Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München

# Reduzierung des Bremsrubbelns bei Kraftfahrzeugen durch Optimierung der Fahrwerkslagerung

**Christoph Bittner** 

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

## **Doktor-Ingenieurs**

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. U. Lindemann

Prüfer der Dissertation:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Heißing
 Univ.-Prof. Dr.-Ing. W. A. Günthner

Die Dissertation wurde am 21.02.2006 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 17.07.2006 angenommen. Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik (FTM) der Technischen Universität München. Die Arbeit wurde gefördert durch die Audi AG Ingolstadt.

Mein Dank gilt zuerst meinem Doktorvater Herrn Professor Dr.-Ing. Bernd Heißing, dem Leiter des Lehrstuhls, für seine Betreuung und Unterstützung meiner Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferates. Ebenfalls danke ich Herrn Professor Dr.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. W. A. Günthner für die Übernahme des Koreferates und Herrn Professor Dr.-Ing. U. Lindemann für die Leitung der Prüfungskommission und den Vorsitz bei der mündlichen Prüfung.

Dankbar bin ich auch den Kolleginnen und Kollegen am Lehrstuhl, die durch ihre fachliche und moralische Unterstützung das Gelingen dieser Arbeit überhaupt erst möglich machten. Hierbei seien besonders die Herren Dr.-Ing. Joseph Fink, Matthias Greger, Holger Mohra, Martin Fröhlich, Hans-Jürgen Negele und Frau Carmen Theimert erwähnt. Sie waren stets zu regen Diskussionen bereit und ich konnte mich jederzeit auf ihre kollegiale und freundschaftliche Hilfe verlassen. Ebenso dankbar bin ich den vielen Studenten für ihre Anregungen und Arbeiten sowie für ihr Vertrauen und ihren großen Einsatz. Bei dieser Gelegenheit möchte ich auch der immer hilfsbereiten Frau Weigand für ihre Hilfe bei allen Arten von bürokratischen Belangen sowie den Mitarbeitern der mechanischen Werkstatt und des Elektroniklabors für die kreative und konstruktive Unterstützung danken.

Mein ganz besonderer Dank gilt meiner gesamten Familie. Vor allem meinen Eltern für die zur Durchführung dieser Arbeit notwendige Basis in Form meiner gesamten Ausbildung. Meiner Frau Elisabeth danke ich für die fortwährende moralische Unterstützung und das Zurückstellen ihrer eigenen Belange. Ich konnte mich immer auf sie verlassen und liebe sie von ganzem Herzen.

Dorfen, im Februar 2006

**Christoph Bittner** 

# Inhaltsverzeichnis:

	Fo	rmelzeichen und Abkürzungen	VIII
1	Ei	nleitung und Aufgabenstellung	1
	1.1	Allgemeine Problemstellung	1
	1.2	Zielsetzung der Arbeit	2
2	Th	eoretische Grundlagen	3
	2.1	Begriffsdefinition Bremsrubbeln	
	2.2	Unterteilung der Schwingungsarten	4
	2.3	Entstehungsmechanismus und Ursachen des Bremsrubbelns	7
	2.3	.1 Kaltrubbeln	7
	2.3	.2 Heißrubbeln	9
	2.4	Die Radaufhängung – Übertragungselement für Schwingungen	
	2.5	Eigenformen von Fahrzeugachsen	13
3	Sta	and der Technik zu rubbelminimierenden Maßnahmen	16
	3.1	Reduktion der Anregung	17
	3.1	.1 Maßnahmen an der Bremsscheibe	17
	3.1	.2 Maßnahmen am Bremsbelag	
	3.1	.3 Maßnahmen am Bremssattel	
	3.2	Reduktion der Übertragung	
	3.2	.1 Reduktion der Bremsenempfindlichkeit	
	3.2	.2 Reduktion der Empfindlichkeit der Radaufhängung	
	3.3	Zusammenfassung der bekannten Abhilfemaßnahmen	

4	Gr	undlagen der Mehrkörpersystem-Simulation	33
	4.1	Grundlagen der Simulation mit ADAMS	34
	4.2	Aufbau von Fahrzeugmodellen in ADAMS/Car	37
	4.3	Beschreibung der verwendeten Fahrzeugmodelle	39
	4.3.	1 Vorderachse	39
	4.3.	2 Lenkung	40
	4.3.	3 Bremse	40
	4.3.	4 Reifen	41
	4.3.	5 Assembly	42
5	Un	nsetzung der Rubbelproblematik in der Simulationsumgebung	43
	5.1	Experimentelle Ermittlung der Anregungsfunktion	43
	5.1.	1 Krafteinleitungsprüfstand 1/8-Fahrzeug	43
	5.1.	2 Versuchsdurchführung	49
	5.1.	3 Ergebnisse	53
	5.2	Definition der Anregung des Modells und des Standard-Fahrmanövers	59
	5.3	Definition der Bewertungskriterien	61
6	Mo	dellvalidierung anhand von Fahrversuchen	63
	6.1	Versuchsaufbau Fahrzeug	63
	6.2	Versuchsbeschreibung	65
	6.3	Messergebnisse und Vergleich mit der Simulation	66
7	Üb	ertragungssystematik von Schwingungen im Fahrwerkspfad	68
	7.1	Variationsmethodik	68
	7.2	Korrelationsanalyse	70
	7.2.	1 Analyse der Fahrwerkspfade	73
	7.2.	2 Analyse der fahrerrelevanten Korrelationen	83
	7.3	Zusammenfassung der Korrelationsanalyse	85

8	Au	swirkungen auf die fahrdynamischen Eigenschaften	93
:	8.1	Elastokinematik	
:	8.2	Analyse des Fahrverhaltens anhand ausgewählter Manöver	
	8.2.	1 Stationäre Kreisfahrt	
	8.2.	2 Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt	
	8.2.	3 Lastwechsel	
	8.2.	4 Bremsen in der Kurve	
	8.2.	5 Lenkwinkelsprung	
:	8.3	Bewertung des Einflusses auf die Fahrdynamik	111
9	Au	swirkungen auf den Gesamt-Fahrkomfort	112
	9.1	Statische und dynamische Achssteifigkeit	
(	9.2	Dynamisches Komfortverhalten	115
	9.2.	l Anfederhindernis	115
	9.2.	2 Stuckerhindernis	117
	9.2.	3 Schlagleiste	118
	9.2.	4 Schlagloch	119
	9.2.	5 Schlechtweg	
(	9.3	Bewertung des Einflusses auf den Fahrkomfort	
10	Bev	vertung der Optimierungsmaßnahmen	122
11	Zu	sammenfassung und Ausblick	124
Aı	nhang	ç	126
Li	terat	urverzeichnis	

# Formelzeichen und Abkürzungen

## Lateinische Buchstaben

a	$[m/s^2]$	Beschleunigung
В	[-]	Belastungskennzahl
С	[N/mm]	Steifigkeit
$D_0$	[-]	Bezugsdehnung der Wöhlerlinie
$D_i$	[-]	Dehnung eines Schwingspiels
d	[-]	Dämpferrate
$dt_1$	[mm]	minimale Scheibendicke durch Kaltauswaschung
$dt_2$	[mm]	Ausgangsdicke
dt <sub>3</sub>	[mm]	Scheibendicke nach Einebnung des Schlags
E	$[N/mm^2]$	E-Modul
$E_{BBdyn}$	[MPa]	Elastizitätsmodul der Bremsbeläge / dynamisch
F	[N]	Anpresskraft
$F_B$	[N]	Bremskraft
$F_{N}$	[N]	Nabenkraft
$F_R$	[N]	Radaufstandskraft
g	$[9,81 \text{ m/s}^2]$	Erdbeschleunigung
J	[kgm <sup>2</sup> ]	Massenträgheitsmoment
k	[-]	Steigung der Wöhlerlinie
$M_{B}$	[Nm]	Bremsmoment
$M_{B,links}$	[Nm]	Bremsmoment linkes Vorderrad
M <sub>B,links,0</sub>	[Nm]	mittleres Bremsmoment linkes Vorderrad
$M_{B,rechts}$	[Nm]	Bremsmoment rechtes Vorderrad
$M_{\mathrm{H}}$	[Nm]	Handmoment
n	[1/min]	Drehzahl
$N_0$	[-]	Bezugs-Lastspielzahl der Wöhlerlinie
$\mathbf{N}_{\mathbf{i}}$	[-]	Lastspielzahl einer Dehnung D <sub>i</sub>
$p_{\rm B}$	[bar]	Bremsdruck

р	[bar]	Druck = Flächenpressung
Q	[J]	Wärmemenge
R <sub>L</sub>	[mm]	Lenkrollradius
R <sub>S</sub>	[mm]	Störkrafthebelarm
r <sub>eff</sub>	[m]	effektiver Radius
r <sub>R</sub>	[mm]	mittlerer Reibungsradius
S	[mm]	Scheibendicke
Т	[°C]	Temperatur
t	[s]	Zeit
v	[km/h]	Geschwindigkeit

## Griechische Buchstaben

$\delta_{H}$ [°]Lenkradwinkel (auch Handwinkel) $\phi$ [°]Nickwinkel $\kappa$ [°]Wankwinkel $\beta$ [°]Schwimmwinkel $\psi$ [°]Gierwinkel $\mu$ [-]Reibbeiwert	Δ	[-]	Unterschied (vorangestellt)
$\varphi$ [°]         Nickwinkel $\kappa$ [°]         Wankwinkel $\beta$ [°]         Schwimmwinkel $\psi$ [°]         Gierwinkel $\mu$ [-]         Reibbeiwert	δ <sub>H</sub>	[°]	Lenkradwinkel (auch Handwinkel)
$\kappa$ [°]Wankwinkel $\beta$ [°]Schwimmwinkel $\psi$ [°]Gierwinkel $\mu$ [-]Reibbeiwert	φ	[°]	Nickwinkel
β[°]Schwimmwinkelψ[°]Gierwinkelμ[-]Reibbeiwert	к	[°]	Wankwinkel
$\psi$ [°]Gierwinkel $\mu$ [-]Reibbeiwert	β	[°]	Schwimmwinkel
μ [-] Reibbeiwert	ψ	[°]	Gierwinkel
	μ	[-]	Reibbeiwert

## Verwendete Abkürzungen

BPV	Brake Pressure Variation = Bremsdruckschwankung in [%]
BTV	Brake Torque Variation = Bremsmomentschwankung in [%]
CAN	Controller-Area-Network
DTV	Disk Thickness Variation = Dickenschwankung in [µm]
SRO	sideface runout = Scheibenschlag in $[\mu m]$
NVH	Noise Vibration Harshness

## Bezeichnungen innerhalb der Achsen

HRV, HRH, E, F, G, H,	Lagamunlita dan Wanlankanahaa			
P, Q, V, W	Lagerpunkte der vienenkerachse			
EP	Lenker von Punkt E zu Punkt P			
FQ	Lenker von Punkt F zu Punkt Q			
GV	Lenker von Punkt G zu Punkt V			
HW	Lenker von Punkt H zu Punkt W			
HRV, HRH, DO, U1,	La comunitée dan McDharcon, Ashac			
U2, U3	Lagerpunkte der MCPherson Achse			
RT	Radträger			
HiRa	Hilfsrahmen			
u.v.	untere Lenkerebene, in Fahrtrichtung vorn			
u.h.	untere Lenkerebene, in Fahrtrichtung hinten			
0.V.	obere Lenkerebene, in Fahrtrichtung vorn			
o.h.	obere Lenkerebene, in Fahrtrichtung hinten			

Kapitel 1

## **Einleitung und Aufgabenstellung**

### 1.1 Allgemeine Problemstellung

Auf dem Weg zum optimalen Produkt haben sich in der jüngeren Fahrzeugentwicklung einige Trends behauptet. Automobile aller Klassen wurden vor allem sicherer, schneller und dynamischer, dabei aber gleichzeitig komfortabler, leiser und von höherer subjektiver Qualität. Schließlich stellen diese Kriterien die wichtigsten Differenzierungsmerkmale im modernen Fahrzeugbau dar. Die konstruktive Umsetzung dieser Entwicklungsziele erfolgte auf der einen Seite durch neue Technologien und optimierte Abstimmungsmöglichkeiten, auf der anderen Seite trotz erhöhter Anstrengungen im Leichtbau meist durch erweiterten Materialeinsatz und gesteigerte Motorleistungen.

Zu einem stimmigen Gesamtkonzept müssen natürlich auch die Bremsanlagen ihren Beitrag liefern, schließlich können moderne Limousinen inzwischen mit Fahrleistungen aufwarten, die noch vor wenigen Jahren reinen Supersportwagen vorbehalten waren. Der höhere Bremsleistungsbedarf wird hauptsächlich durch erheblich gewachsene Bremsen erfüllt. Genügten früher 14"-Bremsanlagen, so hat sich ab der oberen Mittelklasse inzwischen eine Größe von 16" zum Standard entwickelt. Dem Aspekt der "Dynamisierung" wird gleichzeitig in Form eines präzisen und straffen Pedalgefühls, erreicht über eine Aussteifung von Bremsbelägen, Bremssätteln und deren Anbindung sowie einer Reduzierung des freien Pedalwegs Rechnung getragen. Diese veränderten Randbedingungen begünstigen jedoch die Generierung von Schwingungen im Kontaktbereich Scheibe – Belag und deren Übertragung ins Fahrzeuginnere. Im Zusammenwirken mit den erreichten Pegelminimierungen bei Motor-, Wind- und Abrollgeräuschen erreichen bremsinduzierte Schwingungen vermehrt die Wahrnehmung der PKW-Insassen.

In erster Linie stellen bremsinduzierte Schwingungen ein Komfortproblem dar, welches sich in hohen Kosten für die Behebung von Reklamationen äußert. Es sind aber auch Fälle dokumentiert, in denen bremsinduzierte Störerscheinungen die Sicherheit beeinflussen konnten. So haben vereinzelt Fahrer in kritischen Situationen, durch das unvermittelte Auftreten heftiger Rubbelsymptome verunsichert, die Bremse gelöst und sich damit selbst in Gefahr gebracht, obwohl objektiv keine sicherheitskritische Funktionseinschränkung der Bremsanlage vorlag.

In der Folge entfallen heutzutage etwa 50% des Entwicklungsaufwands von PKW-Bremsen auf die Vermeidung von Geräuschen und Vibrationen.

### 1.2 Zielsetzung der Arbeit

Die Hauptbestandteile der bremsinduzierten NVH-Problematik (Noise-Vibration-Harshness) stellen das niederfrequente Bremsrubbeln (10-200 Hz) und das hochfrequente Bremsquietschen (1-20 kHz) dar.

Im Fokus dieser Arbeit stehen dabei die niederfrequenten Schwingungen, die für den Fahrer als Geräusche oder Vibrationen in Erscheinung treten können. Generiert im Kontaktbereich von Bremsbelag und –scheibe, weitergeleitet von den Elementen der Radaufhängung auf Karosserie und Lenkanlage, erfolgt die Wahrnehmung durch den Fahrer hauptsächlich über die Berührpunkte Sitz und Lenkrad sowie durch den abgestrahlten Körperschall von Karosserieblechen in Form von Dröhnen.

Im Rahmen dieser Arbeit soll zunächst ein Überblick über bisherige Ansätze in der Verbesserung des Bremskomforts gegeben werden. Es werden dabei sowohl in der Praxis relevante Möglichkeiten diskutiert als auch Verfahren, deren Realisierung nur eingeschränkt möglich ist. In einer Übersicht wird aus diesen Erkenntnissen ein Katalog mit den bisher untersuchten Maßnahmen und deren Effizienz erstellt.

Darauf aufbauend werden mittels Mehrkörpersystem-Simulation auf der Basis bekannter Achskonzepte die Möglichkeiten zu einer Verbesserung der Rubbelrobustheit durch Abstimmung der Fahrwerkslager untersucht. In verschiedenen Versuchen auf einem Prüfstand sowie durch Validierungsfahrten mit einem Messfahrzeug werden die nötigen Vorkenntnisse für die Simulationsreihen gewonnen. Grundsatzuntersuchungen und Gesamtfahrzeug-Simulationen liefern die Eingangsdaten für eine systematische Analyse des Fahrwerkspfads und somit der Übertragungsstrecke der Rubbelschwingungen von der Radbremse zum Fahrer.

Abschließend werden die ermittelten optimierten Abstimmungen auf ihren Einfluss hinsichtlich der Fahrzeugdynamik und des Gesamt-Fahrkomforts untersucht und bezüglich ihrer Verwendbarkeit im Praxisbetrieb bewertet. Kapitel 2

## **Theoretische Grundlagen**

#### 2.1 Begriffsdefinition Bremsrubbeln

Bremsrubbeln (engl. brake judder) stellt eine bremsinduzierte, erzwungene Schwingung dar, die bei leichten bis mittleren Verzögerungen (0,1g - 0,3g) aus hoher Geschwindigkeit (ab ca. 160 km/h) auftritt und im Bereich der Fahrwerkseigenfrequenz von ca. 15 Hz ( $\triangleq$  Raddrehzahl bei 100 km/h) eine deutliche Verstärkung erfährt.

Der Fahrer bzw. die Insassen können die Folgen des Bremsrubbelns als Bremspedalpulsation, Lenkraddrehschwingungen, Schwankung der Fahrzeuglängsverzögerung, Anregung am Sitz oder Fahrzeugboden sowie im gesamten Innenraum als abgestrahlten Körperschall wahrnehmen [3, 4, 8, 15, 18, 30, 47, 56]. Diese Erscheinungen haben einen stark verminderten Komforteindruck zur Folge. Und obwohl vom technischen Standpunkt aus keine Sicherheitsrisiken durch Bremsrubbeln zu erwarten sind, besteht durchaus die Gefahr, dass die teilweise enormen Störerscheinungen zu Fehlreaktionen beim Fahrer führen. Befürchtungen eines Brems- oder Fahrzeugdefekts können unbedarfte Fahrer zum Lösen des Bremspedals veranlassen und somit kritische Situationen hervorrufen.

Lange Zeit wurde die Entwicklung einer "nicht rubbelnden Bremse" dem Systemlieferanten übertragen. Dieses Auslagern der Problematik vom Fahrzeughersteller zum Zulieferer konnte aber nicht erfolgreich sein. Es hat sich gezeigt, dass sich die Problematik nicht auf die Bremse reduzieren lässt, vielmehr ist ein Ansatz erforderlich, der das gesamte Fahrzeug einbezieht. So liegt zwar der Entstehungspunkt des Rubbelns innerhalb der Bremsanlage, die Intensität der resultierenden Schwingungen und die Übertragung zu den Insassen werden aber im Wesentlichen von Konstruktion und Auslegung der Radaufhängung bestimmt.



## 2.2 Unterteilung der Schwingungsarten

Durch unterschiedliche Entstehungsmechanismen können Schwingungen aus dem Bereich der Radbremse einen großen Frequenzbereich abdecken. Zur Einleitung in die Problematik verschafft dieses Kapitel daher einen Überblick über die verschiedenen Schwingungsarten, die im Kontaktbereich Belag – Scheibe generiert werden können [10, 11, 17, 28, 39, 47].

Eine Klassifizierung der Schwingungserscheinungen wird in erster Linie anhand der Schwingungsfrequenzen getroffen [2]. Die folgende Aufstellung gibt eine Übersicht über die Einteilung der Bremsgeräusche.



Bild 2.2: Einteilung der Bremsgeräusche [2]

In Ergänzung zur frequenzbezogenen Differenzierung wird als weiterer Faktor der Schwingungstyp im physikalischen Sinn in die Charakterisierung der Schwingungen mit einbezogen. Neben selbsterregten Schwingungen (das heißt, schwingfähige Komponenten werden angeregt und bewegen sich dann frei mit ihrer Eigenfrequenz) treten häufig auch erzwungene Schwingungen auf. Diese beruhen auf einer periodischen Anregung von Bremsbauteilen in Folge derer diese Schwingungen mit der Anregungsfrequenz ausführen. Wird ein Resonator mit der Resonanzfrequenz, die ungefähr seiner Eigenfrequenz entspricht, angeregt, erreichen seine Amplituden besonders große Werte.

Eine noch genauere Beschreibung kann anhand der ursächlichen Auslösemechanismen und der zugehörigen Betriebszustände durchgeführt werden.

#### Hochfrequentes Quietschen (high frequency squeal)

- tritt im Frequenzbereich von 3 kHz bis 20 kHz auf
- selbsterregte Schwingung auf Grund einer dynamischen Instabilität des Bremssystems

- Fahrzustand: leichte bis mittlere Verzögerung bei geringer Fahrzeuggeschwindigkeit unterhalb 10 km/h
- Ursprung: zyklische Änderung der Normalkräfte zwischen Scheibe und Belag infolge der Schwingung von Scheibe oder Trommel
- Randbedingungen:
  - Bremsdruck von 5 bis 30 bar
  - Scheibentemperaturen bis 300 °C

## Schaben / Schleifen (wire brush)

- tritt im Frequenzbereich von 1 kHz bis 10 kHz auf
- entsteht aus der Superposition hochfrequenter Schwingungen mit stochastisch variierenden Amplituden
- Fahrzustand: leichte bis mittlere Verzögerung bei geringer Fahrzeuggeschwindigkeit unterhalb 10 km/h
- Randbedingungen:
  - Bremsdruck von 5 bis 30 bar
  - Scheibentemperaturen bis 300 °C

## Niederfrequentes Quietschen (low frequency squeal)

- tritt im Frequenzbereich von 1 kHz bis 3 kHz auf
- selbsterregte Schwingung auf Grund einer dynamischen Instabilität des Bremssystems
- Fahrzustand: leichte bis mittlere Verzögerung bei geringer Fahrzeuggeschwindigkeit unterhalb 10 km/h
- Ursprung: zyklische Änderung der Normalkräfte zwischen Scheibe und Belag infolge der Schwingung von Scheibe oder Trommel
- Randbedingungen:
  - Bremsdruck von 5 bis 30 bar
  - Scheibentemperaturen bis 300 °C
  - o auftretende Quietschfrequenzen sind invariant

## Heulen, Muhen (moan)

- tritt im Frequenzbereich von 500 Hz bis 1000 Hz auf
- selbsterregte Schwingung auf Grund einer dynamischen Instabilität des Bremssystems, charakterisiert durch eine oder mehrere tonale Komponenten
- Fahrzustand: leichtes Bremsen bei Fahrzeuggeschwindigkeiten unterhalb 10 km/h
- Randbedingungen:
  - Bremsdruck bis 10 bar

## Knarzen (groan)

- tritt im Frequenzbereich von 100 Hz bis 500 Hz auf
- selbsterregte Schwingung auf Grund einer dynamischen Instabilität des Bremssystems mit abwechselndem Haften und Reiben (stick-slip) zwischen den Belägen und der Bremsscheibe, charakterisiert durch eine oder mehrere tonale Komponenten
- Fahrzustand: leichtes Bremsen bei Fahrzeuggeschwindigkeiten unterhalb 15 km/h
- Ursprung:
  - Restspannkräfte der Bremsfaust
  - lokale Änderung der wirkenden Anpresskräfte durch Verdrehung des Bremssattels
  - Abfall des Reibwertes mit steigender Geschwindigkeit
- Randbedingungen:
  - Bremsdruck bis 10 bar

## Rubbeln (judder)

- tritt im Frequenzbereich bis 100 Hz (manchmal auch 400 Hz) auf
- erzwungene Schwingung durch zyklische Änderungen der Normalkraft zwischen Belag und Scheibe mit eine Schwingfrequenz proportional zur Raddrehzahl
- Fahrzustand: leichte bis mittlere Verzögerung aus hohen Geschwindigkeiten (aus v<sub>max</sub> bis ca. 80 km/h)
- Ursprung: Dickenvariation der Bremsscheibe
- Rubbelarten:
  - $\circ$  Kaltrubbeln (*cold judder*), Scheibentemperatur < 200 °C
  - Heißrubbeln (*thermal judder*, *hot judder* oder *roughness*), Scheibentemperatur
     ca. 200 800 °C
- Randbedingungen:
  - Bremsdruck von 10 bis 20 bar

Die Einstufung in **Bild 2.2** zeigt, dass Bremsrubbeln am unteren Ende der Frequenzskala liegt. Gerade dieser Umstand führt zur herausragenden Bedeutung dieser Schwingungserscheinung. Rubbeln stellt als einzige eine bremsinduzierte Schwingung dar, die sich nicht nur im hörbaren Bereich abspielt, sondern auch (und sogar hauptsächlich) im spürbaren. Dies führt zu einer deutlich differenzierten Wahrnehmung dieser Störung im Vergleich zu den reinen Bremsgeräuschen.

#### 2.3 Entstehungsmechanismus und Ursachen des Bremsrubbelns

Zu den Mechanismen der Entstehung des Rubbelphänomens gibt es eine große Anzahl an Veröffentlichungen in denen die Problematik sowohl in theoretischen als auch praktischen Ansätzen beleuchtet wird [1, 20, 31, 32, 34, 36, 37, 44, 47, 49, 57, 60].

Demnach liegt der Ursprung des Bremsrubbelns meist in einem nichtkonstanten Verlauf der Normalkraft zwischen Bremsbelag und –scheibe während einer Bremsung. Als unmittelbare Folge ergibt sich daraus eine Bremsmomentschwankung (engl. brake torque variation, BTV), welche Fahrwerk und Aufbau zum Schwingen anregt. Der Grund für die Schwankungen im Normalkraftverlauf im Kontaktbereich Bremsbelag – Bremsscheibe liegt in geringfügigen Schwankungen der Bremsscheibendicke. Diese Dickenschwankung wiederum rührt im Wesentlichen von zwei unterschiedlichen Ursprüngen her. Somit werden auch zwei Rubbelfälle unterschieden, das Kaltrubbeln und das Heißrubbeln.

#### 2.3.1 Kaltrubbeln

Beim Kaltrubbeln werden die Normalkraftschwankungen vor allem durch eine Dickenschwankung (engl. disc thickness variation, DTV) erster oder zweiter Ordnung der Bremsscheibe hervorgerufen.

Zum einen weist jede Bremsscheibe aufgrund von Fertigungstoleranzen im Neuzustand eine gewisse DTV auf, zum anderen bedingt der Kontakt zwischen Bremsscheibe und –belag im ungebremsten Betrieb (engl. off-brake) einen nicht un-



Bild 2.3: Gemessener Bremsmomentverlauf über eine Radumdrehung

erheblichen Kaltabtrag. Im Segment der höherwertigen Fahrzeuge werden mit entsprechend aufwändigen Bearbeitungsprozessen bei neuen Bremsscheiben DTV-Werte von bis zu unter 10  $\mu$ m erzielt, die Auswaschungen durch das zyklische Streifen am Belag können dagegen Werte von bis zu 40  $\mu$ m erreichen.

Daher stellt neben der fertigungsbedingten DTV der Scheibenschlag (engl. sideface runout, SRO) die wichtigste Störgröße dar. Auch wenn diese Ungleichförmigkeit weniger in unmittelbarem Zusammenhang mit der Rubbelgenerierung steht, so ist ein Taumeln der Scheibe der Hauptgrund für off-brake generierte Dickenschwankungen, **Bild 2.4**. Besonders in den USA, wo lange Highway-Etappen ohne Bremsbetätigung bewältigt werden, stellt dieser Effekt den Haupt-Schädigungsmechanismus dar und führt zu einer hohen Anzahl an Kundenreklamationen. Der Abstand zwischen Belag und Bremsscheibe beträgt off-brake systembedingt unter 100  $\mu$ m und muss derart gering gehalten werden, um ausreichend geringe Ansprechzeiten der Bremse sicherzustellen und den Leerweg im Bremspedal zu reduzieren. Trotz theoretisch ausreichenden Lüftspiels der Beläge können bereits geringe SRO-Werte zu einem Kontakt zwischen Bremsscheibe und –belag führen, da die Rückstellung selten symmetrisch erfolgt. Im Gegensatz zu der in **Bild 2.5** skizzierten Scheibengeometrie erfolgt im Praxisbetrieb in der Regel ein einseitiges Streifen an den Belägen. Dieser Kontakt bedingt einerseits das Abtragen von SRO, andererseits aber ein Anwachsen der DTV. Als Toleranzmaß für neue Bremsscheiben gelten Bauteil-SRO-Werte bis maximal 40  $\mu$ m am äußeren Scheibenumfang.



Bild 2.4: Kaltabtrag im ungebremsten Betrieb



Dieser Wert allein ist dabei aber nur von geringer Aussagekraft, setzt sich der Seitenschlag der montierten Bremsscheibe doch aus mehreren Faktoren zusammen, **Bild 2.6**. Zum Einzelteil-Schlag der Scheibe kommen die Toleranzen im Nabenflansch, die statischen und dynamischen Toleranzen der Radlagerung sowie Einflüsse aus Typ (Alu/Stahl), Geometrie und Fertigungstoleranzen der Felge hinzu. Aber auch der Montageprozess ist von großer Bedeutung. So wirken sich die Höhe und Gleichmäßigkeit der Anzugsdrehmomente der Radschrauben ebenso aus, wie Verunreinigungen in den Kontaktflächen zwischen Nabenflansch, Bremsscheibe und Felge. Bei der Montage von Radlager, Bremse und Rad kann sich im Extremfall durch günstige Toleranzaddition der Zusammenbau-Schlag sowohl auf bis zu 0 µm verringern als auch durch eine ungünstige Addition auf bis zu 120 µm erhöhen [14, 20].



Bild 2.6: Einflussfaktoren auf den Zusammenbau-Schlag einer Bremsscheibe

Die dynamischen SRO-Anteile, die sich während der Rotation der Bremsscheibe durch Kipp- und Taumelbewegungen bilden, spielen ebenso eine erhebliche Rolle. Selbst bei statischen Schlägen unterhalb der Toleranzschwelle kann es aufgrund von Unwuchten, Kraftstörungen aus dem Reifen und Radlagerspiel zu einer verstärkten DTV-Bildung kommen.

Diese Parameter lassen bereits die Möglichkeiten zur Optimierung erkennen. Neben der Reduktion der Einzelteil-Toleranzen kann in der Montage eine Toleranzanpassung erfolgen. Durch Matchen der Bauteile können beim Zusammenbau-Schlag in der Serie Tole-

ranzgrenzen unter 30 µm erreicht werden. Der Prozess des Matchens stellt allerdings eine aufwändige und damit kostenintensive Maßnahme dar und wird hauptsächlich bei akuten Serienproblemen angewandt. Der Vorteil liegt darin, dass ohne konstruktive Abänderungen und sehr kurzfristig Abhilfe geschaffen werden kann.

Kann der Zusammenbau-Schlag trotz dieser Maßnahmen nicht weiter reduziert werden, lassen sich bei der Auswahl der Reibpartner zwei Strategien verfolgen. Die eine zielt darauf ab, den Verschleiß im ungebremsten Betrieb gering zu halten, um wenig Kaltabtrag zu verursachen. Die zweite Möglichkeit besteht darin, durch eine höhere Aggressivität der Bremsbeläge eine off-brake generierte Dickenschwankung möglichst schnell wieder einzuebnen. In beiden Fällen wird es aber einen Zustand geben, bei dem die DTV kritische Werte erreichen kann.

## 2.3.2 Heißrubbeln

In [13, 24, 29, 35, 59, 63] werden die Entstehungsmechanismen des thermischen Rubbelns beschrieben. Im Gegensatz zum Kaltrubbeln resultiert das Heißrubbeln (engl. Hot Judder) aus einer thermisch bedingten Veränderung der Scheibengeometrie bei starker oder lang anhaltender Abbremsung und findet bei Scheibentemperaturen oberhalb von 450 °C statt. Begleitet wird es meist von einem deutlich hörbaren Brummen oder Dröhnen.

Ebenso wie beim Kaltrubbeln spielt die statische DTV der Bremsscheibe eine wichtige Rolle für die Entstehung. Werden während eines Bremsvorgangs hohe Scheibentemperaturen erreicht, kann es bei der Umsetzung der kinetischen Energie in Wärmeenergie zu einer in Umfangsrichtung ungleichförmigen Temperaturverteilung auf der Scheibenoberfläche kommen. Die statische DTV und lokale Verformungen der Scheibenoberfläche durch Rauhigkeit oder andere Störungen führen zur Änderung des örtlichen Drucks in der Kontaktfläche. Die Druckänderungen wirken sich auf die örtliche Reibleistung und auf den Wärmestrom aus. Das örtliche Temperaturfeld verändert sich und es bildet sich auf Grund der Wärmedehnung eine ungleichmä-



Bild 2.7: Hotspotbildung im Versuch [24]

ßige Verformung des Reibrings, **Bild 2.8**. An den erhabenen Stellen erfolgt ein höherer Energieeintrag in den Reibring, die lokalen Temperaturen an diesen Stellen steigen schneller an. Dies führt dort zu einer zusätzlichen Ausdehnung, die thermisch bedingte DTV der Scheibe steigt. In der Folge entstehen Zonen lokaler Überhitzung (engl. Hotspots), **Bild 2.7**, da das Scheibenmaterial typischerweise kein ausreichendes Wärmeleit- und -speicherungspotenzial besitzt um eine gleichförmige Erwärmung des Reibrings und ein Abklingen der Störung zu ermöglichen. Daher resultieren aus den Temperaturgradienten die Verformungen des Reibrings, **Bild 2.9**. Eine mögliche Folge von Hotspots ist die Zunahme der chemischen Aktivität des Metalls und lokale Gefügeumwandlungen des Bremsscheibenmaterials in den heißen Bereichen. Durch die hohen Kontakttemperaturen entstehen Bereiche, in denen chemische Reaktionen mit der Umgebung ausgelöst werden. Es erfolgt ein kontinuierlicher Aufbau und Abriss von Oxidprodukten wie FeO, Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub> und Fe<sub>3</sub>O<sub>4</sub>. Durch die hohen Temperaturen kann bei anschließender, rascher Abkühlung und beim Vorhandensein von Kohlenstoff der harte Martensit entstehen, wodurch die Scheibe irreversibel geschädigt wird.



**Bild 2.8:** Systembedingte Deformation einer Scheibe nach Temperatursprung und daraus resultierendes Verschiebungsfeld [59]



Bild 2.9: FEM-berechnete Verformung eines Reibrings [67]

## 2.4 Die Radaufhängung – Übertragungselement für Schwingungen

Wesentlichen Einfluss auf das Rubbelverhalten eines Fahrzeugs haben seine Achskonstruktion und deren Abstimmung. Die Anregung durch eine identische Bremsmomentschwankung kann bei unterschiedlichen Achsen zu einer deutlich abweichenden Fahrzeugantwort führen.

Den Übertragungsweg der bremsinduzierten Schwingungen zeigt **Bild 2.10**. Die Generierung erfolgt in der Reibzone der Reibpaarung. Die entstehende Bremsmomentschwankung wird in der Reifenaufstandsfläche abgestützt. Über die Bauteile der Radaufhängung erfolgt die Übertragung auf Karosserie, Sitz und Lenkrad und damit auf den Fahrer.



Bild 2.10: Übertragungsweg von Schwingungen im Gesamtsystem [5]

Der Aufbau von modernen Fahrzeugachsen bringt einen weiteren Aspekt mit sich. Um die Belange des Fahrkomforts sicherzustellen (**Tabelle 2.1**) werden als Verbindungselemente zwischen den Achskomponenten Elastomerlager eingesetzt. Diese Lagerelemente ermöglichen der Achse zusätzliche Freiheitsgrade zur Schwingungsisolation. Die Kopplung von starren Bauteilen mit elastischen Elementen erzeugt dabei aber ein schwingfähiges Mehrkörpersystem, das bei entsprechender Anregung eine unerwünschte Eigendynamik aufweist. So steht der Schwingungsisolation die Anregungsverstärkung im Bereich der Eigenfrequenz gegenüber. Eine Abstimmung nach dem heutigen Stand der Technik (Pendelmasse aus den ungefederten Massen und einem reduzierten Anteil der Achslenker, Federsteifigkeit aus den Einzelsteifigkeiten der Koppelelemente) ergibt zwangsläufig eine Eigenfrequenz im Bereich um 15 Hz. Dies entspricht der Raddrehfrequenz bei etwa 110 bis 120 km/h. Bei einer Bremsung mit in erster Ordnung geschädigten Bremsscheiben erfolgt somit bei dieser Geschwindigkeit eine Anregung im Bereich der Achseigenfrequenz. Hinzu kommt eine Eigenfrequenz des Lenksystems in einem ähnlichen Bereich. Damit erklären sich die Merkmale des Bremsrubbelns, Längsvibrationen, Lenkrad-Drehschwingungen und Karosseriedröhnen.

Aber im Betrieb kommt es auch zu zeitlich variierendem Verhalten. Es ist zu beobachten, dass bei einer Bremsung die

Tabelle 2.1: Anforderungen	an ein Fahrwerk
----------------------------	-----------------

Allgemein	geringes Gewicht und geringe ungefederte Massen minimaler Bauaufwand minimaler Raumbedarf Montagefreundlichkeit Reparaturfreundlichkeit
Dynamik	hohe Kurvengrenzgeschwindigkeit Untersteuerndes Eigenlenkverhalten Richtungsstabilität gegen Störungen schneller Seitenkraftaufbau gutes Feedback an den Fahrer
Komfort	Begrenzung von Nick- und Wankbewegungen Vertikalbewegung ermöglichen, aber begrenzen Isolation gegen Schwingungs- und Körperschall hoher Abrollkomfort

Längsschwingungen überwiegen, bei der nächsten die Lenkrad-Drehschwingungen. Dies resultiert aus verschiedenen Lastfällen, die eine unterschiedliche Anregung bedingen. **Bild 2.11** zeigt die Extremwerte in der Phasenlage der Dickenmaxima zwischen linker und rechter Bremsscheibe. Liegen während eines Bremsmanövers die Dickenmaxima in Phase, erfolgt eine gleichseitige Anregung der Vorderachse (**Bild 2.12a**), mit dem Resultat hoher Beschleunigungsamplituden in Fahrzeug-Längsrichtung. Die Querkräfte an den Spurstangen heben sich annähernd auf, die zu erwartenden Drehbewegungen des Lenkrads sind somit gering. Im zweiten Fall liegen die Dickenmaxima um 180° versetzt, eine wechselseitige Anregung der





Achse erfolgt (**Bild 2.12b**). Dabei addieren sich die Spurstangenkräfte links und rechts, was zu erheblichen Lenkrad-Drehamplituden führen kann. Die Addition des links- und rechtsseitigen Bremsmoments ergibt dagegen einen einigermaßen homogenen Verlauf, die Fahrzeuglängsschwingungen halten sich somit in Grenzen.



**Bild 2.12:** Auswirkung der Phasenlage der Dickenmaxima auf die Anregung der Vorderachse – links gleichphasig, rechts gegenphasig (siehe auch [38])

Über eine optimierte Abstimmung muss versucht werden, die Stärke der spürbaren Störungen bei gegebener Anregung zu minimieren. Die maßgeblichen Parameter im Bereich der Achse sind vor allem die Achsgeometrie, Bauelementemassen, Masseverteilungen, die Lagersteifigkeiten und –dämpfungen und die Konstruktionsparameter der Lenkung.

### 2.5 Eigenformen von Fahrzeugachsen

Eine Grundauslegung einer Fahrzeugachse kann mit einfachen Mehrkörper-Modellen ermittelt werden. Dies geschieht für die kinematische und die elastokinematische Auslegung, kann aber auch bei der Untersuchung des Schwingverhaltens durchgeführt werden. Um einen Eindruck vom Schwingverhalten von Achsen zu bekommen, können diese in einem Mehrkörper-Berechnungsprogramm als MKS-Modell abgebildet werden. Über eine Modalanalyse erhält man die Eigenformen der Achse mit den zugehörigen Eigenfrequenzen.

Im Beispiel (**Bild 2.13**) sind eine Vierlenker-Vorderachse und eine McPherson-Federbein-Vorderachse dargestellt. Der Aufbau der Simulationsmodelle erfolgte anhand der Kinematikpunkte der real ausgeführten Achsen des Audi A6 und des Audi A2. Die Koppelelemente zwischen den einzelnen Bauteilen entsprechen ebenfalls der Konstruktion und sind dem entsprechend durch Fixverbindungen, Gelenke oder Elastomerlager realisiert. Die Parametrierung sämtlicher Massen, Massenträgheiten, Federsteifigkeiten, Dämpferkennlinien sowie Lagersteifigkeiten und –dämpfungen entspricht der Serie.



**Bild 2.13:** Ausgeführte Konstruktionen und MKS-Modelle von Vierlenker- und McPherson-Federbein-Vorderachse

Die Betrachtung anhand einer Modalanalyse (**Bild 2.14**) zeigt für die beiden Achskonzepte deutliche Unterschiede im Schwingungsverhalten. Während die Vierlenker-Vorderachse im rubbelrelevanten Frequenzbereich von 6 - 20 Hz eine Lenk-Eigenform und eine Längs-Eigenform aufweist, besitzt die McPherson-Achse eine Lenk-Eigenform und eine Vertikal-Eigenform. Die Frequenz der Längs-Eigenform der McPherson-Achse liegt mit 25 Hz deutlich höher als bei der Vierlenker-Achse und somit außerhalb des rubbelkritischen Bereichs.

Mit diesen einfachen Simulationsmodellen lässt sich sehr schnell der Einfluss von veränderten Abstimmungsparametern auf das Gesamtsystem Vorderachse ermitteln. Die im Beispiel ausgeführten Achsen lassen für den Betrieb ein deutlich unterschiedliches Antwortverhalten auf die Rubbelanregung erwarten. Während bei der Vierlenker-Achse die Maximalamplituden an der Sitzschiene und am Lenkrad nah beieinander liegen sollten (bei etwa 115 – 125 km/h), dürfte bei der McPherson-Achse das Lenkrad bis in niedrige Geschwindigkeitsbereiche ruhig bleiben und erst ab etwa 55 km/h stärkere Drehschwingungen ausführen.



**Bild 2.14:** Eigenformen von Vierlenker- und McPherson-Federbein-Achse aus dem Frequenzbereich 6 bis 20 Hz

In der Simulation werden die Achskonzepte in Gesamtfahrzeugmodellen des Audi A6 und des Audi A2 verglichen. Die Fahrzeuge zeigen während einer Rubbelbremsung das erwartete Verhalten. **Bild 2.15** zeigt die Beschleunigungsverläufe an der Sitzschiene in Längsrichtung und die Lenkraddrehbeschleunigung während einer Rubbelbremsung aus 160 km/h bei einer Bremsverzögerung von 2 m/s<sup>2</sup> und einseitiger Anregung in erster Ordnung.



**Bild 2.15:** Beschleunigungsverläufe an der Sitzschiene in X-Richtung (oben) und am Lenkrad (unten) während einer Rubbelbremsung aus einer Geschwindigkeit von 160 km/h

# Stand der Technik zu rubbelminimierenden Maßnahmen

Grundsätzlich lässt sich die Rubbelproblematik mit zwei Ansätzen angehen (**Bild 3.1**). Zum einen muss versucht werden, die Anregungsmechanismen wirkungsvoll zu unterbinden. Ziel ist bei diesem Herangehen, die Bremse mit ihren Komponenten so zu gestalten, dass Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen nur in einem ausreichend geringen Maß entstehen. Die zweite Möglichkeit ist, die Auswirkungen einer gegebenen, nicht vermeidbaren Störung durch gezielte Maßnahmen im Fahrzeug zu reduzieren.



Bild 3.1: Ansatzpunkte zur Minderung von Bremsrubbeln

Den größten Erfolg verspricht nur eine gezielte Abstimmung aller beteiligten Komponenten, über die gesamte Wirkungskette: Dickenschwankung der Bremsscheibe, Bremse, Radaufhängung, Reifen, Fahrwerksabstimmung und -anbindung, Lenkung und Karosserie.

In diesem Kapitel werden die wichtigsten Einzelmaßnahmen zur Reduktion von Anregung und Übertragung vorgestellt und bewertet.

## 3.1 Reduktion der Anregung

Erster Ansatzpunkt zur Minimierung des Bremsrubbelns stellt der Versuch dar, die Generierung von Bremsmoment- und Bremsdruckschwankungen zu vermeiden oder zumindest zu reduzieren. Die möglichen konstruktiven Maßnahmen beschränken sich hierbei auf die Komponenten der Bremsanlage, also Bremsscheibe, Bremsbelag und Bremssattel (**Bild 3.2**).



Bild 3.2: Einflussfaktoren auf Bremsduck- und Bremsmomentschwankungen

## 3.1.1 Maßnahmen an der Bremsscheibe

## Designoptimierung der Bremsscheibe

Die konstruktive Gestaltung der Bremsscheibe bietet viele Möglichkeiten für Variationen. Die Geometrie der Bremsscheibe hat unmittelbaren Einfluss auf das thermoelastische Verhalten und somit auf die Neigung zum Heißrubbeln. In [59] wird der Einfluss der Bremsscheibengeometrie von Massivscheiben auf das Heißrubbeln mittels eines Finite Elemente Simulationsmodells untersucht. Als Gütekriterium wird die Kombination aus Anzahl und Stärke der Hotspots herangezogen.

Als Konstruktionskriterien wurden unter anderem das Durchmesser/Dicke-Verhältnis massegleicher Bremsscheiben und die Anbindung des Reibrings an den Bremsscheibentopf untersucht. Der Vergleich in **Bild 3.3a** zeigt, dass eine dünne Scheibe bei gleicher Energieeinbringung zwar eine geringere Anzahl an Hotspots hervorruft, deren Ausprägung aber ungleich höher als bei der dickeren Variante ist. Die höhere Steifigkeit des Reibrings der dicken Scheibe wirkt deutlich amplitudenreduzierend. Einer beliebigen Erhöhung der Bremsscheibendicke sind aus Gewichtsgründen natürlich Grenzen gesetzt, aber durch die Verwendung innenbelüfteter Bremsscheiben kann die effektive Dicke dennoch deutlich gesteigert werden.

Den Einfluss der Gestaltung der Anbindung zeigt **Bild 3.3b**. Drei Varianten werden untersucht: Scheibe A besitzt eine massive Anbindung des Reibrings an den Topf, bei Scheibe B ist diese Dicke um 50% reduziert und Scheibe C ist radial schwimmend befestigt.

Die Scheibe mit reduzierter Anbindungssteifigkeit zeigt im Vergleich zur Basisscheibe weniger aber deutlich stärkere Hotspots. Dies lässt sich darauf zurückführen, dass bei Scheibe B gleiche Temperaturspannungen durch die geringere Steifigkeit zu größeren Verformungsamplituden führen. Scheibe C zeigt dagegen nahezu keine Neigung zur Hotspotgenerierung. Sowohl Anzahl als auch Ausprägung der Hotspots sinken deutlich durch den Wegfall der Temperaturspannungen.



**Bild 3.3:** Numerisch simulierte Temperaturfelder bei n = 1300/min [59] Scheibe 1: Di = 140 mm, Da = 240 mm, s = 10 mm, p = 24 bar Scheibe 2: Di = 150 mm, Da = 230 mm, s = 12,5 mm, p = 30 bar Scheibe A: Anbindungsdicke 100% der Bremsscheibendicke Scheibe B: Anbindungsdicke 50% der Bremsscheibendicke Scheibe C: Anbindung ohne radiale Einspannung

#### **Reduktion der Dickenschwankung**

In Kapitel 2.3 ist der Entstehungsmechanismus des Bremsrubbelns beschrieben. Initialzündung des Rubbelns ist eine Dickenschwankung der Bremsscheibe. **Bild 3.4** zeigt die Ergebnisse aus Gesamtfahrzeugmessungen zum Einfluss der DTV auf die Bremsmomentschwankung während einer Bremsung. Deutlich ist zu erkennen, dass bei sonst unveränderten Randbedingungen eine erhöhte DTV zu einer deutlich verstärkten Amplitude im Bremsmomentverlauf führt. Das Ausmaß der Bremsmomentschwankung steht also in direktem Verhältnis zum Betrag der Dickenschwankung (siehe auch Kapitel 5.1.3). Somit ist es erforderlich, die Neuteiltoleranzen so weit wie möglich zu reduzieren. Den Stand der Technik stellt heute schon eine schleifende Endbearbeitung der Bremsscheiben dar. Derzeitige Herstellverfahren ermöglichen eine Bauteil-DTV bis minimal 10  $\mu$ m, eine weitere Reduktion wird angestrebt. Derart geringe Fertigungstoleranzen sind allerdings kostspielig bei einer Verwirklichung in Großserie.

Neben der Neuteil-DTV ist aber vor allem eine erst im Betrieb generierte Dickenschwankung maßgeblich, die mit einer engen DTV-Toleranz in der Fertigung nicht beeinflusst werden kann. Aus diesem Grund stellt die Vermeidung der Schädigungsmechanismen einen Schwerpunkt in der Entwicklung dar.



Bild 3.4: Einfluss von DTV auf die Bremsmomentschwankung; nach [3]

### **Reduktion des Scheibenschlags**

Größeres Potenzial aus dem Fertigungsprozess ist somit dem Scheibenschlag zuzumessen. Wenngleich der axiale Scheibenschlag im Rahmen der üblichen Toleranzen (SRO < 100  $\mu$ m) selbst keine relevanten Bremsmomentschwankungen zur Folge hat (**Bild 3.5**), so spielt er doch die wichtigste Rolle bei der Generierung von DTV im Fahrbetrieb durch Kaltabtrag. In Kapitel 2.3.1 sind die wichtigsten Einflussparameter auf den Scheibenschlag genannt. Bei der Vermeidung von SRO ist neben der Minimierung des Einzelteil-Axialschlags vor allem der Montageprozess zu beachten. Die Möglichkeiten zur Reduktion des Zusammenbau-Schlags bestehen in:

- Reduktion der Einzelteiltoleranzen
- Matchen der Einzelteiltoleranzen
- Nachbearbeitung der Bremsscheibe nach der Montage am Fahrzeug

Alle Maßnahmen haben gemeinsam, dass sie zum einen teuer in der Umsetzung sind und zum anderen nur bis zum ersten Tausch der Bremsscheiben, unter Umständen sogar nur bis zum ersten Reifenwechsel (besonders, falls die Konstruktion keine eigene Befestigung der Bremsscheibe an der Radnabe vorsieht), Bestand haben. Der Vorteil liegt darin, dass bei akuten Problemen im Feld keine konstruktiven Maßnahmen am Fahrzeug nötig sind und vor allem Matchen und Nachbearbeiten sehr kurzfristig in den Montageprozess einfließen können.



Bild 3.5: Einfluss von SRO auf den Bremsmomentverlauf; nach [3]

#### Verbesserte Scheibenwerkstoffe

Im Großserieneinsatz kommen derzeit ausschließlich Bremsscheiben aus Grauguss (z.B. GG26Cr) zum Einsatz. Die zunehmenden Ansprüche an die Bremsanlage lassen aber erkennen, dass mit Grauguss die technischen Grenzen erreicht sind. Extrem hohes Gewicht als rotierende, ungefederte Masse, schlechtes Verschleißverhalten, geringe Temperaturresistenz (Hotspotbildung, Schirmung) und schlechte Komforteigenschaften lassen alternative Scheibenwerkstoffe interessanter werden.

In [48] wird über mögliche alternative Scheibenwerkstoffe berichtet. Partikelverstärktes Aluminium (Al/MMC), Kohlefaserverstärkter Kohlenstoff (C/C) und Faserverstärkte Keramik (CMC) werden derzeit bereits in Motorsport und Luft- und Raumfahrt erfolgreich als Bremsscheibenwerkstoff eingesetzt bzw. erprobt.

Als relativ kostengünstiger Ersatz bietet sich Al-MMC an. Mit einer Dichte von 2,8 g/cm<sup>3</sup> ist dieser Werkstoff deutlich leichter als GG (Dichte ca. 7,1 g/cm<sup>3</sup>). Durch die Zugabe von Keramikpartikeln (SiC oder Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, ca. 4 – 12 µm Durchmesser, 20 – 30 Vol%) wird eine Dispersionsverfestigung (Erzeugung hochwarmfester metallischer Werkstoffe durch feindisperse Einlagerung thermisch außerordentlich stabiler, in der Matrix unlöslicher Teilchen in metallische Gefüge [7]) erreicht, wodurch sich Festigkeitswerte erzielen lassen, die höher liegen als bei Grauguss [19, 65]. Ein weiterer Vorteil von Al/MMC liegt in der deutlich höheren thermischen Leitfähigkeit (Faktor zwei bis vier gegenüber GG), die Hitzeverzug (Hotspotbildung) entgegenwirkt. Diese Vorteile haben zur Etablierung im Schienenverkehr geführt, im Straßenfahrzeugbau kommt es lediglich im Lotus Elise zu einem Serieneinsatz. In diesem kleinen, leichten Fahrzeug kommen die unbestreitbaren Nachteile dieses Werkstoffes nicht so stark zum tragen. Einsatztemperaturen oberhalb 450 °C führen bei Al/MMC zu einer Überhitzung und irreversiblen Gefügeveränderungen. Diese Eigenschaft und die geringe volumenspezifische Wärmekapazität (2,3 – 3,1 gegenüber 3,7 – 6,4 bei GG) verhindern einen Einsatz in schweren Fahrzeugen mit entsprechend hohen Bremsleistungen.

Technisch besser geeignet erscheint für Bremsscheibenanwendungen Kohlefaserverstärkter Kohlenstoff (C/C). Hierbei handelt es sich um einen Werkstoff, der für thermisch hoch beanspruchte Strukturteile entwickelt wurde. Er weist bei einer geringen Dichte von 1,8 g/cm<sup>3</sup> eine Temperaturbeständigkeit von bis zu 1800 – 2000 °C auf, bei Reibwerten für Bremssysteme zwischen 0,35 und 0,45 [23]. Der erste Einsatz als Bremsenwerkstoff war in Form einer Lamellenbremse in der Concorde, heute ist er Stand der Technik in fast allen Boeing und Airbus-Flugzeugen. Anwendungen im Fahrzeugbau beschränken sich auf den Einsatz in Rennsportfahrzeugen, wie zum Beispiel in der Formel1. Die Herstellung für Bremsenanwendungen erfolgt über die CVI-Technik (Chemical-Vapour-Infiltration). Neben dem geringen Gewicht liegen die Vorteile des Werkstoffs in einem ausgeprägten, schadenstoleranten, pseudoplastischen Bruchverhalten, einer ausgezeichneten Fadingresistenz und einer mit der Temperatur stark ansteigenden Wärmekapazität. Aus Sicht der Rubbelproblematik sprechen auch noch der extrem niedrige Wärmeausdehnungskoeffizient und der maximal erreichbare Wärmeleitkoeffizient für Kohlefaserverstärkten Kohlenstoff. Diese Werte sind sehr stark richtungsabhängig und bieten somit Potenzial für eine gezielte Auslegung.

Aber auch dieser Werkstoff hat einige Nachteile. Nicht nur die hohen Herstellungskosten verbieten einen Großserieneinsatz, sondern auch die technischen Eigenschaften. So oxidiert C/C ab 400 °C sehr stark, was enormen Verschleiß bedingt (bei Rennfahrzeugen ist Oxidation das Hauptproblem, die Scheibendicke wird für jedes Rennen separat ausgelegt). Das technisch schwerwiegendste Ausschlusskriterium für Bremsanwendungen in der Serie dürfte jedoch die geringe Verschleißbeständigkeit, besonders unterhalb 150 °C, sein. Außerdem spricht noch der geringe Kaltreibwert ("early morning effect") gegen einen Straßeneinsatz.

Als derzeit ausgereifteste GG-Alternative gilt die Faserverstärkte Keramik (CMC). Hier wird die Möglichkeit umgesetzt, durch faserverstärkte Keramiken auf SiC-Basis als Matrix und Kohlenstoff als Verstärkungsfaser die Sprödigkeit monolithischer Keramiken bis zu höchsten Temperaturen zu begrenzen. In den 80er Jahren erfolgte die Herstellung wie bei C/C mittels des CVI-Prozesses und Polymerroute, seit den 90ern hat sich die Flüssigsilizierung durchgesetzt. Dieses "near-net-shape"-Verfahren ermöglicht großformatige, komplexe Bauteile. In [53] wird über das Potenzial von flüssigsiliziertem C/C als Bremsenwerkstoff berichtet. Dieses Verfahren führt zwar nicht zu höchstfesten Werkstoffen (Festigkeit 70 – 160 MPa im Vergleich zu 250 – 350 MPa für GG), aber mit wenigen Prozessschritten wird eine nahezu porenfreie, faserverstärkte Keramik mit hoher Verschleißfestigkeit erreicht, die relativ kostengünstig (billiger als C/C) herzustellen ist. Die Dichte liegt mit 1,9 g/cm<sup>3</sup> auf ähnlich niedrigem Niveau wie die von C/C und Wärmeleit- und -ausdehnungskoeffizient sind ebenso stark anisotrop. Aufgrund der hohen Reibwerte mit speziell angepassten Belagwerkstoffen (µ zwischen 0,6 und 0,9) können sehr hohe spezifische Bremsleistungen erzielt werden. Aus Komfortsicht sprechen gleich mehrere Faktoren für CMC als Bremsscheibenwerkstoff. Die akustische Eigendehnung<sup>1</sup> ist um den Faktor 10 höher als bei GG26Cr, wodurch die Quietschneigung deutlich geringer ausfällt. In Korrosionsresistenz und Verschleißbeständigkeit werden alle bekannten Bremsenwerkstoffe übertroffen, was zum einen die Lebensdauerbremsscheibe ermöglicht, zum anderen aber auch Kaltrubbeln verhindert. Heißrubbeln wirkt hingegen wiederum der niedrige thermische Ausdehnungskoeffizient  $(4x10^{-6}/K)$  entgegen. Hinzu kommen die konstanten thermischen Eigenschaften im Anwendungs-Temperaturbereich. Lediglich die hohen Herstellkosten verhindern derzeit eine weite Verbreitung in der Großserie. Die Verwendung in einigen Sportwagen und Sportlimousinen (z.B. Ferrari Enzo Ferrari, Porsche 911 Turbo und GT-Modelle, McLaren Mercedes SLR) lassen aber für die Zukunft auf günstigere Herstellprozesse hoffen, um die Verwendung schrittweise ausweiten zu können.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> akustische Eigendehnung: Maß für die Fähigkeit eines Werkstoffs Schwingungen im akustischen Frequenzbereich zu dämpfen und somit zur Geräuschvermeidung beizutragen.

Werkstoffe		GG26Cr Carbon/Carbon		AI/MMC		СМС		
			Hitco	Carbone	30 % Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	20 % SiC	C/C – SiC	C/SiC
				Industrie	Lanxide	Alcan	DLR	DC
Dichte	[g/cm <sup>3</sup> ]	7,1	1,8	1,8	3,0	2,8	1,9	2,2
Festigkeit	[MPa]	250 – 350	140 – 170	90 – 150		380	160	70 – 140
Ausdehnungskoeffizient	[10 <sup>-6</sup> K <sup>-1</sup> ]	10 – 14			15 – 18	17		
н			0,3 – 1,14	-1 – +2			-1 – +2,5	3,5
1			5 – 10				2,5 – 6,5	5,4
Thermische Leitfähigkeit	[W/mK]	43 – 36			100	180		
Ш			12,5 – 21,9				17 – 18	30 – 45
$\bot$			4,6 – 7,5	10 – 90			7,5 – 17	20 – 30
Gew. Spez. Wärmekap.	[KJ/kgK]	0,5 - 0,9	0,7 – 2	0,7 – 1,7	0,8 – 1,2	0,8 – 1,1	0,7 – 1,5	0,8 – 1,8
Vol. Spez. Wärmekap.	[MJ/m <sup>3</sup> K]	3,7 - 6,4	1,2 – 3,6	1,2 – 3,1	2,5 – 3,7	2,3 – 3,1	1,2 – 2,7	1,4 – 3,3
max. Einsatztemperatur	[°C]	720	1600	2000	450	450	1300	1300

**Tabelle 3.1:** Werkstoffeigenschaften neuer Bremsenwerkstoffe im Vergleich zu GG26Cr [48]

#### Fazit

Die Bremsscheibe bietet erhebliches Potenzial zur gänzlichen Vermeidung von Bremsrubbeln, besonders durch den Einsatz neuer Werkstoffe. Die Kosten hierfür liegen allerdings so hoch, dass ein Einsatz in Großserie derzeit noch nicht zu verwirklichen ist. Lediglich bei Supersportwagen ist der finanzielle Spielraum gegeben, diese Technologie in (Klein-)Serie anbieten zu können.

Aber auch großserientaugliche Optimierungsmaßnahmen an der Scheibe bieten erheblichen Raum für Verbesserungen. Die Möglichkeiten eines reduzierten Zusammenbau-Scheibenschlags (Matchen von Nabe und Scheibe, schleifende Endbearbeitung des Nabenflansches, reduzierte Bauteiltoleranzen) sind zwar zeitintensiv und damit teuer, können aber bei akuten Serienproblemen sehr schnell Abhilfe schaffen. Einer weiteren Reduzierung der Neuteil-Dickenschwankung der Bremsscheibe kann hingegen kein allzu großes Potenzial zugesprochen werden, da die Hauptproblematik in off-brake generierten Kaltauswaschungen liegt. Die derzeitigen Neuteil-Toleranzen von etwa 10 µm erzeugen bereits keine spürbare Bremsmomentschwankung mehr. Die geometrische Gestaltung der Bremsscheibe bietet vor allem Potenzial zur Vermeidung von Heißrubbeln und senkt somit durch ausbleibende Gefügeumwandlungen auch wieder die Gefahr von Kaltrubbeln. Als künftige Technologie kann hierbei die schwimmende Lagerung des Reibrings gesehen werden, die inzwischen schon in die automobile Oberklasse (Mercedes S-Klasse, VW Phaeton) Einzug gehalten hat.

Für die Mittelklasse ist aber in nächster Zeit nicht mit der Einführung neuer Werkstoffe, Konstruktionen, Fertigungs- oder Montagetechniken zu rechnen, da diese alle mit sehr hohen Kosten verbunden sind.

### 3.1.2 Maßnahmen am Bremsbelag

#### Reibverhalten der Beläge

Das Reibverhalten der Beläge hat vor allem Einfluss auf Höhe und Geschwindigkeit der Kaltauswaschung im ungebremsten Betrieb. Es lassen sich zwei Auswahlstrategien für die Reibcharakteristik der Beläge verfolgen. Sie kann auf geringen Verschleiß bei kleinen Anpressdrücken ausgelegt werden, um den Kaltverschleiß klein zu halten, oder sie wird auf starken Verschleiß bei größeren Anpressdrücken ausgelegt, um den Schlag oder die entstehende DTV möglichst schnell einzuebnen.



**Bild 3.6:** *Glättung der Dickenschwankung im gebremsten Fahrbetrieb; nach [20]* 

Bild 3.6 zeigt exemplarisch den Verlauf

der Dickenschwankung einer Bremsscheibe im gebremsten Fahrbetrieb. Über 1200 km hat sich in diesem Versuch die DTV von 12  $\mu$ m auf 3  $\mu$ m reduziert, womit eine Reduktion der Lenkraddrehbeschleunigungsamplituden um 85% einherging.

#### Fazit

Einen Ansatz zur Reduktion der Anregung bieten die Bremsbeläge nur über das Reibverhalten. Bei der Frage nach der Abrasivität der Bremsbeläge muss ein Kompromiss in der Auslegung gefunden werden. Aggressive Beläge ebnen Dickenschwankungen schneller ein, erzeugen diese jedoch off-brake innerhalb kürzerer Zeit und tragen on-brake viel von der Arbeitsschicht der Bremsscheiben ab. Dies bedeutet für den Kunden häufigeren Scheibenwechsel, der mit hohen Kosten verbunden ist. Weniger aggressive Beläge lassen im Gegenzug die Phase maximaler Dickenschwankung länger andauern und haben eine schlechtere Reinigungswirkung gegenüber Belagauftrag und Korrosion (siehe auch [55, 62]).

## 3.1.3 Maßnahmen am Bremssattel

### Lüftspiel zwischen Belag und Scheibe

Durch ein Anheben des Lüftspiels kann konstruktiv gewährleistet werden, dass im ungebremsten Zustand kein Kontakt zwischen Scheibe und Belag stattfindet. Somit lässt die Neigung zur off-brake generierten Dickenschwankung reduzieren. Mit Hinblick auf den Pedalweg kann das Lüftspiel aber nicht beliebig groß gewählt werden. So ist es vor allem wichtig, dass das konstruktiv vorgegebene Lüftspiel von innerem und äußerem Belag gleichmäßig umgesetzt wird.

#### Sattelbauart und -auslegung

Schwimmsättel weisen im Allgemeinen beim Lösen der Bremse tendenziell eine einseitige Rückstellung der Bremsbeläge auf, wodurch nicht gewährleistet werden kann, dass beide Beläge den Kontakt zur Bremsscheibe verlieren. Festsättel zeigen hierbei ein gleichmäßigeres Verhalten. Dadurch wird erreicht, dass das Lüftspiel von innerem und äußerem Bremsbelag annähernd gleich ist. So kann bei identischem Gesamtlüftspiel der Kaltverschleiß minimiert werden. Festsättel sind allerdings groß, schwer und teuer, was eine weite Verbreitung einschränkt.

### Fazit

Das Lüftspiel in der Bremse stellt einen entscheidenden Faktor zur off-brake generierten Dickenschwankung dar. Die obere Grenze wird jedoch vom Leerweg im Bremspedal vorgegeben. Unter einem zu großen Leerweg leiden einerseits der Fahrzeugcharakter und andererseits – durch steigende Schwellzeiten – auch die Fahrzeugsicherheit. Aus diesem Grund ist der Entwicklungsschwerpunkt darauf zu legen, das konstruktiv vorgegebene Lüftspiel zuverlässig und beidseitig gleichmäßig über die Lebenszeit zu gewährleisten. Die Verwendung einer Festsattelbremse stellt hierzu zwar eine wirksame Maßnahme dar, ist jedoch aufwändig in der Realisierung. Diese Bauart beansprucht einerseits sehr viel Bauraum und behindert dadurch die Fahrwerkskonstruktion (z.B. negativer Lenkrollradius, maximaler Scheibendurchmesser), andererseits ist sie teurer in der Herstellung. Aus diesen Gründen wird sie schwerpunktmäßig in teureren Fahrzeugmodellen eingesetzt, wo durch große Raddurchmesser viel Bauraum zur Verfügung steht. Einen guten Kompromiss zwischen Schwimm- und Festsattelbauart scheint die Faustrahmensattel-Bremse darzustellen. Sie besitzt bei geringem Bauraum ein gutes Langzeit-Löseverhalten [41].

## 3.2 Reduktion der Übertragung

Auch bei einer gegebenen DTV besteht die Möglichkeit, Bremsdruck- und –momentschwankungen zu minimieren bzw. zu eliminieren. Die Empfindlichkeit der gesamten Bremse und des Fahrwerks liefert hier die Ansatzpunkte. Wird sie reduziert, dann erhält man ein rubbelrobustes Fahrzeug.

### 3.2.1 Reduktion der Bremsenempfindlichkeit

#### Bremsbelagsteifigkeit/Bremsbelagdämpfung

Ebenso wie die Bremsscheibe bieten auch die Bremsbeläge einige Stellschrauben hin zur rubbeloptimierten Bremse. Bei gegebener DTV ist es mit eine Aufgabe der Beläge, daraus nur geringe Bremsdruck- und Bremsmomentschwankungen entstehen zu lassen. Bild 3.7 zeigt das Modell eines elastischen Bremsbelags. Für einen konstanten Bremsdruck- und Bremsmomentverlauf ist es erforderlich, dass zum einen die Kontaktkräfte in der Berührungsfläche Belag - Scheibe gleichmäßig verlaufen und zum anderen der Bremskolben möglichst keine Bewegungen ausführt. Dieser Zusammenhang verdeutlicht den entscheidenden Einfluss von Belagsteifigkeit und -dämpfung auf die Rubbelqualität der Bremse.

Die Belagsteifigkeit setzt sich aus der Elastizität des Belagwerkstoffs und



Bild 3.7: Feder-Dämpfer-Modell eines Bremsbelags [59]



**Bild 3.8:** Numerisch simulierte Temperaturfelder bei n = 1300/min, Di = 150 mm, Da = 230mm, s = 10 mm, p = 15 bar [59]

der Belagdicke zusammen. Bei gleichem E-Modul und gleichem Verformungsweg besteht ein indirekt proportionaler Zusammenhang zwischen Anpresskraft und Belagdicke. Eine Verringerung der Belagdicke führt somit zu einer Erhöhung der Belagsteifigkeit. Die Fähigkeit des Belags sich Unebenheiten der Scheibe anzupassen sinkt, wodurch die inhomogene Energieumwandlung gefördert wird, was wiederum sowohl Kaltrubbeln als auch Heißrubbeln be-
günstigt. Der gleiche Zusammenhang ergibt sich bei einer höheren Belagdämpfung (Beispiel Hotspotbildung, **Bild 3.8**). Belagsteifigkeit und –dämpfung gewährleisten allerdings die Erfüllung wichtiger anderer Kriterien. So trägt eine hohe Steifigkeit zu einem straffen Pedalgefühl bei, eine hohe Dämpfung reduziert die Neigung zum Bremsenquietschen.

### Reibbeiwert

In [3] wird der Einfluss des Reibbeiwerts zwischen Belag und Scheibe untersucht. Es zeigt sich, dass bei gleichem Bremsdruck trotz gleich bleibender Bremsdruckamplitude die Bremsmomentschwankung proportional zum Reibbeiwert sinkt. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass mit einem gesteigerten Reibbeiwert wirkungsvoll eine Reduzierung der Bremsdruckschwankungen erzielt werden kann, da ein Bremsbelag mit einem hohen Reibkoeffizienten einen geringeren Bremsdruck zum Erreichen des gleichen Bremsmoments benötigt. Der Reibungskoeffizient von Bremsbelägen kann allerdings nicht nach Belieben variiert werden. In der Kombination mit Gussscheiben ist das mögliche Abstimmungsfenster sehr klein. Die gängigen Reibwerte liegen bei  $\mu = 0.45 \pm 0.05$ . In der Kombination mit CMC-Bremsscheiben können aber Reibbeiwerte von bis zu 0.9 erreicht werden (siehe Kapitel 3.1.1), gegen deren Verwendung allerdings wieder der Kostenfaktor spricht.

#### Sattelsteifigkeit

Der Einfluss der Sattelsteifigkeit ist in seiner Wirkung wie der der Belagsteifigkeit zu beurteilen. Eine Senkung der Steifigkeit ermöglicht durch die zusätzliche Weg- und Volumenaufnahme eine geringere Bremsdruckschwankung und ein gleichmäßigeres Bremsmoment. In [3] wird der Einfluss der Sattelsteifigkeit rechnerisch ermittelt, sie geht nahezu linear in die Amplituden von BPV und BTV ein. Zu weiche Sättel verschlechtern allerdings den Druckpunkt und können durch die Aufweitung zu Schrägverschleiß an Scheibe und Belägen führen.

### Fazit

Eine Reduzierung von Belagsteifigkeit und –dämpfung ermöglicht theoretisch eine beinahe rubbelfreie Bremse, die allerdings nicht mehr alltagstauglich ist. Den Wünschen nach hoher axialer Kompressibilität und geringer Dämpfung stehen andere Ansprüche an den Bremsbelag entgegen. So ist zur Vermeidung von Quietschgeräuschen eine hohe Belagdämpfung erforderlich, ein straffes Pedalgefühl und gute Dosierbarkeit lassen sich ohne ausreichende Belagsteifigkeit nicht verwirklichen. Der Erhöhung der Kompressibilität des Belags sind daher Grenzen gesetzt. Der Reibbeiwert bietet ebenso nur wenig Spielraum für komfortbezogene Optimierungen, schließlich sprechen hiergegen die technische Machbarkeit bzw. die Realisierungskosten. Durch eine Senkung der Sattelsteifigkeit lassen sich ebenfalls gute Rubbelergebnisse erzielen, aber auch wieder nur zu Lasten des Ansprechverhaltens, des Pedalgefühls und der Betriebstauglichkeit. Zur Reduktion der Bremsenempfindlichkeit existiert also kein Patentrezept. Nur über eine umfangreiche gezielte Abstimmung aller beteiligten Parameter können die möglichen Grenzen ausgenutzt werden.

## 3.2.2 Reduktion der Empfindlichkeit der Radaufhängung

Die Radaufhängung und die mit ihr verbundenen Fahrwerksbauteile stellen die Hauptkomponenten der Übertragungsstrecke von BTV und BPV in Form von Schwingungen auf den Fahrer und die Insassen dar. Durch einen optimierten Aufbau und die gezielte Abstimmung von Achse und Lenkanlage lässt sich auf die Schwingungsübertragung erheblich Einfluss nehmen. Ebenso besteht aber auch die Möglichkeit, durch die Entwicklung neuer Technologien die Rubbelproblematik in den Griff zu bekommen.

#### Achsabstimmung

In den Kapiteln 2.4 und 2.5 wurde bereits auf die Rolle des Fahrwerks bei der Schwingungsübertragung eingegangen. Einfluss auf die Rubbelrobustheit nehmen dabei das zu Grunde gelegte Achskonzept, das geometrische Layout, die Anbindung an die Karosserie und die elastokinematische Abstimmung.

DeVries gibt in [14] eine Abschätzung über den jeweils möglichen Beitrag der einzelnen Parameter (**Bild 3.9**). Durch eine Reduzierung des Störkrafthebelarms lässt sich zum Beispiel der Einfluss von Bremskraftschwankungen



**Bild 3.9:** *Einfluss verschiedener Maßnahmen an der Radaufhängung auf deren Rubbelrobustheit* [14]

erheblich reduzieren. Die Übersetzung der Längsamplituden in Rotationsbewegungen um die Lenkachse lässt sich damit nahezu ausschließen, was besonders im Fall einer gegenphasigen Anregung deutliches Verbesserungspotenzial verspricht. Der Einfluss des Aufhängungstyps ergibt sich aus unterschiedlichen Kinematiken und Masseverteilungen. Die Verwendung eines Hilfsrahmens zur Anbindung der Vorderachse an die Karosserie kann zur Schwingungsisolation beitragen, muss aber in seinen Eigenschaften auf das Fahrzeug abgestimmt sein. Andernfalls kann der zusätzliche Freiheitsgrad gerade kontraproduktiv wirken. Das größte Potenzial wird aber der elastokinematischen Gesamtabstimmung der Vorderachse, durch die gezielte Auslegung der Fahrwerkslager, zugerechnet. Eine genaue Quantifizierung des Verbesserungspotenzials ist nicht möglich, ohne Berücksichtigung eventueller Nebeneffekte kann jedoch auf alle Fälle eine absolut rubbelunempfindliche Achse generiert werden.

## Lenkung

Die Angriffspunkte innerhalb des Lenksystems sind vielfältig. In [33] werden die Möglichkeiten der Lenkrad-Drehschwingungstilgung mittels eines Zwei-Massen-Drehdämpfers untersucht. In [43] wird eine Hochabstimmung der Lenkung durch eine Veränderung der Drehsteife vorgeschlagen. Eine Erhöhung der inneren Dämpfung sowie eine weiche Lenkgetriebelagerung werden ebenfalls als vorteilhaft beschrieben. Dödlbacher schildert in [16] eine Erfolg versprechende Abstimmung durch eine Erhöhung des Trägheitsmoments des Lenkrads und eine gesteigerte Lenkungselastizität.

Die Modifikationen am Lenksystem sind aber nur mit großer Vorsicht umzusetzen. So konnte die zufrieden stellende Funktionsfähigkeit des Zwei-Massen-Drehdämpfers von Kim [33] nicht nachgewiesen werden. Der Zielpeak lässt sich zwar deutlich reduzieren, gleichzeitig entstehen an anderer Stelle des Frequenzspektrums aber neue Maxima. Die weiteren geschilderten Maßnahmen an der Lenkung (höhere Dämpfung, höhere Elastizität, höhere Trägheiten) eint, dass sie sich teilweise erheblich auf die dynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs auswirken. Eine drehweiche Abstimmung führt zu einem Verlust an Lenkpräzision und Geradeauslaufstabilität, eine erhöhte Lenkradträgheit (in Form eines schwereren Lenkradkranzes) verschlechtert die Handlingpräzision und die Lenk-Gier-Stabilität [9].

#### Mechanische Entkopplung der Fahrerschnittstellen

Ein Wegfall der mechanischen Übertragungskomponenten [21] von Lenkung und Bremse ermöglicht die vollkommene Vermeidung von Lenkraddrehschwingungen und Bremspedalpulsieren. Bereits im Jahr 1955 wurde von der Firma Citroën im Modell DS im Rahmen der Zentralhydraulik ein hydropneumatisch betätigtes Hochdruckbremssystem umgesetzt.

Das Bremspedal (beziehungsweise anfangs der "Bremspilz") ist bei diesem System vollkommen vom Bremsdruck entkoppelt. Es dient lediglich der Betätigung eines Ventils, wodurch der Bremskreislauf mit dem Systemdruck (140 – 170 bar) beaufschlagt wird (**Bild 3.10**). 1970 wurde im Citroën SM eine vollhydraulische Servolenkung (DIRAVI, DIRection A rappel asserVI) vorgestellt, bei der für kleine Lenkradwinkel keine unmittelbare mechanische Kopplung zwischen Lenkrad und Lenkgetriebe besteht.



Bild 3.10: Schaubild der Citroën Hochdruckbremse [12]

Ein elektronisch geregeltes elektrohydraulisches Brake-By-Wire System ist derzeit in einigen Modellen des Daimler-Chrysler Konzerns zu finden (E-Klasse, SL-Klasse, SLR, Maybach). Den grundlegenden Aufbau zeigt **Bild 3.11**. Der Bremsdruck wird aus einem Bremsdruck-speicher zur Verfügung gestellt, die Ansteuerung erfolgt nach den Daten eines Pedalwegsensors.



Bild 3.11: Aufbau der SBC-Bremse (Sensotronic Brake Control) von Bosch [50]

#### Fazit

Größtes Verbesserungspotenzial in der Übertragungsstrecke Fahrwerk bietet die gezielte Abstimmung der Fahrwerkslager und der Anbindung an die Karosserie. Durch Verschieben von Eigenfrequenzen und frequenzoptimierte Dämpfungsmaßnahmen lässt sich die Übertragung des Bremsrubbelns deutlich minimieren, sowohl hinsichtlich Karosserievibrationen als auch Lenkraddrehschwingungen. Zu beachten ist dabei, dass die Modifikation der Lagerabstimmung erheblichen Einfluss auf die elastokinematischen Eigenschaften der Achse sowie den Abtast- bzw. Abrollkomfort des Fahrzeugs haben kann. Die bisher untersuchten Verbesserungsmöglichkeiten an der Lenkung konnten keine zuverlässigen Maßnahmen hervorbringen, mit denen sich die Lenkraddrehschwingungen in den Griff bekommen lassen. In jedem Fall ist mit deutlichen Einschränkungen hinsichtlich anderer Konstruktionsziele zu rechnen.

Brake-by-Wire, ob mechanisch oder elektronisch, eliminiert die Pedalpulsation vollständig und ermöglicht auch deutlich bessere Bremsleistungen. Allerdings sind die Einsatzmöglichkeiten eingeschränkt. Das hydropneumatische System von Citroën kann durch die Verwendung von relativ hochviskosem Hydrauliköl die erforderliche Regelgeschwindigkeit von modernen Fahrstabilitätssystemen nicht gewährleisten. Davon abgesehen ist eine Umsetzung in Fahrzeugen ohne Zentralhydraulik nur mit hohem Aufwand möglich, da eine große Anzahl an Bauteilen nötig wäre. Die elektrohydraulische Bremse von Bosch [51] in Mercedesmodellen leidet an der geringen Akzeptanz beim Kunden. Einerseits wird das synthetisch erzeugte Pedalgefühl als sehr gewöhnungsbedürftig empfunden, andererseits haben technische Probleme zu einem schlechten Image in der Öffentlichkeit geführt. Hinzu kommt auch hier der deutlich gesteigerte Bauaufwand, da vom Gesetzgeber eine mechanische Rückfallebene gefordert wird. Die Konsequenz zeigt sich im Verzicht auf die SBC-Bremse in der modellgepflegten E-Klasse ab Modelljahr 2006.

Ähnlich ist die vollständig entkoppelte Lenkung zu beurteilen. Sie lässt sich nur mit enormem Aufwand realisieren und ist auf eine mechanische Rückfallebene angewiesen. Derzeit ist die Technik bei weitem noch nicht ausgereift und lässt sich nur in Konzeptfahrzeugen finden.

## 3.3 Zusammenfassung der bekannten Abhilfemaßnahmen

Alle in diesem Kapitel beschriebenen Abhilfemaßnahmen bieten nicht nur Vorteile. Aus den Veränderungen resultieren auch Nebeneffekte, die zu einer Kompromissfindung während der Abstimmung von Bremse und Fahrwerk zwingen. Es ist ebenfalls klar, dass die Maßnahmen unterschiedlich effizient sind und teilweise nur unter erheblichen Kosten zu realisieren sind.

In der Entwicklung sind auch immer beide Faktoren, Generierung und Übertragung, zu berücksichtigen. Andernfalls kann bereits eine geringe unvorhergesehene Störung zu deutlichen Qualitätseinbußen führen. Zu vertretbaren Kosten kann derzeit nur eine gezielte Auslegung des Gesamtsystems Erfolg versprechend sein. Die fehlerhafte Abstimmung einer Komponente kann schließlich beträchtliche Abstriche der gesamten Rubbelqualität zur Folge haben, die an anderer Stelle nur noch schwer auszugleichen ist.

In **Tabelle 3.2** sind die bekannten Abhilfemaßnahmen zusammengefasst und bezüglich ihrer möglichen Effizienz bewertet.

			Maßnahme	Effizienz	Negativauswirkungen
Reduktion der Anregung			Matchen von Nabe und Scheibe	+	Zeit, Kosten
	Reduktion von DTV und SRO im Neuzustand		Schleifende Endbearbeitung des Naben- flansches	+	Kosten
			Bearbeitung der Bremsscheiben direkt an der Achse	++	Zeit, Kosten
	Reduktion der Entstehung von Kaltrubbeln		Anheben des Lüftspiels	+	Pedal-Leerweg
			Optimierte Sattelbauart	+	Entwicklungsaufwand
			Reibverhalten der Beläge	0	hoher Verschleiß oder mangelnde Reinigungswir- kung
			Neue Scheibenwerkstoffe	++	sehr hohe Kosten
			Vergrößerung der Bremsscheibendicke	0	Gewicht
	Reduktion der Entstehung von Heißrubbeln	Verringerung des Reibringdurchmessers	0	Bremsleistung	
		Schwimmende Reibringanbindung	+	Kosten	
		Neue Scheibenwerkstoffe	++	sehr hohe Kosten	
	Podul	Ded data da a	Reduzierte Belaghärte- und dämpfung	+	Pedalgefühl
	Bremsenempfind- lichkeit	Erhöhung des Reibbeiwerts	0	Machbarkeit	
		Reduzierung der Sattelsteifigkeit	+	Pedalgefühl	
g			Härtere (vorgespannte) Radlager	+	Lagerverschleiß
Reduktion der Übertragun			Reduzierung bzw. Eliminierung des Störkrafthebelarms	+	evtl. negativer Einfluss auf Fahrverhalten
	Reduktion der Empfindlichkeit der Radaufhän- gung	Schwingungstilger gegen Lenkraddreh- schwingungen	+	schlechteres Ansprechver- halten	
		Optimierte elastokinematische Abstim- mung des Gesamtsystems	++	evtl. reduzierte Komfortei- genschaften	
		Steer-by-Wire	++	noch nicht verwirklichbar	
			Ausweichvolumina gegen Pedalpulsati- on	+	Pedalgefühl
		Brake-by-Wire	++	hohe Kosten, noch man- gelnde Kundenakzeptanz, Redundanz erforderlich	

 Tabelle 3.2: Abhilfemaßnahmen und deren Potenzial<sup>2</sup> in der Übersicht

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> ++ sehr hohes Potenzial, + hohes Potenzial, 0 geringes Potenzial; jeweils im Rahmen des technisch Sinnvollen

# Kapitel 4

# Grundlagen der Mehrkörpersystem-Simulation

Ein Großteil der Inhalte dieser Arbeit basiert auf Simulationsergebnissen mit Mehrkörpersystemen (MKS). In diesem Kapitel wird daher zunächst ein kurzer Überblick über die Grundlagen der MKS-Simulation gegeben. Anschließend werden die zu Grunde liegenden Simulationsmodelle vorgestellt.

Mehrkörpersysteme kommen vorrangig für die Nachbildung mechanischer Systeme zum Einsatz, die aus idealisierten starren Körpern zusammengesetzt werden können. Bei der Modellierung und Simulation dieser Systeme liegt das Hauptinteresse in der Auswertung der Bewegungen der einzelnen Körper, auf die an diskreten Punkten Einzelkräfte und Einzelmomente einwirken. Im Gegensatz zur Finite-Elemente-Methode (FEM), mit der eine Überbeanspruchung des Materials verhindert werden soll, wird in der MKS-Berechnung die Gewährleistung der Funktion verfolgt. Die Mehrkörpersimulation ist in ihrer Funktionsweise der FEM-Berechnung jedoch ähnlich. Während aber bei FEM Schnittkräfte innerhalb von Körpern berücksichtigt werden, basiert die MKS-Simulation auf den Reaktionskräften an Bauteilschnittstellen zu angrenzenden Elementen. Mehrkörpersysteme bestehen im Grunde nur aus starren Körpern (Parts) und deren Verbindungsgelenken (Joints). Bauteilelastizitäten werden nicht nachgebildet. Als Ergänzung zu den rein starren Elementen können Federn (Springs), Dämpfer (Dampers) und Elastomerlager (Bushings) den Kraftschluss zwischen den Einzelteilen herstellen.

Professor Schiehlen hat in [54] die Grundlage von Mehrkörpersystemen wie folgt definiert:

"Ein Mehrkörpersystem besteht aus starren Körpern, auf die an diskreten Punkten Einzelkräfte und Einzelmomente einwirken. Die Kräfte und Momente gehen auf masselose Federn, Dämpfer und Stellmotoren sowie auf starre Gelenke und beliebige andere Lagerungen zurück. Daneben können eingeprägte Volumenkräfte und Volumenmomente auf die starren Körper wirken."

Für die Simulation von MKS-Modellen ist aus Gründen der Verfügbarkeit von Daten und begrenzter Rechenleistungen eine Vereinfachung der Systeme nötig. Um die Dynamik der so reduzierten Systeme berechnen zu können, müssen für diese mathematische Ersatzmodelle gebildet werden.

# 4.1 Grundlagen der Simulation mit ADAMS

Das Mehrkörpersystem-Simulationsprogramm MSC ADAMS ermöglicht die Simulation gesamter Fahrzeuge. Außer den oben erwähnten Basiselementen können hier noch komplexere Bauteile abgebildet und alle wichtigen Parameter von Fahrzeugen kennlinienbasiert modelliert werden. Neben Motor und Getriebe (zum Beispiel in [58]) werden auch Kraftelemente wie Springs und Bushings über Kennfelder abgebildet.

#### Körper

Starrkörper besitzen eine Geometrie und eine endliche, feste Dichte, über die der Schwerpunkt des Körpers definiert ist. Die Verteilung der Masse auf dem Körper bestimmt die Trägheits- und Deviationsmomente um ein körperfestes Koordinatensystem. Die beliebige Bewegung eines starren Körpers im dreidimensionalen Raum wird auf ein festes Koordinatensystem bezogen. Nach dem Satz von Euler ist diese eindeutig beschrieben durch Bahnbewegung (Location) und Drehbewegung (Orientation). Zwei Körper können sich vollkommen unabhängig von einander bewegen und haben somit drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade zueinander.

#### Gelenke

Freiheitsgrade lassen sich durch Zwangsbedingungen in Form von Gelenken einschränken. In ADAMS wird dabei zwischen drei Gruppen von Gelenken unterschieden.

Zum einen sind dies die so genannten Joints. Sie stellen die Nachbildung real existierender Gelenke dar, wie z.B. Scharniere, Kugelgelenke oder Gleichlaufgelenke. Die zweite Gruppe stellen die Complex Joints dar. Ebenfalls die Realität abbildend sperren diese "Gelenke" Freiheitsgrade allerdings nicht eindeutig, sondern wirken als Übersetzungen. Als Beispiele sind die Ritzel-Zahnstangenverbindung, das Schraubengelenk oder auch das Stirnradgetriebe zu nennen. Die dritte Art Gelenke stellen die Primitive Joints dar. Diese können in der Realität nicht trivial umgesetzt werden. Eine mathematische Modellierung ist in der Mehrkörpersimulation jedoch ohne Probleme möglich. Diese gestatten es beliebige Freiheitsgrade zu sperren.

Lage und Ausrichtung der Gelenke haben dabei entscheidenden Einfluss auf die Funktionalität des abgebildeten Systems. Daher ist es wichtig, nicht nur die verbundenen Körper, sondern auch die Lage und die Ausrichtung der Gelenke genau zu definieren. Mit einer Definition von Körpern und Gelenken ist ein kinematisches Modell vollständig beschreibbar.

## Kräfte und Kraftelemente

Kräfte stellen eine der wichtigsten Größen in der Mehrkörpersimulation dar. Durch sie werden Systeme erst in Bewegung versetzt, beziehungsweise Bewegungen übertragen. Neben der

Schwerkraft, die konstant auf sämtliche Massen in einem System wirkt, werden Kräfte in vielen Formen umgesetzt. Die Realisierung elastischer Lager in der Simulation setzt zum Beispiel voraus, dass Körper nicht über die Sperrung von Freiheitsgraden gekoppelt werden, sondern dass bei einer bestimmten Relativbewegung eine definierte Kraft zwischen den Bauteilen wirkt. Die Zusammenhänge zwischen Relativbewegung und resultierender Kraft können in der Simulation durch Kräfte in Form von funktionalen Ausdrücken oder definier-





ten Kennlinien hergestellt werden. Über Schnittstellen können auch von anderen Programmen, zum Beispiel FEM-Tools, Reaktionskräfte in das MKS-Modell einfließen. Ebenso die Modellierung der Reifeneigenschaften erfolgt durch Kräfte, die aus speziellen Formeln berechnet werden. Die bekannteste Formel, die auch schon Pacejka verwendete, ist die Magic Formula. Die Parametrierung der Formel muss stets mit reellen Versuchen am Prüfstand erfolgen.

Da bei der Verwendung von Kraftelementen zur Kopplung von Körpern stets die Kräfte in allen 6 Freiheitsgraden berechnet werden müssen, erhöhen die implementierten Kraftelemente den Berechnungsaufwand zwar erheblich, im Bereich der Gesamtfahrzeugsimulation kann aber hinsichtlich der Verwendbarkeit der Ergebnisse nicht mehr darauf verzichtet werden. Ein anderer verbreiteter Anwendungsfall in der Fahrdynamikberechnung für kennlinienbasierte Kräfte ist auch die Modellierung des Motors. Das benötigte Kennfeld ist aus der Motorenentwicklung bekannt und kann in die MKS-Umgebung eingebunden werden.

#### Datenumgebung

Mit einem vollständigen Fahrzeug kann erst eine sinnvolle Simulation gestartet werden, wenn auch die gesamte Fahrumgebung modelliert ist. Darunter versteht man:

- Straßen- bzw. Pr
  üfstandsdaten
- Umwelt (z.B. Wind)
- Fahrermodell
- Fahrmanöver

In den Straßendaten sind neben der 3D-Beschreibung auch die Reibwerte abgelegt, um die eindeutige Berechnung der Interaktion mit dem Reifen zu ermöglichen.

Das Fahrermodell kann im einfachsten Fall aus einer Lenkmaschine bestehen, die eine vorher programmierte Fahrzeugbedienung im Open-Loop durchführt. Closed-Loop Regelalgorithmen, wie zum Beispiel zur Spurhaltung eines geforderten Kurses, sind heute Standard bei den meisten MKS-Simulationsprogrammen. In Forschungsprojekten wurden auch Fahrermodelle entwickelt, die ein "lernendes" Verhalten zeigen. Realitätsgetreue Closed-Loop Manöver werden so ermöglicht. Neben den Standard-Fahrmanövern im offenen und geschlossenen Regelkreis können auch Rundenzeit optimierende Manöver in der MKS-Simulation durchgeführt werden.

#### Simulationsablauf

Der Simulationsablauf besteht bei jeder Simulation aus den Schritten der Modellierung, Berechnung und Auswertung (engl. Preprocessing, Solving, Postprocessing). In der Phase der Modellierung werden Art und Detaillierungstiefe des Modells festgelegt und implementiert. Nur gewissenhaft erstellte Modelle überstehen die Validierung und können für die Berechnung freigegeben werden.

Nachdem ein System und seine Umgebung eindeutig definiert und die Berechnungsparameter bestimmt sind, kann mit der Vorbereitung der Simulation im Zeit- oder Frequenzbereich begonnen werden. Vor dem Start einer Berechnung müssen alle Berechnungsparameter richtig eingestellt werden. So kann zum Beispiel die Auswahl eines ungeeigneten Solveralgorithmus Ergebnisse erheblich verfälschen. Außerdem überprüft der Solver die Konvergenz zwischen jedem Zeitschritt, sodass das Konvergenzkriterium und die Zeitschrittweite vom Benutzer sinnvoll eingestellt werden müssen. Eine zweckmäßige Abstimmung zwischen Schrittweite und zulässiger maximaler Abweichung vom vorherigen Zeitschritt muss also verfolgt werden.

Im Postprocessing ist vom Anwender, nach beendeter Berechnung, eine aussagekräftige Auswertung der Ergebnisse vorzunehmen. Hier können die nötigen Diagramme und Animationen erstellt werden, die die Aufgabenstellung erfordert.

# 4.2 Aufbau von Fahrzeugmodellen in ADAMS/Car

Für die Untersuchung bremsinduzierter Schwingungen in der Simulation ist es wichtig, die Struktur der zu Grunde liegenden Simulationsmodelle genau zu kennen.

In ADAMS/Car werden Simulationsmodelle Template-basiert modular aufgebaut. Gesamtfahrzeuge bestehen aus mehreren Subsystemen (siehe **Bild 4.2**), welche über Propertyfiles parametrisiert werden. Zusätzlich zum eigentlichen Fahrzeug muss für jede Untersuchung noch eine Simulationsumgebung mit Fahrermodell oder ein Prüfstand definiert werden.



Bild 4.2: Struktur von Gesamtfahrzeugmodellen in ADAMS

#### Bibliotheken

In den Bibliotheken sind Vorlagen für verschiedene Elemente eines Gesamtfahrzeugs hinterlegt. Die Baugruppen stehen als Templates in einer ADAMS Datenbasis zur Verfügung, für jede Kategorie Subsysteme in mehreren unterschiedlichen Ausführungen. In den Templates befinden sich alle für die Funktionsfähigkeit relevanten Elemente. Neben den eigentlichen "Bauteilen", also Parts, Joints und Bushings, sind noch weitere Funktionsmerkmale hinterlegt, wie zum Beispiel die Schnittstellen zu anderen Subsystemen, Konstruktionspunkte oder Sensoren (Requests) zur Datenerfassung (siehe dazu auch **Bild 7.1**). Für Simulationen werden noch unterschiedliche Straßendaten und Fahrermodelle zur Verfügung gestellt. Ebenso aus Bibliotheken stammen die Algorithmen für verschiedene Solver.

Die in den Bibliotheken hinterlegten Vorlagen lassen sich frei konfigurieren und beliebig ergänzen, um davon abweichende Muster generieren zu können.

## Subsysteme

Die Subsysteme, aus denen sich ADAMS/Car Gesamtfahrzeuge zusammensetzen, sind Vorderachse, Hinterachse, Lenkung, Bremssystem, Motor und Antriebstrang, Chassis, Reifen und die Testumgebung. Die Subsysteme werden auf der Basis von Templates durch deren Parametrierung generiert. So müssen zum Beispiel die Lage von Kinematikpunkten, Masse bzw. Material von Bauteilen oder Steifigkeiten und Dämpfungen von Kraftelementen definiert werden.

# Propertyfiles

In Propertyfiles sind die Kennlinien verschiedener Baugruppen und Elemente hinterlegt. In den verwendeten Fahrzeugmodellen sind unter anderem Kennlinien für Lenkübersetzung, Reifenkennlinien, Federn, Dämpfer und sämtliche Bushings hinterlegt.

## Assemblies

Als Assembly wird der Aufbau eines Gesamtsystems, bestehend aus mehreren Subsystemen bezeichnet. Dies kann entweder ein Gesamtfahrzeug sein oder auch nur ein Achsassembly (bestehend zum Beispiel aus Lenkung, Vorderachse und Testrig) für Kinematikuntersuchungen. Durch Kombination und Verknüpfung aller Subsysteme, Parametrierung mit den Konstruktionsdaten und Zuordnung der entsprechenden Propertyfiles wird ein vollständiges Assembly gebildet.

# 4.3 Beschreibung der verwendeten Fahrzeugmodelle

#### 4.3.1 Vorderachse

In Bild 2.13 sind bereits die Achskonzepte der untersuchten Fahrzeuge in Konstruktion und Simulationsumgebung gezeigt. Schwerpunkt der Untersuchungen bildet der Audi A6, Modell C5 mit Frontantrieb. In diesem Fahr-Vierlenkerkommt eine zeug Vorderachse zum Einsatz (Bild 4.3). Die Entwicklungsbasis dieses Achskonzepts ist die Doppel-Querlenker-Achse. Durch Auflösen der Querlenker in jeweils zwei separate Lenker besteht die Möglichkeit, die Drehachse des Radträgers weiter zum Radmittelpunkt zu verlagern. Die virtuelle Lenkachse wird bei diesem Achskonzept durch die



**Bild 4.3:** Virtuelle Lenkachse der Vierlenker-Vorderachse [25]

Schnittpunkte der Richtungen der vier Stablenker definiert. Unter Beibehaltung eines kleinen Lenkrollhalbmessers kann so der Störkrafthebelarm verringert werden. Durch die große Abstützbasis zwischen den Lenkerebenen kann eine hohe Sturzsteifigkeit gewährleistet werden. Die vier Lenker sind ebenso aus Aluminium gefertigt wie der Radträger. Der Hilfsrahmen, in dem Trag- und Führungslenker gelagert sind, besteht aus hochfesten Stahlblechen.

Als Vergleichsmodell wird der Audi A2 analysiert. Dieser repräsentiert eine Fahrzeugklasse deutlich unterhalb des A6. Der A2 besitzt eine McPherson-Federbein-Ein-Gelenkachse. Die Konstruktion dieser Achse stellt eine einfache und Platz sparende Radführung mit geringen ungefederten Massen dar. Das Feder-Dämpferbein mit besonders stabiler Kolbenstange, über ein Axiallager oben mit der Karosserie verbunden, ergibt zusammen mit dem unten liegenden Dreieckslenker die gesamte Radaufhängung. Durch ihr geringes Gewicht und niedrige Kosten ist sie besonders für kleinere Pkw mit Frontantrieb gut geeignet. Auf Grund negativen Sturzes beim Einfedern ermöglicht sie eine gute Seitenführung in Kurven. Radträger und Querlenker sind Stahl-Schmiedeteile, der Hilfsrahmen besteht aus hochfestem Stahlblech.

Die Vorderachs-Subsysteme stimmen in allen relevanten Eigenschaften mit den realen Achsen überein. Lage der Konstruktionspunkte, Bauteilmassen und -trägheiten, Lagerungen und sämtliche Parameter von Kraftelementen sind identisch. Nicht nachgebildet sind in beiden Achsen eventuelle Bauteilelastizitäten.

Im Fokus der Untersuchungsreihe stehen die Lenkerlager der Vorderachse. Bei der Vierlenker-Vorderachse befinden sich diese an den Vorderachspunkten E, F, G, H, HRV und HRH. Bei der McPherson Vorderachse sind vor allem die Lager an den Punkten U1, U3, DO, HRV und HRH von Interesse (**Bild 4.4**).



**Bild 4.4:** *MKS-Modelle von Vierlenker- und McPherson-Achse aus den ADAMS/Car Gesamtfahrzeugen* 

#### 4.3.2 Lenkung

Die Lenkungsmodelle in den untersuchten Fahrzeugen bilden hydraulisch unterstützte Zahnstangenlenkanlagen ab. Lenkkraftunterstützung und Lenkübersetzung sind abhängig vom Lenkradwinkel und entsprechen, wie Steifigkeiten und Dämpfungen, den Werten der realen Lenkanlagen.

#### 4.3.3 Bremse

Das Bremssystem stellt ein vereinfachtes Modell einer Vier-Scheiben-Bremsanlage dar und besteht im Wesentlichen aus insgesamt vier Kraftelementen an den Rädern. Der vorgegebene Pedaldruck wird mit einem Übersetzungsfaktor und vorgegebener Bremsmomentverteilung direkt in Momente zwischen Bremssätteln und Bremsscheiben umgerechnet. Die Bremssättel sind dabei fest an den Radträgern angebracht, die Bremsscheiben mit den Rädern verbunden. Die komplizierte Interaktion zwischen Bremsscheibe und –belag wird in der Modellierung nicht umgesetzt, die Bremse wird als reines Kraftelement abgebildet. Eine Nachbildung des Kontakts Bremsbelag – Bremsscheibe erfordert komplizierte Berechnungsmodelle (zum Beispiel in [56]) und liefert für Gesamtfahrzeuguntersuchungen keine wesentlichen Verbesserungen.

Im Ausgleich ist es nötig, Kräfte und Momente, die die Bremse mit einer vorgegebenen Dickenschwankung der Bremsscheiben während einer Rubbelbremsung erzeugt, zu kennen und im Modell umzusetzen (siehe Kapitel 5.1).

## 4.3.4 Reifen

Aufgabe eines Reifenmodells ist die Berechnung der Nabenkräfte und –momente aus den Schnittkräften in der Reifenaufstandsfläche. Hier kommen Pacejka-Reifenmodelle aus der ADAMS/Car Datenbasis vom Typ MF-Tyre 5.1 zum Einsatz, welche auf der MAGIC-FORMULA-Beschreibung [45, 46] beruhen. Die Reifengrößen entsprechen den Serienbereifungen der untersuchten Fahrzeuge (205/55 R16 für A6, 195/50 R16 für A2). Für die Simulationen, bei denen der Frequenzbereich bis ca. 30 Hz untersucht wird, wird der usemode 14 verwendet (im Gegensatz zur reinen Fahrdynamik, wo der usemode 4 verwendet wird). Mit dieser Einstellung werden dynamische Effekte beim Aufbau der Längs- und Seitenkräfte und der Kreiselmomente berücksichtigt.

Den Kern der Magic Formula bildet ein rein mathematisches Modell des stationären Ein-/Ausgangsverhaltens. Die Magic Formula ist integriert in einen Funktionsalgorithmus für die Kontaktund Vertikalkraftberechnung und wird meist durch lineare oder nichtlineare Verzögerungs-Differenzialgleichungen erster oder zweiter Ordnung ergänzt. Diese Differenzialgleichungen beschreiben in erster Näherung den verzögerten Auf- und Abbau der Reifenkräfte bei



Bild 4.5: Kurven der Sinus- und Kosinusversion der Magic Formula [61]

schnellen Änderungen der Eingangsgrößen. Die für die Parametrierung notwendigen Propertyfiles der Reifen werden aus Messdaten des Reifenherstellers generiert. Diese werden durch das ADAMS GFORCE-Statement dem MKS-System bekannt gegeben.

# 4.3.5 Assembly

Um einen Eindruck der vollständig aufgebauten Fahrzeuge zu vermitteln, sind in **Bild 4.6** die Gesamtfahrzeugmodelle von A6 und A2 abgebildet. Sie bestehen aus den zuvor beschriebenen Subsystemen und sind vollständig parametriert. Für das grafische Interface sind die Fahrzeuge mit einer Fahrzeugkontur versehen, die aber in der Simulation keine Berücksichtigung findet.



Bild 4.6: Gesamtfahrzeug-Assemblies von A6 (links) und A2 (rechts)

# Kapitel 5

# Umsetzung der Rubbelproblematik in der Simulationsumgebung

Bevor mit der Simulation von Rubbelbremsungen in ADAMS begonnen werden kann, ist es nötig, die Problematik möglichst genau in die Simulationsumgebung zu übertragen.

#### 5.1 Experimentelle Ermittlung der Anregungsfunktion

Der Ursprung der Rubbelproblematik ist, wie in Kapitel 2.3 beschrieben, vor allem in geschädigten Bremsscheiben der Vorderachse zu finden. Unmittelbare Folge des unstetigen Dickenverlaufs der Bremsscheiben sind schwankende Flächenpressungen zwischen Bremsbelag und -scheibe. Diese Kräfte können in der Gesamtfahrzeugsimulation mit ADAMS jedoch nicht zufrieden stellend berechnet werden, entsprechende Simulationsmodelle würden Modellierungsaufwand und Rechenzeiten erheblich steigern. Aus diesem Grund muss die resultierende Fahrzeuganregung außerhalb dieser Simulationsmodelle geklärt werden.

Die Anregung an den Fahrwerksschnittpunkten wird daher mithilfe eines Prüfstandsversuchs ermittelt und anschließend in Form von mathematischen Beschreibungen in die Gesamtfahrzeugmodelle integriert.

## 5.1.1 Krafteinleitungsprüfstand 1/8-Fahrzeug

Für die Ermittlung der Kräfte und Momente wurde ein speziell konzipierter Prüfstand aufgebaut, da Halb- oder Viertelfahrzeugprüfstände für diesen Anwendungsfall nicht brauchbar sind. Bei diesen Prüfständen wird die Anregung von einem Feedback aus der Aufhängung überlagert, die ursprünglichen Kräfte und Momente lassen sich nicht messen. Aus diesem Grund musste ein Prüfstand ohne Aufhängungskomponenten aufgebaut werden (**Bild 5.1**, **Bild 5.2**). Die Spezifikation zeigt **Tabelle 5.1** anhand eines Auszugs aus dem Lastenheft. - maximale Geschwindigkeit ≥ 200 km/h (durch Rollenprüfstand gewähr-

- Horizontal- und Vertikalkräfte zwischen Radnabe und Radführung

- Axialkräfte zwischen Bremssattel und Halterung (1 kHz)

<b>Tabene 5.1:</b> Lastennejt jur den Krajteinteitungsprujstand				
Gesamtkonzept	n-Rad-Prüfstand für die Montage auf dem Rollenprüfstand trieb des Rads über den Rollenprüfstand dführung mit starrer Anbindung um Rückkopplungen auszuschlie- n emskomponenten aus dem Serienfahrzeug ine kritischen Eigenfrequenzen im Bereich 5 – 25 Hz he Steifigkeit und Dämpfung des Aufbaus			
	<ul> <li>externe Anstederung der Breinse</li> <li>ausreichende Kühlung während der Versuche</li> <li>Vollständige Bedienbarkeit von der Leitwarte aus (Betriebssicherheit!)</li> <li>Rechnergestützte Messdatenerfassung und -protokollierung</li> </ul>			
Verstellbereiche	<ul> <li>Radsturz ± 3°</li> <li>Spur ± 4°</li> <li>maximale Radaufstandskraft ≥ 7000 N</li> <li>maximales Bremsmoment ≥ 500 Nm</li> </ul>			

 Tabelle 5.1: Lastenheft für den Krafteinleitungsprüfstand

leistet)

(1 kHz)

- Bremsmoment (1 kHz)

- Bremsscheibentemperatur (100 Hz)

Geschwindigkeit (100 Hz)

Messgrößen



Bild 5.1: Krafteinleitungsprüfstand

## Aufbau

Die Hauptkomponenten des Prüfstands sind Bodenplattform, Verstelleinrichtung, Messeinrichtung und die Bremsanlage. Für die Gewährleistung der Messaufgabe ist es erforderlich, dass der Prüfstand sehr steif ist und keine Resonanzamplituden im relevanten Frequenzbereich besitzt. Daher besteht der Aufbau im Wesentlichen aus dickwandigen Rechteck-Stahlprofilen. Die hohe Eigendämpfung von Stahl und der dämpfende Einfluss der hohen Masse bieten die idealen Voraussetzungen für die beabsichtigten Untersuchungen. Alle Verstellmöglichkeiten können für die Messungen verspannt werden.

Die Grundplattform als Schweißkonstruktion dient der vibrationsfreien Fixierung des gesamten Aufbaus am Rollenprüfstand, der Verstellrahmen ermöglicht die Vorgabe unterschiedlicher Spur- und Sturzwinkel. Am Verstellrahmen befindet sich die in der Höhe verstellbare Messplattform mit den Aufnehmern für Bremsmoment, Nabenkräfte in X- und Z-Richtung und die über den Bremssattel übertragenen Axialkräfte. Die Komponenten der Bremsanlage stammen von einem Audi A6. Der serienmäßige Haupt-Bremszylinder wird mittels einer elektrischen Verstelleinrichtung betätigt, weshalb auf einen Bremskraftverstärker verzichtet werden kann. Die Bremsleitungslänge entspricht der Länge im Fahrzeug.



Bild 5.2: Teilfahrzeugprüfstand im Betrieb

Der Aufbau befindet sich am Rollenprüfstand des Lehrstuhls für Fahrzeugtechnik der TU München. Dieser bietet mit einem Rollendurchmesser von zwei Metern und einer maximalen Geschwindigkeit von 250 km/h ideale Voraussetzungen. Der Versuchsraum ist klimatisiert und zur Kühlung der Bremse kommen ein Gebläse und eine Luftabsaugung zum Einsatz.

#### Messeinrichtung

Der Verstellrahmen ist über je drei Gelenke mit dem Stütz- und Bodenrahmen verbunden. Eine massive Stahlplatte mit Klemmböcken dient als Befestigung für die konzentrisch angeordneten Nabenkraft- und Bremsmomentaufnehmer. Sämtliche am Rad angreifenden Kräfte werden über die Radnabe in den Nabenkraftaufnehmer eingeleitet. Im Inneren des Aufnehmers kann die mitlaufende Gelenkwelle rotieren. Sowohl das Bremsmoment als auch die Kräfte, die bei Schwingungen des Bremssattels auftreten, werden über zwei Axialkraftaufnehmer in den Bremsmomentaufnehmer eingeleitet.

Zur Erfassung der Kräfte und Momente kommen Dehnungsmessstreifen (DMS) in Vollbrückenschaltung zum Einsatz. So ist eine Kompensation von Störkraft- und Temperatureinflüssen gewährleistet. Die DMS sind auf dem Nabenkraftaufnehmer, dem Bremsmomentaufnehmer und den Axialkraftaufnehmern appliziert. Für die Registrierung von Biegedehnungen kommen zwei T-Rosetten zum Einsatz, bei denen die DMS-Gitter um 90° zueinander versetzt sind. Sie



Bild 5.3: Detailansicht der Messapplikation

werden auf den Aufnehmern im 180°-Winkel zueinander aufgeklebt. Auf dem Nabenkraftaufnehmer befindet sich diese Anordnung zweimal, je eine für die X-Richtung und eine für die Z-Richtung. Bei der Messung von Momenten am Bremsmomentaufnehmer kommen Scher-DMS zum Einsatz. Bei diesen sind zwei Messgitter in Reihe im Winkel von 90° angeordnet.

Auf Grund der extrem geringen Spannungen, die bei der Verstimmung der Messbrücken auftreten, sind Messverstärker (Hersteller Hottinger-Baldwin-Messtechnik) nötig, um die Bauteildehnungen "sichtbar" zu machen. Für die Verarbeitung der Spannungswerte, die von den Messverstärkern ausgegeben werden, kommt ein Goldammer Analog/Digital Wandler zum Einsatz, zur Auswertung wird die Software Diadem von National Instruments verwendet. Zur Erfassung der Bremsscheibentemperatur ist in die äußere Oberfläche ein Thermoelement vom Typ J (Einsatzbereich -180 bis +750 °C) eingebracht (**Bild 5.5**). Dies ist erforderlich, um für alle Messungen gleiche Ausgangsbedingungen gewährleisten zu können.



Bild 5.4: Zusammenbau der Messeinrichtung des Teilfahrzeugprüfstands



Bild 5.5: Nabenkraftaufnehmer (a) und Thermoelement in der Bremsscheibenoberfläche (b)

## Bremsscheibe

Eines der wichtigsten Bauteile des Versuchsaufbaus stellt die eingesetzte Bremsscheibe dar. Für die Untersuchung der Auswirkungen von Dickenschwankungen einer Bremsscheibe auf



**Bild 5.6:** *Gemessenes Dickenprofil der Bremsscheibe zu Beginn und nach Abschluss der Messungen* 

dem Teilfahrzeugprüfstand kommt eine Originalbremsscheibe des Audi A6 zum Einsatz, in deren Oberfläche auf der Außenseite eine Dickenschwankung eingeschliffen ist. Das genaue Dickenprofil wird nach einer Einbremsphase auf einem Formtester ermittelt. Da sich das Profil im Verlauf der Versuche ändert (siehe auch Kapitel 3.1.2), ist auch eine abschließende Vermessung der

Bremsscheibe erforderlich. **Bild 5.6** zeigt die gemessenen Dickenverläufe der Bremsscheibe vor und nach den Versuchen. Deutlich zu erkennen ist die ursprünglich eingearbeitete Dickenschwankung mit einem Maximalwert von 35,0  $\mu$ m und deren Reduktion auf 27,3  $\mu$ m. Besonders die auflaufende Flanke der Mulde ist deutlich eingeebnet.

So lang die DTV-Werte deutlich oberhalb von 10 µm liegen, erfolgt der Einebnungsprozess nach [20] linear mit der Bremsdauer. Die Abnahme der Dickenschwankung wird im Verlauf der Messungen daher linear über die Bremsdauer unter Einbeziehung des Bremsdrucks interpoliert, sodass sich für jeden Bremsversuch der maßgebliche Wert für die Dickenschwankung ermitteln lässt.



Bild 5.7: Interpolierte Dickenschwankung im Verlauf der Versuche

# 5.1.2 Versuchsdurchführung

Vor der Durchführung von Messungen werden alle Messbrücken wiederholt kalibriert, der jeweilige Brückenabgleich wird im statischen Zustand bei Entlastung aller Aufnehmer ausgeführt. Der Staudruck des Kühlgebläse-Luftstroms wird berücksichtigt, indem der Brückenabgleich bei aktiviertem Gebläse vorgenommen wird.

# Manöver

Vor den Messungen ist zu klären, wie das zu Grunde gelegte Manöver definiert sein soll. Ziel ist das Nachstellen eines Komfort-Bremsmanövers aus höherer Geschwindigkeit. Der verwendete Rollenprüfstand lässt eine mit der Realität identische Verzögerung der Rolle durch das Bremsmoment eines einzelnen, nicht angetriebenen Rades aber technisch nicht zu, weswegen es einer abweichenden Lösung bedarf. In der Steuerung des Rollenprüfstands wird die Verzögerung vorgegeben, das zugehörige Bremsmoment muss bestimmt werden. Dazu werden zuerst die Manöverparameter festgelegt.

**Tabelle 5.2:** Ausgangsparameter für die Prüfstandsversuche

Leergewicht Audi A6 2,5 V6 TDI, m <sub>Fahrzeug</sub>	1635 kg	
dynamische Bremskraftverteilung	ca. 70% vorn, 30% hinten	
Bremsverzögerung, a <sub>brems</sub>	0,2 g	
dynamischer Reifenradius, r <sub>dyn</sub>	0,312 m	

Aus diesen Daten ist es mit **Gleichung** (1) möglich, das erforderliche Bremsmoment zu bestimmen, welches im Fahrbetrieb bei einer Verzögerung mit 0,2 g an einem Vorderrad anliegt.

$$M_{brems,Rad} = \frac{\frac{F_{brems,VA}}{F_{brems,Gesamt}} \cdot m_{Fahrzeug} \cdot a_{brems,Fahrzeug}}{2} \cdot r_{dyn}$$
(1)

Bei den gegebenen Fahrzeugparametern und der gewünschten Bremsverzögerung ergibt sich nach (1) ein Bremsmoment von ca. 350 Nm pro Vorderrad. Für Messungen bei einer anderen Bremsverzögerung müssen die Parameter entsprechend abgeändert werden.

Eine Messung läuft wie folgt ab: Zunächst wird mittels der Gewindespindel des Verstellrahmens eine Radlast von 5000 N eingestellt, was der Normalkraft eines Vorderrads eines Audi A6 beim Bremsen mit einer Verzögerung von 0,2 g entspricht. Nach Fixierung der Verstelleinrichtung wird der Prüfstand auf 180 km/h beschleunigt. Während der Geschwindigkeitserhöhung wird der Bremsdruck so lange erhöht, bis 350 Nm Bremsmoment anliegen. Die Einstellung des exakten Bremsmoments kann dabei nicht immer absolut genau erfolgen, da die steigende Temperatur der Bremsscheibe für einen zusätzlichen Anstieg des Moments sorgt. Beim Erreichen des gewünschten Moments wird die Verzögerung des Rollenprüfstands eingeleitet und die Aufzeichnung der Messwerte gestartet. Sobald eine Geschwindigkeit von 10 km/h erreicht ist, hält der Rollenprüfstand die Geschwindigkeit, um ein Anhaften der Bremsbeläge an der heißen Scheibe zu verhindern. Die Aufzeichnung wird beendet und die ermittelten Messverläufe abgespeichert und gleichzeitig der Bremsdruck gelöst. Um dafür zu sorgen, dass die Messwerte miteinander vergleichbar sind, schließt sich eine Abkühlphase an. Diese Zeitspanne muss so gewählt werden, dass gleiche Ausgangszustände bei der Bremsscheibentemperatur erzielt werden.

Im Versuch hat sich ohne Bremsbetätigung die Nabenkraft von 5 kN bei Stillstand auf circa 6,8 kN bei 220 km/h erhöht. Entsprechend **Bild 5.8a** ist dies darauf zurückzuführen, dass sich mit steigender Geschwindigkeit der Abrollumfang des Reifens durch die zunehmenden Fliehkräfte erhöht. Die entsprechenden Betriebspunkte sind in den Diagrammen gekennzeichnet und stimmen bei einer Vertikalsteifigkeit des Reifens von 270 N/mm exakt überein. Diese Steifigkeit entspricht nach [40] den Anhaltswerten für Niederquerschnitt-Reifen.

Vergleichsmessungen im stationären Zustand bei verschiedenen Geschwindigkeiten haben gezeigt, dass dieser Sachverhalt auf die eigentliche Messung aber keinen Einfluss hat und daher zu vernachlässigen ist.



**Bild 5.8:** Dynamischer Abrollumfang von Pkw-Reifen [40] und im Versuch resultierende Zunahme der Radnabenkraft

#### Auswertung

Die Ermittlung der Anregungsfunktion soll darüber Aufschluss geben, welche Kräfte und Momente eine rubbelnde Bremse erzeugt. Im Versuchsaufbau werden daher die Schnittstellen von Rad und Bremse zum Fahrzeug hin untersucht. Die möglichen Übertragungen laufen über die Radnabe und den Bremssattel, die gemessenen Größen zeigt **Tabelle 5.3**.

Bremssattel	Bremsmoment Axialkräfte	
Bremsscheibe	Oberflächentemperatur	
Radnabe	Kräfte in X-Richtung Kräfte in Z-Richtung	

Tabelle 5.3: Messgrößen am Prüfstand

Die geometrischen Bedingungen lassen bei einem Betrieb am Rollenprüfstand an der Radnabe keine Momente ohne bedingende Kräfte zu, sodass keine nur separat zu erfassenden Momente auftreten. Auf die Messung der Radnabenkräfte in Y-Richtung muss verzichtet werden, da dies nicht mit vertretbarem Aufwand möglich ist. Bei Null-Spur sind jedoch ohnehin keine relevanten Kräfte zu erwarten.

Die Auswertung der Axialkräfte am Bremssattel hat ergeben, dass auch hier nur sehr geringe Kraftamplituden auftreten (**Bild 5.9**). Von den Kraftamplituden, die in keiner Messung 7 N überstiegen haben, ist keine wesentliche Anregung der Achse zu erwarten. Im Feld ist der Einfluss von leichten Radunwuchten bereits um ein Vielfaches höher, daher wird auf eine weitere detaillierte Analyse verzichtet.



Bild 5.9: Verlauf der Axialkraft zwischen Bremssattel und Bremssattelhalter

Die Kräfte, die an der Radnabe auftreten, erweisen sich als reine Reaktionskräfte auf das Bremsmoment. Die Kraft in X-Richtung ist nahezu identisch mit der aus dem Bremsmoment umgerechneten Bremskraft, die Kraft in Z-Richtung mit der nach (2) gebildeten Differenz aus dynamischer ungebremster Radlast und Radialkraft am Bremsbelag (Bild 5.10, Bild 5.11). Zusätzliche dynamische Effekte können nicht identifiziert werden.



**Bild 5.10:** Vergleich zwischen der gemessenen Nabenkraft in Z-Richtung und der rechnerisch ermittelten

Diese Erkenntnisse führen zu dem Schluss, dass die gesamte Fahrwerksanregung allein durch den Verlauf des Bremsmoments bestimmt wird. Für die weitere Einflussanalyse dient daher der Verlauf des Bremsmoments als Vergleichsgröße.



Bild 5.11: Einfluss des Bremsmoments auf die Nabenkraft

#### 5.1.3 Ergebnisse

#### **Einfluss von DTV**

Im ersten Vergleich wird der Einfluss der Dickenschwankung auf das Bremsmoment untersucht. **Bild 5.12** zeigt den Verlauf des Bremsmoments während des gesamten Bremsmanövers für zwei unterschiedliche Dickenschwankungen (34,5  $\mu$ m und 27,3  $\mu$ m). An den gemittelten Werten ist zu erkennen, dass die Momentenverläufe die gleiche Gesamtverzögerung erzeugen, die Schwingungsamplituden sich aber deutlich unterscheiden. Die Scheibe mit 34,5  $\mu$ m DTV erzeugt eine Amplitude von etwa ±30%, die geglättete Scheibe mit 27,3  $\mu$ m erzeugt nur noch eine Bremsmomentschwankung von circa ±18%.



Bild 5.12: Bremsmomentverläufe bei unterschiedlichen DTV

In **Bild 5.13** ist ein Intervall von einer Sekunde herausgegriffen. Deutlich ist hier der exakte Verlauf des Bremsmoments über eine Scheibenumdrehung zu erkennen. Vergleicht man dieses Bild mit **Bild 5.6**, so findet man das jeweilige Dickenprofil der Bremsscheibe eindeutig im entsprechenden Verlauf des Bremsmoments qualitativ wieder.



Bild 5.13: Ausschnitt aus der BTV bei unterschiedlicher DTV

Der Anstieg des Bremsmoments mit zunehmender Bremsdauer ist auf die Erwärmung der Bremskomponenten zurückzuführen. Durch den elektrisch betätigten Hauptbremszylinder ist ein Volumenausgleich für die Bremsflüssigkeit nicht möglich. Dieser Effekt ist aber auch zu beobachten, wenn Fahrzeugversuche durchgeführt werden, bei denen der Bremsdruck über einen Anschlag unter dem Bremspedal eingestellt wird.

**Bild 5.14** zeigt die Entwicklung der Bremsmomentschwankung im Verlauf der Versuche. Die Schwankung nimmt auf Grund des Glättungseffekts (Kapitel 3.1.2, 5.1.1) mit Fortschreiten der Versuche deutlich ab, die Trendlinie kann logarithmisch angenähert werden. Die Abweichungen von der Trendlinie rühren zum einen von Messtoleranzen her, zum anderen von teils unterschiedlichen Versuchsbedingungen.



Bild 5.14: Entwicklung der mittleren Bremsmomentschwankung im Verlauf

#### **Einfluss von Radsturz**

Im zweiten Vergleich wird der Einfluss von Radsturz auf die Rubbelanregung untersucht. Es werden Messungen mit annähernd gleicher DTV (eine 100% genaue Übereinstimmung ist technisch nicht machbar) herangezogen. Um eine mögliche Beeinflussung leichter erkennen zu können, wird ein relativ hoher Sturzwert von 2° eingestellt.



Bild 5.15: Bremsmomentverläufe bei 0° und -2° Radsturz

Wie in **Bild 5.15** und **Bild 5.16** zu erkennen ist, bewirkt ein vorhandener Radsturz keine Änderung der Rubbelanregung. Die mittlere BTV-Amplitude ist ähnlich hoch, kleine Differenzen im globalen Verlauf lassen sich auf die unterschiedlichen Bremsscheibentemperaturen zurückführen und sind im Rahmen der Reproduzierbarkeit vernachlässigbar gering. Ebenso zeigt der vergrößerte Ausschnitt einen fast identischen Momentenverlauf.



Bild 5.16: Ausschnitt der Bremsmomentverläufe bei 0° und -2° Radsturz

# **Einfluss der Spur**

Im Folgenden soll untersucht werden, ob die Spur einen Einfluss auf den Bremsmomentverlauf ausübt. Hierzu erfolgt der Umbau des Prüfstands auf 1,7° Vorspur. Die in [20] erwähnte Beeinflussung der Rubbelamplituden durch Radlagervorspannung lässt erwarten, dass unter Vorspur die Amplituden geringer ausfallen.



Bild 5.17: Bremsmomentverläufe mit und ohne Vorspur

In **Bild 5.17** ist noch kein deutlicher Unterschied zu erkennen, erst die Vergrößerung in **Bild 5.18** zeigt, dass die Amplituden unter Vorspur tatsächlich deutlich geringer ausfallen. Die mittlere BTV-Amplitude reduziert sich von 21% auf 15%.



Bild 5.18: Ausschnitt der Bremsmomentverläufe mit und ohne Vorspur

## **Einfluss unterschiedlicher Reifen**

Um den Einfluss des Reifens auf die Bremsmomentschwankungen zu untersuchen, werden Versuche mit 16"-Bereifung (215/55 R16) und 18"-Bereifung (225/40 R18) gegenübergestellt. Der Reifensturz bleibt zunächst bei 0°.



Bild 5.19: Bremsmomentverläufe schmaler und breiter Reifen

Bei der direkten Gegenüberstellung sind keine wesentlichen Unterschiede zu erkennen. Kleine Abweichungen im Verlauf lassen sich auf die oben beschriebenen Einflüsse der Scheibentemperatur zurückführen. Wie im vorausgegangenen Kapitel bereits diskutiert wurde, haben Seitenkräfte, die aus einer Spureinstellung resultieren, eine reduzierte BTV-Amplitude zur Folge. Aufgrund dieser Tatsache ist zu erwarten, dass die Reifenwahl einen Einfluss haben kann, sobald das Rad unter Spur läuft. **Bild 5.20** zeigt das Ergebnis dieses Vergleichs.



Bild 5.20: Bremsmomentverläufe bei Vorspur mit unterschiedlichen Rädern

Der globale Verlauf ist im Wesentlichen ähnlich. Es ist aber zu erkennen, dass die Schwingungsamplituden mit 18"-Rad geringer ausfallen. Im Ausschnitt (**Bild 5.21**) wird dies noch deutlicher. Im Bereich der Mulde der Bremsscheibe ist der Einbruch des Bremsmoments bei 16"-Bereifung deutlich stärker. Die mittlere Beschleunigungsamplitude liegt bei der 16"-Variante um etwa 30% höher.



**Bild 5.21:** Ausschnitt der Bremsmomentverläufe bei Vorspur mit unterschiedlichen Reifenbreiten

Die Höhe der Radlagervorspannung aus Seitenkraft hat also erheblichen Einfluss auf die Rubbelempfindlichkeit, die Reifenbreite zeigt somit nur dann einen Einfluss auf den Bremsmomentverlauf, wenn eine Spureinstellung vorhanden ist.

#### Fazit

Aus den Erkenntnissen dieser Untersuchungen kann die erforderliche Anregung des Fahrzeugmodells in der Simulation abgeleitet werden. Aus **Bild 5.9** wird deutlich, dass eventuelle Axialkräfte am Bremssattel in der Rubbelanregung keine Rolle spielen. Die schwimmende Lagerung des Bremssattels stellt die axiale Entkopplung sicher. Eine eigene Anregung aus der Radnabe konnte ebenfalls ausgeschlossen werden (**Bild 5.10**). Die Kräfte, die über die Radnabe in den Prüfstand eingeleitet werden, sind reine Reaktionskräfte aus Vertikallast und Radialkraft an der Bremsscheibe.

Für die Umsetzung in die Simulationsumgebung bedeutet dies, dass eine Abbildung der Rubbelproblematik über eine Modellierung des Bremsmomentverlaufs erfolgen kann. Der Verlauf des Bremsmoments (über eine Radumdrehung) ist qualitativ identisch mit dem Dickenprofil der Bremsscheibe. Die Höhe der Bremsmomentschwankung hängt bei unveränderter Bauteilkonfiguration und einem Betrieb unter Nullspur ausschließlich von der Höhe der DTV ab (**Bild 5.14**).

# 5.2 Definition der Anregung des Modells und des Standard-Fahrmanövers

Mit den Erkenntnissen aus Kapitel 5.1.3 lässt sich die Anregung des Simulationsmodells definieren.

- Es wird ein sinusförmiger Dickenverlauf erster Ordnung der Bremsscheibe angenommen, wie er im Allgemeinen bei off-brake Generierung entsteht. Daraus folgt, dass auch der Bremsmomentverlauf einer sinusförmigen Schwankung unterliegt.
- Da die Anregung so stark sein soll, dass Modifikationseinflüsse deutlich werden, wird eine Dickenschwankung zwischen 30 und 35 µm angenommen. Nach Bild 5.14 folgt daraus eine BTV von circa 20%.
- Die Anregung soll einseitig erfolgen. Somit werden zum einen Einflüsse durch die Phasenlage der Unebenheiten ausgeschlossen, zum anderen ermöglicht diese Konfiguration die gleichzeitige Untersuchung von Längsanregung und Lenkungsanregung.



#### Bild 5.22: Bremsmomentverläufe an den Vorderradbremsen

Die Festlegung des Fahrmanövers orientiert sich am Realfall. Die erwarteten Resonanzspitzen für den Audi A6 liegen, wie in Kapitel 2.5 erläutert, im Bereich um 15 Hz. Diese Frequenz entspricht der Raddrehfrequenz bei 105 km/h. Um das Vorderachssystem zum Aufschwingen zu bringen, ist eine Verzögerung aus höherer Geschwindigkeit nötig. Es wird daher eine Verzögerung aus 160 km/h vorgegeben. Das Bremsmanöver soll eine Komfortbremsung nachbilden, weshalb, wie in Kapitel 5.1, eine mittlere Verzögerung von circa 0,2 g vorgegeben wird. Dazu ist ein mittleres Radbremsmoment von 350 Nm erforderlich.

Für die Festlegung des driver-control-files ist noch wichtig, dass das Lenkrad, wie im Realfall, im höherfrequenten Bereich frei beweglich bleiben muss, aber das Fahrzeug dennoch in der Spur zu halten ist. Eine Fixierung des Lenkrads in Geradeausstellung hätte zur Folge, dass die Lenkraddrehschwingungen vollkommen unterbunden würden. Die reale "Elastizität" des Menschen erfordert also eine weiche Geradeausregelung. Die closed-loop Geradeausregelung der ADAMS Driving Machine erfüllt diese Vorgaben. Sie ermöglicht einerseits die Geradeausfahrt, andererseits liegt ihre Regelfrequenz deutlich unterhalb der Rubbelfrequenz, sodass Rückkopplungen ausgeschlossen werden können.

Ausganggeschwindigkeit	160 km/h
Lenkrad	closed loop Geradeausregelung
Fahrpedal	gelöst
Bremse	open loop, mittleres Vorderradbremsmoment von 350 Nm
Gang	5. Gang
Dauer des Manövers	bis zum Erreichen einer Geschwindigkeit von 20 km/h
Fahrbahn	μ = 1,0

 Tabelle 5.4: Fahrmanöverparameter "Rubbelbremsung"

#### **5.3 Definition der Bewertungskriterien**

Um eine möglichst große Anzahl von Varianten systematisch vergleichen zu können, muss ein Kennwert gewählt werden, der eine Quantifizierung von Beschleunigungsbelastungen ermöglicht. Da der Mensch eine Schwingungsamplitude bei verschiedenen Frequenzen als unterschiedlich stark empfindet, setzt sich bei der Vibrationsbeaufschlagung von Personen die tatsächlich empfundene Belastung aus der Schwingungsamplitude und der Schwingungsfrequenz zusammen. In der VDI-Richtlinie 2057 [74] wird für die Beurteilung der Schwingungsbelastung von Menschen die bewertete Schwingstärke angewandt.

Für den in dieser Arbeit beschriebenen Anwendungsfall kann aber auf die aufwändige Frequenzbewertung verzichtet werden, da sich die Spitzenamplituden der unterschiedlichen Varianten in ihrer Frequenz kaum unterscheiden. Daher kann auf die frequenzunabhängige Schädigungsbewertung zurückgegriffen werden. Hierbei hat sich die Methode, nach der Rainflow-Bewertung [42] mit einer Standardwöhlerlinie (No=10<sup>7</sup>; Do=10<sup>3</sup> ‰; k=5) eine Belastungskennzahl zu berechnen, als sehr zuverlässig bewiesen (**Gleichung (3**)).

$$B = \frac{l}{N_0 D_0^k} \sum N_i D_i^k$$
(3)

Diese Belastungskennzahl stellt einen universellen Vergleichswert dar, weil sie nicht mit einer, für die betrachtete Stelle charakteristischen, Wöhlerlinie sondern mit einer Standardwöhlerlinie ermittelt wird. Wendet man den Rainflow-Algorithmus auf die Beschleunigungsverläufe bei Rubbelsimulationen an, so zeigt sich eine Besonderheit: Da diese Beschleunigungsverläufe nahezu ausschließlich Amplitudenextrema an den Hüllkurven aufweisen und die Gesamtzahl der Lastspiele in allen Fällen gleich ist, ist das Ergebnis der Rainflow-Zählung lediglich ein gleich bleibend Vielfaches der mittleren Beschleunigungsamplitude. Aus dieser Erkenntnis heraus kann die mittlere Beschleunigungsamplitude als die - für einen Beschleunigungsverlauf leicht zu berechnende - Vergleichsgröße gewählt werden. Parallel dazu fließen die Maximalamplitude und deren zugehörige Frequenz in die Bewertung mit ein.

Zur Bewertung von unterschiedlichen Varianten bzgl. Rubbelempfindlichkeit müssen fahrerrelevante Werte verwendet werden. Da vom Fahrer Vibrationen hauptsächlich an Sitz und Lenkrad wahrgenommen werden, dienen auch die hier erfassten Beschleunigungsverläufe als Referenzgrößen.



Bild 5.23: Beschleunigungsverlauf und Hüllkurven

Am Lenkrad werden die Drehbeschleunigungen in Lenksäulenrichtung bewertet, für die Übertragung über den Sitz die Beschleunigungen an der Sitzschiene. Hier sind die Beschleunigungsamplituden in X-Richtung um ein Vielfaches größer als in Y- und Z-Richtung. Aus diesem Grund gilt als Referenzwert die Sitzschienenbeschleunigung in X-Richtung.

**Bild 5.24** zeigt exemplarisch die in einer Simulation erfassten Beschleunigungsverläufe an Sitzschiene und Lenkrad. In beiden Fällen ist deutlich zu erkennen, dass eine ausgeprägte kritische Frequenz existiert, bei der die Beschleunigungsamplituden ihr Maximum erreichen. Für die Sitzschienenbeschleunigungen liegt diese Frequenz im Bereich der Längs-Eigenfrequenz der Vorderachse, die maximale Amplitude am Lenkrad im Bereich der Lenk-Eigenfrequenz.



**Bild 5.24:** Typische Verläufe von Sitzschienenlängsbeschleunigung (a) und Lenkraddrehbeschleunigung (b)
#### Kapitel 6

# Modellvalidierung anhand von Fahrversuchen

Die in den Simulationen verwendeten ADAMS Gesamtfahrzeugmodelle sind von der Firma Audi zur Verfügung gestellt und bezüglich Fahrdynamik bereits validiert. Noch zu untersuchen ist die Validität der Rubbelanregung und für Kapitel 9 die Validität des Abrollkomforts des A6-Modells.

Für die Validierung der Rubbelanregung werden Fahrversuche mit einem Audi A6 2,5 V6 TDI durchgeführt, der mit entsprechender Messtechnik ausgerüstet wurde (in Anlehnung an [64]).

#### 6.1 Versuchsaufbau Fahrzeug

Um experimentelle Untersuchungen bremsinduzierter Schwingungen durchführen zu können, ist es wichtig, mögliche Störgrößen auszuschließen oder wenigstens zu erfassen. Die entscheidende Störgröße für die beabsichtigten Untersuchungen stellen Ungleichförmigkeiten der Räder dar. Dies können zum einen Fehler im Rundlauf sein, zum anderen Unwuchten. Aus diesem Grund wurden neue Reifen ausgewählt und bei der Montage auf die Felgen mit größter Sorgfalt vorgegangen. Die Räder wurden anschließend feingewuchtet und der Rundlauf überprüft. Bei der Montage am Fahrzeug wurde auf saubere Anlageflächen geachtet und die Radschrauben gleichmäßig mit dem vorgeschriebenen Drehmoment angezogen, um eventuelle Verwerfungen der beteiligten Komponenten zu vermeiden.

Für die Validierung der Anregung wurde das Messfahrzeug vorn links mit einer Bremsscheibe mit einem annähernd sinusförmigen Dickenverlauf und einer maximalen Dickenschwankung von 32 µm ausgestattet.

Für die Messwerterfassung sind die Sensoren wie in **Bild 6.1** verbaut. Neben den Beschleunigungssensoren an Lenkrad (2 Sensoren um 180° versetzt) und Sitzschiene ist das Fahrzeug an der Vorderachse mit kapazitiven Wegaufnehmern für die Bremsscheibendicke ausgestattet, einem Beschleunigungssensor am Bremspedal, um Pedalpulsieren zu erfassen und vier Bremsdrucksensoren (je einer an jedem Bremssattel) für die Ermittlung von Bremsdruckschwankungen. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird aus dem CAN-Bus ausgelesen. Die genauen Sensorspezifikationen sind **Tabelle 6.1** zu entnehmen.



Bild 6.1: Messtechnische Ausstattung des Versuchsfahrzeugs

 Tabelle 6.1: Sensorkonfiguration des Messfahrzeugs

Messstelle	Sensor	Messtoleranz	Spezifikation
Wegaufnehmer DTV, SRO	Micro-Epsilon S600-2	4 µm	0 – 2 mm, 6 kHz
Bremsdruck 4x	Bosch Rexroth	< 0,5%	bis 210 bar, 1 kHz
Beschleunigung Sitzschiene	Bosch	~ 2%	bis ±5 g
Beschleunigung Lenkrad 2x	Disynet FA 1202	~ 1%	bis ±5 g, bis 1 kHz

# 6.2 Versuchsbeschreibung

Die Fahrversuche wurden auf dem Audi Testgelände in Neustadt an der Donau durchgeführt, da hier alle nötigen Bedingungen für einen reibungslosen Ablauf der Messungen erfüllt werden:

- Der Fahrbahnbelag darf im Bereich der Messungen keine Unebenheiten durch Flickstellen, Belagwechsel oder Bodenwellen aufweisen
- Die Fahrbahn muss eben verlaufen. Eine Neigung in Fahrtrichtung würde die Fahrzeugverzögerung verfälschen, eine Neigung quer zur Fahrtrichtung würde Eingriffe am Lenkrad erfordern.
- Der Streckenabschnitt muss eine Anfangsgeschwindigkeit von mindestens 180 km/h ermöglichen.
- Zwischen einzelnen Messungen muss eine ungebremste Fahrt zum Abkühlen der Bremsanlage möglich sein.

Das gefahrene Manöver für die Rubbelvalidierung entspricht dem in Kapitel 5.2 für das Simulationsmodell definierten Standardmanöver. Die Längsverzögerung wurde mittels eines an der Windschutzscheibe befestigten Anzeigegeräts möglichst stationär eingestellt. Das Lenkrad wurde während der Messungen losgelassen, um die Schwingungen nicht zu dämpfen. Zwischen den einzelnen Messungen wurden zum Abkühlen der Bremsanlage einige Runden im ungebremsten Zustand gefahren.

Die Validierungen zum vertikalen Komfortverhalten wurden mit der Überfahrt über eine Stuckerleiste durchgeführt. Dazu wurde eine Leiste mit rechteckigem Profil von 150 mm Länge und einer Höhe von 22 mm am Boden befestigt. Die Überfahrt erfolgte mit 80 km/h und mit 40 km/h. Als Auswertegröße dient bei der Leistenüberfahrt nur die vertikale Beschleunigung an der Sitzschiene.



Bild 6.2: Stuckerleiste 22 x 150 mm

#### 6.3 Messergebnisse und Vergleich mit der Simulation

**Bild 6.3** zeigt die gemessenen Beschleunigungsverläufe an der Sitzschiene im Vergleich zum Ergebnis aus der Simulation. Deutlich ist zu erkennen, dass die Verläufe qualitativ sehr gut übereinstimmen, auch wenn kleine Unterschiede bestehen. Die Maximalamplitude liegt beim Fahrversuch leicht höher als in der Simulation, während nach dem Durchschreiten der kritischen Frequenz der Abfall der Amplitude stärker ist. Sehr gut ist die Übereinstimmung in den Amplituden oberhalb der Resonanz und bei der Lage der Resonanzfrequenz.



**Bild 6.3:** Beschleunigungsverläufe an der Sitzschiene in X-Richtung in Simulation und Versuch bei einer Rubbelbremsung

Ebenso stimmt der Verlauf der Lenkraddrehbeschleunigung sehr gut überein. Die Lage der Resonanz liegt bei der gleichen Fahrgeschwindigkeit (vergleiche auch **Bild 6.5**). Das Anwachsen der Amplitude bis zur Resonanz verläuft ebenfalls sehr ähnlich. Auffällig ist, dass im Versuch bereits vor dem Bremsmanöver die Drehbeschleunigungsamplituden relativ hohe Werte annehmen. Dies ist auf den rauen Fahrbahnbelag zurückzuführen, der erst unmittelbar vor Bremsbeginn verlassen wird.



**Bild 6.4:** Lenkraddreh-Beschleunigungsverläufe während der Rubbelbremsung in Simulation und Versuch

**Bild 6.5** zeigt die Geschwindigkeitsverläufe von Messung und Simulation. Die gute Übereinstimmung verifiziert die identische Lage der Amplitudenmaxima nach der Raddrehfrequenz, also nicht nur nach Fahrzeit.



**Bild 6.5:** Geschwindigkeitsverläufe während der Rubbelbremsung in Simulation und Versuch

Die Validierung des vertikalen Komfortverhaltens an einer 22 mm Leiste erfolgt ausschließlich anhand der Beschleunigung an der Sitzschiene in Z-Richtung (**Bild 6.6**). Der entsprechende Sensor erlaubt eine maximale Abtastfrequenz von 100 Hz, entsprechend sind Abstriche bei der Signalauflösung hinzunehmen. Dennoch zeigt sich aber auch hier eine gute Übereinstimmung des Beschleunigungsverlaufs. Minimal- und Maximalamplitude zeigen ähnlich hohe Werte, ebenfalls die Frequenz stimmt überein. Die zusätzlichen Beschleunigungsamplituden im Verlauf der Messung sind auf eine geringe Bodenanregung zurückzuführen.



**Bild 6.6:** Beschleunigungsverlauf an der Sitzschiene in Z-Richtung während einer Leistenüberfahrt in Simulation und Versuch

Insgesamt können auf Grund der Vergleichsmessungen die Validität der Anregung und die Validität des Simulationsmodells für Rubbelbremsungen und Fahrkomfortuntersuchungen bestätigt werden.

# Übertragungssystematik von Schwingungen im Fahrwerkspfad

Während die Mechanismen zur Schwingungsgenerierung und die Wirkungen auf Fahrzeuginsassen weitestgehend geklärt sind, bleibt eine detaillierte Beantwortung der Frage nach der Übertragung bisher unbeantwortet. Ein Ziel dieser Arbeit ist daher die Identifikation der Systematik in der Übertragung der Schwingungen von der Radbremse zum Fahrer. Dafür ist es nötig, eine möglichst große Anzahl von Varianten bei identischem Achskonzept zu untersuchen.

# 7.1 Variationsmethodik

Im Gegensatz zu vielen anderen Untersuchungen zum Bremsrubbeln soll hier nicht versucht werden, eine Parameteroptimierung durchzuführen, sondern auf der Suche nach der Einflusssystematik eine möglichst große Anzahl unterschiedlich parametrierter Varianten in einen Zusammenhang gebracht werden. Untersuchungsgegenstand sind die Abstimmungen der Fahrwerkslager hinsichtlich Härte und Dämpfung. Dabei kommen einerseits Lagerabstimmungen zum Einsatz, die sich an der Serienabstimmung orientieren, zum anderen aber auch Lagerabstimmungen, die weit ab von der Serie sind. Die in Frage kommenden Fahrwerkslager sind bei der Vierlenkerachse die in **Bild 4.4** bezeichneten, an den Punkten E, F, G, H, HRV und HRH, bei der McPherson-Achse die Lager an den Punkten DO, U1, U3, HRV und HRH.

	Vierlenkerachse	McPherson-Achse				
Е	Anbindungspunkt des Lenkers obere	DO	Anbindungspunkt des Feder-Dämpfer-			
	Ebene vorn an die Karosserie		beins an die Karosserie			
F	Anbindungspunkt des Lenkers obere	U1	vorderer Anbindungspunkt des Sichel-			
	Ebene hinten an die Karosserie		lenkers an den Hilfsrahmen			
G	Anbindungspunkt des Lenkers untere	U3	hinterer Anbindungspunkt des Sichel-			
	Ebene vorn an den Hilfsrahmen		lenkers an den Hilfsrahmen			
н	Anbindungspunkt des Lenkers untere	HRV	vorderer Anbindungspunkt des Hilfs-			
	Ebene hinten an den Hilfsrahmen		rahmens an die Karosserie			
HRV	vorderer Anbindungspunkt des Hilfs-	HRH	hinterer Anbindungspunkt des Hilfsrah-			
	rahmens an die Karosserie		mens an die Karosserie			
HRH	hinterer Anbindungspunkt des Hilfsrah-					
	mens an die Karosserie					

Tabelle 7.1: Beschreibung der Lagerstellen

Die Abstimmungsänderungen an den Lagern wurden immer für alle Koordinatenrichtungen gleichmäßig durchgeführt. **Tabelle 7.2** zeigt die Lagervariationen. Dabei gelten die jeweils ersten beiden modifizierten Varianten als seriennah, die beiden Letzten als serienfern.

Durch die freie Kombination aller Parameter für alle Lagerpunkte ergeben sich für die Vierlenkerachse  $25^6 = 244.140.625$  Abstimmungsmöglichkeiten, für die McPherson-Achse sind es  $25^5$ 

Tabelle 7.2: Modifikationen an den
Lagerkennlinien der Lager E, F, G,
H, DO, U1, U3, HRV und HRH

Steifigkeit	Dämpfung
Serie	Serie
Serie *1,3	Serie *2
Serie *0,7	Serie *0,5
Serie *5	10 Ns/mm
Serie *0,2	0,1 Ns/mm

= 9.765.625 mögliche Varianten. Diese Variantenzahl ist natürlich nicht zu bewältigen, weshalb für die Untersuchung nur bestimmte Kombinationen herausgegriffen wurden. So wurden zum Beispiel nur seriennahe Steifigkeiten mit seriennahen Dämpfungen kombiniert. Genauso wurde bei den serienfernen Varianten verfahren. Insgesamt wurden daraus 1280 Varianten für die Vierlenkerachse und 448 für die McPherson-Achse ausgewählt. Eine Übersicht über die verwendeten Kombinationen der Vierlenkerachse gibt **Tabelle 7.3**. Mit dieser Datenbasis lässt sich eine Korrelationsanalyse durchführen, die eine hohe Zuverlässigkeit aufweist.

A6	A2	Steifigkeit	Dämpfung
64	32	Serie	Serie*2/Serie*0,5
64		Serie*1,3	Serie*2/Serie*0,5
64		Serie*0,7	Serie*2/Serie*0,5
64	32	Seriennah optimal	Serie*2/Serie*0,5
64		Serie*1,3/Serie*0,7	Serie
64	32	Serie*1,3/Serie*0,7	Seriennah optimal
256	128	einzeln ausgewählte seriennahe	einzeln ausgewählte seriennahe
64	32	Serie	10 Ns/mm/0,1 Ns/mm
64		Serie*5	10 Ns/mm/0,1 Ns/mm
64		Serie*0,2	10 Ns/mm/0,1 Ns/mm
64	32	Serienfern optimal	10 Ns/mm/0,1 Ns/mm
64		Serie*5/Serie*0,2	Serie
64	32	Serie*5/Serie*0,2	Serienfern optimal
256	128	einzeln ausgewählte serienferne	einzeln ausgewählte serienferne

<b>Tabene 7.5:</b> Lagerkombinationen für die Keinenuntersuchungen
--

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> In dieser Tabelle sagt zum Beispiel Zeile eins aus, dass für den A6 die 64 Variationen untersucht wurden, bei denen für jedes der sechs Lager die Lagersteifigkeit auf dem Serienwert belassen wurde und die Lagerdämpfung entweder den Wert Serie\*2 einnahm, oder Serie\*0,5. Für den A2 ergeben sich für fünf Lager 32 Kombinationen.

# 7.2 Korrelationsanalyse

Mit einer Korrelationsanalyse soll der Übertragungsweg der Schwingungen vom Rad zum Fahrer ermittelt werden. Die Identifikation der Übertragungsstrecke dieser Schwingungen erfolgt im Versuch mit der Applizierung von Beschleunigungssensoren an den relevanten Punkten des Fahrwerks und diese Vorgehensweise wird auch für die Simulation übernommen. Die Simulationsmodelle werden an allen Konstruktionspunkten der Vorderachse mit Beschleunigungsrequests ausgestattet, und zwar auf beiden Seiten der jeweiligen Lager. **Bild 7.1** zeigt die Requests der Vierlenkerachse.



**Bild 7.1:** Vierlenker-Vorderachse des Audi C5 mit Lage der Beschleunigungsrequests und Bezeichnung der Bauteile, auf denen diese sitzen.

Diese Bestückung mit Requests erlaubt ein genaues Aufschlüsseln, in welchem Maß die jeweiligen Punkte an der Gesamtbewegung der Achse beteiligt sind und somit eine Aussage über den Übertragungspfad. Um eine möglichst allgemeingültige Aussage für die betrachtete Achse zu bekommen, werden alle in Kapitel 7.1 beschriebenen Varianten mittels einer Korrelationsbetrachtung in Bezug gestellt. Dadurch wird geklärt, ob es eine abstimmungsunabhängige Übertragungssystematik gibt, oder ob bestimmte Varianten in ihrem Übertragungsverhalten deutlich abweichen.

Beim A6 mit Vierlenker-VA ergeben sich vier mögliche Übertragungspfade (jeder der vier Lenker stellt einen dar), beim A2 mit Federbein-VA drei. Die Pfade der Vierlenkerachse lauten:

- Oben vorn:

Nabe-> RT\_P -> EP\_P -> EP\_E -> Mount\_E

- Oben hinten:
   Nabe -> RT\_Q -> FQ\_Q -> FQ\_F -> Mount\_F
- Unten vorn:
   Nabe -> RT\_V -> GV\_V -> GV\_G -> HiRa\_G -> HiRa\_HRV -> Mount\_HRV
- Unten hinten: Nabe -> RT\_W -> HW\_W -> HW\_H -> HiRa\_H -> HiRa\_HRH -> Mount\_HRH

Exemplarisch ist in **Bild 7.2** der Verlauf der mittleren Beschleunigungsamplituden in X-Richtung für eine Variante gezeigt.



**Bild 7.2:** Fortpflanzung der mittleren Beschleunigungsamplitude in X-Richtung im Beispiel

Die Stationen beim A6 sind dabei:

- Nabe: Radnabe
- RT1: Beschleunigungen auf dem Radträger an den Punkten P, Q, V, W
- RT2: Beschleunigungen auf den vier Lenkern an den Punkten P, Q, V, W
- innen1: Beschleunigungen auf den vier Lenkern an den Punkten E, F, G, H
- innen2: Beschleunigungen auf dem Hilfsrahmen an den Punkten G, H, bzw. auf dem Body an den Punkten E, F
- HiRa1: Beschleunigungen auf dem Hilfsrahmen an den Punkten HRV, HRH
- HiRa2: Beschleunigungen auf dem Body an den Punkten HRV, HRH

Für die Korrelationsanalyse werden die Werte der mittleren Beschleunigungsamplituden von Punkt zu Punkt gegenübergestellt. Auf der Abszisse der Diagramme werden die jeweiligen Werte der mittleren Beschleunigungsamplitude am Ausgangspunkt einer möglichen Übertragungsstrecke aufgetragen, auf der Ordinate die Werte am Zielpunkt. Aus den Wertepaaren lässt sich dann anhand **Gleichung (4)** der Korrelationskoeffizient bestimmen:

$$r_{xy} = \frac{n(\sum XY) - (\sum X)(\sum Y)}{\sqrt{[n \sum X^{2} - (\sum X)^{2} \cdot [n \sum Y^{2} - (\sum Y)^{2}]}}$$
(4)

In **Bild 7.3** sind zur Veranschaulichung einige Wertepaare mit den zugehörigen Korrelationskoeffizienten gezeigt.



Bild 7.3: Beispiele für Werte des Korrelationskoeffizienten

Der Korrelationskoeffizient stellt folgende Beziehungen dar:

 $r_{xy} = \pm 1$ : maximale Korrelation, d.h. alle Punkte liegen auf einer Geraden

 $r_{xy} > 0$ : positiv-lineare Beziehung zwischen x und y

 $r_{xy}$  < 0: negativ-lineare Beziehung zwischen x und y

 $r_{xy} = 0$ : die Wertepaare sind linear unabhängig

#### 7.2.1 Analyse der Fahrwerkspfade

Die in diesem Kapitel dargestellten Ergebnisse beziehen sich auf die Simulationen mit dem A6-Modell. Die Diskussion der A2-Messreihe lieferte aber Ergebnisse, die die hier beschriebenen Zusammenhänge bestätigen. Auf eine detaillierte Wiedergabe wird daher verzichtet. Die Analyse der Fahrwerkspfade erfolgt nach Koordinatenrichtungen getrennt. Die Angaben in den Diagrammen bezeichnen die mittleren Beschleunigungsamplituden in mm/s<sup>2</sup> an den jeweiligen Messstellen. Die Messgröße in der Reifenaufstandsfläche stellt die mittlere Amplitude des Kontaktkraftverlaufs in N dar.

Die Übertragung der Beschleunigungen in der Fahrzeug-Längsachse stellt die wichtigste Raumrichtung dar. Die aus dem Bremsmomentverlauf herrührende Fahrzeuganregung erfolgt hauptsächlich in Fahrzeuglängsrichtung, wodurch hier die Ausschlag gebenden Erkenntnisse zu erwarten sind. Durch die einseitige Anregung werden im Fahrzeug aber auch Beschleunigungen quer zur Fahrtrichtung erzeugt. Diese spielen besonders bei der Generierung von Lenkraddrehschwingungen eine Rolle. Auch in Vertikalrichtung ergeben sich trotz idealglatter Straße Beschleunigungsamplituden. Die Rubbelanregung versetzt das Fahrzeug zunächst in eine Längsschwingung, diese erzeugt dann über die Achslastverlagerung wiederum Schwankungen der Radaufstandskräfte. Die zeitlich variierenden Abstützkräfte auf der Fahrbahn versetzen das Fahrwerk in Vertikalschwingung.

Im Folgenden wird die Beschleunigungsübertragung in X-, Y- und Z-Richtung diskutiert. Da die mittleren Beschleunigungsamplituden in X-Richtung deutlich höher sind als in Y- und Z-Richtung wird diesen besonderes Augenmerk geschenkt. Die Grafiken zeigen für jeden Konstruktionspunkt des Fahrwerks die eingehenden Beschleunigungen und die ausgehenden in X-Richtung. Die entsprechenden Grafiken und Kennwerte für die Y- und Z-Richtung finden sich zur Übersicht im Anhang (ab S. 126).

### Reifen – Nabe

Die erste Station in der Übertragung der Rubbelanregung ist die Umwandlung der Kräfte im Reifenaufstandspunkt in Beschleunigungen der Radnabe. Für die X-Richtung ist in **Bild 7.4** zu erkennen, dass höhere Reifenkräfte und niedrigere Beschleunigungen der Radnabe mit einander einhergehen. Die Amplituden der Reifenlängskraft nehmen bei einer weniger nachgiebigen Achsauslegung (geringere Beschleunigungen an der Nabe) zu, Lastspitzen werden hier nicht so gut gedämpft wie bei einer weichen Abstimmung. Korrelationen zwischen Reifenkräften und fahrerrelevanten Beschleunigungen ergeben sich nicht.



**Bild 7.4:** Übertragung in X-Richtung von der Reifenaufstandsfläche zur Radnabe

Die Querkräfte in der Reifenaufstandfläche betragen nur etwas mehr als 1/8 der Kräfte in X-Richtung. Was im Gegensatz zur Übertragung in X-Richtung auffällt ist, dass in Y-Richtung hohe Reifenkräfte hohe Nabenbeschleunigungen zur Folge haben. Daraus ist zu schließen, dass die Nabenbeschleunigungen in Y-Richtung weniger mit einer besonderen Nachgiebigkeit der Achse in dieser Koordinate zusammenhängen, sondern vielmehr mit der Höhe der anregenden Kraft. Die Abstützkraft der Reifen in Querrichtung steigt, wenn die Verdrehsteifigkeit der Vorderachse um ihre Hochachse gering ausfällt. Dies kann zum Beispiel aus einer weichen Anbindung des Hilfsrahmens resultieren. Eine negative Beeinflussung der Rubbelrobustheit kann dadurch aber nicht nachgewiesen werden. Die Korrelationen zu den fahrerrelevanten Messpunkten sind sehr gering, lediglich zur Sitzschienenbeschleunigung in Y-Richtung lässt sich ein leichter Zusammenhang finden.

In Vertikalrichtung liegen die mittleren Kraftamplituden im Reifenlatsch in etwa so hoch wie in Lateralrichtung. Die Korrelation zur Radnabenbeschleunigung ist hier sehr stark ausgeprägt. Ein unmittelbarer Zusammenhang zur Lagerabstimmung lässt sich damit aber nicht herstellen, da die Reifenvertikalkraft nur eine Reaktionskraft aus der Rubbelanregung darstellt. Zu den Messpunkten am Fahrerplatz ergeben sich keine Korrelationen.

#### Nabe – RT1

Von der Nabe aus erfolgt die weitere Übertragung zu den äußeren Anlenkpunkten der vier Lenker. Zu den unteren Punkten V und W ergeben sich in X-Richtung sehr hohe Korrelationswerte von über 0,95, zu den oberen Punkten P und Q herrscht keine ausgeprägte Korrelation. Ein deutlicher Zusammenhang zeigt sich auch zur Beschleunigung an der Sitzschiene in X-Richtung. Dies ist bemerkenswert, da die Radnabe in der Übertragungskette am weitesten vom Fahrer entfernt ist. Folglich erfordert eine rubbelrobuste Abstimmung, dass die Radnaben keine ausgeprägten Bewegungen ausführen dürfen.



#### **Bild 7.5:** Übertragung in X-Richtung von der Radnabe zu den Messpunkten RT1

In Querrichtung fallen die Beschleunigungen an der Nabe insgesamt gering aus (Mittelwert von 3073 mm/s<sup>2</sup> im Vergleich zu 19260 mm/s<sup>2</sup> in X-Richtung). Die Starrkörperübertragung der Schwingungen von der Radnabe zu den vier äußeren Anlenkpunkten erfolgt ähnlich wie in X-Richtung. Die Korrelation zur unteren Ebene ist durch den geringeren geometrischen Abstand deutlich höher als zu den Punkten P und Q, eindeutige fahrerrelevante Korrelationen sind nicht zu identifizieren.

In Z-Richtung können keine Korrelationen festgestellt werden. Auch zu den fahrerrelevanten Messwerten besteht kein Zusammenhang.

### **RT1 – RT2**

Zwischen den zusammengehörigen Requests dieser Station befinden sich keine elastischen Bushings, sondern Kugelgelenke, welche eine translatorische Kopplung der Messpunkte herstellen, so dass die zusammengehörigen Messstellen jeweils die gleichen Bahnbewegungen ausführen. Folglich sind in allen drei Koordinatenrichtungen die Beschleunigungen vor und hinter dem jeweiligen Gelenk identisch.



**Bild 7.6:** Übertragung in X-Richtung von den Messpunkten RT1 zu den Messpunkten RT2

#### RT2 – innen1

Die geometrisch längste Übertragungsstrecke stellt der Weg vom Radträger über die Lenker zu den Anbindungspunkten dar. Durch die Getriebewirkung der Lenker findet hier eine deutliche Abschwächung der Beschleunigungsamplituden in X-Richtung statt. Aus **Bild 7.7** ist zu erkennen, dass die Korrelationskoeffizienten der X-Übertragung über die hinteren Lenker höhere Werte einnehmen, als für die vorderen Lenker. Die Auslegung des Lenkers HW (unten hinten) als Führungslenker lässt dieses Verhalten allerdings erwarten.

Zu den fahrerrelevanten Messgrößen ergeben sich nur an den unteren Messpunkten Korrelationen zur Sitzschienenbeschleunigung in X-Richtung. Die Bewegungen der oberen Kinematikpunkte des Radträgers in X-Richtung ergeben sich hauptsächlich aus einer Rotationsbewegung, die dieser um die Y-Achse ausführt. Durch den geringen Abstand der Punkte P und Q zueinander und ähnliche Auslegung der Lenker EP und FQ heben sich die Kräfte an den Punkten E und F nahezu auf, so dass keine erhebliche Fahrzeuganregung erzeugt wird.



**Bild 7.7:** Übertragung in X-Richtung von den Messpunkten RT2 zu den Messpunkten innen1

Bei der Betrachtung der Y-Richtung ist die Getriebewirkung deutlich zu erkennen. Durch die Hebelübersetzungen erzeugen die Schwingungen in X-Richtung an den inneren Lenkerenden Beschleunigungen in Y-Richtung. Dadurch ist eine Verstärkung auf mehr als das dreifache (unten hinten) der Y-Beschleunigungen am Radträger möglich.

Der Vergleich zwischen den Beschleunigungen am Radträger in X-Richtung und den Beschleunigungen der inneren Lenkerenden in Y-Richtung liefert hier deutliche Korrelationen, die auf ähnlichem Niveau liegen, wie bei RT1\_Y nach innen1\_Y.

Die Vertikalbeschleunigungen des Radträgers werden nur in geringem Maß zu den inneren Fahrwerkspunkten übertragen. Der vertikale Freiheitsgrad ist im Vergleich zu X- und Y-Richtung sehr weich abgestützt (über die Tragfeder), da dieser die Haupt-Bewegungsrichtung des Rads relativ zur Karosserie darstellt. Zu den fahrerrelevanten Beschleunigungen ergeben sich keine Korrelationen.

#### innen1 – innen2

Die Übertragung innen1 nach innen2 beschreibt den Weg der Schwingungen durch die Elastomerlager E, F, G und H. Während sich die Messstellen innen2 der unteren Ebene auf dem Hilfsrahmen befinden, liegen die oberen Messstellen auf der Karosserie.



**Bild 7.8:** Übertragung in X-Richtung von den Messpunkten innen1 zu den Messpunkten innen2

Die Überlagerung der Beschleunigungen der oberen innen2-Messpunkte mit Rückkopplungen aus dem (starren) Body bedingt die niedrigen Korrelationswerte oben. **Bild 7.8** zeigt auch deutlich die wesentlich ausgeprägteren Korrelationen an den Lagern G und H. Die bessere Isolationswirkung des Komfortlagers H spiegelt sich in einer deutlich geringeren Übertragungsrate und leicht niedrigerer Korrelation wieder. Deutliche Korrelation zu den Beschleunigungen, denen der Fahrer ausgesetzt ist, zeigen nur die Messwerte innen1 am H-Lager.

Die Lage der oberen Requests auf dem Body führt auch in Y-Richtung zu den geringen Korrelationskoeffizienten in der oberen Ebene. Die Korrelationen der Übertragung unten sind auch hier wieder sehr hoch, die Isolationswirkung von G- und H-Lager ist ähnlich, wobei die Beschleunigungen am hinteren Lenker deutlich höher sind. Eindeutige fahrerrelevante Korrelationen sind nicht festzustellen.

#### innen2 – HiRa1

Die Übertragung innen2 nach HiRa1 kennzeichnet die Starrkörperübertragung durch den Hilfsrahmen. Entsprechend hoch sind die Korrelationskoeffizienten, der Übertragungsfaktor ist definiert durch die geometrische Lage der Messpunkte zueinander.

Die 100%-Korrelation der innen2-Messwerte der oberen Lenkerebene zur Sitzschienenbeschleunigung in X-Richtung spiegelt die Aussage aus vorigem Abschnitt wieder, dass diese Messpunkte auf dem gleichen Starrkörper liegen wie die Sitzschiene.



**Bild 7.9:** Übertragung in X-Richtung von den Messpunkten innen2 zu den Messpunkten HiRa1

In Y- und Z-Richtung liegen die Beschleunigungen am H-Lager deutlich höher als am G-Lager. Die Beschleunigungen an den oberen Fahrwerkspunkten stehen in hoher Korrelation zu den Lenkraddrehbeschleunigungen. Oben liegen die Requests der Messpunkte innen2 auf der Karosserie, an der wiederum auch die Lenkanlage angebunden ist.

## HiRa1 – HiRa2

Die letzte Station der Übertragungsstrecke stellen die Hilfsrahmenlager HRV und HRH da. **Bild 7.10** zeigt, dass es für die Übertragung in X-Richtung verschiedene Übertragungsfunktionen gibt. Hier äußern sich unterschiedliche Lagerabstimmungen besonders stark, da Rückkopplungen aus dem Fahrzeug sehr gering ausfallen.



**Bild 7.10:** Übertragung in X-Richtung von den Messpunkten HiRa1 zu den Messpunkten HiRa2

In Y- und Z-Richtung zeigt sich für die Übertragung durch die Hilfsrahmenlager keine eindeutige Korrelation. Die Isolationswirkung der Lager ist sehr hoch (Übertragungsfaktor 0,3 bzw. 0,059). Auffällig ist wieder der hohe Korrelationskoeffizient der Beschleunigungen auf der Karosserie zur Lenkraddrehbeschleunigung.

#### Betrachtung besonders guter und schlechter Varianten<sup>4</sup>

**Bild 7.11** zeigt die Positionierung ausgewählter Varianten in der Gesamtheit der untersuchten Abstimmungen in X-Richtung. Diese Versionen zeichnen sich entweder durch besonders niedrige oder besonders hohe Beschleunigungen an Lenkrad und Sitzschiene aus.

Deutlich ist zu erkennen, dass die guten Varianten im gesamten Fahrwerkspfad niedrige Beschleunigungen aufweisen. Die durch die Korrelationskoeffizienten zu den fahrerrelevanten Messgrößen aufgezeigten Tendenzen können eindeutig bestätigt werden. Besonders deutlich zeigt diesen Zusammenhang **Bild 7.11b**. Die guten und schlechten Varianten liegen selbst bei den Beschleunigungen am Radträger jeweils am unteren beziehungsweise am oberen Rand des Beschleunigungsspektrums.

Ebenfalls in Y-Richtung (siehe **Bild A.3**) liegen die guten Varianten an allen Fahrwerkspunkten im unteren Beschleunigungsbereich, schlechte Varianten im oberen.

In Z-Richtung kann keine eindeutige Positionierung der ausgewählten Varianten beobachtet werden (**Bild A.5**). Nur an den Hilfsrahmenlagern lässt sich noch eine eindeutige Unterteilung ausmachen, im weiteren Verlauf nach außen bleibt diese Separierung aber nicht erhalten. Die Begründung dafür ist darin zu finden, dass die insgesamt vergleichsweise geringen Beschleunigungsamplituden in Z-Richtung die Rubbelrobustheit des Gesamtfahrzeugs kaum beeinflussen und sich somit an den fahrerrelevanten Messstellen nicht widerspiegeln.

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Anmerkung zu Bild 7.11, Bild A.3, Bild A.5:

Es fällt teilweise auf, dass sich Messpunkte einiger schlechter Varianten sehr weit im Bereich der niedrigen Beschleunigungen befinden. Dies rührt daher, dass die Beschleunigungen der oberen und der unteren Lenkerebene nicht separat aufgeschlüsselt sind. Tatsächlich zeigen diese Einträge nur das allgemein niedrigere Beschleunigungsniveau in der oberen Ebene (vergleiche **Bild 7.8**). Die zuzuordnenden Beschleunigungen der guten Varianten liegen noch darunter.



Bild 7.11: Positionierung ausgewählter Varianten in der Gesamtheit in X-Richtung

## 7.2.2 Analyse der fahrerrelevanten Korrelationen

Neben der Korrelationsanalyse im Fahrwerkspfad interessiert besonders die Korrelation zu den fahrerrelevanten Messgrößen Sitzschienenbeschleunigung und Lenkraddrehbeschleunigung. Im vorigen Kapitel wurden diese Zusammenhänge bereits angeschnitten, hier wird detaillierter der Frage nachgegangen, welche Bewegungen im Fahrzeug mit einer Beeinflussung der Rubbelrobustheit zusammenhängen.

#### Korrelation zur Lenkraddrehbeschleunigung

**Bild 7.12** zeigt, welche Beschleunigungen im Fahrwerkspfad die höchsten Korrelationen zur Lenkraddrehbeschleunigung aufweisen.



Bild 7.12: Korrelationskoeffizienten zur Lenkraddrehbeschleunigung

Die höchste Korrelation zeigen die Messstellen innen2\_Y am E-Lager (siehe auch **Bild 7.13**), innen2\_Y am Punkt F und HiRa2\_Y am vorderen und hinteren Hilfsrahmenlager. Die Requests all dieser Messstellen liegen auf dem Chassis, Korrelationen anderer Beschleunigungen zur Lenkraddrehbeschleunigung existieren nicht. In **Bild 7.13** ist die Übertragung der Beschleunigungen des Chassis am Punkt E auf die Lenkraddrehbeschleunigung abgebildet. Alle Messwerte liegen ohne Ausreißer nahe an der Regressionsgerade.



Bild 7.13: Korrelation innen2 o.v. in Y-Richtung -> Lenkraddrehbeschleunigung

#### Korrelation zur Sitzschienenbeschleunigung in X-Richtung

Anders stellt sich die Lage bei der Korrelation zur Sitzschienenbeschleunigung dar. Die Requests auf dem Chassis liefern zwar auch hier eine eindeutige Korrelation (sie liegen auf dem gleichen Starrkörper wie die Sitzschiene, das Fahrzeug führt keine wesentliche Rotation um die Hochachse aus => Beschleunigungen müssen übereinstimmen), bemerkenswert ist aber die Tatsache, dass Beschleunigungsverläufe von Messpunkten auf dem Radträger mit dem Beschleunigungsverlauf der Sitzschiene korrelieren (**Bild 7.14**).



**Bild 7.14:** Korrelationskoeffizienten zur Sitzschienenbeschleunigung in X-Richtung (ohne Messwerte auf dem Chassis)

In **Bild 7.15** ist zu erkennen, dass die Korrelation zwischen den Beschleunigungen am Radträger am Punkt W und der Sitzschienenbeschleunigung eine hohe Zuverlässigkeit besitzt. Ausreißer bleiben vollständig aus, die Abweichungen von der Regressionsgerade fallen gering aus.



**Bild 7.15:** *Korrelation RT1\_X u.h. -> Sitzschienenbeschleunigung in X-Richtung* 

#### 7.3 Zusammenfassung der Korrelationsanalyse

Die Auswertung der etwa 1700 Simulationen über die Korrelationsanalyse hat erwiesen, dass in der Übertragung der Schwingungen nicht ein Pfad dominiert, sondern dass alle vier möglichen Wege ihren jeweiligen Teil zur Rubbelintensität im Fahrzeuginneren beitragen. So liegen beispielsweise die Beschleunigungen an den Fahrwerkspunkten der guten Varianten im gesamten Fahrwerk niedrig, während die schlechten Varianten durchweg hohe Beschleunigungsamplituden aufweisen (**Bild 7.11**). Sogar die Beschleunigungen auf dem am weitesten vom Fahrer entfernten Bauteil, dem Radträger, zeigen eine sehr hohe Korrelation zu den Beschleunigungen an der Sitzschiene (**Bild 7.15**). Das bedeutet, dass es nicht möglich ist, das Rubbelverhalten durch den Versuch, an einer Stelle die Übertragungsstrecke zu unterbrechen, zu verbessern. Eine Reduktion der Schwingungen kann nur erfolgen, indem alle Komponenten der Radaufhängung insgesamt ruhig gestellt werden und die Achse nur noch geringe Bewegungen ausführen kann. Hierfür ist eine passende Gesamtabstimmung erforderlich, Eingriffe an einzelnen Lagerstellen können nur in Ausnahmefällen ein befriedigendes Gesamtergebnis liefern.

Die Frage, welche Fahrwerksbewegungen zu welchen Beschleunigungen im Fahrzeuginneren führen kann relativ eindeutig geklärt werden. Für die Beschleunigungen an der Sitzschiene in X-Richtung sind die Längsbewegungen der Achse ausschlaggebend. Eine Reduzierung der Sitzschienenbeschleunigung resultiert also ausschließlich aus geringen Längsamplituden der Fahrwerkskomponenten.



**Bild 7.16:** Übertragung RT2\_X nach innen1\_Y

Die Höhe der Lenkraddrehbeschleunigung wird hingegen maßgeblich von den Beschleunigungen in Y-Richtung an den inneren Anbindungspunkten zur Karosserie bestimmt. Eindeutige Korrelationen zu weiter außen liegenden Messpunkten zeigen sich zwar nicht, aber wie aus **Bild 7.16** hervorgeht sind zu einem wesentlichen Teil die Längsbewegungen des Radträgers an der Entstehung von Beschleunigungen in Y-Richtung beteiligt. Die Getriebewirkung der Lenker setzt die Längsbewegungen des Radträgers in Querbewegungen der inneren Lenkerlager um.

Die Untersuchungsreihe lieferte im Ergebnis auch einzelne sehr gute Varianten, die einen alternativen Abstimmungsvorschlag ermöglichen, als auch sehr schlechte Varianten.

Zum Vergleich sind in **Bild 7.17** und **Bild 7.18** die Beschleunigungsverläufe von vier Varianten übereinander gelegt.

- <u>Serie</u>: Serienabstimmung als Vergleichsbasis
- <u>Seriennah</u>: Diese Abstimmung stellt eine der rubbelrobustesten Varianten mit seriennahen Lagerkennwerten dar.
- <u>Serienfern</u>: Diese Abstimmung stellt eine der rubbelrobustesten Varianten mit allerdings nur schwer verwirklichbaren Lagerkennwerten dar.
- <u>Hart</u>: Eine Variante bei der alle Lager stark erhöhte Steifigkeiten (5 x Serie) und Dämpfungswerte (D10) aufweisen.

Die folgende Tabelle gibt einen Überblick über die detaillierte Lagerbestückung.

**Tabelle 7.4:** Übersicht über die Konfiguration der vier ausgewählten Varianten

			Lagerhärte/	Lagerdämpfu	ng	
Lagerstelle	HRV	HRH	E	F	G	Н
Sorio	Serie	Serie	Serie	Serie	Serie	Serie
Serie	Serie	Serie	Serie	Serie	Serie Serie	
Sariannah	Serie*0,7	Serie*0,7	Serie*1,3	Serie*0,7	Serie*1,3	Serie*0,7
Serielillall	2*Serie	2*Serie	2*Serie	0,5*Serie	0,5*Serie	2*Serie
Sorionforn	Serie*0,2	Serie*0,2	Serie*0,2	Serie*5	Serie*5	Serie*0,2
Senemenn	10Ns/mm	10Ns/mm	10Ns/mm	0,1Ns/mm	10Ns/mm	10Ns/mm
Hart	Serie*5	Serie*5	Serie*5	Serie*5	Serie*5	Serie*5
Пан	10Ns/mm	10Ns/mm	10Ns/mm	10Ns/mm	10Ns/mm	10Ns/mm

Bei der Variante Seriennah beträgt die maximale Modifikation der Lagersteifigkeiten ±30%, die Lagerdämpfung wurde halbiert oder verdoppelt. Lager mit diesen Eigenschaften sind problemlos in Großserie herzustellen und lassen keine großen Einbußen in den weiteren Fahrwerksdisziplinen erwarten. Die Ausführung Serienfern soll aufzeigen, was mit stark veränderten Lagern hinsichtlich Rubbeln erreicht werden kann. Diese Lager, mit hohen Dämpfungswerten bei gleichzeitig niedrigen Steifigkeiten, stellen dabei aber bezüglich Herstellbarkeit und Alltagstauglichkeit (z.B. Temperaturresistenz, Dauerhaltbarkeit) keine serientauglichen Lösungen dar. Die Version Hart repräsentiert die Möglichkeit, eine höhere Rubbelrobustheit der Achse durch möglichst harte Lager herbeizuführen.

Die folgenden Bilder veranschaulichen die Wirksamkeit der Abstimmungen auf Sitzschienen- und Lenkraddrehbeschleunigungen während einer Rubbelbremsung.



Bild 7.17: Hüllkurven der Beschleunigungen an der Sitzschiene der ausgewählten Varianten

Der Beschleunigungsverlauf an der Sitzschiene in X-Richtung ist bei der Serienversion charakterisiert durch ein stetiges Anwachsen während des ersten Teils der Bremsung. Im Bereich der Achseigenfrequenz um ca. 14 Hz, entsprechend einer Geschwindigkeit von 110 km/h, wird ein ausgeprägtes Maximum (2679 mm/s<sup>2</sup>) erreicht. Nach dem Durchlaufen des Resonanzbereichs fällt die Amplitude deutlich ab. Die mittlere Beschleunigungsamplitude liegt bei 1468 mm/s<sup>2</sup>.

Die optimierte Abstimmung mit seriennahen Lagerparametern weist einen deutlich ausgeglicheneren Verlauf auf. Zwar zeigt sich auch hier ein ansteigender Verlauf bis zum Erreichen der Achseigenfrequenz, jedoch ist dieser bei weitem nicht so stark. Während im betrachteten Zeitbereich mit dieser Abstimmung eine Reduktion der mittleren Beschleunigungsamplitude um etwa 18% erreicht wird, kann die Maximalamplitude um ca. 32% vermindert werden. Lediglich im niederfrequenten Bereich liegen die Beschleunigungen leicht höher, jedoch auf insgesamt niedrigem Niveau.

Der Verlauf der Variante "Hart" unterscheidet sich deutlich von dem der vorigen Abstimmungen. Die hohen Dämpfungswerte führen zu einem deutlich reduzierten Resonanzverhalten, die hohe Gesamtsteifigkeit der Achse (siehe auch **Bild 9.2**) zu einer um ca. 5 Hz höheren Eigenfrequenz. Dies führt zu einem deutlich früheren Abnehmen der Amplituden. Im Vergleich zur seriennahen Version ergeben sich daher nur geringe weitere Verbesserungen in der Maximalamplitude (-38% bezogen auf die Serie), die mittlere Beschleunigungsamplitude liegt nun aber um 32% besser als die Serie.

Die beste Abstimmung stellt hier die Version "Serienfern" dar. Der Beschleunigungsverlauf ist ebenso durch hohe Dämpfungswerte geprägt und somit qualitativ dem der harten Abstimmung ähnlich. Die Beschleunigungsamplituden liegen aber im Zeitverlauf bis etwa 14 Sekunden nochmals deutlich niedriger. Die mittlere Beschleunigungsamplitude liegt um 50% unter dem Serienwert, die Maximalamplitude um 62%.



**Bild 7.18:** Hüllkurven der Lenkraddrehbeschleunigungen der ausgewählten Varianten

Der Verlauf der Lenkraddrehbeschleunigung der Serienvariante ist auch hier geprägt durch ein deutliches Maximum im Bereich einer Achseigenfrequenz (siehe **Bild 2.13**). Diese liegt um ca. 2 Hz niedriger als die der Längs-Eigenform. Nach dem Durchschreiten dieser kritischen Geschwindigkeit fällt die Amplitude wieder stark ab. Im Mittel wird eine Lenkraddrehbeschleunigungsamplitude von 29,5 °/s<sup>2</sup> erzielt, bei einem Maximalwert von 57,9 °/s<sup>2</sup>. Die Veränderung zur seriennahen Variante fällt ähnlich wie bei der Sitzschienenbeschleunigung aus. Die mittlere Amplitude kann um 18% gesenkt werden, die Maximalamplitude um 30%. Durch die weichere Abstimmung ist auch hier eine reduzierte kritische Frequenz festzustellen, im niedrigeren Geschwindigkeitsbereich sind die Werte leicht schlechter als bei der Serie.

Die harte Ausführung hingegen zeigt auch am Lenkrad einen deutlich anderen Verlauf als die seriennahe und die Serienvariante. Insgesamt ist dieser flacher (-23%), das Maximum (-44%) liegt im deutlich höheren Frequenzbereich.

Als beste Abstimmung erweist sich aber auch hier die serienferne Variante. Sowohl die mittlere (-65%) als auch die maximale (-64%) Amplitude liegen mit Abstand am weitesten unter dem Ausgangszustand.

	X-Beschl an der Si Ø /	eunigung tzschiene Max	Diffe zur \$ Ø /	erenz Serie Max	Lenkrad schleu Ø /	ldrehbe- nigung Max	Differenz zur Serie Ø / Max		
Serie	1468	2679			29,5	57,9			
Serien- nah	1191	1823	-18%	-32%	24,1	40,8	-18%	-30%	
Serien- fern	734	1026	-50%	-62%	10,4	20,9	-65%	-64%	
Hart	1002	1652	-32%	-38%	22,5	32,4	-23%	-44%	

**Tabelle 7.5:** Rubbelrelevante Kennwerte der ausgewählten Varianten. Die Werte sind in den Einheiten [mm/s<sup>2</sup>] für die Beschleunigungen an der Sitzschiene in X-Richtung, bzw. in [°/s<sup>2</sup>] für die Lenkraddrehbeschleunigungen angegeben.

In **Tabelle 7.6** ist exemplarisch ein kleiner Ausschnitt aus den Abstimmungsmöglichkeiten herausgegriffen die eine deutliche Verbesserung der Rubbelrobustheit bewirken. Die Varianten, die in den einzelnen Berechnungsreihen die schlechtesten Ergebnisse erzielten, sind in **Tabelle 7.7** dargestellt. Die fahrerrelevanten Beschleunigungen übertreffen die Serienabstimmung bei seriennahen Lagerkennwerten um bis zu 10 - 15%.

Die Bandbreite aller untersuchten Varianten reicht bei den mittleren Beschleunigungsamplituden an der Sitzschiene von  $620 - 1595 \text{ mm/s}^2$ , am Lenkrad von  $10 - 42 \text{ °/s}^2$ . Sowohl bei den guten als auch bei den schlechten Kombinationen gibt es eine größere Anzahl an Varianten, die ähnliche Ergebnisse erzielen. Die Verwendbarkeit dieser Abstimmungen im Fahrzeug wird in den folgenden Kapiteln untersucht.

ehbeschleunigung [°/s <sup>2</sup> ]	enenbeschleunigung -Richtung [mm/s²]														
hraddr	Sitzschi in X				Lagerst	eifigkeit						Lagerdä	impfung		
Ler	0,		HRV	HRH	Е	F	G	Н		HRV	HRH	Е	F	G	Н
18	677		HART	HART	WEICH	WEICH	HART	HART		serie	serie	serie	serie	serie	serie
18	733		HART	HART	WEICH	WEICH	HART	WEICH		serie	serie	serie	serie	serie	serie
19	804		HART	WEICH	WEICH	WEICH	HART	WEICH		serie	serie	serie	serie	serie	serie
12	756		WEICH	WEICH	WEICH	HART	HART	HART		НОСН	НОСН	НОСН	NIEDBIG	НОСН	НОСН
10	734		WEICH	WEICH	WEICH	HABT	HABT	WEICH		носн	НОСН	носн	NIEDRIG	НОСН	носн
11	770		WEICH	WEICH	WEICH	HABT	WEICH	WEICH		НОСН	НОСН	НОСН	NIEDRIG	НОСН	НОСН
<u> </u>															
10	733		WEICH	WEICH	WEICH	HART	HART	WEICH		HOCH	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH
13	706		WEICH	WEICH	WEICH	WEICH	HART	HART		HOCH	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH
12	680		WEICH	WEICH	WEICH	WEICH	HART	WEICH		HOCH	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH
		-							1						
16	737		HART	WEICH	WEICH	WEICH	HART	WEICH		HOCH	HOCH	NIEDRIG	NIEDRIG	HOCH	НОСН
16	738		HART	WEICH	WEICH	WEICH	HART	WEICH		HOCH	HOCH	NIEDRIG	NIEDRIG	NIEDRIG	HOCH
17	745		HART	WEICH	WEICH	WEICH	HART	WEICH		NIEDRIG	HOCH	NIEDRIG	NIEDRIG	НОСН	HOCH
18	875		hart	weich	weich	weich	hart	weich		HOCH	HOCH	HOCH	НОСН	НОСН	НОСН
16	895		hart	weich	weich	weich	hart	weich		HOCH	HOCH	НОСН	NIEDRIG	НОСН	НОСН
16	904		hart	weich	weich	weich	hart	weich		HOCH	NIEDRIG	НОСН	NIEDRIG	NIEDRIG	НОСН
											-	-			
22	1223		hart	weich	weich	weich	hart	weich		hoch	hoch	hoch	niedrig	hoch	hoch
23	1243		hart	weich	weich	weich	hart	weich		hoch	hoch	hoch	niedrig	hoch	niedrig
22	1225		hart	weich	weich	weich	hart	weich		hoch	hoch	hoch	niedrig	niedrig	hoch
	1000								1						
25	1383		hart	weich	hart	weich	hart	weich		serie	serie	serie	serie	serie	serie
24	1363		hart	weich	weich	weich	hart	weich		serie	serie	serie	serie	serie	serie
25	1379	Ц	hart	weich	weich	weich	weich	weich		serie	serie	serie	serie	serie	serie
23	1229	Π	weich	hart	weich	weich	hart	hart		hoch	hoch	hoch	niedrig	hoch	hoch
23	1200	П	weich	weich	hart	weich	hart	weich		hoch	hoch	hoch	niedrig	hoch	hoch
23	1213		weich	weich	weich	weich	weich	weich		hoch	hoch	hoch	niedrig	hoch	hoch

#### Tabelle 7.6: Auswahl guter Abstimmungen aus verschiedenen Berechnungsreihen

#### Legende:

HART: Lager ist mit einem Steifigkeitskennfeld belegt, welches um den Faktor 5 gegenüber dem Serienkennfeld skaliert ist WEICH: Lager ist mit einer Steifigkeitskennfeld belegt, welches um den Faktor 0,2 gegenüber dem Serienkennfeld skaliert ist Lager ist mit einer Steifigkeitskennfeld belegt, welches um den Faktor 1,3 gegenüber dem Serienkennfeld skaliert ist hart: weich: Lager ist mit einer Steifigkeitskennfeld belegt, welches um den Faktor 0,7 gegenüber dem Serienkennfeld skaliert ist HOCH: Lager ist mit einer Dämpfung von 10 Ns/mm belegt

NIEDRIG: Lager ist mit einer Dämpfung von 0,1 Ns/mm belegt

hoch: Lager ist mit dem Doppelten der Seriendämpfung belegt

niedrig: Lager ist mit der Hälfte der Seriendämpfung belegt

hbeschleunigung [°/s²]	enenbeschleunigung Richtung [mm/s²]												
ıkraddre	Sitzschie in X-I			Lagerst	eifigkeit					Lagerda	ämpfung		
Ler	0)	HRV	HRH	Е	F	G	Н	HRV	HRH	Е	F	G	н
30	1343	HART	HART	HART	HART	WEICH	WEICH	serie	serie	serie	serie	serie	serie
28	1398	HART	WEICH	HART	HART	WEICH	HART	serie	serie	serie	serie	serie	serie
32	1332	WEICH	WEICH	HART	HART	WEICH	HART	serie	serie	serie	serie	serie	serie
28	1046	HART	HART	HART	WEICH	WEICH	HART	НОСН	носн	НОСН	NIEDRIG	НОСН	НОСН
29	938	HART	HART	HART	WEICH	WEICH	WEICH	НОСН	НОСН	НОСН	NIEDRIG	НОСН	НОСН
29	908	HART	WEICH	HART	WEICH	WEICH	HART	НОСН	НОСН	НОСН	NIEDRIG	НОСН	НОСН
L		-	-	-	-						, ,		
25	1082	HART	HART	HART	HART	WEICH	HART	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH
26	1023	HART	HART	HART	WEICH	WEICH	HART	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH
26	969	HART	HART	HART	WEICH	WEICH	WEICH	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH	HOCH
24	1200		WEICH	WEICH	WEICH	LIADT	WEICH	НОСН			ПОСП		
34	1300		WEICH	WEICH	WEICH		WEICH				носн	NEDRIG	
35	1221		WEICH	WEICH	WEICH		WEICH	NIEDRIG			носн		
35	1321	HANI	WLICH	WLICH	WLIGH	HANT	VLICIT	NILDHIG	NILDHIG	NILDHIG	noon	NILDHIG	NILDHIG
31	1518	hart	weich	weich	weich	hart	weich	NIEDRIG	NIEDRIG	NIEDRIG	HOCH	HOCH	NIEDRIG
31	1460	hart	weich	weich	weich	hart	weich	NIEDRIG	NIEDRIG	HOCH	HOCH	NIEDRIG	HOCH
32	1542	hart	weich	weich	weich	hart	weich	NIEDRIG	NIEDRIG	NIEDRIG	HOCH	NIEDRIG	NIEDRIG
-	1		ſ	r	ſ	ľ	•	T	- -		ſ	ľ	
28	1436	hart	weich	weich	weich	hart	weich	niedrig	niedrig	niedrig	hoch	hoch	niedrig
28	1439	hart	weich	weich	weich	hart	weich	niedrig	niedrig	niedrig	hoch	niedrig	niedrig
26	1457	hart	weich	weich	weich	hart	weich	niedrig	niedrig	niedrig	niedrig	niedrig	niedrig
31	1484	hart	hart	hart	hart	weich	hart	serie	serie	serie	serie	serie	serie
33	1480	weich	hart	hart	hart	weich	hart	serie	serie	serie	serie	serie	serie
34	1456	weich	hart	weich	hart	weich	hart	serie	serie	serie	serie	serie	serie
				-					-		-		
29	1369	hart	hart	hart	hart	weich	hart	hoch	hoch	hoch	niedrig	hoch	hoch
28	1347	hart	hart	hart	hart	weich	weich	hoch	hoch	hoch	niedrig	hoch	hoch
29	1343	weich	hart	hart	hart	weich	hart	hoch	hoch	hoch	niedrig	hoch	hoch

 Tabelle 7.7: Auswahl schlechter Abstimmungen aus verschiedenen Berechnungsreihen

7.3 Zusammenfassung der Korrelationsanalyse

#### Legende:

HART:Lager ist mit einem Steifigkeitskennfeld belegt, welches um den Faktor 5 gegenüber dem Serienkennfeld skaliert istWEICH:Lager ist mit einer Steifigkeitskennfeld belegt, welches um den Faktor 0,2 gegenüber dem Serienkennfeld skaliert isthart:Lager ist mit einer Steifigkeitskennfeld belegt, welches um den Faktor 1,3 gegenüber dem Serienkennfeld skaliert istweich:Lager ist mit einer Steifigkeitskennfeld belegt, welches um den Faktor 0,7 gegenüber dem Serienkennfeld skaliert istHOCH:Lager ist mit einer Dämpfung von 10 Ns/mm belegt

NIEDRIG: Lager ist mit einer Dämpfung von 0,1 Ns/mm belegt

hoch: Lager ist mit dem Doppelten der Seriendämpfung belegt

niedrig: Lager ist mit der Hälfte der Seriendämpfung belegt

#### Die zusammengefassten Ergebnisse führen zu folgendem Schluss

Als wichtige Erkenntnis gilt, dass die untersuchten Achskonzepte keinen abstimmungsunabhängigen Übertragungspfad aufweisen. Vereinzelt lassen sich zwischen den Beschleunigungen verschiedener Messpunkte zwar durchaus hohe Korrelationen nachweisen, allerdings nur derart punktuell, dass eine Systematik in der Schwingungsübertragung nicht identifiziert werden kann. Daraus folgt direkt, dass Maßnahmen zu einer Unterbrechung einer möglicherweise dominanten Übertragungskette nicht wirksam sein können.

Ebenso kann eine erhöhte Rubbelrobustheit nicht durch eine eventuelle Entkopplung der Achsbewegungen erreicht werden. Was im Bereich höherfrequenter, selbsterregter Schwingungen mit guten Ergebnissen praktiziert wird, lässt sich auf das Rubbeln nicht übertragen. Der hohe Energieeintrag durch das zyklisch schwankende Bremsmoment führt in diesem Fall zu einer stark vergrößerten Schwingungsamplitude der Achse (Resonanzkatastrophe), mit den beschriebenen Folgen.

Eine Minimierung der Beschleunigungsamplituden an Lenkrad und Sitzschiene wird nur erreicht, indem über eine optimierte und auf einander abgestimmte Parametrierung aller Fahrwerkslager die Bewegungsamplituden der gesamten Vorderachse reduziert werden. Schließlich ist aus **Bild 7.11** deutlich zu erkennen, dass sich gute Ergebnisse und gleichzeitig hohe Beschleunigungsamplituden im Fahrwerk ausschließen. **Bild 7.15** zeigt zudem, dass die Beschleunigungen an der Sitzschiene in eindeutiger Korrelation zur Längsbeschleunigung am Radträger stehen.

#### Kapitel 8

# Auswirkungen auf die fahrdynamischen Eigenschaften

Lenkerlager werden im Rahmen der Elastokinematik gezielt zur Definition des Fahrverhaltens eingesetzt. In diesem und dem folgenden Kapitel wird aufgezeigt, wie stark sich die ermittelten rubbeloptimierenden Maßnahmen auf die Fahrdynamik und den Gesamtfahrkomfort auswirken. Dazu werden unterschiedliche Fahrmanöver durchgeführt und anschließend bewertet, inwieweit sich die fahrdynamischen Eigenschaften der jeweiligen Kandidaten verändert haben. Für die Komfortuntersuchung werden Überfahrten über Einzelhindernisse verschiedener Ausprägung und Schlechtwegfahrten simuliert.

#### 8.1 Elastokinematik

Für eine Fahrwerksbeurteilung in der Fahrdynamik liefern die Spur- und Sturzgeraden unter stationärer Querbeschleunigung erste Anhaltspunkte. Hier lässt sich der fahrdynamische Einfluss von Modifikationen an Kinematik und Elastokinematik bereits gut abschätzen.

**Bild 8.1** zeigt die Verläufe der Sturzwinkel der vier untersuchten Varianten. Es zeigt sich, dass sich die seriennahe Abstimmung kaum von der Serie unterscheidet. Sowohl im positiven Querbeschleunigungsbereich (Rad befindet sich kurvenaußen) als auch im negativen liegen die Abweichungen unter 5%. Der Verlauf der serienfernen Version weicht zwar im positiven Beschleunigungsbereich deutlicher von der Serie ab, die Differenzen bleiben aber gering. Lediglich die harte Variante zeigt ein ausgeprägteres Abweichen von der Serie. Der Verlauf ist deutlich flacher und die Unterschiede betragen bis zu einem Grad Sturzwinkel. Insgesamt kann jedoch festgestellt werden, dass alle Verläufe qualitativ ähnlich sind und sich die Unterschiede auf insgesamt niedrigem Niveau bewegen. Die harte Variante baut unter Querbeschleunigung kurvenaußen den geringsten Negativsturz auf, die serienferne einen gegenüber der Serie leicht höheren.



**Bild 8.1:** Sturzwinkelverläufe unterschiedlicher Abstimmungsvarianten unter Querbeschleunigung

Deutlicher fallen die Unterschiede bei Betrachtung der Spurwinkelverläufe aus. Betrachtet wird die Spurwinkeldifferenz zwischen kurvenäußerem und kurveninnerem Rad. Positive Werte bedeuten Achsvorspur. Die Verläufe von Serie und Seriennah liegen auch hier sehr nah beisammen. Unterschiede ergeben sich erst ab Querbeschleunigungen über 4 m/s<sup>2</sup>. Die Varianten Serienfern und Hart weichen deutlicher ab. Während die harte Abstimmung lediglich ab 2 m/s<sup>2</sup> größere Unterschiede bewirkt, weist die serienferne Variante bereits statisch eine Differenz von 0,25° auf.



**Bild 8.2:** *Differenz der Spurwinkel links/rechts unter Querbeschleunigung (stationär)* 

Die Spur- und Sturzverläufe lassen für die seriennahe Variante ein mit der Serie annähernd identisches querdynamisches Fahrverhalten erwarten. Die größere Vorspur und der geringere Sturzwinkel unter Seitenkraft deuten für die serienferne Abstimmung auf einen geringeren Lenkradwinkelbedarf zum Erreichen der gleichen Querbeschleunigung und somit auf ein höheres Agilitätspotenzial hin. Eine Einschätzung zur harten Variante im Vergleich zur Serienabstimmung ist schwierig. Größerer Vorspurwinkel und geringerer Negativ-Sturz unter Querbeschleunigung wirken im Seitenführungspotenzial der Achse konträr, welche Eigenschaft das Fahrverhalten stärker beeinflussen wird, ist nicht eindeutig. Die Abweichungen zur Serie sollten insgesamt jedoch auf alle Fälle geringer ausfallen als bei der harten Variante.

# 8.2 Analyse des Fahrverhaltens anhand ausgewählter Manöver

Um eine Gesamtbewertung der fahrdynamischen Eigenschaften unterschiedlich konfigurierter Fahrzeugmodelle zu ermöglichen, ist es erforderlich, die verschiedenen Bewertungsbereiche abzudecken [26, 27, 52, 66]. Diese werden vor allem durch das Handling, die Fahrstabilität und die Längsdynamik abgebildet. Die Längsdynamik wird in dieser Arbeit aber nicht näher betrachtet, da die hierfür relevanten Parameter (z.B. Motorleistung, Gewicht, Masseverteilung, etc.) nicht variiert werden.

Zur Handlingbewertung werden folgende Fahrmanöver herangezogen:

- stationäre Kreisfahrt
- Lenkwinkelsprung

Die Fahrstabilität wird anhand dieser Manöver beurteilt:

- Lastwechselreaktion
- Bremsen in der Kurve
- Beschleunigen aus stationärer Kurvenfahrt

Die abgeänderten Fahrzeugkonfigurationen werden in Relation zum Ursprungszustand gesetzt und auf dieser Basis bewertet. In verschiedenen nationalen und internationalen Richtlinien (z.B. DIN 70000 [72]) werden als Bewertungsparameter für das dynamische Fahrzeugverhalten schwerpunktmäßig folgende Messgrößen vorgeschlagen:

- Lenkwinkelverlauf und Lenkmoment
- Gierwinkel bzw. Gierrate
- Querbeschleunigung
- Schwimmwinkel
- Nickwinkel
- Wankwinkel
- Längsbeschleunigung

Für die simulierten Manöver wird diese Auswahl jeweils auf die relevanten Parameter reduziert.

## 8.2.1 Stationäre Kreisfahrt

Die stationäre Kreisfahrt dient zur Analyse des stationären Fahrverhaltens. In diesem Versuch wird die Tendenz des Fahrzeugs zum Über- oder Untersteuern ermittelt. Bei der stationären Kreisfahrt werden üblicherweise sämtliche Zustandsgrößen als Funktion der Querbeschleunigung bestimmt. Hauptaufgabe bei diesem Test ist die Erfassung des Lenkradwinkels als Funktion der Querbeschleunigung und somit die Beschreibung des Fahrzeug-Eigenlenkverhaltens.

In DIN ISO 4138 [68] werden zwei Möglichkeiten zum Verfahrensablauf vorgeschlagen. Entweder sollen bei konstanter Fahrgeschwindigkeit steigende Lenkradwinkel eingestellt werden (dadurch verringert sich der Bahnradius), oder bei Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit soll der Lenkradwinkel jeweils so eingestellt werden, dass der Bahnradius konstant bleibt. Die Messgrößen sind jeweils bei stationärem Fahrzeugzustand zu ermitteln.

In dieser Arbeit wird das Verfahren mit konstantem Bahnradius gewählt, da es auch in der Praxis weiter verbreitet ist. Ergänzend sei erwähnt, dass das simulierte Fahrmanöver eine quasistationäre Kreisfahrt darstellt. Dabei wird die Fahrgeschwindigkeit so langsam gesteigert, dass der Prozess des Beschleunigens keinen Einfluss auf das Fahrzeugverhalten hat. Das Manöver wird bis zu einer Querbeschleunigung von 8 m/s<sup>2</sup> simuliert.

Ausgangszustand	15 km/h
Lenkrad	closed loop, Halten des 40 m Bahnradius, Linkskurve
Fahrpedal	closed loop, kontinuierliches, langsames Steigern der Fahrgeschwindigkeit
	bis auf 65 km/h
Bremse	gelöst
Gang	3. Gang
Kupplung	geschlossen
Dauer des Manövers	60 s
Fahrbahn	μ = 1,0

**Tabelle 8.1:** Fahrmanöverparameter "Quasistationäre Kreisfahrt"

Die folgenden Diagramme geben die wichtigsten Zustandsgrößen über der Querbeschleunigung wieder:

- Lenkradwinkel
- Lenkmoment
- Wankwinkel
- Nickwinkel



**Bild 8.3:** Lenkradwinkel während der stationären Kreisfahrt über der Querbeschleunigung

**Bild 8.3** zeigt die Verläufe des Lenkradwinkels über der Querbeschleunigung. Im gesamten Verlauf unterscheiden sich die verschieden abgestimmten Varianten kaum. Alle weisen bis zum mittleren Querbeschleunigungsbereich ein leicht untersteuerndes Fahrverhalten auf. Das Erreichen des Grenzbereichs deuten die Varianten ab etwa 7 m/s<sup>2</sup> mit einer zunehmenden Untersteuertendenz an. Die unterschiedlichen Lagerabstimmungen beeinflussen den Verlauf des Lenkradwinkels nicht, das Eigenlenkverhalten entspricht in allen Fällen dem des Serienmodells.



**Bild 8.4:** Lenkmomente während der stationären Kreisfahrt über der Querbeschleunigung

Auch beim Verlauf des Lenkmoments (**Bild 8.4**) können keine relevanten Unterschiede ermittelt werden. Die Beträge des Lenkmoments steigen bis etwa 6,5 m/s<sup>2</sup> an (Negativwerte resultieren aus der Koordinatenrichtung und Linkskurve) und nehmen bei weiter wachsenden Schräglaufwinkeln an der Vorderachse wieder ab. Die Varianten liegen sowohl bei der Höhe der Querbeschleunigung, ab der das Lenkmoment wieder abnimmt, als auch beim Betrag des Lenkmoments sehr nah beisammen. Die Abweichungen können als vernachlässigbar angesehen werden.



**Bild 8.5:** Nickwinkel während der stationären Kreisfahrt über der Querbeschleunigung

Ausgeprägtere Unterschiede zeigen sich im Nickwinkelverlauf. Die Serienvariante erreicht einen maximalen Nickwinkel von 0,3°. Die seriennahe Version zeigt keine spürbaren Unterschiede, der gesamte Verlauf ist nahezu deckungsgleich. Deutlich weniger nicken jedoch die serienferne und die harte Variante. Die qualitativen Verläufe gleichen der Serie, die absoluten
Nickwinkel sind aber aufgrund leicht höherer Nebenfederraten um circa 0,075° (serienfern) beziehungsweise 0,2° (hart) geringer. Hinzu kommt bei der harten Variante, dass der dynamische Nickwinkel um 50% niedriger liegt als bei den anderen Abstimmungen.



**Bild 8.6:** Wankwinkel während der stationären Kreisfahrt über der Querbeschleunigung

Beim Wankwinkel ergeben sich ebenfalls leichte Unterschiede. Während die seriennahe Variante wieder kaum vom Serienmodell abweicht, wanken die serienferne und noch ausgeprägter die harte Variante deutlich weniger. So liegt der Wankwinkel der harten Variante ca. 10% unter dem der Serienversion, der der serienfernen Abstimmung immer noch 4 % niedriger.

Die veränderten Lagerabstimmungen bewirken also hauptsächlich geringere Aufbaubewegungen. Dies hat aber keinen praxisrelevanten Einfluss auf das Fahrverhalten bei stationärer Kreisfahrt. Die seriennahe Version liegt bei allen Messgrößen annähernd deckungsgleich mit der Serie, die serienferne Variante noch deutlich näher bei der Serie als die harte.

## 8.2.2 Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt

Dieses Fahrmanöver stellt Anforderungen sowohl an die Quer- als auch die Längsdynamik eines Fahrzeugs. Es dient der Bewertung der Fahrzeugreaktion auf eine plötzliche Zunahme des Antriebsmoments während einer Kurvenfahrt. Durch das zusätzliche Antriebsmoment an der Vorderachse sinkt deren Seitenführungspotenzial. Die Abnahme der Querkräfte führt zu einem Ausdrehen aus der Kurve, also erhöhtem Untersteuern. Das Beschleunigungsmanöver wird umso kritischer sein, je weiter das Querführungspotenzial schon während des Stationärzustands ausgenutzt ist.

Den Ausgangszustand stellt daher eine stationäre Kreisfahrt mit relativ hoher Querbeschleunigung dar. Im gewählten Beispiel bewegen sich die Fahrzeuge bei einer Querbeschleunigung von 6 m/s<sup>2</sup> auf einem Bahnradius von 40 m. Nach dem Erreichen des stationären Zustands wird das Gaspedal schlagartig betätigt. Der Getriebegang wird so niedrig wie möglich gewählt um ein möglichst hohes Antriebsmoment zu erzielen. Das Lenkrad wird während des gesamten Manövers bei dem stationären Lenkradwinkel fixiert. Alle Manöver der Fahrzeugführung werden im open loop ausgeführt.

Ausgangszustand	Kreisfahrt bei 55 km/h					
Lenkrad	open loop, Ziel-Querbeschleunigung von 6 m/s <sup>2</sup> , entspricht ei-					
	nem Bahnradius von ca. 40 m, Linkskurve					
Fahrpedal	anfangs fixiert, dann Beschleunigung mit 90% Pedalstellung					
Bremse	gelöst					
Gang	3. Gang					
Kupplung	geschlossen					
Fahrbahn	μ = 1,0					
Dauer des Beschleunigungsvor-	5 s					
gangs						

Tabelle 8.2: Fahrmanöverparameter "Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt"

Als Beurteilungsgrößen werden herangezogen

- Lenkmoment
- Gierrate
- Gierbeschleunigungsverlauf
- Querbeschleunigung
- Verlauf der Bahnkurve



**Bild 8.7:** Lenkmomentverläufe während der beschleunigten Kreisfahrt

In **Bild 8.7** sind drei sich deutlich unterscheidende Verläufe für das Lenkmoment zu erkennen. Die seriennahe Variante zeigt im gesamten Zeitbereich nur sehr geringe Abweichungen vom Serienzustand. Die serienferne Abstimmung führt zu einem klar abweichenden Verhalten. Während die nötigen Haltekräfte bei der stationären Kreisfahrt noch deutlich höher ausfallen, nehmen sie während des Beschleunigungsvorgangs schneller ab und werden am Schluss von der Serienversion übertroffen. Obwohl der qualitative Verlauf der Serienvariante entspricht, fordert die harte Variante während des gesamten Manövers höhere Haltekräfte. Der Grund hierfür liegt allerdings nicht in den dynamischen Eigenschaften des Fahrzeugs, sondern am erhöhten Kraftbedarf zum Verformen der Lenkerlager beim Einschlagen der Räder.



Bild 8.8: Gierratenverläufe während der beschleunigten Kreisfahrt

Im Gierratenverlauf zeigen sich geringe Unterschiede. Am wenigsten sinkt die Gierrate bei der serienfernen Variante. Hier kommt die erhöhte Vorspur an der Vorderachse unter Seitenkraft (Kapitel 8.1) zum Tragen. Die Untersteuertendenz ist leicht geringer als bei den anderen Varianten, was sich auch in **Bild 8.9** am Verlauf der Querbeschleunigung und in **Bild 8.11** an der Bahnkurve ablesen lässt. Die serienferne Abstimmung ermöglicht einen schnelleren Anstieg der Querbeschleunigung und somit einen höheren Verlauf im gesamten Zeitbereich. Die Abweichung von der Kreisbahn ist am geringsten.



**Bild 8.9:** *Querbeschleunigungsverläufe während der beschleunigten Kreisfahrt* 



Bild 8.10: Bahnkurven während der beschleunigten Kreisfahrt

Im dynamischen Verhalten ergeben sich ebenfalls geringe Unterschiede. Am deutlichsten wird dies bei Betrachtung des Gierbeschleunigungsverlaufs (**Bild 8.11**). Die serienferne Variante weist bei der Gierbeschleunigung die geringste Überschwingweite auf, der Verlauf ist gut gedämpft. Im Gegensatz dazu neigt die harte Variante zum Nachschwingen, was zu einem unruhigen Fahrverhalten während des Beschleunigungsvorgangs führt. Die Serienversion und die seriennahe bewegen sich genau dazwischen.



Bild 8.11: Gierbeschleunigungen während der beschleunigten Kreisfahrt

Insgesamt betrachtet sind die Unterschiede relativ gering, eine deutlich spürbare Beeinflussung der Fahrsicherheit während dieses Manövers ist nicht zu erwarten.

# 8.2.3 Lastwechsel

Dieses Manöver (durchgeführt nach den Richtwerten in DIN ISO 9816 [71]) stellt im Grund die Umkehrung des vorherigen dar. Statt den instationären Zustand durch ein Beschleunigungsmanöver zu provozieren wird hier das Fahrpedal gelöst, wodurch die Antriebsachse mit dem Schleppmoment des Antriebstrangs beaufschlagt wird. Im alltäglichen Fahrbetrieb tritt dieses Fahrmanöver hauptsächlich dann auf, wenn der Fahrer eine Kurve zu schnell anfährt und in der Kurve dann zur Korrektur das Gaspedal löst, während er den eingestellten Lenkradwinkel konstant hält. Um einen Beitrag zur Umsetzung des Fahrerwunsches (Bewältigen des Kurvenradius) zu leisten, sollte das Fahrzeug leicht in die Kurve eindrehen, ohne instabil zu werden.

Das Manöver besteht anfangs aus einem stationären Fahranteil, bei dem das Fahrzeug auf einer Kreisbahn bewegt wird. Bei vorgegebener Fahrgeschwindigkeit soll sich in dieser Untersuchung eine Querbeschleunigung von 7,5 m/s<sup>2</sup> einstellen. Der Lenkradwinkel wird entsprechend eingestellt. Aus diesem Zustand heraus wird das Gaspedal schlagartig gelöst, das einsetzende Motor-Schleppmoment bewirkt einen Übergang in einen instationären Zustand. Das Fahrzeug wird einerseits abgebremst, andererseits bewirkt die Achslastverlagerung nach vorn ein eindrehendes Giermoment.

Ausgangszustand	85 km/h, geregelte Geradeausfahrt						
Lenkrad	open loop, Ziel-Querbeschleunigung von 7,5 m/s <sup>2</sup> entspri						
	einem Bahnradius von ca. 76 m, Linkskurve						
Fahrpedal	closed loop Fahrgeschwindigkeit halten bei stationärer Kurven-						
	fahrt, open loop beim Lösen des Pedals						
Bremse	gelöst						
Gang	2. Gang						
Kupplung	geschlossen						
Fahrbahn	$\mu = 1,0$						

Tabelle 8.3: Fahrmanöverparameter "Lastwechsel"

Als Beurteilungsgrößen werden herangezogen

- Lenkmoment
- Schwimmwinkel



Bild 8.12: Lenkmomente während des Lastwechselmanövers

**Bild 8.12** zeigt den Verlauf des Lenkmoments während des Lastwechsels. Ähnlich wie beim Manöver "Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt" zeigen sich auch hier drei unterschiedliche Verläufe. Während die seriennahe Variante wieder im gesamten Zeitbereich nur sehr geringe Abweichungen vom Serienmodell zeigt, führt die serienferne Abstimmung zu einem stärker ansteigenden Lenkmoment nach dem Lösen des Gaspedals. Die harte Variante erfordert während des gesamten Manövers wieder höhere Haltekräfte, der qualitative Verlauf entspricht aber der Serienvariante. Die Überschwingweiten liegen auf nahezu gleichem Niveau.



Bild 8.13: Schwimmwinkel während des Lastwechselmanövers

Die Schwimmwinkelverläufe lassen ebenfalls nicht auf ein instabiles Verhalten eines der Kandidaten schließen. Die Schwimmwinkeländerung vom Stationärwert aus ist für die höher gedämpften Varianten Serienfern und Hart etwas geringer (um ca.  $0,1^{\circ}$ ).

Insgesamt zeigen alle Varianten das gewünschte, leicht eindrehende Verhalten, ohne den Fahrer durch erhöhte Instabilität zu überfordern.

# 8.2.4 Bremsen in der Kurve

Das Manöver Bremsen in der Kurve stellt eine Verstärkung des Lastwechselmanövers dar. Die Achslastverlagerung auf die Vorderachse wird erhöht, das Seitenführungspotenzial der Vorderräder durch eine gesteigerte Längskraft reduziert. Die Entlastung der Hinterachse kann im Extremfall zu einem unkontrollierbar starken Eindrehen in die Kurve (Übersteuern) führen.

In DIN ISO 7975 [70] wird ein Start des Bremsmanövers aus einer Ausgangsquerbeschleunigung von 4 bis 5 m/s<sup>2</sup> vorgeschlagen. Da in dieser Arbeit das Verhalten im Fahrzeuggrenzbereich untersucht werden soll, wird die stationäre Querbeschleunigung auf ca. 7 m/s<sup>2</sup> erhöht. Für die Umsetzung aus dem Realfall wird davon ausgegangen, dass der Fahrer das Fahrzeug möglichst schnell zum Stillstand bringen möchte, weshalb eine Bremsverzögerung von 8 m/s<sup>2</sup> vorgegeben wird.

Bei diesem Manöver ist die Erhaltung der Fahrstabilität von höchster Priorität, weshalb das Hauptaugenmerk auf Gierrate und Schwimmwinkel zu legen ist. Am Bahnverlauf lassen sich zusätzlich der Bremsweg und die Abweichung von der Kreisbahn ablesen.

Ausgangszustand	65 km/h, geregelte Geradeausfahrt						
Lenkrad	open loop, Ziel-Querbeschleunigung von 7 m/s2 entspricht einem Bahn-						
	radius von ca. 40 m, Linkskurve						
Fahrpedal	closed loop Fahrgeschwindigkeit halten bei stationärer Kurvenfahrt, open						
	loop beim Lösen des Pedals						
Bremse	während Konstantfahrt gelöst, dann open loop Bremsen mit 7 m/s <sup>2</sup>						
	Längsverzögerung						
Gang	4. Gang						
Kupplung	geschlossen						
Dauer der Schwellzeit	0,1 s						
Fahrbahn	μ = 1,0						

Tabelle 8.4: Fahrmanöverparameter "Bremsen in der Kurve"



Bild 8.14: Schwimmwinkel beim Bremsen in der Kurve

Die Verläufe der Schwimmwinkel zeigen eindeutige Unterschiede. Während das Verhalten der seriennahen Variante wieder mit dem der Serie übereinstimmt, baut die harte Variante deutlich geringere Schwimmwinkel auf, sowohl Richtung Untersteuern unmittelbar nach Verzögerungsbeginn als auch Richtung Übersteuern im weiteren Verlauf. Die Fahrzeugreaktion fällt überdies direkter (das heißt schneller) aus. Die serienferne Abstimmung hat nur geringe Abweichungen vom Serienzustand zur Folge. Die Untersteuertendenz zu Bremsbeginn ist minimal höher, erreicht aber keine kritischen Werte.



Bild 8.15: Gierratenverläufe beim Bremsen in der Kurve

Die Erkenntnisse aus dem Schwimmwinkelverlauf zeigen sich auch im Verlauf der Gierrate. Im gesamten Zeitbereich ist die Gierrate der harten Variante am geringsten, die serienferne Variante liegt leicht über der Serie. Das bedeutet, dass die Übersteuertendenz der harten Variante am geringsten ausfällt. **Bild 8.16** zeigt die Bahnkurven der Kandidaten während des Manövers. Deutlich ist zu erkennen, wie sich die Kurvenradien nach Bremsbeginn reduzieren. Alle Varianten legen dabei ein gut kontrollierbares Fahrverhalten an den Tag.



Bild 8.16: Bahnkurven beim Bremsen in der Kurve

## 8.2.5 Lenkwinkelsprung

Dieses Manöver nach DIN ISO 7401 [69] ermöglicht sowohl ein Urteil zum stationären wie zum dynamischen Fahrverhalten.

Das Fahrzeug bewegt sich mit konstanter Geschwindigkeit geradeaus, um dann durch einen möglichst schnell ausgeführten Lenkwinkelsprung auf einen konstanten Wert auf eine Kreisbahn gesteuert zu werden. Mit diesem Manöver erhält man zum einen Informationen über das Sprung-Antwortverhalten des Fahrzeugs, also die Agilität, zum anderen über die Fähigkeit Störungen zu Bedämpfen, also die Beherrschbarkeit.

Ausgangszustand	80 km/h, geregelte Geradeausfahrt
Lenkrad	open loop, Ziel-Querbeschleunigung von 4 m/s <sup>2</sup>
Fahrpedal	open loop, fixiert
Bremse	gelöst
Gang	5. Gang
Kupplung	geschlossen
Dauer des Lenkwinkelsprungs	0,2 s
Fahrbahn	μ = 1,0

Tabelle 8.5: Fahrmanöverparameter "Lenkwinkelsprung"

Wünschenswert ist ein schneller und gut gedämpfter Anstieg der fahrdynamischen Größen. In [6] werden zur Bewertung des Fahrzeugverhaltens bei diesem Manöver die Anstiegszeit bis zum 90%-Wert der Gierrate und die Überschwingweite über den stationären Endwert vorgeschlagen. Zusätzlich könnten der Maximalwert des Schwimmwinkels und die Anstiegszeit zum 90%-Wert der Querbeschleunigung betrachtet werden.



Bild 8.17: Gierratenverläufe beim Manöver Lenkwinkelsprung



Bild 8.18: Schwimmwinkelverläufe beim Manöver Lenkwinkelsprung

Die Betrachtung des Gierraten- und des Schwimmwinkelverlaufs zeigt, dass sich die unterschiedlich konditionierten Fahrzeuge annähernd identisch verhalten. Die Anstiegszeiten zum 90%-Wert und die Überschwingweiten der Gierrate unterschieden sich nur im nicht praxisrelevanten Bereich. Die rechnerischen Abweichungen liegen unter 1%. Der Querbeschleunigungsverlauf ist bei allen Varianten identisch, wird allerdings bei leicht unterschiedlichen Lenkradwinkeln (Serie 56,7°, Seriennah 56,5°, Serienfern 56,0°, Hart 57,5°) erreicht. Bei diesen Lenkradwinkeln erzielen die Varianten jeweils 4 m/s<sup>2</sup> als Maximalwert der Querbeschleunigung.

Neben den fahrdynamischen Größen werden auch bei diesem Manöver die Aufbaubewegungen betrachtet. Ähnlich wie bei der stationären Kreisfahrt unterscheiden sich die statischen und dynamischen Nickwinkel beim Lenkwinkelsprung. Die harte und die serienferne Variante zeigen gegenüber Serien- und seriennaher Abstimmung deutlich reduzierte Nickwinkel. Die Version "Hart" nickt sogar leicht nach hinten (positiver Nickwinkel), der dynamische Anteil ist wiederum um ca. 50% reduziert. Auch im Wankwinkelverlauf werden die Ergebnisse aus der stationären Kreisfahrt bestätigt. Während die Varianten "Serie" und "Seriennah" fast deckungsgleich liegen, neigen "Serienfern" (-5%) und "Hart" (-10%) weniger zum Wanken.

Die modifizierten Varianten zeigen in den fahrdynamischen Kennwerten wie Gierraten-, Schwimmwinkel- und Querbeschleunigungsverlauf keine praxisrelevanten Abweichungen. Die Unterschiede beschränken sich auf die Aufbaubewegungen, was besonders für das Nickverhalten der Variante "Hart" gilt.

# 8.3 Bewertung des Einflusses auf die Fahrdynamik

Wie aus Kapitel 8.2 deutlich wird, ist die Beeinflussung der Fahrdynamik durch die veränderten Lagerabstimmungen sehr gering. **Tabelle 8.6** zeigt einzelne Fahrdynamikkennwerte, die für die verschiedenen Varianten ermittelt wurden, in der Übersicht. Die seriennahe Variante liefert bei allen Manövern annähernd gleiche Werte wie die Serienvariante. Während der stationären Kreisfahrt hat sich gezeigt, dass sich die Varianten hauptsächlich in ihrem Wankund Nickverhalten unterscheiden. Hier bewirken die harte und die serienferne Abstimmung durch höhere Nebenfederraten deutlich reduzierte Winkel. Ebenfalls nur geringe Unterschiede ergeben sich für das erforderliche Lenkmoment während der dynamischeren Manöver. Die gesteigerten Lagersteifigkeiten erhöhen die Lenksteifigkeit der Vierlenkerachse im stationären Zustand, hohe Lagerdämpfungen lassen die Lenkkraft während der dynamischen Events zunehmen. Positiv machen sich die gesteigerten Steifigkeiten und Dämpfungen in der Bedämpfung von Störungen, wie zum Beispiel beim Beschleunigen aus stationärer Kreisfahrt oder beim Bremsen in der Kurve bemerkbar. Geringere Schwimmwinkel reduzieren hier eventuell erforderliche Eingriffe durch den Fahrer.

Es liegen folglich keine Indikatoren vor, die auf eine spürbare Beeinflussung des dynamischen Fahrzeugcharakters, oder eine reduzierte Fahrsicherheit schließen lassen.

	stationäre Kreisfahrt			Beschleunigen aus stat. Kreisfahrt		Last- wechsel	Bremsen in der Kurve	Lenkwin- kelsprung		
	Δδ <sub>Η</sub> [°]	M <sub>H</sub> [Nm]	φ [ຶ]	Δφ <sub>max</sub> [ຶ]	Δκ <sub>max</sub> [°]	Δψ <sub>ıs</sub> [%s]	ΔΨ̈ <sub>1s</sub> [%s²]	Δβ <sub>1s</sub> [°]	Δβ <sub>1s</sub> [°]	β <sub>max</sub>  - β <sub>stat</sub>   [°]
Serie		9,8	0,275	0,115	3,25	22,0	6,5	0,65	3,6	1,03
Seriennah	0	9,8	0,290	0,120	3,25	22,0	6,5	0,65	3,6	1,02
Serienfern	0	10,4	0,170	0,100	3,10	22,3	5,3	0,55	4,1	0,90
Hart	0	10,3	0,075	0,065	2,70	22,0	6,5	0,60	2,1	1,04

Tabelle 8.6: Ausgewählte Fahrdynamikkennwerte der untersuchten Varianten im Überblick

#### Kapitel 9

# Auswirkungen auf den Gesamt-Fahrkomfort

Die Komforteigenschaften eines PKW werden zu einem wesentlichen Teil von dessen elastischen Fahrwerkslagern geprägt. Diese ermöglichen nicht nur die Schwingungsisolation von Fahrbahnanregung und Antrieb. Zusätzlich erhöhen sie die Längs- und Vertikalnachgiebigkeit einer Achse wesentlich, wodurch ein "Ausweichen" des Rades bei einer Hindernisüberfahrt deutlich leichter erfolgen kann. Inwieweit eine rubbelrobuste Abstimmung dieser Lager den Gesamt-Fahrkomfort beeinflusst, wird in diesem Kapitel untersucht.

#### 9.1 Statische und dynamische Achssteifigkeit

Auf dem virtuellen Achsprüfstand kann die statische und dynamische Steifigkeit von Fahrzeugachsen mit geringem Aufwand untersucht werden. **Bild 9.1** zeigt die statische vertikale Federsteifigkeit der verschiedenen Vorderachsen. Die unterschiedlichen Achsabstimmungen bedingen sichtbar nur geringe Unterschiede in der vertikalen Achs-Federrate. Serie, Seriennah und Serienfern liegen nahezu deckungsgleich, lediglich die Variante Hart liegt in der Federrate gleichmäßig um ca. 20 N/mm höher als die übrigen Varianten.



Bild 9.1: Verläufe der zum Einfedern erforderlichen Kraft

Einen zweiten Anhaltspunkt über die Eignung einer Achsabstimmung hinsichtlich Federungskomforts kann die Steifigkeit in Fahrzeuglängsrichtung geben. Die Fähigkeit einer Achse Hindernissen nicht nur nach oben, sondern auch nach hinten auszuweichen bestimmt den Abrollkomfort erheblich mit.

In der Simulation wird dazu beidseitig eine Längskraft in der Radnabe aufgebracht, das Chassis ist koordinatenfest fixiert. **Bild 9.2** zeigt die Verläufe der statischen Achslängssteifigkeit der vier ausgewählten Varianten. Aufgetragen ist die für die Bewegung nötige Kraft über die Auslenkung der Radnabe relativ zum Fahrzeugaufbau.



**Bild 9.2:** Verläufe der statischen Achs-Längssteifigkeit der ausgewählten Konfigurationen im Bereich +/- 30 mm

Deutlich zu erkennen ist, dass die veränderten Abstimmungen der seriennahen und der serienfernen Version kaum Unterschiede in der Achs-Längssteifigkeit bedingen. Besonders im alltagsrelevanten Bereich unterhalb 5 mm Auslenkung liegen die Kraft/Weg-Verläufe fast deckungsgleich. Die Steifigkeiten der modifizierten Abstimmungen unterscheiden sich um weniger als 5% von der Serie und das sogar in Richtung weich. Im Gegensatz dazu zeigt die Variante "Hart" deutlich höheren Widerstand gegen die Längsauslenkung. Im gesamten Bereich liegt die Steifigkeit mehr als dreimal so hoch wie die der Serienvariante. Dies lässt bereits ein deutlich schlechteres Abschneiden bei den Komfortmanövern erwarten. Neben der statischen Steifigkeit stellt aber im Komfortverhalten vor allem die dynamische Steifigkeit ein wichtiges Auslegungskriterium dar. Die Hysteresen der Varianten Hart und Serienfern lassen die Auswirkungen der erhöhten Dämpfungswerte erkennen (**Bild 9.3**). Die dynamische Achs-Längssteifigkeit hat in beiden Fällen erheblich zugelegt, was ein deutlich verschlechtertes Isolationsverhalten bei unebener Fahrbahn erwarten lässt.



**Bild 9.3:** Verläufe der Achs-Längssteifigkeit der ausgewählten Konfigurationen bei einer Anregungsfrequenz von 20 Hz im Bereich +/- 3 mm. Dies entspricht einer mittleren Radgeschwindigkeit von 240 mm/s.

# 9.2 Dynamisches Komfortverhalten

Die Hauptgütekriterien für den Fahrkomfort, die sich mittels Mehrkörpersimulation untersuchen lassen, stellen die Bewältigung von Fahrbahnhindernissen und der Abrollkomfort bei unebener Fahrbahn dar. Eine Bewertung der akustischen Qualität des Fahrkomforts lässt sich derzeit noch nicht in MKS-Systemen abbilden. Somit kommen zur Analyse die Kategorien Einzelhindernis und unebene Fahrbahn in Frage.

#### 9.2.1 Anfederhindernis

Das erste Einzelhindernis stellt das so genannte Anfederhindernis dar. Bei diesem Hindernis handelt es sich um eine Leiste von 4 mm Höhe und 50 mm Länge. Damit wird die Fähigkeit des Fahrwerks untersucht, kleine Unebenheiten, wie zum Beispiel Querrillen auf der Autobahn oder Teerflicken innerorts, zu absorbieren. Das Manöver wird mit 40 km/h und mit 80 km/h gefahren.

**Bild 9.4** zeigt das Ergebnis der Überfahrt mit 40 km/h. Abgebildet ist, wie für alle weiteren Komfortbetrachtungen, die Beschleunigung in Z-Richtung an der Sitzschiene während der Hindernisüberfahrt mit der Vorderachse.



**Bild 9.4:** Beschleunigungsverläufe an der Sitzschiene in Z-Richtung bei Überfahrt eines Anfederhindernisses (Schlagleiste 4 x 50 mm) mit 40 km/h

Besonders im ersten Zeitabschnitt fallen die harte und die serienferne Variante mit deutlich erhöhten Beschleunigungen auf. Die Amplituden sind um 25% bzw. 10% höher als bei der Serienabstimmung. Die seriennahe Variante liegt nahezu deckungsgleich mit der Serie. Im zweiten Zeitabschnitt, dem Rückfedern, sind die Unterschiede nicht mehr ganz so stark, aber mit +8% und +3% immer noch relevant.

Bei der Leistenüberfahrt mit 80 km/h (**Bild 9.5**) sind die Relationen ähnlich. Die harte Variante schneidet wieder am schlechtesten ab.



**Bild 9.5:** Beschleunigungsverläufe an der Sitzschiene in Z-Richtung bei Überfahrt eines Anfederhindernisses (Schlagleiste 4 x 50 mm) mit 80 km/h

Insgesamt lässt sich für die Überfahrt über das Anfederhindernis festhalten, dass die seriennahe Variante der Serienausführung gleichwertig ist. Maximalamplituden und Nachschwingverhalten unterscheiden sich nicht wesentlich. Bei der serienfernen Variante muss mit spürbaren Einschränkungen gerechnet werden. Die Amplituden liegen um bis zu 10% höher als bei der Serie, ohne das Nachschwingverhalten nachhaltig zu verbessern. Am schlechtesten schneidet die harte Version ab. Bis zu 25% höhere Amplituden sind im Fahrbetrieb deutlich spürbar und stellen eine wesentlich Verschlechterung des Abrollverhaltens dar.

#### 9.2.2 Stuckerhindernis

Stuckern stellt eine Art von Anregung dar, die als holpernde, polternde Bewegung beim Fahren wahrgenommen wird. Eine typische Stuckeranregung stellen zum Beispiel Gullydeckel oder gröbere Reparaturstellen im Fahrbahnbelag dar.

Im Versuch kann dieses Hindernis durch eine Leiste mit 22 mm Höhe nachgebildet werden, was auch für die Simulation übernommen wird. Die Überfahrt wird wieder mit 40 km/h und mit 80 km/h durchgeführt.



**Bild 9.6:** Beschleunigungsverläufe an der Sitzschiene in Z-Richtung bei Überfahrt eines Stuckerhindernisses (Schlagleiste 22 x 50 mm) mit 40 km/h

Die Darstellung des Stuckerverhaltens in **Bild 9.6** liefert ein ähnliches Verhalten wie die Untersuchungen zum Anfederhindernis. Die Beschleunigungen sind insgesamt höher, wobei die seriennahe und die Serienversion gleichauf liegen, die Maximalbeschleunigungen der serienfernen Version um etwa 10% höher sind und die der harten Variante um bis zu 25%. Die Überfahrt mit 80 km/h liefert die gleichen Verhältnisse der Varianten zueinander, wobei die Beschleunigungen insgesamt niedriger ausfallen. Hier kann der Reifen mehr zur Stoßabsorbtion beitragen, als bei 40 km/h.

## 9.2.3 Schlagleiste

Ein weiteres Kriterium des Fahrkomforts stellt das Langsamfahrverhalten dar. Die Überwindung von Absätzen bei niedriger Geschwindigkeit muss ebenso komfortabel absolviert werden. Eine Steigerung der Hindernishöhe auf 40 mm bei einer Geschwindigkeit von 10 km/h bildet die langsame Auffahrt auf einen Bordstein nach. In **Bild 9.7** sind wieder die Verläufe der Sitzschienenbeschleunigung in Z-Richtung dargestellt.



**Bild 9.7:** Beschleunigungsverläufe an der Sitzschiene in Z-Richtung bei Überfahrt einer Schlagleiste (40 x 100 mm) mit 10 km/h

Auch bei dieser niedrigen Geschwindigkeit liefert die serienferne Variante leicht erhöhte Beschleunigungen (+ 10%) und die harte Abstimmung die mit Abstand höchsten Beschleunigungsamplituden (+ 25%). Die seriennahe Variante ist wieder als der Serienvariante gleichwertig einzustufen. Das Nachschwingverhalten der harten Version hat ebenfalls eine erhebliche Verschlechterung erfahren. Die, der Hindernisanregung folgenden, Beschleunigungsamplituden sind um bis zu 60% höher (siehe Amplitude bei 5,40 s in **Bild 9.7**) als bei den anderen Varianten.

#### 9.2.4 Schlagloch

Das letzte und stärkste Einzelhindernis stellt eine Fahrt durch ein Schlagloch nach. Diese Situation ergibt sich hauptsächlich im Stadtverkehr, weshalb eine Geschwindigkeit von 40 km/h gewählt wird. Im Gegensatz zu den vorher beschriebenen Hindernissen fällt hier der Reifen zuerst in eine Senke und prallt dann gegen die aufsteigende Flanke der Vertiefung. Einen Großteil der Federarbeit muss auch hier der Reifen leisten, die Fähigkeit der Achse nach hinten auszuweichen ermöglicht aber einen geringeren Anstieg der Beschleunigungsamplituden.

Die Durchfahrt durch ein Schlagloch wird mit einer Negativschwelle von 80 x 100 mm (Tiefe x Länge) simuliert, die resultierenden Beschleunigungsverläufe zeigt **Bild 9.8**.



**Bild 9.8:** Beschleunigungsverläufe an der Sitzschiene in Z-Richtung bei Schlaglochdurchfahrt (80 x 100 mm) mit 40 km/h

Auch mit diesem Hindernis wird das bisher geschilderte Verhalten bestätigt. Die seriennahe Variante erzeugt wieder minimal geringere Beschleunigungen als die Serienversion, die serienferne erzeugt leicht höhere Beschleunigungen (im Mittel ca. + 4%), die harte Variante ist wieder deutlich schlechter (+ 25%). Im Nachschwingverhalten können keine wesentlichen Unterschiede ermittelt werden.

#### 9.2.5 Schlechtweg

Der Abrollkomfort auf unebener Fahrbahn zählt zu den wichtigsten Beurteilungskriterien im Komfortkapitel. Das erforderliche Straßenprofil wird in ADAMS mit der *stochastic\_uneven road* abgebildet. Der Verlauf des *stochastic\_uneven* Straßenprofils liegt sehr nah an gemessenen Straßenprofilen mit einem stochastischen Straßenerhebungsverlauf für die linken und rechten Räder. Durch Umformungen eines Weißes-Rauschen-Signals wird eine Straße mit einer Welligkeit erzeugt, die nach ISO 8608 [73] einer mittleren Straßenqualität entspricht.

Die Beschleunigungsverläufe an der Sitzschiene in Z-Richtung, die sich bei der Fahrt über diese Straße für die vier Varianten ergeben zeigt **Bild 9.9** oben. Die Aussagekraft dieses Zeitsignals ist allerdings sehr gering, daher wird die Fast-Fourier-Transformation betrachtet.



**Bild 9.9:** Beschleunigungsverläufe an der Sitzschiene in Z-Richtung und entsprechende Fast-Fourier-Transformation bei Überfahrt einer Schlechtwegstrecke mit 80 km/h

Im Frequenzbereich (**Bild 9.9** unten) sind die Unterschiede deutlicher zu erkennen. Es zeigt sich, dass besonders oberhalb von 30 Hz die harte Variante deutlich höhere Beschleunigungen an der Sitzschiene hervorbringt. Die Beschleunigungen sind bis zu zweimal höher, als für die Serienversion. Die serienferne Variante zeigt um etwa 20% höhere Beschleunigungswerte als die seriennahe und die Serienvariante, welche auch hier nahezu deckungsgleich sind.

## 9.3 Bewertung des Einflusses auf den Fahrkomfort

Die Betrachtung der Manöver zur Komfortbewertung fördert deutliche Unterschiede der Varianten zu Tage. Die Abstimmungsänderungen der Fahrwerkslager können die Fähigkeit des Fahrwerks, Einzelhindernisse oder Straßenunebenheiten zu absorbieren, deutlich herabsetzen.

Während die seriennahe Variante in allen Belangen kaum von der Serienabstimmung abweicht (mit Tendenz zum Komfortableren), schneiden die serienferne und vor allem die harte Variante in der Komfortbewertung deutlich schlechter ab. Die serienferne Variante weist bei den Hindernisüberfahrten im Schnitt um circa 7% höhere Maximalbeschleunigungen auf, bei der Fahrt über die unebene Fahrbahn liefert sie im Frequenzbereich ab 30 Hz um etwa 20% höhere Beschleunigungen. Die harte Variante fällt nochmals erheblich ab. Die Maximalbeschleunigungen bei der Bewältigung der Einzelhindernisse übertreffen die Serienversion bereichsweise um mehr als 20%, die FFT-Analyse der Fahrbahnanregung liefert oberhalb 30 Hz bis zu zweimal höhere Beschleunigungen. Ebenso zeigt diese Abstimmung teils erhebliche Schwächen im Nachfederverhalten.

Insgesamt lässt sich festhalten, dass die seriennahe Abstimmung der Serienversion minimal überlegen ist. Sie stellt also hinsichtlich des Zielkonflikts Rubbelrobustheit, Machbarkeit, Fahrdynamik und Fahrkomfort die eindeutig beste Lösung dar. Die serienferne Variante ist leicht schlechter als die Serie, aber noch im Rahmen des Akzeptablen. Die harte Variante zeigt viel zu hohe Beschleunigungen im oberen Frequenzbereich, die Isolation der Fahrbahnanregung ist nicht mehr ausreichend gewährleistet. Somit werden die Untersuchungen auf dem Achsprüfstand bestätigt. Es kann belegt werden, dass die Fähigkeit der Achse, Bewegungen in Fahrzeuglängsrichtung auszuführen, die Federungsqualität bei der Hindernisüberfahrt in erheblichem Umfang mitbestimmt. Die erhöhten Dämpfungswerte der serienfernen Abstimmung und die zusätzlich erhöhten Steifigkeitswerte der harten Variante fordern hier ihren Tribut. Es ist aber festzuhalten, dass die erhöhte Dämpfung, welche wichtig für die Rubbelrobustheit ist, geringere Einschränkungen des Fahrkomforts nach sich zieht, als die höhere statische Achslängssteifigkeit durch härtere Elastomerlager gleicher Dämpfung.

	Anfedern		Stuckern		Schlagleiste		Schlagloch		Schlechtweg
	∆a <sub>zmax</sub>	$\Delta_{ m Serie}$	∆a <sub>zmax</sub>	$\Delta_{\text{Serie}}$	∆a <sub>zmax</sub>	$\Delta_{ m Serie}$	∆a <sub>zmax</sub>	$\Delta_{ m Serie}$	$\Delta_{ m Serie}$
	[mm/s <sup>2</sup> ]	[%]	[mm/s <sup>2</sup> ]	[%]	[mm/s <sup>2</sup> ]	[%]	[mm/s <sup>2</sup> ]	[%]	[%]
Serie	256		1740		2670		4300		
Seriennah	255	-0,4	1730	-0,6	2660	-0,4	4240	-1,4	≈ 0
Serienfern	271	+5,8	1840	+5,7	2890	+8,2	4470	+4,0	≈ +20
Hart	292	+14,1	1955	+12,4	3300	+23,6	4860	+13,0	≈ +100

Tabelle 9.1: Komfortkennwert	e der ausgewählten Va	rianten
------------------------------	-----------------------	---------

#### Kapitel 10

# Bewertung der Optimierungsmaßnahmen

Die Verwendbarkeit von Lagercharakteristiken hängt (bei bestätigter prinzipieller Serientauglichkeit, bspw. hinsichtlich Herstellbarkeit, Dauerhaltbarkeit oder Temperaturresistenz) in erster Linie von der erreichten Leistungsfähigkeit des Gesamtfahrzeugs in den Kapiteln Fahrkomfort und Fahrdynamik ab. In den vorigen Kapiteln wurden daher verschiedene Lagerkombinationen, die eine, gegenüber der Serie gesteigerte, Rubbelrobustheit bewiesen haben, auf diese Gesichtspunkte hin untersucht. **Tabelle 10.1** zeigt eine Zusammenfassung der wichtigsten Resultate dieser Untersuchungen.

In Kapitel 7 ist das erhebliche Verbesserungspotenzial bezüglich Bremsrubbeln für die drei untersuchten Varianten aufgezeigt. Mit seriennahen Lagerparametern ist demnach eine Reduzierung der fahrerrelevanten Beschleunigungsamplituden um bis zu 32% möglich. Trotz dieser Verbesserung bleibt das fahrdynamische Verhalten unverändert. Bei sämtlichen Fahrmanövern zeigt das so ausgestattete Gesamtfahrzeug mit der Serie identische Fahrzeugreaktionen. Bei den Hindernis- und Schlechtwegüberfahrten kann ebenfalls das Niveau der Serienabstimmung erreicht und sogar teilweise minimal übertroffen werden.

Die untersuchte serienferne Abstimmung reduziert die Beschleunigungsamplituden während einer Rubbelbremsung an Sitz und Lenkrad in den Maximalamplituden um bis zu 65%. Für die Fahrdynamik ergeben sich aufgrund höherer Nebenfederraten leicht verringerte Nickund Wankwinkel und ein minimal verbessertes Handling, während die deutlich erhöhte dynamische Achslängssteifigkeit Einschränkungen im Fahrkomfort bewirkt. Während sich bei der Bewältigung von Einzelhindernissen die zusätzlichen Beschleunigungen mit bis zu +8,2% noch in Grenzen halten, führt diese Abstimmung auf einer Schlechtwegstrecke zu einer Zunahme der mittleren Beschleunigungen im Frequenzbereich ab 30 Hz um bis zu 20%.

Eine Verschiebung der Lagerkennwerte hin zu stark erhöhten Steifigkeiten und Dämpfungen ist ebenso nicht zu empfehlen. Zwar können die Rubbelamplituden um bis zu 44% reduziert werden und in der Fahrdynamik lassen sich die Schwimmwinkel in Einzelfällen deutlich reduzieren (bis zu -40%), aufgrund erheblich höherer Vertikalbeschleunigungen bei den Hindernisüberfahrten (bis zu +23%) und einer Verdoppelung der Beschleunigungsamplituden bei der Schlechtwegfahrt kann diese Abstimmung jedoch nicht überzeugen.

	Rubbeln		Fahrdyna	mik	Fahrkomfort		
	$a_{X,Sitz}, a_{Lenkrad}$	Δφ, Δκ	ψ, Ψ	$\Delta \beta_{1s}$	a <sub>z,sitz</sub> Einzel- hindernis	a <sub>Z,Sitz</sub> Schlechtweg	
Seriennah	bis -32%	± 0	± 0	± 0	bis -1,4%	≈ ± 0	
Serienfern	bis -65%	bis -10%	bis -20%	-10% - +15%	bis +8,2%	≈ +20%	
Hart	bis -44%	bis -40%	± 0	bis -40%	bis +23,6%	bis +100%	

**Tabelle 10.1:** Ermittelte Veränderungen gegenüber der Serienabstimmung in den DisziplinenRubbelrobustheit, Fahrdynamik und Fahrkomfort

#### Kapitel 11

# Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Untersuchung bremsinduzierter Schwingungen in der Mehr-Körper-System-Simulation. Einleitend wird ein umfassender Überblick über die Mechanismen geboten, die für die Entstehung von bremsinduzierten Schwingungen verantwortlich sind. Anschließend werden die bisher bekannten Maßnahmen zur Verbesserung der Rubbelanfälligkeit von Kraftfahrzeugen geschildert und bewertet. Daraus ergibt sich, dass zum einen in der Fahrzeugentwicklung versucht werden muss, die Möglichkeiten zur Vermeidung der Störerscheinung zu nutzen, es zum anderen aber ebenso wichtig ist, die Übertragung von Vibrationen zum Fahrer zu unterbinden.

Diese Arbeit leuchtet mithilfe von Gesamtfahrzeug-Simulationen in der Umgebung ADAMS/Car die Möglichkeiten aus, bei bestehendem Achskonzept über eine verbesserte Abstimmung der Elastomerlager die Rubbelrobustheit eines Fahrzeugs signifikant zu erhöhen. Im Vorfeld werden dazu zur Erfassung der erforderlichen Modellanregung Prüfstandsversuche durchgeführt. Die Fahrzeugmodelle wurden anschließend in Verbindung mit der identifizierten Anregungsfunktion in entsprechenden Fahrversuchen validiert.

Über eine umfangreiche Simulationsreihe und die anschließende Korrelationsanalyse wird die Übertragungssystematik der Schwingungen von der Bremse zum Fahrer identifiziert. Eine wesentliche Erkenntnis dieser Parameteruntersuchung ist, dass die Schwingungen nicht über eine bevorzugte Übertragungsstrecke zum Fahrer gelangen, sondern alle Pfade des Fahrwerks ihren Anteil haben. Daraus ergibt sich, dass die Annahme, die Rubbelempfindlichkeit der Achse über eine ideale Abstimmung eines einzelnen Lagers verbessern zu können nur in Ausnahmefällen Ziel führend sein kann. Ein optimales Ergebnis lässt sich nur mit einer optimalen Kombination aller Fahrwerkslager erzielen, wobei bereits geringe Veränderungen der Lagersteifigkeiten und –dämpfungen eine erheblich verbesserte Rubbelrobustheit der Achse ermöglichen. Die mittleren Beschleunigungsamplituden an Sitzschiene und Lenkrad lassen sich um bis zu 20% reduzieren, die Maximalamplituden um bis zu 30%. Eine rubbeloptimierte Variante mit stark variierten Lagerkennwerten zeigt das mögliche Potenzial der Lagerabstimmung. Die Amplituden können damit um bis zu 50 – 65% reduziert werden.

Um die Umsetzbarkeit der gefundenen Maßnahmen zu belegen werden verschiedene optimierte Varianten hinsichtlich Fahrdynamik und Fahrkomfort mit der Ausgangsversion verglichen. Es kann gezeigt werden, dass die Beeinflussung dieser Kriterien durch die veränderten Lagerabstimmungen nur minimal ist und folglich mit keinen Einschränkungen gerechnet werden muss. Zum Vergleich wird der Untersuchung eine Variante hinzugezogen, bei der ohne Optimierungsprozess die Steifigkeiten und Dämpfungen aller Lager gleichmäßig gesteigert wurden, eine Maßnahme die ohne hohen Entwicklungsaufwand die Empfindlichkeit der Achse ebenfalls deutlich reduziert. Für diese Variante kann aber dargelegt werden, dass die nachfolgenden Einschnitte im Federungskomfort erheblich sind und sich somit eine Umsetzung verbietet.

Abschließend wird aus diesen Erkenntnissen gefolgert, dass sich hinsichtlich der Optimierung der Rubbelrobustheit nach erfolgter Grundabstimmung der Fahrwerkslager über eine Parameterstudie im Rahmen der technisch machbaren Lagereigenschaften eine erhebliche Verbesserung erzielen lässt, ohne entscheidende Einschnitte bei Fahrdynamik und Fahrkomfort befürchten zu müssen.

# Anhang



Bild A.1: Übertragung der Beschleunigungen in X-Richtung



Bild A.2: Übertragung der Beschleunigungen in Y-Richtung



Bild A.3: Positionierung ausgewählter Varianten in der Gesamtheit in Y-Richtung



Bild A.4: Übertragung der Beschleunigungen in Z-Richtung



Bild A.5: Positionierung ausgewählter Varianten in der Gesamtheit in Z-Richtung

# Literaturverzeichnis

- [1] *Alirand, M., Lebrun, M., Richards, C.W.:* Front Wheel Vibrations: A Hydraulic Point of View Models and First Results. SAE 2001-01-0490, Warrendale, 2001
- [2] *Allgaier, R.:* Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Bremsenquietschen. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 481, 2002
- [3] *Augsburg, K., Brunner, H., Grochowicz, J.:* Untersuchungen zum Rubbelverhalten von Pkw-Schwimmsattelbremsen. In: ATZ 101 (1999) 1
- [4] *Augsburg, K.:* Experimentelle Untersuchungen des NVH-Verhaltens von Bremsen im Labor Anforderungen an die Mess- und Prüftechnik, Technische Universität Ilmenau, 2000
- [5] *Augsburg, K.:* Interaktion von Fahrwerks- und Bremseigenschaften bezüglich ausgewählter Aspekte des Bremskomforts, Technische Universität Ilmenau, 2000
- [6] Beiker, S.: Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme, VDI-Verlag, Fortschrittberichte Reihe 12, Nr. 418, Düsseldorf, 2000
- [7] *Bergmann, W.:* Werkstofftechnik: Grundlagen und Anwendung Teil 2, Anwendung, Carl Hanser Verlag, Wien 1991
- [8] Bosworth, R.: Investigation of secondary ride aspects of steering wheel vibration (shimmy and judder) using Taguchi methodology. IMechE Seminar Papers, Nr. C399/9, 1989
- [9] *Braess, H.H.:* Beitrag zur Stabilität des Lenkverhaltens von Kraftfahrzeugen, In ATZ 3/69, 1967
- [10] Brecht, J.: Untersuchungen zum Bremsenknarzen Ein Beitrag zur Beschreibung von Schwingungen im Bremssystem. Dissertation Universität Siegen, Shaker Verlag, Aachen 2000

- [11] *Burckhardt, M.:* Fahrwerkstechnik: Bremsdynamik und PKW-Bremsanlagen, 1. Auflage, Vogel Buchverlag, 1991
- [12] *Citroën Deutschland AG (Hrsg.):* Fahren neu erleben, Hydropneumatik, Hydractiv, Aktive Fahrwerk-Stabilisierung, Köln, 1995
- [13] *Crolla, D.:* Brake noise and vibration the state of the art. Vehicle Tribology, Jgg. 18,
   S. 165-174, Elsevier, Amsterdam, Oxford, New York, Tokio, 1991
- [14] *DeVries, A., Wagner, M.:* The brake judder phenomenon, SAE technical paper series 920554, Warrendale, 1992
- [15] Dittmann, K.J., Albright, F.J., Leser, C.: Synthetische Lastfolgen zur Validierung virtueller Prototypen mittels simuliertem und realem Versuch, SmartSim Seminar on Modeling and Virtual Testing, Berlin, 2002
- [16] Dödlbacher, G., Gaffke, H.-G.: Untersuchung zur Reduzierung der Lenkungsunruhe, In ATZ 7/8/80, 1978
- [17] Dunlap, K.B., Riehle, M.A., Longhouse, R.E.: An Investigative Overview of Automotive Disc Brake Noise, SAE technical paper series 1999-01-0142, Warrendale, 1999
- [18] Dürr, R., Schiehlen, W., Zamow, J.: Simulationsmodelle f
  ür Servolenkungen, VDI-Berichte Nr. 1283, S. 601-620, 1996
- [19] *Dwivedi, R.:* Performance of MMC-Rotors in Dynamometer-Testing, Lanxide Corp., SAE Technical Paper Series 940848, Warrendale, 1994
- [20] *Engel, H.G.:* Systemansatz zur Untersuchung von Wahrnehmung, Übertragung und Anregung bremserregter Lenkunruhe in Personenkraftwagen, VDI-Verlag, Fortschrittberichte Reihe 12, Nr. 354, Düsseldorf
- [21] *Frank, M.:* Die Vision vom "mitdenkenden" Automobil, In Auto & Elektronik 2/2002
- [22] Gfrörer, M., Scholz, I., Vogel, F.: Minimierung der Lenkraddrehbeschleunigungsamplituden durch Mehrkörpersimulation und Parameteroptimierung, LMS Deutschland GmbH Leonberg, Haus der Technik Conference on "Driveability", Essen, 26.06.2001

- [23] *Gibson, D.W., Taccini, G.J.:* Carbon/Carbon Friction Materials for Dry and Wet Brake and Clutch Applications, SAE Technical Paper Series 890950, Warrendale
- [24] Grochowicz, J.: Experimentelle und theoretische Untersuchungen zu Bremsdruckund Bremsmomentschwankungen an Pkw-Scheibenbremsen, Dissertation, TU Dresden, 1997
- [25] *Heißing, B., Block, M.:* Fahrwerk und Antriebsstrang, In: ATZ-MTZ Sonderausgabe "Der neue Audi A4", November 2000
- [26] *Heißing, B.:* Skriptum zur Vorlesung "Dynamik der Straßenfahrzeuge", TU München, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, 2005
- [27] Heißing, B.: Skriptum zur Vorlesung "Straßenfahrzeuge, Entwurf und Simulation", TU München, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, 2005
- [28] *Hodges, T., Dlugosch, F.-J.*: Entwicklung einer Methode zur Untersuchung von Bremsen-Kaltrubbeln. In: ATZ 1/103, 2001
- [29] *Inoue, H.:* Analysis of brake judder caused by thermal deformation of brake disc rotors. SAE technical paper series 865131, Warrendale, 1986
- [30] *Jacobsson, H.:* Brake Judder, Dissertation Chalmers University of Technology Göteborg (2001)
- [31] *Jeong, H.-I.:* Analytical Approach to Improve Shimmy and Brake Judder Vibration on Steering Wheel, SAE Annual Brake Colloquium and Exhibition, Orlando, 1995
- [32] *Kim, H.S.:* Computer Aided Analysis and Robust Design of Brake Judder, Recurdyn User Conference, Korea Science and Technology Center, Seoul, 2003
- [33] *Kim, J.H., Choi, S.P.:* An application of a dual mode dynamic damper to control steering wheel shimmy and shake problems, SAE Technical Paper Series 871153, Warrendale, 1987
- [34] Kim, M.-G., Jeong, H.-I., Yoo, W.-B.: Sensitivity Analysis of Chassis Systems to Improve Shimmy and Brake Judder Vibration on Steering Wheel, SAE technical paper series 960734, Warrendale, 1996
- [35] *Kreitlow, W., Schrödter, F., Matthäi, H.:* Vibration and "Hum" of Disc Brakes under Load. SAE technical paper series 850079, Warrendale, 1985
- [36] *Kubota, M., Suenaga, T., Doi, K.:* A study of the mechanism causing high-speed brake judder, SAE technical paper series 980594, Warrendale 1998
- [37] *Lang, A.M., Smales, H.:* An approach to the solution of disc brake vibration problems, IMechE paper C37/83, Cleckheaton, 1983
- [38] Meitinger, T.: Untersuchung der Lenkunruhe mit Hilfe der Mehrkörper-Simulation. BMW- Group, 5. Internationales Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, 18.-20.02.2003
- [39] Nakata, H., Kobayashi, K., Kajita, M., Chung, C.H.J.: A new analysis approach for motorcycle brake squeal noise and its adaptation, SETC2001, Paper 01 1850, Japan, 2001
- [40] Neumann, T: Abrollumfang von Pkw-Reifen, Diplomarbeit, Offenburg 1983
- [41] Neitzel, B., Lienkamp, M.: Entwicklung einer neuen Bremsanlage. ATZ 9/2001 Jahrgang 103
- [42] Niemann, G.: Maschinenelemente, Band I, Zweite Auflage, Springer-Verlag, 1989
- [43] *Ochs, J., Hanisch, W.:* Unwuchterregte Lenkradbewegungen, In: Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn, Nr. 916 in VDI-Berichte, 1991
- [44] *Ohlendorf, J., Pfeffer, P., Bathelt, H., Wodtke, H.-W.:* Komfortsteigerung durch optimierte Kopplung von Aggregat- und Fahrwerkslagerung, In: ATZ 102 (2000) 5
- [45] *Pacejka, H.B., Bakker, E., Nyborg, L.:* Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies, SAE technical Paper Series 870421, Warrendale, 1987
- [46] *Pacejka, H.B., Bakker, E., Lidner, L.:* A New Tyre Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies, SAE technical Paper Series 890087, Warrendale, 1989
- [47] *Pfeifer, J.L., Liu, W.:* Introduction to Brake Noise & Vibration, SAE Annual Brake Colloquium and Exhibition, Dayton, 2002

- [48] *Rebstock, K., Haug, T.:* Neue Werkstofftechnologien für Bremsen. VDI-Verlag, Fortschrittberichte Reihe 12, Nr. 405, Düsseldorf 2001
- [49] Richmond, J.W., Kao, T.K., Douarre, A.: Brake disc hot spotting and thermal judder: an experimental and finite element study. International Journal Of Vehicle Design, Vol. 23, Nr. 3/4. 2000
- [50] *Robert Bosch GmbH (Hrsg.):* Konventionelle und elektronische Bremssysteme, 3. Auflage, Gelbe Reihe Kraftfahrzeugtechnik, 2003
- [51] *Robert Bosch GmbH:* Sensotronic Brake Control –Die neue, mechatronische Bremstechnologie, In Auto & Elektronik 2/2002
- [52] *Rompe, K., Heißing, B.:* Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen: Quer- und Längsdynamik, Köln, 1984
- [53] *Schanz, P., Krenkel, W.:* Description of the Mechanical and Thermal Behaviour of Liquid Siliconized C/C Proc. of the HT-CMC, ECCM6, 20 24, Bordeaux, 1993
- [54] Schiehlen, W.: Multibody Systems Handbook. Springer-Verlag, Berlin 1990
- [55] Schiffner, K., Brecht, J., Hohmann, C.: Simulation von Reibung und Verschleiß an Scheibenbremsbelägen, Universität Siegen, BBA Friction GmbH, Leverkusen, Siemens-AG, KWU, Mülheim a.d. Ruhr
- [56] *Schittenhelm, H.:* Verbundprojekt: Erkennen, Nutzen und Vermeiden nichtlinearer dynamischer Effekte; Teilvorhaben Bremsenrubbeln, DaimlerChrysler AG Forschung und Technologie Fahrzeugsystemdynamik Stuttgart, 2000
- [57] *Schmalfuβ, C.:* Theoretische und experimentelle Untersuchungen von Scheibenbremsen, VDI-Verlag, Fortschrittberichte Reihe 12, Nr. 494, Düsseldorf 2002
- [58] *Schreiber, U., Schindler, J.:* Simulation kompletter Kfz-Antriebstränge. In: ATZ 103 (2001) 6
- [59] Steffen, T., Bruns, R.: Hotspotbildung bei Pkw-Bremsscheiben. In: ATZ 100(1998)6

- [60] Takegawa, T., Ohara, T., Wakabayashi, Y.: Brake Judder and Shimmy Simulation Technology Development, Conference for virtual development of ride and handling characteristics for advanced passenger cars, Kanagawa Institute of Technology, Kanagawa, 2003
- [61] The MSC.Software Corporation (Hrsg.): Handbuch "Using ADAMS/Tire", 2002
- [62] Trepte, S.: Einlaufverhalten technischer Reibbeläge. In: ATZ 12/2001 Jahrgang 103
- [63] *Valvano, T., Lee, K.:* An Analytical Method to Predict Thermal Distortion of a Brake Rotor. SAE Technical Paper Series 2000-01-0445, Warrendale, 2000
- [64] *Weiss, D.:* Aktuelle Trends der Prüftechnik für Geräusch- und Schwingungsuntersuchungen an Fahrzeugbremsen, VDI-Verlag, Forschrittberichte Reihe 12, Nr. 373, Düsseldorf
- [65] Wycliffe, P.: Friction and Wear of Duralcan Reinforced Aluminium Composites in Automotive Braking Systems, Alca Int. Ltd., SAE Technical Paper Series 930187, Warrendale, 1993
- [66] Zomoter, A., Braess, H.-H., Rönitz, R.: Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen – Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre, In: ATZ 12/99 (Teil 1) und ATZ 3/100 (Teil 2), 1997/1998

## Internetquellen

[67] http://home.planet.nl/~annevelink/brakes.html: Brakes

## Normen und Richtlinien

- [68] DIN ISO 4138: Straßenfahrzeuge Stationäre Kreisfahrt, 1984
- [69] **DIN ISO 7401:** Straßenfahrzeuge Testverfahren für querdynamisches Übertragungsverhalten, 1989

- [70] DIN ISO 7975: Straßenfahrzeuge Bremsen in der Kurve, Testverfahren im offenen Regelkreis, 1985
- [71] **DIN ISO 9816:** Personenkraftwagen Lastwechselreaktionen eines Fahrzeugs bei Kreisfahrt, Testverfahren im offenen Regelkreis, 1993
- [72] **DIN 70000:** Straßenfahrzeuge Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten Begriffe, 1991
- [73] *ISO 8608:* Mechanical vibration Road surface profiles Reporting of measured data, 1995
- [74] *VDI Richtlinie 2057:* Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen, 2002