

Dipl.-Ing. Dr.techn. Daniel Wallner

Der Einfluss der Bremsbeläge auf das Bremsenquietschen

Schüttgut oder High-Tech Produkt? Eine kritische wirtschaftliche
und technische Analyse von Bremsbelägen

Diplomarbeit

Dipl.-Ing.

Studienrichtung:

Wirtschaftsingenieurwesen - Maschinenbau; Verkehrstechnik F748

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau

Institut für Fahrzeugtechnik

Member of Frank Stronach Institute

Institutsvorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Fischer

Betreuer: Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Mario Hirz

Graz, 01.04.2014

Gesperrt bis 01.04.2019



PORSCHE



Sperrvermerk

Die vorliegende Abschlussarbeit enthält zum Teil Informationen, die nicht für die Öffentlichkeit bestimmt sind. Alle Rechte an der Abschlussarbeit einschließlich der Verbreitung auf elektronischen Medien liegen bei der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG.

Abweichend hiervon darf der Inhalt der Abschlussarbeit während einer Sperrzeit von 5 Jahren ab dem Abgabedatum nur mit der ausdrücklichen schriftlichen Genehmigung der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG an Dritte weitergegeben werden. Nach Ablauf der Sperrzeit ist diese Genehmigung nicht mehr erforderlich.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

(Unterschrift)

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material, which has been quoted either literally or by content from used sources.

.....

(Date)

(Signature)

Kurzfassung

Seit Anfang des letzten Jahrhunderts werden Schwingungen in Bremssystemen untersucht. Es handelt sich dabei um selbsterregte Schwingungen, die auf Grund des Reibkontaktes entstehen. Der Bremsbelag spielt dabei eine zentrale Rolle, denn er beeinflusst maßgeblich den Reibwert, die Fadingstabilität und natürlich auch die Geräusche.

Der Bremsbelag ist ein Verschleißgegenstand und muss regelmäßig erneuert werden. Aus diesem Grund ist der Kostendruck auf die Hersteller von Bremsbelägen besonders hoch. Dies führt dazu, dass der Bremsbelag als Massenware gilt und eher als Schüttgut behandelt wird. Aus Sicht eines Premium-Sportwagen Herstellers ist der Bremsbelag einer jener Komponenten, bei welchen es noch ungenütztes Potential gibt, um die maximale Spreizung zwischen Performance und Komfort zu erreichen. Optimal wären Premium-Bremsbeläge, die eine gute Leistungsfähigkeit haben und gleichzeitig die Robustheit gegenüber Bremsgeräuschen erhöhen. Die Kosten für solche Bremsbeläge sind zwar höher, allerdings sind die Abstimmungskosten geringer und es werden weniger kostenintensive Sekundärmaßnahmen benötigt.

Die vorliegende Arbeit gibt einen Überblick über die Entwicklung von geräuscharmen Bremsen und stellt die dafür notwendigen Werkzeuge vor. Anschließend werden Eigenschaften der Bremsbeläge und die verschiedenen Bremsbelag-Analysemethoden vorgestellt. Bei einem Hersteller von Bremsbelägen wird eine gezielte Variation von Produktionsprozessparametern durchgeführt. Die erhaltenen Bremsbeläge werden in der vorliegenden Arbeit in Simulation, am Prüfstand und im Fahrzeug detailliert analysiert.

Das bis dato vermutete große akustische Potential bei Bremsbelägen kann mit dieser Untersuchung nachgewiesen werden. Die Erkenntnisse dieser Arbeit werden schlussendlich in den Entwicklungsprozess eingegliedert. Die vorliegende Arbeit liefert somit einen weiteren Beitrag zur Entwicklung geräuscharmer Bremsen.

Abstract

Since the beginning of the last century vibrations in brake systems are investigated. This involves self-excited oscillations, which arise due to the frictional contact. The brake pad plays a central role, because it significantly influences the friction coefficient, the fading stability and the noise behavior.

The pad is a wear part and needs to be replaced regularly. For this reason, the cost pressure on manufacturers of brake pads is very high. This means that the pad is mainly considered as a mass product and is rather handled as bulk material. From the perspective of a premium sports car manufacturer the brake pad is the point at which there is still a great unused potential to achieve the maximum spread between performance and comfort. Ideal conditions could be fulfilled by premium brake pads that have a good performance and that are able to increase the robustness against brake noise. The costs of such pads are higher, but the development costs and the number of necessary cost intensive secondary counter-measures can be reduced by an application of such devices.

The present paper gives an overview on the development of low-noise brakes and introduces the necessary tools therefore. Then brake pad characteristics and various pad analysis techniques are presented. Together with a manufacturer of brake pads a targeted variation of production process parameters is performed. The brake pads obtained are analyzed in simulation, on the test bench and in the vehicle in detail.

The current presumed great noise reduction potential of brake pads was verified by this study. The findings of this work are finally integrated into the development process of brake systems. Thus, the present work provides a further contribution to the development of low-noise brakes.

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung	i
Kurzfassung	i
Abstract.....	i
Inhaltsverzeichnis	ii
Formelzeichen und Abkürzungen	iv
1 Einleitung	1
1.1 Einführung.....	1
1.1.1 Das Bremssystem	2
1.1.2 Bremsen NVH	6
1.1.3 Maßnahmen gegen Bremsenquietschen	8
1.2 Motivation und Zielsetzung	9
1.3 Gliederung.....	11
2 Methodik.....	12
2.1 Minimalmodelle	12
2.1.1 Stick-Slip.....	13
2.1.2 Modenkopplung.....	15
2.2 NVH-Bremsenentwicklungsprozess und Methoden	17
2.2.1 Simulation: Komplexe Eigenwert Analyse (KEA).....	18
2.2.2 Experimentelle Methoden: Prüfstand.....	21
2.2.3 Experimentelle Methoden: Fahrversuch.....	24
3 Bremsbelag	26
3.1 Charakterisierung Bremsbelag.....	27
3.2 Produktionsprozess	31

4	Analyse und Ergebnisse	36
4.1	Variation Produktionsprozessparameter	37
4.2	Simulation	40
4.2.1	Voruntersuchung.....	40
4.2.2	Untersuchung der produzierten Grenzmuster-Bremsbeläge.....	42
4.3	Experiment	47
4.3.1	Prüfstand	47
4.3.2	Fahrversuch.....	47
5	Diskussion und abgeleitete Maßnahmen	50
5.1	Erkenntnisse und offene Potentiale	50
5.2	Paradigmenwechsel: Vom Schüttgut zum High-Tech-Produkt.....	50
5.3	Empfehlung Robustheitsanalyse Bremsbelag.....	52
6	Zusammenfassung.....	54
	Abbildungsverzeichnis	I
	Tabellenverzeichnis	II
	Literaturverzeichnis	III

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
<i>Abkürzungen</i>		
COP		Carry Over Part
DoE		Design of Experiments
DTV		Disc Thickness Variation
EF		Eigenfrequenz
ETEK		Elevated Temperature Elastic Constant
FEM		Finite Elemente Methode
KEA		Komplexe Eigenwertanalyse
GG		Grauguss
NVH		Noise, Vibration and Harshness
PCCB		Porsche Ceramic Composite Brake
PPP		Produktionsprozessparameter
SAE		Society of Automotive Engineers
SMP		Schwungmassenprüfstand
SNM		Squeal Noise Matrix
SPL		Sound Pressure Level

Lateinische Buchstaben

<i>d</i>	$N \cdot s/m$	Dämpfungskonstante
<i>E</i>	N/m^2	Elastizitätsmodul
<i>E</i>	$N \cdot m$	Energie
<i>g</i>	m/s^2	Erdbeschleunigung
<i>G</i>	N/m^2	Schermodul
<i>K</i>	μm	Kompressibilität
<i>k</i>	N/m	Federsteifigkeit
<i>m</i>	kg	Masse
<i>v</i>	m/s	Geschwindigkeit

Griechische Buchstaben

μ	-	Reibungskoeffizient
ν	-	Querkontraktionszahl
ω	[Hz]	(Kreis-) Frequenz

Indexe

g	Gleit-
h	Haft-
kin	kinetisch
max	maximal
rel	relativ

1 Einleitung

1.1 Einführung

Die heutige Automobilindustrie ist mit stetig steigenden Anforderungen an ihre Produkte konfrontiert. Die Fahrzeuge müssen immer leistungsstärker, komfortabler und sparsamer werden. Die Qualität, die Haltbarkeit und die Sicherheit der Fahrzeuge steigen ebenso. Ein Bereich bei der Entwicklung eines Fahrzeuges sind die sogenannten *Noise, Vibration and Harshness* (NVH) Eigenschaften. Dieses Themengebiet umfasst unter anderem störende Geräusche und spürbare Vibrationen im Fahrzeug [1].

Das Bremssystem spielt bei NVH-Themen eine wichtige Rolle. Die Aufgabe der Bremse ist die Fahrzeuggeschwindigkeit zu reduzieren. Dies erfolgt bei herkömmlichen Bremsen durch die Umwandlung der kinetischen Bewegungsenergie des Fahrzeuges in Wärme mittels Reibung zwischen den Bremsbelägen und der Brems Scheibe. Reibung zwischen relativ bewegten Bauteilen ist allerdings ein Anregungsmechanismus für Geräusche, wie folgende drei Beispiele verdeutlichen:

- **Quietschende Türen:** Beim Öffnen beziehungsweise Schließen von Türen kommt es zur Reibung innerhalb der Scharniere und somit zum Quietschen. Durch Absenkung des Reibwerts (z.B. ölen) kann dieses Geräusch eliminiert werden.
- **Schwingendes Weinglas:** Durch Reiben des Fingers entlang des Glasrandes kann ein Glas in der Eigenfrequenz zum Schwingen angeregt werden. Die Eigenfrequenz wird dabei durch den Füllungsgrad des Glases bestimmt. Der Reibwert muss dabei in einem bestimmten Bereich liegen und wird über die Befeuchtung des Fingers eingestellt.
- **Kreide auf Tafel:** Beim Schreiben mit Kreide auf einer Tafel kann ein äußerst unangenehmes Geräusch entstehen. Durch Absenkung des Reibwerts (feuchte Kreide und/oder Tafel) kann dies verhindert werden.

Die diesen Effekten zugrunde liegenden Mechanismen werden später im Kapitel 2.1 detailliert beschrieben.

1.1.1 Das Bremssystem

Im Rahmen dieser Arbeit werden nur Bremssysteme mit Scheibenbremsen und Festsättel betrachtet. Eine Beschreibung alternativer Bremssysteme, wie die Trommelbremse oder anderen Bauarten der Bremssättel (z.B. Faustsattel), findet man in verschiedenen Fachliteraturen wie z.B. [2, 3]. Abbildung 1.1. zeigt eine Explosionsdarstellung eines Scheibenbremssystems inklusive der Lagerung. Diese besteht aus dem Radträger mit dem eingepressten Radlager und der Radnabe. Ein Hitzeschutzblech ist notwendig, um die Bauteile in Richtung Fahrzeuginnenseite von der heißen Bremsscheibe zu schützen.

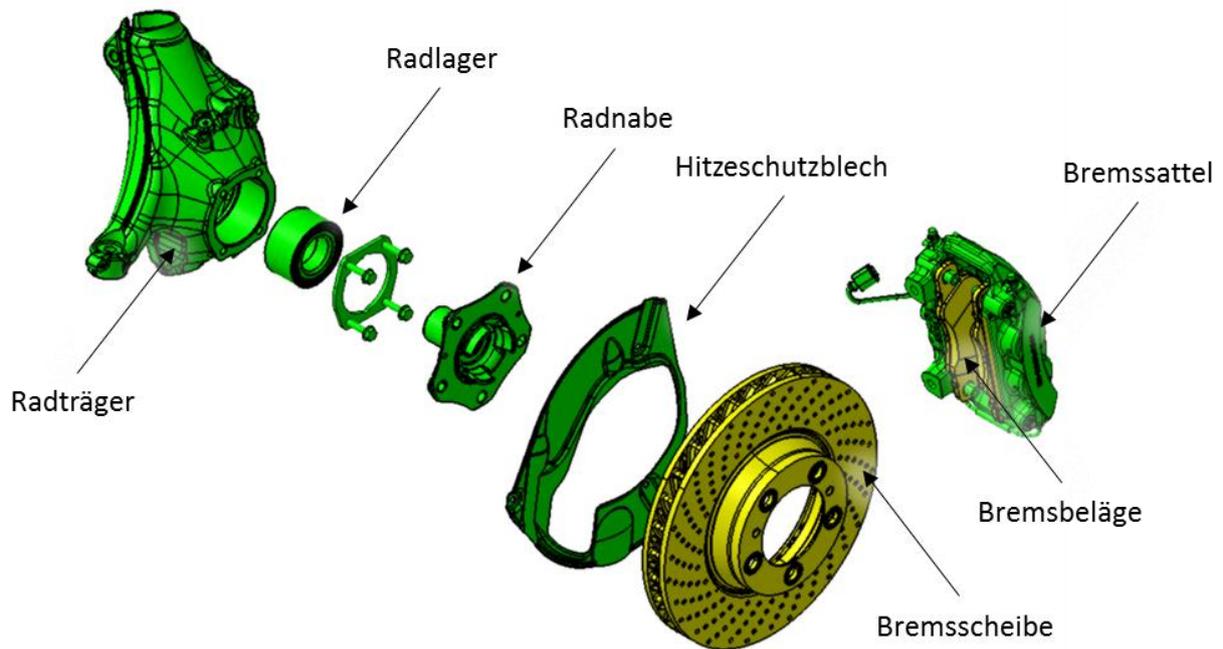


Abbildung 1.1.: Explosionsdarstellung Bremssystem

Das Scheibenbremssystem besteht aus drei wesentlichen Komponenten:

- **Bremsscheibe:** Diese ist der zentrale Bauteil des Bremssystems, der mit dem rotierenden Rad verbunden ist. Die klassische Bremsscheibe besteht aus Grauguss (GG).
- **Bremsbeläge:** Diese werden gegen die Bremsscheibe gepresst. Durch die Reibung entsteht ein Bremsmoment. Es erfolgt die Umwandlung von kinetischer Energie in Wärmeenergie. Eine detaillierte Beschreibung des Bremsbelages erfolgt in Kapitel 3.
- **Bremssattel:** Er dient als Lagerung für die Bremsbeläge und presst diese mittels Bremskolben und hydraulischem Druck gegen die Scheibe.

Die Grundauslegung der Bremse wird hauptsächlich von der maximal erreichbaren kinetischen Energie des Fahrzeuges bestimmt. Die maximale kinetische Energie E_{kin} hängt direkt

vom maximalen Fahrzeuggewicht m_{\max} und der maximal erreichbaren Fahrgeschwindigkeit v_{\max} ab:

$$E_{\text{kin}} = \frac{m_{\max} \cdot v_{\max}^2}{2} \quad (1.1)$$

Die erreichbare Fahrgeschwindigkeit ist unter anderem abhängig von der Leistung des Motors. Abbildung 1.2 zeigt chronologisch dargestellt die Entwicklung von Fahrzeuggewicht und maximaler Motorleistung der letzten 50 Jahre. Der stetige Anstieg an Leistung und Gewicht führt zu immer leistungsfähigeren Bremsen.

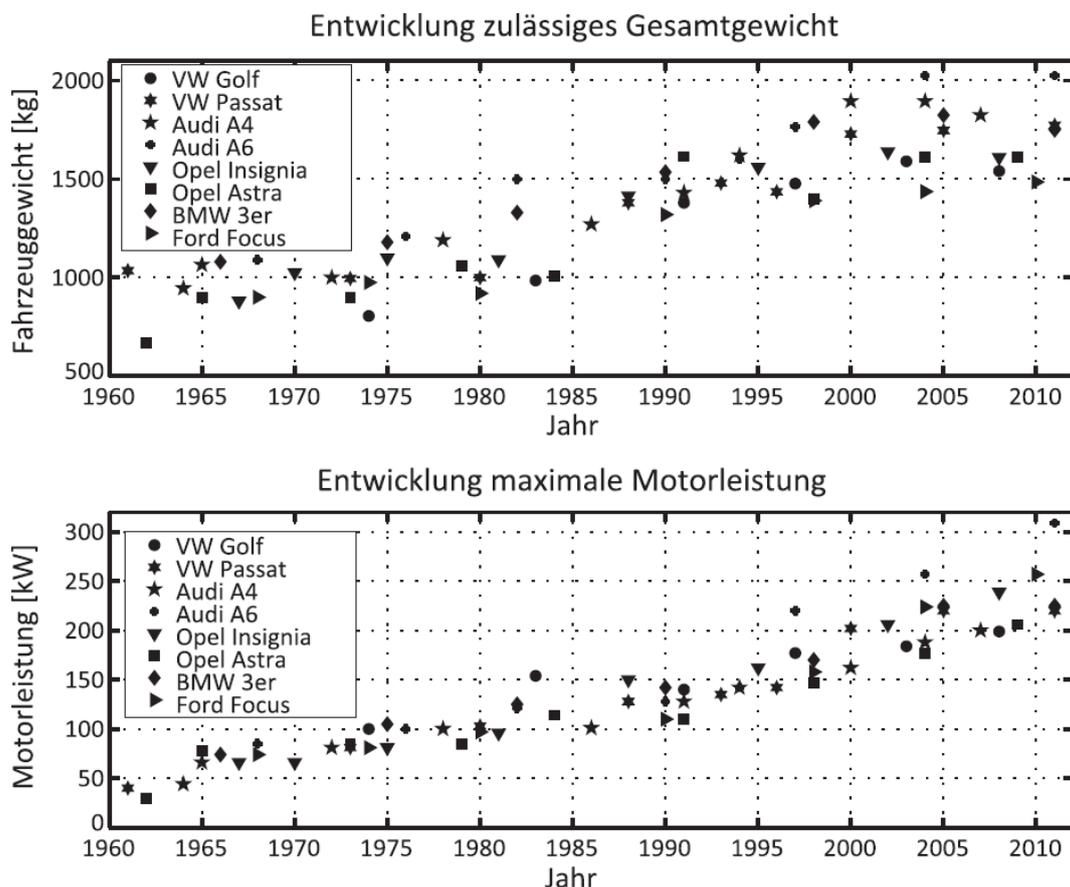


Abbildung 1.2.: Zeitliche Entwicklung des Fahrzeuggewichtes und der Motorleistung [1]

Leistungsfähigere Bremsen sind im Allgemeinen größer und schwerer. Bei einer größeren Bremsscheibe wirkt die resultierende Reibkraft auf einem größeren Radius. Dadurch ist der Hebelarm der Reibkraft und somit das Bremsmoment größer. Durch zusätzliches Gewicht kann die Bremsscheibe mehr Wärmeenergie aufnehmen. Es kann daher mehr kinetische Energie in Wärme umgewandelt werden.

Bei einem unterdimensionierten Bremssystem kommt es zu einer zu hohen thermischen Belastung. Dies führt zu irreversiblen Schäden im Bremssystem (z.B. Materialumwandlung

des Brems Scheibenwerkstoffes). In Abbildung 1.3 ist exemplarisch die Entwicklung des Bremssystemgewichtes für die Porsche 911 Turbo Modelle dargestellt.

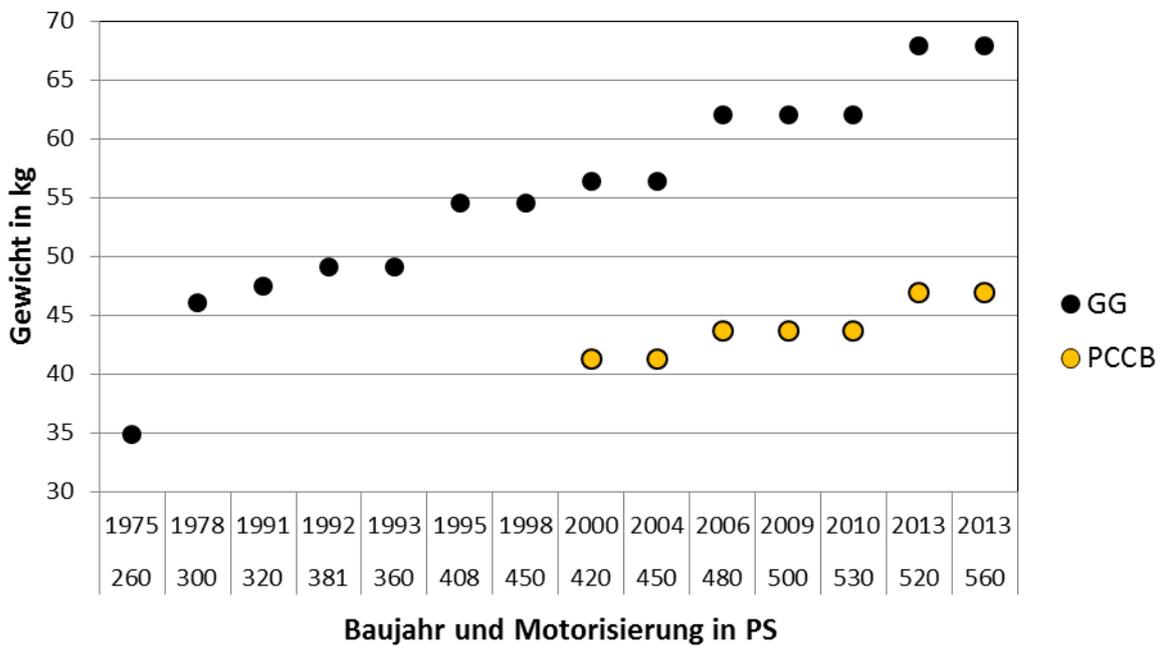


Abbildung 1.3.: Entwicklung des Gewichtes der Bremsanlage der Porsche 911 Turbo Modelle

Es ist ersichtlich, dass durch die stetig steigende Motorleistung die Bremsanlagen ebenso leistungsfähiger und somit schwerer werden müssen. Schwere Brems Scheiben stehen allerdings im Widerspruch zum Leichtbau. Eine Möglichkeit zur Umsetzung des Leichtbaus ist die Verwendung alternative Werkstoffe. Dies führte zur Entwicklung von Keramikbremsen (PCCB, Porsche Ceramic Composite Brake) anstelle von Grauguss, siehe Abbildung 1.4. Die Gewichtsreduktion gegenüber GG Brems Scheiben ist in Abbildung 1.3 dargestellt.



Abbildung 1.4.: PCCB Bremssystem

Bremsscheiben können in zwei Bereiche unterteilt werden. Einerseits in den Reibring (1), dies ist der Bereich an dem die Reibung mit dem Bremsbelag stattfindet. Andererseits in den Topf (2), der das Verbindungsstück zwischen Reibring und Radlager ist. Bei Keramikbrems-scheiben sind Topf und Bremsscheibe zwei getrennte Bauteile, die mittels unterschiedlichen Verbindungselementen verbunden sind.

Der Topf besteht aus Stahl beziehungsweise aus Aluminium. Bei PCCB Scheiben ist diese ge-trennte Bauweise notwendig, da der Topf nicht aus Keramik gefertigt werden kann. Bei GG Scheiben wird diese getrennte Bauweise in Verbindung mit Aluminiumtöpfen als Maßnahme zur weiteren Gewichtsreduktion verwendet.

Durch gezielte Belüftung wird die Wärmeabfuhr verbessert. Damit ist ein geringeres Brems-scheibengewicht notwendig. Die Belüftung wird mittels zweier Maßnahmen umgesetzt:

1. Einsatz von innenbelüfteten Bremsscheiben, siehe Abbildung 1.5.



Abbildung 1.5.: Verschiedene Kühlkanal- Designs von innenbelüfteten Bremsscheiben [1]

2. Durch spezielles Design des Fahrzeug-Unterbodens, des Radträgers und mittels Len-kerspoilern wird die Luft gezielt zur Bremsscheibe geleitet und das System optimal gekühlt, siehe Abbildung 1.6.



Abbildung 1.6.: Gezielte Bremsscheiben-Belüftung

1.1.2 Bremsen NVH

Schwingungen in Bremssystemen werden unterteilt hinsichtlich ihrer Frequenz und Anregungsart. Abbildung 1.7 gibt eine Übersicht über die folgend erläuterten Geräuschphänomene.

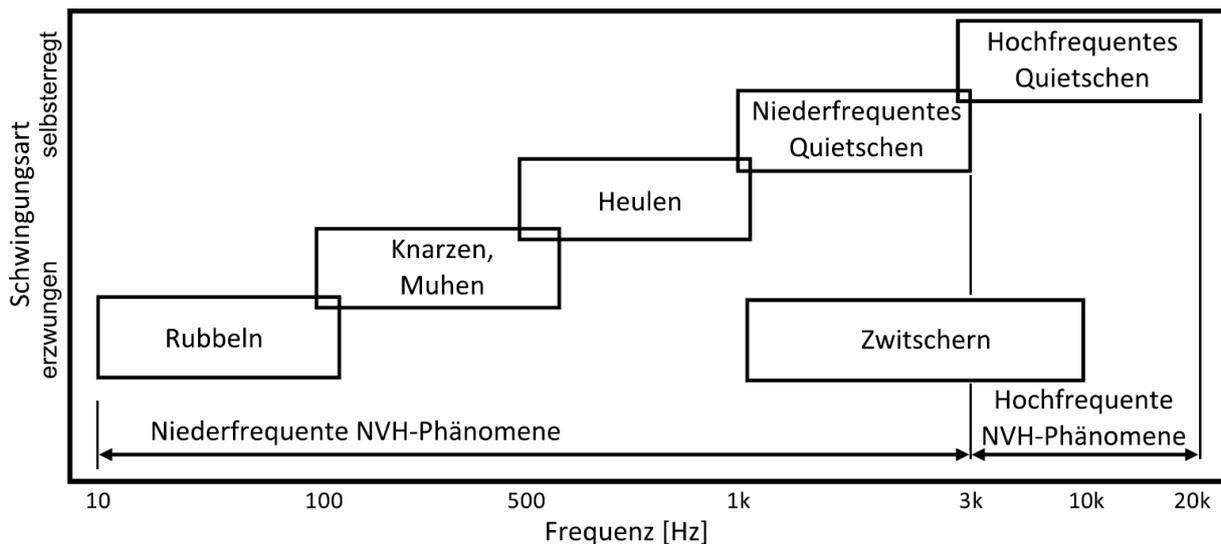


Abbildung 1.7.: Übersicht Bremsgeräusche, adaptiert von [4, 5, 6]

Die Unterteilung der Schwingungen im Bremssystem erfolgt hinsichtlich der Schwingungsart und dem Frequenzbereich:

Schwingungsarten:

- **Erzwungene Schwingung:** In diesem Fall wird die Schwingung von extern angeregt. Zum Beispiel kommt es durch Fertigungstoleranzen der Bremsscheibe zu Schwankungen in der Dicke (engl. „Disc Thickness Variation“, DTV). Bei Rotation der Scheibe kommt es dadurch zu einer regelmäßigen sinusförmigen Anregung. Die Frequenz der Anregung entspricht der Rotationsgeschwindigkeit des Rades.
- **Selbsterregte Schwingung:** Sie gelten als Spezialfall der freien Schwingungen. Es gibt keine Anregung von extern. Ein Kennzeichen für einen selbsterregungsfähigen Schwinger ist das Vorhandensein einer Energiequelle. Aus dieser kann der Schwinger im Takt seiner Eigenfrequenz Energie entnehmen. Das schwingende System steuert daher seine Anregung selbst. Diese Energie gleicht etwaige Verluste durch Dämpfung aus. Im Falle eines schwingenden Bremssystems ist diese Energiequelle die Reibung zwischen Bremsscheibe und Bremsbelag [7].

Schwingungen im Bremssystem:

- **Rubbeln:** Die Frequenz von diesem Schwingungsphänomen liegt im Bereich von 10 Hz bis 100 Hz und hängt von der Geschwindigkeit des Fahrzeuges ab. Es ist daher eine erzwungene Schwingung. Meist sind Schwankungen der Bremsscheibendicke (DTV) für dieses Phänomen verantwortlich. DTVs können aus der Produktion stammen, aber auch durch thermische (Über-) Belastung hervorgerufen werden. Dabei entstehen auf der Bremsscheibe sogenannte „Hot Spots“ aufgrund einer ungleichmäßigen Abfuhr der Wärmeenergie [8].
- **Knarzen und Muhen:** Bei sehr niedrigen Geschwindigkeiten, beziehungsweise beim Lösen der Bremse wird das Bremssystem durch ständigen Übergang zwischen Haften und Gleiten (engl. „Stick-Slip“) angeregt. Der Frequenzbereich ist zwischen 100 Hz und 500 Hz. Die Amplitude der Stick-Slip-Schwingung ist von der Reibkennlinie des Systems abhängig [9].
- **Heulen:** Dieses Phänomen ähnelt dem Muhen, liegt allerdings in einem höherem Frequenzbereich von 500 Hz bis 1 kHz [10].
- **Zwitschern:** Dabei handelt es sich um eine Überlagerung mehrerer hochfrequenter Schwingungen mit Frequenzen zwischen 1 kHz und 10 kHz. Da es keine dominierende Frequenz gibt, können NVH-Gegenmaßnahmen nur schwer abgestimmt werden.
- **Niederfrequentes Quietschen:** Vor allem bei niedrigen Geschwindigkeiten und kleinen Bremsdrücken kommt es zur Anregung des Bremssystems. Dabei kommt es zur Moden-Kopplung zweier (Eigen-) Schwingformen. Die selbsterregte Schwingung er-

reicht einen Grenzyklus, bei dem sich die Dämpfung des Systems und die Anregung aufheben. Der Frequenzbereich umfasst 1 kHz bis 3 kHz. Die Schwingform der Brems-scheibe entspricht meistens einer sogenannten „Out-of-Plane“ Schwingform. Der Reibring schwingt dabei normal zu seiner Oberfläche, daher aus der Oberfläche her-aus. Diese Schwingungen liegen im Bereich der höchsten Sensitivität des menschl-ichen Gehörs (0.5 kHz bis 4 kHz) [11].

- **Hochfrequentes Quietschen:** Entspricht weitestgehend dem niederfrequenten Quietschen. Der Frequenzbereich liegt zwischen 3 kHz und 20 kHz. Verstärkt treten „In-Plane“ Schwingungen der Brems-scheibe in den Vordergrund. Die Oberfläche des Reibrings schwingt dabei planar, daher in der Oberflächenebene.

1.1.3 Maßnahmen gegen Bremsenquietschen

Die Optimierung gegen Bremsgeräusche erfolgt erst nachdem die Funktion und Leistung der Bremse gewährleistet ist. Verbreitete Gegenmaßnahmen sind dabei zunächst Bauteilbezo-gen, müssen allerdings anschließend immer auf das Gesamtsystem abgestimmt werden:

- **Bremsscheibe:** Durch geometrische Änderungen (zum Beispiel Dimensionen und Kühlkanal-Design) können die Eigenfrequenzen signifikant verschoben werden. Dadurch wird eine Kopplung verhindert. Allerdings können in einem späten Projekt-zeitpunkt die Dimension der Brems-scheibe nicht mehr verändert werden, da dadurch auch andere Teile des Bremssystems verändert werden müssten. Deshalb beziehen sich die meisten Änderungen auf das Kühlkanal-design. Auf Grund des hohen Fre-quenzbereiches ist die Modendichte sehr hoch. Es besteht daher immer die Gefahr, dass durch das Verschieben einer problematischen Eigenfrequenz ein Quietschprob-lem gelöst wird, aber ein neues entsteht.
- **Bremssattel:** Mittels Tilgermassen werden die Eigenfrequenzen von Bremssattel ver-schoben. Das Hinzufügen von Massen steht allerdings im Widerspruch zum Leicht-bau. Aus diesem Grund werden mittels gezielter struktureller Eingriffe am Bremssat-tel die Steifigkeitsverteilung und somit die Eigenfrequenzen verändert. Ein Beispiel dafür sind Versteifungsrippen.
- **Bremssattel:** An diesem Bauteil gibt es die meisten Maßnahmen gegen Bremsgeräu-sche. Mittels Tilgermassen am Bremssattel oder durch Variation der Rückenplatten-dicke kann das System deutlich verstimmt werden. Mittels Abschrägungen (engl. „Chamfer“) wird der resultierende Druckpunkt am Bremssattel beeinflusst. Zur Erhö-hung der Dämpfung werden auf die Rückenplatte Dämpfungsbleche (engl. „Shims“) geklebt, beziehungsweise geklippt („Clip-on“ Shims). Eine weitere Variante ist das

Einbringen zusätzlicher Dämpfung in der untersten Schicht des Bremsbelagsmaterials (engl. „Underlayer“).

1.2 Motivation und Zielsetzung

Bremsgeräusche werden von Kunden, vor allem im Premiumsegment, nicht toleriert. Zusätzlich werden die Fahrzeuge immer leiser. Bei Hybridfahrzeugen mit Elektroantrieb, die teilweise rein elektrisch fahren, ist das Fahrzeug nahezu geräuschfrei. Daher sind die Bremsgeräusche leichter hörbar. Zusätzlich wird die Bremse in Zukunft im normalen Fahrbetrieb weniger als bisher verwendet werden, da die Bremsung über Elektromotoren und Rekuperation erfolgen kann. Allerdings reduziert sich dadurch der selbstreinigende Effekt durch das Bremsen, die Bremsscheibe verschmutzt und korrodiert. Das Bremssystem ist durch den ungleichmäßigen Kontaktzustand und den stark unterschiedlichen Reibwerten innerhalb des Kontaktes akustisch kritischer.

Aus diesem Grund ist ein großer Aufwand notwendig, um eine robust geräuscharme Bremse zu entwickeln. Der Bremsbelag spielt dabei eine große Rolle und kann das NVH-Verhalten maßgeblich beeinflussen, sowohl negativ als auch positiv. Dieses NVH-Potential des Bremsbelags ist allerdings noch weitgehend unbekannt. Auf Grund des Basismaterials (bestehend aus mehr als 30 Komponenten) und der Fertigungsmethoden kommt es zu einer großen Streuung der Eigenschaften.

Während der Entwicklung kann die Varianz dieser Eigenschaften nicht abgedeckt werden. Auf Grund der geringen Stückzahl erfolgen die Fertigung der Bremsbeläge für die Prototypen und die Untersuchungen bezüglich Geräuschentwicklung meist im Technikum¹ und nicht auf den Serienproduktionsanlagen. Erst bei Serienanlauf stehen Bremsbeläge aus der Serienproduktion zur Verfügung.

Das Grundproblem in der NVH-Entwicklung ist, dass die Robustheit eines Systems nicht bekannt ist. Zwar gibt es zahlreiche Simulationen, Prüfstandtests und Abnahmefahrten am Fahrzeug. Allerdings wird nur ein kleiner Bereich der möglichen Varianz im System beleuchtet. Dies ist in Abbildung 1.8 links dargestellt.

¹ Bezeichnet in der chemischen Industrie eine Einrichtung der Forschung und Vorproduktion.

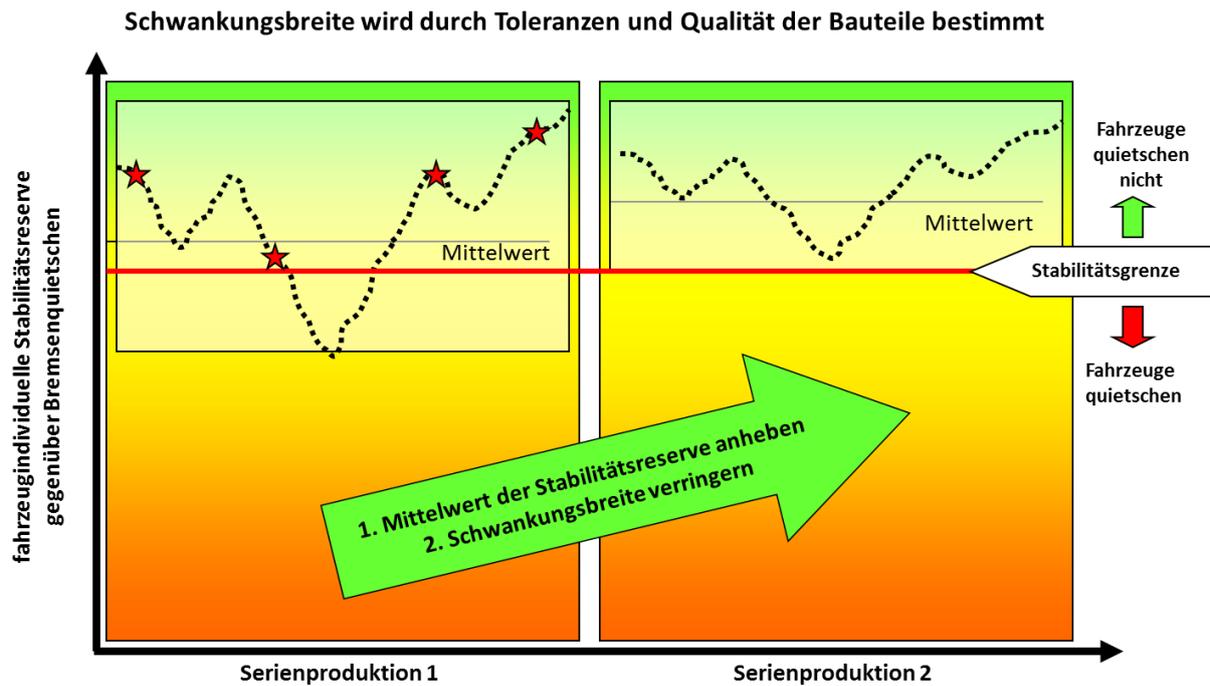


Abbildung 1.8.: Einfluss von Bauteil-Streuung auf Bremsgeräusche [12]

Die schwarz-punktierte Kurve gibt die fahrzeugindividuelle Stabilitätsreserve verschiedener Fahrzeuge einer Serie an. Auf Grund der großen Anzahl an toleranzbehafteten Bauteilen² gibt es quasi keine zwei gleichen Fahrzeuge. Bei der ersten Serienproduktion werden beispielsweise zwischendurch Bremsbeläge an den Toleranzgrenzen geliefert. Dadurch kommt es teilweise zu ungünstigen Bauteilkombinationen und zu einem Unterschreiten der Stabilitätsgrenze. Daher liegt die individuelle (negative) Stabilitätsreserve dieser Fahrzeuge unterhalb der Stabilitätsgrenze und es gibt akustisch auffällige Fahrzeuge.

In der Entwicklung gibt es allerdings nur eine limitierte Anzahl an Fahrzeugen und Bauteilkombinationen. Diese könnten beispielsweise den mittels Stern markierten Fahrzeugen der Serienproduktion 1 entsprechen. In diesem Fall gibt es in der Entwicklung keine auffälligen Fahrzeuge. Alle Fahrzeuge haben eine positive Stabilitätsreserve. Da die limitierte Anzahl an Entwicklungsfahrzeugen nicht das ganze Spektrum der möglichen Stabilitätsreserven abdeckt, könnte es in der Serie zu Auffälligkeiten kommen.

Um dieses Problem zu vermeiden kann erstens der Mittelwert der Stabilitätsreserve mittels teurer Gegenmaßnahmen angehoben werden. Die zweite Möglichkeit ist, die Schwankungsbreite zu reduzieren. Dafür ist es notwendig, die Toleranzen der Bauteile einzuschränken und somit die Qualitätsansprüche an die Bauteile zu erhöhen. Beide Möglichkeiten sind in Abbildung 1.8 rechts dargestellt.

² Sattel, Scheibe, Bremsbeläge, Radträger und Fahrwerksbauteile.

Aus Sicht der NVH-Entwicklung wäre es ideal, den, auf NVH bezogen, technisch schlimmsten Fall abstimmen zu können. Dadurch wäre eine maximale Robustheit gewährleistet, bei gleichzeitiger minimaler Verwendung teurer Gegenmaßnahmen. Bis dato ist es aber nicht möglich, den Bremsbelag mit den schlechtesten akustischen Eigenschaften a priori zu detektieren und für die Abstimmung zu verwenden.

Die Motivation für diese Arbeit entstand aus einem Serienentwicklungsprojekt heraus. Dabei zeigte das Bremssystem am Anfang der Entwicklung keine Bremsgeräusche. Beim Umstieg der Bremsbelagsproduktion von der Prototypenfertigung auf die Serienfertigung kam es allerdings bei der Freigabepfung vermehrt zu Bremsgeräuschen. Darum galt es vor dem Anlauf der Fahrzeug-Serienfertigung eine detaillierte Analyse dieses Bremssystems durchzuführen und geeignete NVH-Maßnahmen abzuleiten und umzusetzen. Dies erfolgt im Rahmen der vorliegenden Arbeit.

1.3 Gliederung

Die Arbeit ist in sechs Kapitel aufgeteilt. Kapitel 1 enthält eine Einführung in die Thematik des Bremsenquietschens. Zusätzlich erfolgt die Beschreibung der wichtigsten Bauteile von Bremssystemen und es wird auf mögliche Maßnahmen gegen Bremsenquietschen eingegangen.

Kapitel 2 beschreibt verschiedene methodische Ansätze zur Untersuchung des Bremsenquietschens. Zum Aufbau eines grundlegenden Verständnisses der vorliegenden Mechanismen werden zunächst zwei Minimalmodelle beschrieben und analysiert. Des Weiteren erfolgt die Beschreibung der verwendeten Werkzeuge und Methoden im NVH-Bremesenentwicklungsprozess.

In Kapitel 3 erfolgt die detaillierte Beschreibung des Bremsbelag-Produktionsprozesses. Des Weiteren werden der Aufbau von Bremsbelägen und deren verschiedene Analysemöglichkeiten aufgezeigt.

Die durchgeführte Analyse und die gewonnenen Ergebnisse werden in Kapitel 4 dargestellt. Es wird auf die Ergebnisse aus der Simulation, den Prüfstands-Untersuchungen und dem Fahrversuch eingegangen.

Im Kapitel 5 folgt die Diskussion der Ergebnisse und Erkenntnisse. Darüber hinaus wird auf die abgeleiteten Maßnahmen eingegangen, die schlussendlich in den NVH-Bremesenentwicklungsprozess integriert werden. In diesem Kapitel erfolgt zusätzlich die kritische Betrachtung der Bedeutung von Bremsbelägen, die meistens wie Schüttgut behandelt werden.

Kapitel 6 enthält die Zusammenfassung. Es wird nochmals auf die wichtigsten Ergebnisse und Erkenntnisse eingegangen und die abgeleiteten Maßnahmen werden beschrieben.

2 Methodik

Das folgende Kapitel soll die Grundlagen für die anschließende Analyse aufbereiten. Zunächst wird auf zwei Minimalmodelle eingegangen und es werden die Themen der selbsterregten Schwingung und der Modenkopplung erläutert. Im Anschluss daran werden die vorhandenen Entwicklungswerkzeuge hinsichtlich Simulation und Experiment im Detail vorgestellt.

2.1 Minimalmodelle

Es gibt eine Vielzahl an Veröffentlichungen mit Minimalmodellen zur Erklärung von Bremsenquietschen, siehe beispielsweise [13]. Bei fast allen Modellen ist das Bremsenquietschen eine instabile Schwingform eines selbsterregten Schwingers. Über die Reibungskraft wird die Energie in das System eingebracht. Die instabilen Schwingformen erreichen einen Grenzzyklus, bei dem die pro Zyklus gewonnene Energie aus dem Reibkontakt dem Verlust durch die Dämpfung entspricht.

Die verschiedenen Minimalmodelle werden verwendet, um unterschiedliche Instabilitätsmechanismen zu beschreiben. Die bekanntesten Mechanismen sind:

- **Stick-Slip:** Alternierendes Haften und Gleiten eines Körpers auf einer Reibfläche. Es kommt zur sägezahnförmigen Bewegung des Körpers.
- **Negative Reibkennlinie:** Im Allgemeinen gilt, dass der Reibkoeffizient unabhängig von der Geschwindigkeit ist. Bei dieser Theorie wird allerdings davon ausgegangen, dass die Reibung bei niedrigen Geschwindigkeiten von dieser abhängig ist. Dadurch gibt es quasi einen stetigen Übergang von Gleitreibung zu Haftreibung. Dabei gibt es lineare (z.B. [14]) bis hin zu komplexe nichtlineare semi-physikalische (z.B. [15]) Ansätze für die Reibgesetze.
- **Modenkopplung:** Durch den Reibkontakt werden zwei, in ihrer Frequenz ähnliche, Eigenmoden gekoppelt und es kommt zu einer gemeinsamen Schwingform.
- **Follower Forces:** Durch die Verschiebungen von Bremsbelägen und Brems Scheibe, beispielsweise durch Dickenschwankungen der Brems Scheibe (DTV), kommt es zu einer Auslenkung der resultierenden Reibkraft. Die zyklische Auslenkung führt dann zur Anregung des Systems.

- **Sprag-Slip:** Diese Theorie erklärt das Quietschen beim Schreiben mit Kreide auf einer Tafel. Durch schräges Halten der Kreide haftet diese, verkeilt und verspannt sich (engl. „sprag“). Ab einem bestimmten Kraftniveau kann die Kreide brechen, oder sich schlagartig entspannen und dabei gleiten. Diese schlagartige gleitende Bewegung führt zur Anregung der Tafel und somit zum quietschenden Geräusch.

2.1.1 Stick-Slip

Abbildung 2.1 zeigt das einfachste Modell zur Erklärung des Stick-Slip Effektes. Eine Blockmasse m ist mittels einer Feder k und eines Dämpfers d in x -Richtung gelagert. Unterhalb des Blockes befindet sich ein Förderband, welches sich mit einer Geschwindigkeit v bewegt. Zwischen Block und Förderband gibt es Reibung μ . Diese wird allerdings in einen Haftreibwert μ_h und einen kleineren Gleitreibwert μ_g unterschieden.

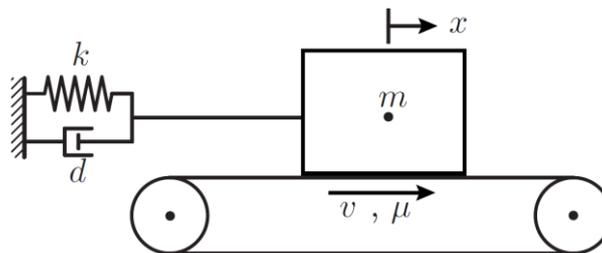


Abbildung 2.1.: Minimal-Model Stick-Slip [1]

Abhängig von der Relativgeschwindigkeit v_{rel} zwischen der Geschwindigkeit des Förderbandes v und der abgeleiteten Auslenkung des Blocks \dot{x} ,

$$v_{\text{rel}} = v - \dot{x} \quad (2.1)$$

haftet oder gleitet die Blockmasse auf dem Förderband. Unter Berücksichtigung der Schwerkraft mit der Erdbeschleunigung g gelten die Bewegungsgleichungen für Gleiten und Haften:

Gleiten:
$$\ddot{x} + \frac{d}{m}\dot{x} + \frac{k}{m}x = -g \cdot \mu_g \cdot \text{sign}(v_{\text{rel}}) \quad (2.2)$$

Haften: $\dot{x} = v$ wenn
$$m \cdot g \cdot \mu_h \leq |d \cdot \dot{x} + k \cdot x| \quad (2.3)$$

In Abhängigkeit vom Startwert können sich zwei unterschiedliche Bewegungen ergeben:

1. Die Bewegung startet in Nähe des Gleichgewichtes. In diesem Fall gibt es eine abklingende freie Schwingung bis das System die Gleichgewichtslage erreicht. Dies ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Das System hat daher am Anfang zu wenig Energie, um den „Schalter“ für die Energiezufuhr aus der Quelle (Förderband) zu aktivieren. Die Schwingung wird daher bis zur Erreichung der Ruhelage, beziehungsweise des Gleichgewichtszustandes gedämpft.

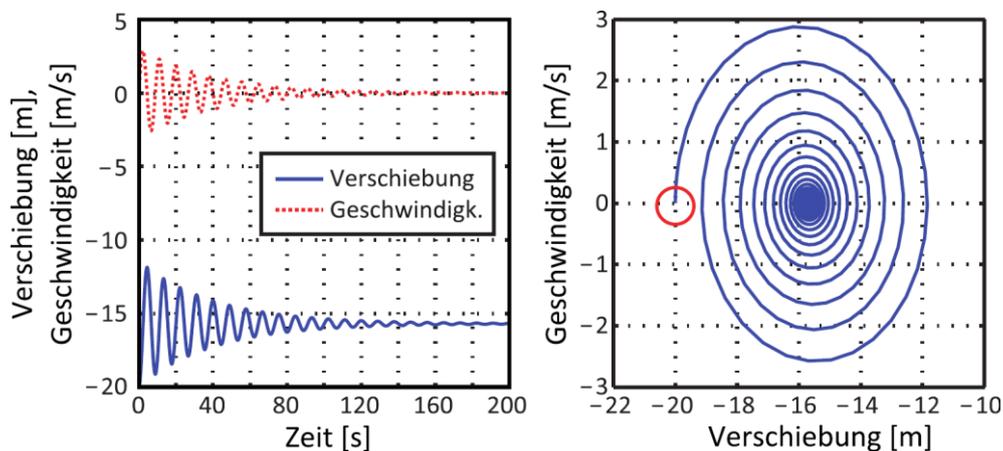


Abbildung 2.2.: Stick-Slip stabile Bewegung

Die linke Seite der Abbildung 2.2 zeigt den Verlauf der Bewegung (Verschiebung und Geschwindigkeit). Auf der rechten Seite ist das dazugehörige Phasendiagramm dargestellt. Der Startpunkt ist mit einem Kreis markiert. Allgemein ist anzumerken, dass Bewegungen im Phasendiagramm immer im Uhrzeigersinn laufen müssen.

2. Eine Veränderung in der Startbedingung führt zu der in Abbildung 2.3 dargestellten Bewegung. Es wird nur die Startposition verschoben, ansonsten werden keine Parameter verändert. In diesem Fall ist die Anfangsenergie des Systems groß genug, so dass der Schwinger am Förderband haften bleibt. Dadurch kann dieser genug Energie für dessen nächsten Zyklus gewinnen. Das Förderband ist daher die Energiequelle der Schwingung. Obwohl keine externen Kräfte auf den freien gedämpften Schwinger wirken, gibt es eine Schwingung in einem Grenzyklus. Auf der linken Seite der Abbildung 2.3 sieht man das klassische Sägezahnprofil, das sich bei einer Stick-Slip Schwingung einstellt. Der Grund dafür ist der Wechsel zwischen Haften und Gleiten während einem Zyklus.

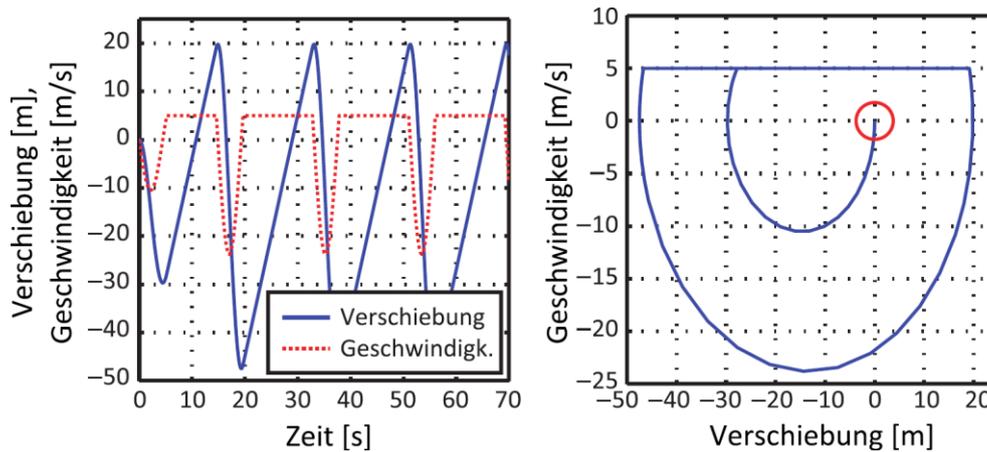


Abbildung 2.3.: Stick-Slip instabile Bewegung

Das dargestellte Stick-Slip Modell zeigt das prinzipielle Verhalten von selbsterregten Schwingungen. Ein vollständiger Übertrag von diesem einfachen Einmassen-Schwinger auf ein komplexes Bremssystem ist kaum möglich. Trotzdem kann aber das Prinzip auf dieses übertragen werden. Die Masse stellt dabei den Bremsbelag dar, das Förderband die Bremsscheibe und die Lagerung (Bremsattel, Radträger, Fahrwerk) wird durch die Feder und den Dämpfer abgebildet.

Die Theorie der Stick-Slip Schwingungen wird hauptsächlich zur Erklärung von Knarzen und Muhen verwendet. Ein Übertrag auf das Bremsenquietschen ist nicht möglich, da die Relativgeschwindigkeit zu groß ist und daher immer der 1. Fall (abklingende Schwingung) auftreten würde [16].

2.1.2 Modenkopplung

Bei diesem Instabilitätsmechanismus koppeln sich zwei Moden zu einer gemeinsamen Schwingform. Abbildung 2.4 zeigt ein solches Modell. Darin beschreibt k_y die Kontaktsteifigkeit. Die Steifigkeiten k_x, k_1 und die Dämpfungen d_x, d_y bilden die Lagerung der Blockmasse ab.

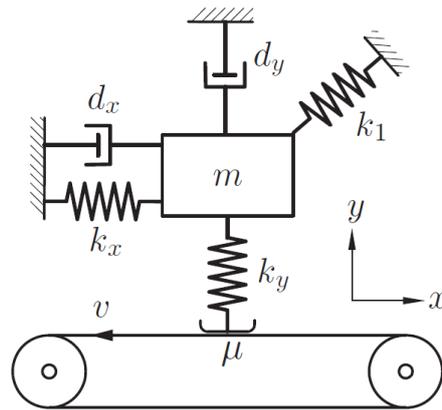


Abbildung 2.4.: Modenkopplung Minimalmodell [17]

Durch das Förderband mit der Geschwindigkeit v gibt es eine Reibkraft proportional zum Reibkoeffizienten μ in x -Richtung, in die sich auch die Blockmasse m bewegt. Durch die Bewegung gibt es eine Reaktionskraft in Feder k_1 mit einer x - und einer y -Komponente. Somit kommt es zu einer Kopplung der Bewegung in den beiden Koordinatenrichtungen.

Die Bewegungsgleichung zu diesem Modell lautet:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_x & 0 \\ 0 & d_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_x + \frac{1}{2}k_1 & -\frac{1}{2}k_1 + \mu k_y \\ -\frac{1}{2}k_1 & k_y + \frac{1}{2}k_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = 0 \quad (2.4)$$

Durch die 45° Anordnung der Koppelfeder k_1 gibt es eine Kopplung der Bewegungen beider Koordinatenrichtungen. Die Steifigkeitsmatrix ist auf Grund der Reibung asymmetrisch. Von diesem System können die Eigenmoden berechnet werden, welche durch die Asymmetrie komplex sind und somit einen Real- und einen Imaginärteil besitzen. Diese Berechnung findet im Frequenzbereich statt.

Der Imaginärteil entspricht dabei der Frequenz, der Realteil der Dämpfung der jeweiligen Mode. Instabile Moden zeichnen sich durch eine negative Dämpfung aus. Das System ist nicht mehr positiv gedämpft und klingt ab, sondern schwingt sich bis zu einem gewissen Grenzyklus selbsterregt auf. Der Realteil gibt die Anfachungsrate der jeweiligen Mode an. Über die Berechnung im Frequenzbereich kann keine Aussage über die erreichte Amplitude des Grenzyklus getroffen werden.

Abbildung 2.5 zeigt das Ergebnis der Modenkopplung für das Minimalmodell aus Abbildung 2.4 [17]. Die zwei Eigenfrequenzen sind dimensionslos bezogen auf die erste Eigenfrequenz ω_1 dargestellt. Man erkennt, wie sich die beiden Eigenfrequenzen (ω_1 und ω_2) ab einem Reibwert von circa $\mu = 0.5$ koppeln (linkes Bild). Ab diesem Reibwert splittet sich die Dämpfung D (rechtes Bild) in eine positive (stabile) und eine negative (instabile) gekoppelte Schwingform.

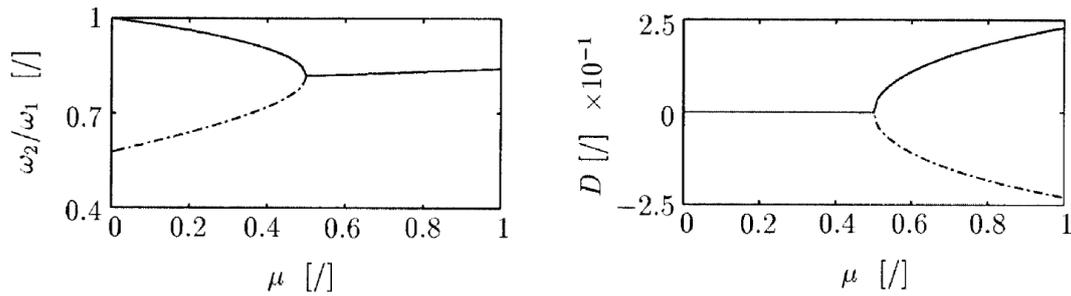


Abbildung 2.5.: Simulationsergebnisse Modenkopplung des Minimalmodells aus [17]

Die später in Kapitel 2.2.1 beschriebene numerische Simulationsmethode basiert auf dem soeben beschriebenen Berechnen der komplexen Eigenwerte im Frequenzbereich.

2.2 NVH-Bremsenentwicklungsprozess und Methoden

Zunächst wird ein Überblick über den angewandten integrierten NVH-Bremsenentwicklungsprozess gegeben. Eine detaillierte Beschreibung der verwendeten Werkzeuge und Methoden erfolgt in den folgenden Unterkapiteln.

Der in Abbildung 2.6 dargestellte integrierte NVH-Bremsenentwicklungsprozess beinhaltet die drei Hauptbereiche Simulation, Experiment und Fahrversuch. Zu Beginn einer Entwicklung werden mittels rechnerischer Modalanalyse und speziellen Simulationstools Bauteile virtuell optimiert. Mit weiterem Entwicklungsfortschritt stehen erste reale Prototypenteile zur Verfügung.

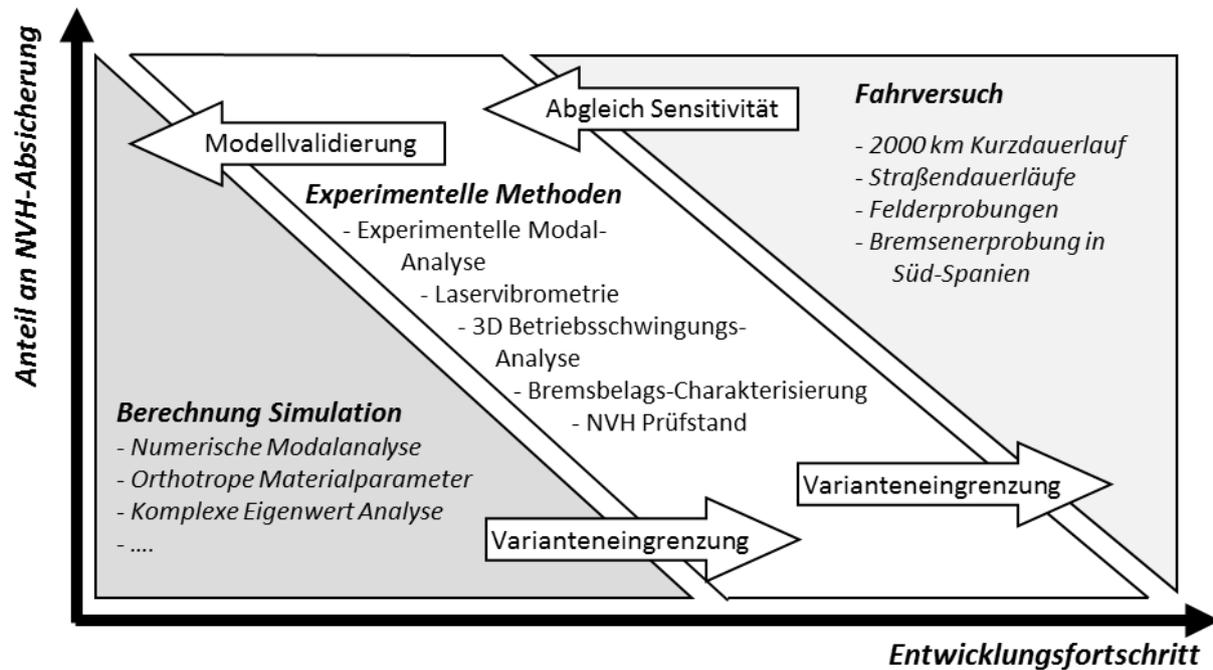


Abbildung 2.6.: Entwicklungswerkzeuge über Projektlaufzeit [12]

Diese Prototypenteile werden zunächst mittels verschiedener experimenteller Methoden untersucht. Mit weiterem Fortschritt verlagert sich die NVH-Absicherung weiter weg von der Simulation in Richtung Prüfung am Bauteil und Testen im Fahrzeug. Die letzte Optimierung und die endgültige Freigabe erfolgen immer am Fahrzeug mittels verschiedener Fahrversuche.

2.2.1 Simulation: Komplexe Eigenwert Analyse (KEA)

Die Finite Elemente Methode (FEM) ist ein umfassendes Berechnungswerkzeug. Es ist ein computerorientiertes numerisches Verfahren, welches sich vor allem zur Berechnung komplizierter Bauteile eignet, die nicht mehr analytisch berechnet werden können.

Die Grundlage bildet die Zerlegung des komplexen Bauteils in viele kleine („finite“) Elemente, die über Knoten miteinander verbunden sind. Diese einfachen Bauteile, beziehungsweise deren elastisches Verhalten, können nun berechnet werden. Durch die Zerlegung ist das Ergebnis nicht exakt, sondern stellt eine Näherungslösung des realen Bauteiles dar.

Hinsichtlich des Bremsenquietschens werden zunächst die Bauteile einzeln und im Zusammenbau mittels einer numerischen Modalanalyse untersucht. Dadurch sind die Eigenfrequenzen der einzelnen Bauteile und des Zusammenbaus bekannt. Im nächsten Schritt erfolgt die Komplexe Eigenwerte Analyse (KEA) des Bremssystems. Diese Berechnung findet, analog zum vorher erläuterten Minimalmodell, im Frequenzbereich statt. Durch vorgeschaltete Berechnung des Bremsdrucks, des Kontaktes zwischen Bremsbelag und Scheibe und der Rei-

bung in diesem Bereich erhält man die für komplexe Eigenwerte notwendige asymmetrische Steifigkeitsmatrix.

Die resultierenden komplexen Eigenwerte liefern Information über die Frequenz und die Dämpfung der jeweiligen Moden. Als kritisch werden alle Moden eingestuft, die eine negative Dämpfung besitzen. Eine zusätzliche transiente Simulation im Zeitbereich liefert die resultierenden Amplituden beziehungsweise Grenzyklen. Bei der Untersuchung von hochfrequenten Schwingungen sind allerdings kleine Elemente und kleine Zeitschritte notwendig. Dies führt zu sehr hohen Anforderungen hinsichtlich Rechnerleistung und Speicherplatz und somit zu sehr langen Simulationszeiten. Aus diesem Grund ist eine transiente Berechnung im Zeitbereich eines detaillierten Bremssystemmodells zurzeit nicht effizient umsetzbar.

Eine transiente Berechnung im Zeitbereich ist daher nur mit einfachen Minimalmodellen möglich. Abbildung 2.7 zeigt exemplarisch zwei Simulationsergebnisse im Zeitbereich eines Modells zur Erklärung des Instabilitätsmechanismus, der durch Sprag-Slip entsteht.

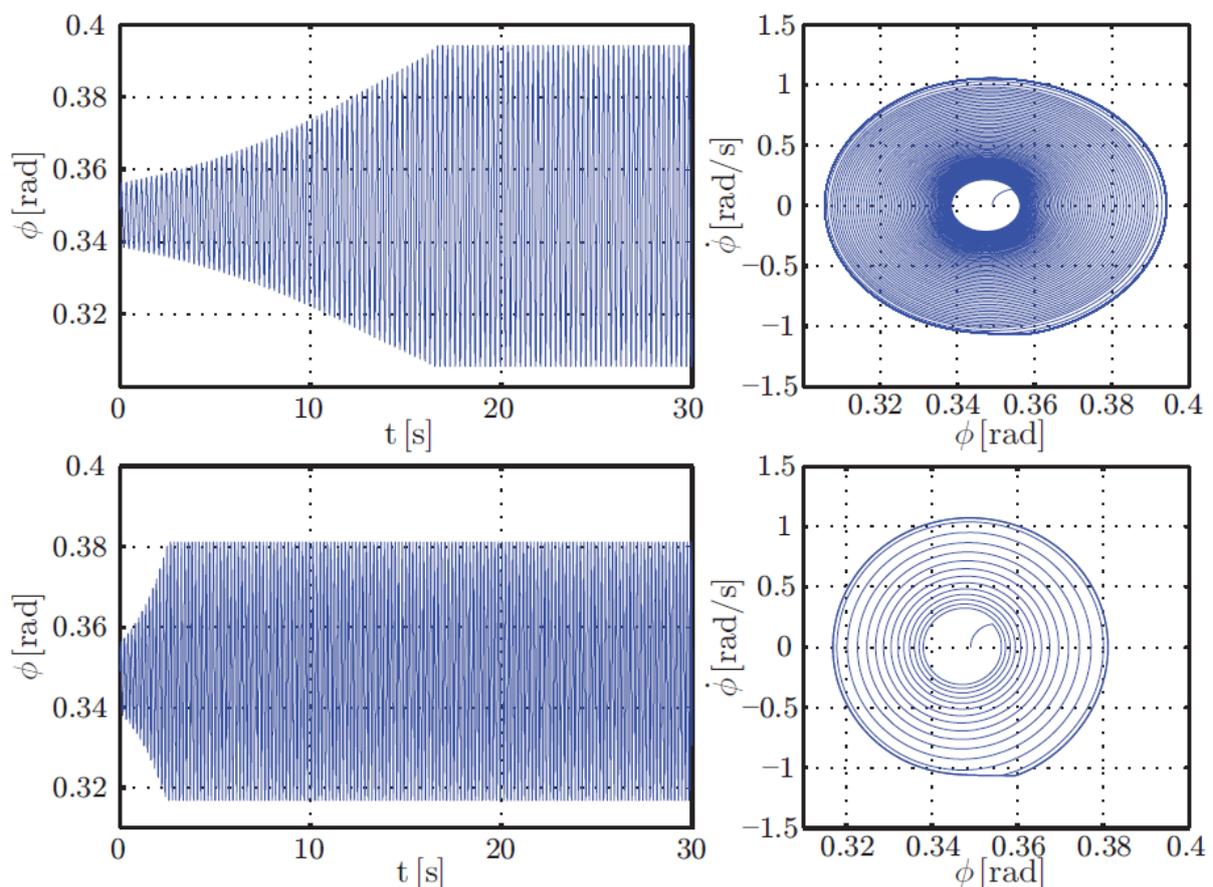


Abbildung 2.7.: Simulationsergebnisse der transienten Berechnung im Zeitbereich eines Minimalmodells für Sprag-Slip [1]

Die beiden oberen und unteren Diagramme in Abbildung 2.7 entsprechen zwei Simulationen mit relativ ähnlichen Parametersätzen. Links ist die Lösung im Zeitbereich dargestellt, rechts

im Phasendiagramm. Da es sich hierbei um ein Pendel mit einem zylindrischen Koordinatensystem handelt, ist der Weg in Radiant angegeben.

An der Darstellung des zeitlichen Verlaufes erkennt man, dass die obere Simulation langsamer aufschwingt. Diese Simulation hat daher eine betragsmäßig niedrigere negative Dämpfung. Bei Betrachtung der Phasendiagramme erkennt man, dass die Amplituden der oberen Schwingung größer sind. Allgemein korreliert die Amplitude einer Schwingung mit der abgestrahlten Schallleistung und damit mit der Lautstärke.

Die im Frequenzbereich durchgeführte Berechnung der komplexen Eigenwerte ergibt, dass die untere Schwingung als kritischer eingestuft werden könnte; aufgrund der größeren Anfachungsrate. Die Simulation im Zeitbereich zeigt allerdings, dass die obere Simulation auf Grund der größeren Grenzyklus-Amplitude kritischer ist.

Dies zeigt die Schwachstelle der KEA Analyse, die im Frequenzbereich stattfindet. Als Ergebnis werden alle möglichen instabilen Schwingformen und ihre negativen Dämpfungen ausgegeben. Allerdings kann anhand dieser Ergebnisse kein Rückschluss auf die erreichten Grenzyklen-Amplituden getroffen werden. Somit sind nur qualitative Aussagen hinsichtlich der (negativen) Dämpfung (kann quietschen / kann nicht quietschen) möglich.

Ein zusätzliches Kriterium der potentiell quietschenden Schwingformen ist die Bewertung der Fähigkeit, ob diese Schwingformen ein Geräusch abstrahlen können. Es können keine quantitativen (nicht hörbar / leise / lautes quietschen) Aussagen getroffen werden. Eine Änderung der negativen Dämpfung (beziehungsweise der Anfachungsrate) korreliert daher nicht mit einer Änderung der abgestrahlten Schallleistung, beziehungsweise der Lautstärke.

So kann zum Beispiel ein mittels KEA analysiertes Bremssystem auf Grund der negativen Dämpfung qualitativ als potentiell kritisch eingestuft werden („kann quietschen“). Das System weist aber quantitativ eine so geringe Grenzyklus-Amplitude auf, dass kein hörbares Geräusch abgestrahlt wird.

Die KEA eines Bremssystems erfolgt bei verschiedenen Betriebsbedingungen hinsichtlich Bremsdruck, Temperatur, Rotationsrichtung, Rotationsgeschwindigkeit und Reibwert zwischen Bremsbelag und Scheibe. Als Ergebnis wird unter anderem das Dämpfungsverhältnis (engl. „Damping Ratio“, DR_i) jeder instabilen Schwingform i ausgewertet. Dies ist das Verhältnis der negativen Dämpfung d_i (Reeller Eigenwert) und der Kreisfrequenz ω_i (Imaginärer Eigenwert):

$$DR_i = \frac{-d_i}{\omega_i} \quad (2.5)$$

Ein positives Dämpfungsverhältnis entspricht einer positiven Dämpfung und daher einer abklingenden Schwingung. Bei einem negativen Dämpfungsverhältnis holt sich der freie Schwinger die Energie aus dem Energiespeicher, der Reibung, und klingt auf.

Abbildung 2.8 zeigt exemplarisch einen Auszug eines Simulationsergebnisses einer kritischen Scheibenschwingform mit einer Frequenz von 1.8 kHz. Es wird das Dämpfungsverhältnis über dem Reibwert dargestellt. Die Berechnung erfolgt für verschiedene Betriebspunkte hinsichtlich Reibwerte und Temperaturen. Zur Bewertung der Ergebnisse wird angenommen, dass sich das System umso kritischer verhält, je geringer der Koppelungsreibwert und je höher das Dämpfungsverhältnis ist.

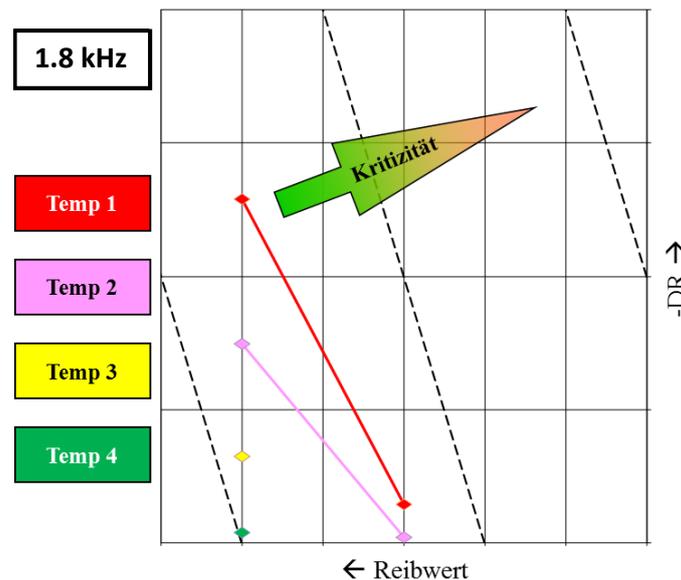


Abbildung 2.8.: Beispiel einer KEA Rechnung [18]

Die mittels FEM durchgeführte KEA liefert daher alle potentiell möglichen instabilen Schwingformen. Ob diese auch im realen System relevant sind, muss immer mittels Experimenten geprüft werden. Die Simulationen werden mit dem FE-Solver *Permas* [19] der Firma *Intes* durchgeführt. Dieses Programm hat zwei wesentliche Vorteile gegenüber anderen FE-Solvern. Einerseits wird die Drehung der Scheibe berücksichtigt, es gibt daher geschwindigkeitsabhängige gyroskopische Terme³. Außerdem ist *Permas* äußerst effizient hinsichtlich der Rechenzeit. Dadurch ist die Genauigkeit größer und es können Variantenstudien schneller durchgeführt werden.

2.2.2 Experimentelle Methoden: Prüfstand

Mittels experimenteller Modalanalysen der Bauteile und des Zusammenbaus können die Simulationsmodelle validiert werden. Weitere Tests werden auf NVH-Schwingmassenprüfständen (SMP) durchgeführt. Abbildung 2.9. zeigt einen solchen Testaufbau. Dabei wird

³ Die FE-Solver Abaqus und Ansys berücksichtigen auch die gyroskopischen Terme, allerdings verlängert sich die Rechenzeit deutlich. Dadurch ist bei diesen Programmen die Verwendung dieser Terme weniger effizient.

eine komplette Fahrzeugachse (1) im Prüfstand aufgebaut und die Bremsscheibe (2) mittels Elektromotoren (3) angetrieben.

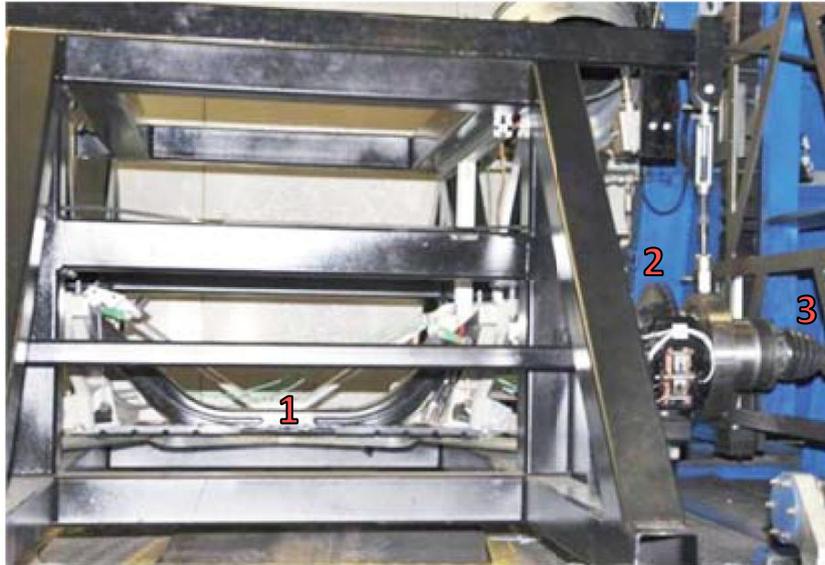


Abbildung 2.9.: Testaufbau auf SMP für SAE J2521 Tests [1]

Die Standardprüfung ist der Test nach SAE J2521 [20]. Dieser ist ein Matrix Test mit in Summe 2321 Bremsungen bei verschiedenen Bremsdrücken, Geschwindigkeiten, Bremsscheiben-temperaturen und beiden Rotationsrichtungen. Das Ergebnis ist eine Geräuschmatrix (engl. „Squeal Noise Matrix“, SNM). Bei quietschenden Bremsungen werden die Frequenz und die Lautstärke der Geräusche, als auch die vorliegenden Betriebsparameter gespeichert. Die Auswertung dieses Tests gibt somit die Kritizität des Bremssystems an, was eine weitere Validierung der Simulation ermöglicht. Abbildung 2.10 zeigt einen Ausschnitt eines solchen Tests.

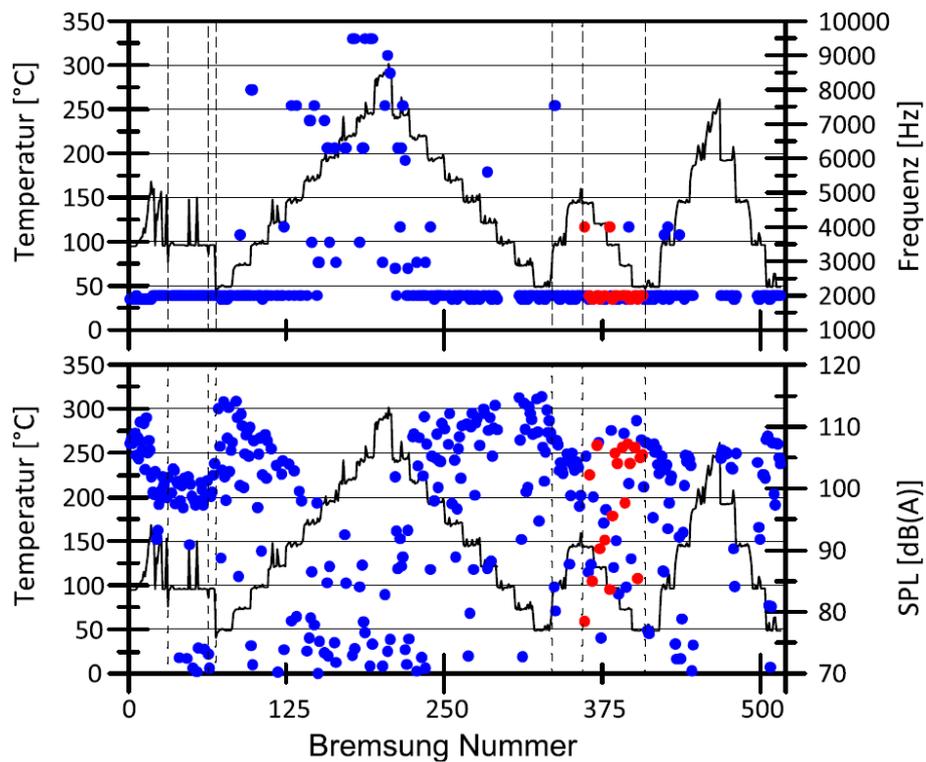


Abbildung 2.10.: Beispiel eines SAE J2521 Tests [1]

Auf der Abszisse sind die fortlaufenden Bremsungen dargestellt. Die durchgezogene Linie gibt die Starttemperatur für die jeweilige Bremsung an. Die Punkte markieren quietschende Bremsungen. Blaue Punkte stehen dabei für Vorwärts-, rote für Rückwärtsbremsungen. In diesem Beispiel sieht man, dass das System meist mit 1.8 kHz quietscht. Bei diesem Beispiel wurden Lautstärken (engl. „Sound Pressure Level“, SPL) von bis zu 115 dB(A)⁴ gemessen.

Der gemessene Geräuschpegel hängt vom Abstand des Mikrophons von der Schallquelle ab. Deshalb ist der Abstand des Mikrophons im SAE J2521 Standard festgelegt. Dieser befindet sich in 10 cm Entfernung in axialer Richtung und 50 cm in vertikaler Richtung vom Mittelpunkt der Bremsscheibe. An ungefähr dieser Stelle wurde früher bei Fahrzeugerprobungen das Mikrophon an der Karosserie befestigt (oberhalb Radkasten) [21].

Für Messungen von Lautstärken gibt es verschiedene genormte Gewichtungsfunktionen. Der Grund dafür ist, dass das menschliche Ohr eine nicht-lineare Sensitivität aufweist. Die Sensitivität hängt von der Frequenz und dem Schalldruckpegel ab. Im SAE J2521 Standard ist vorgeschrieben, dass die gemessene Lautstärke mit der normierten A-Gewichtung bewertet werden muss. Daraus folgt die Angabe in dB(A).

Nach der Norm DIN ISO 226:2006-04 [22] für die Normalkurven gleicher Lautstärkepegel sollte diese Gewichtung eigentlich nur für Geräusche unter 40 dB verwendet werden. Daher

⁴ Zum Vergleich: Eine Motorsäge bei Vollast-Betrieb in einem Meter Entfernung entspricht circa 110 dB(A) [34].

müsste eigentlich die B- oder C-Gewichtung verwendet werden. Das wiederum widerspricht dem SAE J2521 Standard [23].

Sobald die Betriebspunkte bekannt sind, bei denen vermehrt Geräusche auftreten, wird jeder dieser Punkt gezielt am Prüfstand angefahren und untersucht. Mittels einer dreidimensionalen Laservibrometrie kann die Betriebsschwingform des gesamten Bremssystems detailliert gemessen und visualisiert werden. Abbildung 2.11 zeigt einen solchen Aufbau mit den drei 2D-Laser-Scanning-Vibrometern. Somit ist ein exakter Vergleich der Schwingformen zwischen Simulation und Prüfstand möglich.

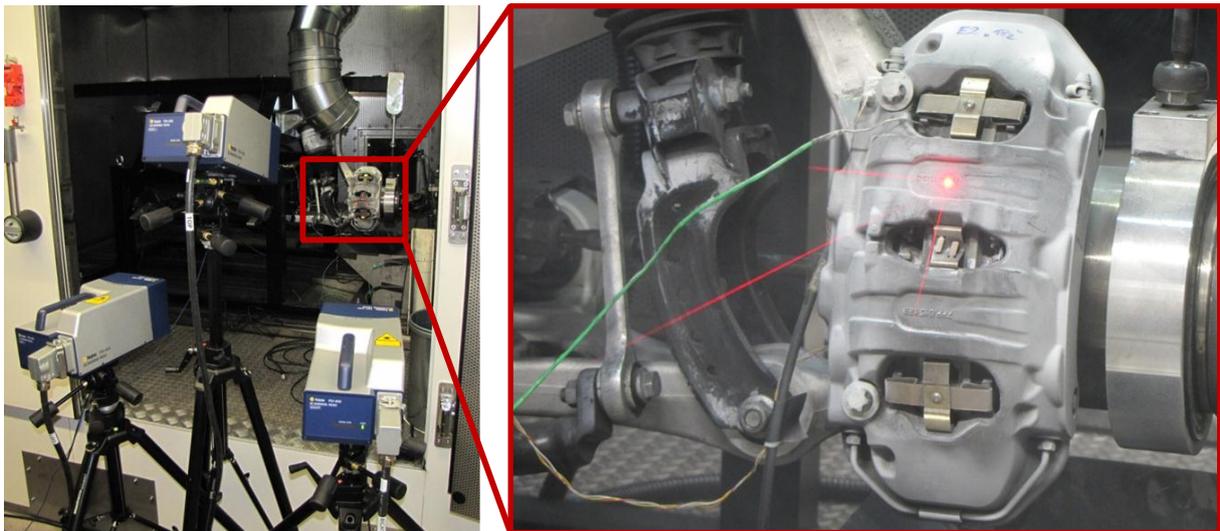


Abbildung 2.11.: Beispiel eines 3D-Laservibrometer Aufbau zur Messung der ODS

2.2.3 Experimentelle Methoden: Fahrversuch

Sobald Prototypen-Fahrzeuge vorhanden sind, gibt es erste Fahrversuche. Viele Bauteile sind zu diesem Zeitpunkt noch Prototypenteile, die sich noch verändern können. Somit sind die ersten Versuche am Fahrzeug mit großen Unsicherheiten behaftet. Mit fortlaufendem Projektfortschritt nehmen die Anzahl und die Größenordnung der Bauteiländerungen ab. Aus diesem Grund finden die letzten Optimierungen und die Serienfreigabe bei einem speziellen Straßendauerlauf in Süd-Spanien statt. Die Fahrzeuge entsprechen nun (fast) dem endgültigen Serienstand.

Die Auswertung der Fahrversuche erfolgt auf zwei Arten:

- **Subjektive Fahrerbewertung:** Nach Abschluss einer Testfahrt zur Geräuschsuche bewertet der Fahrer das Fahrzeug mittels einer Bewertungsskala. Zusätzlich wird notiert, von welcher Achse und Fahrzeugseite die Geräusche stammen, in welchem Frequenzbereich die Geräusche lagen, bei welchen Bedingungen beziehungsweise Fahrmanövern die Geräusche auftraten und vor allem wie störend das Geräusch war.

- **Objektive Geräuschbewertung:** Zusätzlich zur Beurteilung durch den Fahrer zeichnen spezielle Geräuschmesssysteme alle Bremsgeräusche auf. Dabei werden analog zum Prüfstand Betriebsparameter aufgezeichnet und das Geräuschereignis hinsichtlich Frequenz und Lautstärke analysiert. Dadurch können die Geräuschereignisse mit den Prüfstands- und Simulationsergebnissen verglichen werden.

3 Bremsbelag

Im Rahmen der Arbeit wird der Bremsbelag hinsichtlich seines Einflusses auf das NVH-Verhalten im Detail untersucht. Abbildung 3.1 zeigt exemplarisch den Aufbau eines Bremsbelages. Die Richtungsangaben bei der Beschreibung von Bremsbelägen orientieren sich an dem zylindrischen Bezugssystem der Bremsscheibe. Axial (3) beschreibt daher die Rotationsachse der Scheibe und entspricht der Richtung, in der die Bremsbeläge auf die Bremsscheibe gepresst werden. Radial (2) bezeichnet die Richtung vom Mittelpunkt nach außen, tangential (1) gibt die Richtung an, in die die Reibkraft wirkt.

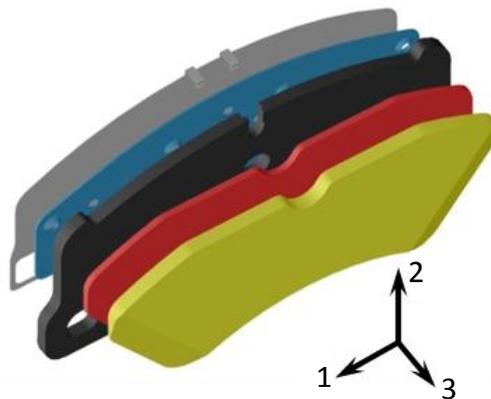


Abbildung 3.1.: Schematischer Aufbau eines Bremsbelages

Vorne (gelb) ist das verschleißende Bremsbelagsmaterial. Dahinter (rot) befindet sich ein Underlayer. Diese Schicht besteht aus speziellen, stark dämpfenden Materialien. Bei der Fertigung werden das Reibmaterial und der Underlayer gleichzeitig auf die Rückenplatte gepresst. Die Rückenplatte (schwarz) besteht aus Stahl.

Als häufigste Geräuschmaßnahmen werden auf die Rückseite der Rückenplatte Dämpfungsbleche (engl. „Shims“, blau) geklebt. Dabei wird zwischen heiß- und kaltgeklebten Shims unterschieden. Eine weitere beziehungsweise zusätzliche Maßnahme ist das dahinter dargestellte Clip-on Shim (grau). Diese werden nicht geklebt, sondern auf die Rückenplatte mittels Formschluss montiert. Oft werden noch stark dämpfende Mittel, wie zum Beispiel Kupferpaste, zwischen Rückenplatte beziehungsweise geklebten Shim und Clip-on Shim aufgetragen.

Shims können zwar das Geräuschverhalten verbessern, allerdings verschlechtern diese das Pedalgefühl. Die relativ weichen Schichten wirken wie eine Serienschaltung von Federn und führen zu einem „weichen“ Pedal. Grundsätzlich müsste der Bremsbelag hinsichtlich seiner Funktion nur aus Reibmaterial und Rückenplatte bestehen. Bei Rennfahrzeugen besteht der

Bremsbelag sogar teilweise nur aus Reibmaterial. Underlayer, geklebte und Clip-on Shims sind zusätzliche Bauteile, die nur das akustische Verhalten verbessern, allerdings auch mit zusätzlichen Kosten und Gewicht verbunden sind.

Es gibt noch eine Vielzahl an weiteren NVH-Maßnahmen am Bremsbelag. Mittels Fasen (engl. „Chamfer“) am Reibmaterial wird die Kontaktpressung verändert. Selbiges erreicht man mittels Ausschnitten am Clip-on Shim. Extra montierte Massen am Bremsbelag können zusätzlich die Eigenfrequenzen des Bremsbelages verschieben.

Das Reibmaterial an sich besteht aus einer Vielzahl an Stoffen. Die Rezepturen sind streng geheim und das Know-How der Bremsbelagshersteller. Wichtig sind verbindende Materialien wie beispielsweise Harze. Das körnige Material wird erst durch Pressen in eine feste Form gebracht.

In den folgenden zwei Kapiteln wird zunächst auf die Messmethoden eingegangen, anhand derer Bremsbeläge charakterisiert werden können. Mittels dieser Messmethoden können Aussagen über die Stabilität und die Gleichmäßigkeit eines Fertigungsprozesses getroffen werden. Anschließend wird auf den Produktionsprozess von Bremsbelägen eingegangen.

3.1 Charakterisierung Bremsbelag

Aktuell gibt es nur wenig standardisierte Prüfmethode für Bremsbeläge. Eine ist die Messung der Kompressibilität des Bremsbelags laut Norm DIN ISO 6310:2009 [24]. Dabei presst ein definierter Ersatzkolben auf den Bremsbelag wie in Abbildung 3.2 dargestellt.

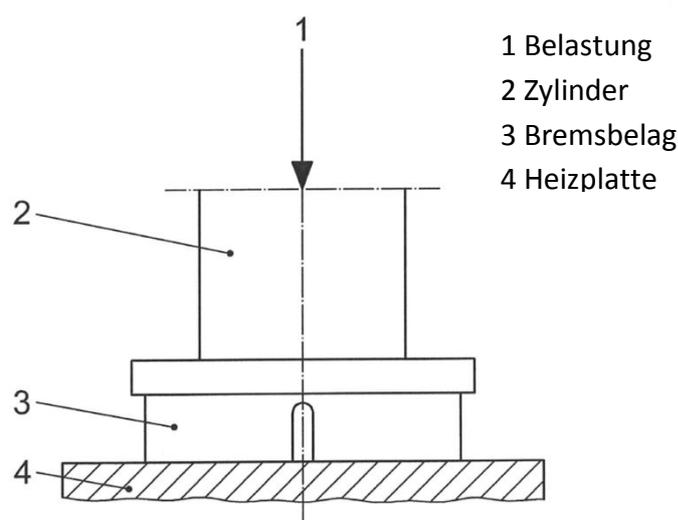


Abbildung 3.2.: Messaufbau für die Kompressibilität von Scheibenbremsbelägen [24]

Die Belastung erfolgt in drei oder sechs Zyklen, die wie folgt aufgebaut sind:

1. Halten des Lastniveaus von 0,5 MPa für eine Sekunde.
2. Lineare Belastung von 0,5 MPa auf 16 MPa innerhalb zwei Sekunden.
3. Halten des Lastniveaus für eine Sekunde.
4. Lineare Entlastung von 16 MPa auf 0,5 MPa innerhalb zwei Sekunden.

Es wird die Differenz der Verformung bei 16 MPa und 0,5 MPa des letzten Zyklus ausgewertet und als Kompressibilität K angegeben. Durch die Kriechfähigkeit des Materials kommt es zu Setzeffekten und die Kompressibilitätswerte der einzelnen Zyklen sind nicht gleich. Aus diesem Grund sind mehrere Zyklen notwendig und nur der letzte Zyklus wird ausgewertet. Bei der Angabe der Kompressibilitätswerte wird auch die Zahl der Zyklen angegeben, daher der $K3$ - oder der $K6$ -Wert. Zusätzlich kann bei der Messung die Heizplatte aktiviert sein, um die Heißkompressibilität zu messen.

Der Nachteil dieser Methode ist, dass nicht die reine Kompressibilität des Bremsbelagsmaterials gemessen wird, sondern auch die der Rückenplatte. Bei vollkommen ebenen Rückenplatten kann dieser Einfluss vernachlässigt werden. Durch die hohen thermischen Belastungen bei der Produktion der Bremsbeläge werden diese allerdings verformt. Dadurch kommt es bei konkav verformter Rückenplatte zu Ungenauigkeiten in der Messung. Ein weiterer Nachteil ist, dass nur die Steifigkeit in axialer Richtung des Bremsbelages gemessen wird.

Eine zusätzliche Möglichkeit zur Charakterisierung von Bremsbelägen ist die Messung der Eigenfrequenzen. Dafür werden die Bremsbeläge rückkopplungsfrei aufgehängt und mittels Impulshammer und Beschleunigungsaufnehmern vermessen, siehe Abbildung 3.3. Zusätzlich erhält man mittels dieser experimentellen Modalanalyse die modalen Dämpfungen für die ermittelten Eigenfrequenzen.



Abbildung 3.3.: Eigenfrequenzanalyse Bremsbelag [25]

Mittels der Eigenfrequenzmessung kann anschließend numerisch das Materialmodell des Reibmaterials ermittelt werden. Dafür ist die Messung von mindestens der ersten vier, besser sechs Eigenfrequenzen und der dazugehörigen Schwingformen notwendig.

Die Rückenplatte aus Stahl wird als lineares isotropes Material modelliert. Die Nachgiebigkeitsmatrix für den Zusammenhang zwischen der Dehnung ε und der Spannung σ in einem allgemeinen dreidimensionalen Koordinatensystem ist mit zwei richtungsunabhängigen Parametern, Elastizitätsmodul E und Querkontraktionszahl ν , definiert:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \varepsilon_{12} \\ \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{13} \end{bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & & & \\ -\nu & 1 & -\nu & & & \\ -\nu & -\nu & 1 & & & \\ & & & 2(1+\nu) & & \\ & & & & 2(1+\nu) & \\ & & & & & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{13} \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Im Gegensatz zur Rückenplatte aus Stahl kann beim Reibmaterial nicht davon ausgegangen werden, dass die Materialeigenschaften in allen Richtungen gleich (isotrop) sind. In der Simulation wird deshalb das Reibmaterial als transversal isotropes Material modelliert. Dies ist ein Spezialfall des orthotropen Materialgesetzes, siehe beispielsweise [26]. Die Nachgiebigkeitsmatrix für ein orthotropes Material lautet:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \varepsilon_{12} \\ \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{13} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{12}}{E_1} & -\frac{\nu_{13}}{E_1} & & & \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & & & \\ -\frac{\nu_{13}}{E_1} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_3} & & & \\ & & & \frac{1}{G_{12}} & & \\ & & & & \frac{1}{G_{23}} & \\ & & & & & \frac{1}{G_{13}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{12} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{13} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Ein orthotropes Material wird daher mittels neun Parametern (je drei Elastizitätsmoduli, Schubmoduli und Querkontraktionszahlen) vollständig beschrieben. Bei einem transversal isotropen Material sind die Elastizitätsmoduli E_i , Schubmoduli G_{i3} und die Querkontraktionszahlen ν_{i3} in tangentialer ($i=1$) und radialer ($i=2$) Richtung gleich. Es gilt daher:

$$E_1 = E_2 \quad (3.3)$$

$$\nu_{13} = \nu_{23} \quad (3.4)$$

$$G_{13} = G_{23} \quad (3.5)$$

Zusätzlich gilt in diesem Fall der Zusammenhang:

$$G_{12} = \frac{E_1}{2(1 + \nu_{12})} \quad (3.6)$$

Dadurch bleiben fünf unbekannte Parameter, die numerisch mittels Optimierung der Eigenfrequenzen eines FE-Modells zu den gemessenen Eigenfrequenzen näherungsweise bestimmt werden. Eine Schwachstelle dieses Verfahrens ist, dass die axiale Steifigkeit kaum Einfluss auf die resultierenden Eigenfrequenzen hat. Dies wird auch in Kapitel 4.2.1 bewiesen.

Diese Methode ist auch als ALCO (eng. „Anisotropic Lining Elastic Constants Optimization“) Verfahren bekannt. Diesbezüglich gibt es zwei Veröffentlichungen, in denen detailliert auf die zugrunde liegende Materialgesetze, verschiedenen Optimierungsverfahren, den Einfluss der Startwerte für die Optimierung und auf die Vor- und Nachteile dieses Verfahrens eingegangen wird [27, 28].

Alle bisher beschriebenen Verfahren bestimmen allerdings die unbelasteten statischen Materialparameter. Während einer Bremsung wird der Bremsbelag jedoch axial und tangential belastet. Der Bremsbelag kann als einfaches Voigt-Kelvin Model angesehen werden. Dieses

besteht aus einem Feder- und einem geschwindigkeitsabhängigen viskosen Dämpferelement.

Beim Bremsenquietschen kommt es zu einer hochfrequenten Schwingung. Der Bremsbelag sieht neben der Grundlast durch den Bremsdruck eine frequenzabhängige überlagerte Auslenkung. Dies führt zu unterschiedlichen geschwindigkeitsabhängigen Reaktionskräften durch das Dämpferelement. Für die Simulation von Bremsenquietschen ist daher ein frequenzabhängiges Bremsbelag-Materialmodell notwendig.

Es gibt eine weitere erwähnenswerte Messmethode zur Charakterisierung von Reibmaterialparametern, die ETEK-Messung (eng. „Elevated Temperature Elastic Constant“). Dabei werden Ultraschallwellen durch das Reibmaterial gestrahlt und die Zeit gemessen, die die Wellen benötigen. Die Messung kann am vollständigen Belag (zerstörungsfrei) oder an Probekörpern gemacht werden. Zusätzlich kann die Untersuchung mit oder ohne Belastung beziehungsweise äquivalenten Bremsdruck durchgeführt werden. Über physikalische Zusammenhänge werden aus den gemessenen Ultraschall-Geschwindigkeiten die Reibmaterialparameter berechnet. Der Nachteil dieser Messung ist, dass die Frequenz der zur Messung verwendeten Ultraschallwellen viel höher ist als die hörbaren Quietschfrequenzen. Daher ist die Übertragbarkeit nur näherungsweise gegeben [29, 30].

Zur exakteren Bestimmung der transversal isotropen Reibmaterialparameter bei quietschrelevanten Frequenzen und Belastungen, beziehungsweise Betriebspunkten gibt es inzwischen verschiedene Arbeiten von der Porsche AG [31, 32], TU Graz [33], Brembo [34] und der TU Berlin [35, 36].

3.2 Produktionsprozess

Es gibt unterschiedliche Verfahren um Bremsbeläge herzustellen. Grundsätzlich werden drei verschiedene Produktionsprozesse unterschieden:

1. **Kalt-Pressen:** Hier wird das Reibmaterial klassisch ohne zusätzlichen Energieeintrag gepresst. Für Anwendungen im Sportwagenbereich sind Bremsbeläge aus solchen Fertigungen nicht geeignet.
2. **Heiß-Pressen:** Das Verpressen erfolgt unter zusätzlichem Temperatureintrag. Über Druck, Temperatur und Dauer kann die Vernetzung des Reibmaterialies variiert werden. Bei der Entwicklung einer neuen Bremsbelagsgeometrie wird am Anfang eine Variation der Prozessparameter auf Basis der DoE-Methode durchgeführt (engl. „Design of Experiments“, DoE). Der stabilste Prozess wird anschließend für die Serienfertigung verwendet.

- 3. Zweistufiger Prozess / Vorpressling:** Hierbei wird das Reibmaterial nicht direkt auf die Rückenplatte gepresst, sondern der Prozess ist zweistufig. Im ersten Schritt erfolgt die Erzeugung des Vorpresslings, der nur aus dem Reibmaterial besteht. Erst im zweiten Schritt wird der Vorpressling mit dem Underlayer auf die Rückenplatte gepresst.

Die wesentlichen Prozessschritte bei der Produktion von Bremsbelägen sind in Abbildung 3.4 dargestellt.

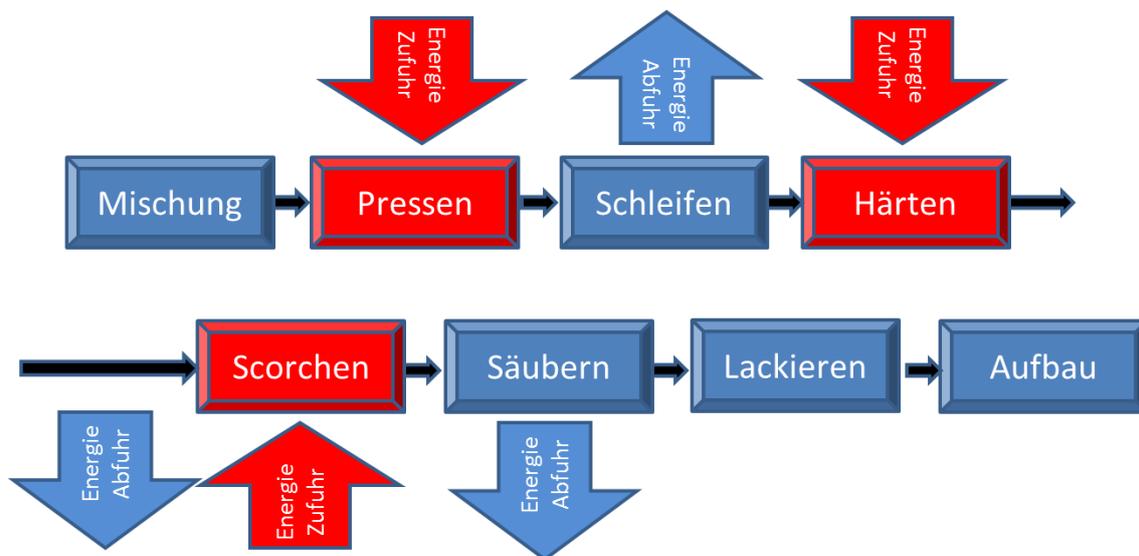


Abbildung 3.4.: Wesentliche Prozessschritte der Bremsbelagsproduktion, adaptiert von [18]

Die einzelnen Produktionsschritte werden im Folgenden aufgezeigt. Zusätzlich werden die notwendigen Maßnahmen zur Steigerung der Qualität beschrieben.

- 1. Mischen** der Rohmaterialien: Eine genaue Qualitätskontrolle der Inhaltsstoffe, der Rezeptur und eine vollständig homogene Mischung ermöglicht eine gleichmäßig konstante Bremsbelagsproduktion.
- 2. Verpressen** des Reibmaterials auf die Rückenplatte: Vor dem Pressen sollte eine konstante Reibmaterialeinwaage erfolgen. Die Produktionspressen können Weg- oder Kraftgesteuert sein. Bei einer weggesteuerten Anlage führen unterschiedliche Einwaagen zu einer Variation der Verdichtung des Bremsbelags. Der Eintrag in die Pressform erfolgt mittels Schüttung. Im ungünstigsten Fall kann es zu einer Schrägschüttung kommen. Die Ungleichmäßige Materialverteilung führt zu einer ungleichmäßigen Reibmaterialverdichtung innerhalb eines Bremsbelages. Zusätzlich müssen die Pressparameter (Druck, Temperatur, Dauer) genau eingehalten werden.

3. **Schleifen:** Bei diesem Schritt werden die Bremsbeläge auf das vorgegebene Maß geschliffen und die Chamfer angebracht.
4. **Härten im Ofen:** Dies ermöglicht eine Nachvernetzung des Bremsbelages bei hohen Temperaturen. Der Bremsbelag erhält seine endgültige Festigkeit.
5. **Scorchen:** Bei diesem Verfahren werden die Bremsbeläge auf eine sehr hohe Temperatur erhitzt. Dadurch kommt es zur Ausgasung verschiedener organischer Stoffe. Dadurch geschieht dies nicht beim Fading Test und die Bremsbeläge weisen ein stabileres Fadingverhalten auf.
6. **Säubern und lackieren:** Die Bremsbeläge werden gereinigt und bekommen eine Lackschicht als Korrosionsschutz.
7. **Aufbau und Beschriftung:** Schlussendlich erfolgt der Zusammenbau der Bremsbeläge. Die Shims werden aufgeklebt und die Bremsbelagsmassen montiert. Nach Komplementierung und Endkontrolle erfolgt die Auslieferung der Bremsbeläge.

Diese vereinfachte Aufstellung zeigt bereits, dass es eine Vielzahl an variablen Produktionsprozessparametern gibt. Zum Beispiel beeinflusst die Feuchtigkeit der Reibmaterialmischung die Wärmeleitung beim Pressen. Dadurch wird die Vernetzung beeinflusst. In Tabelle 3.1 sind die variablen Produktionsprozessparameter angeführt, die die Eigenschaften des hergestellten Bremsbelages beeinflussen.

Tabelle 3.1.: Variable Produktionsprozessparameter in der Bremsbelagsproduktion

1. Feuchtigkeit Mischung	8. Härte- Zeit
2. Zusammensetzung Mischung	9. Endtemperatur Härten
3. Press- Druck	10. Abkühlgradient nach Härten
4. Press- Temperatur	11. Anfangstemperatur Scorchen
5. Press- Zeit	12. Scorch Zeit
6. Abkühlgradient nach Pressen	13. Endtemperatur Scorchen
7. Anfangstemperatur Härten	14. Abkühlgradient nach Scorchen

Zur Bewertung der unterschiedlichen Produktionsverfahren werden von verschiedenen Herstellern Daten der internen Qualitätskontrolle abgefragt. Die Bremsbelagsproduktion beginnt mit der Herstellung der Mischung aus den Rohmaterialien. Diese wird anschließend verpresst. Jede Mischung entspricht daher einer Charge („Batch“). Um die verschiedenen Prozesse besser vergleichen zu können, wird eine sehr ähnliche Bremsbelagsgeometrie als Referenz ausgewählt.

Von den Herstellern müssen von jeder Charge mindestens sechs Bremsbeläge hinsichtlich ihrer Kompressibilität (K_6) vermessen werden. Die erhaltenen Daten zweier Hersteller werden hinsichtlich des K_6 -Wertes analysiert. Die Daten entsprechen der Produktion der letzten Jahre, dabei wurden 88 (Hersteller 1) beziehungsweise 66 Batches (Hersteller 2) produziert. Die Daten der Qualitätskontrollen sind in Abbildung 3.5 dargestellt. Die Werte sind relativ zum Mittelwert des K_6 -Wertes der jeweiligen Hersteller dargestellt.

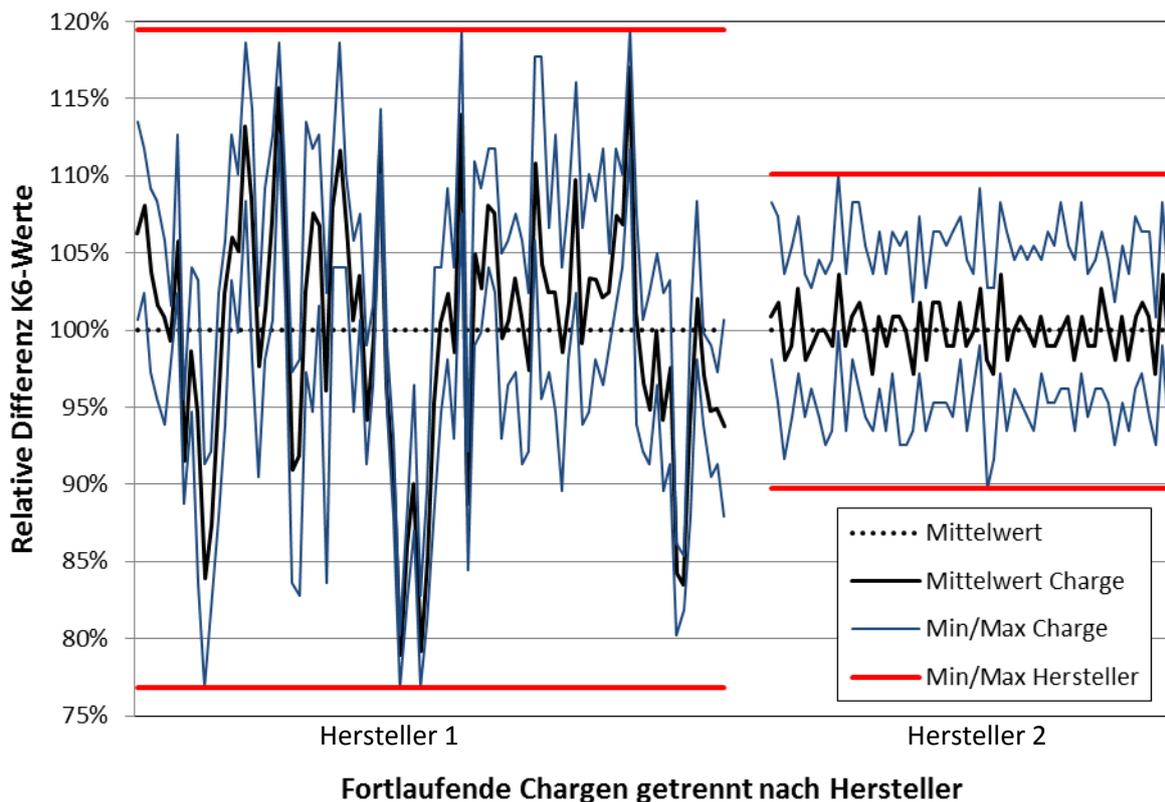


Abbildung 3.5.: Vergleich der Daten aus der Qualitätskontrolle zweier Hersteller

In der Abbildung 3.5 ist die Entwicklung des Mittelwerts jeder Charge (Mittelwert Charge), der kleinste und größte Wert der Charge (Min/Max Charge) und die gemessenen Minima und Maxima-Werte aller gemessenen Bremsbeläge separiert nach Hersteller dargestellt. Bei der Analyse der erhaltenen Daten zeigte sich, dass hinsichtlich der Streuung zwei Arten unterschieden werden können:

- **Streuung innerhalb Charge:** Es wird eine einzige Mischung in einem einzigen Prozess verpresst. Die Streuung kann daher nur aus dem Pressprozess stammen. Dies entspricht den in Tabelle 3.1 angeführten Produktionsprozessparametern 3 bis 14.
- **Streuung zwischen den Chargen:** Bei Auflage einer neuen Charge wird eine neue Mischung verpresst. Zwei Produktionschargen unterscheiden sich daher in der verpressten Mischung. Die unterschiedlichen Mischungen einer bestimmten Formulierung

sind zwar alle nominell gleich, aber auf Grund der vielen Inhaltsstoffe (mehr als 20) kommt es zu Schwankungen innerhalb der Toleranzgrenzen. Zusätzlich beeinflussen die Art des Transportes, die Dauer und der Ort der Lagerung sowie die Umgebungseinflüsse wie Temperatur und Luftfeuchtigkeit die Eigenschaften der Mischung und der damit produzierten Bremsbeläge.

In Abbildung 3.5 erkennt man, dass die Streuungen der Werte innerhalb der Chargen beider Produktionen sehr ähnlich sind. Bei Hersteller 1 gibt es im Mittel eine Streuung innerhalb einer Charge von 10.5 %, bei Hersteller 2 10.3 %. Allerdings ist die Streuung zwischen den Chargen sehr groß. Die Bandbreite an erhaltenen Bremsbelägen bei Hersteller 1 umfasst 42.7 %, bei Hersteller 2 20.4 %, also weniger als die Hälfte. Der Hersteller 2 hat daher eine bessere Art der Mischungsherstellung und vermutlich genauere Kontrollen. Die produzierten Bremsbeläge verschiedener Chargen unterscheiden sich kaum. Durch die geringeren Toleranzen kann das Bremssystem robuster hinsichtlich Bremsgeräusche abgestimmt werden, vergleiche mit Kapitel 1.2 und Abbildung 1.8.

Diese deutlich gleichmäßigere Fertigung liefert Bremsbeläge mit gleichbleibend guter Qualität und konstanteren Eigenschaften. Diese technisch äußerst wünschenswerte Eigenschaft spiegelt sich aber auch in den Kosten wider. Der preisliche Unterschied zwischen den beiden Bremsbelägen entspricht dem Faktor zwei. Die Bremsbeläge sind daher zunächst doppelt so teuer. Allerdings benötigt man weniger Sekundärmaßnahmen und das Risiko, dass ein Kunde ein auffälliges Fahrzeug bekommt ist deutlich geringer. Die teureren Bremsbeläge können daher die Kundenzufriedenheit deutlich beeinflussen.

4 Analyse und Ergebnisse

Die vorliegende Arbeit entstand auf Grund eines Bremssystems, das erst relativ spät in der Serienentwicklung akustisch auffällig wurde. Das Bremssystem wurde zunächst vollständig von einem anderen Fahrzeug übernommen (sog. „Carry Over Part“, COP). Es standen daher bereits bei Beginn der Serienentwicklung aus der alten Bremsbelagsproduktion serienfallende Bauteile zur Verfügung. Die NVH-Untersuchungen zeigten bei Beginn der Entwicklung ein beinahe serienfreigabefähiges Bremssystem.

Um die Serienfreigabe zu erreichen, wurde zur Robustheitssteigerung die Dicke der Rückenplatte erhöht. Die Gesamtdicke des Bremsbelags muss aber konstant bleiben. Deshalb wurde die Dicke des Reibmaterials reduziert. Für die finalen Freigabeuntersuchungen wurden die Bremsbeläge auf der alten Serienanlage mit dickeren Rückenplatten gefertigt. Die Einwaage der Bremsbelagsmasse blieb konstant. Die Dicke des Bremsbelagsmaterials wurde anschließend auf das neue Maß abgeschliffen. Die anschließende Freigabe war nahezu geräuschfrei.

Auf Grund der erfolgreichen Robustheitssteigerung wurde die neue Bremsbelagsgeometrie beim Bremsbelagshersteller in Serie umgesetzt. Durch die verringerte Dicke des Reibmaterials konnte die Einwaage reduziert werden. Deshalb musste anschließend weniger Reibmaterial abgeschliffen werden. Dadurch sanken die Kosten für das Reibmaterial.

Die Pressparameter (Druck, Temperatur und Dauer) bestimmen den Energieeintrag während des Pressvorganges. Die Presstemperatur musste angepasst werden, da ansonsten der thermische Eintrag für die nun geringere Reibmaterialmasse zu hoch gewesen wäre. Diese Änderung der im vorherigen Kapitel 3.2 erklärten Produktionsprozessparameter beeinflusste in diesem Fall die NVH-Eigenschaften des Bremsbelages signifikant.

Die Änderung führte dazu, dass die Stabilitätsgrenze unterschritten wurde und das System akustisch auffällig wurde. Die Prototypen-Fahrzeuge zeigten leicht reproduzierbare Quietschgeräusche. Abbildung 4.1 zeigt den deutlichen NVH-Unterschied der Bremsbeläge aus der neuen Serienfertigung (Belag 2) und den Anfangs in der Entwicklung verwendeten Bremsbelägen mit dickerer Rückenplatte und abgeschliffenem Reibmaterial (Belag 1).

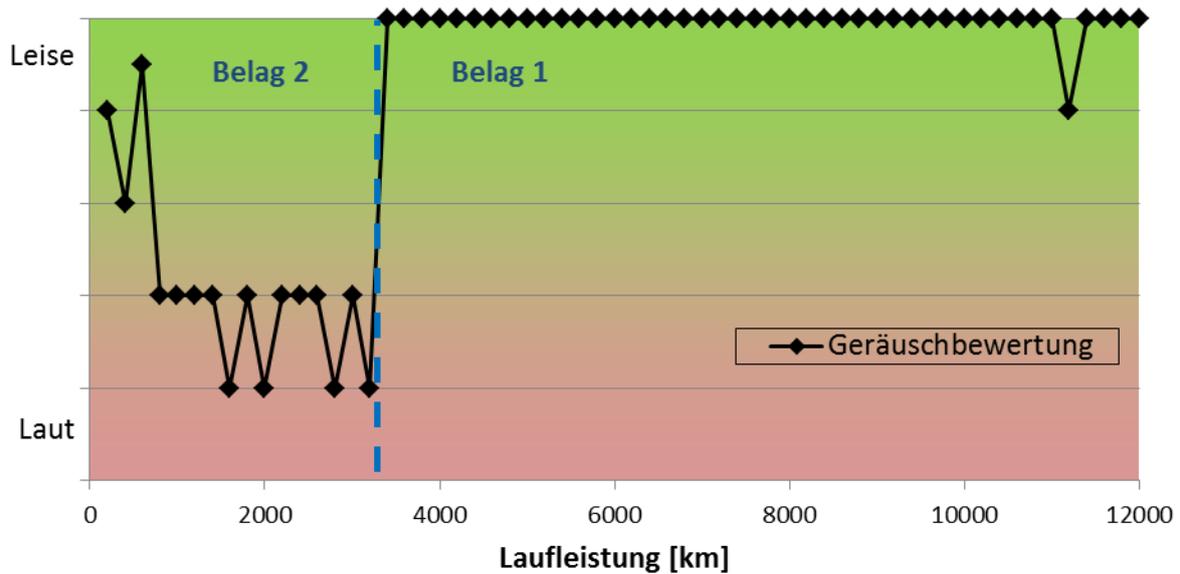


Abbildung 4.1.: Fahrzeug NVH- Evaluierung in Süd-Spanien

Aus diesem Grund wurde zunächst die Umstellung auf die reduzierte Einwaage rückgängig gemacht und die Bremsbeläge mit dem hohen Schleifmaß nachbearbeitet. Aus ökologischer und wirtschaftlicher Sicht ist dieser unnötig hohe Abtrag unsinnig. Deshalb wurde gemeinsam mit dem Lieferanten an der Lösung des Problems gearbeitet.

4.1 Variation Produktionsprozessparameter

Die Umstellung im Produktionsprozess veränderte die NVH-Eigenschaften des Bremsbelages. Aus diesem Grund erfolgte die gezielte Herstellung von Grenzmuster-Bremsbelägen mittels einer eigens dafür neu durchgeführten DoE, die zu drei neuen Sätzen von Produktionsprozessparametern führte. Bei der Produktion einer Charge wurden nun diese drei Sätze („A“, „B“ und „C“) verwendet. Dieser Versuch wurde mit zwei weiteren Mischungen (Chargen) wiederholt, um die Streuung zwischen den Chargen zu erfassen, siehe Tabelle 4.1.

Tabelle 4.1.: Variation Produktionsprozessparameter

		Produktionsprozessparametersatz		
		A	B	C
Reibmaterial -charge	1	A1	B1	C1
	2	A2	B2	C2
	3	A3	B3	C3

Von jedem Produktionsprozessparametersatz und Reibmaterialcharge wurden zumindest 30 Bremsbeläge gefertigt. Alle gefertigten Bremsbeläge wurden anschließend vollständig vermessen hinsichtlich:

- Der Kompressibilität K_6
- Den ersten vier Eigenfrequenzen
- Der Masse der Rückenplatte vor der Produktion des Bremsbelages
- Der Masse des Bremsbelages nach der Produktion

Aus Gründen des Datenschutzes erfolgt die Darstellung der Messwerte immer relativ in Prozent zum Mittelwert aller dargestellten Werte. Abbildung 4.2 zeigt gemessene Bremsbelagskennwerte aus den neun unterschiedlichen Grenzmusterproduktionen.

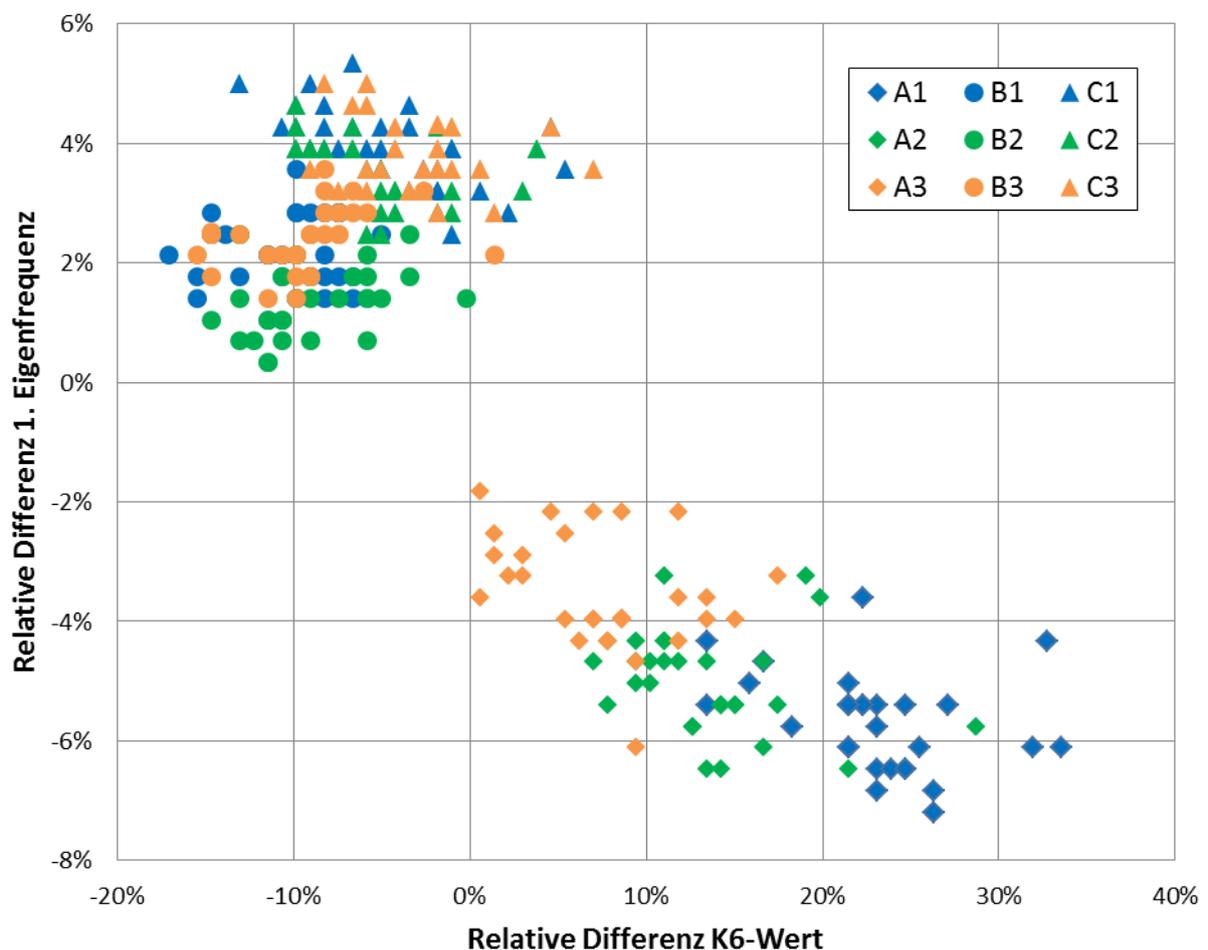


Abbildung 4.2.: Darstellung der Streuung von K_6 und der ersten Eigenfrequenz über die drei verschiedenen Produktionsprozessparameter und die drei Reibmaterialchargen, dargestellt relativ zu dem jeweiligen gemeinsamen Mittelwert

Die mittels des Parametersatzes „A“ gefertigten Bremsbeläge weisen die höchsten K_6 -Werte und die niedrigsten Eigenfrequenzen auf. Bei Analyse des Bremsbelagsgewichtes zeigte sich, dass die „A“ Bremsbeläge die leichtesten sind. Der Grund dafür ist die schlechtere Verdich-

tung des Reibmaterials, wodurch die Bremsbeläge anschließend dicker sind⁵. Es muss daher mehr Reibmaterial abgeschliffen werden um das Sollmaß zu erreichen. Daher sind die Bremsbeläge leichter. Die mittels „A“ gefertigten Bremsbeläge zeigen die größte Streuung und weisen somit den Prozess mit der geringsten Stabilität aus.

Die mit „B“ produzierten Bremsbeläge sind im Vergleich zu den „A“ Bremsbelägen deutlich härter/steifer (niedrigere K_6) und schwerer. Die Eigenfrequenzen sind höher. Ein Vergleich der Bremsbeläge aus dem Produktionsprozess „C“ mit „B“ zeigt einen Anstieg der Eigenfrequenz. Diese Bremsbeläge sind relativ gesehen weicher (höhere K_6) und wiederum schwerer.

Die aus den Daten der experimentellen Modalanalyse berechnete Dämpfung der ersten Eigenfrequenz ist in Abbildung 4.3 dargestellt.

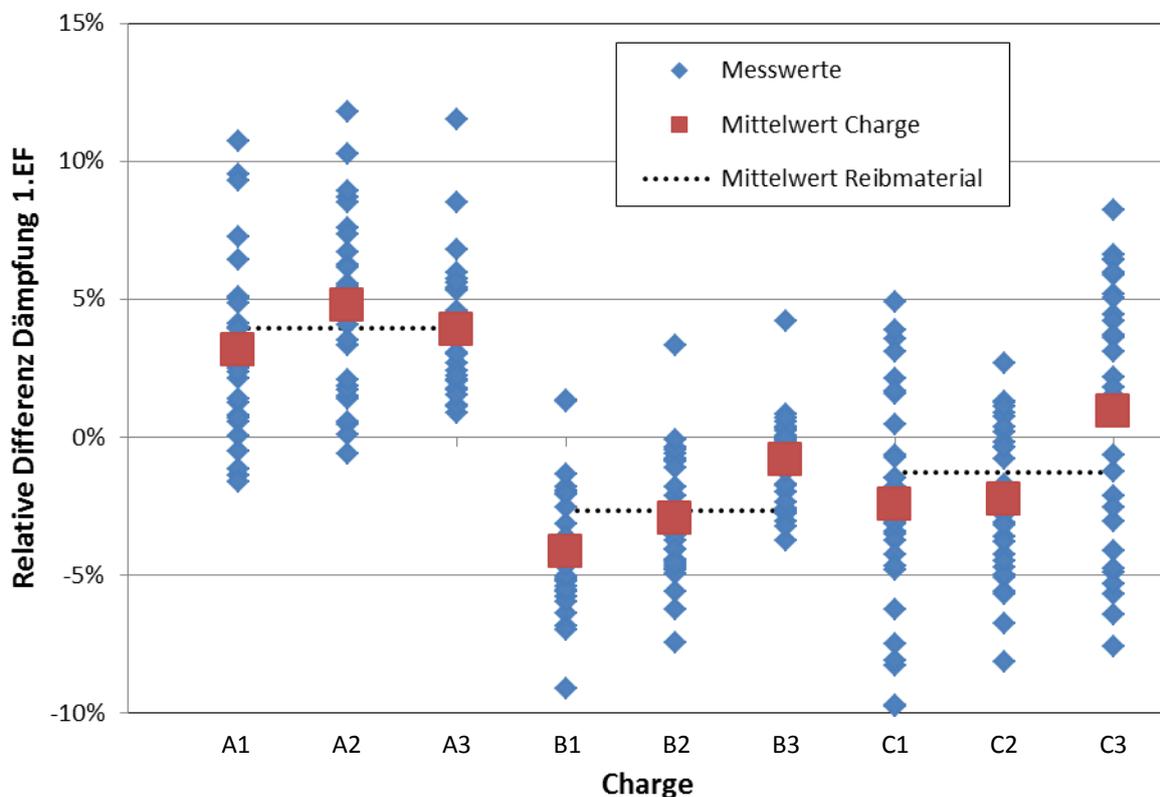


Abbildung 4.3.: Aus Messwerten berechnete Dämpfung der ersten Eigenfrequenz, dargestellt relativ zu dem gemeinsamen Mittelwert

Die Bandbreite der erhaltenen Dämpfungswerte umfasst 22.5 %. Die Differenz der Mittelwerte von „A“ und „B“ Belägen beträgt über 6.5 %. Die Dämpfung beeinflusst den erreichten

⁵ Bei dieser Fertigung ist der Pressvorgang Druck-, beziehungsweise Kraftgesteuert und der Bremsbelag muss anschließend auf das Sollmaß abgeschliffen werden. Bei weggesteuerter Fertigung wird auf das Sollmaß gepresst und es ist keine Nacharbeit notwendig.

Grenzyklus und somit die Lautstärke eines Quietschgeräusches. Aus den Messergebnissen heraus kann angenommen werden, dass die „A“ Bremsbeläge NHV-technisch besser sind als die „B“ und die „C“ Bremsbeläge.

All diese unterschiedlichen Eigenschaften der Bremsbeläge legen die Vermutung nahe, dass die Bremsbeläge ein deutlich unterschiedliches Geräuschverhalten aufweisen. Aus diesem Grund wurden die Grenzmuster in der Simulation, am Prüfstand und im Fahrzeug untersucht.

4.2 Simulation

4.2.1 Voruntersuchung

Die Ergebnisse der numerischen Eigenwertanalyse hängen von den gewählten Materialparametern für den Bremsbelag ab. Diese können mittels eines Optimierungsverfahrens an die Ergebnisse der Messung angepasst werden. Es gibt somit eine näherungsweise Abschätzung der fünf transversal isotropen Materialparameter mittels der gemessenen Eigenfrequenzen.

Dabei kann immer nur der ganze Bremsbelag, daher Rückenplatte und Reibmaterial, untersucht werden. Die Rückenplatte besteht aus Stahl und hat Fertigungstoleranzen. Stahl als Werkstoff kann sehr genau im Materialmodell abgebildet werden. Es gibt daher nur einen geringen Einfluss durch die Toleranzen der Rückenplatte auf die numerisch ermittelten Eigenfrequenzen.

Das Reibmaterial beziehungsweise die fünf Materialparameter müssen zunächst numerisch ermittelt werden. In einer Voruntersuchung galt es herauszufinden, inwieweit welcher Materialparameter einen wie großen Einfluss auf die resultierenden Eigenfrequenzen hat. In der Voruntersuchung wurde auch die Annahme, dass der Bremsbelag ein transversal isotropes Material ist, zum Teil verworfen. Alle neun Materialparameter (je drei Elastizitätsmoduli, Schubmoduli und Querkontraktionszahlen) wurden unabhängig voneinander variiert. Damit wurde das transversal isotrope Materialgesetz verletzt. Allerdings kann auf diese Art und Weise die (numerische) Sensitivität eines jeden einzelnen Parameters ermittelt werden.

Die Sensitivitätsanalyse wurde mittels Variation der einzelnen Reibmaterialparameter durchgeführt. Dabei wurden die Parameter um einmalig +50 % (hoch, „h“) und -50 % (tief, „t“) variiert. Zunächst erfolgte die Berechnung der ersten neun Eigenfrequenzen des Referenzmodells (R). Anschließend wurden alle Parameter variiert (A), dann gruppiert alle Elastizitätsmoduli (E), alle Querkontraktionszahlen (ν) und Schubmoduli (G). Schlussendlich folgte die Variation jedes Parameters einzeln. Die Richtungen ($i=1, 2, 3$) sind wie in Abbildung 3.1 angegeben. Das Ergebnis ist in Abbildung 4.4 dargestellt.

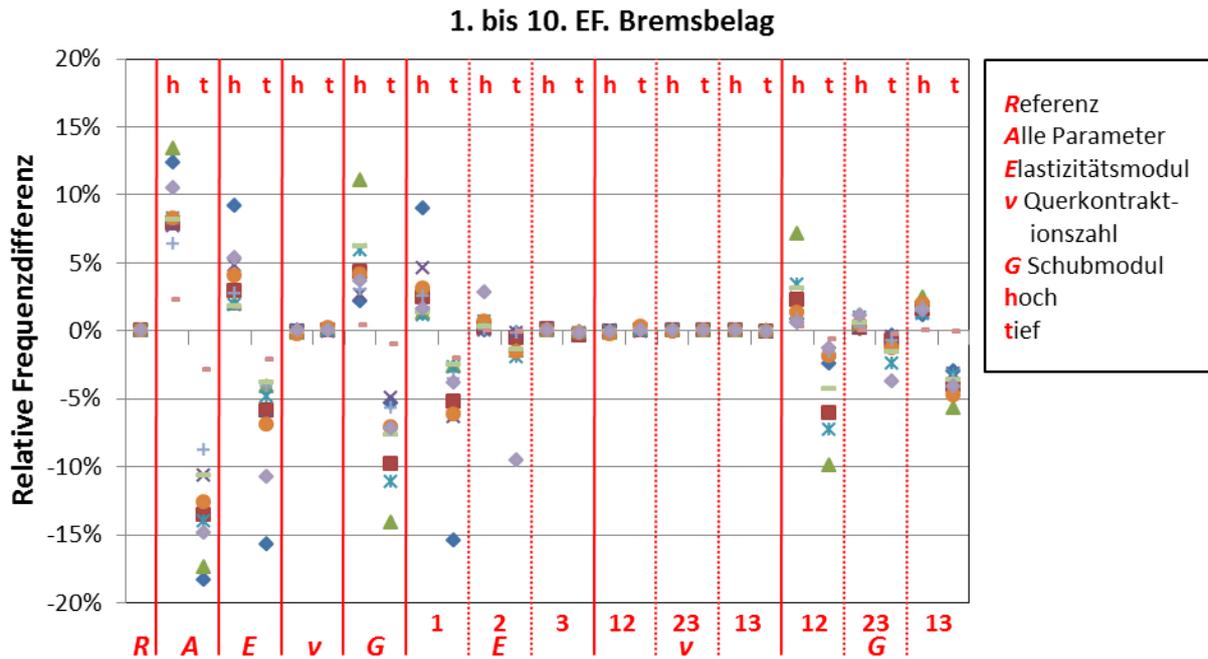


Abbildung 4.4.: Prozentuelle Änderung der ersten zehn Eigenfrequenzen eines Bremsbelages bei Variation der Reibmaterialparameter um $\pm 50\%$

Die Querkontraktionszahlen haben keinen Einfluss auf die berechneten Eigenfrequenzen. Selbiges gilt für den Elastizitätsmodul in axialer Richtung E_3 . Die Steifigkeit des Bremsbelages in der Belastungsrichtung hat daher nur wenig Einfluss auf die Eigenfrequenzen. Den größten Einfluss auf die Eigenmoden hat der Elastizitätsmodul in tangentialer Richtung E_1 , daher in Richtung der Reibkraft.

Mit dem gleichen Modell wurde die analoge Sensitivitätsanalyse für die KEA Berechnung durchgeführt. Es wurde die relative Änderung des Dämpfungsverhältnisses DR für die drei bei diesem System kritischsten Frequenzen ausgewertet. Das Ergebnis ist in Abbildung 4.5 dargestellt.

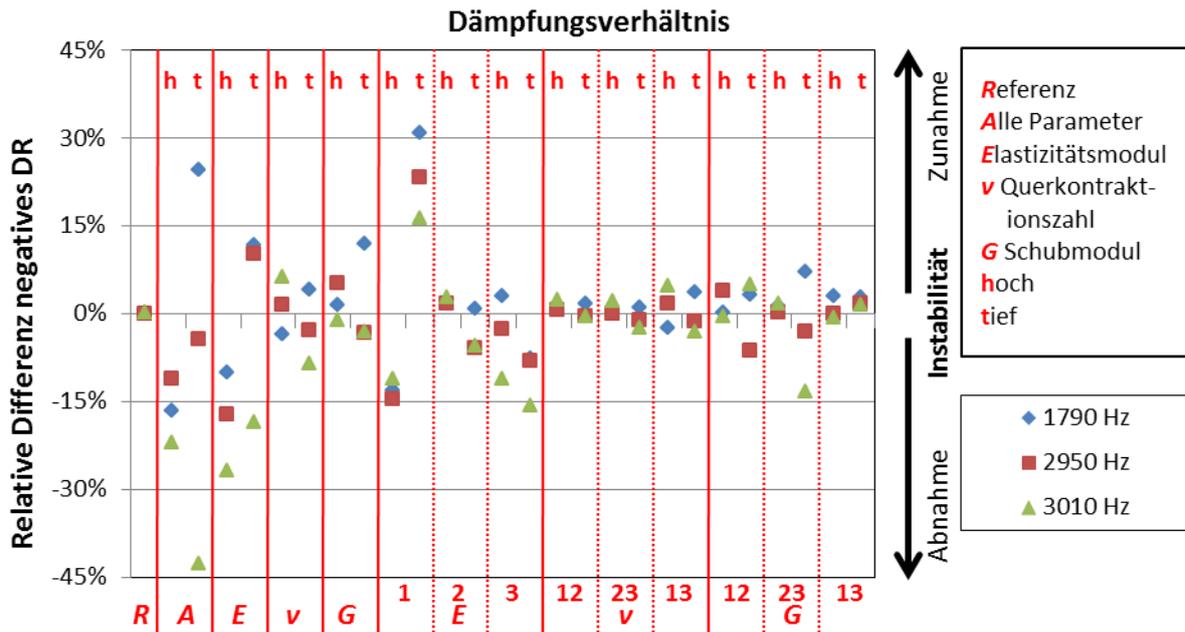


Abbildung 4.5.: Prozentuelle Änderung des Dämpfungsverhältnis dreier instabiler Schwingformen bei Variation der Reibmaterialparameter um $\pm 50\%$

Hier zeigt sich ebenso wie bei der Modalanalyse, dass der Elastizitätsmodul in tangentialer Richtung E_1 die größte Sensitivität aufweist. Allerdings zeigt sich hier auch eine Sensitivität des axialen Elastizitätsmoduls E_3 . In diesem Fall würde jegliche Änderung dieses Elastizitätsmoduls E_3 zu einer Verschiebung des negativen Dämpfungsverhältnisses in Richtung Stabilität führen.

Es konnte nachgewiesen werden, dass das Geräuschverhalten eines Bremssystems vor allem durch den tangentialen, aber auch durch den axialen Elastizitätsmodul beeinflusst wird. Die Schubmoduli haben einen kleinen, die Querkontraktionszahlen einen sehr geringen und somit vernachlässigbaren Einfluss.

4.2.2 Untersuchung der produzierten Grenzmuster-Bremsbeläge

Bei der Sensitivitätsanalyse in der Voruntersuchung wurden die Parameter einzeln variiert und dabei das transversal isotrope Materialgesetz verletzt. Die Reibmaterialparameter der Grenzmuster wurden mittels numerischer Optimierung der gemessenen Eigenfrequenzen unter Berücksichtigung des transversal isotropen Materialmodells ermittelt.

Deshalb wurden im nächsten Schritt von den neun erhaltenen Bremsbelag-Grenzmusterfertigungen der Mittelwert des Gewichtes, die ersten vier Eigenfrequenzen und der K_6 -Wert bestimmt. Die erste Eigenfrequenz und der K_6 -Wert der neun Bremsbelag-Grenzmusterfertigungen sind bereits in Abbildung 4.2 dargestellt. Abbildung 4.6 zeigt die

relativen Gewichtunterschiede bezogen auf den gemeinsamen Mittelwert der neun Bremsbelag-Grenzmusterfertigungen.

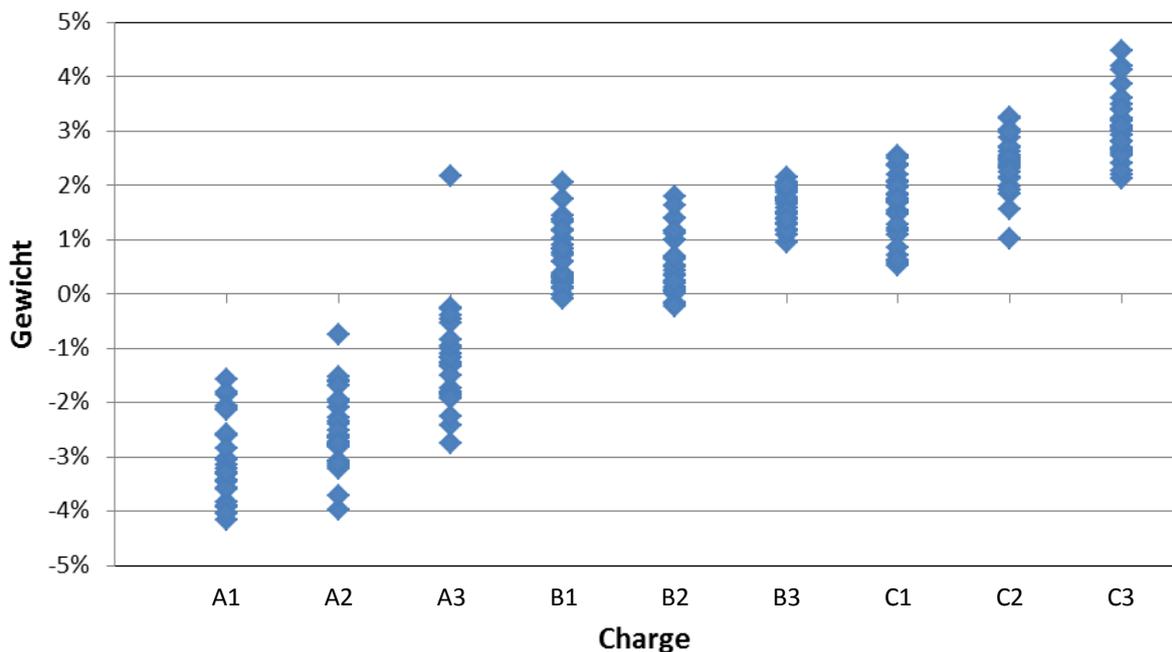


Abbildung 4.6.: Unterschiede im Bremsbelagsgewicht der neun Bremsbelag-Grenzmusterfertigungen, relativ dargestellt zum gemeinsamen Mittelwert

Durch die gewählten Produktionsprozessparameter gibt es eine deutliche Spreizung der erhaltenen Messwerte. Die Bandbreiten relativ zum gemeinsamen Mittelwert betragen für die Eigenfrequenz 12.5 %, für den $K6$ -Wert 51 % und das Bremsbelagsgewicht 8.7 %. Um die Auswirkungen in der Simulation festzustellen, werden von allen neun Bremsbelag-Grenzmusterfertigungen die transversal isotropen Materialparameter bestimmt.

Als Zielwerte für die Optimierung werden die Mittelwerte der gemessenen ersten vier Eigenfrequenzen und Gewichte der jeweiligen Chargen verwendet. Diese sind relativ zum gemeinsamen Mittelwert des jeweiligen Wertes in Abbildung 4.7 dargestellt.

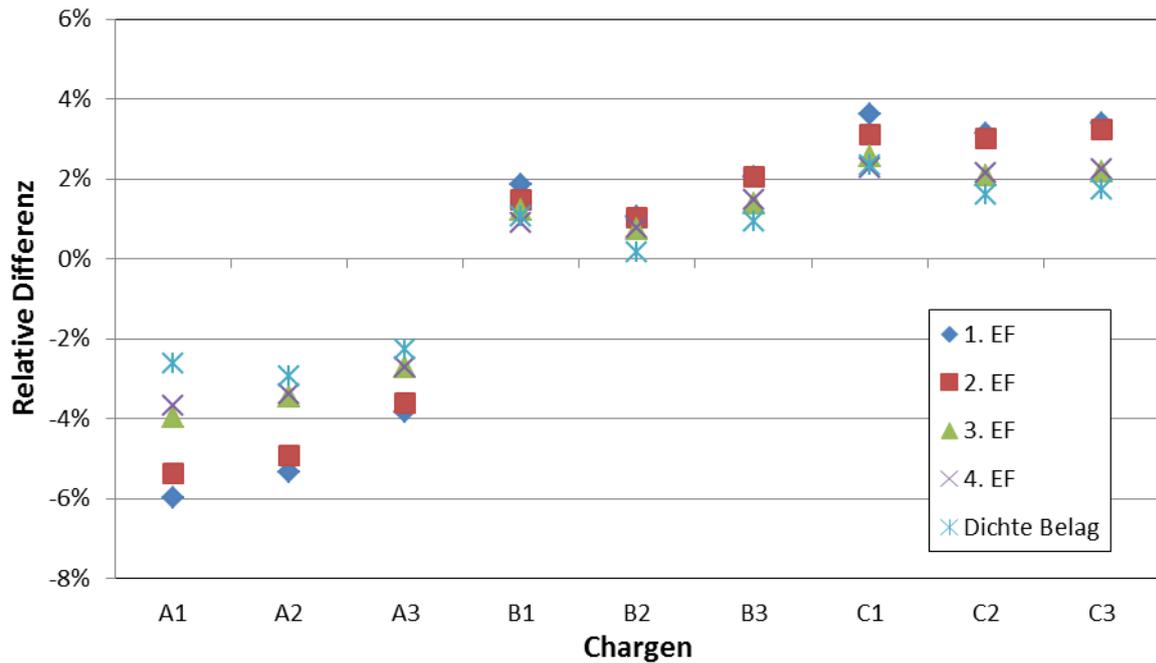


Abbildung 4.7.: Aus den Messdaten ermittelte neun Datensätze für die Optimierung der Reibmaterialparameter, relativ dargestellt zum jeweiligen gemeinsamen Mittelwert

Aus Abbildung 4.8 ist ersichtlich, dass die Bremsbeläge aus der Fertigung „A“ leichter und weicher sind. Zusätzlich sind deutliche Unterschiede zwischen den Chargen feststellbar. Allein von diesen Messwerten her können bereits deutliche Unterschiede hinsichtlich des NVH-Verhaltens erwartet werden.

Im nächsten Schritt folgte anhand dieser Datensätze die Ermittlung der fünf transversal isotropen Reibmaterialparameter, siehe Kapitel 3.1:

- E_3
- E_1 ➤ $E_2 = E_1$
- ν_{12} ➤ $G_{12} = f(E_1, \nu_{12})$
- ν_{13} ➤ $\nu_{23} = \nu_{13}$
- G_{13} ➤ $G_{23} = G_{13}$

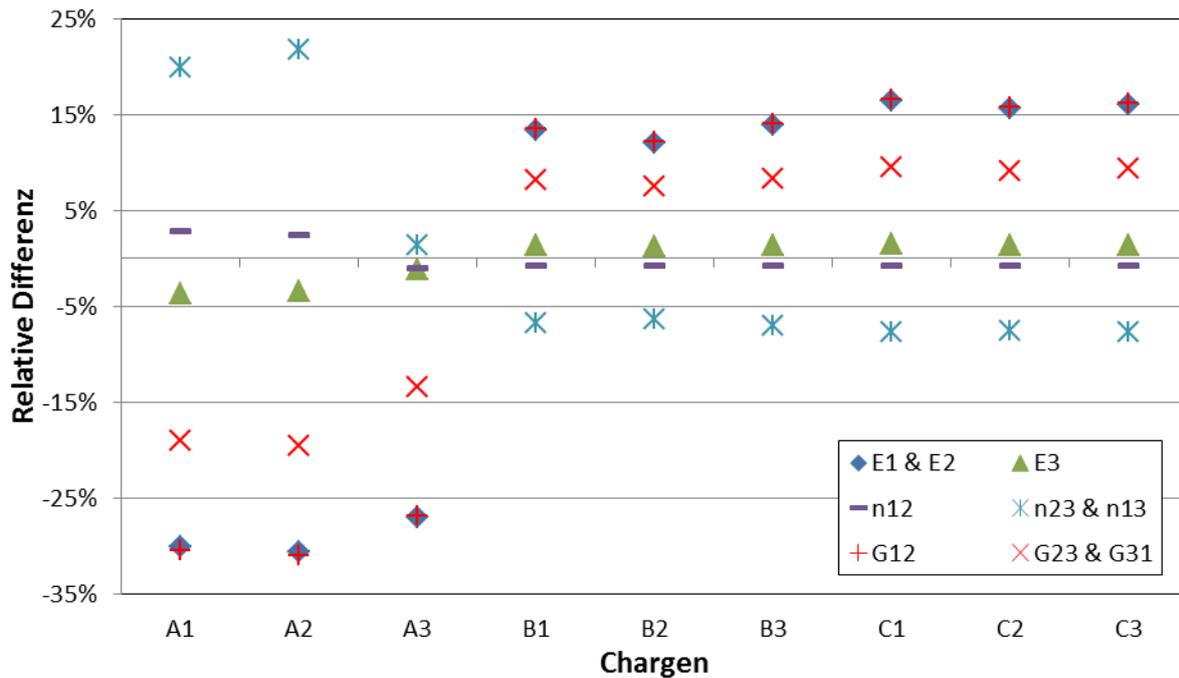


Abbildung 4.8.: Numerisch ermittelte transversal isotrope Reibmaterialparameter der neun Bremsbelag-Grenzmusterfertigungen, relativ dargestellt zum jeweiligen gemeinsamen Mittelwert

Die Ergebnisse bestätigen die Erkenntnisse aus der Voruntersuchung. Die axiale Steifigkeit E_3 hat nur einen sehr geringen Einfluss auf die Eigenwerte. Aus diesem Grund variiert diese auch kaum. Interessant ist, dass der relative Abstand zum jeweiligen Mittelwert von den Steifigkeiten und Schubmoduli in Reibrichtung (E_1, E_2, G_{12}) fast ident ist.

Die Querkontraktionszahlen haben nur einen geringen Einfluss auf die Eigenfrequenzen. Die Änderung dieser Zahlen resultiert daher aus den Materialgesetzen. Bei den besonders weich gefertigten Chargen A1 und A2 kommt es zu deutlich erhöhten Querkontraktionszahlen. Der Grund dafür liegt vermutlich an der schlechteren Vernetzung dieser Bremsbeläge.

Im Anschluss daran wurde für den aus der Serienentwicklung bekannten kritischsten Betriebspunkt hinsichtlich Bremsdruck, Temperatur, Geschwindigkeit und Reibwert eine KEA für alle neun Bremsbelag-Grenzmuster durchgeführt.

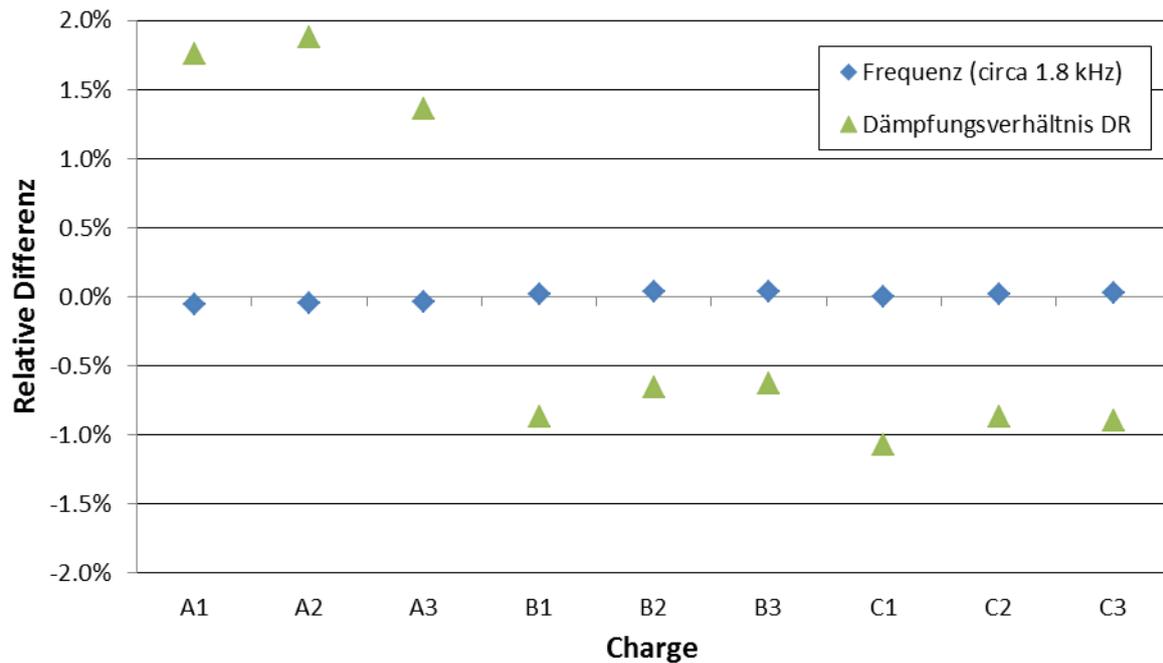


Abbildung 4.9.: KEA Ergebnisse der neun Bremsbelag-Grenzmusterfertigungen, Änderung des Dämpfungsverhältnis bei gleichen Betriebspunkten relativ dargestellt zum gemeinsamen Mittelwert

Die Simulationen der neun Bremsbelag-Grenzmusterfertigungen zeigten, dass die Änderung der Bremsbelagsmaterialparameter nur einen sehr geringen Einfluss auf die KEA-Ergebnisse hat. Die Quietschfrequenz ändert sich maximal um 0.06 %, das Dämpfungsverhältnis um maximal 1.88 %.

Die Ergebnisse der transversal isotropen Reibmaterialparameter lassen ein stark unterschiedliches NVH-Verhalten vermuten. Die KEA-Berechnungen konnten diese Vermutung allerdings nicht bestätigen. Es muss allerdings auf die prinzipielle Schwachstelle der KEA-Simulation hingewiesen werden: Die KEA rechnet im Frequenzbereich und liefert immer alle potentiellen instabilen Schwingungen. Diese sind durch eine negative Dämpfung gekennzeichnet. Die negative Dämpfung gibt allerdings die Anfachungsrate wieder, lässt aber keinerlei Rückschlüsse auf den erreichten Grenzyklus zu. Dafür wäre eine Berechnung im Zeitbereich notwendig, die allerdings (noch) nicht effizient durchführbar ist, vgl. Kapitel 2.2.1.

Aus diesem Grund gehen aktuelle Entwicklungen in die Richtung, eine möglichst große Anzahl an verschiedenen Betriebspunkten zu berechnen. Mit dieser Parameterstudie kann ein virtueller Matrix-Test simuliert und eine *Häufigkeit der Instabilität* berechnet werden. Dieses Verfahren ähnelt dem am Prüfstand durchgeführten SAE J2521 [20] Test.

4.3 Experiment

Nach der Bewertung der hergestellten Grenzmuster mittels Simulation erfolgte die NVH-technische Analyse der Bremsbeläge am Prüfstand und im Fahrversuch. Die Ergebnisse der Simulation wurden bei der Auswahl der zu prüfenden Grenzmuster berücksichtigt.

4.3.1 Prüfstand

Auf Grund der Übernahme des Bremssystems als COP Teil gab es bereits zahlreiche Ergebnisse vom Prüfstand. Bei diesem Bremssystem gibt es allerdings ein Problem hinsichtlich der Übertragbarkeit der Ergebnisse. Das Geräusch konnte zwar problemlos am Prüfstand reproduziert werden, allerdings kam es beim Übertrag auf das Fahrzeug zu quantitativ inversen Ergebnissen in beiden Richtungen. Daher zeigten beispielsweise leise Bremssysteme am Prüfstand ein leises oder lautes Verhalten im Fahrzeug. Laute Bremssysteme am Prüfstand allerdings genauso.

Dieses Verhalten spiegelte sich auch bei der Ausprüfung der Grenzmuster wider. Aus diesem Grund ist eine Darstellung der Ergebnisse nicht sinnvoll. Mittels einer durchgeführten dreidimensionalen Laservibrometrie wurden die Simulationsergebnisse hinsichtlich der Schwingform validiert. Die weiteren Untersuchungen erfolgten direkt am Fahrzeug.

4.3.2 Fahrversuch

Die NVH-Freigabe der Bremssysteme wird in Süd-Spanien durchgeführt. Die Erprobung findet auf öffentlichen Straßen bei kundennaher Fahrweise mit mehreren Fahrzeugen statt. Jedes Fahrzeug hat eine individuelle positive oder negative Stabilitätsreserve. Um die Streuung abzudecken und aussagekräftigere Ergebnisse zu erhalten, müssen mehrere Fahrzeuge getestet werden. Die Bewertung der Fahrzeuge erfolgt subjektiv durch die Fahrer und objektiv durch Geräuschmesssysteme. Das Messsystem liefert von jeder quietschenden Bremsung Frequenz, Lautstärke, Bremsdruck, Fahrgeschwindigkeit und an welcher Bremse das Geräusch auftrat.

Sowohl die objektiven als auch die subjektiven Ergebnisse unterliegen der Geheimhaltung. Aus diesem Grund können die Ergebnisse nur qualitativ beschrieben werden. Die folgende chronologische Liste beschreibt kurz die relevantesten Eckdaten der jeweiligen Erprobung und die erhaltenen Ergebnisse. Diese ersten drei Erprobungen wurden bereits kurz am Anfang dieses Kapitels erläutert, werden aber der Vollständigkeit halber nochmals erwähnt:

1. Die **Vorerprobung** mit **Prototypenfahrzeugen** diente der Evaluierung der COP-Bremsanlage. Diese zeigte ein für diesen frühen Entwicklungszeitpunkt ein äußerst gutes Verhalten und war bereits hinsichtlich Serie grenzwertig freigabefähig.

2. Es folgte eine **Robustheitssteigerung** mittels einer **dickeren Rückenplatte** und größerem Schleifmaß des Bremsbelagsmaterials. Diese Erprobung verlief fast geräuschfrei.
3. Daraufhin folgte die **Überleitung** der dickeren Rückenplatte und des dünneren Bremsbelagsmaterials in den Bremsbelagsproduktion- **Serienprozess**. Diese Bremsbeläge waren allerdings akustisch auffällig. Aus diesem Grund wurde die Analyse der Produktionsprozessparameter gestartet und die neun Bremsbelag-Grenzmuster-Chargen gefertigt.

Auf Basis der Ergebnisse aus Simulation und Prüfstand wurden sechs Bremsbelagsätze aus der Produktionsprozess-Grenzmusterfertigung definiert und erprobt. Jeweils ein Satz stammte aus den Grenzmusterfertigungen A1, B1, C1, A3, B3 und C3. Der Grund für die Auswahl war einerseits das Abprüfen des Einflusses der Produktionsparameter („A“, „B“ und „C“) und andererseits der Einfluss der unterschiedlichen Reibmaterial-Mischungen (1 und 3). Zwecks besserer Vergleichbarkeit wurden alle Bremsbeläge ohne jegliche akustische Sekundärmaßnahmen erprobt. Geordnet nach den Prozessparametern zeigten sich qualitative folgende Ergebnisse:

- **A1 und A3:** Diese Bremsbelagsätze produzierten während der vollständigen Erprobung kein einziges Geräusch. In Anbetracht dessen, dass auf jegliche Sekundärmaßnahmen verzichtet wurde ist dies ein besonders bemerkenswertes Ergebnis.
- **B1 und B3:** Die Fahrzeuge, die mit diesen Bremsbelägen ausgestattet waren zeigten ein inakzeptables Geräuschverhalten in vorwärts und rückwärts Richtung. Teilweise war geräuschfreies Bremsen nicht mehr möglich. Dieser Produktionsprozess-Parametersatz entsprach dem ersten Versuch der Überführung in den Serienprozess.
- **C1 und C3:** Diese Bremsbeläge hatten nur Geräusche bei Rückwärtsbremsungen. In vorwärts Richtung gab es keine Geräusche.

Mit den akustisch inakzeptablen Bremsbelägen aus der Produktion „B“ erfolgte die Abstimmung von zwei aufeinander aufbauenden Sekundärmaßnahmen-Paketen. Zur Überleitung in den Serienprozess und zur Ausstattung der Fahrzeuge wurde folgendes fixiert:

1. Produktion der Bremsbeläge nur mit Produktionsprozessparametersatz „A“. Die Umsetzung erfolgte kostenneutral.
2. Sekundärmaßnahmenpaket 1 wurde für den Serienanlauf umgesetzt und führte zu einer Erhöhung der Kosten für Bremsbeläge pro Fahrzeug von 6.5 %.

3. Falls es wider Erwarten zu Geräuschproblemen kommen sollte, kann das Sekundärmaßnahmenpaket 2 jederzeit umgesetzt werden. Allerdings bedeutet dies eine zusätzliche weitere Erhöhung der Bremsbelagskosten von 7.5 %.

Alle drei Maßnahmen wurden im Fahrversuch bestätigt. Jede Maßnahme für sich führte zu einem geräuschfreieren Bremssystem. Alle Maßnahmen zusammen garantieren eine maximale Robustheit gegen Geräusche.

Diese vollständige und tiefgehende Analyse garantierte zwar eine maximale Kundenzufriedenheit, war allerdings mit hohen Entwicklungs- und Erprobungskosten verbunden. Zusätzlich reduzierten die hohen Kosten für die Sekundärpakete, deren einziger Zweck der NVH-Komfort war, den Gewinn pro Fahrzeug.

Für zukünftige Projekte soll daher die Analyse der Produktionsprozesse noch früher durchgeführt werden. Damit können bis zum Serienanlauf genügend Erfahrungen mit den Bremsbelägen gesammelt werden, das System ist robuster und es kann auf Sekundärmaßnahmen verzichtet werden. Auf einen Vorschlag zur Umsetzung einer solchen *Robustheitsanalyse* wird im Kapitel 5.3 eingegangen.

5 Diskussion und abgeleitete Maßnahmen

5.1 Erkenntnisse und offene Potentiale

Die verwendeten Bremsbeläge für die NVH-Entwicklung entstammten aus dem Serienprozess eines übernommenen Bremsbelages. Nach der Produktion wurden die Bremsbeläge auf die erwünschte Dicke abgeschliffen. Beim Übertrag der Bremsbelagsproduktion auf den zukünftigen Serien-Produktionsprozess wurde das entwickelte Bremssystem akustisch auffällig. Denn zu Beginn der Bremsbelag-Serienfertigung mit reduzierter Dicke wurde die Produktion umgestellt. Die Einwaage der Bremsbelag-Masse vor dem Pressen wurde reduziert, um weniger Material abschleifen zu müssen. Dadurch war die Anpassung des Prozesses notwendig, und es kam zu auffälligen Entwicklungsfahrzeugen.

Um zu Serienanlauf der Fahrzeugproduktion ein robust ruhiges Bremssystem zu haben, wurde eine detaillierte Analyse hinsichtlich des Produktionsprozesses gestartet. Dabei zeigte sich, dass bei dem analysierten Bremssystem der Bremsbelag alleine das Geräusch von „nicht kundenfähig“ bis „nahezu geräuschfrei“ beeinflussen kann.

Mittels Umstellung des Produktionsprozesses und der Entwicklung von Maßnahmenpaketen konnte die Robustheit des Gesamtsystems auf ein Maximum gesteigert werden. Für die Entwicklung der Sekundär-Maßnahmenpakete wurden akustisch besonders schlechte Bremsbeläge aus einer speziellen Grenzmusterfertigung verwendet. Aus dieser Untersuchung heraus entstand das Ziel, einen Weg zu erarbeiten, mit dem solche Grenzmuster-Beläge gezielt gefertigt werden können. Diese stünden dann bereits früh in der Entwicklung zur Verfügung und könnten die Entwicklung eines NVH-robusteren Bremssystems unterstützen.

5.2 Paradigmenwechsel: Vom Schüttgut zum High-Tech-Produkt

Die Bremsbelagshersteller sind mit einem enormen Kostendruck konfrontiert. Bei großen Volumenmodellen sind Bremsbelagskosten von wenigen Euros keine Seltenheit. Für diese Summe muss allerdings ein Reibmaterial entwickelt, eine Rückenplatte gefertigt, ein Bremsbelag produziert und geliefert werden. Von diesem Standpunkt her ist es verständlich, dass Bremsbeläge fast wie Schüttgut behandelt werden.

Das Problem dabei ist, dass der Bremsbelag sehr viele Eigenschaften eines Fahrzeuges beeinflusst. Zusätzlich kann der Bremsbelag von jedem Kunden, auch ohne ingenieurtechnisches Wissen, hinsichtlich drei Kriterien bewertet werden:

- **Haptisch:** Bei jeder Bremsbetätigung bekommt der Fahrer über das Bremspedal eine Rückmeldung. Dabei ist es wichtig, dass der Bremspunkt möglichst konstant ist und das Pedal sich nicht weich anfühlt. Ein „schwammiges“ Bremspedal suggeriert eine schlechte Qualität. Zusätzlich können Bremsbeläge auf Grund ihrer Zusammensetzung zu einem erhöhten Reibmaterialauftrag auf die Bremsscheibe neigen. Dies führt meist zu Bremsenrubbeln, das nicht nur am Bremspedal sondern sogar am Lenkrad spürbar ist. Dieses Phänomen kann jeder Fahrer spüren und es suggeriert eine Fehlfunktion im Bremssystem.
- **Akustisch:** Jegliche Bremsgeräusche werden nicht nur vom Fahrer, sondern auch von der Umgebung wahrgenommen. Das Geräuschproblem liegt zusätzlich meist in einem für das menschliche Ohr sehr sensiblen Frequenzbereich. Vor allem im Stadtverkehr sind Quietschgeräusche äußerst störend. Das Problem wird insoweit verstärkt, dass der Stadtverkehr durch Hybridisierung und Elektrifizierung immer leiser wird. Bremsgeräusche suggerieren dem Fahrer ebenso, dass mit seinem Bremssystem etwas nicht in Ordnung ist.
- **Optisch:** Korrodierte Bremsscheiben und durch Bremsstaub stark verschmutzte Räder beeinflussen das äußere Erscheinungsbild des Fahrzeuges negativ.

Für all diese Probleme gibt es bereits Lösungen, die sich allerdings immer gegenseitig negativ beeinflussen. Mittels Shims mit stark dämpfenden Klebern und Chamfers reduziert man Geräusche, dafür ist das Pedalgefühl weicher und somit schlechter. Weichere Bremsbeläge führen meistens zu einem besseren Geräuschverhalten, dafür ist der Reibwert geringer, das Pedalgefühl weicher und der Verschleiß größer. Der höhere Verschleiß führt wiederum zu mehr Bremsstaub und kürzeren Wartungsintervallen.

Aktuell ist die Bremsbelagsindustrie mit dem Thema „kupferfreie Bremsbeläge“ konfrontiert. In den nächsten Jahren soll in mehreren Schritten in den USA und in Europa der Anteil des Werkstoffs Kupfer reduziert werden. Kupfer ist allerdings auf Grund seiner sehr guten Wärmeleitfähigkeit ein wesentlicher Bestandteil des Reibmaterials. Branchenintern wird der Aufwand zur kupferfreien Entwicklung mit dem Verbot von Asbest in Bremsbelägen im Jahr 1990 verglichen.

Es ist unumstritten, dass der Bremsbelag ein technologisch anspruchsvoller Bauteil ist. Denn er muss mehrere Funktionen übernehmen, wie zum Beispiel Betriebs- und Parkbremse bei Kombisätteln. Gleichzeitig gibt es im Laufe des Produktzyklus viele extreme Betriebsbedingungen hinsichtlich Temperatur, Verschmutzung oder Salzeintrag. Dabei darf er seine Eigenschaften über Verschleiß nicht verändern. Dafür ist die Verwendung einer großen Anzahl an Rohstoffen nötig. Das extrem heterogene Bremsbelagsgemisch soll sich dabei wie ein homogener Werkstoff verhalten. Schlussendlich fehlen auch bis dato geeignete Methoden und Werkzeuge, um einen Bremsbelag zu charakterisieren.

Ein Paradigmenwechsel ist daher dringend nötig. Es muss vor allem bei den OEMs der Wunsch nach teureren Premiumbremsbelägen anstelle von billigen Schüttgut-Belägen geweckt werden. Solange die Hersteller kein Premium fordern, werden die Bremsbelagshersteller dieses weder entwickeln noch liefern.

Gerade für einen Premium-Sportwagenhersteller sind Premiumbremsbeläge von großer Bedeutung. Durch den starken Einsatz von Leichtbau, verbunden mit dem Ziel alle Sekundärmaßnahmen zu vermeiden, sind die Bremssysteme akustisch schwerer abzustimmen.

Allerdings hat inzwischen fast jedes Bremssystem NVH-Sekundärmaßnahmen. Es gibt kaum mehr Bremssysteme, die ohne leicht erkennbare Tilgermassen am Bremssattel oder am Bremsbelag auskommen. Mehrschichtige Shims mit Ausschnitten zur Verschiebung des Druckpunktes sind genauso üblich wie Chamfers in jeglicher Ausprägung. Abbildung 5.1 zeigt den Hinterachse-Bremsbelag eines Wettbewerbers mit all diesen Gegenmaßnahmen am Bremsbelag.



Abbildung 5.1.: Hinterachse-Bremsbelag eines Wettbewerbers mit Bremsbelagsmassen, Parallelchamfers, heißgeklebtes Shim und Clip-on Shim mit „Moon-Cut“

Ein genaueres Wissen über den Bremsbelag würde die Abstimmung der Sekundärmaßnahmen deutlich erleichtern, oder sogar nichtig machen. Das Verständnis dafür ist aber (noch) nicht vorhanden.

5.3 Empfehlung Robustheitsanalyse Bremsbelag

Mittels der vorher beschriebenen Analyse war es möglich, gezielt Grenzmuster-Beläge zu erzeugen und mit diesen ein NVH-technisch robusteres Bremssystem zu entwickeln. Diese Vorteile sollen zukünftig in allen Projekten genutzt werden.

Im Folgenden wird eine Empfehlung hinsichtlich einer Robustheitsanalyse im Bremsbelag-Entwicklungsprozess gegeben. Diese soll zukünftig im Rahmen einer noch zu definierenden Prüfvorschrift umgesetzt werden. Folgende Eckdaten sollen dabei berücksichtigt werden:

- Sobald der Bremsbelagshersteller im Projekt fixiert ist, sollen mehrere voneinander unabhängig gemischte Reibmaterialchargen mit unterschiedlichen Produktionsprozessparametern gefertigt werden.
- Ein Teil der auf diese Art und Weise produzierten Beläge soll hinsichtlich ihrer NVH Eigenschaften mit geeigneten Messmethoden und Verfahren detailliert charakterisiert werden.
- Daraus ergeben sich verschiedene Grenzmuster-Bremsbeläge, die mittels einer geeigneten Versuchsmatrix hinsichtlich Bremsgeräusche am Prüfstand und im Fahrzeug bewertet werden sollen.

Anhand dieser aufwendigen Studie würde nun bereits zu einem frühen Entwicklungszeitpunkt eine große Anzahl an Grenzmuster-Bremsbelägen zur Verfügung stehen. Anhand dieser könnte bereits am Anfang des Entwicklungsprozesses das NVH-Potential der Bremsbeläge ermittelt werden. Zusätzlich könnte der Lieferant frühzeitig seinen Produktionsprozess optimieren und somit eine konstante Fertigung mit einer hohen Qualität umsetzen.

Der Nachteil dieses Prozesses liegt allerdings im Aufwand. Die Produktion verschiedener Chargen mit unterschiedlichen Produktionsprozessparametern führt beim Bremsbelagshersteller zu viel Ausschuss und somit zu erhöhten Kosten, die der Hersteller selbst nicht tragen kann. Daher müssten zusätzliche Entwicklungskosten kalkuliert, oder der Einzelpreis der Bremsbeläge angepasst werden. Zusätzlich ist die Bewertung der Grenzmuster zeit- und kostenintensiv.

Es gilt daher ein Optimum der Anzahl von Grenzmusterchargen und der Variationen von Produktionsprozessparametern zu ermitteln, die Anschließend in einer Prüfvorschrift definiert werden.

6 Zusammenfassung

Der Komfortaspekt tritt in der Fahrzeugentwicklung immer stärker in den Vordergrund. Geräusche und Vibrationen führen dabei oftmals zu Unbehagen und suggerieren eine schlechte Qualität des Fahrzeuges. Alle Schwingungsphänomene werden dabei gemeinsam unter dem Sammelbegriff NVH – *Noise, Vibration and Harshness*, betrachtet und behandelt.

Bremsgeräusche gehören dabei zu den wichtigsten NVH-Problemen. Dabei wird mittels des Frequenzbereiches zwischen niederfrequenten und hochfrequenten NVH-Phänomenen unterschieden:

- **Niederfrequente NVH-Phänomene:** Diese liegen im Bereich unter 1 kHz. Es gibt beispielsweise spürbare Schwingungen des Bremspedals und des Lenkrades, das Bremsenrubbeln. Diese werden hervorgerufen durch ungünstigen Bremsbelagsauftrag auf die Bremsscheibe oder durch Dickenvariation der Bremsscheibe (DTV). Diese Dickenvariation kann einerseits aus der Produktion stammen, andererseits kann es durch thermische Überbelastung zur Bildung von „Hot-Spots“ kommen. Die Anregung der Schwingung erfolgt somit von außen und es handelt sich um eine erzwungene Schwingung. Die Frequenz der Anregung wird von der Drehgeschwindigkeit der Scheibe und somit von der Fahrgeschwindigkeit vorgegeben. Aus diesem Grund tritt Bremsenrubbeln nur bei höheren Geschwindigkeiten auf. Weitere niederfrequente NVH-Phänomene sind Knarzen, Muhen und Heulen. Diese lassen sich beispielsweise am Steigungshügel leicht hervorrufen. Dabei wird die Bremse langsam gelöst bis das Fahrzeug losrollt. Die entstehende Stick-Slip Schwingung regt dabei das Bremssystem zu Geräuschen an.
- **Hochfrequente NVH-Phänomene:** Das sind hörbare Geräusche mit Frequenzen über 1 kHz, das Bremsenquietschen. In diesem Fall handelt es sich um eine selbsterregte Schwingung. Die Energie wird aus dem Reibkontakt zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe bezogen. Bremsenquietschen kann bei allen Fahrgeschwindigkeiten auftreten. Meist tritt Bremsenquietschen bei niedrigen Geschwindigkeiten und Bremsdrücken auf, wie beispielsweise beim Einparken.

Das kritische an Bremsen NVH-Phänomenen ist, dass diese im schlimmsten Fall eine Fehlfunktion der Bremse suggerieren. Aus diesem Grund werden sehr viele verschiedenen Sekundärmaßnahmen verwendet, die diese Geräusche vermeiden. Beispiele dafür sind Tilgermassen am Bremssattel und an den Bremsbelägen, Strukturmaßnahmen zur Verschiebung der Eigenfrequenzen von Bremssattel und Bremsscheibe oder das Anbringen von dämpfenden Shims auf den Bremsbelagsrückenplatten. Die Entwicklung dieser Maßnahmen, als auch der

Einsatz dieser ist mit teilweise hohen Kosten verbunden. Zusätzlich verschlechtern viele Maßnahmen das Pedalgefühl. Ein weiches beziehungsweise schwammiges Pedalgefühl ist für Sportwagen nicht akzeptabel.

Ein (bisher) vernachlässigtes Potential bildet hierbei das Reibmaterial. Dabei beeinflusst dieses viele Eigenschaften maßgeblich. Zum Beispiel führt ein zu stark verschleißender Bremsbelag zu einem hohen Materialauftrag auf die Bremsscheibe und zu einer verstärkten Neigung zu Rubbeln. Zusätzlich führt der verstärkte Abrieb zu mehr Bremsstaub. Zu „bissige“ Bremsbeläge weisen wiederum meist einen hohen Reibwert auf, erhöhen aber den Brems Scheibenverschleiß.

Im Rahmen der Arbeit wurde zunächst der Prozess der Bremsbelagsherstellung detailliert analysiert. Dabei zeigte sich, dass bei heißgepressten Bremsbelägen die resultierenden Bremsbelageigenschaften signifikant von den Pressparametern abhängen. Der Grund dafür ist die Zusammensetzung der Mischung der Bremsbelagsmasse, in der unter anderem Harze zur Vernetzung der Masse enthalten sind. Durch die Presstemperatur und Pressdauer wird der Vernetzungsgrad beeinflusst.

Längere Pressdauern und höhere Temperaturen führen allerdings zu längeren Taktzeiten der Presse und somit zu höheren Produktionskosten. Bei zu langen Pressdauern und Presstemperaturen verkoken die Harze und die Bremsbeläge werden zu porös.

Um den Einfluss von zu verschiedenen Zeitpunkten hergestellten Bremsbelagsmischungen festzustellen wurden drei Chargen hergestellt. Es kann daher die Streuung in Abhängigkeit der Mischung festgestellt werden. Zusätzlich wurde jede Charge mit drei verschiedenen Produktionsprozessparametersätzen („A“, „B“ und „C“) gefertigt. Die erhaltenen Bremsbeläge wurden so genau wie möglich zerstörungsfrei analysiert und folgende Messgrößen erfasst:

- Gewicht Rückenplatte
- Gewicht Bremsbelag
- Ersten sechs Eigenfrequenzen
- Kompressibilität K_6
- Dämpfung erste Eigenfrequenz

Die Bremsbeläge, welche mit dem Parametersatz „A“ gefertigt wurden, wiesen die höchsten K_6 -Werte, die niedrigsten Eigenfrequenzen und das geringste Gewicht auf. Diese Bremsbeläge zeigten aber auch das stabilste NVH-Verhalten und waren auch ohne Sekundärmaßnahmen nahezu geräuschfrei.

Die mit Parametersatz „B“ gefertigten Bremsbeläge zeigten sehr schlechte NVH-Eigenschaften. Im Fahrversuch war teilweise kein geräuschfreies Bremsen mehr möglich. Diese Bremsbeläge waren schwerer, hatten eine höhere Eigenfrequenz und niedrigere K_6 -Werte als „A“-Beläge.

Beläge aus der Fertigung „C“ zeigten im Fahrversuch nur beim Rückwärtsfahren Geräusche. Verglichen mit den „B“-Belägen sind diese wiederum schwerer, haben eine höhere Eigenfrequenz allerdings wider Erwarten auch höhere $K6$ -Werte.

Zur Erreichung einer maximalen Robustheit des Bremssystems erfolgte die Abstimmung von Sekundärmaßnahmen mittels „B“-Belägen. Mit dem Sekundärmaßnahmenpaket waren sogar diese Bremsbeläge nur mehr vereinzelt akustisch auffällig. In der Serienproduktion wird nur mehr Prozessparametersatz „A“ gefertigt und die Bremsbeläge mit dem Sekundärmaßnahmen-Paket ausgeliefert. Mit diesen Maßnahmen ist eine maximale NVH-Robustheit für das untersuchte Bremssystem garantiert.

Die aus dieser Produktionsanalyse generierten Erkenntnisse sollen auch in nachfolgende Entwicklungsprozesse einfließen. Aus diesem Grund wurde eine Empfehlung hinsichtlich einer Robustheitsanalyse im Bremsbelag-Entwicklungsprozess entworfen, die zukünftig im Rahmen einer noch zu definierenden Prüfvorschrift, umgesetzt werden soll.

Die vorliegende Studie unterstreicht, dass das Potential des Reibmaterials noch unbekannt ist und nicht ausgenützt wird. Die Bremsbelagshersteller sind allerdings mit einem großen Kostendruck von Seiten der Automobilbauer konfrontiert. Dies führte dazu, dass der Bremsbelag inzwischen (fast) wie Schüttgut behandelt wird.

Die durchgeführten Untersuchungen unterstreichen allerdings das große ungenutzte Potential. Es ist daher ein Paradigmenwechsel notwendig: Für Premiumfahrzeuge sind High-Tech-Bremsbeläge notwendig, um die hohen Komfortansprüche erfüllen zu können. Die vorliegende Arbeit liefert somit eine neue Perspektive hinsichtlich der Bedeutung und des Potentials von Bremsbelägen auf das NVH-Verhalten.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1.: Explosionsdarstellung Bremssystem.....	2
Abbildung 1.2.: Zeitliche Entwicklung des Fahrzeuggewichtes und der Motorleistung [1]	3
Abbildung 1.3.: Entwicklung des Gewichtes der Bremsanlage der Porsche 911 Turbo	4
Abbildung 1.4.: PCCB Bremssystem	4
Abbildung 1.5.: Verschiedene Kühlkanal- Designs von innenbelüfteten Bremsscheiben [1]	5
Abbildung 1.6.: Gezielte Bremsscheiben-Belüftung.....	6
Abbildung 1.7.: Übersicht Bremsgeräusche, adaptiert von [4, 5, 6]	6
Abbildung 1.8.: Einfluss von Bauteil-Streuung auf Bremsgeräusche [12]	10
Abbildung 2.1.: Minimal-Model Stick-Slip [1]	13
Abbildung 2.2.: Stick-Slip stabile Bewegung	14
Abbildung 2.3.: Stick-Slip instabile Bewegung	15
Abbildung 2.4.: Modenkopplung Minimalmodell [17].....	16
Abbildung 2.5.: Simulationsergebnisse Modenkopplung des Minimalmodells aus [17]	17
Abbildung 2.6.: Entwicklungswerkzeuge über Projektlaufzeit [12]	18
Abbildung 2.7.: Simulationsergebnisse der transienten Berechnung im Zeitbereich	19
Abbildung 2.8.: Beispiel einer KEA Rechnung [18].....	21
Abbildung 2.9.: Testaufbau auf SMP für SAE J2521 Tests [1].....	22
Abbildung 2.10.: Beispiel eines SAE J2521 Tests [1]	23
Abbildung 2.11.: Beispiel eines 3D-Laservibrometer Aufbau zur Messung der ODS.....	24
Abbildung 3.1.: Schematischer Aufbau eines Bremsbelages.....	26
Abbildung 3.2.: Messaufbau für die Kompressibilität von Scheibenbremsbelägen [24]	27
Abbildung 3.3.: Eigenfrequenzanalyse Bremsbelag [25]	29
Abbildung 3.4.: Wesentliche Prozessschritte der Bremsbelagsproduktion	32
Abbildung 3.5.: Vergleich der Daten aus der Qualitätskontrolle zweier Hersteller	34
Abbildung 4.1.: Fahrzeug NVH- Evaluierung in Süd-Spanien.....	37
Abbildung 4.2.: Darstellung der Streuung von $K6$ und der ersten Eigenfrequenz.....	38
Abbildung 4.3.: Aus Messwerten berechnete Dämpfung der ersten Eigenfrequenz	39
Abbildung 4.4.: Prozentuelle Änderung der ersten zehn Eigenfrequenzen	41
Abbildung 4.5.: Prozentuelle Änderung des Dämpfungsverhältnis	42
Abbildung 4.6.: Unterschiede im Bremsbelagsgewicht.....	43
Abbildung 4.7.: Aus den Messdaten ermittelte neun Datensätze für die Optimierung	44
Abbildung 4.8.: Numerisch ermittelte transversal isotrope Reibmaterialparameter	45
Abbildung 4.9.: KEA Ergebnisse der neun Bremsbelag-Grenzmusterfertigungen.....	46
Abbildung 5.1.: Hinterachse-Bremsbelag eines Wettbewerbers	52

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1.: Variable Produktionsprozessparameter in der Bremsbelagsproduktion	33
Tabelle 4.1.: Variation Produktionsprozessparameter	37

Literaturverzeichnis

- [1] D. Wallner, Experimental and Numerical Investigations on Brake Squeal, Diss.: Technischen Universität Graz, 2012.
- [2] M. Burckhardt, Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und PKW Bremsanlagen, Vogel Verlag, 1991.
- [3] B. Breuer und K. Bill, Hrsg., Bremsenhandbuch, Vieweg Verlag, 2006.
- [4] R. Allgaier, Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Bremsenquietschen, Diss.: Universität Stuttgart, 2001.
- [5] Y. Dai und T. Lim, „Suppression of brake squeal noise applying finite element brake and pad model enhanced by spectral-based assurance criteria,“ *Journal of Applied Acoustics*, Bd. 69, Nr. 3, pp. 196-214, 2008.
- [6] J. Wallaschek, K.-H. Hach, U. Stolz und P. Mody, „A Survey of the Present State of the Friction Modelling in the Analytical and Numerical Investigation of Brake Noise Generation,“ in *ASME Design Engineering Technical Conferences and Computer in Engineering Conference (DETC)*, Las Vegas, 1999.
- [7] K. Magnus, K. Popp und W. Sextro, Schwingungen, 8. Hrsg., Vieweg+Teubner Verlag, 2008.
- [8] T. Jacobsson, „Aspects of disc brake judder,“ *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automotive Engineering*, Bd. 217, Nr. 6, pp. 419-430, 2003.
- [9] K. Dunlap und M. L. R. Riehle, „An Investigative Overview of Automotive Disc Brake Noise,“ *SAE Technical Paper 1999-01-0142*, 1999.
- [10] S. Yang und R. Gibson, „Brake vibration and noise: Reviews, comments and proposals,“ *International Journal of Materials and Product Technology*, Bd. 12, pp. 496-513, 1997.
- [11] K. Genuit, Hrsg., Sound-Engineering im Automobilbereich, Springer Verlag, 2010.
- [12] S. Carvajal, M. Leber und T. Claus, „Integration der virtuellen Untersuchung vom Bremsenkomfort im Entwicklungsprozess einer Hochleistungsbremse,“ in *chassis.tech plus*, München, 2010.

- [13] U. von Wagner, D. Hochlenert und P. Hagedorn, „Minimal models for disk brake squeal,“ *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 302, Nr. 3, pp. 527-539, 2007.
- [14] K. Shin, M. Brennan, J. Oh und C. Harris, „Analysis of disk brake noise using a two-degree-of-freedom model,“ *Journal of Sound and Vibration*, Bd. 254, Nr. 5, pp. 837-848, 2002.
- [15] G. Ostermeyer, „On tangential friction induced vibrations in brake systems,“ *SAE International Journal of Passengers Cars- Mechanical Systems*, Bd. 1, pp. 1251-1257, 2008.
- [16] A. Buck, Simulation von Bremsenquietschen, Diss.: Technische Universität München, 2008.
- [17] N. Hoffmann und L. Gaul, „Effects of damping on mode-coupling instability in friction induced oscillations,“ *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, Bd. 83, Nr. 8, pp. 524-534, 2003.
- [18] M. Leber, S. Carvajal, D. Wallner und C. Thomas, „Brake pads: high tech components with an extreme impact on all customer related evaluation criteria of brake systems,“ in *Eurobrake*, Dresden, 2013.
- [19] Permas, Verfügbar unter: www.intes.de, [Datum des Zugriffs: 20.01.2014].
- [20] SAE International Surface Vehicle Recommended Practice. Disc and Drum Brake Dynamometer Squeal Noise Matrix., *SAE Standard J2521*, 2006.
- [21] J. Thompson, Brake NVH - Testing and Measurements, SAE International, 2011.
- [22] DIN ISO 226:2006-04, Akustik - Normalkurven gleicher Lautstärkepegel, Deutsches Institut für Normung e.V., 2006.
- [23] M. Möser, Akustik, Springer Verlag, 2007.
- [24] DIN ISO 6310:2009, Road vehicles - Brake linings - Compressive strain test methods, Deutsches Institut für Normung e.V., 2009.
- [25] S. Carvajal, „Application of PERMAS in virtual brake development,“ in *Permas Users' Conference*, Heidelberg, 2012.
- [26] H. Schürmann, Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden, Springer-Verlag, 2007.

- [27] L. Lee, G. Lou und B. Malott, „Development and Application of ALCO Method for Acquiring Elastic Constants of Friction Materials.,“ in *SAE Technical Paper 2007-01-3958*, 2007.
- [28] G. Lou, L. Lee und B. Malott, „Introduction of Anisotropic Lining Elastic Constants Optimization (ALCO) Method for Friction Materials,“ in *SAE Technical Paper 2007-01-0591*, 2007.
- [29] D. Yuhas, J. Ding und S. Venkatesan, „Non-linear Aspects of Friction Material Elastic Constants,“ in *24th SAE Brake Colloquium*, Texas, 2006.
- [30] D. Yuhas, E. Gesch, T. Yamane, C. Vorres und J. Remiasz, „Comparative Studies of Non-destructive Methods for As-manufactured Brake Pads,“ in *28th SAE Brake Colloquium*, Grapevine , 2010.
- [31] L. Liber, Entwicklung einer Methode zur modalen Charakterisierung von Bremsbelägen, Diplomarbeit: Universität Stuttgart, 2013.
- [32] M. Böhme, Experimentelle Untersuchungen zur Bremsbelagschwingform, Diplomarbeit: Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden, 2008.
- [33] A. Tonchev, W. Hirschberg, W. Sextro, Z. Major und J. Neges, „Modellierung der Hysterese- und Adhäsionseffekte zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe.,“ in *27th μ -Symposium*, Bad Neuenahr, 2007.
- [34] A. Cerutti, „Friction optimization through improved characterization techniques,“ in *31st SAE Brake Colloquium*, Jacksonville, 2013.
- [35] S. Hornig und U. von Wagner, „Experimental identification of brake lining material properties subjected to combined static and high frequency loading.,“ in *29th SAE Brake Colloquium*, New Orleans, 2011.
- [36] S. Hornig und U. von Wagner, „Improvement of Brake Squeal Simulation Reliability by Measurement and Identification of Friction Material Properties.,“ in *30th SAE Brake Colloquium*, San Diego, 2012.
- [37] H. Fastl und E. Zwicker, *Psychoacoustics: Facts and Models*, Springer Verlag, 2007.