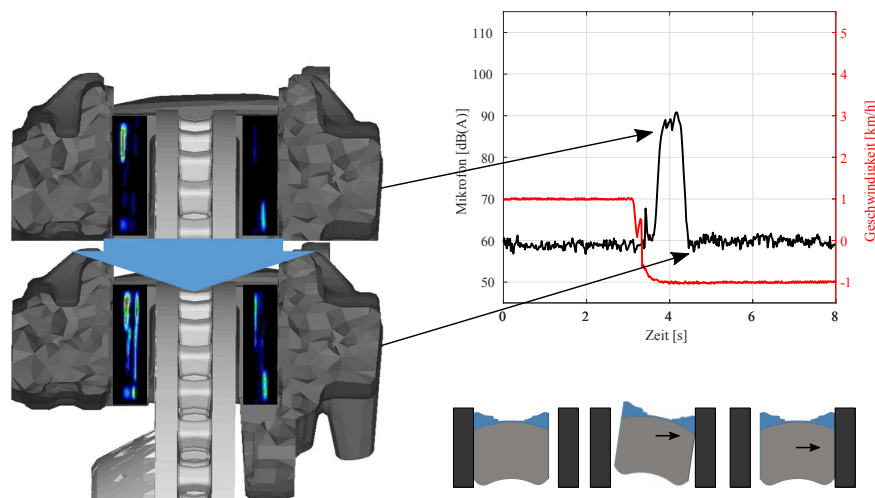


# Dissertation

## Ein Beitrag zum Verständnis des Bremsenquietschens beim Fahrtrichtungswechsel



M.Sc. Oliver Stump

Abbildung auf der Titelseite: Druckfolienmessungen und das zugehörige Geräuschsignal bei einem gebremsten Fahrtrichtungswechsel

# Ein Beitrag zum Verständnis des Bremsenquietschens beim Fahrtrichtungswechsel

---

Zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor der Ingenieurwissenschaften**

der  
Fakultät für Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**

von

**M.Sc. Oliver Stump**  
aus Göppingen

---

Tag der mündlichen Prüfung:  
Hauptreferent:  
Korreferent:

18. Mai 2018  
Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Seemann  
Prof. Dr.-Ing. Hartmut Hetzler



# Kurzfassung

Bremsenquietschen stellt ein typisches Beispiel für reiberregte Schwingungen dar, welches Thema vieler vergangener und aktueller Forschungsarbeiten ist. Dabei stellen erfahrungsgemäß Bremsgeräusche beim Fahrtrichtungswechsel mit langsamen Geschwindigkeiten und mit wenig Bremsdruck eine besonders kritische Situation dar, die gleichzeitig vom Kunden subjektiv mehr wahrgenommen wird.

In dieser Arbeit wird der Fahrtrichtungswechsel simulativ und messtechnisch an einer Festsattelbremse mit flacher Belaganlage untersucht, mit dem Ziel mehr Verständnis für das erhöhte Auftreten des Quietschens in diesem Lastfall zu schaffen. Der Stand der Technik für die Simulation von Bremsenquietschen ist die Berechnung der Stabilität aus der Ruhelage. Dazu werden die Bewegungsgleichung linearisiert und die Realteile der Eigenwerte bestimmt. Dies kann numerisch sehr effizient gelöst werden, hat aber den Nachteil, dass weder Grenzyklusamplituden berechnet werden können, noch eine Aussage über das Verhalten des Systems bei Störungen getroffen werden kann. Minimalmodelle aus der Literatur zeigen, dass stabile Grenzyklen jenseits des Stabilitätsbereiches der Ruhelage existieren können. Um die Größe dieses Fehlers zu bestimmen, wird in dieser Arbeit ein realitätsnahes Modell einer Bremse mit der Finiten-Elemente-Methode (FEM) aufgebaut. Dabei zeigt sich, dass das aufgebaute System allein durch eine zu grobe Diskretisierung der Brems Scheibe in der Art gestört werden kann, dass die Lösung um die Ruhelage ungültig wird.

Die messtechnische Untersuchung des Fahrtrichtungswechsels mit dem Fokus auf die Belagdynamik, zeigt eine große Variation der möglichen Kontaktzustände des Bremsbelages, insbesondere mit der Belaganlagefläche des Sattels. Während des Fahrtrichtungswechsels können sich die Position und Größe der Kontaktflächen stark verändern und außerdem kann die ungleiche Druckverteilung der Beläge zu großen Unterschieden des Schwingverhaltens von innerem zu äußerem Belag führen. Implementiert in das FE-Modell zeigen diese Beobachtungen eine Verschlechterung des Stabilitätsbereiches der Ruhelage, wie es auch im Fahrzeug bekannt ist. Dies kann direkt in die industriell angewandte Methodik implementiert werden.

Darüber hinaus kann die Belagbewegung beim Fahrtrichtungswechsel als Störung des Systems interpretiert werden. Transiente Untersuchungen weisen darauf hin, dass die starke Änderung des Normaldruckes bei einer solchen Bewegung das System in besonderer Weise stört, sodass hier vermehrt subkritische Bifurkationen auftreten, die durch eine lineare Untersuchung des Systems nicht gefunden werden können. Am Beispiel der Verschiebung der Scheibeneigenfrequenzen lässt sich zeigen, dass die Tendenzen der linearen Untersuchung bei einer solchen Störung falsch sein können.

Die Notwendigkeit einer guten Modellvalidierung, inklusive der Belagbewegung, zeigt eine weitere Schwingform, die ebenfalls bei 2 kHz auftritt. Hierbei sind die Beläge in besonderer Form konditioniert. Die Anpassung des FE-Modells auf die neuen Randbedingungen weisen

auf eine deutliche Verschlechterung des Stabilitätsgebietes hin. Durch die der Belaganlagefläche zugewandten, tangentialen Bewegung muss neu über die Rolle der Nichtlinearitäten am Belaganschlag und die Kontaktmodellierung zwischen Bremskolben und Rückenplatte diskutiert werden. Dazu bietet diese Arbeit eine Grundlage.

Durch die große Sensitivität des Systems auf Schwankungen der Parameter und auf Störungen der Ruhelage stellt sich allgemein die Frage, welche Rolle die Geräuschsimulation im Rahmen der Entwicklung eines Bremssystems spielen kann. Der digitale Prüfstand, auf dem auch Freigabetest gemacht werden können, ist hierbei in absehbarer Zeit nicht vorstellbar. Das Verständnis der Phänomene, das in der Simulation durch die Diskussion der Randbedingungen und Modellannahmen geschaffen wird, kann jedoch in den unterschiedlichsten Phasen der Entwicklung nützlich sein. Auf Basis von validierten Modellen können somit Hardwareschleifen durch Toleranzschwankungen und Derivate abgefangen werden.

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als Mitarbeiter im Team Bremsscheiben und NVH in der Abteilung für PKW-Bremsenentwicklung der Daimler AG.

Ein ganz besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Seemann für die wissenschaftliche Begleitung dieser Arbeit. Hierunter fällt nicht nur sein scharfer Verstand, der sich z.B. durch die Formulierung einer unscheinbar wirkenden Frage äußert, die jedoch oftmals genau die richtigen Anstöße enthält. Sondern auch seine menschliche und gütige Art, die mir insbesondere am Anfang dieser Arbeit Kraft gab und während meiner Forschungszeit für ein warmes und herzliches Klima gesorgt hat.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Hartmut Hetzler möchte ich mich für die Übernahme des Korreferats bedanken. Ich bin sehr froh, dass er schon früh inhaltliche Anstöße gegeben hat und bin mir sicher, dass diese Arbeit durch die Diskussionen mit ihm eine sehr positive Entwicklung nahm. Darüber hinaus möchte ich mich ebenfalls ausdrücklich für die Geduld und Herzlichkeit im gemeinsamen Umgang bedanken.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. habil. Ulrich Maas möchte ich recht herzlich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes, sowie das sehr freundliche Gespräch im Vorfeld der Verteidigung bedanken. Ebenfalls gebührt besonderer Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Alexander Fidlin. Durch seine große Expertise und seine Ehrlichkeit konnte ich in ausnahmslos jedem Doktorandenseminar in Karlsruhe neue Anstöße mitnehmen, wodurch sich das Thema dieser Arbeit erst richtig ergeben hat. Durch ihn habe ich begonnen einen Pfad einzuschlagen, der zu einem methodischen Arbeiten auf Basis von Grundlagen führt. Danken möchte ich ebenfalls allen Mitarbeitern des ITM, von denen ich als 'Externer' in Seminaren oder meiner Arbeit am Prüfstand Unterstützung und viele Anregungen erhalten habe.

Seitens meiner Kollegen der Daimler AG möchte ich mich zuerst bei Dr.-Ing. Ronaldo Nunes und Dr.-Ing. Karl Häsler bedanken, die mich betreut und unterstützt und mir den nötigen Freiraum geboten haben, meine Forschung voranzutreiben und trotzdem in aktuellen Projekten mitzuarbeiten. Hierbei ist ebenfalls mein ehemaliger Abteilungsleiter Ralph Michalski zu nennen. Weiterhin gilt mein Dank Dr.-Ing. Christoph Böhm, sowie Ralf Joachim Conhoff und seinem Team. Bei meinem ehemaligen Kollegen und Freund Dr.-Ing. Maximilian Könnig bedanke ich mich für die tolle Zusammenarbeit und die Diskussionen in unserer Simulationsgruppe. Dies hat mir viel Freude bereitet. Ebenfalls gebührt mein Dank allen Studenten, die direkt oder indirekt zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen haben, besonders hervorzuheben sind hierbei Eric Claußnitzer und Sybille Bender.

Eine Promotion ist immer auch ein persönliches Projekt und so stehe ich in tiefster Verbundenheit und Dank allen Freunden und Weggefährten, die zum Glück die unterschiedlichsten Hintergründe haben und mein Leben sehr bereichern. Meinen Eltern danke ich für ihre Liebe, welche Neugier und einen Forschergeist erst ermöglichen. Ebenfalls möchte ich hier meinem Onkel Ronald danken, der mich für das Berufsbild des Ingenieurs begeistert

hat. Zur guter Letzt aber bedanke ich mich bei meiner langjährigen Freundin Lari, der ich einen großen Anteil meiner persönlichen Entwicklung verdanke, indem sie mir immer wieder gezeigt hat, dass es noch ein Leben jenseits der Promotion gibt.

Durch den Rahmen der Industriepromotion war von Anfang an ein gewisser Zielkonflikt in dieser Arbeit vorhanden. Ich bin jedoch im Laufe der Zeit immer mehr darin bestärkt worden, genau in diesem kreativen Spannungsfeld zwischen den verschiedenen Interessen viele Potentiale zu sehen. Somit ist diese Arbeit auch ein Versuch eine Brücke zu bilden, zwischen der stark methodenorientierten Vorgehensweise der wissenschaftlichen Forschung und den mehr ergebnisorientierten Zielen der industriellen Praxis. Deshalb verbleibe ich in tiefster Dankbarkeit all jenen, die mich auf diesem Weg begleitet haben und auch denen, die hier nicht namentlich genannt sind.

Sindelfingen, Karlsruhe, Stuttgart, im Juli 2018  
Oliver Stump



# Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung . . . . .	V
Symbolverzeichnis . . . . .	XI
Abkürzungsverzeichnis . . . . .	XIII
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation und Thema der Arbeit . . . . .	3
1.2 Ziele und Aufbau der Arbeit . . . . .	4
<b>2 Literaturübersicht und Grundlagen</b>	<b>7</b>
2.1 Allgemeine Übersicht zum Themenfeld Bremsenquietschen . . . . .	7
2.2 Minimalmodelle . . . . .	11
2.2.1 Selbsterregung durch Modenkopplung . . . . .	12
2.2.2 Verzweigung von Lösungen aufgrund von Nichtlinearitäten . . . . .	15
2.3 Zusammenspiel von Fahrzeug - Prüfstand - Simulation . . . . .	18
2.3.1 Fahrzeug- und Prüfstandstests . . . . .	20
<b>3 Finite-Elemente-Simulationsmethodik am Beispiel eines einfachen Bremsenmodells</b>	<b>23</b>
3.1 Einfaches Finite-Elemente-Modell . . . . .	23
3.1.1 Modellierung der Freiheitsgrade des Bremsbelages . . . . .	24
3.1.2 Diskussion der Dämpfungsmodellierung . . . . .	24
3.2 Lineare Stabilitätsanalyse . . . . .	26
3.2.1 Numerische Umsetzung . . . . .	28
3.2.2 Einbindung in eine Robustheitsanalyse . . . . .	30
3.3 Zeitsimulation des vollständigen Systems . . . . .	36
3.3.1 Diskussion der Solverdynamik . . . . .	36
3.3.2 Anwendung auf das zu untersuchendes Finite-Elemente-Modell . . . . .	40
3.3.3 Vergleich der Linearisierung mit der vollständigen Zeitsimulation . . . . .	46
<b>4 Einfluss eines Fahrtrichtungswechsels auf die Stabilität der axialen Mode des Bremssystems</b>	<b>51</b>
4.1 Problemverständnis und Messungen . . . . .	52
4.2 Einfluss der Belaganlagekontakte auf das linearisierte System . . . . .	56
4.2.1 Variationsmöglichkeiten der Belaganlagekontakte . . . . .	56
4.2.2 Erweiterung der linearen Robustheitsanalyse . . . . .	63
4.3 Nichtlineare Stabilitätsuntersuchung des Fahrtrichtungswechsels . . . . .	68
4.3.1 Verzweigungen bei unterschiedlichen Fahrzyklen . . . . .	69
4.3.2 Verzweigungen bei unterschiedlichen Belagstellungen des Automatikzyklus . . . . .	70

4.3.3	Verzweigungen des Automatikzyklus in Abhängigkeit der Dämpfung	73
4.3.4	Stabilitätsgebiet für Reibungs- und Scheibenvariation . . . . .	78
<b>5</b>	<b>Einfluss eines Fahrtrichtungswechsels auf die Stabilität der tangentialen Mode des Bremssystems</b>	<b>81</b>
5.1	Problemverständnis und Messungen . . . . .	81
5.1.1	Betriebsschwingformschätzung . . . . .	81
5.1.2	Randbedingungen der tangentialen Mode . . . . .	83
5.2	Modifikation des FE - Modells für die tangentiale Schwingform . . . . .	86
5.2.1	Robustheitsanalyse der tangentialen Mode . . . . .	91
5.2.2	Diskussion der Nichtlinearitäten am Belaganschlag für die tangentiale Mode . . . . .	91
<b>6</b>	<b>Diskussion zur Rolle der Simulation als Teil des Entwicklungsprozesses</b>	<b>95</b>
6.1	Simulation als Werkzeug für tieferes Verständnis des Bremsgeräusches . . .	95
6.2	Prädikative Simulation als Teil eines digitalen Prüfstandes . . . . .	97
6.2.1	Vergleich zweier Bremssysteme mit unterschiedlichen Einzugsbereichen	97
6.2.2	Diskussion des Verzweigungsverhaltens in Bezug auf Gegenmaßnahmen	99
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>101</b>
7.1	Gegenstand der Arbeit und Ergebnisse . . . . .	101
7.2	Offene Fragen und Ausblick . . . . .	103
	<b>Anhang</b>	<b>107</b>
<b>A</b>	<b>Ergänzungen zur Solverdynamik</b>	<b>107</b>
<b>B</b>	<b>Modale Korrelation des FE-Modells mit dem Prüfstandsbremssystem</b>	<b>109</b>
<b>C</b>	<b>Prüfstands- und Messaufbauten</b>	<b>111</b>
C.1	Forschungsprüfstandsaufbau am ITM . . . . .	111
C.2	Diskussion der 3D-Kameramessung . . . . .	111
C.3	Versuchsaufbau der 3D-Laservibrometermessungen . . . . .	113
C.4	Versuchsaufbau der Druckfolienmessung . . . . .	114
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>117</b>

# Symbolverzeichnis

## Indizes

$0$	Ruhelage
$H$	Hilber-Hughes-Taylor
$krit$	kritisch
$lin$	linear
$nl$	nichtlinear

## Symbole

$\alpha_{Ray}, \beta_{Ray}$	Koeffizienten der Rayleigh-Materialdämpfung	[rad/s bzw. s/rad]
$\phi$	Eigenvektor	[–]
$\tilde{K}$	symmetrische Steifigkeitsmatrix mit Anteilen aus Linearisierung	[N/m]
$D_{neg}$	symmetrische negative Dämpfung aus Linearisierung	[Ns/m]
$D_R$	symmetrische Reibungsdämpfung aus Linearisierung	[Ns/m]
$D$	symmetrische Dämpfungsmatrix	[Ns/m]
$f(q_n, \dot{q}_n)$	äußere Kräfte des $n$ -ten Zeitschritts	[N]
$G$	schiefsymmetrische gyroskopische Matrix	[Ns/m]
$g(q_n, \dot{q}_n)$	innere Kräfte des $n$ -ten Zeitschritts	[N]
$K_G$	symmetrische Versteifungsmatrix aus Linearisierung	[N/m]
$K_{Kop}$	symmetrische Kopplungsmatrix aus Linearisierung	[N/m]
$K$	symmetrische Steifigkeitsmatrix	[N/m]
$M$	symmetrische Massenmatrix	[kg]
$N$	schiefsymmetrische zirkulatorische Matrix	[N/m]
$T$	Verstärkungsmatrix	[–]
$\delta$	Anfachungsfaktor	[–]

$\delta_{i,j}$	Kronecker-Delta für die Richtungen $i$ und $j$	[–]
$\gamma$	Kontaktverformung	[m]
$\Im(\lambda)$	Imaginärteil des Eigenwertes	[–]
$\mu$	Reibwert	[–]
$\mu_{\text{BS}}$	Reibwert zwischen Bremsscheibe und Belägen	[–]
$\mu_{\text{K}}$	Reibwert zwischen Belag und Kolben	[–]
$\Omega$	Winkelgeschwindigkeit der Bremsscheibe	[rad/s]
$\omega$	Eigenkreisfrequenz	[rad/s]
$\Re(\lambda)$	Realteil des Eigenwertes	[–]
$\rho_{\text{H}}$	Spektralradius des Hilber-Hughes-Taylor-Verfahrens	[s]
$\tau$	tangentiale Kontaktspannung	[N/m <sup>2</sup> ]
$\varepsilon$	kleiner Wert	[–]
$\xi$	Dämpfungsmaß	[–]
$\xi_{\text{Ray}}$	Rayleigh-Materialdämpfung	[–]
$C$	Materialkonstanten	[–]
$d$	Dämpfungskoeffizient	[Ns/m]
$e(\ddot{\eta})$	numerische Fehler der Beschleunigungen	[–]
$F$	Kraft	[N]
$h$	Zeitschrittweite	[s]
$I$	Invariante	[–]
$J_{\text{el}}$	elastisches Volumenverhältnis	[–]
$k$	Federsteifigkeit	[N/m]
$k_{\text{Scheibe}}$	Koeffizient des E-Moduls der Bremsscheibe	[–]
$m$	Masse	[kg]
$p$	Druck / Kontaktnormalspannung	[N/m <sup>2</sup> ]
$T$	Periodendauer	[s]
$U$	Formänderungsenergie	[Nm]
$v$	Geschwindigkeit	[m/s]

# Abkürzungsverzeichnis

<b>NVH</b>	Geräusch, Vibration, Rauigkeit (engl. <i>Noise Vibration and Harshness</i> )
<b>SAE</b>	Society of Automotive Engineers
<b>FE</b>	Finite-Elemente
<b>HP</b>	Hopfpunkt
<b>FP</b>	Faltpunkt
<b>EKB</b>	Expertenkreis Bremsgeräusche
<b>ODS</b>	Betriebsschwingform (engl. <i>Operating Deflection Shape</i> )
<b>VDA</b>	Verband der Automobilindustrie e. V.
<b>CAD</b>	rechnerunterstützte Konstruieren (engl. <i>Computer-Aided Design</i> )
<b>KEA</b>	komplexe Eigenwertanalyse
<b>HHT</b>	Hilber-Hughes-Taylor
<b>KIT</b>	Karlsruher Institut für Technologie
<b>SC</b>	Anfachungsrate beim Quietschen (engl. <i>Squeal Coefficient</i> )



# 1 Einleitung

Die Bremsanlage eines Kraftfahrzeugs soll als oberste Hauptfunktion das Fahrzeug sicher zum Stehen bringen, bzw. die Geschwindigkeit verringern. Die Messgröße hierbei ist der Bremsweg, der durch verschiedene Fahrzyklen ermittelt werden kann. Insbesondere das Temperatur- bzw. Fadingverhalten der Bremse spielen hierbei eine Rolle. Diese Hauptfunktion soll unter besonderer Berücksichtigung weiterer Randbedingungen erfolgen. Hierzu zählen ein geringes Gewicht aller Bauteile, geringe Fertigungskosten, geringe Staubentwicklung, weitere Regularien z.B. bezüglich der Inhaltsstoffe der Bremsbeläge und ein gutes Geräusch und Komfortverhalten unter allen Bedingungen oft als *Geräusch, Vibration, Rauigkeit* (engl. *Noise Vibration and Harshness*) (*NVH*) bezeichnet. Insbesondere letzteres führt zu kostspieligen Kundenreklamationen und einem allgemeinen negativen Qualitätsgefühl für den Kunden [BK12].

Um die Hauptfunktion unter den genannten Randbedingungen für Kraftfahrzeuge zu erfüllen, werden Reibbremsen eingesetzt. Eine wachsende Elektrifizierung des Antriebsstranges wird zukünftig die Häufigkeit der Reibbremsbetätigung reduzieren, jedoch sind Stillstandsbremsungen und Vollbremsungen aus hohen Geschwindigkeiten aus heutiger Sicht nicht alleine durch den Antriebsstrang realisierbar, weshalb mittelfristig die Reibbremse als Bauteil erhalten bleiben wird [BT17]. Eine Aufteilung in Komfortbremsungen und Sicherheits- bzw. Stillstandhaltebremsungen mit niedrigeren NVH-Anforderungen ist jedoch denkbar. Aus Kundensicht sind keine Geräuschereignisse an der Bremse erwünscht. Insbesondere jedoch bei Bremsungen mit kleinen Geschwindigkeiten, wie z.B. beim Parken oder beim morgendlichen Verlassen der Garage, fallen Geräusche besonders unangenehm auf und sollten vermieden werden. Genau hier neigen Reibbremsen jedoch am häufigsten zu den verschiedensten Geräuschen.

Reibungserregte Schwingungen in technischen Systemen sind Thema vieler vergangener und aktueller Forschungsarbeiten und stellen somit ein noch nicht in Gänze verstandenes und gelöstes Problem dar. Bei einem Bremssystem können die reibungserregten Geräusche prinzipiell in *fremderregt* und *selbsterregt* eingeteilt werden. Eine typische Eigenschaft von selbsterregten Schwingungen ist, dass die Vibrationsfrequenz unabhängig von der Drehzahl der Scheibe ist. Die Geräusche werden dann mit ihrer Klarheit und Frequenz weiter klassifiziert. Hierbei gibt es jedoch unterschiedliche Angaben in der Literatur und eine einheitliche Einteilung aller Geräusche ist nicht zu finden. Abbildung 1.1 gibt einen Überblick über die Einteilung der Geräusche an einer Fahrzeugbremse, die klar voneinander abgetrennt werden können. Die Bezeichnungen weiterer Geräusche können stark variieren, je nachdem aus welcher Sprache und in welcher Kombination von Umgebungsbedingungen die Geräusche zuerst entdeckt wurden. So wird z.B. das Geräusch *Stoppquiecken*, welches oft kurz vor dem Stillstand auftritt, auch als *Felgenmuhlen* bezeichnet, da auch ein Einfluss der Felge hier feststellbar ist. Insbesondere für gemischte tonale Geräusche empfiehlt es sich deshalb zu prüfen, ob dasselbe Geräusch gemeint ist.

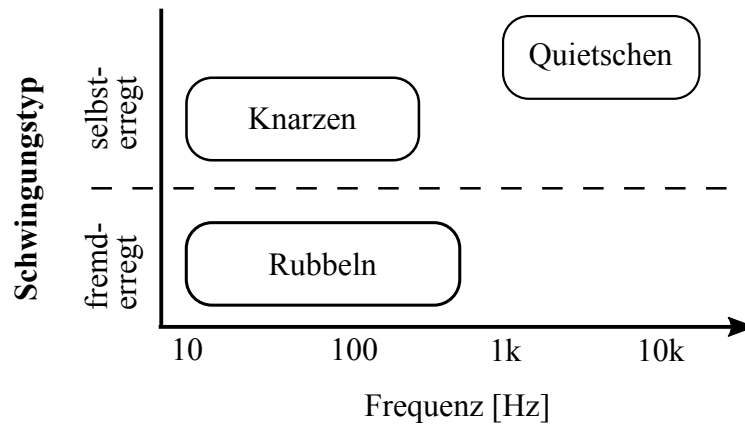


Abbildung 1.1: Einordnung einiger Bremsgeräusche

Trotz teilweise unterschiedlicher Benennungen lassen sich grundsätzlich folgende Geräusche unterscheiden:

- *Knarzen* ('Greep Groan') bezeichnet ein niederfrequentes (ca. 10 Hz - 300 Hz), rauhes Geräusch, welches durch Haft-Gleit-Übergänge zwischen Bremsbelag und Brems Scheibe entsteht, die viele Frequenzen gleichzeitig anregen [NFP<sup>+</sup>16]. Die Übertragungspfade sind vielfältig und hängen stark von den Achskomponenten und Lagern ab [JC12]. Bei höheren Frequenzen des Anregungsmechanismus werden die Haftphasen kürzer und es kann zu einem fließenden Übergang ins Muhen kommen. Der Selbsterregungsmechanismus bleibt dabei die fallende Reibkennlinie zwischen Belag und Scheibe, der Begrenzungsmechanismus ist dann nicht mehr ein Haft-Gleit-Übergang, sondern andere Nichtlinearitäten. Knarzen erfährt neuerdings deutlich mehr Aufmerksamkeit aufgrund der autonomen Funktionen im Fahrzeug und eine dadurch veränderte Kundenwahrnehmung.
- *Rubbeln* ('Judder') ist eine Erregung des Bremssystems aufgrund von Unebenheiten auf der Brems Scheibe, was eine Bremsmomentschwankung zur Folge hat. Die Frequenz der Vibration ist abhängig von der Scheibendrehzahl und bewegt sich im Normalfall zwischen 10 Hz 150 Hz, bei Hotspotbildung auch bis zu 500 Hz [Kön17]. Zur Klassifizierung werden die Vielfachen der Scheibendrehzahl bezeichnet, z.B. meint Rubbeln zweiter Ordnung, dass die Rubbelfrequenz doppelt so hoch wie die Scheibendrehzahl ist. Es lassen sich weiter Heiß- und Kaltrubbeln unterscheiden.
- *Quietschen* ('Squeal') bezeichnet das am häufigsten untersuchte Geräusch an einer Bremse. Es kann von knapp 1 kHz bis an die menschliche Hörschwelle bei ca. 16 kHz auftreten. Bremsenquietschen tritt oft tonal auf und kann auch vereinzelt Lautstärken von über 120 db(A) erreichen, was über der menschlichen Schmerzgrenze liegt. Häufig wird noch eine Unterscheidung zwischen tieffrequentem und hochfrequentem Quietschen getroffen [BK12], wobei hier die Grenze eher zufällig bei ca. 3 kHz liegt.
- Daneben gibt es noch viele andere Bremsgeräusche wie z.B. *Muhen*, *Heulen*, *Zwitschern*, *Reversierklacken* oder *Schleifgeräusche* durch Belagaufrag an der Scheibe.



Für eine historische Einordnung des in dieser Arbeit behandelten *Bremsenquietschen* wird öfters eine Umfrage einer New Yorker Zeitung von 1930 zitiert (z.B. in [Aka02]), die ebenfalls in der deutschen automobiltechnischen Zeitschrift 1931 erschien [ATZ31]. Darin wurden die Leser gefragt, welche Geräusche in der New Yorker Großstadt sie am meisten stören. Der Kraftfahrzeugverkehr nimmt mit 36,28% eine große Rolle ein und insbesondere die Bremsgeräusche werden von allen störenden Geräuschquellen in der Großstadt auf den sechsten Platz mit 5,27% gewählt. Des Weiteren findet sich im jährlichen Treffen der *Society of Automotive Engineers (SAE)* 1926 eine eigene Sitzung, welche sich mit der Eliminierung von Bremsenquietschen befasst [SAB26]. So werden z.B. Fettungen der Bremsstifte vorgeschlagen und besonders kritische Geräuschsituationen beschrieben, wie z.B. das morgendliche Losfahren. Der Bedarf aus Kundensicht war also schon sehr früh kommuniziert und auch die Ingenieure nahmen sich dem Thema schnell an.

Selbst auf höchster Managementebene der Automobilhersteller wird das Thema der quietschenden Bremsen seit langem hin und wieder thematisiert, wie zwei Vorstandsprotokolle aus dem Jahre 1950 der damaligen Daimler-Benz AG zeigen [Dai50a, Dai50b]. Das hier als „Bremsenschreien“ bezeichnete Geräuschproblem wurde in beiden Vorstandssitzungen ausführlich diskutiert. Trotz getauschter und „verstärkter“ Bremsbeläge kamen die Bremsgeräusche nach bestimmten Verschleißzuständen und gefahrenen Kilometer wieder hervor. Außerdem wurde angemerkt, warum die Lösungsfindung so lange dauert und so viele Versuchsfahrzeuge dafür benötigt werden.

Es lässt sich also festhalten, dass Bremsgeräusche, insbesondere das Bremsenquietschen, schon sehr lange im Fokus von wissenschaftlicher und industrieller Forschung sind. Es lassen sich ebenfalls eindeutig Fortschritte erkennen, da heutzutage eine Umfrage in einer Großstadt die Bremsgeräusche wohl nicht mehr in die zehn störendsten Stadtgeräusche einordnen würde. Nichtsdestotrotz tritt das Bremsenquietschen immer noch auf. Gegenmaßnahmen, wie das Fetten einzelner Kontaktflächen, sind teilweise noch gebräuchlich; die langen Versuchsreihen bei der Entwicklung von Gegenmaßnahmen sind schwer zu vermitteln und das morgendliche Ausparken stellt immer noch eine sehr kritische Situation dar, welche von Automobilherstellern und ihren Zulieferern unter großem Aufwand versucht wird, reproduzierbar am Prüfstand oder auf der Fahrzeugrolle nachzustellen.

## 1.1 Motivation und Thema der Arbeit

Reiberregte Schwingungen in technischen Systemen sind noch nicht vollständig verstanden. Dies gilt insbesondere auch für das Bremsenquietschen. In der Praxis können Geräuschprobleme oft gut gelöst werden, jedoch ist der Stand der Technik weit von prädikativen Simulationsmodellen entfernt.

Durch die Flüchtigkeit und große Sensitivität auf verschiedenste Parameter ist teilweise das Nachstellen von Geräuschereignissen schon alleine sehr aufwendig. Hierbei sind sicher noch nicht alle Abhängigkeiten verstanden, wobei oft der Prüfstands- oder Versuchingenieur durch seine große praktische Erfahrung ein gutes *Gefühl* für die Bremse hat und dadurch teilweise vorhersagen kann, wann die Bremse z.B. zu quietschen beginnen wird. Dieses Gefühl gilt es in die Sprache der Mechanik zu übersetzen. Eines dieser Fahrmanöver, bei dem viele Testingenieure ein höheres Auftreten des Bremsenquietschens beobachten,

ist das Einparken, bzw. für die meisten Prüfstände ein einfacher Fahrtrichtungswechsel. Industrielle Simulationsmodelle nach dem heutigen Stand der Technik können diese Kritikalität nicht darstellen. Die Vorgänge eines Fahrtrichtungswechsels sollen deshalb in dieser Arbeit untersucht werden.

Eine weitere damit in Verbindung stehende Motivation dieser Arbeit ist der Einfluss von Nichtlinearitäten und die Notwendigkeit, diese durch geeignete Rechenmethoden miteinzubeziehen. Dies ist nicht nur wegen der Größe der sich einstellenden Grenzyklusamplituden nötig. Grundlagenforschungen und Erkenntnisse im Bereich der nichtlinearen Stabilitätstheorie zeigen schon lange, dass nichtlineare Systeme, z.B. mit lokalen Nichtlinearitäten wie Reibstellen, subkritische Bifurkationen aufweisen können und damit der lineare Stabilitätsbereich ungültig wird. Die Anzahl an Veröffentlichungen, welche auf diesen Umstand hinweisen, ist groß, jedoch gibt es wenig Bewegung in der Fahrzeughersteller- und Zulieferindustrie, die Rechenmethoden dahingehend anzupassen. Thema dieser Arbeit ist deshalb auch, die bekannten Erkenntnisse in ein praktisches, reales Modell eines Bremssystems zu übersetzen, um den aus Minimalmodellen bekannten Fehler zu quantifizieren.

## 1.2 Ziele und Aufbau der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist den Einfluss des Fahrtrichtungswechsels auf die Stabilität der Lösungen eines Bremssystems zu untersuchen. Dies wird konkret auf Basis eines Festsattelbremssystems mit einer flachen Belaganlage untersucht.

Die dazu nötigen Grundlagen werden in Kapitel 2 vorgestellt. Zuerst wird eine kurze Literaturübersicht über das Themenfeld des Bremsenquietschens gegeben. Zwei Minimalmodelle, welche die Mechanismen für die weiteren Simulationen grundsätzlich beschreiben, werden diskutiert. Ebenfalls als Grundlage ist das Zusammenspiel von Fahrzeug, Prüfstand und Simulation zu sehen, da viele Erkenntnisse nur durch einen guten Informationsfluss dieser Gewerke entstehen können.

In Kapitel 3 wird das vereinfachte Finite-Elemente-Modell vorgestellt, mit welchem die darauffolgenden Untersuchungen durchgeführt werden. Dieses basiert auf dem messtechnisch untersuchten, realen Bremssystem. Dabei werden die lineare Stabilitätsanalyse und die Zeitintegration des vollständigen Systems besprochen und die jeweiligen numerischen Nachteile und Grenzen aufgezeigt.

In Kapitel 4 wird der Fahrtrichtungswechsel zunächst messtechnisch untersucht. Dann werden auf Basis dieser Messungen zuerst lineare Ableitungen getroffen, die in die Modelle des Stands der Technik mit geringem Aufwand implementiert werden können. Anschließend wird der Einfluss des Fahrtrichtungswechsel auch in Bezug auf das nichtlineare Stabilitätsverhalten untersucht. Dabei werden die typischen Auswertungen im Rahmen einer Bremsenentwicklung gemacht, um den Fehler zwischen linearer und nichtlinearer Analyse zu quantifizieren.

In Kapitel 5 wird eine weitere Schwingform, die bei der Untersuchung des Quietschverhaltens beim Fahrtrichtungswechsel beobachtet wurde, diskutiert. Die Randbedingungen der Entstehung des Geräusches und der Messungen werden aufgezeigt und Änderungen im Simulationsmodell werden diskutiert. Dies soll als Grundlage für weitere Forschung dienen.

In Kapitel 6 wird auf Basis der erarbeiteten Erkenntnisse diskutiert, welche Rolle die Geräuschsimulation in einem Bremsenentwicklungsprozess spielen kann.

Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick in Kapitel 7.



## 2 Literaturübersicht und Grundlagen

Das Themenfeld der Bremsgeräusche zeichnet sich durch zwei sehr unterschiedliche Sicht- und Herangehensweisen aus. Zum einen ist insbesondere das Bremsenquietschen Thema zahlreicher Forschungsarbeiten von grundsätzlichen Betrachtungen reibungsinduzierter Schwingungen, der Stabilitätsbetrachtung rotierender Systeme über die numerische Umsetzung und damit den Umgang mit großen Gleichungssystemen. Dies wird im ersten Teil dieses Kapitels kurz eingeordnet. Außerdem werden wichtige Minimalmodelle besprochen, die als Grundlage für die Finite-Elemente (FE) Rechnungen im Hauptteil dieser Arbeit dienen.

Zum anderen jedoch werden, meistens von Seite der industriellen Anwender d.h. Fahrzeughersteller und ihrer Zulieferer, große Ressourcen aufgewandt, um unter hohem Zeitdruck eine Lösung für aktuelle Geräuschprobleme zu finden. Die gefundenen Ansätze sind dementsprechend von praktischer Natur und häufig von einer einfachen Umsetzungsmöglichkeit motiviert. Ein gutes Beispiel hierfür sind die unzähligen ‘Cut-Out’ Varianten der Shims, d.h. Ausschnitte in der Kontaktfläche zwischen Bremskolben und Dämpfungsblech des Belages. Der zweite Teil dieses Grundlagenkapitels befasst sich deshalb mit den Fahrzeug- und Prüfstandtests, da hieraus die essentiellen Randbedingungen und Fragestellung abgeleitet werden müssen, die dann in Kombination mit theoretischem Verständnis, auf systematische und effektive Lösungsansätze führen.

### 2.1 Allgemeine Übersicht zum Themenfeld Bremsenquietschen

Das Feld der Literatur zum Bremsenquietschen ist sehr weitläufig und groß. Im Folgenden soll für wichtige Felder der aktuelle Stand der Forschung wiedergegeben und eingeordnet werden. Dies teilt sich auf in eine Verbesserung der linearen Modelle, insbesondere im Bereich des Bremsbelages und seine Anbindung, da dies für diese Arbeit besonders relevant ist. Anschließend wird die Literatur für die Stabilität unter Berücksichtigung von Nichtlinearitäten in Bezug auf das Bremssystem kurz umrissen.

Für eine allgemeine Übersicht über reiberregte Schwingungen sei u.a. auf Ibrahim [Ibr94] verwiesen. Eine Übersicht über die neuere Literatur des Bremsenquietschens geben Kinkaid et al. in [KOP03]. Sie beschreiben die grundsätzliche Phänomenologie und einige Experimente zu dieser Zeit. Der Stand der Technik ist immer noch geprägt von der linearen Stabilitätstheorie. Die Grundgleichungen für die Linearisierung und damit die Stabilitätsgrenzen eines gyroskopischen und zirkulatorischen Bremssystems leitet Hetzler in [Het08] her.

### Untersuchungen der Belagdynamik

Eine beträchtliche Zahl an Veröffentlichungen beschäftigt sich mit der Frequenz und der Betriebsschwingform des quietschenden Bremssystems, insbesondere mit der Scheibe- und Belagschwingung. Wallner [Wal13] macht verschiedene Messungen mit einem Festsattelbremssystem, z.B. das Messen der Reibkraft mit einem speziell entwickelten Bolzen. Mit Magnetsensoren misst er die axiale Schwingung des Belages beim tieffrequenten Quietschen. Es wird festgestellt, dass bei der untersuchten Schwingung der Belag am Einlauf eine größere Amplitude als im Auslauf hat, der Belag am Auslauf jedoch trotzdem eine Relativbewegung ausführt. Wallner schließt, dass die dominante Schwingform des Belages hier die erste Biegemode ist. Renaud et al. [RCDT12] führen Betriebsschwingformmessungen mit einem Schwimmsattel und sechs triaxialen Beschleunigungssensoren durch und vergleichen die gemessenen Schwingungen mit ungedämpften Eigenschwingungen. Beim Vergleich fällt auf, dass die typische Biegemode mit verschiedenen Harmonischen überlagert wird, jedoch wird das FE-Modell nicht näher beschrieben. Die Überlagerung mit verschiedenen Obertönen wird auch in einer transienten Simulation von Sinou [Sin10] thematisiert. Zhang et al. [ZOWL15] führen ein Model-Updating mit Rayleigh-Dämpfung aus. Darüber hinaus werden die Schwingformen des Belages untersucht und es wird versucht, über Federn den Einbauzustand darzustellen. Dabei zeigt sich, dass die Schwingform und die Frequenz sich stark mit dem Einbauzustand ändern. Allert [All14] diskutiert in seiner Dissertation ebenfalls kurz den Belaganschlagkontakt und stellt fest, dass während des Quietschens Relativbewegungen zwischen Belag und Sattel auftreten können. Ohne auf die nichtlinearen Effekte dieser Reibstelle einzugehen, schlägt er einen viskosen Dämpfer vor, um die Verlustarbeit der auftretenden Reibung in die lineare Stabilitätsuntersuchung miteinzubeziehen. Auf eine Änderung der Schwingform durch unterschiedliche Kontaktzustände wird nicht eingegangen.

Die Schwingform am Bremsbelag ist stark von der radialen und tangentialen Befestigung abhängig. Fieldhouse et al. [FBT11] konzentrieren sich auf die Relativbewegung am Belaganschlag eines Schwimmsattels. Der vorgeschlagene Instabilitätsmechanismus des Keileffektes ('Sprag-Slip') wurde dabei zuerst von Spurr [Spu71] postuliert. Fieldhouse nimmt den Reibwert am Belaganschlag hinzu und berechnet somit einen Keilwinkel für die Instabilität. Mit einem rekonstruiertem Hologramm kann ebenfalls die Relativbewegung am Belaganschlag nachgewiesen werden. Obwohl der Keileffekt seltener als Instabilitätsmechanismus für das Bremsenquietschen herangezogen wird, kann auch in dieser Arbeit schon die Gefahr einer Linearisierung des Belaganschlages erkannt werden.

Den Belag tangential von den Kolben zu entkoppeln ist ein bekannter Stellhebel und wird von Shimizu et al. [SOSS14] näher untersucht. In ihrer Arbeit wird Fett am Bremssattelfinger angebracht, um tieffrequentes Bremsenquietschen zu eliminieren. Durch das Fett rutscht der Belag einfacher in den Belaganschlag. Steifere Anschlagkontakte zeigen hier ein besseres Geräuschverhalten. Zwei einfache Modelle werden präsentiert, um diesen Effekt besser zu erklären. Die Verbindung zwischen Stabilität eines Bremssystems und den Belaganschlagkontakten stellen auch Doi et al. [DKB06] in ihrer Arbeit her. Hier wird der Lastfall *Kurvenfahrt* näher untersucht. Sie zeigen, dass das Moment durch die Kurvenfahrt am Sattel zu einem ausdrehenden Belagmoment führen kann, was in diesem Fall das System instabil macht.

## Nichtlinearitäten im Bremssystem

Das Verzweigungsverhalten eines Systems mit lokalen Nichtlinearitäten ist in den letzten Jahren mehr und mehr in den Fokus der Forschung des Bremsenquietschens gerückt. In Bezug auf das Bremssystem haben hierzu Hochlehnert [Hoc09] sowie auch Spelsberg-Korspeter [SK07] ein analytisches Modell mit einer nichtlinearen Belagsteifigkeit untersucht. Sie weisen ebenfalls auf die schwache Aussagekraft der linearen Stabilitätsgrenzen bei subkritischen Systemen hin. Die Gefahr das Systemverhalten nur durch die Linearisierung zu betrachten und die darauf folgenden Aussagen über die Stabilität wird von verschiedenen Autoren thematisiert, [GGW15, TS02, HEHW14]. Letztere heben dabei insbesondere den Einfluss der gyroskopischen Terme auf die Systemdämpfung hervor. Oberst und Lai untersuchen in [OL15a] den Übergang ins Chaos mithilfe eines einfachen FE-Modells und stellen ebenfalls subkritisches Verhalten aufgrund der Kontaktablösung zwischen Belag und Scheibe fest. Hetzler [Het14] klassifizierte allgemeine Reibmodelle und ihr nichtlineares Stabilitätsverhalten. Dies kann als Erweiterung zu den in [KTZ<sup>+</sup>15] vorgestellten Modellen verstanden werden.

Subkritisches Flattern kann auch allein durch die vorwärts und rückwärts gerichteten Wellen in einem reibungsbehafteten System entstehen. Kirillov beschreibt in [Kir08] das Aufteilen der Eigenmoden durch die Drehung der Scheibe, was eine der Wellen langsamer und die gegenläufige Welle schneller werden lässt.

Die Fehler in der Linearisierung der Bewegungsgleichungen entstehen dabei nicht nur durch die lokalen Nichtlinearitäten, sondern können auch durch parameterabhängige Größen auftreten, wie sie z.B. durch rotierende asymmetrische Bremscheiben eingebracht werden. Eine Stabilitätsuntersuchung solcher Systeme muss dann z.B. über die *Floquet-Theorie* erfolgen, mit der die asymptotische Stabilität des Orbits bestimmt werden kann, siehe hierzu auch [Wag13, WSKH14, SK07, HEHW14]. Die Problematik, auf die hingewiesen wird, sind nicht nur die beschriebenen Fehleinschätzungen im Stabilitätsgebiet, sondern dass durch die Linearisierung der gesamte Raum der Lösungsmöglichkeiten über die Separierung der Scheibeneigenfrequenzen nicht bewertet und damit auch nicht in der Industrie eingesetzt werden kann. Massi et al. führen in [MBGS07] einen Vergleich von linearer und nichtlinearer Stabilitätsuntersuchung durch und empfehlen daraus ebenfalls, dass beide nötig sind, um Bremsenquietschen zu untersuchen.

## Berechnungsverfahren für nichtlineare (Brems-) Systeme

Um die Amplituden der Grenzyklen sowie das Stabilitätsgebiet nichtlinearer Systeme zu ermitteln, sind vielfältige Möglichkeiten, insbesondere für kleine, analytische Modelle bekannt. Eine Übersicht ist in [Roc11] dargestellt. Bei einem Bremssystem sind die Nichtlinearitäten meist sehr lokal, sodass sich Grenzyklusapproximationsverfahren anbieten, die einzelne Baugruppen reduzieren und dann nichtlinear verknüpfen. Für Minimalmodelle mit Jenkins-Reibelementen und einer polynomiellen nichtlinearen Feder wird hierfür z.B. in [KTZ<sup>+</sup>15] die harmonische Balance angewandt, um die Grenzyklusamplituden zu bestimmen. Die reine Bestimmung der Grenzyklusamplitude unter der Annahme bekannter Schwingform (bestehend aus einer Basis linearer Eigenmoden) scheint auch für große indus-

trielle Modelle durch lineare Reduktion der Systeme gelöst [Roc11, RBT17, LP16, FNS15]. Die Basis der Reduktion kann hierbei noch auf verschiedene Weisen angereichert werden. Eine allgemeine Verzweigungsanalyse auch mit z.B. abgelösten Grenzzyklen ist jedoch noch nicht berichtet worden und scheint auch numerisch fordernd. Für ein progressives Dämpfungsverhalten in einer Fügestelle eines industriellen Modells ist eine Lösung in [Grä16] gezeigt. Es bleibt hier jedoch offen, in wie weit die vorgeschlagene Implementierung für andere Fügstellen anwendbar ist.

Die einfachste Art der Berechnung von Grenzzyklusamplitude und Stabilitätsverhalten ist die Zeitintegration des vollen Systems. Der numerische Aufwand ist jedoch enorm hoch, weshalb es selten in der Literatur angewandt wird. Außerdem muss die Eigendynamik des Solvers beachtet werden, welche ebenfalls die Ergebnisse und damit die scheinbare Dynamik des Systems beeinflusst, wie es z.B. in [Roc11] für ein Bremssystem besprochen wird. Sinou zeigt in [Sin10] eine transiente Berechnung, in welcher der resultierende Grenzzyklus sich aus verschiedenen Frequenzen zusammen setzt und verwendet die *kontinuierliche Wavelet-Transformation*, um die Signale auszuweiten.

### Dämpfungsmodellierung

Die Modellierung der relevanten Dämpfungsmechanismen stellt immer noch eine große Herausforderung dar, insbesondere da das zugrundeliegende System sehr sensibel auf Dämpfung ist. So kann ein gyroskopisches System mit zusätzlicher Dämpfung auch destabilisiert werden [HG03], was als *Ziegler-Paradoxon* bekannt ist. Dies wird auch für das Dämpfungsblech am Belag in [FGF<sup>+</sup>12] gezeigt. Diese Dämpfung wird oft gezielt im Entwicklungsprozess eingebracht und sollte deshalb modelliert werden. Zu beachten dabei ist, dass beim Einsatz proportionaler Dämpfung nur in akademischen Ausnahmefällen reelle Eigenvektoren gefunden werden können, bei denen die Moden im Hopfpunkt verschmelzen [Het08]. Nur bei gleicher modalen Dämpfung bleibt der Verschmelzungspunkt beim Hopfpunkt [HSMJ08]. Verschiedene Autoren beschäftigen sich mit der linearen Implementierung von Dämpfung, insbesondere im Bezug der s.g. ‘Over-Prediction’ der komplexe Eigenwertanalyse (KEA), d.h. dass in der linearen Stabilitätsanalyse mehr instabile Moden gefunden werden, als sie in der Realität zu beobachten sind [FSDJ07, ETO13, FGF<sup>+</sup>12]. Ebenfalls wird ein Übertrag des Konzeptes von modaler Dämpfung in den Zeitbereich betrachtet [BBDR<sup>+</sup>10]. Hagedorn et al. stellen jedoch allgemein in Frage, ob eine Modellierung der Dämpfung über massen- und steifigkeitsproportionale Terme sinnvoll ist [HEHW14]. Gräbner et al. untersuchen die verschiedenen Dämpfungsmechanismen eines Bremssystems [GGW15]. Eine Diskussion für die Modellierung der Dämpfung ist auch in Kapitel 3.1.2 zu finden.

### Verschleiß und Unsicherheiten der Parameter

Durch die starke Sensitivität der Stabilitätsgrenzen eines Bremssystems auf verschiedenste Parameter muss bei der Entwicklung von robusten Lösungen auch eine Abschätzung bezüglich der streuenden Größen stattfinden. Tison et al. [THM<sup>+</sup>14] untersuchen dahingehend verschiedene Verschleißzustände eines Bremsbelages und deren Einfluss auf die Stabilität des Bremssystems. Sie stoßen bei der Modellierung von Zufallsfeldern auf der Belagober-



fläche an die Grenzen der FE-Modellierung. Jedoch zeigen schon makroskopische Verformungen einen starken Einfluss, wie es auch in [NWS16] berichtet wird. Für die genauere Untersuchung der mikroskopischen Effekte sollten zusätzlich neue dynamische Reibgesetze hinzugenommen werden, wie es von Völpel und Ostermeyer in [VO17] beschrieben ist. Unter den ersten, die die Streuung von Anzahl und Größe der Kontaktplateaus der Beläge untersuchten waren Eriksson et al. [EBJ99]. Sie versuchten dadurch auf die Quietschneigung zu schließen. In ihrer Untersuchung quietschen Beläge mit vielen kleinen Plateaus mehr im Vergleich zu wenigen großen. Der Zusammenhang des Belastungs- und Verschleißhistorie wird in [MRB<sup>+</sup>17] untersucht. Die entstehende Heterogenität des Reibmaterials zeigt dabei ebenfalls Einfluss auf das Instabilitätsverhalten des Bremssystems.

Weitere Sensitivitätsstudien mit verschiedenen Arten der Streuung werden u.a. durch Nechak et al. [NGBS15] und Oberst und Lai [OL15b] durchgeführt. Stegmann [Ste16] untersucht die Robustheit der Parameter in Bezug auf die Quietschneigung einer Bremse und macht einen Vorschlag, wie mithilfe eines Piezokolbens ein robuster Prüfablauf aussehen könnte.

Iroz et al. [ICHE16] wenden Fuzzy-Arithmetik an, um die unsicheren Parameter eines elastischen Mehrkörpermodells zu modellieren. Die Ergebnisse und die Rechendauer zeigen, dass diese *hybride Modellierung* Potential hat, mit den klassischen Finite-Elemente Ansätzen und Parameterstreuungen zu konkurrieren.

## 2.2 Minimalmodelle

Stark vereinfachte Minimalmodelle, die eine Erklärung für das Bremsenquietschen geben können, führen selten auf eine konkrete Gegenmaßnahme oder zu ‘Design Rules’ für die Konstruktion einer Bremse. Aber sie sind elementar, um zu verstehen, was für ein Mechanismus zum vibrierenden Bauteil führt. Dies führt dann wiederum zu effektiven und auch robusten Gegenmaßnahmen. Um solch ein Verständnis zu schaffen, haben verschiedene Autoren analytische Minimalmodelle für das Bremsenquietschen vorgeschlagen. Tabelle 2.1 gibt eine Einordnung über wichtige Minimalmodelle für das Bremsenquietschen.

Den mechanischen Instabilitätseffekt und damit das aufschwingende Verhalten erklärt Spurr 1971 mit dem geometrischen Keileffekt (‘Sprag-Slip’). Fieldhouse [FBT11] verwendet diesen Keileffekt, um die Reibung zwischen Belaganlage und Sattel zu untersuchen und weist auf die Wichtigkeit der Reibungsvariation beim Quietschen an dieser Stelle hin.

Ein anderer bekannter Instabilitätsmechanismus ist die negative Dämpfung, die durch einen negativen Reibwertverlauf bei höheren Drehzahlen auftritt. Dies wird schon in der linearen Stabilitätsuntersuchung des Systems sichtbar und wird u.a. von Ouyang et al. [OMCF98] oder Shin et al. [SBOH02] verwendet, um das Bremsenquietschen zu erklären. Brommundt postuliert in [Bro95] ein Modell, das ohne eine geometrische Unstetigkeit und ohne negativen Reibwert auskommt. Hierzu muss die Bewegung in Normalenrichtung mitberücksichtigt werden, um so eine Selbsterregung durch die zirkulatorischen Terme zu erhalten. Hoffmann et al. [HFAG02] beschreiben das oft zitierte Modell für den Instabilitätseffekt der Modenkopplung mit einer Masse und einer schrägen Feder. Brunetti [BMDB16] erweitert dieses Modell um viele Freiheitsgrade und Instabilitäten, welches deshalb zu einer modalen Konkurrenz und zu dominierenden Grenzyklen führt. Dass sich

eine bestimmte Mode bei mehreren Instabilitäten durchsetzt, wird auch öfters auf dem Prüfstand beobachtet. Fast zeitgleich zum Hoffmann-Modell veröffentlichten Popp et al. [PRKL02] ein ähnliches System, bei dem die Rolle der Folgekräfte durch symmetrisches Abstützen eines Balkens deutlicher wird. Motiviert von diesem Instabilitätseffekt wird im Minimalmodell von von Wagner et al. [WHH07] der Balken durch eine in ihrer Mitte drehbar gelagerten Platte ersetzt. So können gyroskopische Terme, die durch eine drehende Scheibe induziert werden, und auch Effekte durch die zweidimensionale Reibung, welche zur Reibungsdämpfung führen, mitberücksichtigt werden. Außerdem konnten Parameter für das Minimalmodell aus einem realen Bremsystem abgeleitet werden.

Immer häufiger wird die Rolle der Nichtlinearitäten auch in Minimalmodellen für das Bremsenquietschen untersucht. Wie schon bereits beschrieben, haben Hochlehnert [Hoc09], sowie Spelsberg-Korspeter [SK07] durch ein nichtlineares Bremsbelagverhalten Nichtlinearitäten eingeführt. Das Minimalmodell von Hoffmann [HFAG02] wird z.B. von Kruse et al. in [KTZ<sup>+</sup>15] erweitert. Kruse et al. fügen eine Nichtlinearität, die den Belaganschlag annähern soll, ein, was zu subkritischem Stabilitätsverhalten in einer einfach verständlichen Bewegungsgleichung führt.

Im Folgenden wird der am meisten verwendete Instabilitätseffekt *Modenkopplung* analytisch beschrieben und der Einfluss von Nichtlinearitäten untersucht. Dies bildet die analytische Grundlage für das in Kapitel 3 beschriebene Finite-Elemente-Modell.

### 2.2.1 Selbsterregung durch Modenkopplung

Bei der Modenkopplung (‘Mode-Coupling’), die zur Flatter- (‘Flutter-Type’) oder auch Folgekräfte (‘Follower Forces’) -Instabilität führt, sind mindestens zwei Freiheitsgrade nötig. Hierbei kann es zu einer Instabilität mit konstantem Reibwert kommen und es ist keine Unstetigkeit nötig. Da Bremsenquietschen auch bei höheren Geschwindigkeiten auftritt, bei denen der Reibwert annähernd konstant ist, ist dies wohl der wahrscheinlichste Effekt, folgern z.B. Fidlin oder Hetzler in [Fid06] bzw. [Het08].

Eine einfache Möglichkeit ein System mit zwei Freiheitsgraden in dieser Art zu koppeln, ist in [HFAG02] beschrieben. Hier wird über eine schräge Feder eine Masse, die auf einem starren Band gleitet, festgehalten, wie in Abbildung 2.1 dargestellt.

Die Systemgleichung lautet

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} - \mu k_3 \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (2.1)$$

mit der Masse  $m$ , dem Reibwert  $\mu$  und den effektiven Steifigkeiten

$$k_{11} = k_1 \cos^2 \phi + k_2 \cos^2 \psi, \quad k_{12} = k_{21} = k_1 \sin \phi \cos \phi + k_2 \sin \psi \cos \psi$$

und

$$k_{22} = k_1 \sin^2 \phi + k_2 \sin^2 \psi.$$

Mit dem Störungsansatz  $\mathbf{q}(t) = \mathbf{q}_0 + \hat{\mathbf{q}}e^{\lambda t}$  kann die Differentialgleichung (2.1) um die Ruhelage  $\mathbf{q}_0 = \mathbf{0}$  linearisiert und auf ihre Eigenwerte  $\lambda$  untersucht werden. Die zur Verschiebung proportionalen Terme beinhalten die konservativen Steifigkeiten, wie auch einen

zirkulatorischen Term, welcher vom Reibwert abhängt. Durch diesen Quellterm wird die Selbsterregung bei der Flutter-Instabilität verursacht. Ist dieser hinreichend klein, bewegt sich die Masse nach einer kleinen Auslenkung mit zwei verschiedenen Frequenzen in  $x$ - und  $y$ -Richtung. Steigt der Reibwert und damit auch der zirkulatorische Term an, verringert sich der Unterschied in den Frequenzen zunehmend. Ab einem bestimmten Punkt, dem Bifurkationspunkt, bewegt sich die Masse in beide Richtungen mit der gleichen Frequenz. Die Imaginärteile der Eigenwerte fallen zusammen, wie in Abbildung 2.2 zu sehen. Ist bisher die Energie der Masse über eine Periode konstant, so steigt sie jetzt und die Schwingungen der Masse wachsen über alle Grenzen an. Die Lösung ist instabil. An dem Bifurkationspunkt verbinden sich die Imaginärteile der Eigenwerte und die Realteile spalten sich auf. Der eine Zweig wächst ins Negative und der andere Zweig in positive Richtung. Liegt der Bifurkationspunkt durch zum Beispiel zusätzliche dissipative Terme bei einem negativen Realteil, befinden sich beide Verzweigungen zunächst auch im negativen Bereich. Die Lösung ist noch stabil. Erst wenn ein Ast einen positiven Realteil erreicht, wird das System

<b>Autoren</b>	<b>selbsterregender Effekt</b>	<b>gyroskopischen Terme</b>	<b>Reibungsdämpfung</b>	<b>modale Interaktion</b>	<b>Nichtlinearitäten</b>	<b>Bemerkung</b>
Spurr [Spu71]	SS <sup>1</sup>	-	-	-	-	
Brommundt [Bro95]	FT <sup>2</sup>	-	-	-	-	3 FHG; wachsende Reibkennlinie
Hoffmann et al. [HFAG02]	FT <sup>2</sup>	-	-	-	-	
Popp et al. [PRKL02]	FT <sup>2</sup>	-	-	-	-	Balken mit zwei Reibkontakten
Shin et al. [SBOH02]	NGG <sup>3</sup>	-	-	-	-	
Flint and Hulten [FH02]	FT <sup>2</sup>	-	-	-	-	Folgekräfte durch Belagbiegung
Von Wagner et al. [WHH07]	FT <sup>2</sup>	X	X	-	-	wobbelnde Scheibe
Hochlehnert [Hoc09]	FT <sup>2</sup>	-	-	-	X	nichtlineares Belagmaterial
Matsushima [MIN11]	FT <sup>2</sup>	-	-	-	-	lineare Belagabstützung
Fieldhouse et al. [FBT11]	SS <sup>1</sup>	-	-	-	-	Reibkraftvariation an Belaganlage
Hetzler [Het14]	FT <sup>2</sup>	-	-	-	X	allg. Fügestellendämpfung
Kruse et al. [KTZ <sup>+</sup> 15]	FT <sup>2</sup>	-	-	-	X	nichtlineare Belaganlage
Brunetti et al. [BMDB16]	FT <sup>2</sup>	-	-	X	-	modale Konkurrenz der Moden

Tabelle 2.1: Auswahl und Einordnung einiger Minimalmodelle für das Bremsenquietschen

<sup>1</sup>SS = ‘Sprag-Slip’, d.h. ein geometrischer Keileffekt der sich aufschaukeln kann (in den linearisierten Bewegungsgleichungen nicht sichtbar)

<sup>2</sup>FT = Flattertyp-Instabilität; auch Modenkopplung genannt (siehe Minimalmodelle im Folgenden)

<sup>3</sup>NGG = negativer Geschwindigkeitsgradient in der Reibkurve; dadurch entstehen negative Dämpfungsterme

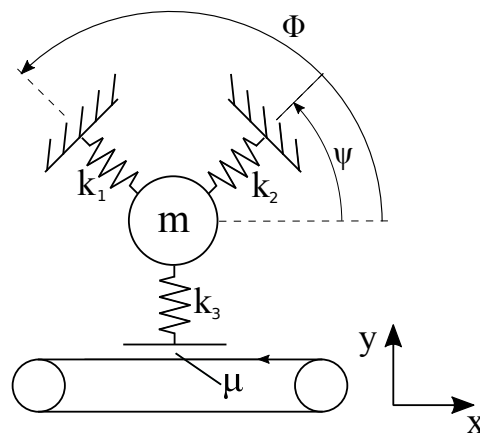


Abbildung 2.1: Minimalmodell zur Modenkopplung aus [HFAG02]

instabil. Dieser Übergang wird Hopfpunkt genannt, welcher sich am kritischen Reibwert  $\mu_{\text{krit}}$  befindet und nur im ungedämpften Fall mit dem Bifurkationspunkt zusammenfällt. Übertragen auf ein Bremssystem bedeutet dieser Effekt, dass wenn sich zwei Moden koppeln, das System instabil werden kann. Mit zunehmender Anzahl an Eigenmoden und Bauteilen im betrachteten Bremssystem gibt es mehr Moden, welche sich koppeln können.

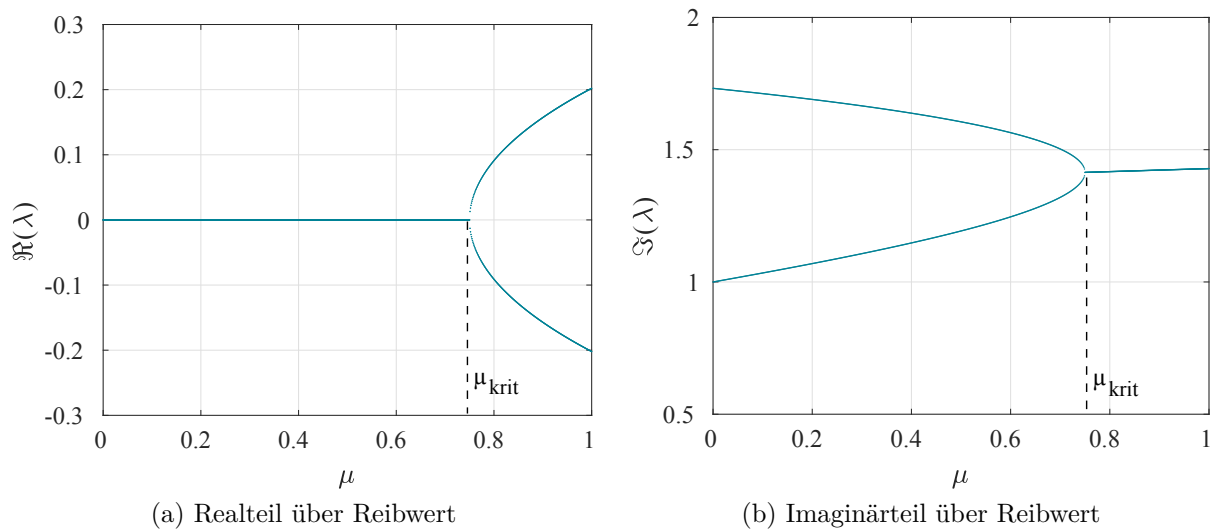


Abbildung 2.2: Real- und Imaginärteil des Eigenwertes beim Minimalmodell der Modenkopplung aus [HFAG02] ohne Dämpfung; Bifurkationspunkt und Hopfpunkt fallen bei  $\mu_{\text{krit}}$  zusammen

## 2.2.2 Verzweigung von Lösungen aufgrund von Nichtlinearitäten

Die Verzweigung von Lösungen in einem nichtlinearen System ist in der Literatur allgemein bekannt und diskutiert, siehe dazu auch die Diskussion von [Hoc09, SK07, GGW15, HEHW14, Het14, KTZ<sup>+</sup>15] in Kapitel 2.1. Die Konsequenzen, die eine solche Nichtlinearität auf das Stabilitätsverhalten des Systems haben kann, soll im Folgenden an einem einfachen Beispiel diskutiert werden.

In [KTZ<sup>+</sup>15] haben Kruse et al. das für Bremsenquietschen oft zitierte Modell von Gaul und Hoffmann so erweitert, dass die Belagabstützstelle als Nichtlinearität miteinbezogen wird, wie in Abbildung 2.3 dargestellt. Dies allein führt dazu, dass stabile Grenzzyklen existieren, die aber auch außerhalb des linearen Instabilitätsbereiches liegen können. Im Gegensatz zu der oft im Stand der Technik zitierten ‘Over-Prediction’, d.h. das Auffinden von zu vielen instabilen Lösungen der linearen Berechnung, führt dies auf eine ‘Under-Prediction’ und wirft die Frage nach der Gültigkeit der linearen Ergebnisse auf.

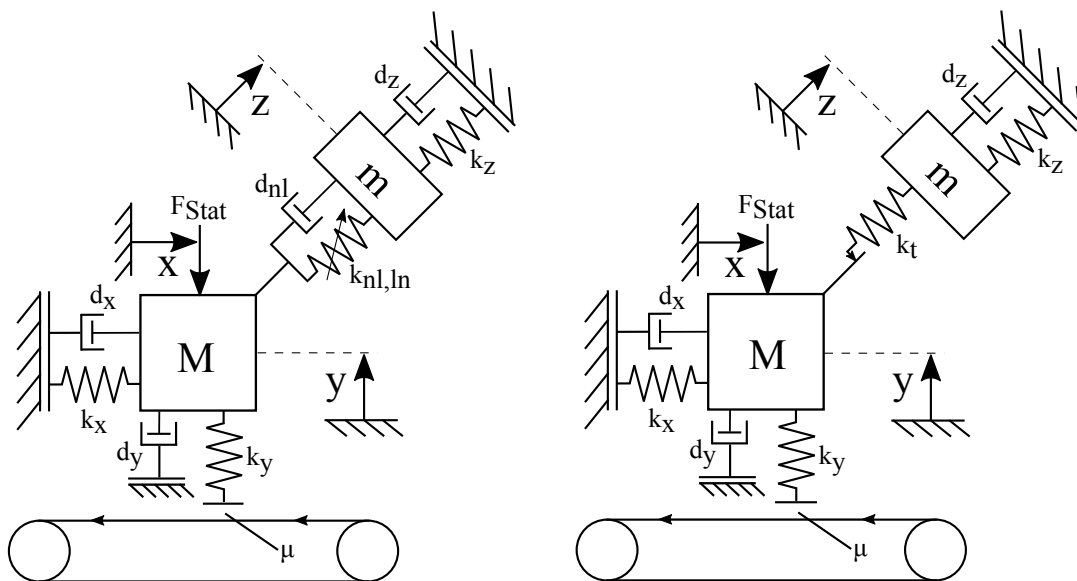


Abbildung 2.3: Polynomial und Elasto-Slip Minimalmodell aus [KTZ<sup>+</sup>15]<sup>1</sup> mit Einbeziehung der Belagabstützung

<sup>1</sup>Die hier gezeigte Darstellung ist leicht abgeändert im Vergleich zu [KTZ<sup>+</sup>15]. In der Originalquelle ist der Dämpfer  $d_y$  ebenfalls mit dem Reibband verbunden. Dadurch müssten auch schief-symmetrische, gyroskopische  $\mu$ -Terme in die Bewegungsgleichung vorkommen, welche jedoch nicht angegeben sind. Durch diese zusätzlichen Kontaktdämpfung würden die Imaginärteile nicht mehr vollständig zusammenfallen. Die prinzipiellen Aussagen zur Stabilität wären mit der verwendeten Parametrierung aber gleich. Einzige Ausnahme bildet das polynomielle Modell, das mit den zusätzlichen gyroskopischen Termen aus der Kontaktdämpfung mit mehr Dämpfung teilweise auch höhere Grenzzyklusamplituden zeigt, was als *Ziegler-Paradoxon* bekannt ist.

Die Bewegungsgleichung für die in Abbildung 2.3 dargestellten Systeme sind

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & m \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} d_x & 0 & 0 \\ 0 & d_y & 0 \\ 0 & 0 & d_z \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{pmatrix} \\
 & + \left( \begin{bmatrix} k_x & -\frac{1}{2}\mu k_y & 0 \\ -\frac{1}{2}\mu k_y & k_y & 0 \\ 0 & 0 & k_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{2}\mu k_y & 0 \\ \frac{1}{2}\mu k_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \right) \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{\sqrt{2}}{2} F_{\text{nl}} \\ \frac{\sqrt{2}}{2} F_{\text{nl}} \\ F_{\text{nl}} \end{bmatrix} = \mathbf{0}. \quad (2.2)
 \end{aligned}$$

Die nichtlineare Kraft  $F_{\text{nl}}$  setzt sich für das polynomielle Fügstellenmodell mit den linearen Steifigkeits- und Dämpfungsanteilen  $k_{\text{lin}}, d_{\text{lin}}$ , der relativen Verschiebung  $u$  und dem nichtlinearen Anteil  $k_{\text{nl}}$  zu

$$F_{\text{nl}} = k_{\text{lin}} u + k_{\text{nl}} u^3 + d_{\text{lin}} \dot{u} \quad (2.3)$$

zusammen. Für das Elasto-Slip Fügstellenmodell ergibt sich  $F_{\text{nl}}$  aus der Fügstellenbewegung  $u$ , dem konstanten Schwellenwert  $F_R$  und der Federkonstante  $k_t$  zu

$$F_{\text{nl}} = \begin{cases} k_t u & \text{für } |u| < \frac{F_R}{k_t} \\ F_R \operatorname{sgn}(\dot{u}) & \text{für } |u| \geq \frac{F_R}{k_t} \end{cases}. \quad (2.4)$$

Trägt man bei zwei verschiedenen Anfangsbedingungen die sich einstellenden Grenzzykusamplituden über der tangentialen Steifigkeit der Fügstelle für das polynomielle Modell auf, ergibt sich das Verzweigungsverhalten des Systems wie in Abbildung 2.4 dargestellt. Zu sehen sind die Amplituden der eingeschwungenen Grenzzyklen ( $t = 1000$  s) sowie die Größe der Realteile des linearisierten Systems. In dem Bereich zwischen Faltpunkt (FP) und Hopfpunkt (HP) konvergieren die Lösungen je nach Anfangsbedingungen zum oberen oder unteren Ast. Beide Lösungen existieren also gleichzeitig im subkritischen System. Das Verzweigungsverhalten des Modells zeigt bei bestimmten Parametern eine super- und subkritische Hopf-Bifurkationen. Der Bereich zwischen den Hopfpunkten markiert den Bereich, in dem die linearen Lösungen aus der Gleichgewichtslage heraus aufschwingen. Die realen Grenzzyklen haben dagegen abhängig von den Anfangsbedingungen einen anderen möglichen Einzugsbereich, der durch die Faltpunkte beschrieben wird. Außerdem lässt sich erkennen, dass die Grenzzykusamplitude nichts mit der Höhe der Realteile zu tun hat.

Für steigende Dämpfungen bewegen sich Faltpunkte und Hopfpunkte im polynomiellen sowie auch im Elasto-Slip Modell näher zusammen. Bei genügend großer Dämpfung fallen die beiden Punkte zusammen und die subkritische Bifurkation wird in eine superkritische umgewandelt. Damit würden auch wieder die linearen Stabilitätsgrenzen gelten.

Die Systeme aus Abbildung 2.3 können also abgelöste Grenzzyklen, bzw. Grenzzyklen vom Unendlichen (d.h. der Hopfpunkt liegt theoretisch bei einem Bifurkationsparameter  $\rightarrow \infty$ ) herkommend zeigen. Da a priori nicht bekannt ist, wo die subkritischen Bereiche liegen, ist die Konvergenz des Systems immer nur auf Basis der jeweiligen Anfangsbedingungen vorhersehbar.

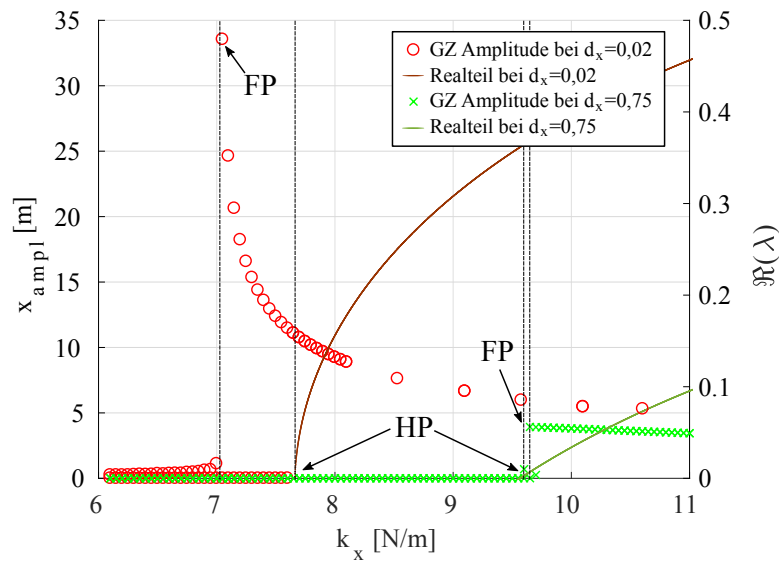


Abbildung 2.4: Grenzzyklusamplitude  $x$ -Richtung nach  $t=1000$  s und Realteile der linearisierten Lösung in Abhängigkeit von der Fügestellenfeder für zwei Dämpfungsparameter für das polynomielle Fügestellenmodell

### Verallgemeinerung des Verzweigungsverhaltens

Das reale Bremssystem kann durch die besprochenen Minimalmodelle nur abstrakt angenähert werden. Nichtlinearitäten finden sich u.a. im Kontakt zwischen Belag und Scheibe, im Kontakt des Belages mit dem Sattel, den Achsanbindungen und verschiedenen Materialverhalten, wie. z.B. dem Dämpfungsblech und dem Belag. Es lassen sich jedoch prinzipielle Aussagen ableiten, die für die spätere Lösungsfindung durch FEM wichtig sind. Abbildung 2.5 zeigt eine beispielhafte Verzweigung eines autonomen nichtlinearen Systems, angelehnt an [Het14] und [KTZ<sup>+</sup>15]. Die gestrichelten Linien stellen dabei instabile Lösungsäste dar. Je nach Lage der Anfangsbedingungen im jeweiligen Einzugsgebiet konvergiert die Lösung zu einem der stabilen Äste. Hierbei können auch mehrere stabile Äste übereinander liegen. Vor der Grenze 'A' konvergiert das System bei allen Anfangsbedingungen gegen Null. Zwischen 'A' und den Hopfpunkt des Grenzzyklus 1 ist das System subkritisch. Nach 'B' können mehrere stabile Lösungen auftreten, je nach Wahl der Anfangsbedingungen. Außerdem zeigt der Grenzzyklus 2 einen Grenzzyklus, der erst im Unendlichen seinen Hopfpunkt hat. Der Grenzzyklus 3 zeigt beispielhaft einen abgelösten Grenzzyklus, d.h. dieser Grenzzyklus kann nicht durch eine Pfadverfolgung gefunden werden und ist damit besonders schwer vorherzusehen.

Die Anfangsbedingungen, die zu einem oberen Einzugsgebiet gehören, führen auf einen höheren, in diesem Fall *lauteren* Grenzzyklus. Bei realen Bremssystemen ist die Anzahl der Nichtlinearitäten und damit die mögliche Anzahl der Verzweigungen nur sehr schwer zu bestimmen und es muss davon ausgegangen werden, dass es eine Vielzahl von stabilen Lösungen gibt. All diese Lösungen sind durch eine Linearisierung um die Gleichgewichtslage nicht zu finden.

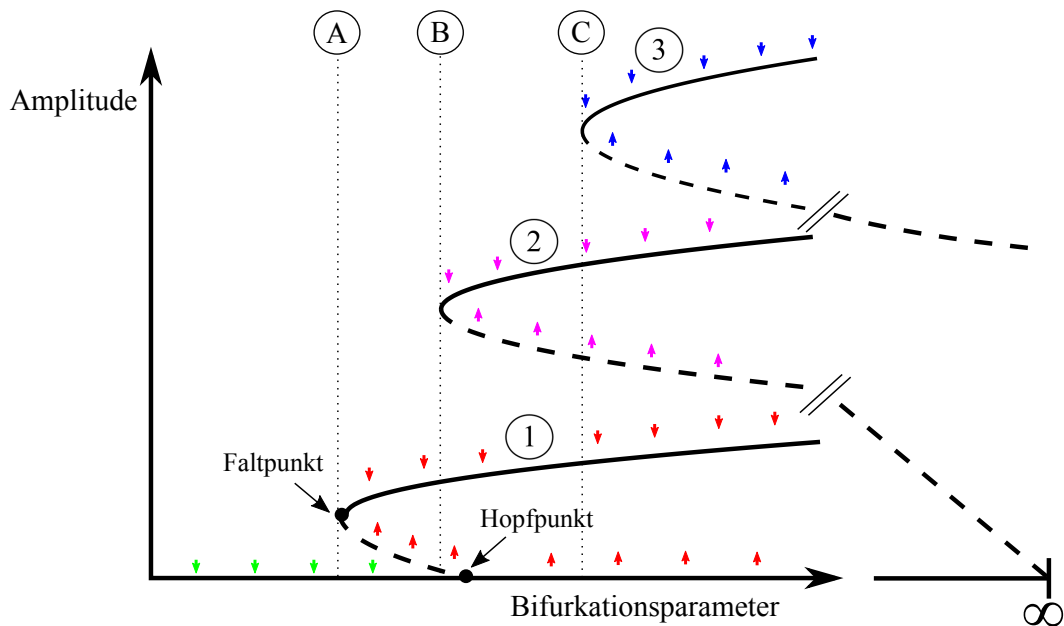


Abbildung 2.5: Schematische Verzweigung von periodischen Lösungen eines nichtlinearen Systems

Die Übertragung dieser beispielhaften Untersuchung an einem Zwei-Freiheitsgrad-Modell auf ein reales Bremssystem kann nur in grundsätzlicher Form erfolgen. Weder Geometrie noch Komplexität eines realen Bremssystems können durch einfache analytische Modelle abgebildet werden und dadurch auch keine konkreten Gegenmaßnahmen. Trotzdem machen die Untersuchungen zwei Fragen deutlich: Wie groß ist der tatsächliche Bereich zwischen maximalem Faltpunkt und der linearen Stabilitätsgrenze? Und können realistische Anfangsbedingungen zu diesen subkritischen Grenzzyklen führen? Dies wird in Kapitel 3 und folgenden mit einem reduzierten, jedoch realistischen Bremsmodell am Beispiel des Fahrtrichtungswechsels und mit der Finiten Elemente Methode untersucht.

## 2.3 Zusammenspiel von Fahrzeug - Prüfstand - Simulation

Bei der NVH-Entwicklung der Bremse ist eine enge Verzahnung von Fahrzeug, Prüfstand und Simulation essentiell. Dabei erfüllen die verschiedenen Gewerke unterschiedliche Rollen, basierend auf den Fähigkeiten und Einschränkungen. Dies soll im Folgenden kurz angerissen werden.

Für die Freigabe einer Bremse in der Serienentwicklung wird im besten Fall die Fahrzeugerprobung mit serienwerkzeugfallenden Teilen durchgeführt. In früheren Phasen der Entwicklung werden Prototypen für Brems- und Achsteile verwendet, welche die Aussagekraft offensichtlich verschlechtern. Hier kann z.B. die Simulation unterstützen, die Relevanz des jeweiligen Bauteils zu überprüfen. Allgemein sollte zwischen *Entwicklung* und *Freigabe*



bepfung in der Betrachtung der Fähigkeiten unterschieden werden. Für die Entwicklung einer Bremse zeigt Abbildung 2.6 schematisch das Zusammenarbeitsmodell.

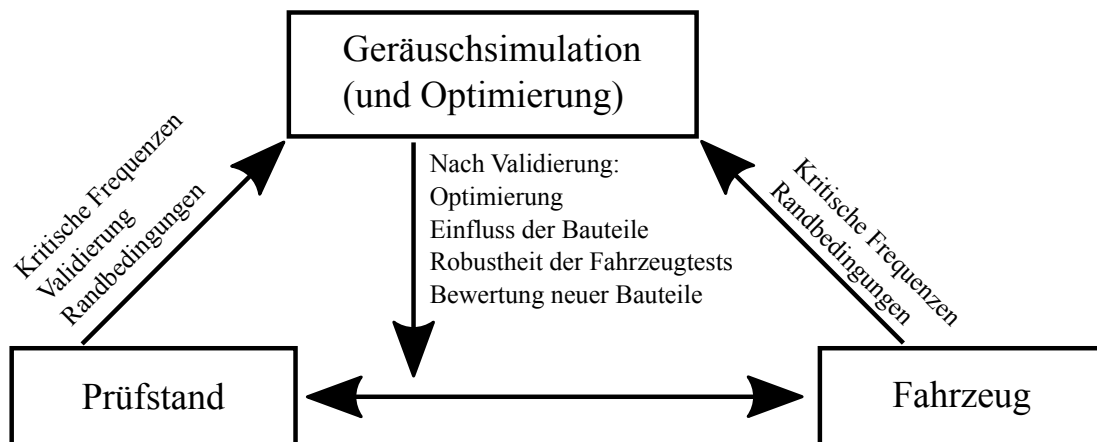


Abbildung 2.6: Rolle der NVH-Simulation in der Bremsenentwicklung beim Auftreten eines Quietschproblems; nur durch eine enge Zusammenarbeit der Gewerke kann eine schnelle und robuste Lösung gefunden werden

Das Fahrzeug und der Rollenprüfstand sind die teuerste, jedoch auch kundennahste Möglichkeit die Bremse zu untersuchen. Die festgestellten Probleme müssen dann den anderen Gewerken transparent mit ihren Randbedingungen kommuniziert werden. Der Prüfstand kann hierbei für eine höhere Reproduzierbarkeit sorgen. Ein Schwungmassenprüfstand mit keinem vollständigen Fahrzeugaufbau stellt eine Vereinfachung dar, bei der jedoch deutlich besser Messtechnik zum Einsatz kommen kann, weshalb dies sich für eine Validierung der Simulationsmodelle eignet. Die Geräuschsimulation kann dann mit den Informationen von Prüfstand und Fahrzeug Verständnis des zugrunde liegenden Phänomens liefern, Bauteileinflüsse bewerten und Optimierungen vorschlagen, welche dann in Hardware wieder erneut getestet werden müssen.

Bei der Quietschsimulation muss eine allgemeine Prognosefähigkeit immer noch in Frage gestellt werden. Wie schon beschrieben, sind der Einfluss der Nichtlinearitäten, sowie die Dämpfungs- und Reibungsmodellierung noch nicht vollständig verstanden. Durch Erfahrung mit Vorgängerbaureihen kann diese Unsicherheit etwas verkleinert werden. Eine Validierung des Simulationsmodells sollte immer angestrebt werden. Das Modell sollte dabei auf die Schwingform bzw. der Betriebsschwingform (engl. *Operating Deflection Shape*) (ODS) abgeglichen werden.

Die NVH-Simulation ist somit auf die Gewerke Prüfstand (Validierung) und Fahrzeug (kritische Frequenzen im kundennahen Betrieb) angewiesen. Ihre Stärken liegen jedoch (noch) nicht in der Rolle des Fahrzeugersatzes, bzw. des digitalen Prototyps. Es können vielmehr starke Fahrzeug/Kostenreduzierungen aufgrund von Fertigungstoleranzbewertungen erzielt werden. Außerdem sind durch die NVH-Simulation methodische Optimierungen, Bauteileinflussanalysen und Bewertungen von z.B. neuen Achsgeometrien möglich. Hierzu sind Modelle nötig, die die Realität mit ihren Lastfällen so gut wie möglich darstellen.

### 2.3.1 Fahrzeug- und Prüfstandstests

Ein wichtiger Teil der Bremsenentwicklung sind die Fahrzeug- und Prüfstandstests, die die eigentlichen Geräuschprobleme erst aufzeigen. Hier ist das Feld der wissenschaftlichen Literatur dünn besetzt, da zum einen viele Hersteller und Zulieferer eigene Auswertungen machen, welche dann der Geheimhaltung unterliegen und zum anderen eine massenhafte Auswertung von Fahrzeugdaten nicht zu einem grundsätzlichen Erkenntnisgewinn beiträgt. Moderne ‘Data-Mining’-Ansätze könnten hier weiterhelfen, die eine Mustererkennung über die Gesamtfahrzeug- und Prüfstandsdaten durchführen.

Trotzdem sollen die Auswertemöglichkeiten hier kurz erwähnt werden, da oftmals der Kreis aus dem Auftreten des Problems, dem Verständnis dafür und dem Finden von Gegenmaßnahmen nicht gut genug geschlossen wird und die Randbedingungen, z.B. in der Simulation oft zu wenig auf den tatsächlichen Fahrzeugzustand angepasst werden. Um besser auf Geräuschereignisse reagieren zu können, müssen deshalb einerseits schnell und einfach alle Informationen der Umgebung, bzw. der Randbedingungen und Historie des Geräuschereignisses transparent kommuniziert werden. Andererseits müssen verstärkt simulationsgetriebene Messungen vorangetrieben werden, die gezielt die Modellannahmen und Randbedingungen der Simulationsmodelle validieren.

#### Auswertung und Darstellung der Ergebnisse

Im Zielkonflikt zwischen Übersichtlichkeit von einer großen Anzahl an Prüfstandstests und detaillierter Auswertung haben sich Kennzahlen bewährt, die versuchen, das Geräuschverhalten eines Bremssystem zu klassifizieren. Poletto et al. [PNF<sup>+</sup>17] gibt eine Übersicht über gängige Geräuschindizes. Diese Indizes tragen nicht zur Lösungsfindung bei einem akuten Geräuschproblem bei, helfen jedoch, den aktuellen Stand der Variante aufzuzeigen und sind im Rahmen eines Fahrzeugentwicklungsprozesses ein wichtiges Hilfsmittel um quantifizierbare Aussagen treffen zu können.

Der Verband der Automobilindustrie e. V. (VDA) hat für eine detaillierte Auswertung der Prüfstandsläufe in der Norm VDA 305 [VDAa] ein standardisiertes Datenformat festgelegt und die Auswertung dieses Formates wurde in der VDA 306 [VDAb] thematisiert, welche beide vom Expertenkreis Bremsgeräusche (EKB) vorgeschlagen wurden.

Die Anforderungen an eine detaillierte Auswertung sind dabei eine Übersicht über die Geräuschereignisse der Bremse; wann diese auftreten (Bremsdruck, Geschwindigkeit, Scheibentemperatur, Fahrmanöver, Reibwert, Geräuschverlauf während der Bremsung); und wie das Verhältnis von Anzahl der Bremsungen, Auftretenshäufigkeit und Lautstärke ist. Dies kann durch eine Form, wie sie in Abbildung 2.7 gezeigt ist, dargestellt werden.

Durch die Komplexität der Phänomene und die oft von verschiedenen Mitarbeitern ausgeführten Untersuchungen besteht die Gefahr, dass wichtige Randbedingungen eines aufgetretenen Quietschproblems nicht kommuniziert werden. Tabelle 2.2 soll beispielhaft die Einflüsse verschiedener Größen auf die Simulationsergebnisse zeigen. Wie sich auch in dieser Arbeit gezeigt hat, ist es für den Aufbau eines validen Simulationsmodells sehr wichtig, den Gesamtkontext des zu untersuchenden Geräuschproblems zu kennen. Insbesondere Themen wie Fahrmanöver und Historie werden teilweise vernachlässigt, da sie vermeintlich zum statischen Arbeitspunkt nichts beitragen. Eine gute Kommunikation zwischen den

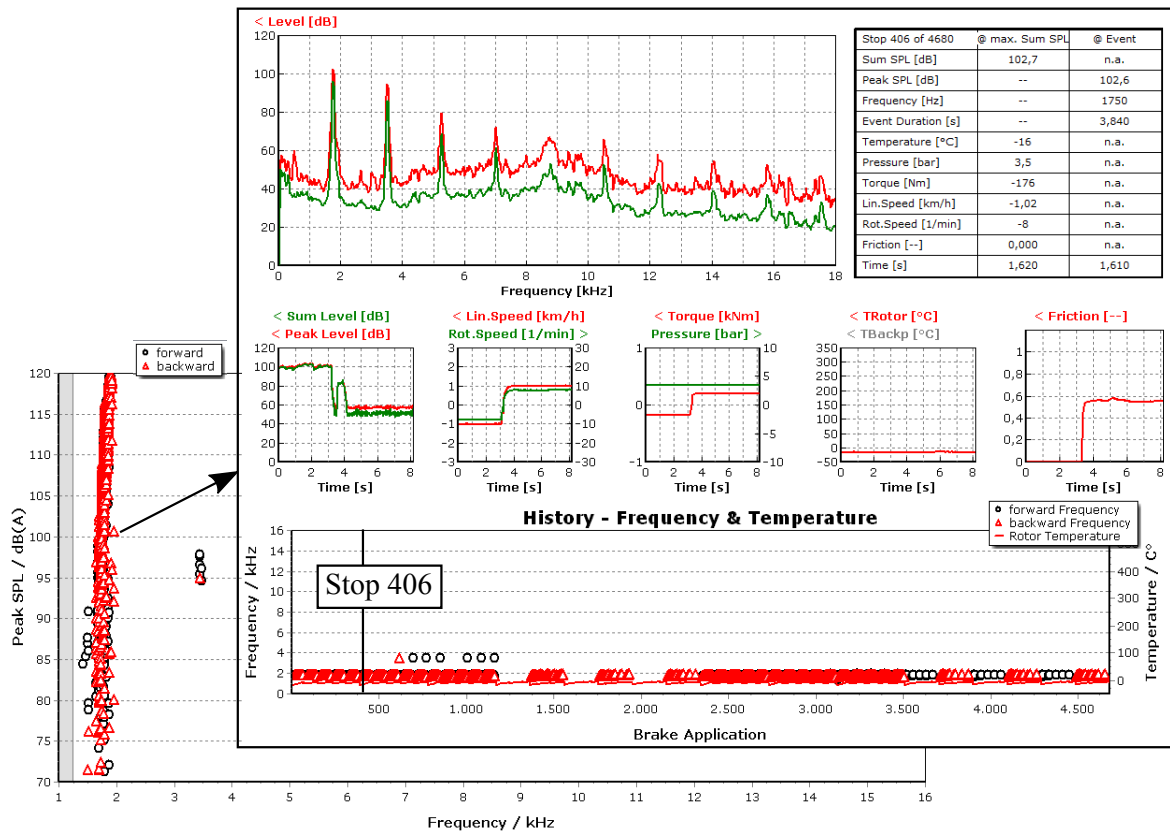


Abbildung 2.7: Beispielhafte Auswertung eines Prüfstandslaufs auf Basis des VDA-Formats und der Auswertesoftware FAGENO; Zoom in ein Bremsgeräusch zum tieferen Verständnis des Mechanismus

Messdaten Prüfstand	Input Simulation	Bemerkung
Druck, Geschwindigkeit	direkter Input	
Reibwertverlauf des Systems	direkter Input	kann zu negativer Dämpfung führen; keine Innen/Außen-Separierung
Eigenfrequenzen der Bauteile	Modellupdate	Geometrie / E-Modul/ Verschleiß?
Verlauf Schalldruckpegel		Änderung Geschwindigkeit/ Reibwert etc. sichtbar?
Temperatur	Modellupdate	Eigenfrequenzen; Dämpfungsverhalten? (nur vereinzelt möglich)
Fahrmanöver		Randbedingungen des Modells prüfen/plausibilisieren
Historie		Konditionierung/Verschleiß von Belag und Scheibe

Tabelle 2.2: Beispielhafte Messdaten aus der Prüfstandsauswertung und ihre möglichen Folgen für die Simulation von Bremsenquietschen

einzelnen Gewerken ist damit Grundvoraussetzung zur effektiven Lösung von Geräuschproblemen. Dies wird zunehmend schwieriger, z.B. durch Verlagerungen der Prüfstandsleistungen an externe Betreiber oder separierte Test- und Simulationsabteilungen. Wie in den Kapiteln 4 und 5 beschrieben, hat der Verlauf des Bremsgeräusches während einer Bremsung entscheidende Hinweise zum Verständnis des Problems geliefert.

## 3 Finite-Elemente-Simulationsmethodik am Beispiel eines einfachen Bremsenmodells

Die vorgestellten Minimalmodelle aus Kapitel 2.2 zeigen die grundlegenden mechanischen Instabilitätsmechanismen und sind unerlässlich im Verständnis der Einflussgrößen. Jedoch ist der Abstraktionsgrad zu groß um Bauteilgeometrien abzubilden oder andere Detailuntersuchungen vorzunehmen. In der Praxis hat sich deshalb die Finite-Elemente-Methode etabliert, da hier das rechnerunterstützte Konstruieren (engl. *Computer-Aided Design*) (CAD) direkt Geometriemodelle liefern kann und auch konkrete Geometrieänderungen dargestellt werden können. Die offensichtlichen Nachteile sind ein hoher numerischer Aufwand durch die nötige feine Vernetzung sowie ein gewisser Verlust an Verständnis über die auftretenden Mechanismen. Andere Ansätze sind u.a. flexible Mehrkörpersysteme wie sie z.B. aktuell Iroz et al. in [IHE17] verwenden.

Zum Aufbau und Parametrierung eines dynamischen FE-Bremsenmodells finden sich vielfach Hinweise und Richtlinien in der Literatur ([Bak05, Buc08, All14, Grä16]). Außerdem ist ein vereinfachtes Modell z.B. in die Beispiellibrary der FE Software *ABAQUS* zu finden [Aba], welches den prinzipiellen Ablauf (ohne die Implementierung der gyroskopischen Terme) beschreibt. Ähnliche Beispiele sind auch für *ANSYS* und *PERMAS* zu finden.

Im Folgenden werden anhand eines vereinfachten Bremsenmodells die wichtigsten Themen zur Verwendung der Finiten-Elemente-Simulation im Rahmen von Bremsenquietschuntersuchungen besprochen. Dies geschieht im Hinblick auf die weiteren Untersuchungen des Fahrtrichtungswechsels in Kapitel 4 und folgenden. Das verwendete Modell wurde im Rahmen der Masterarbeit von Herrn Eric Claußnitzer [Cla17] aufgebaut.

### 3.1 Einfaches Finite-Elemente-Modell

Das für die weiteren Untersuchungen genutzte Modell soll einen Fahrtrichtungswechsel abbilden können. Deshalb eignen sich die in der Literatur oft verwendeten einfachen Belag-Scheibe-Modelle hier nicht, da die Belagfreiheitsgrade nicht abgebildet werden. Abbildung 3.1 zeigt das in dieser Arbeit verwendete Modell. Es wird eine Festsattelbremse mit vier Bremskolben modelliert. Der Bremsattel hat dem Belag gegenüber flache, längliche Anschläge.

Die Netzdichte, insbesondere der Scheibe wurde auf den Arbeitspunkt der Untersuchungen angepasst, sodass das Modell reproduzierbare Ergebnisse liefert. Der Achsschenkel ist modal reduziert von einem Serienachsschenkel eingesetzt worden. Die modellierten Bauteile sind in ihren unteren Eigenfrequenzen dem im Prüfstand verwendeten Bauteilen angepasst worden. Im Anhang B sind die modalen Korrelationen der wichtigsten Bauteile dargestellt.

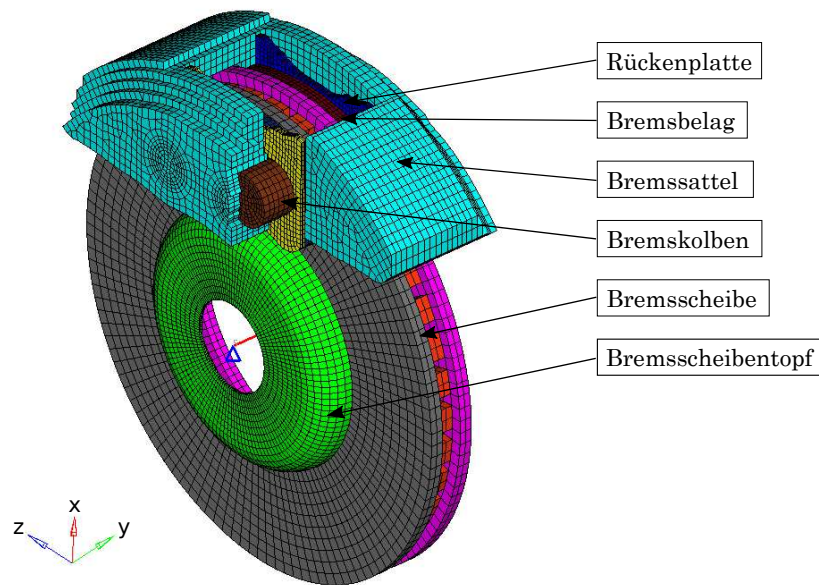


Abbildung 3.1: Übersicht der modellierten Vier-Kolben Festsattelbremse

### 3.1.1 Modellierung der Freiheitsgrade des Bremsbelages

Im realen Bremssystem ist der Bremsbelag an verschiedenen Stellen geführt, bzw. gelagert. Belagfedern und Haltebolzen sind hauptsächlich gegen Herausfallen, bzw. Klappergeräusche und Belagklacken entworfen und sollten beim Quietschen eine untergeordnete Rolle spielen. Diese Annahme ist nicht in allen Fällen gültig,<sup>1</sup> aber bei den weiteren Untersuchungen in dieser Arbeit werden diese Bauteile auf lineare Federelemente reduziert. Um den in Kapitel 4 untersuchten Fahrtrichtungswechsel darstellen zu können, muss der Bremsbelag im Sattel frei beweglich sein. Abbildung 3.2 zeigt die Kontaktsituation des modellierten Belages. Dieser ist über eine Kontaktfläche mit der Bremsscheibe verbunden. Die Bremskraft wird über den Anschlagkontakt zum Bremssattel geleitet. Beide Kontakte können die Zustände *haften*, *gleiten* und *offen* annehmen und sind deshalb nichtlinear. Die Kolben sind geführt und liegen für die Simulationen in Kapitel 3 und 4 permanent am Belag an. In Kapitel 5 wird der Kolben-Rückenplatte-Kontakt nochmals diskutiert und in tangentialer Richtung freigeben.

Der Belag kann sich somit in allen sechs Freiheitsgraden bewegen. Für die Linearisierung kann der Anschlagkontakt entweder als geschlossen, d.h. alle Freiheitsgrade fixiert, modelliert werden oder als gleitend, was im Folgenden als *axial frei* bezeichnet wird.

### 3.1.2 Diskussion der Dämpfungsmodellierung

Die zugrundeliegende Systemdynamik beim Bremsenquietschen reagiert sehr sensibel auf Dämpfung (siehe z.B. [Het08]). Dies motiviert eine physikalische Herangehensweise und

<sup>1</sup>Untersuchungen im Rahmen eines Serienprojektes haben gezeigt, dass insbesondere bei der ersten Torsionsschwingung des Sattels die Haltebolzen starke Eigenschwingungen zeigen.

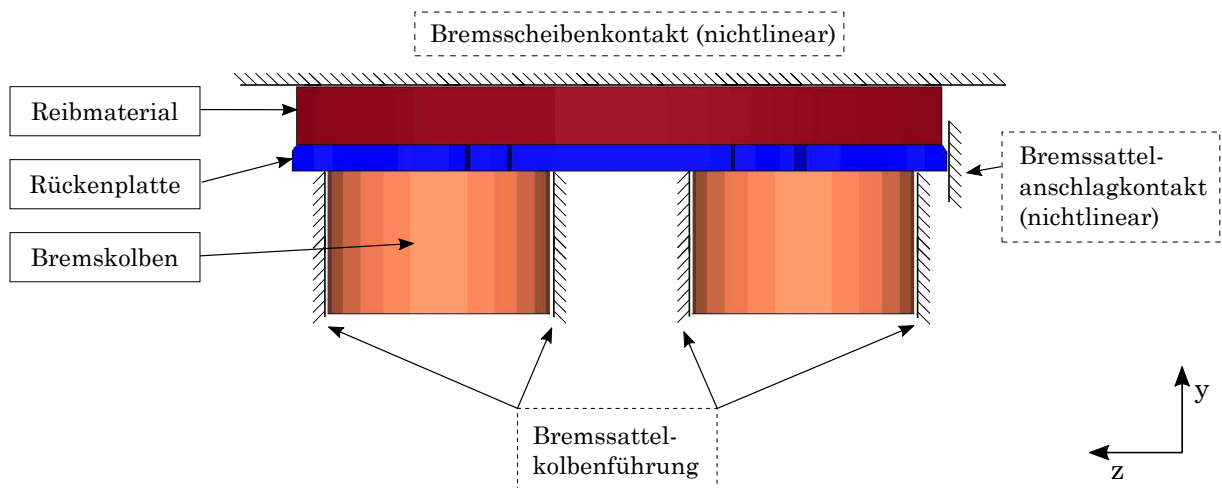


Abbildung 3.2: Übersicht der modellierten Bremsbelag- und Bremskolbenkontakte

eine akkurate Beschreibung der realen Dämpfungsmechanismen, was jedoch nach heutigem Stand noch nicht vollständig möglich ist. Die Dämpfung im Bremssystem lässt sich in Materialdämpfung, insbesondere bei den Belägen und dem Dämpfungsblech, Fügestellendämpfung, z.B. bei den Koppelstellen zwischen Belag und Bremsattel und reibungsinduzierte Dämpfung durch die Bremskraft, einteilen [Grä16, Tie15]. Die Größe der Dämpfungen und die Kombination der Dämpfungsmechanismen sind jedoch nicht konstant. So kann man sich z.B. leicht vorstellen, dass bei einem Grenzyklus, bei dem der Belag eine dominante Biegemode ausführt, die Dämpfung des Belages anders ist, als wenn dieser tordiert wird. Das anisotrope Verhalten muss auf die Schwingform bezogen werden. Ähnliches gilt für die Fügestellen, die je nach Aktivität ein unterschiedliches Verhalten aufweisen [Het14]. Typischerweise werden als Vereinfachung Rayleigh-Koeffizienten oder eine konstante komplexe Strukturdämpfung auf einen bestimmten Dämpfungswert der zu untersuchenden Frequenz bzw. je Material bestimmt und im Modell eingefügt. Aufgrund der Kombination von verschiedenen Moden in der komplexen Schwingform ist es jedoch fraglich, ob die dadurch erzielte Lösung näher am realen Systemverhalten ist.

Darüber hinaus sind modale Dämpfungsansätze ebenfalls sehr herausfordernd, da die modale Dämpfung der jeweiligen Mode ebenfalls von der Schwingform abhängt. Dadurch lassen sich allgemeingültige globale Dämpfungsparameter für das Bremssystem nicht ableiten. Von der phänomenologischen Seite sind reibungsinduzierte Dämpfungen bei bekannten Relativgeschwindigkeiten (z.B. zwischen Belag und Scheibe) relativ simpel in eine lineare FE Analyse zu implementieren [GGW15]. Materialdämpfungen sind dagegen schwieriger als allgemeine Parameter zu implementieren [GGW15]. Jegliche Fügestellendämpfung, die nichtlineares Verhalten zeigt, ist in der linearen Stabilitätsanalyse naturgemäß nicht berücksichtigt.

Das Konzept der modalen Dämpfung kann prinzipiell für jede Systemmode unterschiedliche Dämpfungswerte aufbringen. Hierbei ergeben sich jedoch andere Herausforderungen. Beispielsweise ist bei selbsterregten Systemen die Identifikation der modalen Dämpfung im Rahmen von Messungen schwierig. Typischerweise wird mittels eines Shakers das System in

der jeweiligen Frequenz angeregt und durch die Systemantwort auf die Dämpfung geschlossen. Die Art der Anregung bestimmt jedoch signifikant das Systemverhalten, welches im realen Betrieb unter Selbsterregung aufklingt. Somit muss zuerst sicher gestellt sein, dass die Betriebsschwingform durch die Shakeranregung exakt mit der des realen Grenzyklus übereinstimmt.

Einen vielversprechenden Kompromiss stellt hier die Kombination aus Substrukturtechniken dar, da hier die einzelnen Substrukturen modal vermessen werden können und dann an die lokalen Nichtlinearitäten angekoppelt werden [BBDR<sup>+</sup>10]. Dies wird jedoch in dieser Arbeit nicht weiter verfolgt.

Wenn nicht anders beschrieben, wird in dieser Arbeit als einzige Dämpfung eine geringe Belagdämpfung angenommen. Dies hat numerisch Vorteile und ist auch physikalisch motiviert, da das Belagmaterial sowie auch das Dämpfungsblech des Belages Dämpfung in das System einbringen. In der Zeitintegration wird weiterhin mit der numerischen Dämpfung des Solvers gearbeitet, wie in Kapitel 3.3 beschrieben.

## 3.2 Lineare Stabilitätsanalyse

Obwohl allgemein bekannt ist, dass das Bremssystem verschiedene Nichtlinearitäten besitzt, ist der Stand der Technik in der Industrie die komplexe Eigenwertanalyse, bei der die linearisierte Bewegungsgleichung zur Stabilitätsanalyse verwendet wird. Es wird also nicht die eigentliche Amplitude der Schwingung berechnet, sondern die Neigung des Systems sich aus der Ruhelage aufzuschwingen. Dazu wird im Allgemeinen um die Ruhelage des Systems linearisiert. Durch numerische Näherungsverfahren ist es möglich, sehr schnell Ergebnisse zu erzielen. Diesem Ansatz folgend kann das zu untersuchende Phänomen in lineare und nichtlineare Konsequenzen unterteilt werden. In dieser Arbeit werden deshalb zuerst die linearen Implikationen für das Bremssystem untersucht. Die Frage hierbei ist, ob schon in den linearisierten Gleichungen ein Effekt bzw. Mechanismus gefunden werden kann, der die Messergebnisse erklärt. Dies wird in Kapitel 4.2 untersucht und diskutiert. Die Bewegungsgleichung für ein selbsterregtes System mit dem nichtlinearen, zeitinvarianten Kraftvektor  $\mathbf{f}_{\text{nl}}$  ist

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{D} + \mathbf{G})\dot{\mathbf{q}} + (\mathbf{K} + \mathbf{N})\mathbf{q} + \mathbf{f}_{\text{nl}}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{0}, \quad (3.1)$$

mit der symmetrischen Massenmatrix  $\mathbf{M}$ , den symmetrischen bzw. schiefsymmetrischen Matrizen  $\mathbf{D}$  und  $\mathbf{G}$ , welche die Koeffizienten für die geschwindigkeitsabhängigen Terme enthalten, sowie den symmetrischen bzw. schiefsymmetrischen Matrizen  $\mathbf{K}$  und  $\mathbf{N}$ , welche die verschiebungsproportionalen Terme enthalten. Die Matrizen  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{D}$ ,  $\mathbf{G}$ ,  $\mathbf{K}$  und  $\mathbf{N}$ , sowie  $\left. \frac{\partial \mathbf{f}_{\text{nl}}}{\partial \mathbf{q}} \right|_0$  werden im Folgenden als konstant angenommen und  $\mathbf{f}_{\text{nl}}$  soll keine zeitabhängig beinhalten, d.h.  $\frac{\partial \mathbf{f}_{\text{nl}}}{\partial t} = 0$ .

Die sich aus der Linearisierung von  $\mathbf{f}_{\text{nl}}$  um die konstante Gleichgewichtslage  $\mathbf{q}_0 = \text{const}$  ergebende Differentialgleichung führt mit dem Störungsansatz  $\mathbf{q} = \mathbf{q}_0 + \Delta\mathbf{q}$  und  $\Delta\mathbf{q}(t) = \phi_0 \exp(\lambda t)$  auf das Eigenwertproblem

$$\left[ \lambda^2 \mathbf{M} + \lambda \left( \mathbf{D} + \mathbf{G} + \left. \frac{\partial \mathbf{f}_{\text{nl}}}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right|_0 \right) + \left( \mathbf{K} + \mathbf{N} + \left. \frac{\partial \mathbf{f}_{\text{nl}}}{\partial \mathbf{q}} \right|_0 \right) \right] \phi_0 = \mathbf{0}. \quad (3.2)$$



Die ungedämpften Eigenmoden ergeben sich mit

$$(\lambda_0^2 \mathbf{M} + \tilde{\mathbf{K}}) \phi_{0,\text{nat}} = \mathbf{0}, \quad (3.3)$$

worin  $\tilde{\mathbf{K}}$  den symmetrischen Teil der verschiebungsproportionalen Terme aus der Linearisierung von  $\mathbf{f}_{\text{nl}}$  zusätzlich zu der originalen Matrix  $\mathbf{K}$  beschreibt. Gleichung (3.3) ist durch ihre symmetrische Form numerisch sehr gut konditioniert, was bei der Lösung von Gleichung (3.2) ausgenutzt wird, wie in Kapitel 3.2.1 beschrieben. Abgesehen davon haben die ungedämpften Eigenformen auch schon eine physikalische Bedeutung. Sie bilden die Grundbewegung des Systems ab. So kann auch schon an den ungedämpften Moden Verständnis über die auftretenden Schwingungen und das Geräuschereignis geschaffen werden, da die unsymmetrischen Beiträge das Schwingungsverhalten des Systems meist nicht grundlegend ändern. Ebenfalls kann an den ungedämpften Moden die Plausibilität der Schwingform geprüft werden. Insbesondere soll an dieser Stelle der Unterschied zu den oft verwendeten *frei-frei* Moden der Einzelbauteile hingewiesen werden. Die Frequenzen und Schwingformen der Einzelbauteile treten als Beitrag zu den Systemmoden auf und müssen immer auch als Teil des Gesamten gesehen werden. So kann sich z.B. nicht die Scheibenmode mit der Belagmode koppeln, sondern es koppelt sich eine Systemmode, bei welcher der Beitrag der Scheibe hoch ist mit einer anderen Systemmode, bei der vielleicht eine große Belagbewegung zu sehen ist.

Abbildung 3.3 zeigt eine beispielhafte Auswertung der Eigenwerte über einem Bifurkationsparameter, in diesem Fall die Reibung  $\mu_{\text{BS}}$  zwischen Belag und Scheibe. Zwei ungedämpfte Schwingformen, welche aus Gleichung (3.3) folgen, sind links bei  $\mu_{\text{BS}} = 0$  gezeigt. Durch die Kopplung mit der Reibung nähern sich die beiden Schwingformen an, bis sie schließlich im Bifurkationspunkt zusammentreffen. In diesem Beispiel sind zur besseren Darstellung keine gyroskopischen Terme, sowie keine Reibungs- und Materialdämpfung berücksichtigt. Die beiden Moden würden mit diesen Termen nicht mehr exakt ineinander fallen und der Bifurkationspunkt wäre nicht gleich dem Hopfpunkt, der prinzipielle Mechanismus ist jedoch der gleiche, siehe hierzu auch [Het08, HSMJ08].

Der Realteil des Eigenwertes  $\lambda$  aus Gleichung (3.2) wird oft mit der Frequenz über einen Zyklus normalisiert und als Anfachungsrate beim Quietschen (engl. *Squeal Coefficient*) (SC)

$$\text{SC} = 2 \cdot \frac{\Re(\lambda)}{\Im(\lambda)} \cdot 100\% \quad (3.4)$$

bezeichnet. Durch die Normalisierung ist nicht mehr die Aufklingrate über der Zeit, sondern über eine Periodendauer beschrieben. Dies wird auch als effektive Dämpfung bezeichnet. In realen Bremssystemen ist die Zusammensetzung der Quietschmode deutlich komplexer, da durch die Dämpfung die Realteile der komplexen Schwingformen im Negativen liegen. Der Hopfpunkt ist somit deutlich später als der erste Bifurkationspunkt, was unter Umständen zu mehr als einer Frequenzverzweigung führt. Eine Zerlegung der komplexen Schwingform ist jedoch immer lohnenswert, da die Verschiebung der Frequenzen zur Geräuschminimierung immer so erfolgen sollte, dass nur einzelne Moden verschoben werden. Dazu bedarf es der genauen Kenntnis der Unterschiede im Schwingmechanismus der Moden ohne Reibung.

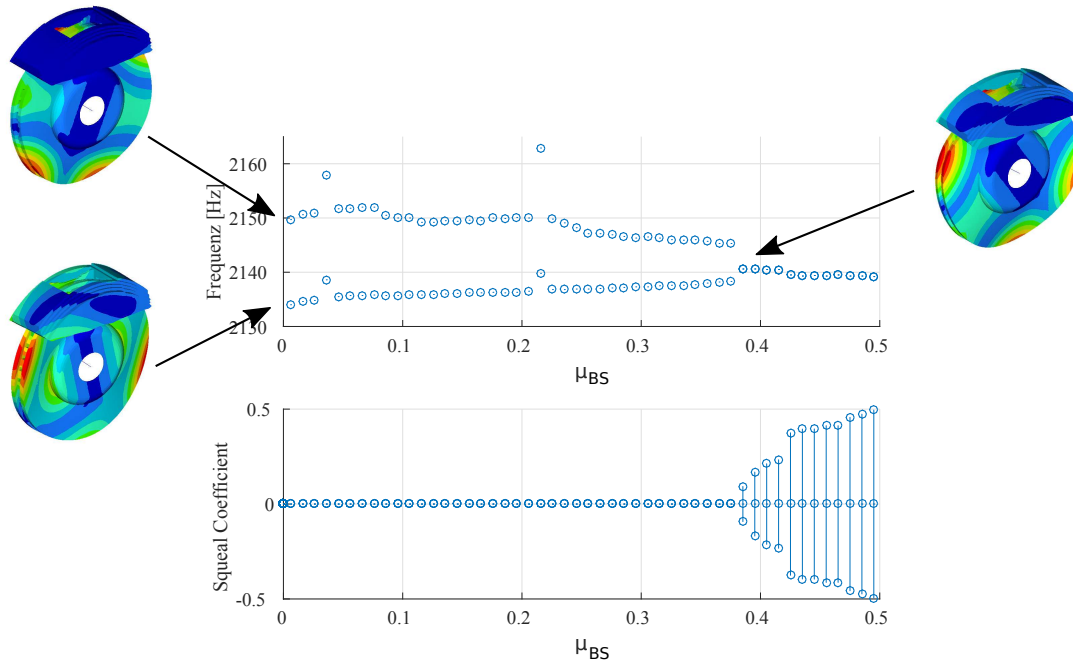


Abbildung 3.3: Beispielpflichte Auswertung des Real- und Imaginärteils der Eigenwerte des zuvor beschriebenen Modells ohne gyroskopische Terme und Reib- und Materialdämpfung. Bei  $\mu_{BS} = 0,38$  ist der Bifurkationspunkt.

### 3.2.1 Numerische Umsetzung

Für die numerische Umsetzung werden in vielen kommerziellen Implementierungen Projektionsmethoden verwendet, um mit den großen Matrizen, die meist durch den hohen Detaillierungsgrad und feine Diskretisierung in Serienmodellen entstehen, umzugehen. Im Folgenden wird die gängigste Projektionsmethode vorgestellt und ihre Grenzen aufgezeigt. Die Berechnung der Stabilität geschieht in zwei grundsätzlichen Schritten. Zuerst muss der Arbeitspunkt erreicht werden, d.h. der statische Verspannungszustand und der Einfluss der rotierenden (symmetrischen) Bremscheibe muss berechnet werden. Dazu werden Bremsdruck und Gleitreibung aufgebracht und ein stationärer Kontaktzustand stellt sich ein. Danach wird der Arbeitspunkt linearisiert und die Eigenwerte und Eigenmoden werden berechnet. Durch

$$\lambda_n = \delta_n + i\omega_n \tag{3.5}$$

können Frequenz und Stabilität des  $n$ -ten Eigenwertes  $\lambda_n$  bestimmt werden. Positive Realteile können als negative Dämpfung interpretiert werden und das System schwingt sich aus der Ruhelage mit der Frequenz  $\omega$  und dem Anfachungsfaktor  $\delta$  auf. Welche Grenzyklusamplitude erreicht wird, kann durch eine solche Stabilitätsanalyse nicht berechnet werden.

Für die effiziente numerische Berechnung der komplexen Eigenwerte eignen sich Projektionsverfahren auf Basis der ungedämpften Eigenvektoren. Das  $\mathbf{M}$ - $\mathbf{K}$ -Problem aus Gleichung (3.3) kann klassisch gut über das *Lanczos-Verfahren* gelöst werden. Neuere Verfahren, wie dem *Automated Multi-Level Substructuring* (AMLS), sind speziell für sehr große

Gleichungssysteme entworfen worden und zeigen ab einer bestimmten Anzahl an Eigenmoden deutliche Effizienzen gegenüber dem *Lanczos-Verfahren* [All14]. Unter der Annahme, dass die komplexen Schwingformen durch eine Überlagerung der ungedämpften Eigenmoden darstellbar ist, wird ein Projektionsraum mit den Eigenvektoren des  $\mathbf{M}$ - $\mathbf{K}$ -Systems aufgespannt. Das komplexe Eigenwertproblem aus Gleichung (3.6) kann dann über eine QR-Formulierung nach der Projektion gelöst werden.

Ein Problem durch die Unterraumprojektion ist der Einfluss von entfernten Moden auf das Systemverhalten. Hierzu haben Kruse [Kru14] und Gräbner [Grä16] einige Untersuchungen angestellt. Sie schließen, dass in der Abwägung zwischen numerischer Effizienz und Genauigkeit ein ausreichend großer Unterraum berücksichtigt werden muss. Insbesondere entfernte „vagabundierende Eigenpaare“ [Kru14] können großen Einfluss auf die Höhe und das Vorzeichen des Realteils des Eigenwertes haben und sollten deshalb in der Projektionsbasis mitberücksichtigt werden.

Aus der Linearisierung von Gleichung (3.2) ergibt sich die Umschreibung

$$\left[ \lambda^2 \mathbf{M} + \lambda \left( \mathbf{D} + \mathbf{D}_R(\Omega) + \mathbf{D}_{\text{neg}}(\Omega) + \mathbf{G}(\Omega) \right) + \left( \mathbf{K} + \mathbf{K}_{\text{Kop}} + \mathbf{K}_G(\Omega) + \mathbf{N} \right) \right] \phi_0 = \mathbf{0}. \quad (3.6)$$

Dabei bilden  $\mathbf{D}_R(\Omega)$  die reibungsinduzierten Dämpfungen durch den zweidimensionalen Kontakt, z.B. zwischen Belag und Scheibe,  $\mathbf{K}_{\text{Kop}}$  bezeichnen die durch die Kontaktlinearisierung hinzugekommenen Koppelsteifigkeiten und  $\mathbf{N}$  die bekannten zirkulatorischen Quellterme. Durch die Linearisierung der drehenden Scheibe müssen die gyroskopischen Terme  $\mathbf{G}(\Omega)$ , die mit den Geschwindigkeitsvektoren verknüpft sind, und die gyroskopischen Versteifungen  $\mathbf{K}_G(\Omega)$ , die mit den Verschiebungen verknüpft sind, berücksichtigt werden. Wie Gräbner in seiner Arbeit [Grä16] zeigt, ist dies insbesondere für die unsymmetrischen und dadurch numerisch problematischen Matrizen  $\mathbf{G}(\Omega)$  und  $\mathbf{N}$  in den kommerziellen Softwarepaketen erfüllt. Darüber hinaus kann eine zusätzliche negative Dämpfung  $\mathbf{D}_{\text{neg}}(\Omega)$  durch eine abfallende Reibkennlinie in der Reibungslinearisierung berücksichtigt werden, welche in dieser Arbeit nicht betrachtet wird.

Für die komplexe Eigenwertberechnung in dieser Arbeit werden drei Arten der Kontaktlinearisierung in *ABAQUS* verwendet. Die Kontakte können dabei haften, reibungsfrei gleiten und reibungsbehaftet gleiten. Dabei wird das Coulombsche Reibgesetz mit dem Reibwert  $\mu$  und der Kontaktnormalspannung  $p$  angenommen, das ab einer kritischen tangentialen Kontaktspannung  $\tau_{\text{krit}}$  die Schubspannung

$$\tau_{\text{krit}} = \mu p \quad (3.7)$$

induziert. Mit der resultierenden Kontaktspannung  $\tau_{\text{eq}}$  erfüllt die kritische Kontaktspannung die Ungleichung

$$\tau_{\text{eq}} < \tau_{\text{krit}} \quad \text{mit} \quad \tau_{\text{eq}} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \quad (3.8)$$

für die Richtungen 1 und 2 der Kontaktebene. Die Regularisierung der Haftreibung erfolgt über die relativen Verschiebungen. Mit der elastischen Verformung  $\gamma^{\text{el}}$  wird die Kontakttangentialspannung mit

$$\tau_i = k_s \gamma_i^{\text{el}}, \quad \text{für} \quad \gamma^{\text{el}} \leq \gamma_{\text{krit}} \quad \text{mit} \quad k_s = \frac{\tau_{\text{krit}}}{\gamma_{\text{krit}}} \quad (3.9)$$

modelliert. Die maximal mögliche elastische Verschiebung  $\gamma_{\text{krit}}$  darf z.B. bei *ABAQUS* 0,5 % der durchschnittlichen Länge aller Kontaktelemente im Modell betragen [Aba].

Unter der Annahme eines konstanten Reibwertes über der Geschwindigkeit und über dem Kontaktdruck, induzieren Kontaktknoten, denen eine Relativbewegung aufgeprägt wird (in *ABAQUS* durch den Befehl *motion*) die Schubspannung

$$d\tau_i = \underbrace{(\delta_{ij} - n_i n_j) \frac{\tau_{\text{krit}}}{\dot{\gamma}_{\text{eq}}^{pr}} d\dot{\gamma}_j}_{\text{Reibungsdämpfung } D_R} + \underbrace{n_i \mu dp}_{\text{Gleitreibung } N} \quad \text{mit} \quad \gamma_{\text{eq}}^{pr} = \sqrt{(\gamma_1^{pr})^2 + (\gamma_2^{pr})^2}. \quad (3.10)$$

Der Index ‘*pr*’ gibt dabei eine den Inkrementen der numerischen Iteration geschuldeten „elastischen Prädiktor-Dehnung“ [Aba] an und die Richtungen der Gleitreibung bzw. der orthogonalen Reibungsdämpfung werden über die Richtungsvektoren  $n_i$  und  $n_j$  bzw. dem Kronecker-Delta  $\delta_{ij}$  eingefügt.

Für den Dämpfungsterm  $\mathbf{D}$  aus Gleichung (3.6) sind aufgrund der Projektionsmethode bei der Berechnung der komplexen Eigenwerte starke Einschränkungen gesetzt. Spelsberg-Korspeter zeigte in seiner Arbeit [SK07], dass durch die Projektion nur dann die Lösungen akkurat sind, wenn entweder die Dämpfungsmatrix eine Kombination aus masse- und steifigkeitsproportionalen Termen ist, wie sie z.B. bei der Rayleigh-Dämpfung verwendet werden. Zum anderen kann unter der Annahme von einer sehr kleinen Dämpfungsmatrix das Problem

$$\left[ \mathbf{M}\lambda^2 + \varepsilon \mathbf{D}\lambda + \mathbf{K} \right] \phi_0 = \mathbf{0} \quad (3.11)$$

formuliert und mit  $\varepsilon \ll 1$  als Störungsgleichung interpretiert werden. Damit würden die Eigenwerte exakt dem nicht projizierten System entsprechen. Wenn die Dämpfungsmatrix jedoch nicht den oben genannten Bedingungen entspricht, führt eine Projektion auf falsche Ergebnisse.

Außerdem weisen Spelsberg-Korspeter, wie auch Wagner et al. in [WSKH14] darauf hin, dass durch die beschriebene Stabilitätsuntersuchung nur der Einfluss von symmetrischen Bremscheiben untersucht werden kann. Es wurde jedoch gezeigt, dass die Kopplung der Moden durch unsymmetrische Scheiben stark beeinflusst wird. Unsymmetrische Bremscheiben ziehen periodische Koeffizienten nach sich. Die Stabilität des Systems kann weiter z.B. mit der *Floquet-Theorie* untersucht werden, was in dieser Arbeit nicht weiter verfolgt wird.

### 3.2.2 Einbindung in eine Robustheitsanalyse

Ein Bremssystem einer bestimmten Fahrzeugbaureihe wird im Laufe seines Einsatzes verschiedensten Umwelt-, Temperatur- und Verschleißeinflüsse ausgesetzt sein. Darüber hinaus unterliegen die verschiedenen Bauteile Fertigungstoleranzen, welche das Geräuschverhalten ebenfalls beeinflussen können. Um diese große Spanne an verschiedenen Arbeitspunkten abzudecken, werden Sensitivitäts- und Robustheitsanalysen<sup>1</sup> durchgeführt. Mithilfe dieser können für realistische Parameter viele Kombinationen berechnet werden, um

<sup>1</sup> Die bestimmende Größe für die Robustheit eines Systems ist die Varianz der Streuung der Produkteigenschaften. Wenn die Varianz klein ist, ist es robust und unempfindlich gegenüber Umweltveränderungen.

eine Aussage über die Baureihe im realen Betrieb treffen zu können [WN09]. Hierzu werden effiziente numerische Verfahren benötigt, da der Rechenaufwand sonst nicht bewältigt werden kann. Die Bestimmung der Stabilität aus der Ruhelage ist, wie oben beschrieben, das am häufigsten eingesetzte Mittel, um solche Analysen durchzuführen. Als Ergebnis sollte hierbei jedoch nicht die Höhe der (negativen) Dämpfung, sondern die Anzahl an möglichen instabilen Arbeitspunkten je Frequenz ausgewertet werden. Die Höhe der Dämpfung kann als Optimierungsparameter gesehen werden, um Tendenzen abzuleiten, welche Parameter den Realteil des Eigenwertes ins Negative verschieben können. Die Auftretenswahrscheinlichkeit eines Geräuschs im realen Fahrbetrieb wird in guter Näherung<sup>1</sup> durch die Anzahl an instabilen Eigenwerten und Arbeitspunkten einer kritischen Mode bei einer Menge von *realistisch gestreuten* Parametern abgeschätzt. Bei einigen Parametern kann das realistische Streuband z.B. durch die Fertigungstoleranzen auf der Zeichnung eindeutig angegeben werden, bei anderen Parametern ist dies nicht so einfach möglich und sie müssen geschätzt werden. Darüber hinaus hilft die Analyse der Ergebnisse mit gestreuten Parametern das System besser zu verstehen und ein Gefühl für die numerischen und physikalischen Sensitivitäten zu bekommen.

Abbildung 3.4 zeigt schematisch die Streuung verschiedenster Parameter in einem Bremssystem und die Bewertung durch eine Robustheitsanalyse. Die Art der Streuung der Parameter kann auf die Randbedingungen angepasst werden. So sind z.B. häufig für die Bremsscheibe die Eigenfrequenzen toleriert, was unter Berücksichtigung von Abnutzungs- und Setzungseinflüssen das Streuband vorgibt. Geschwindigkeit, Reibwert und Bremsdruck können gleichmäßig verteilt oder je nach zu untersuchendem Fahrzyklus anders verteilt werden. Die Stichproben können z.B. mittels des ‘Latin Hypercube’-Verfahrens erstellt werden, um mit wenig Stichproben einen größtmöglichen Parameterraum abdecken zu können [WN09]. Eine genauere experimentelle Untersuchung und Vorgehen des Einflusses der Robustheit der Parameter wird auch in [Ste16] gegeben. Hierdurch können die Parameter aus Tabelle 3.4 für die zu untersuchende Baureihe weiter optimiert werden.

Tabelle 3.1 beschreibt die Streuungen der Parameter für die Robustheitsanalyse. Dasselbe Parameterset wird auch für die Auswertungen in Kapitel 4.2 weiter verwendet, um vergleichbare Ergebnisse zu erzielen.

Abbildung 3.5 zeigt die Ergebnisse einer kleinen Robustheitsanalyse des in Kapitel 3.1 eingeführten Modells, bei der Bremsdruck, Geschwindigkeit, Reibwert, sowie die Materialparameter von Scheibe, Sattel und Belag gestreut wurden. Der Einfachheit halber sind Achsteile und ihre Anbindungen in der hier vorgestellten Analyse vernachlässigt worden. Ihre Einbindung erfolgt jedoch analog. Es zeigen sich hauptsächlich drei kritische Frequenzen. Zwei der Schwingformen der kritischen Frequenzen (2,2 & 3,3 kHz) zeigen einen starken Einfluss der axialen (*Out-of-Plane*) Moden der Scheibe. So ist bei der 2,2 kHz Schwingform die klassische K(0,3) Scheibenbewegung erkennbar, d.h. bei der Scheibenschwingung existieren drei Durchmesser-Knotenlinien und null Kreisknotenlinien und bei

---

Bei einer Sensitivitätsanalyse erfolgt eine sehr ähnliche Betrachtung, der Fokus liegt dabei jedoch mehr auf einem zu untersuchenden Parameter oder Bauteil.

<sup>1</sup>Beim Vorhandensein von Nichtlinearitäten können auch subkritische Bifurkationen auftreten, was diese Abschätzung dann falsch macht, wie die Ergebnisse in Kapitel 3.3 zeigen. Die Robustheitsanalyse kann hierbei nur so gut sein, wie die zugrundeliegende Rechenmethode, was in diesem Fall die komplexe Eigenwertanalyse ist.

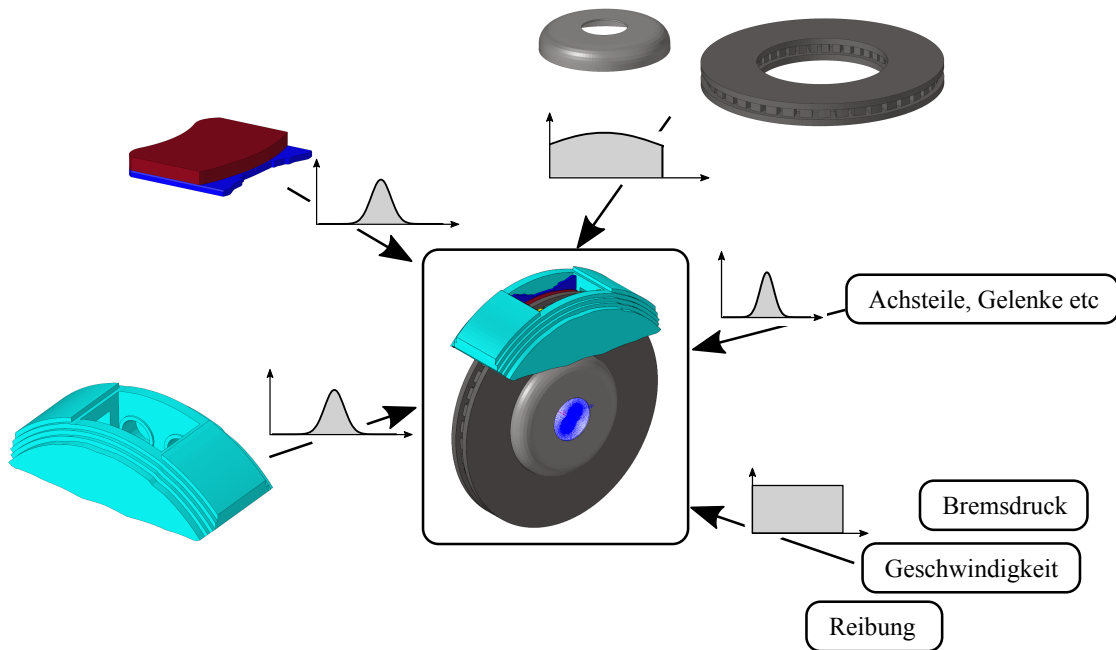


Abbildung 3.4: Eingangsparameter und ihre Verteilung in einer Robustheitsanalyse des Bremssystems zur Geräuschuntersuchung

Parameter	Grenzen	Bemerkung zur Verteilung
Reibwert (Belag/Scheibe)	[0,4; 1,5]	gleichverteilt
Bremsdruck	[0,5; 5] bar	gleichverteilt
Geschwindigkeit	[0,5; 3] m/s	gleichverteilt
Faktor E-Modul Scheibe	[0,9; 1,4]	abgeschnittene Normalverteilung
E-Modul Sattel	3%	normalverteilt
E-Modul Belag	10%	normalverteilt/ korreliert
G-Modul Belag	10%	normalverteilt/ korreliert
$\alpha_{\text{Ray}}$ -Dämpfung Belag	$[0; 1] \cdot 10^{-7}$ rad/s	gleichverteilt
$\beta_{\text{Ray}}$ -Dämpfung Belag	$[0; 1] \cdot 10^{-5}$ s/rad	gleichverteilt

Tabelle 3.1: Streuung der Parameter für die Robustheitsanalyse

der 3,3 kHz Schwingform ist die K(0,4) Mode der Scheibe sichtbar. Dies tritt erfahrungsgemäß auch im realen Betrieb auf. Die Schwingform der 5,5 kHz zeigt eine Mischmode, die näher untersucht werden müsste, sollte sie im realen Betrieb auftauchen. Es kann sich hierbei auch um eine Instabilität handeln, die nie im realen Betrieb beobachtet, bzw. gehört werden kann. Dies ist in der Literatur oft als ‘Over-Prediction’ (z.B. [ETO13]) der komplexen Eigenwertanalyse bekannt. Gründe hierfür können z.B. eine falsche Dämpfungsmodellierung oder numerische Moden aufgrund der Diskretisierung der Geometrie sein. Ansätze zur Reduzierung dieser ‘Over-Prediction’ sind zahlreich in der Literatur vorhanden [Ouy09, HEHW14, BMDB16], siehe hierzu auch die Diskussion in Kapitel 3.1.2. Allgemein ist die Bezeichnung ‘Over-Prediction’ jedoch etwas irreführend, da es sich oft um eine mangelhafte Modellierung der realen Phänomene des Bremssystems handelt und nicht um eine unveränderbare Eigenschaft, wie es ein solch stehender Begriff suggeriert.

In der Praxis hat sich außerdem die Sensitivitätsanalyse etabliert, bei der einzelne Parameter bzw. Komponenten variiert werden, um die Reaktion des Modells darauf zu testen. Dies kann im Falle der Belagdämpfung dann am Prüfstand nachgefahren werden und Rückschlüsse über mögliche Gegenmaßnahmen in Form von z.B. Dämpfungsblechen bieten.

Wie in Abbildung 3.5 zu sehen ist, treten bei bestimmten Frequenzen *Säulen* auf. Dies weist oft auf kritische Frequenzbereiche der Bremse hin und sollte in einem nächsten Schritt näher untersucht werden. Die komplexe Schwingform in dieser Frequenz sollte z.B. validiert und weitere Korrelationen, wie beschrieben, untersucht werden.

Abbildung 3.5 zeigt außerdem exemplarisch den robusten Einfluss des E-Moduls der Bremscheibe auf die 2,2 kHz Instabilität. Hierbei zeigt sich, dass nur Instabilitäten bei einem E-Modul Koeffizienten von  $1,1 \lesssim k_{\text{Scheibe}} \lesssim 1,3$  auftreten. Solche eindeutigen Grenzwerte über alle anderen Parameter der Robustheitsanalyse sind nicht nur für die Generierung von Gegenmaßnahmen sehr wertvoll. Sie können auch dazu beitragen, dass die Toleranzlage von z.B. gefahrenen Bremscheiben bewertet werden kann. Sollte eine Bremscheibe z.B. für einen Freigabeversuch sich im unkritischen Eigenfrequenzbereich bewegen, so kann dieser Freigabeversuch ein fälschliches, positives Ergebnis erzeugen. Der Umgang mit den Produktionstoleranzen stellt deshalb eine der größten Herausforderungen in der Bremsentwicklung dar. Dies ist hier für die lineare Stabilitätsuntersuchung gezeigt, gilt aber im gleichen Maße auch für die nichtlineare Untersuchung.

Abbildung 3.6 zeigt eine Robustheitsanalyse mit den selben Arbeitspunkten wie die Analyse in Abbildung 3.5, jedoch mit negativer Scheibendrehrichtung, d.h. beim Rückwärtsbremsen. Die Bremse zeigt hierbei ein grundsätzlich ähnliches Verhalten, mit kleinen Unterschieden in der Anzahl und Höhe der Realteile. Dies ist durchaus üblich, wobei es teilweise auch Fälle geben kann, bei der neue Frequenzen in der anderen Fahrtrichtung auftauchen. Die Symmetrie in den Ergebnissen ist wahrscheinlich eine Folge der vereinfachten Struktur der Bauteile. Aufgrund der leicht höheren Instabilitäten und niedrigeren kritischen Reibwerte wird in dieser Arbeit, wenn nicht anders angegeben, die Fahrtrichtung *Vorwärts* gewählt.

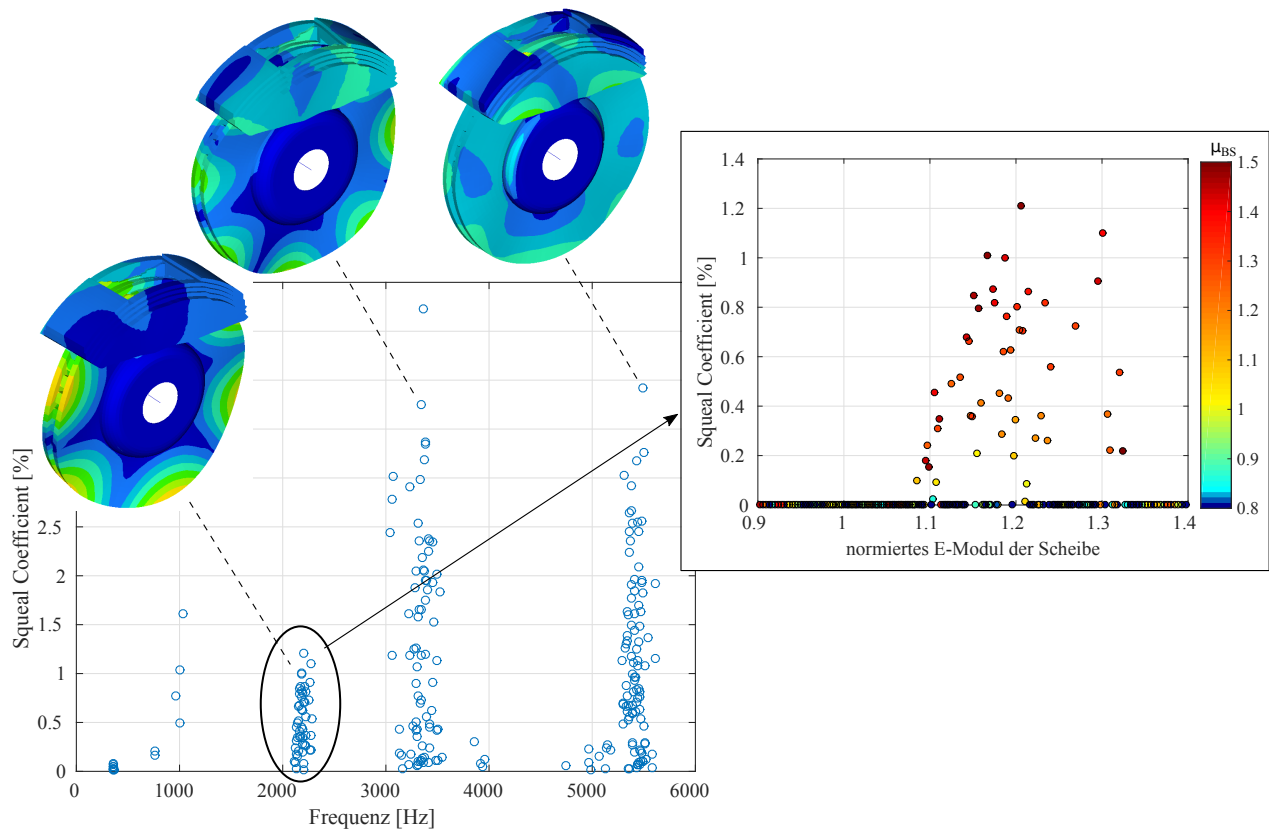


Abbildung 3.5: Ergebnisse einer Robustheitsanalyse mit 200 Arbeitspunkten dargestellt mit der normierten negativen Dämpfung über der Frequenz; 25% der Arbeitspunkte sind bei 2,2 kHz instabil; die Instabilitäten bei 2,2 kHz zeigen einen klaren Einfluss der Bremsscheibe; nur in einem bestimmten Bereich des E-Moduls der Scheibe können hier Instabilitäten auftreten



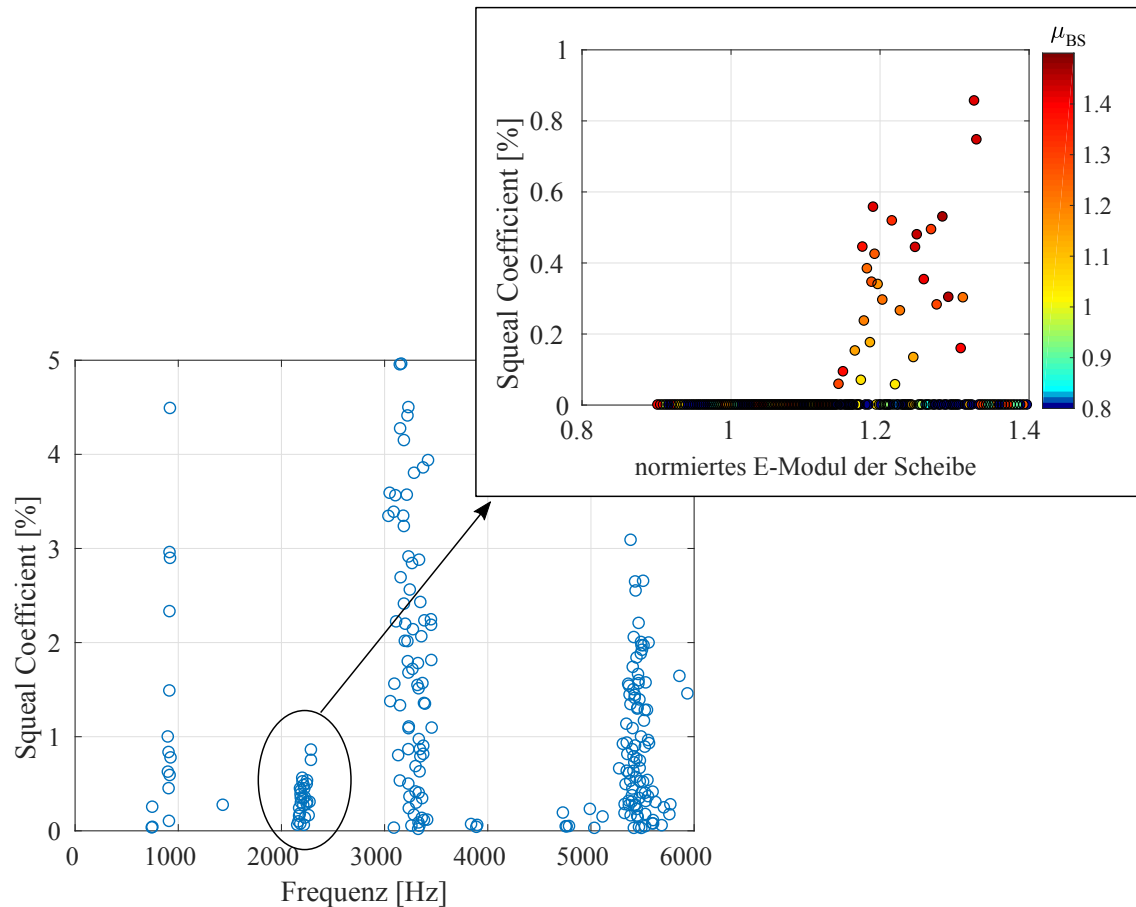


Abbildung 3.6: Ergebnisse einer Robustheitsanalyse mit 200 Arbeitspunkten in Fahrtrichtung Rückwärts, dargestellt mit der normierten negativen Dämpfung über der Frequenz; 14% der Arbeitspunkte sind bei 2,2 kHz instabil; die Instabilitäten bei 2,2 kHz zeigen einen klaren Einfluss der Bremsscheibe; nur in einem bestimmten Bereich des E-Moduls der Scheibe können hier Instabilitäten auftreten

### 3.3 Zeitsimulation des vollständigen Systems

Die Näherung des Systemverhaltens über die Stabilitätsuntersuchung der Linearisierung der Bewegungsgleichung hat, wie schon erwähnt, mehrere Nachteile. Zum einen kann die Änderung der Systemdynamik aufgrund der Nichtlinearitäten nicht berücksichtigt werden. Durch die Linearisierung muss z.B. ein Systemzustand *Haften* oder *Gleiten* gewählt werden. Wie im Minimalbeispiel in Kapitel 2.2.2 gezeigt wurde, kann dies zu falschen Vorhersagen des Systemverhaltens führen. Zum anderen kann die Amplitude des entstehenden Grenzyklus nicht berechnet werden. Dies wird insbesondere dann interessant, wenn zwei Systeme miteinander verglichen werden sollen oder entschieden werden muss, welche Mode die kritischere ist.

Der klassische Weg, um das gesamte Systemverhalten zu analysieren ist eine Zeitintegration, auch transiente Rechnung genannt. Hierbei werden die Bewegungsgleichungen für jeden Zeitschritt gelöst und die Lösung als Anfangswert für den nächsten Zeitschritt verwendet. Dies ist numerisch sehr aufwendig, weshalb sich je nach Anwendung verschiedene Verfahren eignen, um eine Reduktion des Systems und damit eine Verringerung der Freiheitsgrade durchzuführen. Vermot des Roches gibt in [Roc11] einen ausführlichen Überblick über Reduktions- und Zeitintegrationsverfahren am Beispiel von Bremsenquietschen. Außerdem werden verschiedene Methoden zur modalen Zerlegung von Grenzyklen vorgeschlagen. Sinou berechnet in [Sin10] die Zeitintegration über Superelemente zwischen Belag und Scheibe und reduziert so den Berechnungsaufwand.

In dieser Arbeit wird das Systemverhalten ohne eine solche Reduktion analysiert, um die grundsätzlichen Unterschiede und Effekte am vereinfachten Bremsenmodell zu diskutieren. Insbesondere im Hinblick auf die diskutierten Toleranzschwankungen muss dies sicherlich noch um geeignete Approximationsverfahren erweitert werden, was jedoch nicht Teil dieser Arbeit ist.

#### 3.3.1 Diskussion der Solverdynamik

In dieser Arbeit wird die Strukturmechanik im Zeitbereich in *ABAQUS* mit Hilfe der *Hilber-Hughes-Taylor (HHT)  $\alpha$ -Methode*<sup>1</sup> gelöst. Dies ist ein implizites Einschrittverfahren für Differentialgleichungen zweiter Ordnung und gehört zur *Newmark- $\beta$*  Familie. Bei bekannten Zustandsgrößen des aktuellen Zeitschritts wird der Beschleunigungsvektor vom nächsten Zeitschritt mit der Gleichung

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}_{n+1} + (1 - \alpha_H)\mathbf{g}(q_{n+1}, \dot{\mathbf{q}}_{n+1}) + \alpha_H\mathbf{g}(q_n, \dot{\mathbf{q}}_n) - (1 - \alpha_H)\mathbf{f}(q_{n+1}, \dot{\mathbf{q}}_{n+1}) - \alpha_H\mathbf{f}(q_n, \dot{\mathbf{q}}_n) = 0 \quad (3.12)$$

iterativ berechnet [Aba, HHT77]. Dabei sind unter  $\mathbf{g}(q_n, \dot{\mathbf{q}}_n)$  alle inneren Kräfte und unter  $\mathbf{f}(q_n, \dot{\mathbf{q}}_n)$  alle äußeren Kräfte zum aktuellen Zeitpunkt zusammengefasst. Für die Iteration wird das Newton-Verfahren verwendet. Die Iteration endet, wenn das größte Residuum aus Gleichung (3.12) kleiner ist als 0.5% der größten Kraft im ganzen Modell vom aktuellen

<sup>1</sup>In der HHT- $\alpha$  Implementierung in *ABAQUS* ist die Vorzeichenkonvention des numerischen Parameters  $\alpha_H$  nach [HHT77], d.h.  $-1/3 < \alpha_H < 0$  und damit umgekehrt zu den in der neueren Literatur (z.B. [GR15]) gebräuchlichen positiven Konvention. In dieser Arbeit wird die positive Konvention verwendet.

Zeitschritt. Nach der Bestimmung des neuen Beschleunigungsvektors berechnen sich der neue Verschiebungsvektor zu

$$q_{n+1} = q_n + h\dot{q}_n + h^2 \left[ \left( \frac{1}{2} - \beta_H \right) \ddot{q}_n + \beta_H \ddot{q}_{n+1} \right] \quad (3.13)$$

und der neue Geschwindigkeitsvektor

$$\dot{q}_{n+1} = \dot{q}_n + h \left[ (1 - \gamma_H) \ddot{q}_n + \gamma_H \ddot{q}_{n+1} \right] \quad (3.14)$$

aus den Zuständen vom aktuellen Zeitschritt. Über die Parameter  $\alpha_H$ ,  $\beta_H$  und  $\gamma_H$  ist eine Anpassung des Lösungsverfahrens an das Problem möglich. Der Einfluss dieser Parameter auf die Eigenschaften des Verfahrens soll nachfolgend diskutiert werden.

Zunächst wird die Konsistenz betrachtet, das heißt der Fehler des numerischen Verfahrens bei Verarbeitung der exakten Lösung des Problems. Um die Ordnung der HHT- $\alpha$  Methode zu bestimmen, muss der Fehler approximiert werden. G eradin und Rixen [GR15] folgend wird zuerst eine freie Schwingung betrachtet, die rekursiv mit

$$\mathbf{u}_{n+1} = \mathbf{T} \mathbf{u}_n \quad (3.15)$$

geschrieben werden kann.  $\mathbf{T}$  beschreibt die Verstärkungsmatrix und der Vektor

$$\mathbf{u}_n = \begin{pmatrix} q_n \\ h\dot{q}_n \\ h^2\ddot{q}_n \end{pmatrix} \quad (3.16)$$

beschreibt dabei den Systemzustand.

Mithilfe der Finiten-Differenzen-Form wird die numerische Approximation  $\bar{\eta}$  der Normalkoordinaten  $\eta(t)$  bestimmt zu

$$\bar{\eta}_n = I_1 \bar{\eta}_{n-1} - I_2 \bar{\eta}_{n-2} + I_3 \bar{\eta}_{n-3}, \quad (3.17)$$

mit den Invarianten  $I_1, I_2, I_3$ , die durch die Verstärkungsmatrix des Verfahrens bestimmt sind.

Der Fehler des Verfahrens ist die Differenz der Approximation mit der exakten Lösung. Dazu wird ein Ein-Freiheitsgradschwinger mit der Bewegungsgleichung

$$\omega^2 \eta + 2\xi\omega\dot{\eta} + \ddot{\eta} = 0 \quad (3.18)$$

mit dem Dämpfungsmaß  $\xi$ , der Eigenkreisfrequenz  $\omega$  und den Anfangsbedingungen  $\eta(0) = \eta_0$  und  $\dot{\eta}(0) = \dot{\eta}_0$  betrachtet. Die exakte Lösung der Bewegungsgleichung mit den gleichen Schritten wie in (3.17) ist gegeben durch

$$\eta_{n-k} = \eta(t_{n-k}) \quad (3.19)$$

$$= e^{-\xi\omega t_{n-k}} \left( \eta_0 \cos(\omega_d t_{n-k}) + \frac{\dot{\eta}_0 + \xi\omega\eta_0}{\omega_d} \sin(\omega_d t_{n-k}) \right) \quad \text{mit } k = 0 \dots 3 \quad (3.20)$$

mit der gedämpften Frequenz  $\omega_d = \omega\sqrt{1 - \xi^2}$ . Der Fehler der Beschleunigungen  $e(\ddot{\eta})$  der approximierten Lösung im Vergleich zur exakten Lösung ist damit

$$e(\ddot{\eta}) = \frac{1}{\omega^2 h^2} (\eta_n - I_1 \bar{\eta}_{n-1} - I_2 \bar{\eta}_{n-2} + I_3 \bar{\eta}_{n-3}). \quad (3.21)$$

Einsetzen der Invarianten der Verstärkungsmatrix der HHT- $\alpha$  Methode (siehe dazu Anhang A) ergibt den numerischen Fehler der Beschleunigungen bei einem gedämpften Einmassenschwinger. Angelehnt an [GR15] folgt nach einer Taylorentwicklung der numerische Fehler zu

$$e(\ddot{\eta}) = 2\xi \left( \frac{1}{2} - \gamma_H + \alpha_H \right) \Omega^2 + \mathcal{O}(\Omega^3) \quad \text{mit } \Omega = \omega h, \quad (3.22)$$

dem Dämpfungsmaß  $\xi$ , der Eigenkreisfrequenz  $\omega$  und der Zeitschrittweite  $h$ . Somit hat die HHT- $\alpha$  Methode eine Konsistenz zweiter Ordnung, wenn gilt

$$\gamma_H = \frac{1}{2} + \alpha_H. \quad (3.23)$$

Als nächstes soll die Stabilität des Verfahrens untersucht werden. Die vorhandenen Parameter müssen so gewählt werden, dass das numerische Verfahren nicht instabil wird. Außerdem darf das physikalische Systemverhalten nicht verloren gehen. Ein schwingungsfähiges System muss nach Anregung weiterhin eine oszillierende Antwort haben. Ein instabiles System muss weiterhin exponentiell aufklingen.

Das numerische Verfahren ist stabil, wenn für den Spektralradius der Eigenwerte  $\lambda_{H,i}$  der Verstärkungsmatrix  $\mathbf{T}^{3 \times 3}$

$$\rho_H = \max |\lambda_{H,i}| < 1 \quad \text{mit } i = 1 \dots 3 \quad (3.24)$$

gilt. Andernfalls würde die Norm des Systemzustandes immer weiter bis ins Unendliche anwachsen. Mit der Transformation

$$\lambda_H = \frac{1 + \theta}{1 - \theta} \quad \text{gilt } |\lambda_H| \leq 1 \quad \longleftrightarrow \quad \Re(\theta) \leq 0 \quad (3.25)$$

kann das charakteristische Polynom mit dem Routh-Hurwitz Kriterium untersucht werden. Für die Stabilitätsbedingungen folgt dann nach [GR15]

$$\gamma_H - \frac{1}{2} \geq 0 \quad (3.26a)$$

$$\gamma_H - \frac{1}{2} - \alpha_H \geq 0 \quad (3.26b)$$

$$\beta_H \geq \left( \gamma_H - \frac{1}{2} \right) \alpha_H + \frac{1}{4} \quad (3.26c)$$

$$\frac{1}{2} \leq \alpha_H \leq 0. \quad (3.26d)$$

Um eine physikalisch korrekte Lösung zu bekommen, dürfen die Eigenwerte der Verstärkungsmatrix nicht rein reell sein. Dafür wird nun die Verstärkungsmatrix für  $\Omega = \omega h \rightarrow \infty$

$$\mathbf{T}_\infty = \begin{bmatrix} \frac{-\alpha_H}{1-\alpha_H} & 0 & 0 \\ \frac{-\gamma_H}{\beta_H(1+\alpha_H)} & \frac{\beta_H-\gamma_H}{\beta_H} & \frac{-\gamma_H+2\beta_H}{2\beta_H} \\ \frac{-1}{\beta_H(1+\alpha_H)} & -\frac{1}{\beta_H} & \frac{-1+2\beta_H}{2\beta_H} \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

betrachtet [GR15]. Die Eigenwerte berechnen sich dann zu

$$\lambda_{H,1} = \frac{-\alpha_H}{1-\alpha_H}, \quad \lambda_{H,2,3} = \frac{1+2\gamma_H-4\beta_H \pm \sqrt{(1+2\gamma_H)^2-16\beta_H}}{4\beta_H}. \quad (3.28)$$

Für

$$\beta_H = \frac{1}{4} \left( \gamma_H + \frac{1}{2} \right)^2 \quad (3.29)$$

sind die Eigenwerte  $\lambda_{H,2,3}$  nicht mehr komplex konjugiert, sondern gleich. Der Bifurkationspunkt liegt jedoch bei einem  $\Omega \rightarrow \infty$ . Somit ist garantiert, dass bei kleineren Schrittweiten die Eigenwerte komplex konjugiert sind und die Verstärkungsmatrix regulär ist. Ein schwingungsfähiges System liefert damit auch stets eine oszillierende Lösung. Wird nun noch die Bedingung (3.23) für eine Genauigkeit von zweiter Ordnung berücksichtigt, ergibt sich

$$\beta_H = \frac{1}{4} (1 + \alpha_H)^2. \quad (3.30)$$

Damit verbleibt nur noch ein unabhängiger Parameter für die numerische Integration. Mit diesem Parameter  $\alpha_H$  kann die numerische Dissipation und Dispersion unabhängig von der Zeitschrittweite variiert werden. Für  $\Omega = \omega h \rightarrow \infty$  ergeben sich damit die Eigenwerte

$$\lambda_{H,1} = \frac{-\alpha_H}{1-\alpha_H} \quad \text{und} \quad \lambda_{H,2,3} = \frac{\alpha_H-1}{\alpha_H+1}, \quad (3.31)$$

welche alle streng kleiner 1 sind und damit das Stabilitätskriterium (3.26d) erfüllen.

Durch die numerische Dissipation

$$\bar{\xi} = \frac{-\ln \left( \Re(\lambda_{H,2,3})^2 + \Im(\lambda_{H,2,3})^2 \right)}{2\bar{\Omega}} \quad (3.32)$$

nach [HHT77] wird dem numerisch berechneten System Energie entzogen.  $\lambda_{H,2,3}$  sind dabei die s.g. ‘principal roots’, welche die Bedingung  $|\lambda_{H,1}| < |\lambda_{H,2,3}| \leq 1$  erfüllen. In der erhaltenden Lösung erscheint dies wie eine zusätzliche Dämpfung. Die numerische Dispersion

$$\bar{\omega} = \frac{\bar{\Omega}}{h}, \quad (3.33)$$

beschreibt die, durch die Integration verursachte, Frequenzverschiebung. Beide Effekte können mit

$$\bar{\Omega} = \arctan \left( \frac{\Re(\lambda_{H,2,3})}{\Im(\lambda_{H,2,3})} \right), \quad (3.34)$$

dem Winkel des positiv komplex konjugierten Eigenwertes zur reellen Achse, berechnet werden. Abbildung 3.7a zeigt dies für beispielhafte Werte von  $\alpha_H$  in einem Bereich bis  $\Omega = 1,5$ , was bei einer Zeitschrittweite von  $h = 0,00003$  s, wie sie in dieser Arbeit verwendet wird, eine Schwingfrequenz von ca. 8 kHz entspricht. Bei  $\alpha_H = 0$  gibt es keine numerische Dissipation. Bei  $\alpha_H = \frac{1}{3}$  ist diese am größten. Mit einem zunehmenden  $\Omega$  steigt die Dämpfung immer weiter an bis sie letztlich gegen einen festen Wert konvergiert. Das  $\Omega$ , bei welchem die Konvergenz erreicht ist, erfüllt jedoch das Abtasttheorem

$$\frac{1}{h} \geq 2f_{\max} = \frac{\omega}{\pi} \quad \text{bzw.} \quad \Omega \leq \pi \quad (3.35)$$

nicht mehr. Die numerische Dämpfung des Verfahrens wird somit von der Zeitschrittweite, der Systemeigenkreisfrequenz und dem Parameter  $\alpha_H$  bestimmt.

Abbildung 3.7b zeigt den relativen Fehler der Periodendauer für beispielhafte Werte von  $\alpha_H$ . Auch hier nimmt der Fehler mit steigendem  $\Omega$  und betragsmäßig größeren Werten von  $\alpha_H$  immer weiter zu. Ist das Abtasttheorem nur knapp erfüllt, ergibt sich ein sehr hoher relativer Fehler in der Frequenz. Somit sollte die Zeitschrittweite deutlich kleiner gewählt werden als es nach dem Abtasttheorem notwendig wäre.

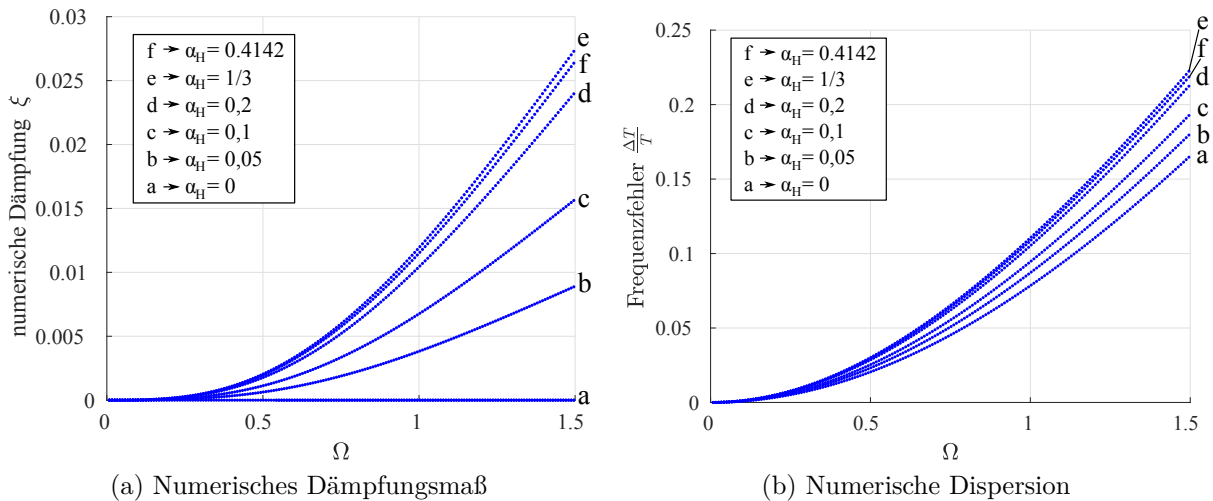


Abbildung 3.7: Solverdynamik für verschiedene Werte von  $\alpha_H$  bei einem linearen Ein-FHG-Schwinger; das Maximum für numerische Dämpfung und Dispersion ist bei  $\alpha_H = 1/3$

### 3.3.2 Anwendung auf das zu untersuchende Finite-Elemente-Modell

Prinzipiell ist es anzustreben die Solverdynamik so auszulegen, dass keine Beeinflussung des Systemverhaltens geschieht. Durch die Diskretisierung in einem FE-Modell treten je-

doch hochfrequente (numerische) Moden auf, die durch geeignete Maßnahmen gedämpft werden müssen, um das reale Systemverhalten beschreiben zu können. Die genaue Berechnung der numerischen Dissipation aufgrund der Solverdynamik in einem nichtlinearen Schwingungssystem kann im Allgemeinen nicht angegeben werden. Die Herleitung aus Kapitel 3.3.1 bezieht sich auf einen linearen Schwinger mit einem Freiheitsgrad. Deshalb wird im ersten Schritt die numerische Dämpfung des linearen Schwingers auf null gesetzt, um die volle Kontrolle über die Dissipation im System zu haben, d.h. im HHT ist damit  $\alpha_H = 0$ ,  $\beta_H = 0,25$  und  $\gamma_H = 0,5$ . Um die hochfrequenten numerischen Instabilitäten zu dämpfen, kann z.B. der steifigkeitsproportionale Anteil der Rayleigh-Dämpfung  $\beta_{\text{Ray}}$  genutzt werden, der mit der Frequenz linear steigt. Somit wäre die Höhe der Dämpfung eindeutig. Abbildung 3.8 zeigt eine beispielhafte Auswertung mit verschiedenen  $\beta_{\text{Ray}}$  Werten für das zu untersuchende System. Die gesamte Dämpfung ergibt sich durch

$$\xi_{\text{Ray}} = \frac{\alpha_{\text{Ray}}}{2\omega} + \frac{\beta_{\text{Ray}}\omega}{2}, \quad (3.36)$$

mit der massenproportionalen Dämpfung  $\alpha_{\text{Ray}}$  (in diesem Fall mit  $\alpha_{\text{Ray}} = 0$  rad/s) und der jeweiligen Frequenz  $\omega$ .

Durch das Herabsetzen der numerischen Dämpfung auf null wird das HHT- $\alpha$  Verfahren in ein Verfahren erster Ordnung umgewandelt. Eine Zeitintegration mit beispielhaften Werten des zu untersuchenden Systems zeigt nicht das gewünschte Phänomen. Die Höhe der Dämpfung ist für das ausgewählte System nicht adäquat anpassbar, wie Abbildung 3.8 zeigt, sodass nur auf vielen Frequenzen instabile oder stark gedämpfte Systeme entstehen. Die volle Kontrolle der Dämpfung für das zu untersuchende System ist also nicht zielführend. Aus diesen Gründen wird in den folgenden Untersuchungen dieser Arbeit das HHT- $\alpha$ -Verfahren zweiter Ordnung verwendet und die numerische Dämpfung wird so groß wie nötig, aber so gering wie möglich gehalten, sodass die zu untersuchenden Instabilitäten aufklingend sind.

Die korrekte Modellierung der Dämpfung ist wie in Kapitel 3.1.2 beschrieben komplex und noch nicht in Gänze gelöst. Deshalb wird in dieser Arbeit durch das Anpassen der numerischen Dissipation die Systemantwort dem realen Verhalten angepasst. Lediglich kleinere Belagdämpfungen werden eingebracht. Dadurch verliert die Rechnung jeglichen vorausschauenden Charakter, aber das zu untersuchende Phänomen kann prinzipiell weiter verstanden werden. Die Systemantwort bei unterschiedlichen numerischen Dämpfungen ist in Abbildung 3.9 dargestellt. Die numerische Dissipation des eingesetzten HHT- $\alpha$ -Verfahrens dämpft bei einem linearen Ein-Freiheitsgradschwinger nach Gleichung (3.32) und kann deshalb besser die hochfrequenten Moden ausdämpfen und die zu untersuchenden kleineren Frequenzen nur gering beeinflussen.

Wie zu erwarten ist, führt eine höhere numerische Dämpfung auf weniger aufklingende Anteile im System. Die Dynamik der Solvers hat dabei höheren dämpfenden Charakter für höhere Frequenzen. Es können auch Fälle auftreten, bei denen niedrigere Frequenzen bei kleiner werdenden Dämpfungen mehr aufklingen. Zum einen da die gyrokopischen Terme dominanter werden (*Ziegler-Paradoxon*) und zum anderen können die instabilen, komplexen Moden, welche aus verschiedenen Systemmoden zusammengesetzt sind, unterschiedlich gedämpft werden. Abbildung 3.9a zeigt mit  $\alpha_H = 0,01$  numerisch instabiles Verhalten. Viele verschiedene Frequenzen klingen auf, was nicht physikalisch ist. Mit  $\alpha_H = 0,333$ , also

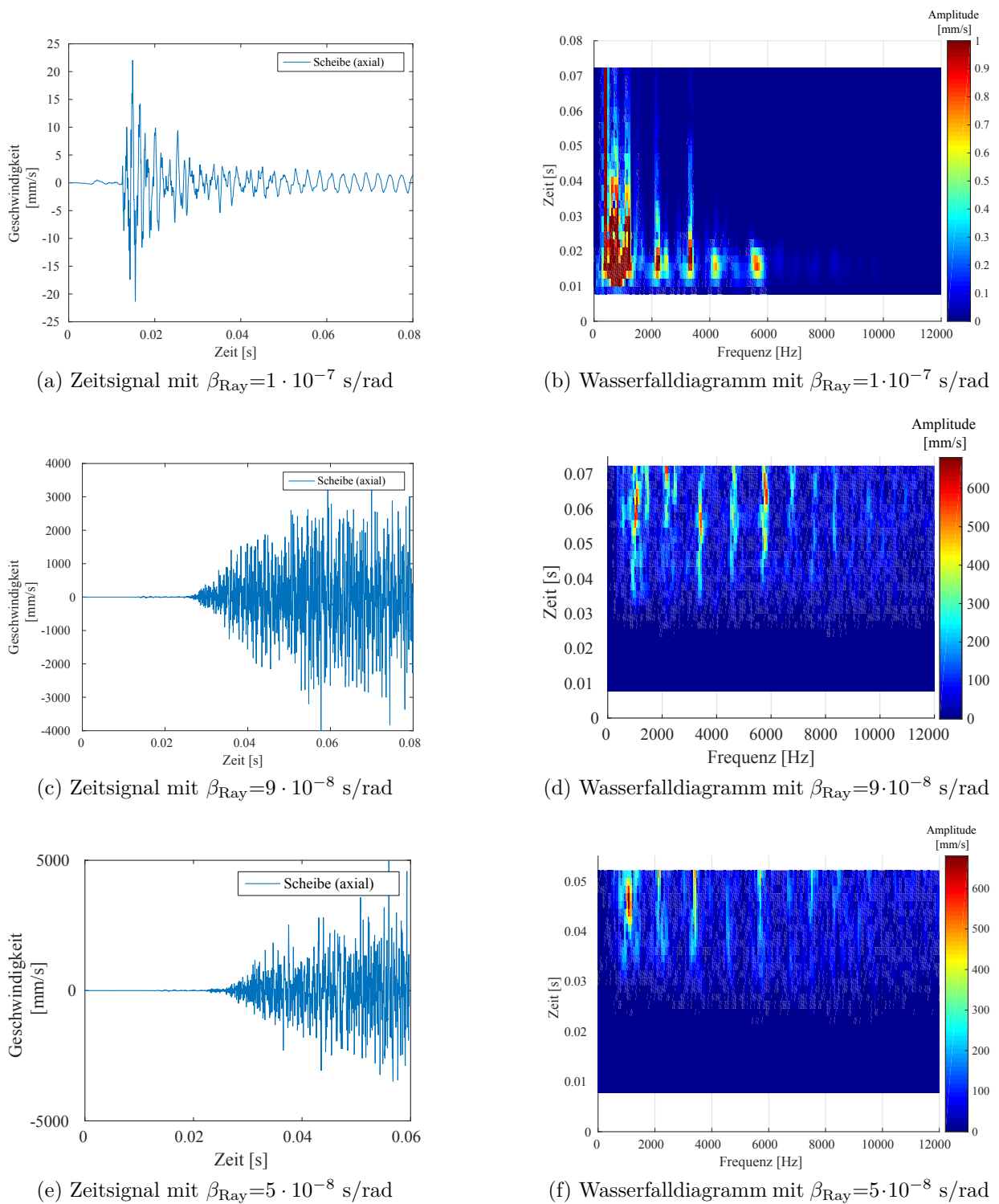


Abbildung 3.8: Versuch durch rein steifigkeitsproportionale Dämpfung die numerischen Instabilitäten zu dämpfen, ohne die mechanische Instabilität bei 2 kHz zu unterdrücken; dargestellt ist die Geschwindigkeit eines Scheibenknotens



der maximalen numerischen Dämpfung, zeigt das System theoretisch ein physikalisches Verhalten, jedoch ist auch die zu untersuchende 2 kHz Schwingung zu stark gedämpft. Deshalb wird im Folgenden eine mittlere numerische Dämpfung mit  $\alpha_H = 0,1$  gewählt, wie in Abbildung 3.9b dargestellt. Hier ist ein schwaches aufklingendes Verhalten sichtbar und eine Untersuchung dieser Mode ist möglich. Abbildung 3.9d zeigt den Anteil der 2 kHz Frequenz des Wasserfalldiagramms. Es ist zu erkennen, dass die Instabilität schnell in einen Grenzyklus mündet, welcher durch die Nichtlinearitäten im System bestimmt wird.

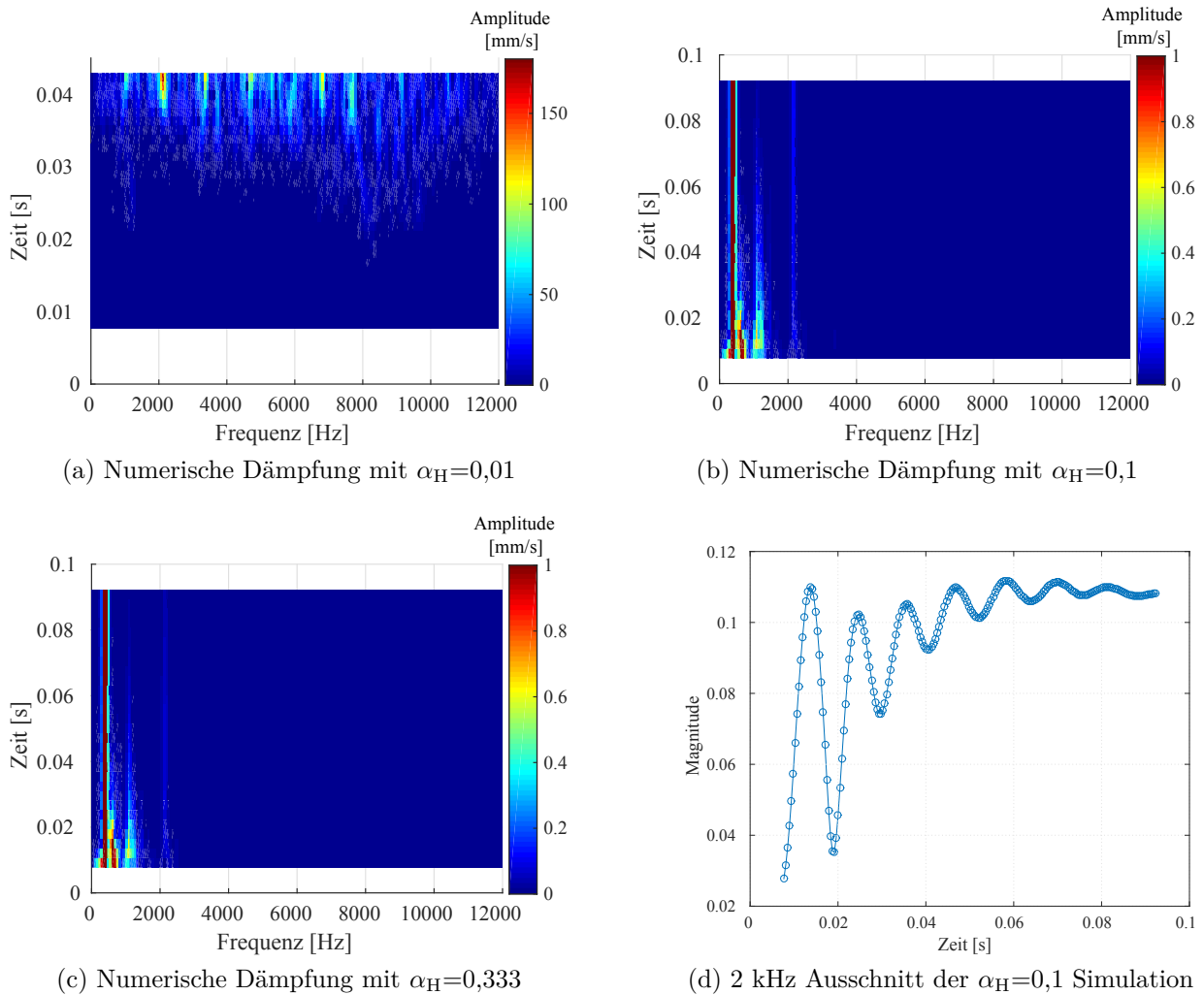


Abbildung 3.9: Auswertung der Geschwindigkeit eines Scheibenknotens bei verschiedenen numerischen Dämpfungen mit dem HHT- $\alpha$ -Verfahren

Wie schon erwähnt, könnten die beiden Ergebnisse in Abbildung 3.9b und c ein reales Verhalten abbilden und es ist deshalb a priori nicht möglich vorherzusagen, wie sich das System verhält, bzw. welche Systemantwort *richtiger* ist. Aus den Prüfstandsergebnissen, die der Modellierung zugrunde lagen, sind ebenfalls Quietschfrequenzen von 2,2 kHz gemessen worden. Weitere Erkenntnisse liefern die Untersuchung der Betriebsschwingform.

### Initialisierungsstrategien für die Zeitintegration

Durch die beschriebenen Nichtlinearitäten im vereinfachten FE-Modell sind die Anfangsbedingungen und damit die Initialisierung der einzelnen Rechenschritte für das Konvergenzverhalten von Bedeutung. Der durch die Reibkraft zwischen Bremsbelag und Scheibe hervorgerufene Verspannungszustand verformt z.B. den Bremsattel, sodass selbst bei perfekt anliegendem Belag am Anfang einer Zeitintegration hier Störungen ins System eingebracht werden. Außerdem treten durch die FE-Diskretisierung ebenfalls leichte Störungen auf, weshalb das System nicht als perfekt ruhig angenommen werden kann. Um dem ersten Fall entgegenzutreten, kann ein statischer Schritt der transienten Rechnung vorgeschaltet werden. Hier kann die Gleitreibung durch den Belag-Scheibe-Kontakt schon eingefügt werden, sodass der iterierte Gleichgewichts- bzw. Verspannungszustand anschließend der transienten Rechnung übergeben wird. Abbildung 3.11a zeigt die Geschwindigkeit eines Scheibenknotens ohne vorherigen statischen Schritt mit drehender Scheibe. Durch den sich einstellenden Verspannungszustand, durch ein fehlendes anfängliches Kräftegleichgewicht, wird das System gestört. Es kann also nicht von einem ruhigen Start ausgegangen werden. Abbildung 3.11c zeigt die Geschwindigkeit eines Scheibenknotens mit vorherigem statischen Schritt mit (künstlich) drehender Scheibe. Auch hier zeigt sich jedoch eine Störung in der *ABAQUS* Rechnung, obwohl das System eigentlich schon im Gleichgewicht sein sollte. Die Initialisierung von Bremsdruck und Scheibengeschwindigkeit gleich zu Beginn der Zeitintegration löst vermutlich diese Störung aus. Deshalb sollte die Initialisierung dieser beiden Parameter zusätzlich geglättet werden, d.h. Bremsdruck und Scheibengeschwindigkeit werden mit null initialisiert und steigen dann sehr schnell exponentiell auf den Zielwert an. Die verwendete Abfolge ist in Abbildung 3.10 dargestellt.

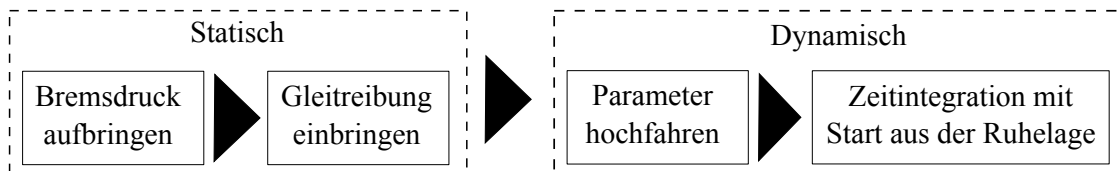
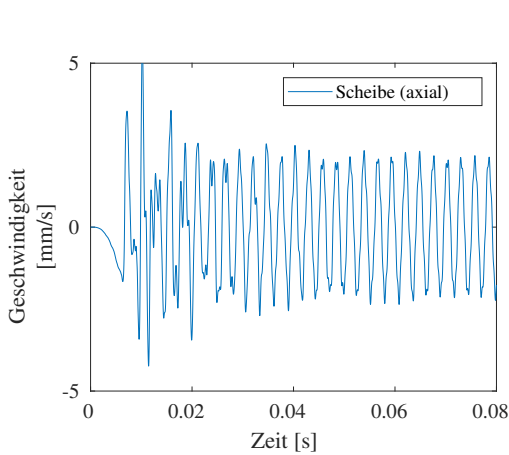
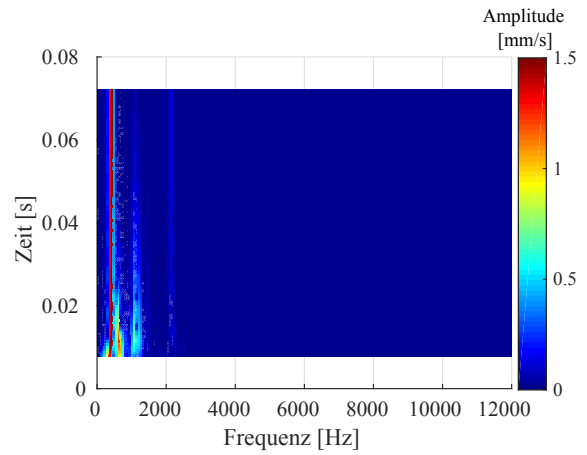


Abbildung 3.10: Schematische Initialisierung für Zeitintegration aus der Ruhelage

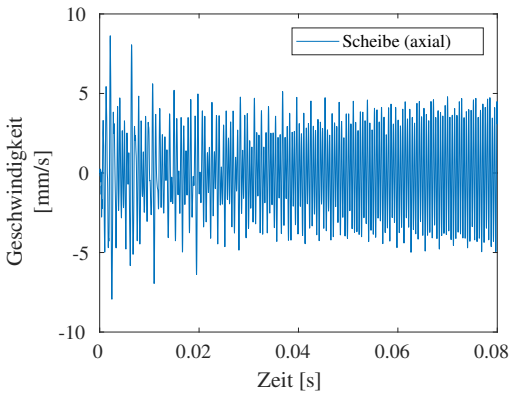
Dies ist numerisch deutlich günstiger und hilft Störungen am Anfang der Zeitintegration zu vermeiden. Abbildung 3.11e zeigt die Geschwindigkeit eines Scheibenknotens mit vorherigen statischen Schritt mit drehender Scheibe und dem geglätteten Initialisierung der Parameter. Es sind nun nur noch kleinste Störungen zu erkennen, sodass hier von einem annähernd ruhigen Start ausgegangen werden kann. Die Analyse der Kontaktzustände der Belaganschlagelemente zeigt ebenfalls keine Gleit-Haft-Übergänge. Das Wasserfalldiagramm zeigt keine aufklingende Frequenz unter 5 kHz, wie es auch in der Linearisierung um die Ruhelage berechnet wurde. Wie im Wasserfalldiagramm des harten Starts zu sehen ist, stellt sich schon mit dieser einfachen Störung eine mit 2 kHz aufklingende Mode ein. Dieses subkritische Verhalten wird in Kapitel 4.3 näher untersucht. Bei genauerer Untersuchung des Kontaktstatus und der induzierten Scherspannungen sind jedoch auch bei dieser Solverinitialisierung leichte Bewegungen erkennbar, die aufgrund der Diskretisierung an einzelnen Knoten zu Gleitbewegungen am äußeren Belaganschlag führen.



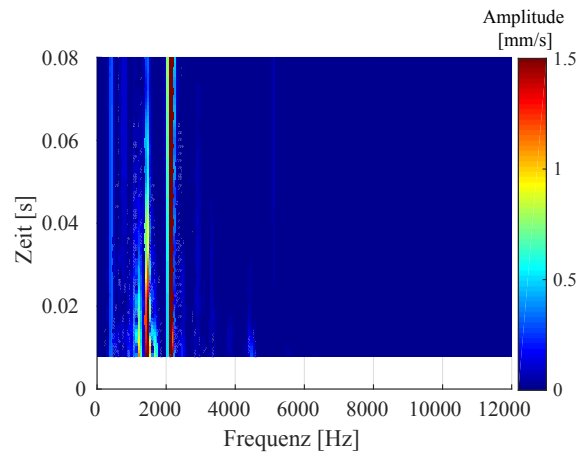
(a) Zeitsignal ohne vorherigem Kräfteausgleich und flachem Start



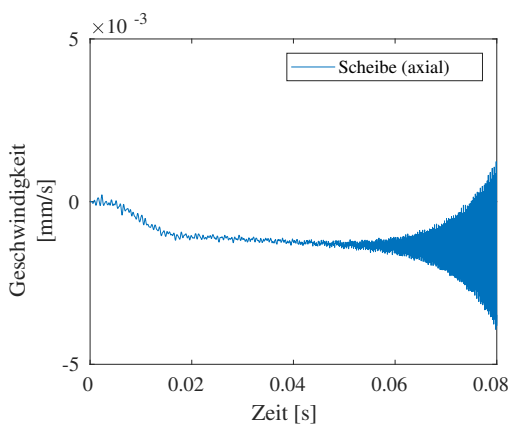
(b) Wasserfalldiagramm ohne vorherigem Kräfteausgleich und flachem Start



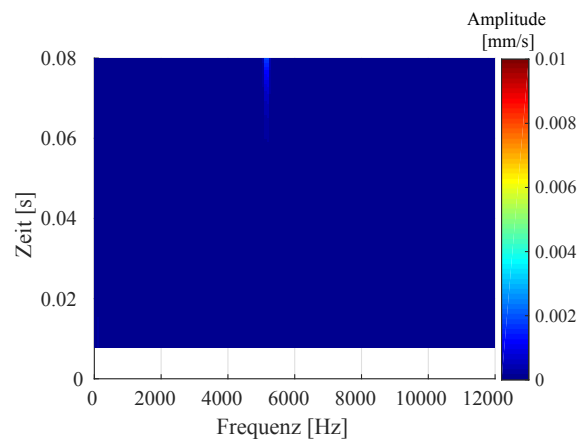
(c) Zeitsignal mit vorherigem Kräfteausgleich und hartem Start



(d) Wasserfalldiagramm mit vorherigem Kräfteausgleich und hartem Start



(e) Zeitsignal mit vorherigem Kräfteausgleich und flachem Start



(f) Wasserfalldiagramm mit vorherigem Kräfteausgleich und flachem Start

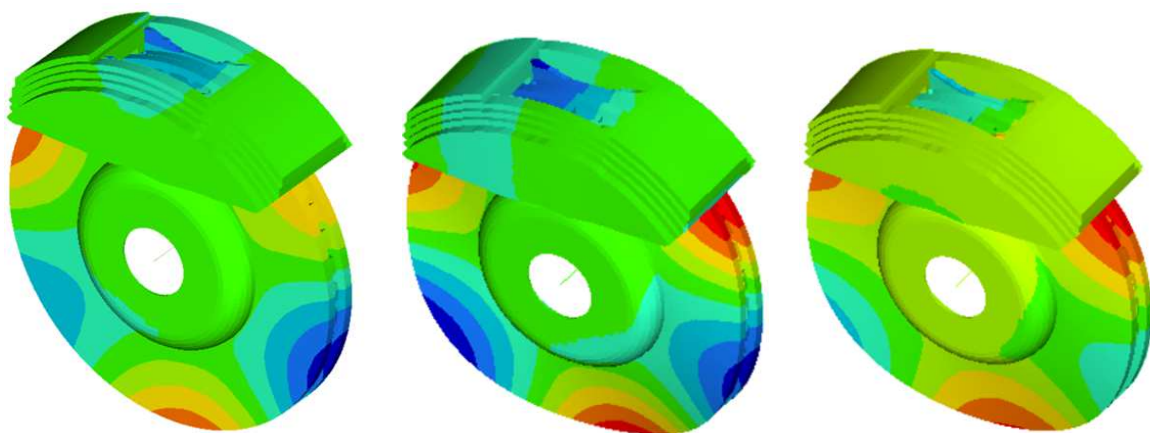
Abbildung 3.11: Vergleich verschiedener Solver Initialisierungsstrategien und ihre Auswirkungen auf die sich einstellenden instabilen Frequenzen; ein Kräfteausgleich durch einen vorangehenden statischen Schritt mit implementierter Gleitreibung verhindert Störungen durch die Solverinitialisierung

### 3.3.3 Vergleich der Linearisierung mit der vollständigen Zeitsimulation

Der Vergleich zwischen der linearisierten Lösung und des nichtlinearen Systemverhaltens soll nun kurz andiskutiert werden und in den folgenden Kapiteln speziell für den Fahrtrichtungswechsel nochmals untersucht werden.

Ausgehend von der leicht gestörten Lösung aus Abbildung 3.11c stellt sich ein 2 kHz Grenzyklus im System ein.

Beim Vergleich der komplexen Schwingformen und der Betriebsschwingform der Zeitintegration fällt auf, dass die makroskopischen Verformungen in allen drei Fällen sehr ähnlich sind, wie in Abbildung 3.12 zu sehen ist.



(a) Beschleunigungen bei 0,19 s (b) KEA mit axial festem Belag (c) KEA mit axial freiem Belag

Abbildung 3.12: Vergleich der makroskopischen komplexen Moden mit der ODS der transienten Rechnung

Durch die makroskopische Ähnlichkeit lässt sich eine vermeintliche Validierung der linearisierten Schwingform ableiten. Dies ist bei genauerer Betrachtung der Stellen, bei denen nichtlineare Effekte auftreten können, jedoch nicht korrekt. Dazu sind in Abbildung 3.13 die Kontaktzustände (Kontakt offen, gleitend oder haftend) eines *ruhigen* Zeitpunktes der transienten Rechnung dargestellt. In diesem Arbeitspunkt zur dargestellten Zeit hat der innere Belag vollen Haftkontakt zum Sattel und der äußere Belag einen gemischten Haft-Gleit-Kontakt. Der Kontakt zwischen Belag und Scheibe ist gleitend, kann sich jedoch in seiner Größe ändern, was aus Abbildung 3.13 nicht ersichtlich ist.

Der in Abbildung 3.13 gezeigte Zustand wird nun als Ausgangspunkt der Linearisierung verwendet, um die Stabilität exakt dieses Zustandes zu untersuchen. Dazu werden die Kontaktbedingungen übernommen und der Reibwert variiert. Abbildung 3.14 zeigt die Stabilitätsuntersuchung dieses Arbeitspunktes aus der Ruhelage. Ab  $\mu_{BS,krit} \approx 1,0$  ergibt sich eine Instabilität der 2,2 kHz Mode. Dies ist leicht höher als der kritische Reibwert der Robustheitsanalyse aus Abbildung 3.5. Der gewählte Arbeitspunkt ist also kein Grenzmuster und soll im Weiteren als Referenz dienen.

Wie oben beschrieben, soll nun durch einen nahezu ungestörten Start der Zeitsimulation auch der kritische Reibwert unter Einbeziehung der Nichtlinearitäten bestimmt werden.

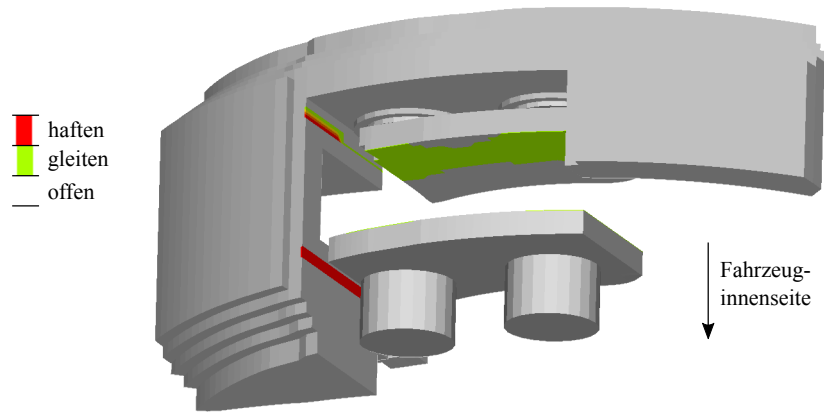


Abbildung 3.13: Kontaktzustände einer Zeitsimulation ohne aufklingende Schwingung; die innere Belagabstützung ist vollständig haftend, bei der äußeren Belagabstützung sind gemischte Zustände sichtbar

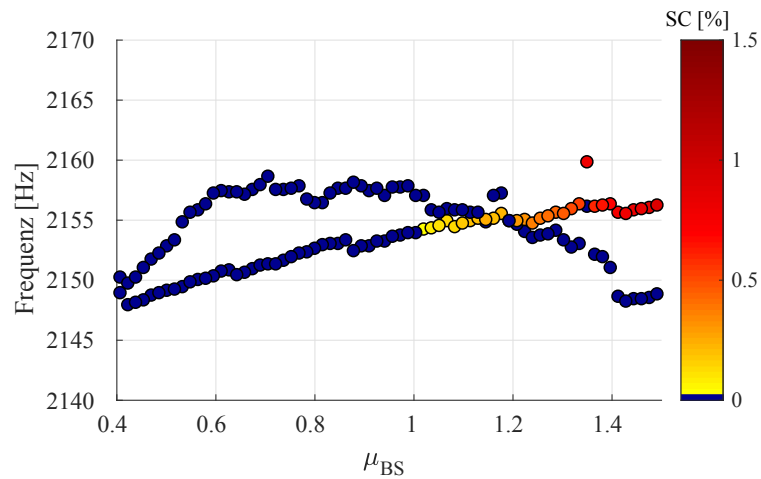


Abbildung 3.14: Stabilität der 2 kHz Moden über dem Reibwert des Linearisierungszustandes aus der transienten Simulation bei gleichen Kontaktzuständen an den Belaganlageflächen zum Sattel und an der Bremsscheibe

Dazu sind in Abbildung 3.15 vier Zeitsimulationen des vollständigen Systems mit unterschiedlichen Reibwerten dargestellt. Trotz der sehr geringen Amplituden lassen sich im Frequenzbereich über der Zeit schon aufklingende Anteile, insbesondere bei der Rechnung mit  $\mu_{BS} = 0,9$  feststellen. Da exakt dasselbe Modell zur Berechnung verwendet wurde und zusätzlich noch eine numerische Dämpfung in der Zeitintegration vorhanden ist, steht dieses Ergebnis im Widerspruch zu den linearisierten Stabilitätsuntersuchungen. Hier zeigt sich, dass trotz glatten Start aus dem Kräftegleichgewicht, die Zeitintegration mit einer diskretisierten, drehenden Scheibe kleine Störungen verursacht, die teilweise zu Haft-Gleit-Übergängen in den Kontakten führt, bzw. zum Öffnen und Schließen, da die diskretisierte Scheibenoberfläche, welche mit den Belägen in Kontakt steht, nicht konstant bleibt. Hier könnte mit mehr Aufwand sicherlich das Verhalten näher an die linearisierte Ruhelage gebracht werden, jedoch ist das Ergebnis aus Abbildung 3.15 ein gutes Beispiel dafür, wie sensibel das vereinfachte Bremsenmodell auf die nichtlinearen Kontakte reagiert. Unter der Annahme, dass das Modell gut die Realität abbildet, stellt sich die Frage, wie oft eine Stabilitätsuntersuchung der Ruhelage die Vorgänge der realen Bremse beschreibt. Scheibenschlag, Belagrauheiten und das Straßenprofil stören permanent das Bremssystem, sodass die Ruhelage wohl auch in der Realität nur einen künstlichen Zustand darstellt. Beim Erreichen des Grenzyklus sind die Energiezufuhr aus den Quelltermen und die Energieabfuhr aus den dissipativen Termen im Einklang. Die Grenzyklusamplitude bestimmt sich durch die Nichtlinearitäten. Der Großteil der Knoten in Kontakt ändern ihren Kontaktzustand nicht, was eine Untersuchung aller Kontaktzustandsänderungen über der Zeit ergibt. Bei den Belaganlageflächen ändert sich die äußere untere Kontaktfläche häufiger. Beim Scheibe-Belag-Kontakt sind es nur die Knoten am unteren Rand der Beläge, bzw. am Ein- und Auslauf, die ihren Zustand während der Schwingung ändern. Trotz dieser, im Vergleich zu der Anzahl der sich nicht ändernden Kontakte kleinen Änderungen, zeigt das Modell jedoch große Sensitivität auf diese nichtlinearen Übergänge.

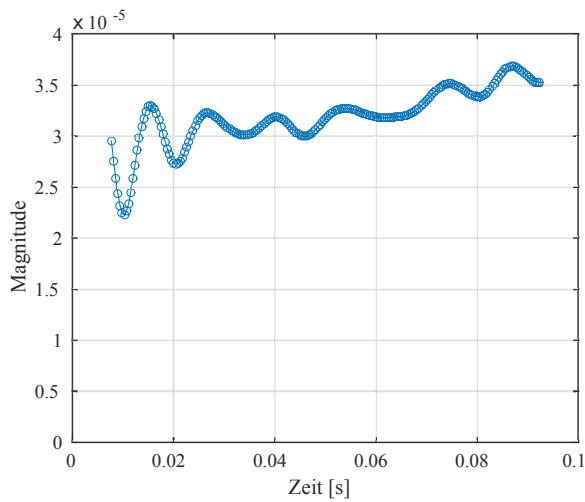
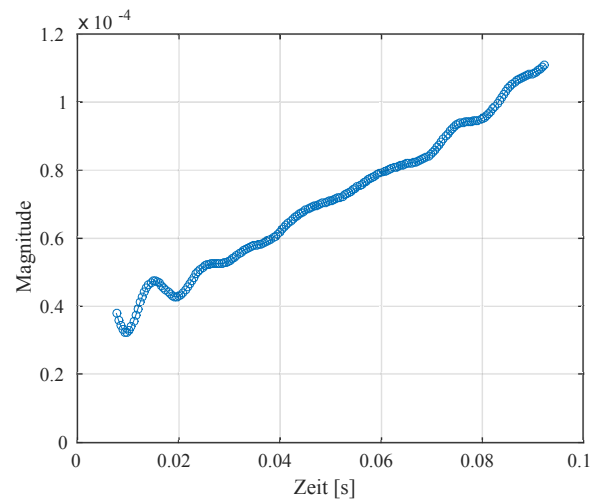
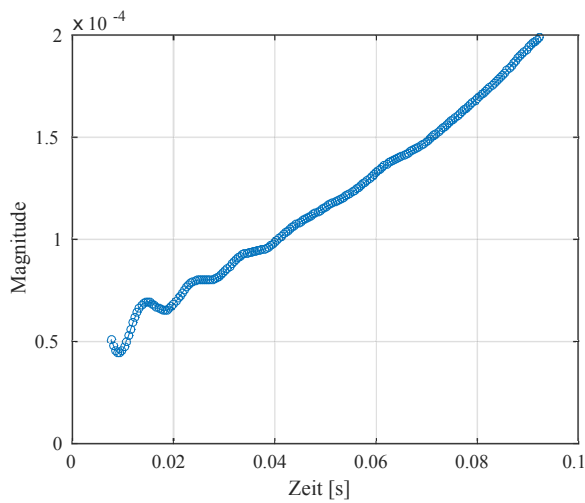
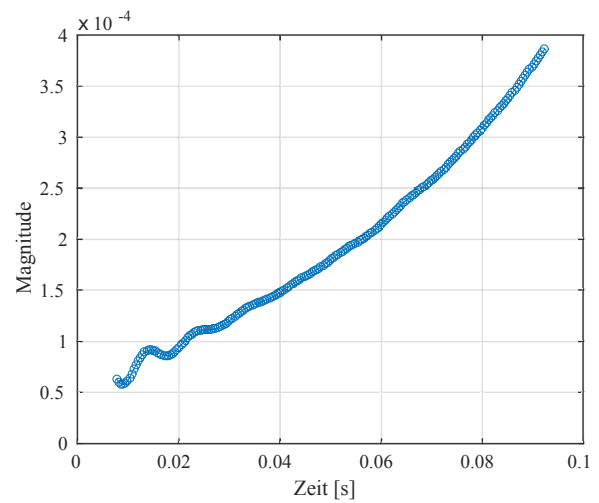
(a) 2 kHz Mode bei  $\mu_{BS} = 0,7$ (b) 2 kHz Mode bei  $\mu_{BS} = 0,8$ (c) 2 kHz Mode bei  $\mu_{BS} = 0,9$ (d) 2 kHz Mode bei  $\mu_{BS} = 1,0$ 

Abbildung 3.15: Ausschnitt des Wasserfalldiagramms eines Scheibenknotens der Zeitsimulationen mit verschiedenen Reibwerten zwischen Belag und Scheibe und einem annähernd ungestörten Start; ab  $\mu_{BS} > 0,8$  zeigt das System exponentiell aufklingendes Verhalten;





## 4 Einfluss eines Fahrtrichtungswechsels auf die Stabilität der axialen Mode des Bremssystems

Das Bremssystem ist während des Betriebs im Fahrzeug verschiedenen Störgrößen ausgesetzt. So können Schmutz, Wasser und Fahrbahnunebenheiten auf das System einwirken. Darüber hinaus hat auch ein Lenkeinschlag sowie der Fahrtrichtungswechsel eine Änderung des Systems zur Folge. Das Bremssystem selbst hat verschiedene bewegliche Teile. So muss der Bremskolben zumindest axial beweglich sein, damit eine Vor- und Zurückbewegung beim Bremsen und Lösen der Bremse möglich ist. Der Bremsbelag ist beim Bremsvorgang sehr großen Temperaturschwankungen ausgesetzt und muss in jedem Zustand ebenfalls axial verschiebbar sein. Deshalb benötigt der Bremsbelag, unabhängig vom Sattelkonzept, Spiel. Durch dieses Spiel stellen sich beim Fahrtrichtungswechsel unterschiedliche Kontaktzustände am tangentialen Belaganschlag ein. Die Funktion des Belaganschlags ist es, die eigentliche Bremskraft, die durch die Reibung zwischen Bremsbelag und Scheibe entsteht, abzustützen und durch den Sattel in die Achse überzuleiten. Somit entsteht ein Kraftschluss zwischen Straße, Reifen und dem Fahrzeug. Konzeptionell kann dieser Belaganschlag durch Pins, Laschen oder in der einfachsten Bauform eine flache Anlagefläche am Sattel sein.

Abbildung 4.1 zeigt die schematische Bewegung eines Festsattel-Bremsbelages mit flächigem Belaganschlag. Je nach resultierender Reibkraft zwischen Belag und Bremsscheibe entsteht ein Kippmoment, das den Belag vom einlauf- zur auslaufseitigen Anschlagfläche drückt. Dieser Vorgang kann -je nach Sattelkonzept und Belagfeder- erfahrungsgemäß bis zu mehreren Sekunden dauern.

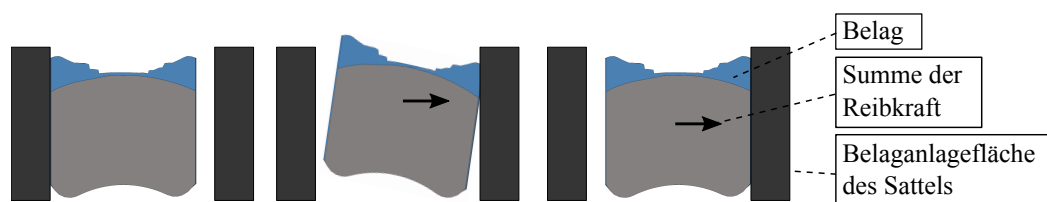


Abbildung 4.1: Eine mögliche Belagbewegung beim Fahrtrichtungswechsel

Durch den Fahrtrichtungswechsel finden verschiedene Phänomene statt, die im Folgenden näher beschrieben und untersucht werden. Erfahrungsgemäß führt dieses Manöver zu sehr kritischen Zuständen, die eine ansonsten *leise* Bremse zum Quietschen bringen kann. Abbildung 4.2 zeigt ein beispielhaftes Mikrofonsignal eines Bremsenprüfstandes. Ein Geräusch ist teilweise nur in einer kurzen Phase während und nach dem Fahrtrichtungswechsel, d.h. kurz nach dem Vorzeichenwechsel der Scheibengeschwindigkeit zu erkennen.

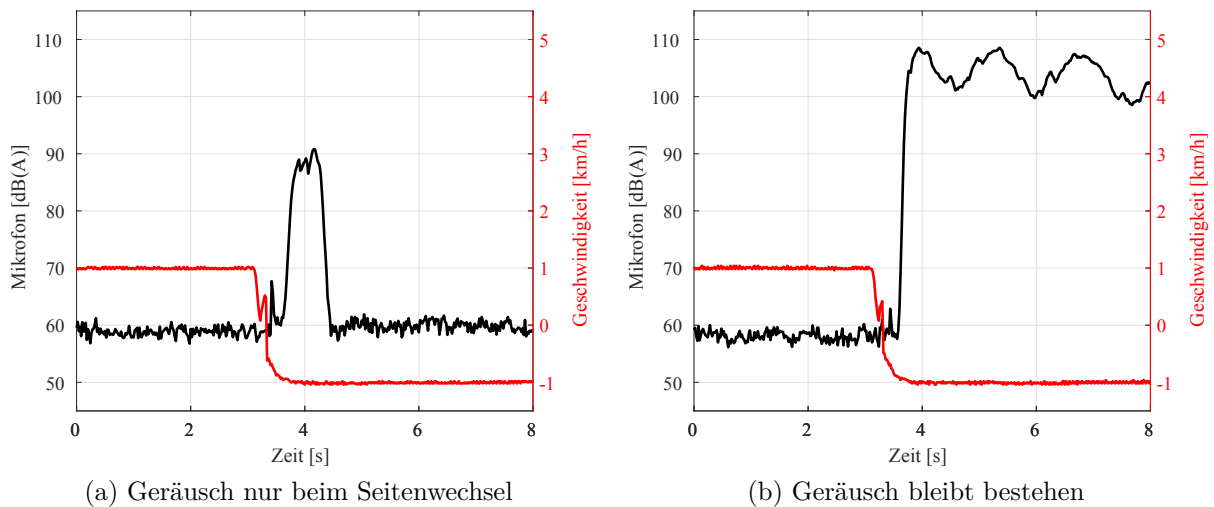


Abbildung 4.2: Beispielhafte Prüfstandsauswertung bei einem Fahrtrichtungswechsel; das Quietschgeräusch tritt kurz nach dem Fahrtrichtungswechsel auf

## 4.1 Problemverständnis und Messungen

Der Parkiervorgang ist nicht eindeutig zum *normalen* Bremsen abgegrenzt. Im Folgenden wird nur der Fahrtrichtungswechsel ohne Lenkeinschlag weiter untersucht, d.h. eine zusammenhängende Bremsung mit unterschiedlichen Drehrichtungen der Bremsscheibe. Die Stillstandsbremsung soll nicht betrachtet werden. Darüber hinaus sind kleine Geschwindigkeiten und kleine Bremsdrücke typische Randbedingungen. Wie sich zeigen wird, ist der *Zwischenzustand* des Bremsbelages entscheidend für viele der auftretenden Effekte. Langes Bremsen in eine Richtung lässt das System wieder zum ursprünglichen Zustand konvergieren. Die Stillstandsbremsung wird im Folgenden vernachlässigt, da hierbei noch ein weiterer Effekt, der des dynamischen Reibwertes beachtet werden muss, siehe auch [SBOH02] für ein Minimalmodell des auch als *negative Dämpfung* bekannten Effektes. Da das zu untersuchende Geräusch jedoch eher beim Beschleunigen bzw. bei konstanter Geschwindigkeit der Bremsscheibe auftritt, soll es hier von der Stillstandsbremsung getrennt werden.

Der Fahrtrichtungswechsel kann somit in vier Phasen eingeteilt werden. Diese sind in Abbildung 4.3 dargestellt. Wie genau der Belag sich vom Einlauf zum Auslauf bewegt, hängt sehr von dem jeweiligen Bremskonzept ab. Allgemein jedoch muss der Belag von der Scheibe in gewisser Weise mitgenommen werden, sodass es immer zu einer Störung und einer geänderten Kontaktsituation kommt.

Der Übergang zwischen dem Anlegen der Bremsbeläge an der Auslaufseite des Sattels und dem sich einstellenden Endzustand bei einer längeren Bremsung ist fließend. Insbesondere bei Bremsätteln mit flächigen Anschlägen kann dieser Anlegevorgang sehr unterschiedlich verlaufen. Um das Anlageverhalten qualitativ zu verstehen, werden dynamische Druckfolien in den Belagschacht gelegt und ein Fahrtrichtungswechsel unter Bremsdruck durchgeführt, siehe auch [SHNS17]. Der Aufbau der Messungen ist im Anhang C.4 gezeigt. Die Druckfolienmessungen zeigen wachsende Kontaktflächen über der Zeit. Abbildung 4.4

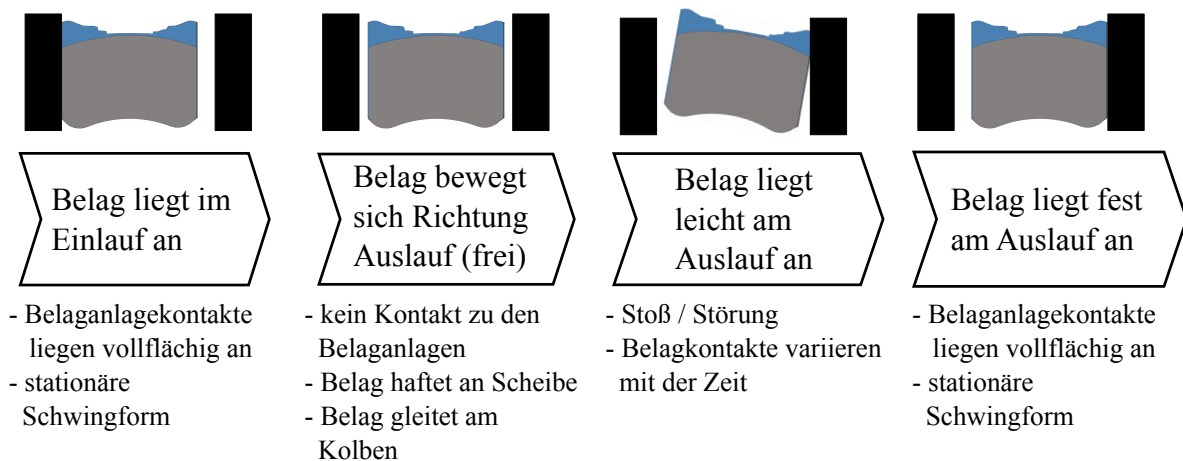


Abbildung 4.3: Die verschiedenen Phasen eines Fahrtrichtungswechsels und die Auswirkungen auf das Bremssystem

zeigt zwei beispielhafte Messungen mit drucksensitiven Folien an der Belaganlagefläche. Außerdem sind unterschiedliche Druckverhältnisse zwischen innerem und äußerem Belag erkennbar, welche u.a. durch die einseitige Lagerung des Bremssattels hervorgerufen werden. Teilweise gibt es nur einen Linienkontakt, welcher z.B. an der unteren Sattelkante startet und teilweise ist der Kontakt flächiger. Die Position und Größe der Kontaktflächen scheint hierbei sehr variabel und von Produktionstoleranzen und anderen Umgebungsbedingungen bestimmt.

Aufgrund der Flüchtigkeit des Phänomens wurde mit einer neuen Art der Messtechnik versucht, die Betriebsschwingform beim Quietschen festzustellen. Dazu wurde mit einer Stereohochgeschwindigkeitskamera das System vermessen. Der Aufbau und eine Diskussion der Messtechnik ist im Anhang C.2 beschrieben. Dies konnte jedoch nur am Forschungsprüfstand des Instituts für Technische Mechanik (ITM) des Karlsruher Institut für Technologie (KIT) durchgeführt werden und nicht an einem klimatisierten NVH-Bremsenprüfstand. Die Messtechnik zeigt viel Potential, da die gemessene Amplitude im Bereich  $\approx 1\mu\text{m}$  lag, ein industrieller Einsatz ist jedoch noch offen.

Abbildung 4.5 zeigt die gefilterte Betriebsschwingform des 2 kHz Geräuschs im Forschungsprüfstand. Hierbei wird durch einen engen Bandpassfilter nur die Bewegung der 2 kHz Anteile dargestellt. Überlagernde tieffrequente Bewegungen durch die Scheibenbewegung, sowie höhere harmonische sind nicht dargestellt. Klassischerweise zeigt die Betriebsschwingform beim Bremsbelag die dominante erste oder zweite Biegemode, die höchstwahrscheinlich mit einer dominanten  $K(0,3)^1$  Mode der Bremsscheibe schwingt. Die Bremsscheibe konnte nicht gemessen werden. Diese Betriebsschwingform wird erfahrungsgemäß sehr häufig in der Praxis beobachtet und soll im Folgenden die Basis der Untersuchungen bilden und wird *axiale Mode* genannt.

<sup>1</sup>Schwingformen der Bremse beim Quietschen werden typischerweise durch die Bewegung der Bremsscheibe klassifiziert. Durch die Modenkopplung sind die 'Out-of-Plane'-Schwingungen der Scheibe besonders interessant.  $K(0,3)$  bezeichnet z.B. eine frei-frei Scheibenmode, die keine 'In-Plane' und eine 'Out-of-Plane' Schwingung mit drei Knotenlinien hat.

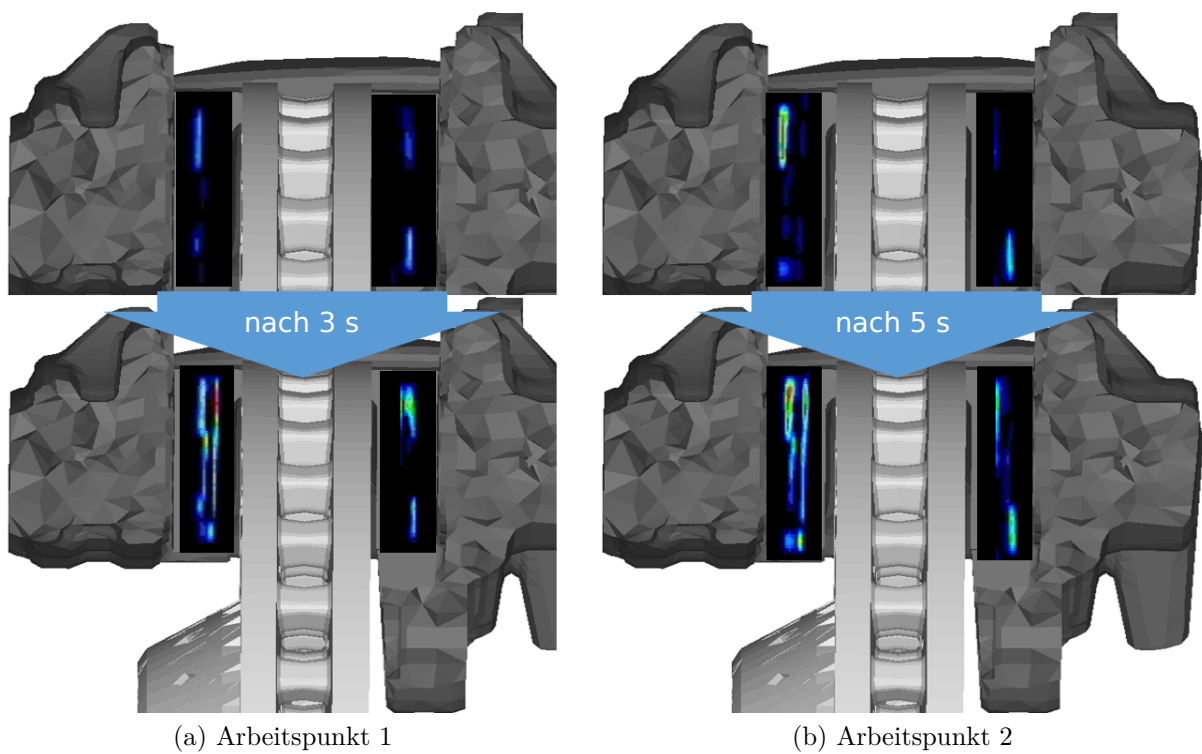


Abbildung 4.4: Druckfolienmessungen am Belaganschlag nach einem Fahrtrichtungswechsel für zwei verschiedene Arbeitspunkte; zur besseren Darstellung sind die 3D-Geometrien den Messergebnissen unterlegt

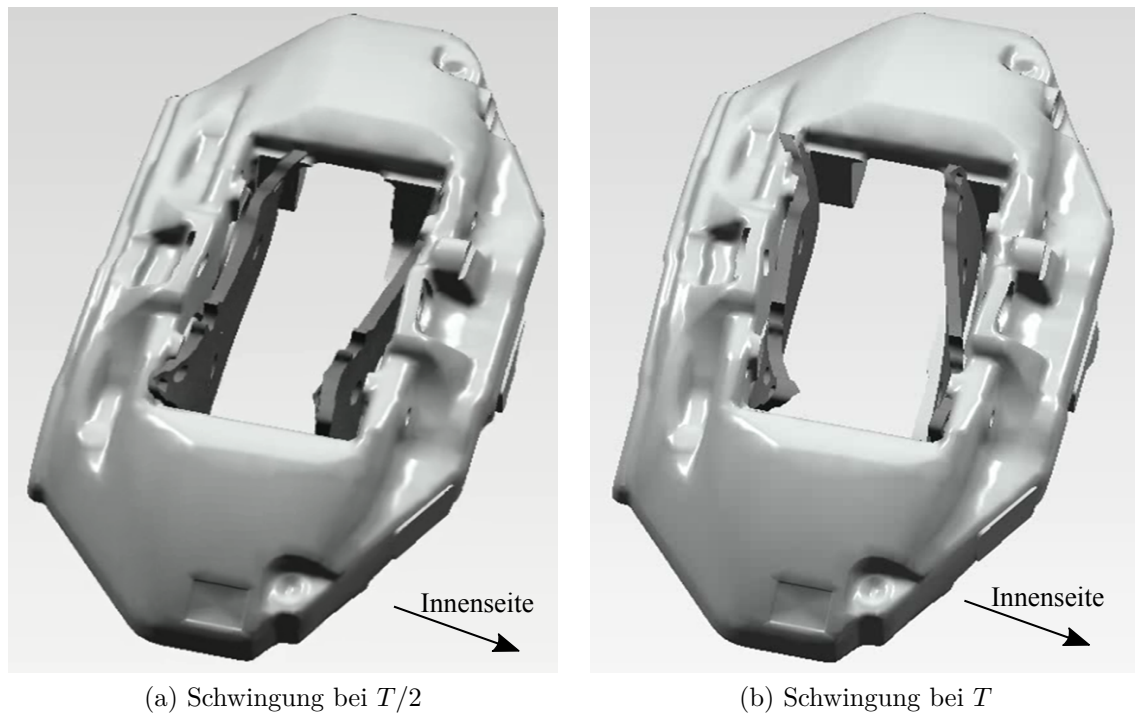


Abbildung 4.5: Gefilterte 2 kHz Betriebsschwingform mit der Schwingperiode  $T$  des Quietschens beim Fahrtrichtungswechsel, rekonstruiert aus einer 3D-Hochgeschwindigkeitskammermessung am Forschungsprüfstand des Instituts für Technische Mechanik am KIT

Der Fahrtrichtungswechsel und seine zugrundeliegenden Phänomene werden im Folgenden mit linearen und anschließend mit nichtlinearen Ansätzen zu beschreiben versucht. Dabei kann nicht hinreichend geklärt werden, welcher Mechanismus dominiert. Mangelnde Kenntnis über die Dämpfungsmechanismen und eine zu große Streuung der Parameter im realen Fahrbetrieb verhindern eine Modellkorrelation. Nichtsdestotrotz kann durch die beschriebenen Mechanismen ein tieferes Verständnis über die möglichen Vorgänge entstehen, das zu Ansätzen für robustere Maßnahmen gegen ein Parkierquietschen führt.

## 4.2 Einfluss der Belaganlagekontakte auf das linearisierte System

Im ersten Schritt soll der Einfluss auf die Linearisierung untersucht werden. Wie schon beschrieben, kann die Stabilitätsanalyse, basierend auf der Linearisierung um die Ruhelage, nicht das sich einstellende Verhalten unter Störungen beschreiben. Jedoch geben die Druckfolienmessungen aus Abbildung 4.4 Anlass den Kontaktzustand der Linearisierung zu diskutieren. Dies ist in der Literatur noch nicht hinreichend erfolgt und insbesondere in Bezug auf den Fahrtrichtungswechsel mit wenig Bremsdruck offen. Dazu wird ein Modellupdate der Belaganschlagflächen durchgeführt. Aus der linearisierten Bewegungsgleichung aus Gleichung (3.2) sind die Beiträge aus der Linearisierung der Kontakte ersichtlich. Eine Veränderung der Kontaktflächen bzw. Kontaktzustände am Belaganschlag führt hauptsächlich zu Änderungen in den verschiebungsproportionalen Termen  $K_{Kop}$  und somit zu anderen Eigenwerten, was einfach zu untersuchen ist.

### 4.2.1 Variationsmöglichkeiten der Belaganlagekontakte

Ein Bremssystem, welches sensibel auf eine Änderung der Kontaktflächen reagiert und dabei linearisiert um die jeweilige Ruhelage neue Instabilitäten zeigt, kann als kritischer in Bezug auf undefinierte Kontaktzustände am Belaganschlag gesehen werden. Messungen, die zuerst in [SHNS17] veröffentlicht wurden, zeigen dabei, dass eine Vielzahl von Zuständen prinzipiell möglich sind. Abbildung 4.6 zeigt beispielhafte Messungen der Relativbewegung am Belaganschlag beim Fahrtrichtungswechsel. Der Aufbau der Messungen am Forschungsprüfstand des Instituts für Technische Mechanik am KIT sind im Anhang C.1 beschrieben. Der entstehende Grenzyklus ist dabei, trotz annähernd gleicher Quietschfrequenz, in den entscheidenden Punkten unterschiedlich. So kann nur ein Belag oder auch beide Beläge eine deutlich höhere Amplitude haben und damit relativ zum Sattel flattern, wie in Abbildung 4.6c und d zu sehen ist. Es ist also a priori nicht vorherzusehen, welcher Grenzyklus sich ausbilden wird und welcher Belag-Scheibe-Kontakt mehr dazu beiträgt. Es muss vielmehr mit allen möglichen Ausgangszuständen gerechnet werden.

Die Messungen der Relativbewegung am Belaganschlag sowie die transiente Simulation aus der Ruhelage legen nahe, dass die strenge Modellannahme permanent Haftkontakte an den Belaganlageflächen zu haben, nicht korrekt ist. Vielmehr müssen auch hier alle Zustände betrachtet werden. Somit können innerer und äußerer Belag folgende Kontaktzustände zum Sattel haben:

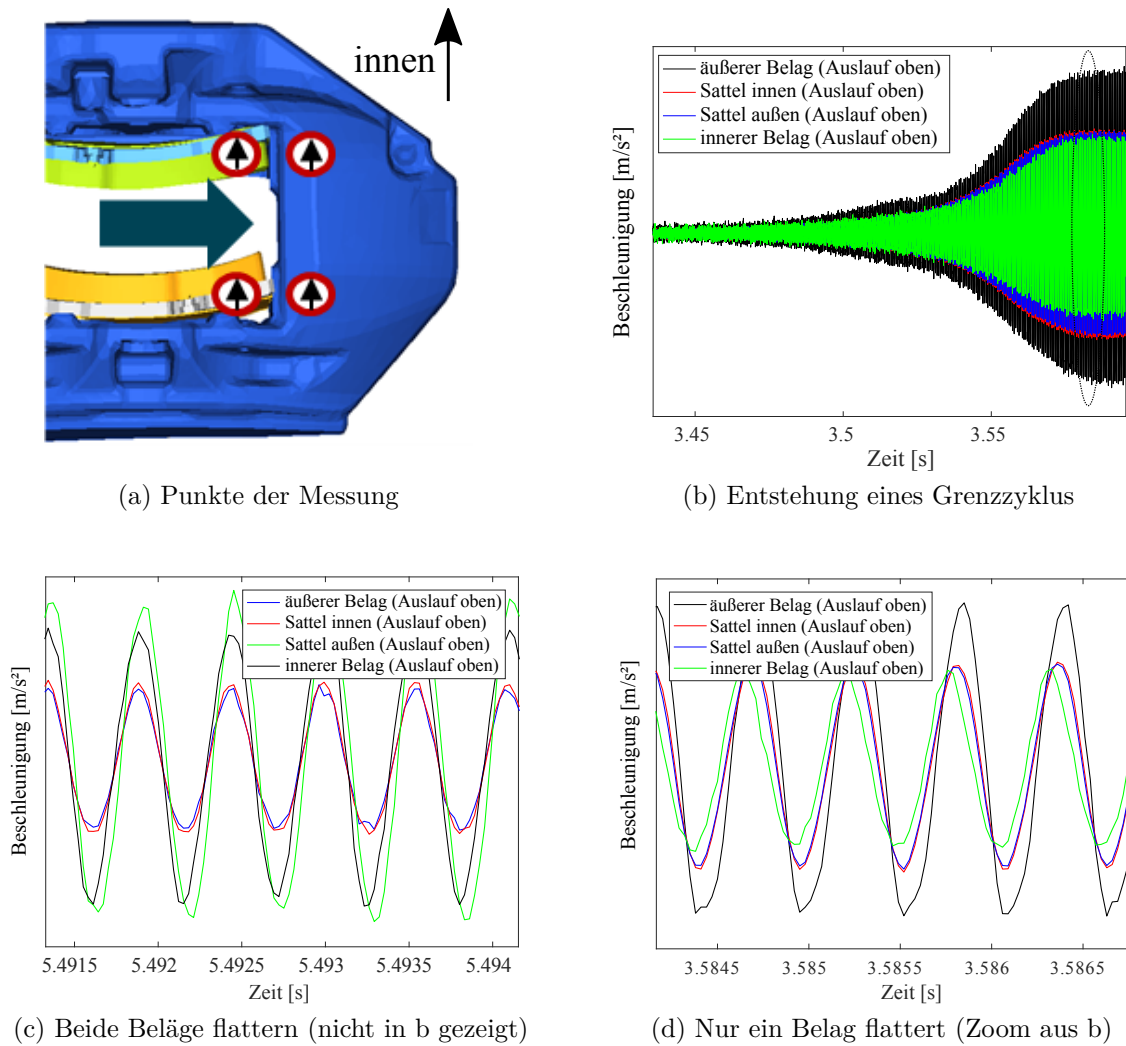


Abbildung 4.6: Beschleunigungsmessungen am Belag und Belaganschlag am ITM Forschungsprüfstand

- komplett offen (was zu Konvergenzproblemen beim Lösen führen würde<sup>1</sup>)
- teilweise geschlossene Kontakte am Anschlag
- komplett geschlossene Kontakte, und damit Fixierung am Anschlag
- tangential geschlossen und axial freie Kontakte
- tangential geschlossen und teilweise axial freie Kontakte

<sup>1</sup>Die komplexe Eigenwertanalyse linearisiert die Bewegungsgleichungen um die Gleichgewichtslage. Wenn kein tangentialer Kontakt vom Belag zum Belaganschlag existiert, ist der Belag statisch nicht bestimmt. Eine Ausnahme würde ein Haften des Belages am Bremskolben darstellen, so wie es z.B. bei doppel-seitigen Klebefolien eingesetzt wird.

Die beschriebenen Kontaktsituationen führen offensichtlich zu veränderten Eigenwerten und damit Schwingformen und Frequenzen. Abbildung 4.7 zeigt am Beispiel des Belages die Variation der Eigenform und Frequenz bei sich kontinuierlich änderndem Belaganschlag. Dazu werden von links nach rechts mehr Randknoten festgehalten. Diese Übersicht soll verdeutlichen, dass auch beim Anlegen der Beläge aufgrund des Fahrtrichtungswechsels, das System unterschiedliche Zustände *durchfährt*. Je nach Kontaktsituation trägt der Belag anders zur Systemeigenfrequenz bei. Dies steht im starken Widerspruch zu dem teilweise geläufigen Gedanken, in manchen Systemeigenfrequenzen schwinde ausschließlich der Belag oder die Bremsscheibe. Vielmehr beeinflusst der Kontaktzustand des Belages die Eigenfrequenzen des Systems und in manchen Systemeigenfrequenzen hat der Belag eine Schwingform, sehr ähnlich zu seiner freien Schwingmode. Es handelt sich aber trotzdem immer um eine Überlagerung aller miteinander verbundenen Bauteile.

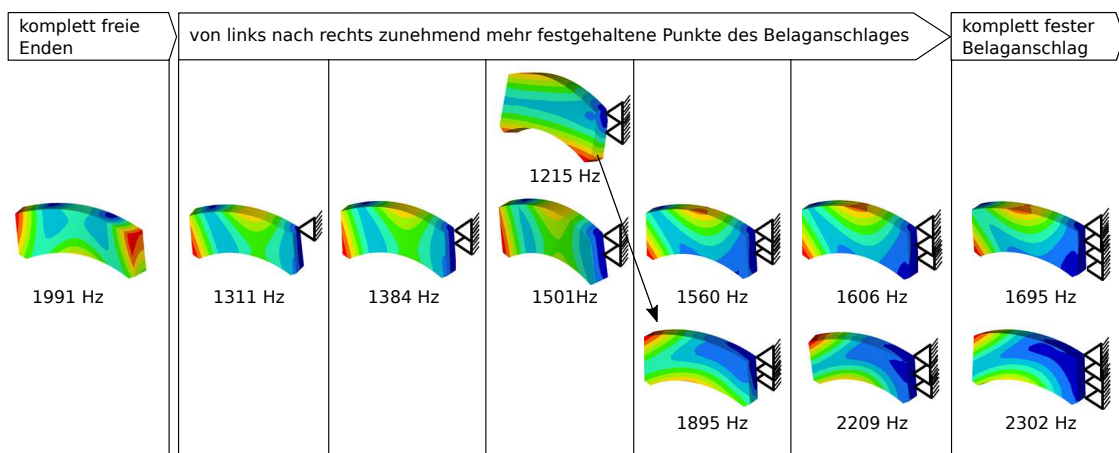


Abbildung 4.7: Frequenzkarte des Belages bei einer freien Eigenformanalyse; von links nach rechts sind mehr Teile der Anschlagfläche fixiert (nach [SNS16])

Die Hinweise der Untersuchungen aus Abbildung 4.4 und 4.7 werden im Folgenden in eine lineare Stabilitätsberechnung implementiert. Diese sollte die unterschiedlichen Kontaktzustände, die am Belaganschlag herrschen können, berücksichtigen. Dies ist zum einen eine Variation der Kontaktfläche, von einer kleinen Fläche am unteren Rand über eine kleine Fläche am oberen Rand, nur in der Mitte Kontakt oder kompletter flächiger Kontakt. Zum anderen sollten auch die Kontaktzustände von innerem und äußerem Belag unterschiedlich sein können und zusätzlich als haftend oder gleitend (d.h. axial nicht gefesselt) angenommen werden. Diese Variationen führen zu einer Veränderung der Steifigkeitsmatrix des Systems. Gleitzustände könnten theoretisch auch zur Reibungsdämpfung  $D_R$  beitragen. Dieser Effekt wird hier vernachlässigt, da a priori nicht bekannt ist, wie hoch die Gleitgeschwindigkeit am Belaganschlag ist.

Durch die sehr hohe Modendichte im realen Bremssystem kann jedoch nicht davon ausgegangen werden, den jeweiligen Einfluss eines Parameters auf das Stabilitätsverhalten des Systems intuitiv abschätzen zu können, da eine Kopplung mit einer Nachbarmode jederzeit möglich ist. Vielmehr muss jedes neue System einzeln betrachtet werden und mithilfe von numerischen Verfahren ist abzuschätzen, wo die kritischen Bereiche liegen.



Die beschriebenen Erweiterungen führen offensichtlich zu einer starken Erhöhung des numerischen Aufwandes, mit den oben genannten Varianten alleine 64 mal mehr.<sup>1</sup> Deshalb wird im Folgenden der Einfluss der verschiedenen Kombinationen untersucht und es werden Empfehlungen abgeleitet, welche die Anzahl der zu berechnenden Zustände zukünftig einschränkt.

Auf Basis der Druckfolienmessungen werden Kontaktflächen am Belaganschlag mit vier unterschiedlich großen Flächen eingeführt, wie in Abbildung 4.8 dargestellt. Die Fläche 3 ist dabei Teilmenge von Fläche 2. Fläche 1 bildet nur eine kleine untere Kontaktfläche, dies kann jedoch in der Praxis vorkommen, wie die Druckfolienmessungen gezeigt haben. Außerdem werden die Kontaktflächen nach innerem, d.h. auf der Seite zum Fahrzeug hin, und äußerem Belag unterschieden.

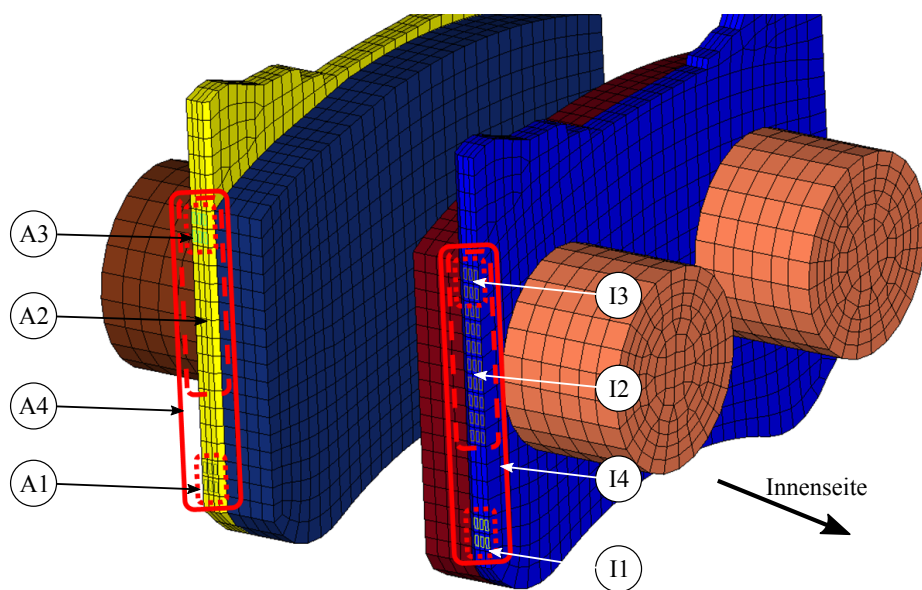


Abbildung 4.8: Einteilung der möglichen Belaganschlagflächen für den Kontakt zum Bremssattel; die dargestellte Aufteilung ist motiviert durch die Druckfolienmessungen eines realen Bremssystems

Abbildung 4.9 zeigt eine beispielhafte Auswertung mit verschiedenen Belaganlageflächen mit dem in Kapitel 3 vorgestellten einfachen FE-Modell inklusive Reibungsdämpfung und den gyroskopischen Termen aus der drehenden Scheibe. Hierbei handelt es sich um die Variante mit beidseitig axial freien (reibungslös gleitenden) Belag-Scheibe-Kontakten. Bei gleichem Arbeitspunkt wird der Reibwert zwischen Belag und Scheibe kontinuierlich erhöht. Bei einem charakteristischen  $\mu_{BS,krit}$  wird der Realteil des Eigenwertes positiv und das System damit instabil aus seiner Ruhelage, was farblich erkennbar ist. In Abbildung 4.9 ist der normalisierte Realteil des Eigenwertes aus Gleichung (3.4) über dem Reibwert zwischen Scheibe und Belag und der Frequenz aufgetragen. Abbildung 4.9a zeigt das Ergebnis mit

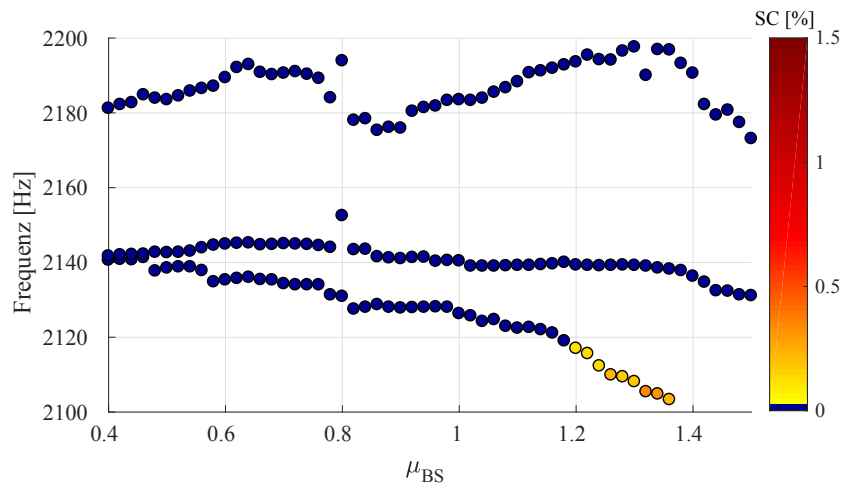
<sup>1</sup>16 mal mehr Varianten ergeben sich aufgrund der vier verschiedenen Kontaktflächen innen und außen; diese müssen dann noch mit den Kombinationen aus fixierten und axial freien Randbedingungen kombiniert werden.

den Kontaktflächen A1 und I4, d.h. am äußeren Belag ist nur die untere kleine Kontaktfläche aktiv und am inneren die volle Fläche. Der kritische Reibwert ist mit  $\mu_{BS,krit, 1A4I} \approx 1,2$  sehr hoch. In Abbildung 4.9b ist das Verhältnis umgekehrt. Der äußere Belag hat die volle Fläche zur Verfügung und der innere nur eine kleine Fläche unten. Der kritische Reibwert sinkt auf  $\mu_{BS,krit, 4A1I} \approx 0,6$ . Als Referenz ist Abbildung 4.9c gezeigt, in der beide Beläge die volle Fläche zur Kontaktfindung haben. Dies kann direkt mit der Referenzsimulation aus Kapitel 3 verglichen werden. Die axial freien Kontakte am Belaganschlag führen zu einer Absenkung des kritischen Reibwertes auf  $\mu_{BS,krit, 4A1I} \approx 0,8$ .

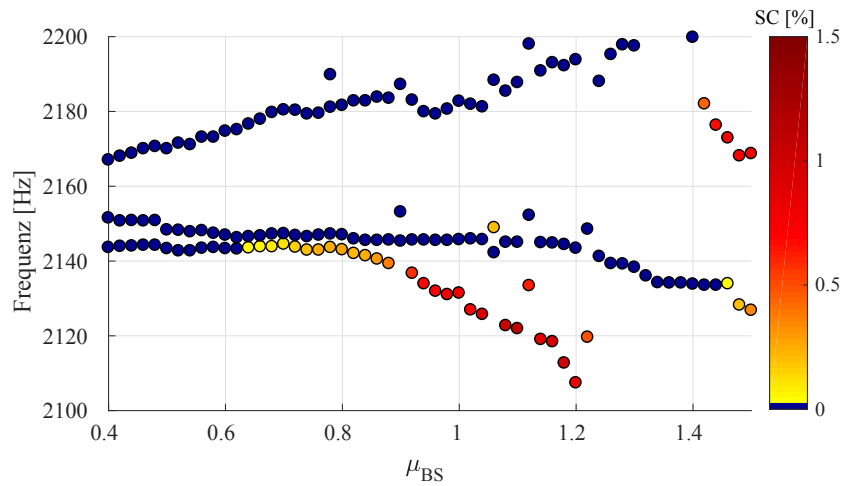
Es zeigt sich, dass die Kontaktflächen deutliche Unterschiede in der Größe von  $\mu_{BS,krit}$  erzeugen und im Falle von Abbildung 4.9b eine kritischere Situation im Vergleich zur Referenz entsteht. Da u.a. durch die Druckfolienmessungen bekannt ist, dass das System diese Bereiche annehmen kann, müssen bei der linearen Stabilitätsanalyse diese Kontaktflächenunterschiede berücksichtigt werden. Beim Beispiel aus Abbildung 4.9 kann der Wert für den kritischen Reibwert dabei bis zu  $\Delta\mu_{BS,krit} \approx 0,6$  betragen. Die Frequenzverzweigungen sind bei allen drei Varianten sehr ähnlich. Der erste Bifurkationspunkt ist jeweils bei  $\mu_{BS,Bif} \approx 0,2$ . Die Entwicklungen der Realteile lässt sich also nur schwer abschätzen und eine detaillierte Analyse ist erforderlich. Jedoch zeigt sich auch an diesem Beispiel, dass unter Hinzunahme der realen Dämpfung die Verhältnisse sich ändern könnten und deshalb keine sichere Aussage über das Stabilitätsverhalten im realen Betrieb fällen lässt. Darüber hinaus könnten Grenzyklen aus dem Unendlichen oder abgelöste Grenzyklen existieren, welche die Analyse aus Abbildung 4.9 nicht zeigt.

Bei den linearen Stabilitätsuntersuchungen mit axial festgehaltenen Belägen, so wie sie durch Haftreibung richtig linearisiert werden sollten, zeigt sich ein allgemein höherer kritischer Reibwert. Von allen möglichen Varianten ist diejenige am kritischsten, bei welcher der äußere Belag axial frei ist und nur der innere festgehalten wird. Die kritischsten Varianten werden erzeugt, wenn I3 die Kontaktfläche ist, d.h. der innere Belag eine kleine obere Kontaktfläche hat. Dadurch kann der Belag in der unteren Hälfte wieder freier schwingen und die Schwingform nähert sich jener mit axial freiem inneren Belag an. Abbildung 4.10 zeigt eine Auswertung mit den Kontaktflächen A4 und I1 und unterschiedlichen Randbedingungen für den inneren und äußeren Belag. Überraschend ist, dass 4.10b keine Instabilität im betrachteten Frequenzband zeigt. Die Frequenzen koppeln sich hier zufällig nur einmal. Die kritische Variante ist Abbildung 4.10c mit dem axial freien äußeren Belag. Durch die große Kontaktfläche ergibt sich hier offensichtlich eine größere Sensitivität auf die Randbedingungen. Wie die Messungen gezeigt haben, kann jede gezeigte Möglichkeit theoretisch im Bremssystem vorkommen und sollte deshalb miteinbezogen werden.

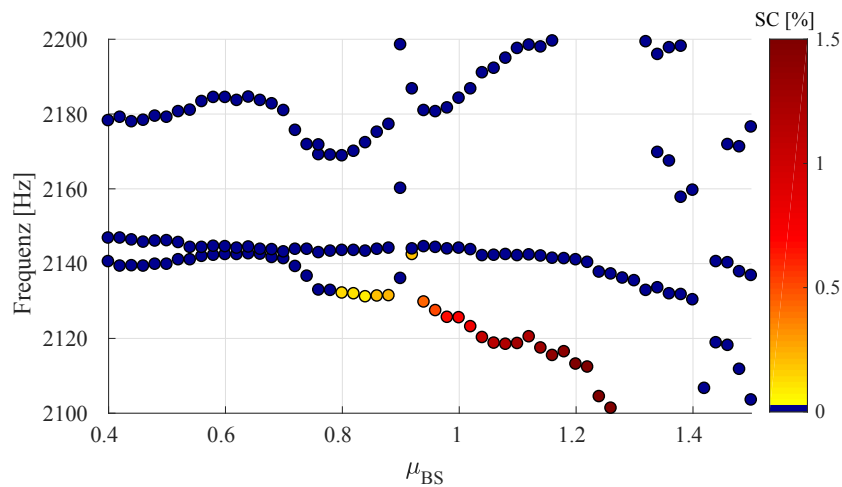
Die Untersuchungen legen den Schluss nahe, die Beläge permanent am Sattel zu fixieren bzw. stabile Kontaktbedingungen zu schaffen. Leider ist bis zum jetzigen Zeitpunkt keine konstruktive Möglichkeit bekannt, dies in allen Arbeitspunkten zu tun. Darüber hinaus zeigt die Untersuchung jedoch auch, dass bei einem Belaganschlag, wie im beispielhaften Fall, die unterschiedlichen Kontaktzustände unbedingt berücksichtigt oder zumindest abgeschätzt werden sollten. Außerdem zeigen die großen Unterschiede in den verschiedenen Varianten Potenzial für neue Gegenmaßnahmen zur Geräuschminderung. So kann z.B. versucht werden, den Kontakt zwischen Belag und Sattel asymmetrisch am inneren und äußeren Belag zu variieren, bzw. die Sattelform asymmetrisch dahingehend anpassen, wie



(a) Kontaktflächen A1 (aussen unten) axial frei und I4 (innen komplett) axial frei

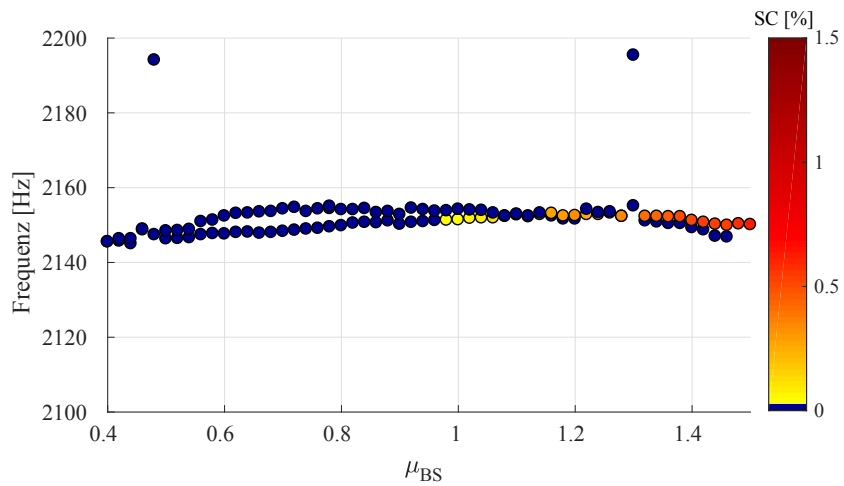


(b) Kontaktflächen A4 (aussen komplett) axial frei und I1 (innen unten) axial frei

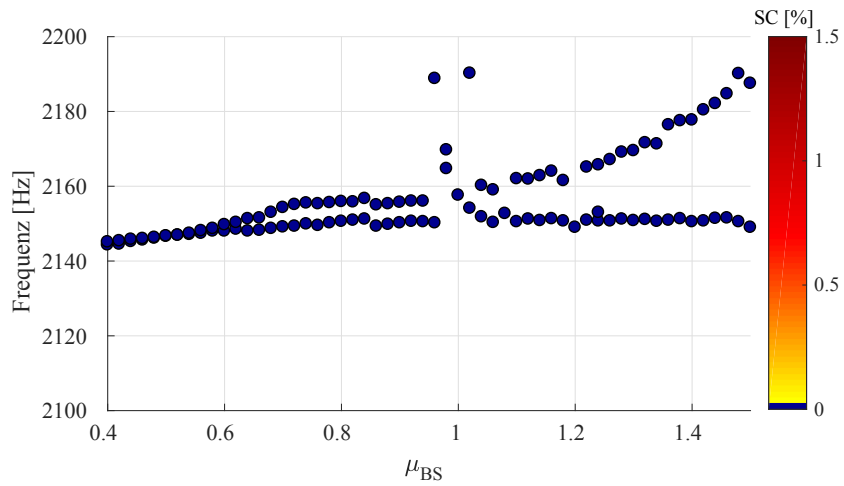


(c) Referenz A4 und I4 (beide Seiten komplett) axial frei

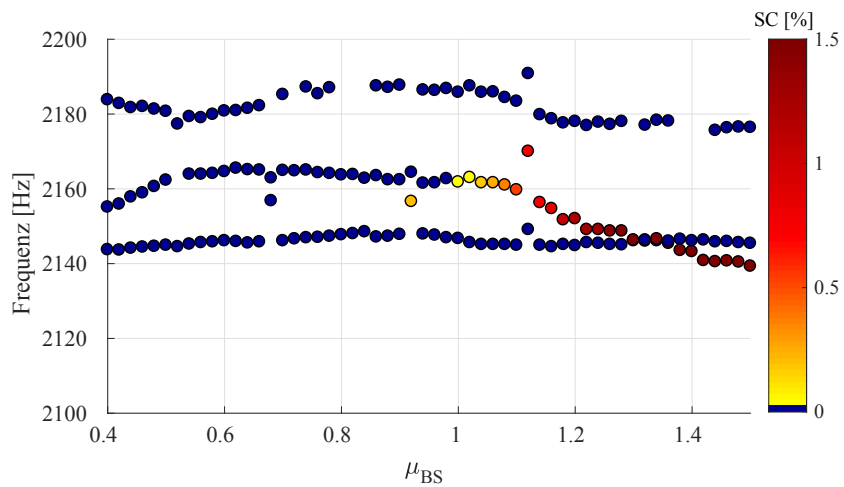
Abbildung 4.9: Entwicklung der Frequenzen und der Stabilität bei steigendem Reibwert für unterschiedliche Belaganschlagflächen; farblich gekennzeichnet sind die Eigenwerte mit positivem Realteil



(a) Kontaktflächen A4 (aussen komplett) axial fixiert und I1 (innen unten) axial fix



(b) Kontaktflächen A4 (aussen komplett) axial fixiert und I1 (innen unten) axial frei



(c) Kontaktflächen A4 (aussen komplett) axial frei und I1 (innen unten) axial fixiert

Abbildung 4.10: Entwicklung der Frequenzen und der Stabilität bei steigendem Reibwert für axial freie und axial fixierte Belaganschlagflächen; farblich gekennzeichnet sind die Eigenwerte mit positivem Realteil

es in den Schutzrechten [HSNM16c, HSNM16b, SHNM16, HSNM16d, HSNM16a] beschrieben ist.

Die Ergebnisse machen deutlich, dass durch eine Variation der Belagabstützkontakte und ihrer Zustände teilweise kritischere Situationen in Bezug auf das Bremsenquietschen herrschen können. Dies bestätigen die Prüfstandsergebnisse für einen Fahrtrichtungswechsel. Jedoch muss an dieser Stelle ebenfalls auf die getroffenen Annahmen verwiesen werden. Die Untersuchungen sind alle auf Basis der linearen Stabilitätsanalyse durchgeführt worden, obwohl bekannt ist, dass insbesondere der Belag-Sattel-Kontakt oft hoch nichtlineares Verhalten zeigt und durch den Fahrtrichtungswechsel eine Störung ins System eingebracht wird. Dadurch werden besonders die Ergebnisse des axial freien Kontakts unsicherer, da hier nichtlineare Haft-Gleit-Übergänge in einer Periode auftreten. Das nichtlineare Stabilitätsverhalten kann sich deshalb deutlich vom gezeigten unterscheiden, wie in Kapitel 4.3 weiter untersucht wird. Nichtsdestotrotz geben die linearen Untersuchungen Einblicke in die Variantenvielfalt, die insbesondere bei kleinen Bremsdrücken alleine im Bereich des Belaganschlages entstehen können. Es kann davon ausgegangen werden, dass ein deutlich geändertes lineares Stabilitätsverhalten auch zu einem geänderten Grenzyklus unter Einbeziehung der Nichtlinearitäten führt. Der Charme des vorgestellten linearen Ansatzes ist, dass dieser ohne großen Aufwand in die in der Industrie gängigen Verfahren (Robustheits- und Sensitivitätsanalyse auf Basis der KEA) implementiert werden kann, wie in [SNS16] ebenfalls berichtet. Im Folgenden wird dies auf das vereinfachte Bremsenmodell angewendet.

### 4.2.2 Erweiterung der linearen Robustheitsanalyse

Das in Kapitel 3.2.2 vorgestellte Konzept der Robustheitsanalyse kann nun um zwei Parameter erweitert werden: die Variation der Kontaktflächen am Belaganschlag und eine Variation der Kontaktzustände der Belaganschlagflächen vom inneren zum äußeren Bremsbelag. Abbildung 4.11 zeigt diese Erweiterung schematisch. Die Herausforderung in der Modellierung ist die beschriebenen Modelländerungen als Parameter zu formulieren, sodass eine einfache Übergabe der Parameter des Arbeitspunktes auf das Modell möglich ist. In dieser Arbeit erfolgte dies über separierte Input Decks für jede zu verändernde Kontaktbedingung, die mit Nummern benannt sind und somit vom Optimierer aufgerufen und einzeln eingebunden werden können. Ein weiterer Vorteil einer solchen Modellierung ist, dass nun der Einfluss der beiden neuen Parameter vom Optimierer ausgelesen werden kann und somit auch Rückschlüsse auf mögliche Gegenmaßnahmen getroffen werden können. Stellen sich z.B. viele Instabilitäten bei kleinen inneren Belaganschlag ein, so kann versucht werden, die Belagbewegung zu unterstützen oder die Belagfeder zu ändern, sodass dieser Zustand im Feld nicht vorkommt. Auch die Unterscheidung zwischen innerem und äußerem Bremsbelag ist einfach auslesbar.

Für ein festgelegtes Parameterset, welches in Tabelle 3.1 beschrieben ist, werden im ersten Schritt nur die Kontaktbedingungen bei gleichbleibenden vollen Belaganschlagflächen variiert. Dazu werden 70 statistisch gestreute Arbeitspunkte simuliert. Für das ideale vereinfachte FE-Modell ohne Produktionstoleranzen im Belagschacht dient diese Auswertung als Grundlage. Abbildung 4.12 zeigt die Auswertung der Anzahl aller instabiler 2,2 kHz

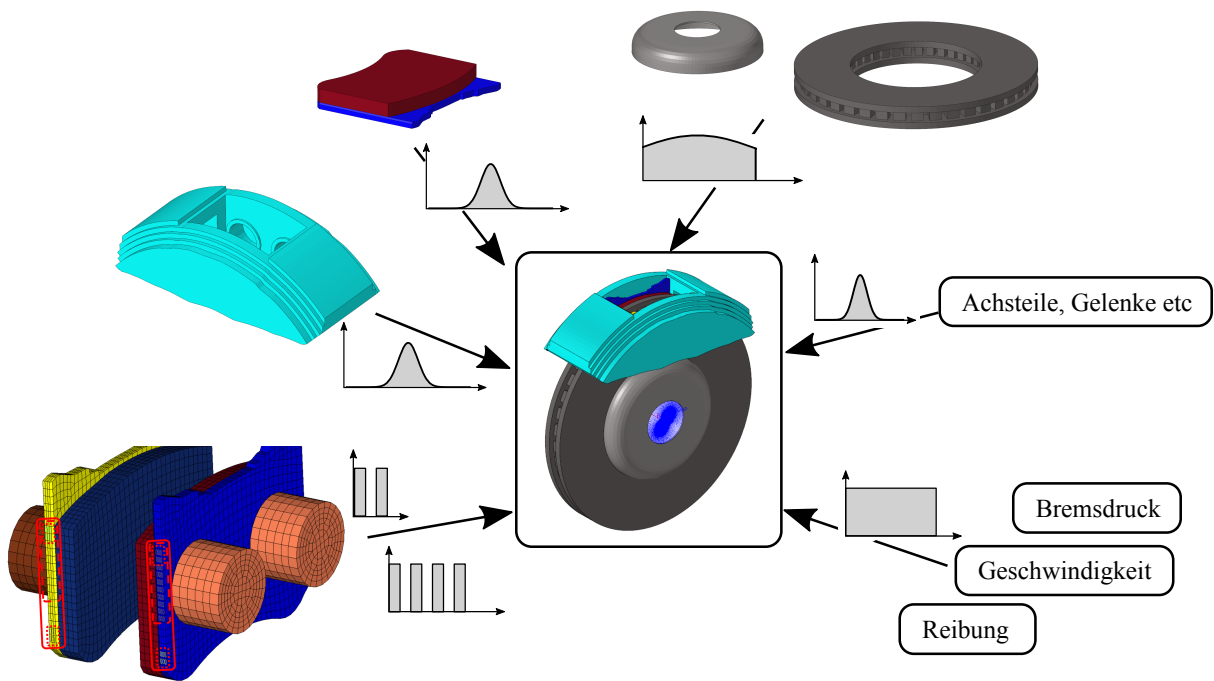


Abbildung 4.11: Eingangsparameter und ihre Verteilung in eine Robustheitsanalyse des Bremssystems zur Geräuschuntersuchung mit zusätzlich variierenden Kontaktbedingungen am Belaganschlag und Variation zwischen innerem und äußerem Belag

Moden. Für gleitende Beläge am Sattel ergibt sich die höchste Anzahl an instabilen Moden. Dabei sind 33% aller Arbeitspunkte instabil. Bei beidseitig haftenden Belägen sind es noch 31,5%. Außerdem fällt auf, dass bei den Rechnungen mit innen haftendem Belag nur 1,5% der Arbeitspunkte instabil sind. Eine asymmetrische Frequenzverschiebung durch die Belaganschlagkontakte zwischen innerem und äußerem Belag kann also bei diesem Bremsystem einen größeren Effekt haben, als eine beidseitige Änderung der Kontakte, was sich noch deutlicher in den Einzelauswertungen zeigt.

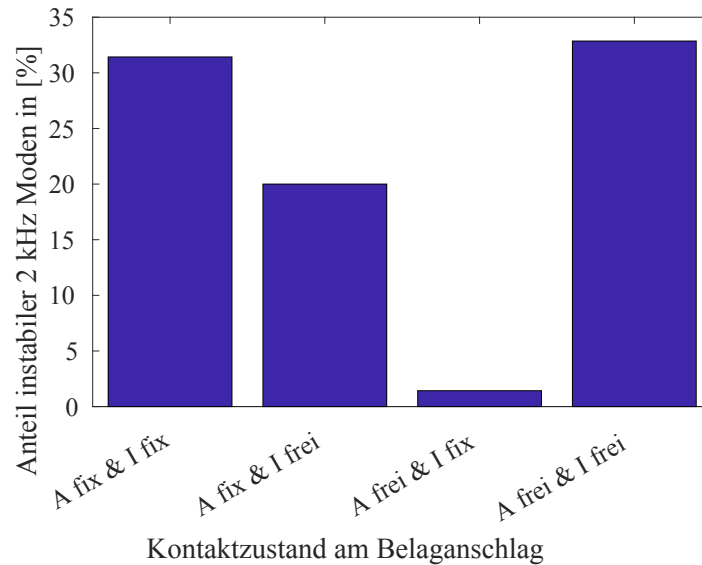


Abbildung 4.12: Summe instabiler 2,2 kHz Moden von Robustheitsanalysen mit jeweils 70 gleichen Arbeitspunkten, verschiedenen Kontaktzuständen am Belaganschlag und vollen Kontaktflächen

Im nächsten Schritt werden zusätzlich die Belaganschlagflächen in ihrer Größe variiert, wie es durch die Messungen der Druckverteilung im Belagschacht motiviert wird. Ziel ist somit, alle möglichen Kontaktzustände, die im realen Betrieb des Bremssystems und insbesondere beim Fahrtrichtungswechsel auftreten können, zu berechnen. Hierdurch lassen sich außerdem Sensitivitäten auf bestimmte Parameterkombinationen feststellen. Mit dem exakt gleichen Parameterset auf Basis von Tabelle 3.1 sind in Abbildung 4.13 die Summe der instabilen 2,2 kHz Moden aufgetragen, wobei alle Kontaktparameter in den Arbeitspunkten variiert wurden. Es zeigen sich deutliche Unterschiede zu den Ergebnissen mit vollen Kontaktflächen aus Abbildung 4.12. Die beidseitig fixierten Kontakte sind unter der Streuung der Parameter nicht mehr so kritisch wie zuvor identifiziert. Nur noch die beidseitig axial frei gleitenden Kontakte stellen eine kritische Situation dar.

Abbildung 4.14 zeigt die Aufschlüsselung dieser Übersicht nach Kontaktbedingung (haftend / gleitend) und in sich unterteilt durch die Größe der Belaganschlagflächen nach der Konvention, welche in Abbildung 4.8 eingeführt wurde.

Hierbei zeigt sich, dass die Tendenz der Kontaktzustände aus Abbildung 4.13 sich auch unter Variation der Anschlagflächen bestätigt. Beidseitig gleitende Beläge zeigen im Durch-

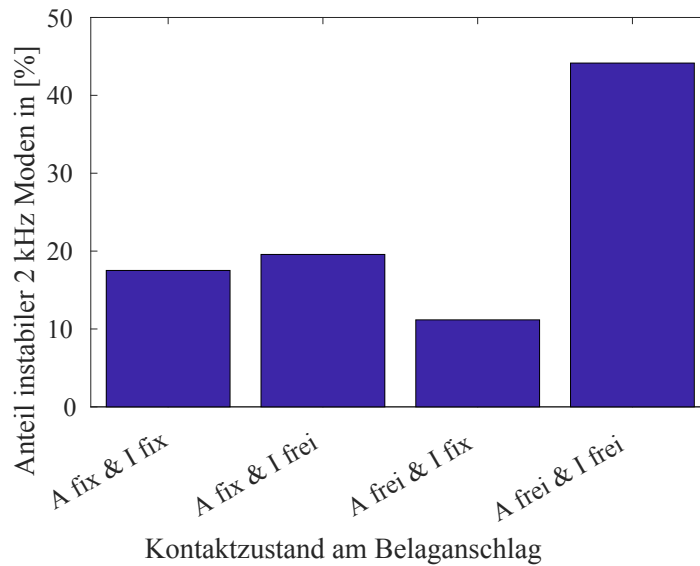


Abbildung 4.13: Summe instabiler 2,2 kHz Moden von Robustheitsanalysen mit jeweils 70 gleichen Arbeitspunkten, verschiedenen Kontaktzuständen am Belaganschlag und variierenden Kontaktflächen

schnitt deutlich mehr instabile Moden. Dies ist fast unabhängig von der Größe der Belaganschlagflächen. Eine Erklärung dafür ist, dass durch die Gleitbedingung nur noch ein Freiheitsgrad bei der Linearisierung festgehalten wird und somit sich die Größe der Kontaktfläche nicht mehr so stark auf die Eigenfrequenzen des Systems auswirkt. Jedoch gibt es auch Unterschiede. So zeigt sich bei beidseitig haftenden Belägen, dass der äußere Belag einen starken Einfluss auf das Stabilitätsverhalten hat. Bei mittel- (I2&A2) oder ganzflächigem (I4&A4) äußeren Belaganschlag treten deutlich mehr instabile Moden auf. Bei kleineren äußeren Kontaktflächen zeigen sich eher weniger Instabilitäten. Bei innen haftendem Belag mit einer mittel- (I2&A2) oder ganzflächigen (I4&A4) Kontaktfläche ist das System ebenfalls tendenziell stabiler. Bei außen haftendem Belag zeigt sich nur eine Änderung bei der Kontaktfläche oben (I3&A3), bei der das System im Durchschnitt stabiler wird.

Abbildung 4.15 zeigt die Auswertung der gesamten Robustheitsanalyse nach dem kritischen Reibwert zwischen Belag und Scheibe, da die Höhe des kritischen Reibwertes oft in der Praxis auch als Gütegrad einer Bremse in Bezug auf die Quietschneigung angeben wird. Die Anzahl der kritischen Moden einer Kontaktkonfiguration aus Abbildung 4.14 ist in die Reibwerte der Arbeitspunkte weiter unterteilt. Hierdurch zeigt sich, dass bis auf die Konfiguration mit beidseitig gleitenden Belägen sehr wenig Arbeitspunkte mit einem Reibwert von kleiner eins zu instabilen Moden führen. Die Verteilung über die Kontaktflächen folgt der Tendenz, die aus Abbildung 4.14 zu sehen war. Ebenfalls ist der durch die Kontaktbedingung am Belaganschlag veränderte kritische Reibwert zu sehen. Nur bei den Kontaktbedingungen von Abbildung 4.15b (beidseitig axial frei) können Instabilitäten im Bereich  $0,5 < \mu_{BS,krit} < 0,6$  auftreten. Ansonsten sind die kritischen Reibwerte auch



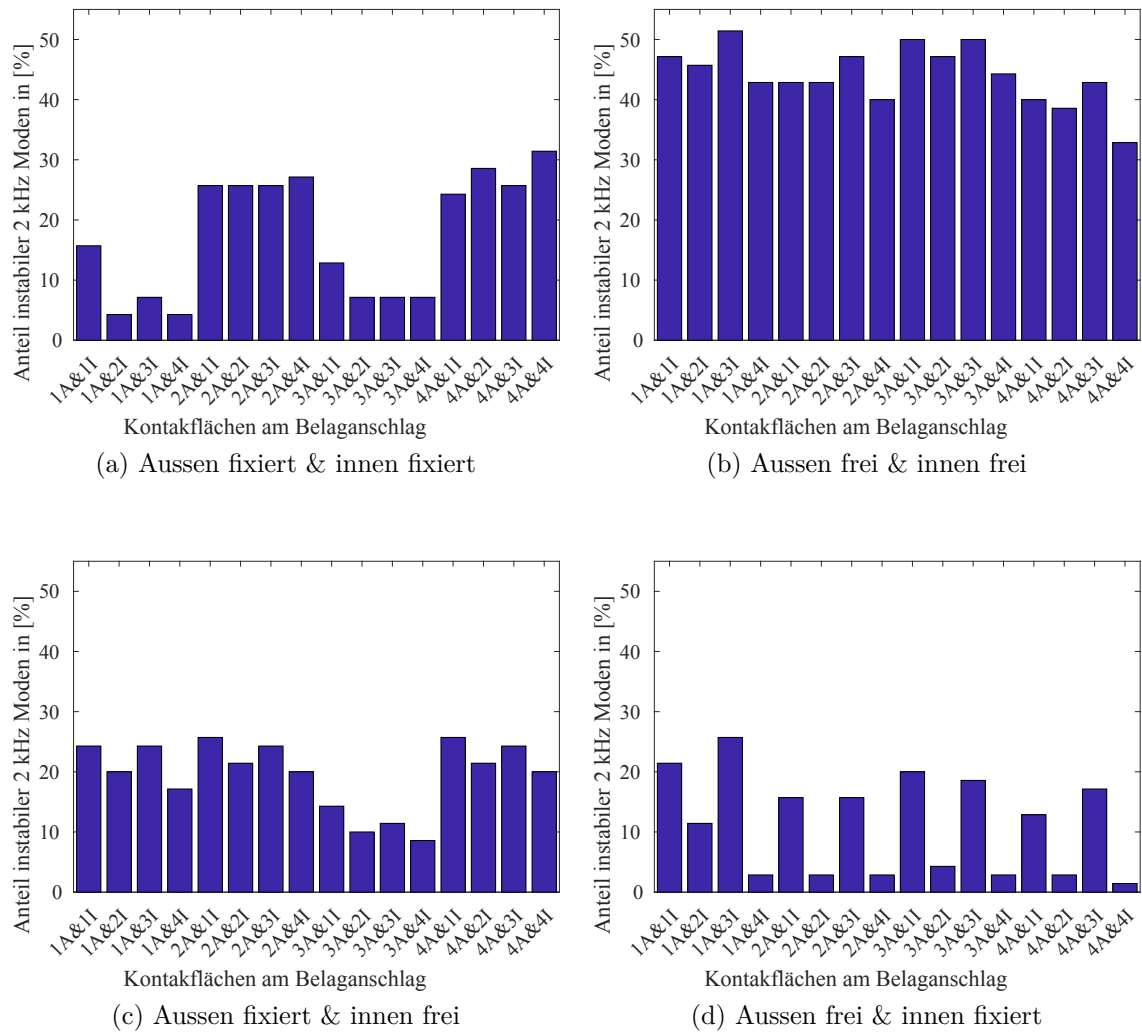


Abbildung 4.14: Summe instabiler 2,2 kHz Moden von Robustheitsanalysen mit jeweils 70 gleichen Arbeitspunkten und verschiedenen Kontaktzuständen am Belaganschlag und variierenden Kontaktflächen

mit Streuung der Parameter sehr stabil. Auffällig in den Abbildungen 4.15a,c und d ist ebenfalls, dass nach anfänglichen Instabilitäten im Bereich  $0,6 < \mu_{BS,krit} < 0,7$  erst wieder ab  $\mu_{BS,krit} \lesssim 0,9$  einige Arbeitspunkte instabil werden können.

Abschließend lässt sich sagen, dass bei der Konzeption eines Bremssystems die Anzahl der möglichen Kontaktzustände minimiert werden sollte, sodass nicht gegen die gezeigte Vielfalt der Variation optimiert werden muss. Die Belaganlage sollte idealerweise nur einen Zustand haben und diesen sehr schnell annehmen.

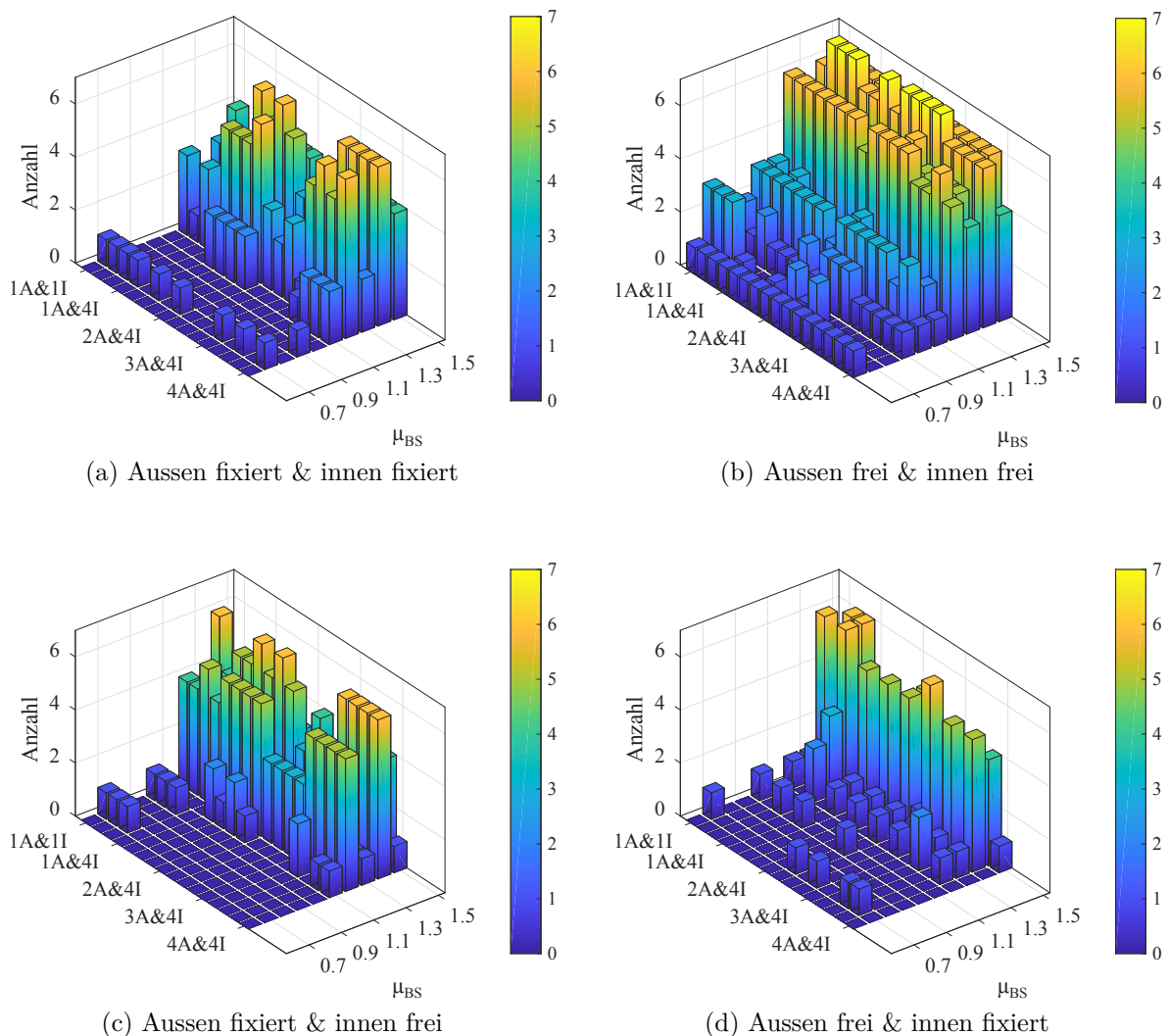


Abbildung 4.15: Anzahl instabiler 2,2 kHz Moden aufgeschlüsselt nach dem Reibwert zwischen Belag und Scheibe von Robustheitsanalysen mit jeweils 70 gleichen Arbeitspunkten und verschiedenen Kontaktzuständen am Belaganschlag und variierenden Kontaktflächen

### 4.3 Nichtlineare Stabilitätsuntersuchung des Fahrtrichtungswechsels

Das betrachtete Modell und auch das reale Bremssystem besitzen mehrere Nichtlinearitäten, die zu Verzweigungen der Lösungsäste und damit zu unterschiedlichen stabilen Grenzyklen führen können, wie das Minimalmodell aus Kapitel 2.2.2 zeigt. Welcher Ast des Lösungsraumes angefahren wird, hängt dabei von den Anfangsbedingungen ab. Die Druckfolienmessungen aus Abbildung 4.4 zeigen außerdem eine deutliche Veränderung der Größe der Kontaktflächen am Belaganschlag beim Fahrtrichtungswechsel. Dies kann als

Variation der Kontaktsteifigkeiten dieser Fügestelle interpretiert werden, was im Minimalmodell aus Kapitel 2.2.2 ebenfalls starke Einflüsse auf das nichtlineare Stabilitätsverhalten zeigt und zu subkritischem Systemverhalten führen kann. Der Fahrtrichtungswechsel ändert also die Kontaktflächen der Beläge zum Sattel und damit die Kontaktsteifigkeiten, teilweise auch unterschiedlich vom inneren zum äußeren Belag. Darüber hinaus stört dieses Fahrmanöver das System gleichzeitig durch den Stoß der Beläge am Sattel in einer bestimmten Art.

Die wichtige Frage bei all den möglichen Lösungen ist jedoch, welche Lösungen sind realistisch, d.h. welche Anfangsbedingungen kann das Bremssystem im realen Fahrbetrieb annehmen. Da der Lastfall Parkieren erfahrungsgemäß besonders auffällig auf solch ein Verzweigungsverhalten ist, sollen im Folgenden die Anfangsbedingungen untersucht werden, die das Bremssystem beim Fahrtrichtungswechsel annehmen kann. Eine andere Möglichkeit stellt Vermot des Roches in [Roc11] vor, indem hier künstlich mit den Systemmoden angeregt wird. Der Fokus in dieser Arbeit soll jedoch in den realistischen Störungen liegen, sodass der Übertrag zum Fahrtrichtungswechsel gemacht werden kann.

Wie die Analyse in Kapitel 4.1 gezeigt hat, ist die Hauptveränderung beim Fahrtrichtungswechsel die Bewegung des Belages aufgrund des Spiels, das dieser im Bremssattel hat. Dies ist in jedem Bremssystemtyp zu beobachten, zeigt sich jedoch in einem Festsattel mit flachem Belaganschlag als besonders kritisch. Diese Bewegung führt auf zwei Arten von geänderten Anfangsbedingungen. Zum einen liegt der Belag teilweise unterschiedlich an, ähnlich den linearen Untersuchungen in Kapitel 4.2. Zum anderen führt der Spalt zu einer Bewegung des Belages was zu einer Störung beim Auftreffen des Belages am Sattel führt. Der zusätzliche Lenkeinschlag, welcher beim Parkieren ebenfalls auftritt und der damit einhergehende veränderte Verspannungszustand wird in dieser Arbeit nicht untersucht, sollte jedoch in zukünftigen Arbeiten miteinbezogen werden.

Im Folgenden werden verschiedene realistische Anfangsbedingungen mithilfe der Zeitintegration des ganzen Systems untersucht, wie es in [SNHS] veröffentlicht ist. Der Fokus liegt auf dem Grenzzyklus mit einer Frequenz um die 2 kHz, da diese Frequenz auch am Prüfstandsversuch die größte Sensitivität auf den Fahrtrichtungswechsel zeigt.

#### 4.3.1 Verzweigungen bei unterschiedlichen Fahrzyklen

Ein Fahrtrichtungswechsel kann im Fahrzeug unterschiedlich erfolgen. Der Fahrer kann z.B. vorwärts fahren und bremsen, dann von der Bremse gehen und beginnen rückwärts zu fahren und anschließend wieder bremsen. Dies soll im Folgenden als *Schaltzyklus* bezeichnet werden, wie in Abbildung 4.16 dargestellt. Als *Automatikzyklus* wird im Folgenden der Fahrtrichtungswechsel unter konstantem Bremsdruck bezeichnet. Die Auswirkung auf die Bewegung des Bremsbelages ist signifikant, da im Automatikzyklus auch während der Belagbewegung von Einlauf zu Auslauf der Belag vollständig anliegt.

Die volle Simulation dieser Vorgänge ist numerisch sehr aufwendig und soll deshalb im Folgenden beispielhaft an einem Arbeitspunkt gezeigt werden. Es wird davon ausgegangen, dass der Kolben den Belag nicht festhält, wie es z.B. mit Klebefolien der Fall ist und der Belag somit am Kolben rutschen kann. Abbildung 4.17 zeigt das Wasserfalldiagramm der Geschwindigkeit eines Scheibenknotens für beide Zyklen. Nach ca. 0,02 s und 0,1 s trifft der

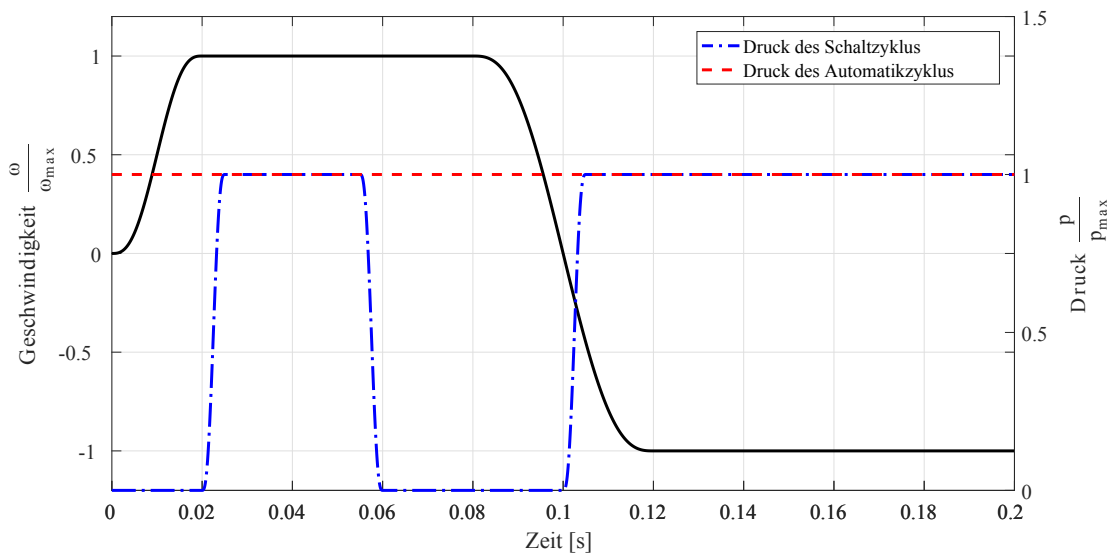


Abbildung 4.16: Verlauf der Geschwindigkeit und des Bremsdruckes bei zwei unterschiedlichen Fahrzyklen des Fahrtrichtungswechsel

Belag einlaufseitig bzw. auslaufseitig auf den Sattel, was das gesamte Frequenzband anregt. Danach klingt jedoch die 2,2 kHz Mode nicht mehr ab, bzw. steigt teilweise weiter. Im Vergleich mit den Lösungen desselben Arbeitspunktes ( $\mu_{BS} = 0,4$ ) mit anliegendem Belag und ohne Störung ist deutlich zu sehen, dass die Lösung des Automatikzyklus auf einen anderen Ast durch den Fahrtrichtungswechsel gesprungen ist und sich nun ein höherer Grenzzyklus ausbildet, obwohl die Ruhelage stabil ist. Außerdem zeigt Abbildung 4.17 auch, dass es möglicherweise mehrere stabile Grenzzyklen bei den gegebenen Parametern gibt. So zeigt sich auch beim Schaltzyklus vor dem zweiten Impuls ein aufschwingendes Verhalten.

Trotz der gezeigten beiden beispielhaften Fahrzyklen muss eine ganzheitliche Untersuchung der durch die Kinematik des Belages ausgelösten Verzweigungen auch Verschleiß, Verschmutzung etc. miteinbeziehen, was unter Umständen die Belagbewegung und auch den Impuls durch das Auftreffen des Belages ändert. Insbesondere der durch den Verschleiß erzeugte Bremsstaub kann hier dämpfende Wirkung, aber auch eine Änderung der Kontaktsituation am Belaganschlag bei den gewählten kleinen Bremsdrücken und Geschwindigkeiten hervorrufen und sollte weiter untersucht werden.

### 4.3.2 Verzweigungen bei unterschiedlichen Belagstellungen des Automatikzyklus

Diese beispielhaften Rechnungen verdeutlichen die in den vorangegangenen Kapiteln gemachten Untersuchungen über den Einfluss der Nichtlinearitäten. Es zeigt sich jedoch auch, dass die Art der Störung die Konvergenz der Lösung beeinflusst. Durch die Druckfolienmessungen motiviert, werden im Folgenden verschiedene reale Belagstellungen auf ihre Auswirkungen untersucht, wie es auch schon in [SKS17] veröffentlicht ist. Dies er-

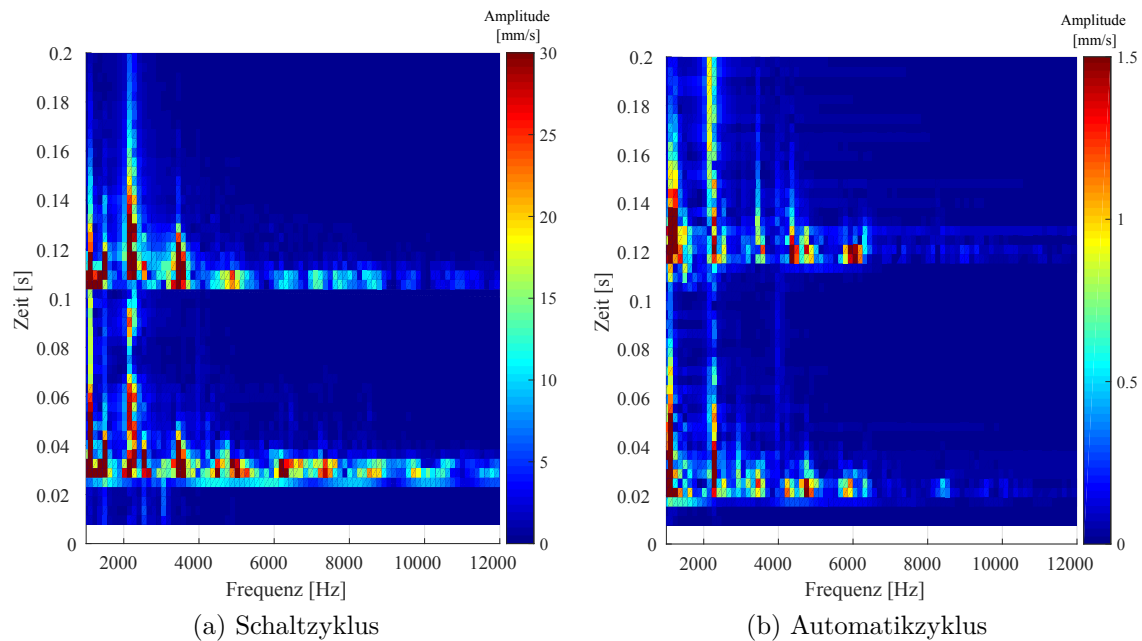


Abbildung 4.17: Axiale Geschwindigkeit eines Scheibenknotens bei unterschiedlichen Fahrzyklen

folgt wieder beispielhaft für den gewählten Arbeitspunkt und hat damit keine allgemeingültige Aussagekraft. Vielmehr sollen die Untersuchungen verdeutlichen, wie das Einzugsgebiet der entstehenden Grenzzyklen vermutlich aussieht, bzw. wie weit entfernt die Lösung vom kritischen Reibwert aus der linearen Stabilitätsuntersuchung ist. Motiviert durch die Erfahrungen am Bremsenprüfstand wird im Folgenden nur der als *Automatikzyklus* bezeichnete Bremsdruck und Geschwindigkeitsverlauf untersucht. Die Belagbewegung unter Druck stellt hierbei eine besonders kritische Situation dar, welche beim Schaltzyklus so nicht existiert.

Abbildung 4.18 zeigt die Zeitsimulation mit vier verschiedenen Anfangsbelagpositionen. In Abbildung 4.18a und b ist der Belag parallel weg vom Belaganschlag des Sattels verschoben worden. Durch die Reibkraft zwischen Belag und Scheibe wird der Belag anschließend an den Anschlag bewegt und bei  $\sim 0,02$  s ist wahrscheinlich ein Impuls zu sehen, der viele Frequenzen anregt, wie er auch schon bei den Fahrzyklen zu sehen war. Danach klingen die meisten Frequenzen ab und es bleibt ein 2 kHz Grenzzyklus, bzw. zeigt sich ein aufklingendes Verhalten in dieser Frequenz. Die Amplitude des stabilisierten Grenzzyklus in Abbildung 4.18a ist deutlich höher als die in Abbildung 4.18b. In Abbildung 4.18c und d liegt der Belag an der oberen bzw. unteren Kante am auslaufseitigem Anschlag an, ist jedoch mit bzw. gegen den Uhrzeigersinn verdreht. Diese Belagstellung ist so auch in den Druckfolienmessungen zu sehen. Überraschenderweise bildet nur die dem Uhrzeigersinn verdrehte Belagstellung mit den gewählten Parametern einen stabilen Grenzzyklus aus. Darüber hinaus ist eine instabile Mode 10 kHz zu erkennen, welche ebenfalls nur bei höheren Reibwerten oder schwächerer Dämpfung zu sehen war.

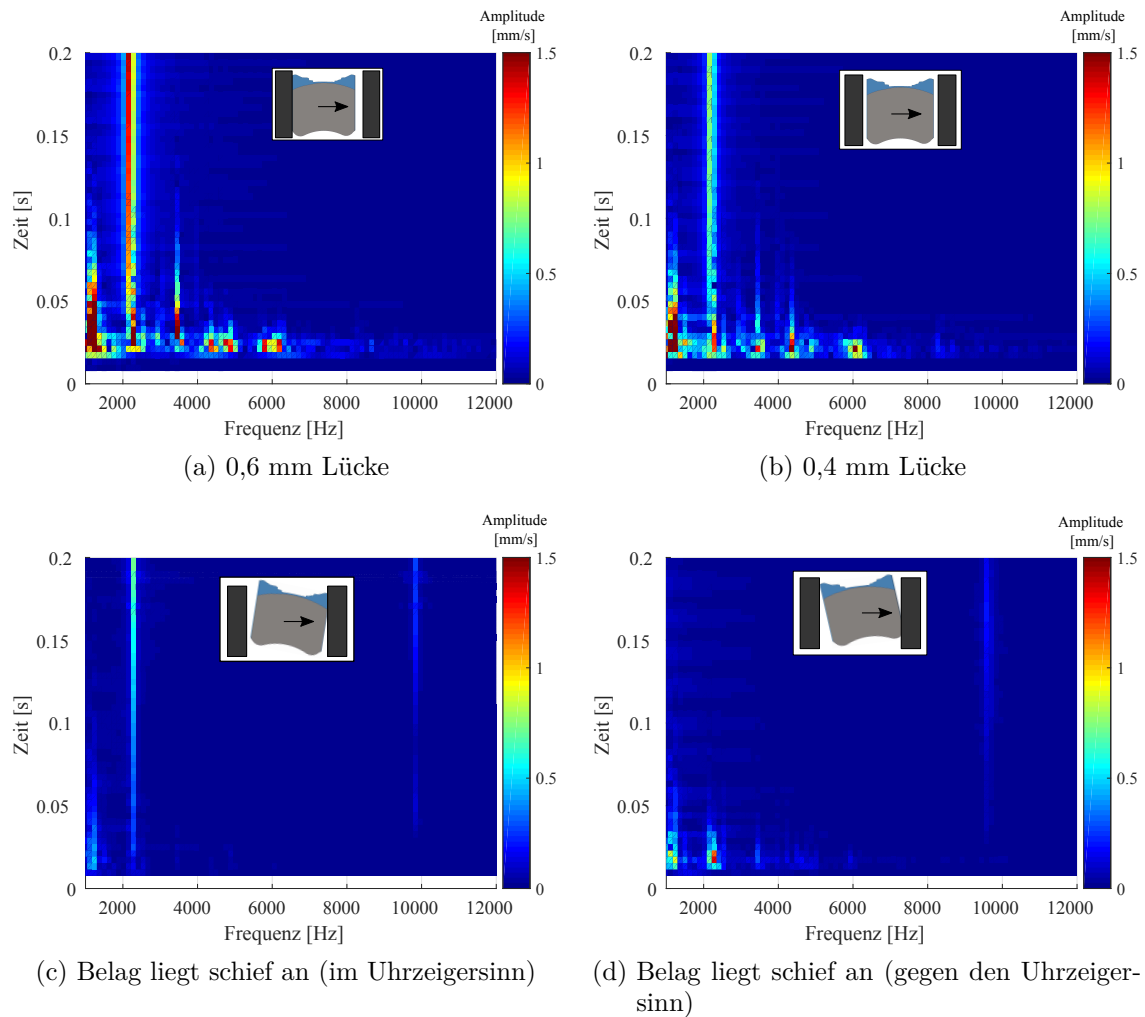


Abbildung 4.18: Axiale Geschwindigkeit eines Scheibenknoten bei anfänglich unterschiedlichen Belagstellungen

Die Untersuchungen des Systems mit verschiedenen Fahrzyklen und Belagstellungen haben unterschiedliche stabile Grenzyklen gezeigt. Jedoch fällt auf, dass trotz teilweise unterschiedlicher Amplitude die Frequenz der Grenzyklen fast gleich war. So zeigten sich immer wieder Grenzyklen mit einer Frequenz von  $\sim 2$  kHz, welche auch am Prüfstand sehr präsent war. Auch die  $\sim 10$  kHz konnte am Prüfstand gefunden werden, wobei hier keine Auffälligkeiten mit unterschiedlichen Fahrzyklen festgestellt werden konnte. Die Beobachtungen legen nahe, dass trotz bekannter Sensitivität auf Dämpfungen und Anfangsbedingungen das System immer wieder in ähnliche Verzweigungen rutscht. Dies kann bei der Suche nach Methoden für eine Grenzyklusapproximation hilfreich sein. Ein wichtiger Faktor dabei ist sicherlich die Eigenmode der Scheibe, welche z.B. bei 2 kHz die sehr typische  $K(0,3)$  'Out-of-Plane' Eigenmode hat. Die Störungen müssen also zum einen die Nichtlinearitäten stören und zum anderen die Bremsscheibe zumindest teilweise in axialer Richtung anregen. Die Systemmoden mit einem dominanten Anteil der 'Out-of-Plane' Scheibenmoden ist also

nicht nur für die Folgekräfte-Instabilität sehr attraktiv, sondern fördert auch die nichtlinearen Übergänge am Bremsbelag. Eine axiale Scheibenschwingung hat zur Folge, dass die Kontaktflächen des Belages sich ändern. Im diskretisierten FE-Modell finden hier dann Haft-Gleit bzw. Auf-Zu-Übergänge statt. Gleiches gilt für die Belaganlagefläche. Bei einer axialen Bewegung der Bremsscheibe finden hier auch verstärkt nichtlineare Übergänge statt. Dies kann eine mögliche Erklärung für die Sensitivität dieser Moden auf Störungen sein und sollte bei der Erstellung von Gegenmaßnahmen und neuen Sattelkonzepten berücksichtigt werden.

### 4.3.3 Verzweigungen des Automatikzyklus in Abhängigkeit der Dämpfung

Aus der Literatur ist bekannt, dass sich das Verzweigungsverhalten bei subkritischen Hopf-Bifurkationen ändern kann, wenn Dämpfung hinzugenommen wird (z.B. [KTZ<sup>+</sup>15]). Im Folgenden wird dies auf das untersuchte FE-Modell angewandt und weiter untersucht.

Um den numerischen Aufwand in Grenzen zu halten, werden drei prinzipielle Untersuchungen durchgeführt. Zuerst wird eine komplexe Eigenwertanalyse durchgeführt, wie in Kapitel 3.2 beschrieben. Dann wird eine Zeitintegration mit perfekt anliegendem Belag und anschließend eine Zeitintegration mit stoßendem Belag durchgeführt. Die Dämpfung der linearen Analyse wird an die Zeitintegration angepasst. Da eine Zeitintegration eine eigene numerische Dämpfung aufweist, wird der komplexen Eigenwertberechnung noch eine globale Dämpfung aufgeprägt. Mit dem Zeitintegrationsparameter  $\alpha_{\text{HHT}} = -0,1$  und der Zeitschrittweite von  $t = 0,003$  s ergibt sich eine numerische Dämpfung mit dem HHT- $\alpha$ -Verfahren nach Gleichung (3.32) bei 2,2 kHz von  $\xi_{2,2\text{kHz}} = 0,0021$  für einen linearen Schwinger. Dies wird durch eine globale steifigkeitsproportionale Materialdämpfung in der linearen Stabilitätsanalyse miteinbezogen und soll dadurch annähernd gleich sein. Dies ist strenggenommen nicht korrekt, da die nichtlineare Antwort aus der Zeitintegration keine konstante modale Dämpfung aufweist, soll jedoch an dieser Stelle genügen. Aus

$$\xi_{2,2\text{kHz}} \approx \xi_{\text{Ray},i} = \frac{\alpha_{\text{Ray}}}{2\omega_i} + \frac{\beta_{\text{Ray}}\omega_i}{2} \quad (4.1)$$

folgt für  $\alpha_{\text{Ray}} = 0$  rad/s dann  $\beta_{\text{Ray}, 2,2\text{kHz}} = 3,4 \cdot 10^{-7}$  s/rad.

Variiert wird anschließend in den drei Rechnungsarten die Dämpfung des Belagmaterials in gleicher Höhe. Bei höheren Dämpfungen steigt meistens auch die Höhe des Hopfpunktes, da der Realteil des Eigenwertes ins Negative verschoben wird. Ausnahmen dazu bilden Kreuzkorrelationen, bei der durch Dämpfen anderer Moden die komplexe Schwingform des untersuchten Eigenwerts aus gerade den natürlichen Moden besteht, die weniger von der Dämpfung betroffen sind und der Einfluss der gyroskopischen Terme, welche ebenfalls zu einer nicht intuitiven Vergrößerung des Instabilitätgebietes bei höherer Dämpfung führen können. Damit Faltpunkt und Hopfpunkt bei höherer Dämpfung zusammenfallen, muss sich der kritische Bifurkationsparameter, an dem der Faltpunkt auftritt, bei mehr Dämpfung auch mehr ändern, als der des Hopfpunktes.

Für die Grenzyklen der Zeitintegration wurde aus numerischen Gründen eine sehr kurze Zeitspanne gewählt. Dadurch kann nicht abschließend geklärt werden, wie groß die endgültige Grenzyklusamplitude ist, sondern nur, ob die Mode aufklingt. Bei nicht-periodischen

stationären Lösungen (wie z.B. bei quasi-periodischen, chaotischen oder auf ähnliche Weise irreguläre Lösungen) würde nie eine konstante Amplitude erreicht werden, was ebenfalls nicht beobachtet werden kann. Bei der Anfangsbedingung, die einen Stoß verursacht, stellt sich außerdem in der Nähe des Gleichgewichts aus aufklingenden und abklingenden Anteilen der stabile Grenzzyklus nur sehr langsam ein. Bei der Auswertung kann es dabei zu falschen Tendenzen kommen, wie in Abbildung 4.19 beispielhaft dargestellt. Hier ist der zeitliche Verlauf der Geschwindigkeit eines Scheibenknotens, das Wasserfalldiagramm dieses zeitlichen Verlaufs und Ausschnitte der 1 und 2 kHz Bereiche des Wasserfalldiagramms dargestellt. Nach dem Stoß stellt sich ein Einschwingvorgang ein, bei dem mehrere Moden auf- und abklingen. Nach 0,08 s sieht es bei der 2 kHz Mode so aus, als ob sie aufschwingt, jedoch wird dies durch einen alternierenden Vorgang überlagert. Insbesondere die Frequenzen bei ca. 1 kHz sind ebenfalls stark alternierend, wie in Abbildung 4.19c dargestellt. Die Energien tauschen sich zwischen diesen Moden noch zu stark aus und eine Abschätzung über das Konvergenzverhalten ist schwierig. Bei längerer Simulationszeit sieht man, dass es sich eigentlich um eine abklingende 2 kHz Mode handelt, wie in Abbildung 4.19d gezeigt. Dies muss bei der Auswertung beachtet werden. Bei unsicheren Tendenzen wurde deshalb länger simuliert.

In Abbildung 4.20 und 4.21 sind beispielhaft zwei Fälle und ihre Lage in der schematischen Stabilitätskarte dargestellt und es ist so lange simuliert worden, bis sich ein stabiler Grenzzyklus einstellt.<sup>1</sup> Beide Fälle sind sehr nahe an der Bifurkationsgrenze und verdeutlichen die Schwierigkeit, die eine nichtlineare Stabilitätsanalyse mit großen FE-Modellen macht. Abbildung 4.20b zeigt einen sich einstellenden 2 kHz Grenzzyklus, obwohl das System in der Gleichgewichtslage stabil ist. Nur im Falle von Abbildung 4.20a hätte die lineare Stabilitätsanalyse zum richtigen Ergebnis geführt und zwar, dass es in keiner Frequenz quietschen wird. Jedoch ist trotzdem völlig unklar, wie sich das System mit anderen Anfangsbedingungen verhalten wird. Hier muss durch effiziente Modellreduktionsverfahren eine Möglichkeit gefunden werden, das Verzweigungsverhalten von großen FE-Systemen einschätzen zu können.

Es werden zwei beispielhafte Anfangsbedingungen für die Untersuchung des Verzweigungsverhaltens in Bezug auf die Belagdämpfung gewählt. Zum einen startet die Rechnung mit einer 0,4 mm Lücke zwischen Belag und Sattel und zum anderen liegt der Belag schon von Start an am Sattel an, jedoch wird der Solverstart nicht geglättet, sodass noch eine geringe Störung im System ist. Dadurch soll eine Abschätzung über die sich einstellenden Grenzzyklen getroffen werden. Abbildung 4.22 zeigt die Zusammenfassung dieser Untersuchung. Darüber hinaus ist das lineare Stabilitätsgebiet mit gleichen Dämpfungen dargestellt. Zunächst ist festzustellen, dass die instabilen Bereiche aus der Linearisierung um die Ruhelage auch mit Dämpfung nicht das eigentliche Verhalten des Systems abbilden. Es sind aufklingende 2 kHz Schwingungen jenseits der linearen Stabilitätsgrenze zu beobachten, wie die '+' Symbole in Abbildung 4.22 zeigen. Wie zu erwarten war, verringert die Belagdämpfung im Allgemeinen die Neigung des Systems aufzuklingen. Mit geringer Störung ist dieser Dämpfungseinfluss stärker, wie mit anfänglicher Störung durch den Stoß. Es

---

<sup>1</sup>Bei den beiden mit Stoß beaufschlagten Simulationen war der Grenzzyklus nur eine kurze Zeit stabil. Danach fiel er wieder ab und eine 4,3 kHz Mode, die eine (0,4) Scheibenmode hat, klang auf und wieder ab.



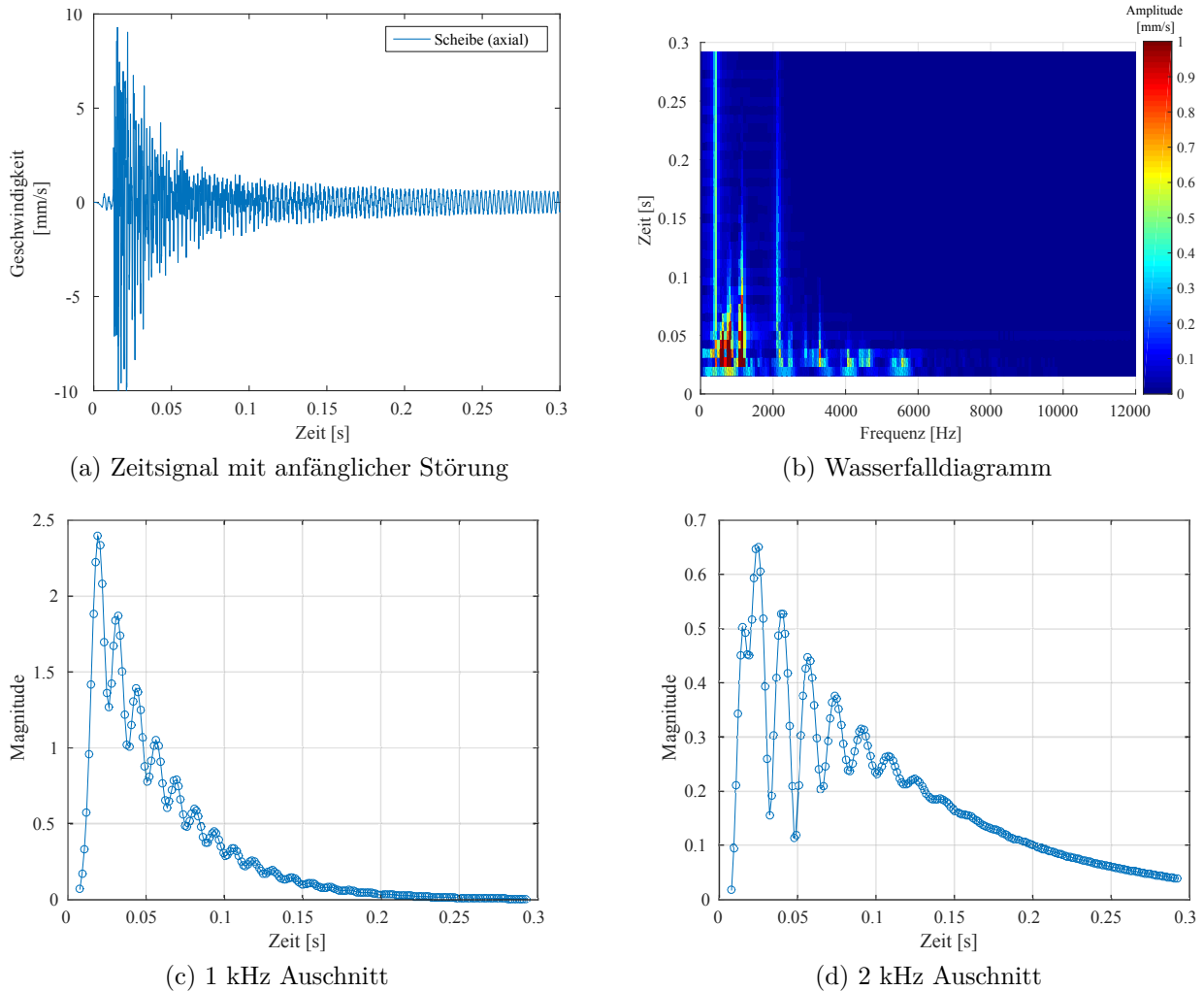


Abbildung 4.19: Beispielhafte Auswertung eines Scheibenknotens bei  $\mu_{BS}=0,3$ ; es sind konkurrierenden Moden sichtbar mit alternierenden Amplituden; eine zu kurze Simulation kann hier zu falschen Schlüssen führen

muss also auch hier eine Unterscheidung nach Anfangsbedingungen und damit der unterschiedlichen Grenzzyklen getroffen werden. Im Vergleich der nichtlinearen mit den linearen Stabilitätsgebieten fällt auf, dass die Hopfpunkte der linearen Lösung weniger stark mit der Dämpfung steigen, als bei der nichtlinearen Rechnung ohne Störung, wie in Abbildung 4.22b zu sehen ist. Insbesondere bei der Linearisierung mit beidseitig gleitenden Belägen könnten Hopf- und Faltpunkt bei höherer Dämpfung zusammenfallen, was z.B. in [KTZ<sup>+</sup>15] anhand eines Minimalmodells schon gezeigt wurde. Bei der Linearisierung mit haftenden Belägen am Sattel steigen die Hopfpunkte in Bezug auf die kritische Reibung stärker als mit beidseitig gleitenden Belägen. Es ist aus den gerechneten Punkten nicht möglich abzuschätzen, ob die Hopfpunkte und Faltpunkte aus der Zeitintegration zusammenfallen. Höhere Reibwerte können jedoch aufgrund von zu vielen anderen aufklingenden Moden nicht gerechnet, bzw. untersucht werden. Die Einflüsse der anderen aufklingenden Teile

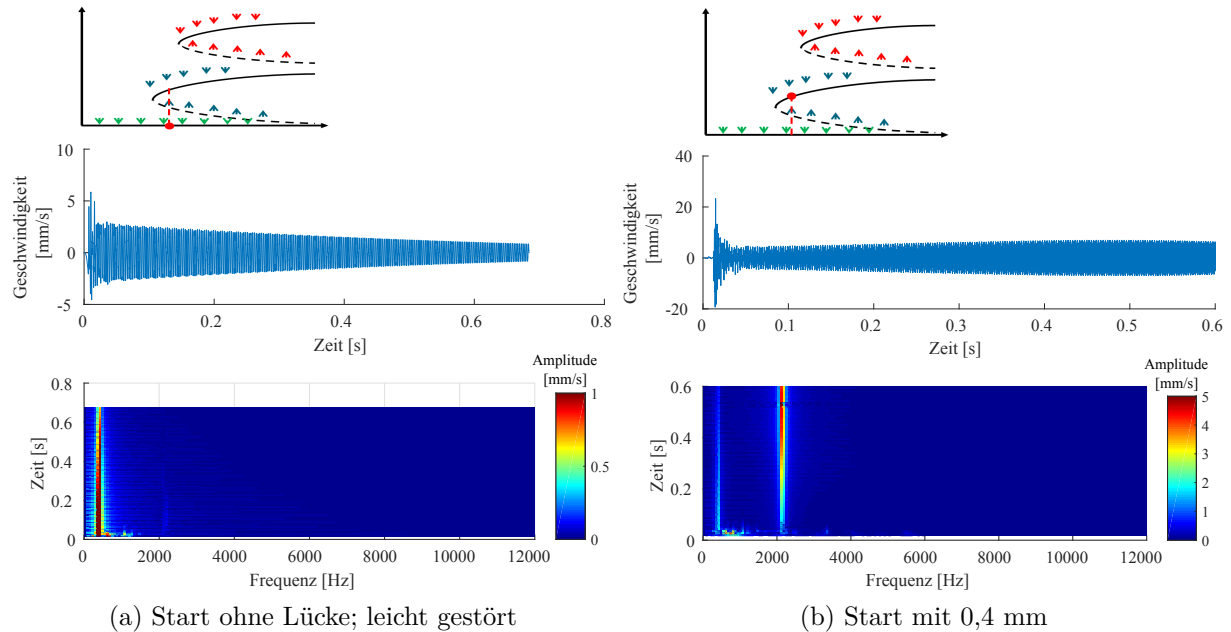


Abbildung 4.20: Beispielpfote Auswertung bei  $\mu_{BS}=0,6$  und einer Belagdämpfung von  $\beta_{Ray} = 1 \cdot 10^{-5}$  s/rad; abhängig von den Anfangsbedingungen klingt die Schwingung entweder ab, oder es stellt sich ein stabiler Grenzzzyklus ein

auf den 2,2 kHz Grenzzzyklus sind dabei zu groß. Bei der Zeitintegration mit anfänglicher Lücke und Stoß des Belages am Sattel sind die Verläufe sehr ähnlich, wobei sich ein etwas höherer Gradient des Faltpunktes einstellt. Insbesondere für höhere Dämpfungen ist der Abfall der Amplitude nach dem Stoß jedoch sehr gering, was eine Unsicherheit in die Auswertung mit einbringt, wie in Abbildung 4.20 und 4.21 diskutiert. Wie in Abbildung 4.22a zu sehen ist, sinken die Amplituden bei einer Belagdämpfung von  $\beta_{Ray} = 4 \cdot 10^{-5}$  s/rad für alle Reibwerte. Für diese Punkte wurde deshalb mit längerer Simulationszeit gerechnet und es zeigt sich, dass sich für einen Reibwert von  $\mu_{BS} \leq 0,8$  kein stabiler Grenzzzyklus einstellt. Dies spricht dafür, dass dieser Faltpunkt sich ebenfalls den Hopfpunkten und damit dem Stabilitätsgebiet der linearen Berechnung nähern.

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass sich wahrscheinlich auch in einem realistischen Bremsmodell durch Hinzugabe von Dämpfung die Faltpunkte den Hopfpunkten annähern und somit das nichtlineare Stabilitätsgebiet sich dem linearen annähert. Dies geschieht jedoch erst bei hohen und wenig physikalischen Dämpfungen und Reibwerten, sodass die Relevanz und Anwendbarkeit dieser Erkenntnis fraglich ist.

Bei realistischen Dämpfungswerten zeigt sich, wie schon beschrieben, eine große Diskrepanz zwischen dem linearen und nichtlinearen Stabilitätsgebiet. Der kritische Reibwert zwischen Belag und Scheibe sinkt bei keiner Dämpfung durch die Störungen unter  $\mu_{BS,krit} = 0,4$ . Bei einer geringen Störung treten auch schon bei ca.  $\mu_{BS,krit} = 0,5$  aufklingende 2,2 kHz Schwingungen auf. Dies ist weit entfernt von den Ergebnissen des linearen Stabilitätsgebietes. Im Folgenden wird weiter untersucht, wie gut sich die Tendenzen der linearen Stabilitätsanalyse für typische Parameter auf die gestörte Lösung projizieren lassen.

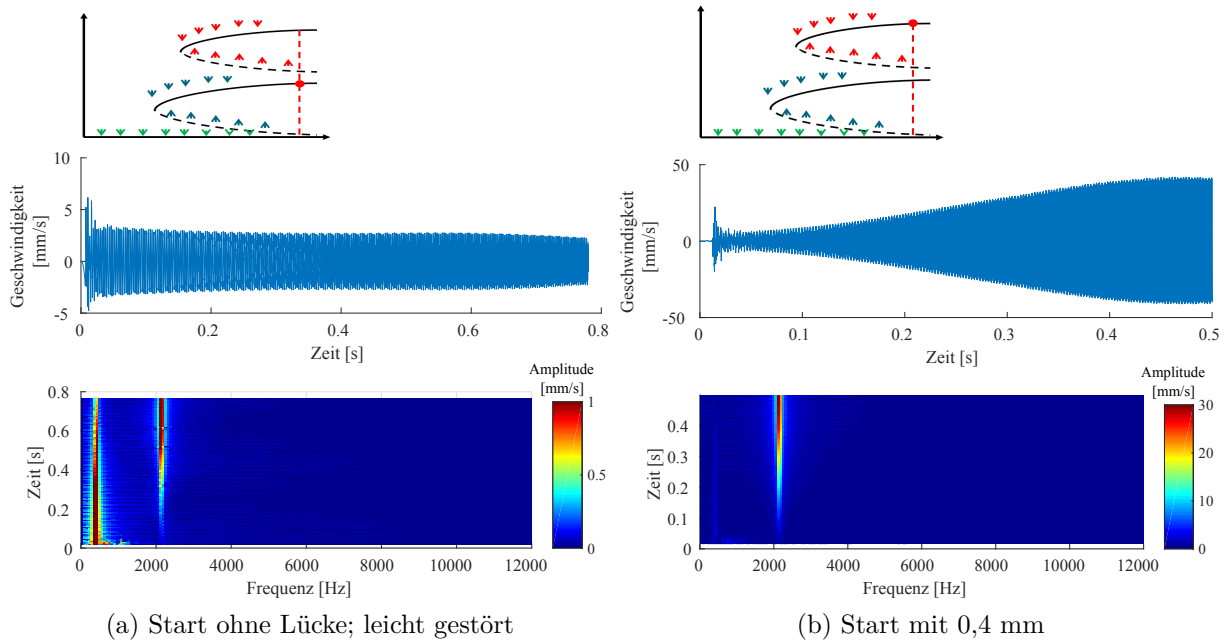


Abbildung 4.21: Beispielhafte Auswertung bei  $\mu_{BS}=0,7$  und einer Belagdämpfung von  $\beta_{Ray} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ s/rad}$ ; abhängig von den Anfangsbedingungen stellen sich zwei stabile Grenzyklen ein mit jeweils gleicher Frequenz, jedoch unterschiedlichen Amplituden

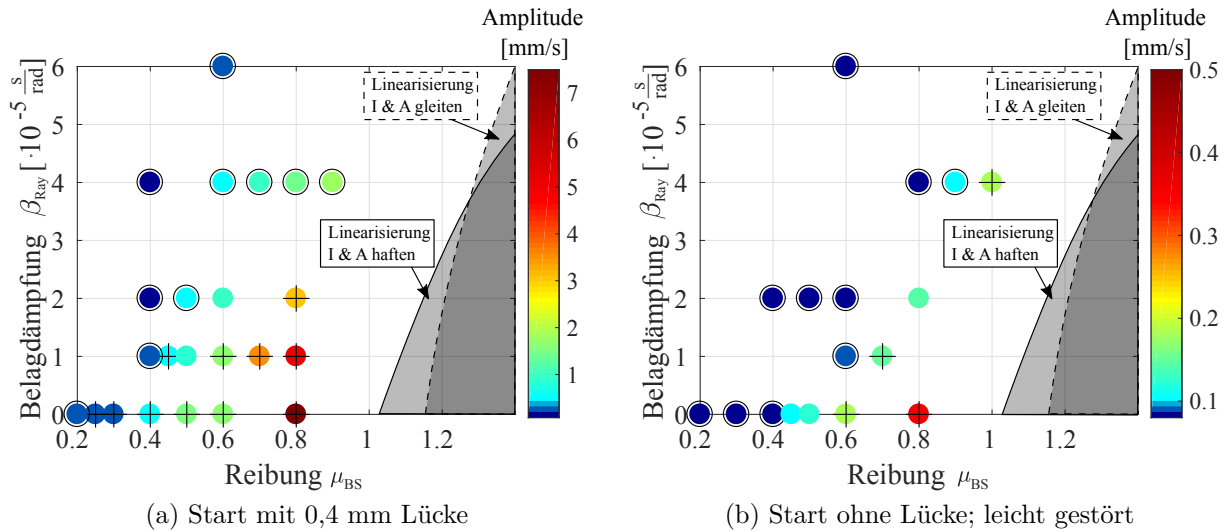


Abbildung 4.22: Zusammenfassung der Grenzyklusamplituden nach  $t=0,08 \text{ s}$  in Abhängigkeit der Belagdämpfung und der Reibung; noch steigende Schwingungen sind mit '+' und fallende Schwingungen mit 'o' gekennzeichnet; im Vergleich sind die Stabilitätsbereiche zweier Linearisierungen gezeigt

#### 4.3.4 Stabilitätsgebiet für Reibungs- und Scheibenvariation

Eine typische Auswertung für die Praxis ist das Stabilitätsgebiet des Bremssystems in Bezug auf die Scheibeneigenfrequenzen. Nicht nur für die Entwicklung von geeigneten Gegenmaßnahmen, sondern allein durch Produktionsschwankungen können die Eigenfrequenzen in der Größenordnung  $\Delta f_{\text{Out-of-Plane}} \approx 3\%$  schwanken. Die Bremsscheibe bildet eine der Haupteinflussgrößen auf die Quietschneigung des Bremssystems.

Im Folgenden soll beispielhaft untersucht werden, wie die Stabilitätsgrenze der gestörten Lösung im Vergleich zur Stabilität aus der Ruhelage verläuft. Abbildung 4.23a zeigt den Stabilitätsbereich der 2,2 kHz Mode aus der Ruhelage mit fixiertem, vollem Belaganschlag. Der kritische Bereich erstreckt sich von  $1,1 \lesssim k_{\text{Scheibe}} \lesssim 1,4$ . Abbildung 4.23b zeigt dieselbe Analyse mit gleitenden Belaganschlagsbedingungen, wie sie in Kapitel 4.2.1 vorgestellt wurden. Der kritische Bereich der Scheibe ist hier anders. Im Falle eines äußeren Haftkontaktes und innerem Gleiten stellt sich ein ähnliches Bild ein, wie bei beidseitigem Haftkontakt. Ist die Haftbedingung im inneren Belag, sagt die lineare Stabilitätsanalyse keine Instabilitäten im untersuchten Bereich voraus. Variiert wird in den Untersuchungen der Reibwert zwischen Belag und Scheibe und das E-Modul der Bremsscheibe, welches sich direkt auf die Eigenfrequenzen auswirkt.

Zur Überprüfung und Validierung der linearen Ergebnisse sind einige Arbeitspunkte im Zeitbereich untersucht worden. Wie schon in den vorigen Kapiteln gesehen, so sind auch hier bei allen Anfangsbedingungen bei deutlich niedrigeren Reibwerten aufklingende Schwingungen zu sehen. Die Frage ist jedoch, ob die Tendenzen der linearen Analyse, insbesondere in Bezug auf den Scheibenkoeffizienten, auch in der nichtlinearen Analyse ähnlich sind. Abbildung 4.24 zeigt die Zusammenfassung der Ergebnisse und den Vergleich mit zwei Linearisierungen (beide Beläge haften und beiden Beläge gleiten am Bremssattel). Durch den hohen numerischen Aufwand sind auch hier nur kurze Zeitintervalle gerechnet worden, sodass sich nicht immer ein gesättigter Grenzyklus eingestellt hat. Für höhere Reibwerte ( $\mu_{\text{BS}} \gtrsim 0,8$ ) werden außerdem bei der gewählten Dämpfung andere Moden instabil, sodass eine reine Auswertung der 2,2 kHz Instabilität nicht mehr möglich ist. Durch die hohe Modendichte des realistischen Bremssystemmodells besteht eine große Sensitivität, insbesondere auf die Scheibeneigenfrequenzen. Zur besseren Vergleichbarkeit sind dieselben numerischen Parameter gewählt worden wie in den Simulationen der vorangegangenen Kapitel. Die Symbole der Arbeitspunkte zeigen den Verlauf der Hüllkurve des Zeitsignals an. Für hohe Reibwerte waren die Amplituden der Schwingung offensichtlich größer, jedoch klingen viele von ihnen schnell ab, was durch den Kreis um den Arbeitspunkt dargestellt ist. Es zeigt sich, dass ein sehr schmaler Bereich bei einem Scheibenkoeffizienten von 1,1 bis 1,2 schon mit einem Reibwert von  $\mu_{\text{BS}} \approx 0,5$  instabil wird. Dies ist der bekannte subkritische Bereich, der auch schon in den vorherigen Untersuchungen festgestellt wurde. Jedoch ist die Breite des Bereichs der kritischen Scheibenkoeffizienten im nichtlinearen Stabilitätsgebiet kleiner als linear vorhergesagt. Dies widerspricht der Tendenz, dass die Instabilitätsbereiche der gestörten Lösung *einfach größer werden*. Keine der verwendeten Linearisierungen trifft den nichtlinearen Stabilitätsbereich hinreichend. Der Stabilitätsbereich der Zeitintegration des vollen Systems ändert sich mit den zwei gewählten Anfangsbedingungen nicht besonders stark. Lediglich kleinere Unterschiede in kritischem Reibwert und Scheibenkoeffizient lassen sich feststellen.

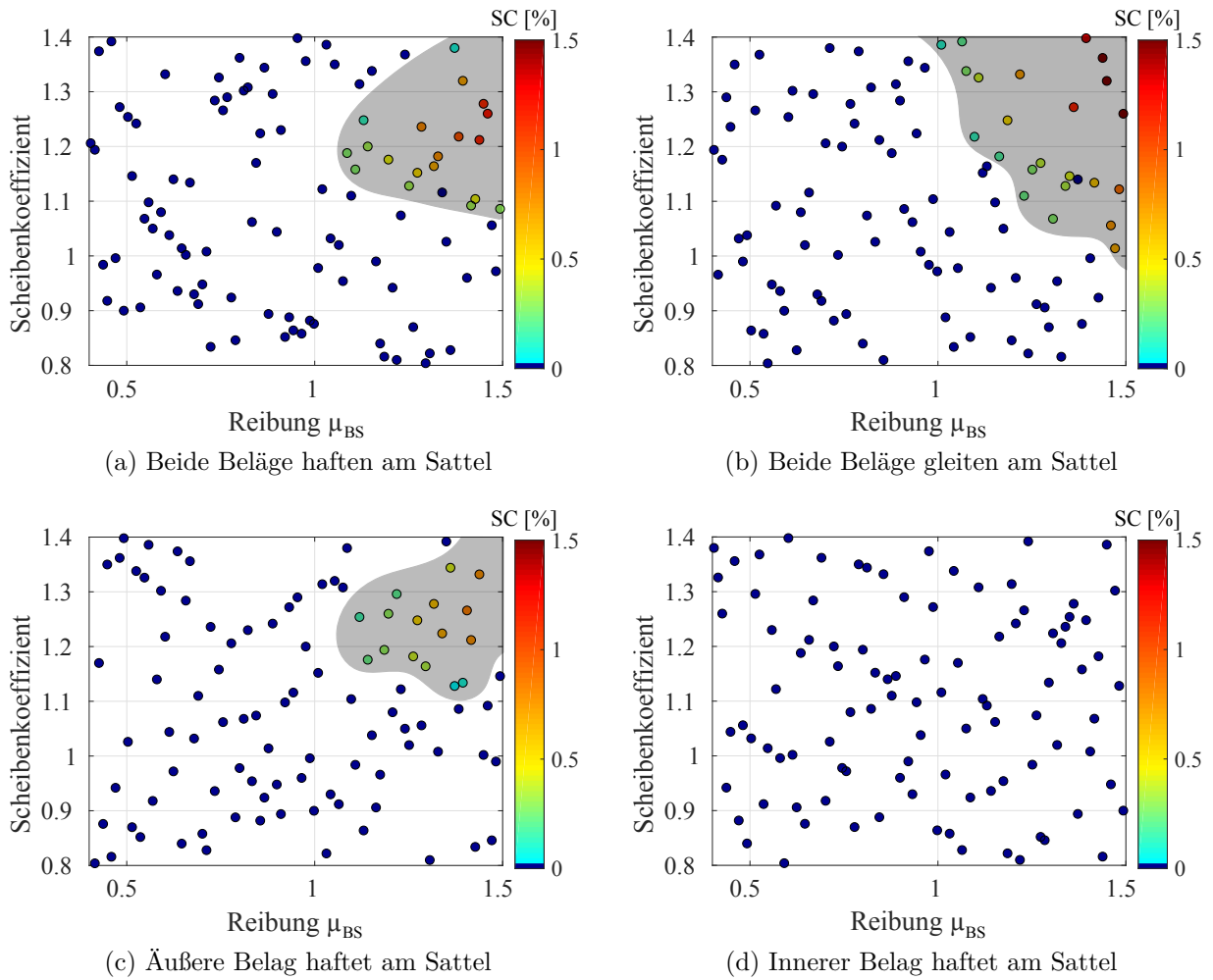


Abbildung 4.23: Lineares Stabilitätsgebiet unter der Variation der Reibung zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe und Änderung des E-Moduls der Bremsscheibe für unterschiedliche Linearisierungen des Belaganschlagkontaktes

Die Ergebnisse zeigen deutlich, dass ein einfaches Abschätzen der Auswirkungen der Nichtlinearitäten auf die Stabilität des Bremssystems sehr gefährlich ist und zu falschen Aussagen und Tendenzen führen kann. Eine teilweise angewandte Praxis, den Reibwert künstlich zu vergrößern und damit die gewünschte Instabilität zu erreichen, die im realen Betrieb festgestellt wurde, erscheint unter diesen Ergebnissen mit einem realistischen Bremssystem als schlichtweg falsch. In dem untersuchten Fall führen die Ergebnisse der Linearisierung zu einem deutlich zu großen kritischen Bereich des E-Moduls der Bremsscheibe. Die Abschätzung der linearen Stabilitätsanalyse kann also auch zu kritisch sein. Nur eine genaue Rechnung unter Einbeziehung der Nichtlinearitäten kann die Basis bieten, auf der robuste Gegenmaßnahmen entwickelt werden können.

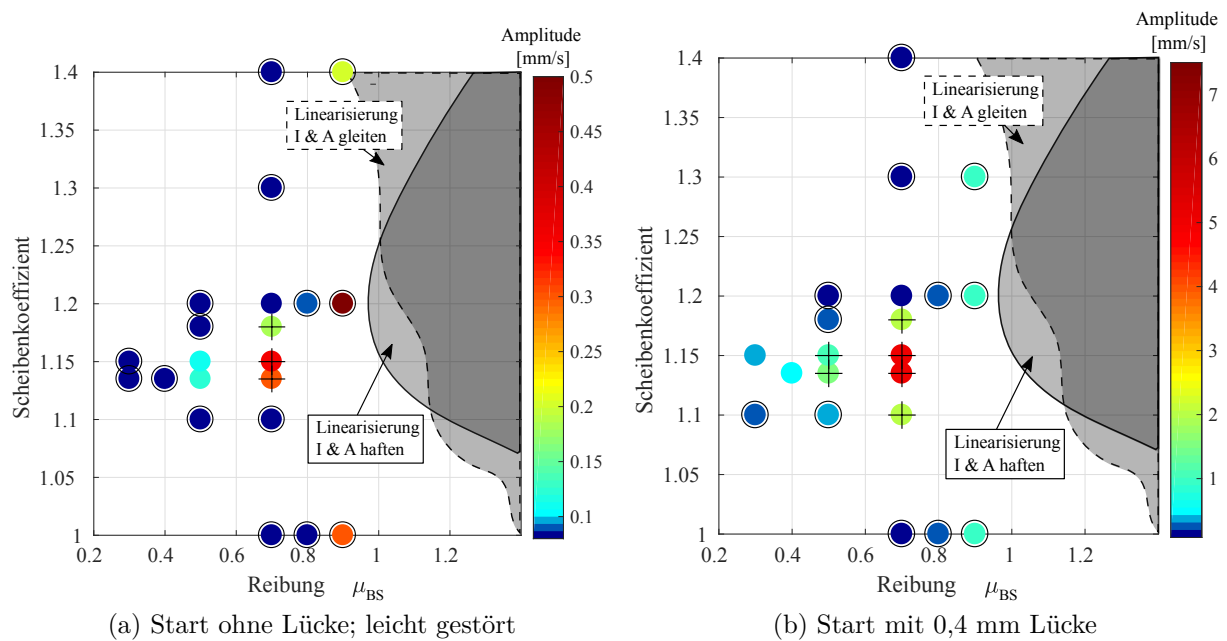


Abbildung 4.24: Zusammenfassung der Grenzyklenamplituden nach  $t=0,08$  s in Abhängigkeit des E-Moduls der Scheibe und der Reibung; noch steigende Schwingungen sind mit '+' und fallende Schwingungen mit 'o' gekennzeichnet; im Vergleich dazu die Stabilitätsgebiete für zwei Belaganschlagslinearisierungen

## 5 Einfluss eines Fahrtrichtungswechsels auf die Stabilität der tangentialen Mode des Bremssystems

Bei den Messungen der in Kapitel 4 untersuchten Schwingmode ist unregelmäßig auch eine andere Schwingbewegung der Beläge festgestellt worden. Diese neue Betriebsschwingform -im Folgenden *tangentiale Mode* genannt- benötigt spezielle Randbedingungen, die nun zuerst näher beschrieben werden. Das Quietschgeräusch dieser tangentialen Schwingmode hat eine annähernd gleiche Frequenz wie das Geräusch, welches in Kapitel 4 untersucht wurde. Entsprechende Gegenmaßnahmen der axialen Schwingform sind somit höchstens zufällig auch bei der tangentialen Betriebsschwingform effektiv, weswegen eine genaue Untersuchung der Belagbewegung sehr wichtig ist. Es sind jedoch noch nicht abschließend alle Fragen hierzu geklärt. Eine vollständige Untersuchung dieser neuen Betriebsschwingform kann hierauf aufgebaut werden.

### 5.1 Problemverständnis und Messungen

Durch die fast gleiche Frequenz des Quietschgeräusches ist die tangentielle Mode einfach zu übersehen, insbesondere da der größte Unterschied in der Belagbewegung besteht, welche schwieriger zu beobachten und messen ist. Jedoch zeigt sich, dass die zugrundeliegenden Mechanismen klare Unterschiede zu der axialen Mode aufweisen. Dies betont einmal mehr, dass die Randbedingungen der Simulationsmodelle auf die realen Umgebungsbedingungen angepasst werden sollten und, wenn möglich, zeitnah eine Validierung der simulierten Bewegungsform stattfinden muss.

#### 5.1.1 Betriebsschwingformschätzung

Die Messung der Betriebsschwingform erfolgte über ein 3D-Laservibrometer. Der Aufbau der Messung ist im Anhang C.3 beschrieben. Da das Quietschgeräusch ebenfalls sehr flüchtig ist, jedoch eine niedrige Temperatur nötig war, um es zu erzeugen, konnte keine Messung mit der Hochgeschwindigkeitskamera, wie in Kapitel 4.1 durchgeführt werden. Für die Vibrometermessung wurden pro Geräuschereignis einzelne Punkte extrahiert und mittels eines Referenzbeschleunigungssensors Messpunkte von verschiedenen Messungen addiert. Dies ist mit größeren Annahmen verbunden und soll deshalb nur als Tendenz verstanden werden, welche sich aber auch in anderen Messungen bestätigt. Zum einen kann das Zusammenführen der Messpunkte mittels eines Referenzsignals durch die Nichtlinearitäten im System zu Fehlern in der Amplitudenskalierung führen. Zum anderen kann nicht festgestellt werden, ob die Betriebsschwingform auch bei jeder Messung dieselbe ist. Wie die

Messungen in Kapitel 4.2 gezeigt haben, können z.B. die Belagbewegungen unterschiedlich sein.

Trotz der beschriebenen Ungenauigkeiten zeigten sich mit drei verschiedenen Messungen mit jeweils verschiedenen Bremssystemen vom gleichen Typ sehr ähnliche Tendenzen in der Belagbewegung, welche durch Messungen mit Beschleunigungssensoren bestätigt werden. Die Beläge bewegen sich dabei in einer Art Starrkörperbewegung in tangentialer Richtung ohne ihre typische Biegemode auszuführen, wie in Abbildung 5.1 und folgende zu sehen ist. Es scheint, dass die Beläge den Kontakt zum Sattelanschlag teilweise verlieren, bzw. eine elastische Verformung stattfindet, die jedoch nicht vom Belag selbst kommen kann. Wahrscheinlich rührt diese elastische Verformung vom Dämpfungsblech am Belaganschlag her, da die Belagbewegung in der tangentialen Richtung eine Größenordnung von  $\sim 500$  nm bis  $\sim 4\mu\text{m}$  hat. Dies wird im Folgenden weiter diskutiert.

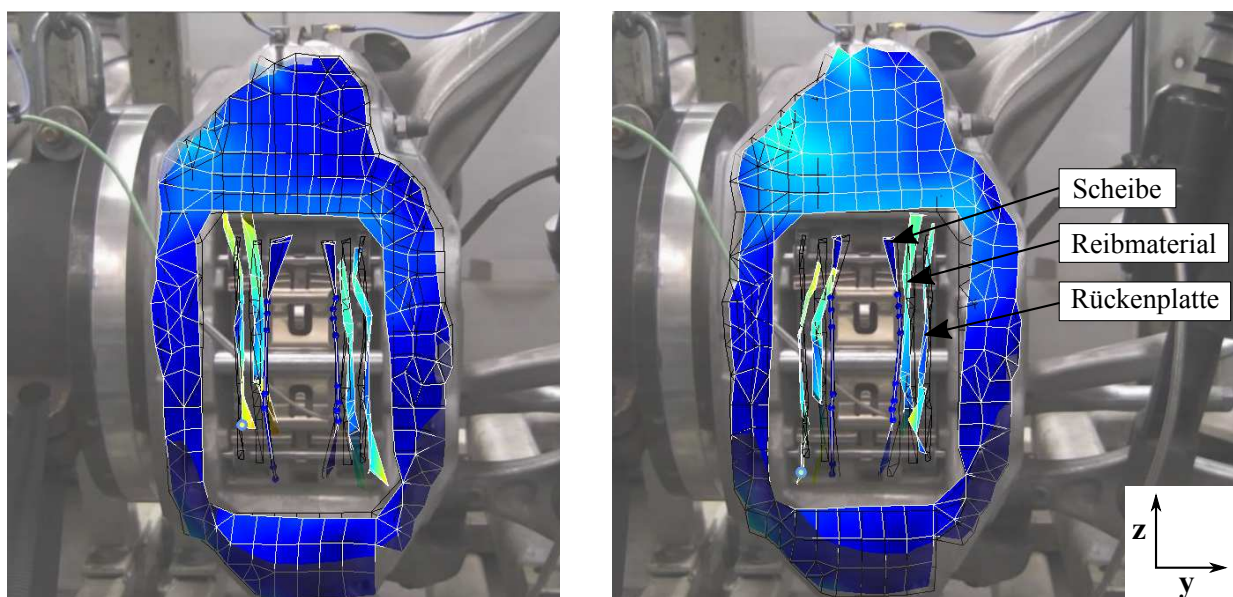


Abbildung 5.1: Zwei Zeitpunkte der Schwingung einer zusammengesetzten und gefilterten 3D-Laservibrometermessung eines Quietschgeräusches direkt beim Fahrtrichtungswechsel nach vorheriger Konditionierung von Belag und Scheibe

Bemerkenswert ist außerdem, dass die Scheibe an den Rändern des Belages eine gegenphasige Bewegung in ihrer axialen Richtung ausführt. Diese Bewegung ist um ca.  $90^\circ$  phasenverschoben, wie in Abbildung 5.2 zu sehen ist. Dies deutet auf einen Kontaktverlust des Bremsbelages und der Scheibe im Bereich der Belagenden hin. Es kann jedoch kein Stoß gemessen werden, was auf eine Verformung eines nicht gemessenen Bauteils hindeutet. Die in Abbildung 5.2 dargestellte Durchdringung des Bremsbelages mit der Scheibe ist Folge der Skalierung der Darstellung. Sollte an den Rändern des Belages kein Kontakt herrschen, muss durch Verschleiß hier eine Abtragung stattgefunden haben, sodass an diesen Stellen der Bremsbelag dann schwingen kann ohne mit der Scheibe in Berührung zu kommen. Dies zeigen ebenfalls die Belagoberflächenmessungen, die später vorgestellt werden.



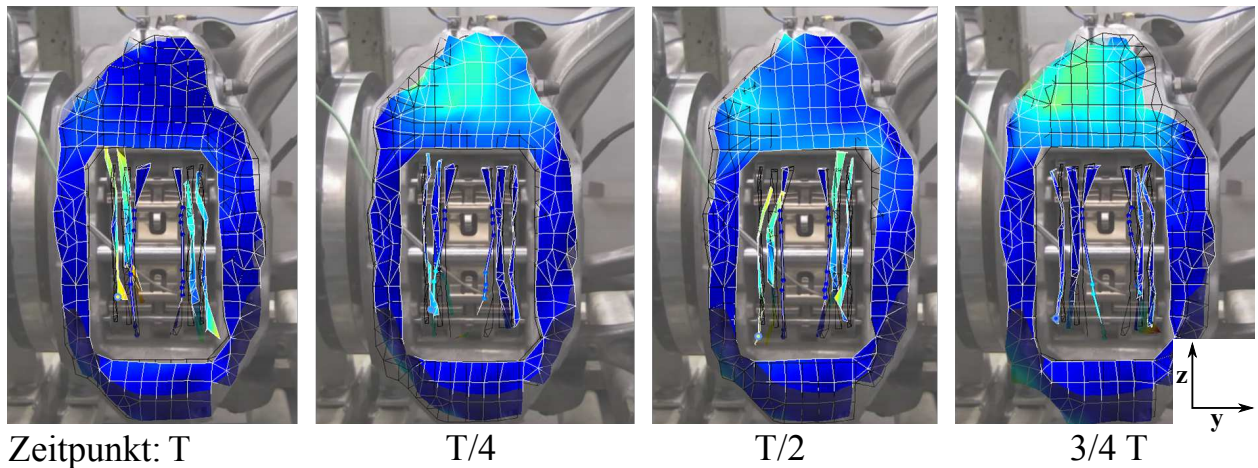


Abbildung 5.2: Zusammengesetzte und gefilterte 3D-Laservibrometermessung eines Quietschgeräusches direkt beim Fahrtrichtungswechsel nach vorheriger Konditionierung von Belag und Scheibe; Aufteilung in  $T/4$ -Schritten der Schwingperiode

Abgesehen von der tangentialen Bewegung in der  $y$ - $z$ -Ebene zeigt die untersuchte Betriebsschwingform auch ein *Verkippen*, d.h. eine leichte Drehung in der  $x$ - $z$ -Ebene. Wie die Messungen in Abbildung 5.3 zeigen, ist der Drehpunkt dieser Kippbewegung annähernd die Bremsbelagmitte. Die Beläge sind in ihrer  $x$ - $z$ -Drehung ebenfals gegenphasig zueinander und verkippen deutlich mehr als der Sattel mitschwingt, d.h. hier findet ebenfalls eine Relativbewegung statt.

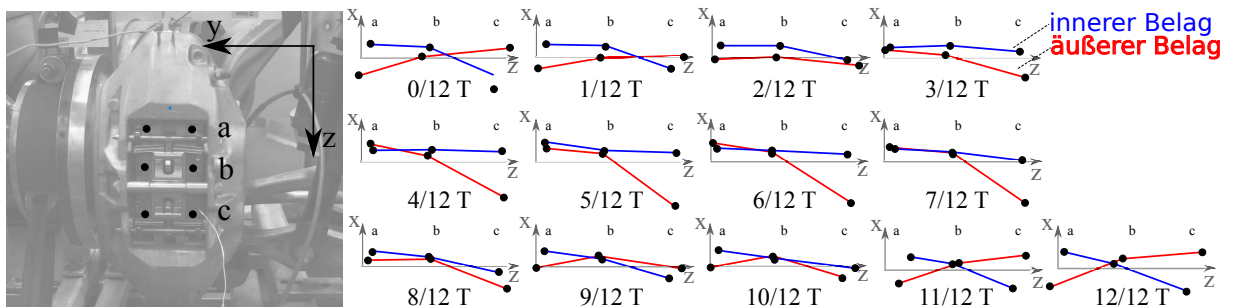


Abbildung 5.3: Bewegung der Punkte a,b,c in der  $x$ - $z$ -Ebene an verschiedenen Zeitpunkten einer Schwingung; Aufteilung in  $T/12$ -Schritten der Schwingperiode

### 5.1.2 Randbedingungen der tangentialen Mode

Die gemessene tangentialen Betriebsschwingform konnte nur mit speziellen Randbedingungen reproduziert und beobachtet werden. Zum einen musste das Dämpfungsblech des Belages nicht nur zwischen Kolben und Rückenplatte, sondern auch zwischen Rückenplatte

und Sattel, d.h. in der Belaganlagefläche sein. Darüber hinaus musste das Bremssystem durch bestimmte Fahrzyklen vorkonditioniert werden, um das Geräusch reproduzierbar am Prüfstand erzeugen zu können.

### Dämpfungsblech am Belaganschlag

Aus verschiedenen (NVH-)Gründen wird bei manchen Bremssystemen am Belaganschlag ebenfalls ein Dämpfungsblech (Shim) angebracht. Dieses ist somit zwischen der Rückenplatte des Bremsbelages und der Sattelanlagefläche platziert, wie in Abbildung 5.4 skizziert und bringt zusätzliche Dämpfung ins System. Entweder wird das Shim als Einzelbauteil ausgeführt und direkt bei Montage der Bremse eingelegt oder es kann aus Kostengründen auch als Teil des gesamten Rückenplattenshims ausgeführt sein und an den Rändern der Rückenplatte rechtwinklig umgebogen und aufgeklebt werden. Durch die Produktionstoleranzen an Rückenplatte und Shim kann es bei der Ecke des Shims zu kleinen Luftspalten kommen. Entweder ist das Shim zu klein und kann nicht vollständig umgebogen werden, oder es ist zu groß und wird nach einigen Bremsungen undefiniert angedrückt. Wie auch immer die Lage im untersuchten Bremssystem ist, die korrekte Modellierung dieser Füge-stelle, insbesondere im niederen Druckbereich, ist äußerst schwierig. Das Dämpfungsblech selbst ist darüber hinaus in verschiedene Lagen aus Gummi und Stahl aufgebaut, wie Abbildung 5.4a beispielhaft zeigt.

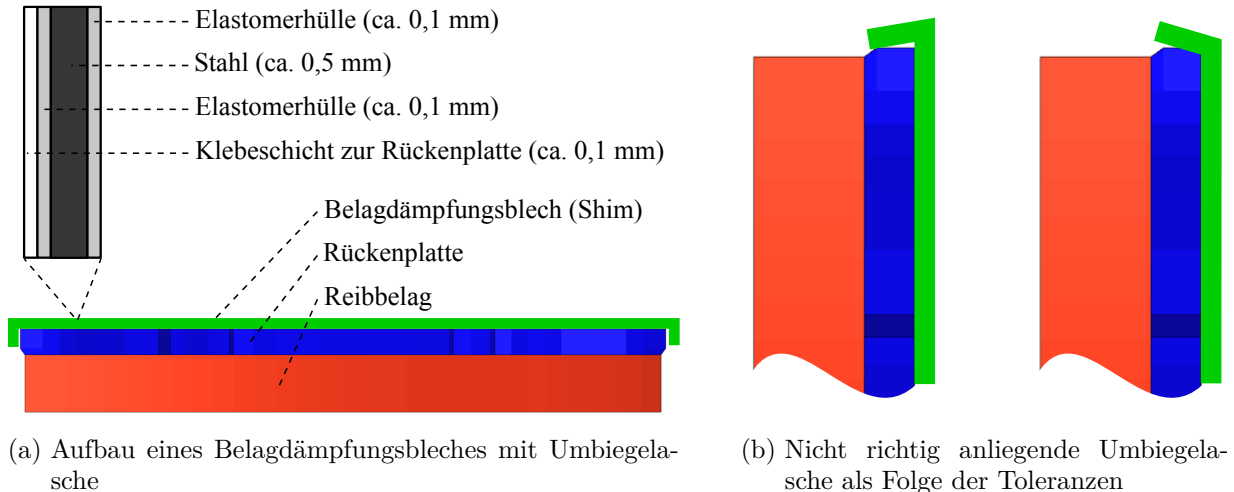


Abbildung 5.4: Aufbau eines Belag-Dämpfungsbleches (Shim) und Zusammenbau an der Belagrückenplatte mit Fertigungstoleranzen

Speziell im Hinblick auf die gemessene tangential Belagbewegung und dem Lastfall des Fahrtrichtungswechsels, bei der sich der Bremsbelag vom Einlauf in den Auslauf des Brems-sattels bewegt, muss die Rolle eines solchen Belaganschlagdämpfungsbleches bewertet und diskutiert werden, auch im Hinblick auf eine näherungsweise Modellierung bei niedrigen Bremsdrücken.

### Makroskopischer Verschleiß des Bremsbelages

Die Reibung zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe bildet die Basis der Instabilitätsphänomene und die Bremsgeräusche sind offensichtlich sensitiv gegenüber dieser Kontaktstelle. Selbst dynamische Reibmodelle wie sie z.B. in [VO17] vorgeschlagen werden, können hier nur eine bessere Näherung bilden, da die eigentlichen Vorgänge auf molekularer Ebene stattfinden. Eine durch verschiedene Fahrzyklen durchgeführte Konditionierung von Bremsbelag und Bremsscheibe führt daher sicherlich zu komplexen Folgen für die zugrundeliegenden Reibmodelle. Eine Übersicht zum Zusammenhang zwischen Bremsenquietschen und der Belagoberflächentopographie ist in [Heu12] zu finden. Unabhängig von der mikroskopischen Ebene führen Konditionierungen jedoch auch zu makroskopischem Verschleiß des Bremsbelages, welcher einfacher zu messen und zu modellieren ist.

Durch Erfahrungen am Prüfstand und im Feld hat es sich gezeigt, dass verschiedene Konditionierungen des Verschleißverhaltens der Bremse die tangentialen Betriebsschwingform begünstigen können. Am Ende der Konditionierungen zeigen die Bremsbeläge unterschiedliche Verschleißzustände. Die Konditionierung durch einen SAE J2521 [SAE13] Fahrzyklus, soll hier als Referenz dienen. Darin kommen die in dieser Arbeit untersuchten Fahrtrichtungswechsel nicht vor. Der makroskopische Verschleiß des Belages nach dem SAE J2521 ist sehr homogen, wie in Abbildung 5.5a und b zu sehen ist. Das Verschleißverhalten nach lange wiederholten Fahrtrichtungswechsel sieht im Vergleich dazu stark unterschiedlich aus. Hier wird nochmals unterschieden in *kaltes Parkieren* und *warmes Parkieren*, welche durch unterschiedliche Temperaturen der Umgebungsluft entstanden sind. Für das kalte Parkieren bildet sich am Belag eher ein rundes Plateau, wie in Abbildung 5.5c und d zu sehen ist. Beim warmen Parkieren bildet sich eher ein gerader Streifen in der Mitte des Belages. Generell fällt auf, dass durch das häufige Wechseln der Fahrtrichtung bei niedrigen Bremsdrücken die Ränder mehr verschleifen als die Mitte der Bremsbeläge. Gerade beim Wechsel der Anlagenseite hat der Belag also eine andere aktive Kontaktfläche mit der Bremsscheibe als bei langer Geradeausfahrt und ohne diesen Verschleißzustand. Der Unterschied von der Mitte des Belages zu seinen Rändern kann hierbei bis zu 0,15 mm betragen. Im Vergleich zu den gemessenen axialen Schwingungsamplituden des Belages von maximal 1  $\mu\text{m}$  liegen hier also Größenordnungen.

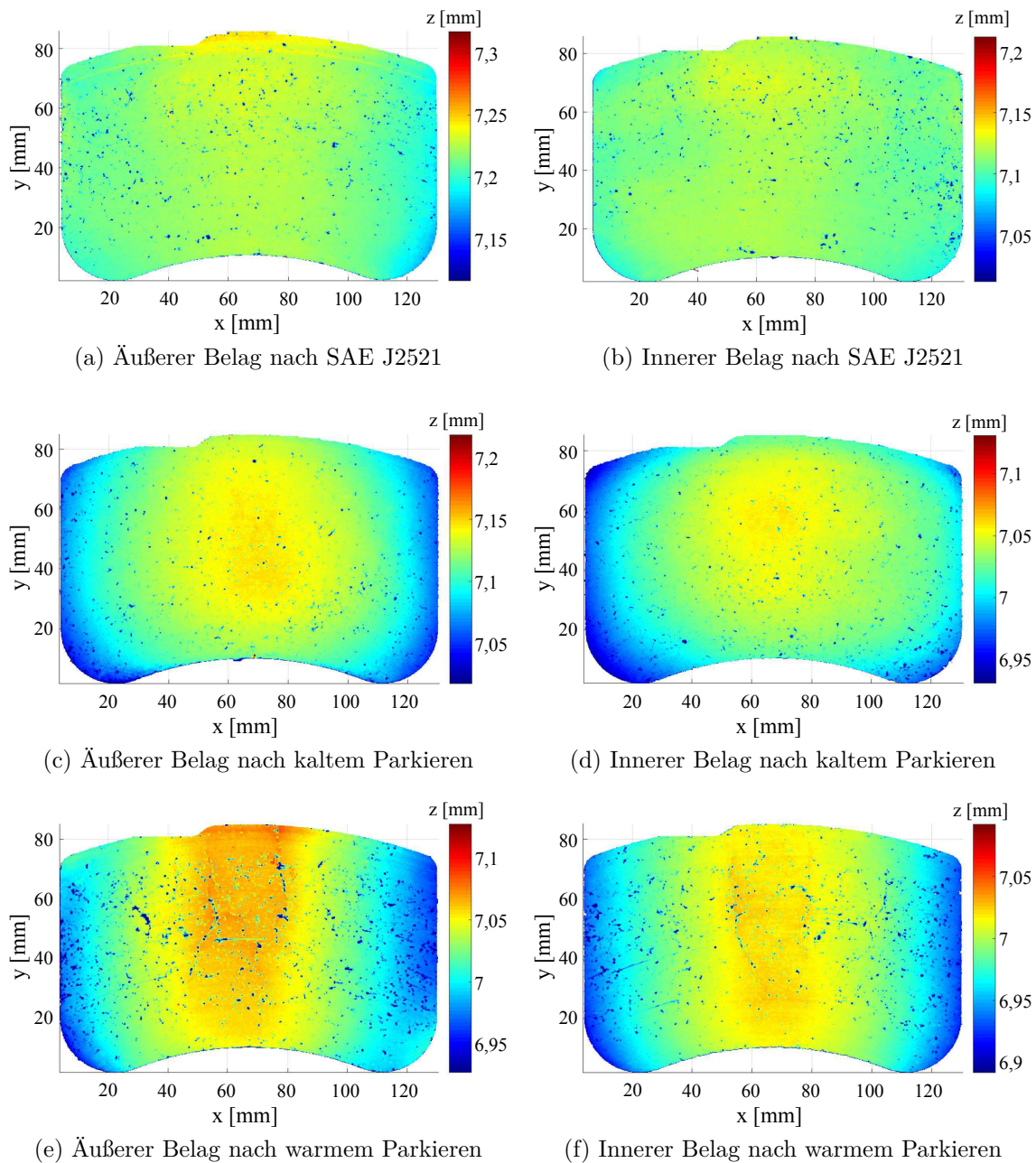


Abbildung 5.5: Änderung der Belagtopologie nach verschiedenen Prüfstandstests; vor jedem Test ist ein neuer Belagsatz verwendet worden

## 5.2 Modifikation des FE - Modells für die tangential Schwingform

Die Messungen vor und nach dem Konditionieren des Bremssystems legen nahe, dass aufgrund der Konditionierung neue Randbedingungen entstehen, die sich dann auch wieder im Modell wiederfinden müssen. Dazu wird im Folgenden andiskutiert, wie solche Modi-

fikationen aussehen könnten und die Auswirkungen auf die Schwingform bzw. das Stabilitätsverhalten wird abgeschätzt. Es ist jedoch ebenfalls zu erwähnen, dass dies noch keinen Anspruch auf Vollständigkeit hat, da noch nicht abschließend geklärt ist, wie genau sich eine Belagkonditionierung und ein undefiniert angebrachtes Dämpfungsblech auf einen Fahrtrichtungswechsel auswirkt und welche anderen Phänomene auftreten. Zum Beispiel sind die Auswirkungen auf den Reibprozess und eine mögliche Zwischenschicht die sich bilden kann, weitgehend vernachlässigt.

Im ersten Schritt wird die lineare Schwingform der interpolierten Betriebsschwingformmessung angeglichen. Durch den Angleich der Schwingform lassen sich die dazu nötigen Änderungen im Modell erarbeiten und plausibilisieren. Hierbei wird im ersten Schritt angenommen, dass die Effekte, die entscheidend zur tangentialen Mode und ihrem erhöhten instabilen Auftreten führen, linear abbildbar sind. Diese Modellanpassung geschah im Rahmen der Masterarbeit von Frau Sybille Bender [Ben17].

### **Implementierung des Verschleißzustandes am Bremsbelag**

Der Einfluss des Belagverschleißes und die Implementierung in ein FE-Modell ist auch in der Literatur bekannt [Heu12]. Die konkrete Implementierung in ein FE-Netz wurde in [NWS16] diskutiert. Auch hier hat sich gezeigt, dass alleine schon der makroskopische Verschleiß der Belagoberfläche großen Einfluss auf das Quietschverhalten der Bremse zeigt. Die Oberflächenmessungen aus Abbildung 5.5, aber auch die Betriebsschwingformschätzung legen nahe, dass der Bremsbelag nicht vollständig im Kontakt mit der Scheibe ist. Durch den Konditionierungsprozess bildet sich entweder ein rundes Plateau oder ein gerader Streifen in der Mitte des Bremsbelages, welcher bis zu 0,15 mm Höhenunterschied zu den Rändern aufweisen kann. Dies kann durch eine einfache Kontaktflächenanpassung bzw. Morphing der FE-Knoten nachgestellt werden. Dazu sind, wie in Abbildung 5.6 dargestellt, die Bremsbeläge modifiziert worden und es ergibt sich eine veränderte Druckverteilung. Die Messungen der Beläge können auch direkt auf das FE-Netz projiziert werden, wie es in [NWS16] veröffentlicht ist. Die Diskretisierung der Bremsbeläge bildet dabei die untere Grenze der Auflösung. Durch die Lage der beiden Bremskolben je Seite bilden sich zwei Druckmaxima, die jedoch durch die gemorphte Belagtopologie eher mittig liegen. Das auslaufseitige Druckmaximum ist dabei etwas größer aufgrund der Reibkraft der drehenden Scheibe.

Beim Vergleich der sich so einstellenden Schwingformen kann nun das gegenphasige Schwingen von Belagenden und Bremsscheibe beobachtet werden, das auch in der Messung mit dem 3D-Laservibrometer aufgefallen ist.

### **Einführung eines elastischen Materials am Belaganschlag**

Die Betriebsschwingformschätzung aus Abbildung 5.2 zeigt ebenfalls eine Bewegung in tangentialer Richtung, welche nicht durch die Schwingform des Sattels entstehen kann. Prinzipiell könnte es sein, dass die Beläge hier vom Sattel abheben. Die Messungen mit Beschleunigungssensoren und das Zeitsignal der Lasermessungen zeigen jedoch keinerlei Stöße, sodass ein Abheben unwahrscheinlich ist. Viel wahrscheinlicher ist eine elastische

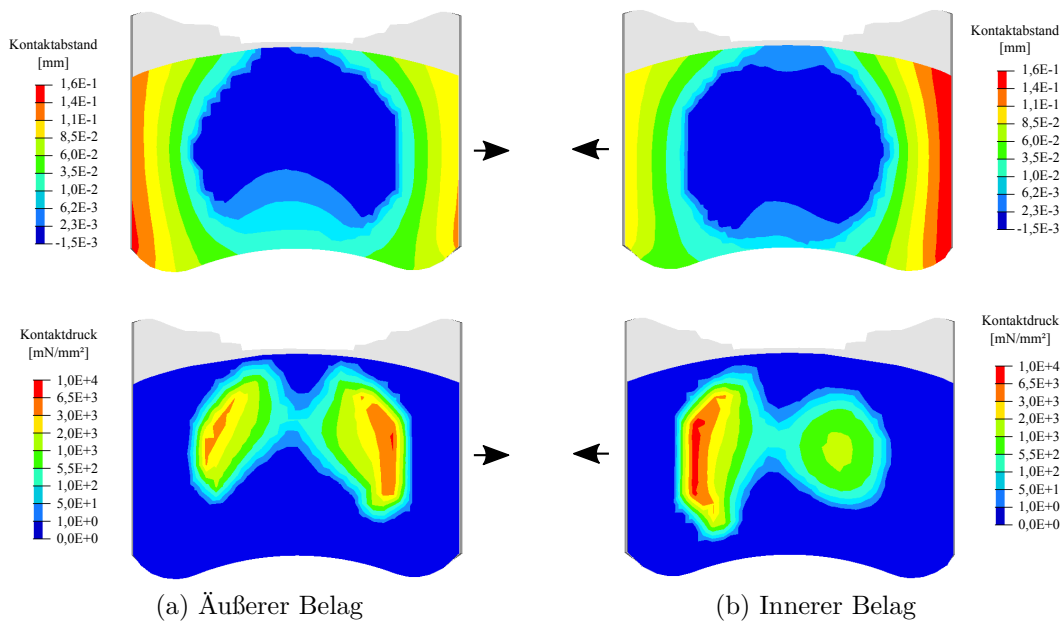


Abbildung 5.6: Kontaktöffnung und Kontaktdruck des inneren und äußeren Belages nach Anpassung der Belagoberfläche an die gemessenen Beläge (Parkieren kalt)

Verformung des Dämpfungsblechs, insbesondere da die Amplitude der Schwingung an dieser Stelle mit  $\sim 500$  nm bis  $\sim 4\mu\text{m}$  sehr klein ist.

Um diese Schwingbewegung abbilden zu können, müssen also die linearisierten Belaganschlagkontakte in tangentialer Richtung elastischer werden. Ohne weitere ausführlichere Untersuchungen kann an dieser Stelle nur eine grobe Abschätzung getroffen werden. Dazu wird ein elastisches Puffermaterial eingeführt, welches in seiner Elastizität angepasst wird. Eine Abschätzung der Biegesteifigkeit des Dämpfungsbleches an dieser Stelle ergibt ein Ersatz-E-Modul in der Größenordnung von 50 MPa für dieses Puffermaterial.

Mit diesen beiden Veränderungen kann nun eine Schwingform für das vereinfachte FE-Modell gefunden werden, das schon sehr stark die tangentiale Belagbewegung, das gegenphasige Verkippeln der Beläge und das gegenphasige Schwingen von Belägen und Bremscheibe an den Belagenden zeigt. Abbildung 5.7 zeigt die Schwingform der 2,2 kHz Mode des veränderten FE-Modells. Die tangentiale Belagbewegung und der nur teilweise geschlossene Kontakt zur Bremscheibe ist deutlich sichtbar. Die Phasenlage von Belagbiegung und Bremscheibenverformung entspricht teilweise den Messungen, was an dieser Stelle jedoch genügen soll.

### Diskussion des Kontaktes zwischen Kolben und Rückenplatte

Bei einem Fahrtrichtungswechsel und einer sich einstellenden tangentialen Belagbewegung ist ebenfalls die Kontaktlinearisierung des Bremskolben-Rückenplatte-Kontaktes zu diskutieren. Bei der Bewegung des Belages vom Einlauf zum Auslauf des Bremssattels stellt sich sicherlich eine gleitende Bewegung am Kolben ein. Da das Quietschgeräusch schon hier teilweise einsetzt, ist eine Haftlinearisierung fraglich. Eine Haftlinearisierung koppelt die

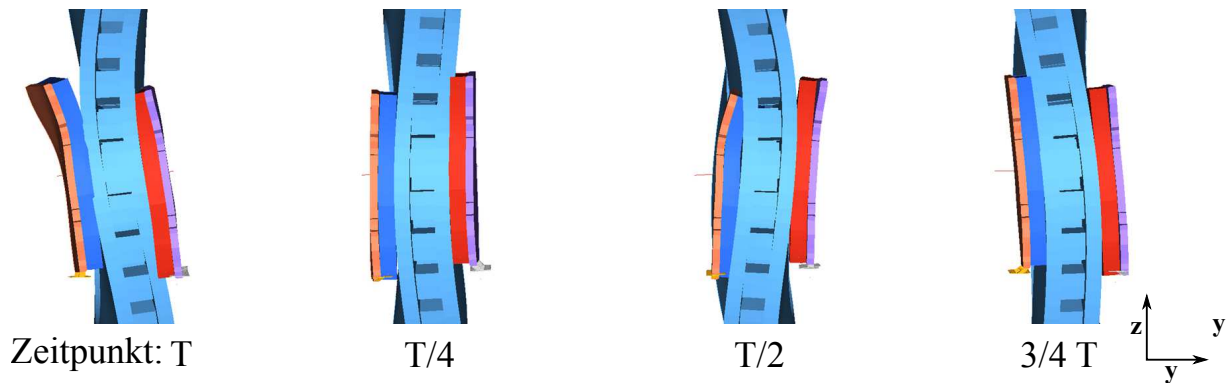
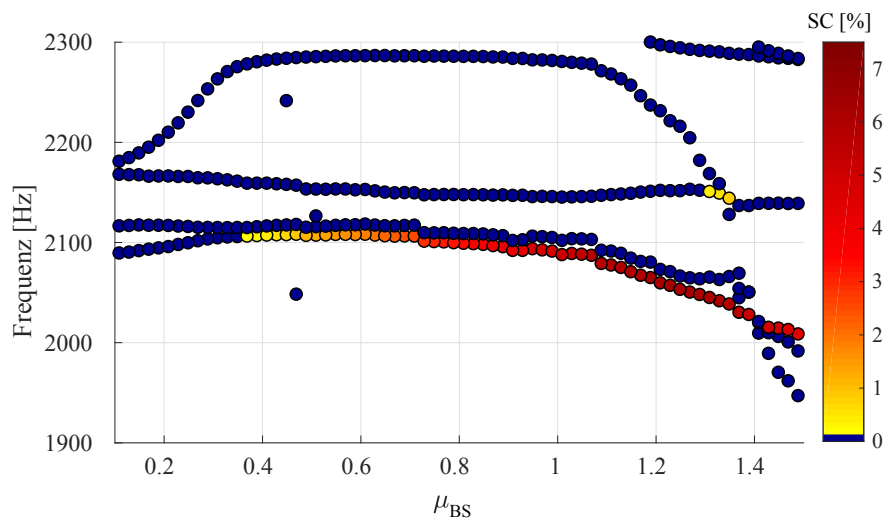


Abbildung 5.7: Instabile komplexe Schwingform des auf die tangentielle Mode angepassten FE-Modells; Aufteilung in  $T/4$ -Schritten der Schwingperiode

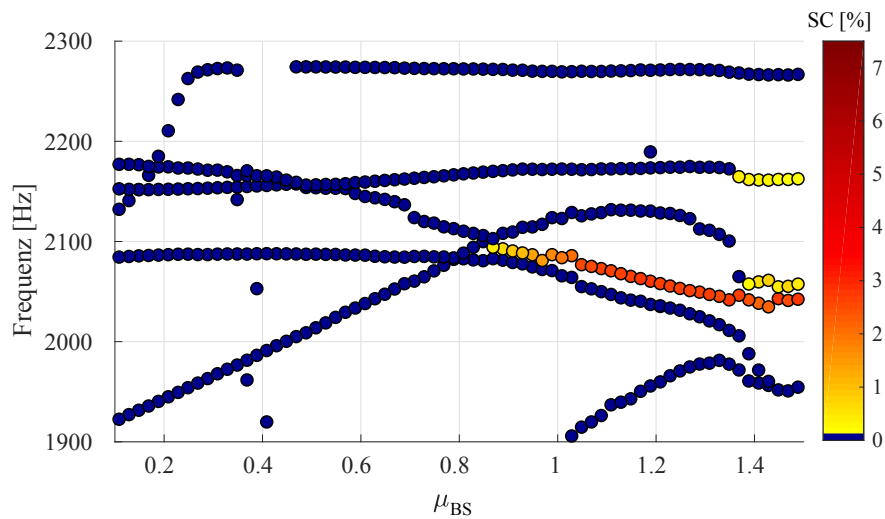
Bewegung der Beläge an die Torsionsmode des Sattels, was durchaus zu einer tangentialen Bewegung der Beläge führen kann. Dies ist mit der gezeigten Messung jedoch nicht überprüfbar. Offen bleibt, ob die Gleitreibung zwischen Bremskolben und Belagrückenplatte eine signifikante Auswirkung auf das System hat, d.h. hier eine Sensitivität besteht, was im Folgenden untersucht wird.

Mit den diskutierten Änderungen des vereinfachten Bremsenmodells wird nun eine Hopfunktanalyse durchgeführt. Hierbei wird der Reibwert zwischen Belag und Scheibe schrittweise erhöht, um zu prüfen, wann der gewählte Arbeitspunkt instabil wird und wie groß der kritische Reibwert dafür ist. Für die Reibung am Kolben werden im Falle des reibbehafteten Gleitens die zusätzlichen Reibungsdämpfungs- und zirkulatorischen Terme über den schon diskutierten *motion*-Befehl in *ABAQUS* implementiert. Hierbei können die induzierten Gleitreibungsterme jedoch nur die Belagbewegung beim Fahrtrichtungswechsel darstellen und keine Kompensation für die sich einstellende Schwingung sein. Diese kann durch ihre tangentielle Natur am Kolben-Rückenplatte-Kontakt ebenfalls Haft-Gleit-Übergänge induzieren. Abbildung 5.8 zeigt den Reibwert über der Frequenz und der normierten negativen Dämpfung für drei Linearisierungszustände des Kolben-Belag-Kontaktes. Durch die geänderten Randbedingungen wird die 2 kHz Mode bei allen drei Zuständen schon deutlich früher instabil im Vergleich zu der Simulation mit den Randbedingungen aus Kapitel 3.3.3. So wird der gewählte Arbeitspunkt schon ab  $\mu_{BS,krit,Haft} = 0,35$  bei einer Haftbedingungen am Kolben,  $\mu_{BS,krit,Gleit,\mu_K=0} = 0,87$  beim reibungsfreien Gleiten und  $\mu_{BS,krit,Gleit,\mu_K=0,2} = 0,27$  bei reibbehafteten Gleiten am Kolben instabil. Für diesen groben Überschlag zeigt das Modell also beim reibbehafteten Gleiten der Beläge in den Belaganschlag kurz eine deutlich erhöhte Quietschneigung, die wieder etwas kleiner wird, sobald die Gleitbewegung aufgrund der Belagbewegung aufgehört hat.

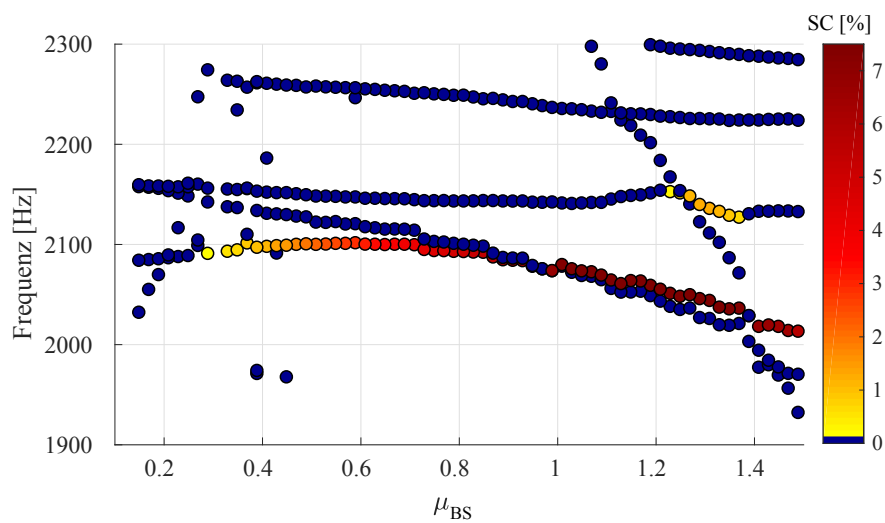
Die Rechnungen ergeben auch, dass die tangentielle Schwingform eine große Sensitivität auf die Kontaktstelle des Kolbens mit dem Belag aufweist. Damit sollte diese Kontaktstelle auch in der transienten Simulation untersucht werden, was in dieser Arbeit jedoch nicht weiter verfolgt wird. Die Sensitivität an dieser Stelle kann darüber hinaus als Stellhebel für mögliche Abhilfemaßnahmen interpretiert werden.



(a) Haftbedingung am Kolben



(b) Reibungsloses Gleiten am Kolben



(c) Reibungsbehaftetes Gleiten am Kolben ( $\mu_K = 0,2$ )

Abbildung 5.8: Stabilität der 2 kHz Moden über dem Reibwert bei dem für die tangentiale Betriebsschwingform abgeänderten Modell



Ein Vergleich der Schwingform zwischen verschiedenen Linearisierungen am Kolbenkontakt zeigt, dass die gesuchte Schwingform unabhängig von der Gleitreibung am Kolben vorhanden ist. Die Linearisierung sollte nur die tangentialen Kontakte freigeben, sodass sich die tangentiale Mode einstellen kann. Für die Realteile der Eigenwerte und damit das instabile Verhalten des Systems ergibt sich aber ein Einfluss der Gleitreibung. In dem untersuchten Fall wird der Eigenwert instabil bei Hinzugabe der Gleitreibungsterme. Dies passt zufällig zu den Erwartungen, sollte aber nicht allgemeingültig verstanden werden. In Realität ist an dieser Fügestelle ein Aluminium-Gummi-Kontakt, dessen Eigenschaften wahrscheinlich deutlich komplexer sind.

Zusammenfassend lässt sich also sagen, dass sich aufgrund der Belagbewegung vom Einlauf zum Auslauf des Brems sattels grundsätzlich Gleiten am Kontakt zwischen Bremskolben und Rückenplatte bilden kann. Die daraus folgenden Terme für die Linearisierung können relativ einfach auch in *ABAQUS* implementiert werden, was zu einer deutlichen Erhöhung der Instabilitätsneigung der 2,2 kHz Mode führt. Weitere Untersuchungen dieser Fügestelle sind jedoch nötig.

### 5.2.1 Robustheitsanalyse der tangentialen Mode

Die deutlich erhöhte Destabilisierung aus der Ruhelage des abgeänderten Modells sollte sich auch bei der Streuung der Parameter zeigen. Dazu wird eine Robustheitsanalyse auf Basis der Parameter aus Tabelle 3.1 durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen ebenfalls eine deutliche Erhöhung der Anzahl der Instabilitäten. So sind 31% aller simulierten Arbeitspunkte bei 2 kHz instabil. Außerdem ist eine geänderte Abhängigkeit zum E-Modul der Brems scheibe sichtbar. Wie in Abbildung 5.9 zu sehen ist, sind für alle simulierten Scheibenkoeffizienten instabile Moden im 2 kHz Bereich auffindbar. Die Frequenz ändert sich dabei durch die Veränderung des E-Moduls linear. Es gibt jedoch, im Unterschied zu den Rechnungen mit den Randbedingungen für die axiale Schwingmode, keinen Bereich des Scheiben E-Moduls mehr, in dem keine 2 kHz Instabilitäten mehr zu finden sind. Die instabile Neigung des Systems wird also nur durch die K(0,3) Mode der Scheibe katalysiert. Die Scheibe hat einen Einfluss auf die Frequenz aber keinen Einfluss auf das instabile Verhalten. Sie schwingt sozusagen nur mit.

Eine weitere Beobachtung aus den Ergebnissen der Robustheitsanalyse ist, dass fast keine andere Mode aus der Ruhelage instabil wird. Dies setzt sich sogar in den nicht gezeigten hochfrequenten Bereich fort. Im Vergleich zu der Robustheitsanalyse aus Kapitel 3.3.3 ist dies ebenfalls ein großer Unterschied, da hier die lineare Stabilitätsuntersuchung sehr wohl verschiedene Moden mit positiven Realteil gefunden hat, die dann jedoch in der Zeitintegration des vollständigen System oft nicht aufklingend waren.

### 5.2.2 Diskussion der Nichtlinearitäten am Belaganschlag für die tangentiale Mode

Die linearen Untersuchungen belegen neue Sensitivitäten der tangentialen Mode und bringen hierdurch einen Erkenntnisgewinn. Jedoch zeigen die vorangegangenen Untersuchungen auch, dass durch die tangentiale Mode weniger die Reibung am Belaganschlag wichtig

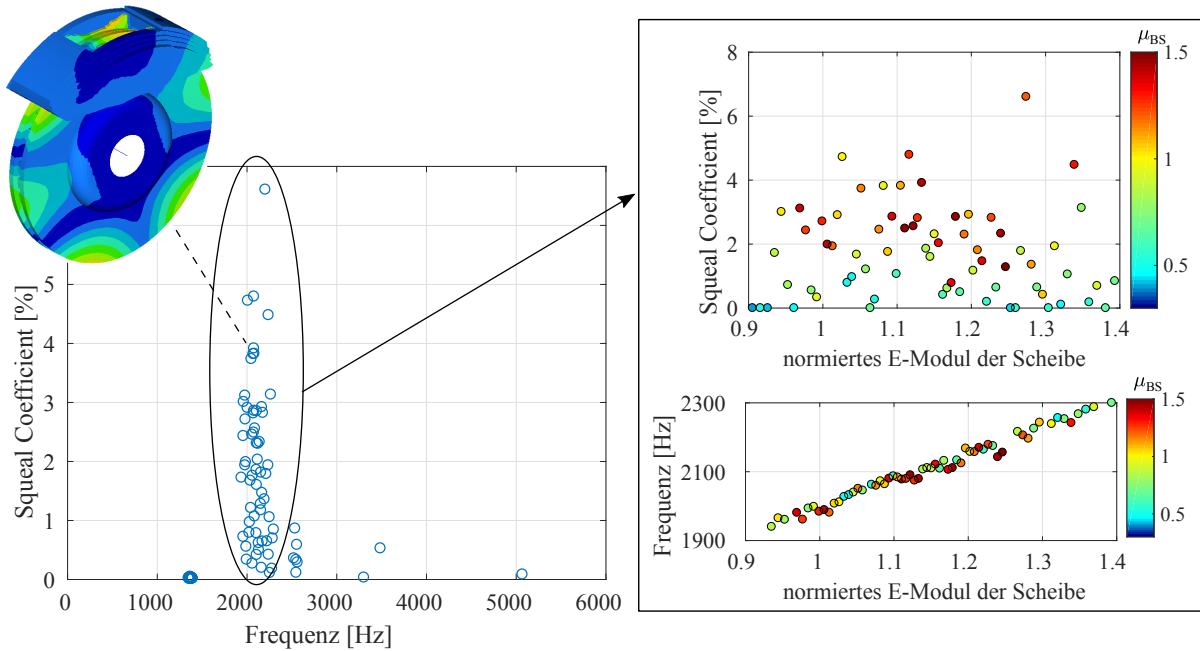


Abbildung 5.9: Ergebnisse einer Robustheitsanalyse mit 70 Arbeitspunkten in Fahrrichtung Rückwärts dargestellt mit der Frequenz über der normierten negativen Dämpfung; 31% der Arbeitspunkte sind bei 2 kHz instabil; die Instabilitäten bei 2 kHz zeigen keinen Einfluss der Bremsscheibe

ist, sondern andere Nichtlinearitäten auftreten, welche die Systemdynamik signifikant beeinflussen können. Das Dämpfungsblech als solches hat durch seinen Schichtaufbau stark nichtlineares Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten in bestimmten Druckgebieten. Darüber hinaus gibt die tangentialen Oszillation der Beläge beim Quietschen der Umbiegeglasche und den Fertigungstoleranzen an dieser Stelle neue Signifikanz.

All dies erfordert tiefere Untersuchungen und Messungen. Im Folgenden wird deshalb über eine einfache nichtlineare Steifigkeitskennlinie des elastischen Materials am Belaganschlag eine Abschätzung getroffen und versucht, die Sensitivität dieser Stelle auch für die tangentialen Mode nachzuweisen. Weitere, detailliertere Untersuchungen und Messungen sollten folgen.

Für die Modellierung wurde ein hyperelastisches Materialmodell nach Yeoh gewählt. Damit kann eine polynomielle Form im Spannungs-Dehnungs-Diagramm realisiert werden. Die Dehnungsenergie  $U$  ergibt sich nach [Aba] zu

$$U = \sum_{i=1}^3 C_{i,1} (\bar{I}_1 - 3)^i + \sum_{k=1}^3 \frac{1}{C_{k,2}} (J_{el} - 1)^{2k}, \quad (5.1)$$

wobei  $\bar{I}_1$  die erste deviatorische Dehnungsinvariante,  $J_{el}$  das elastische Volumenverhältnis und  $C_{n,1}$  und  $C_{n,2}$  Materialkonstanten für die Elastizität und die Kompressibilität des Materials bilden.

Um das Material zu modellieren, wird zunächst die maximale Kontaktnormalspannung  $p$  im elastischen Material berechnet. Sie beträgt  $p \approx 7 \text{ MPa}$ . Über das E-Modul kann

berechnet werden, dass das elastische Material eine maximale Dehnung von 14% zulässt. In diesem Bereich wird nun das hyperelastische Materialmodell s-förmig angepasst. Die sechs Koeffizienten des Materials können mit sechs gewählten Punkten bestimmt werden. In Abbildung 5.10 sind die Spannungs-Dehnungspunkte des gewählten hyperelastischen Materials dargestellt. Zudem wurde dieselbe Querkontraktionszahl wie im linearen Material vorgegeben.

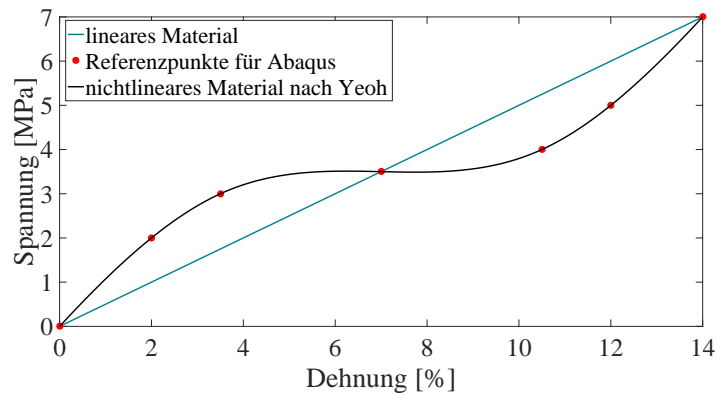


Abbildung 5.10: Angenommenes nichtlineares Materialverhalten des elastischen Materials am Belaganschlag

Bei der Zeitintegration des vollen Systems fällt zunächst auf, dass deutlich weniger numerische Dämpfung nötig ist, um die hochfrequenten Moden zu dämpfen. Die lineare Stabilitätsanalyse zeigte ebenfalls deutlich weniger instabile hochfrequente Moden, was weiter untersucht werden sollte. In Bezug auf den kritischen Reibwert zwischen Belag und Scheibe destabilisiert das nichtlineare Material am Belaganschlag die 2 kHz Mode signifikant. Wie in Abbildung 5.11a und b zu sehen ist, wird mit einem linearen Belaganlagematerial ein Reibwert von ca.  $\mu_{BS,krit,lin} > 0,5$  benötigt, damit eine 2 kHz Frequenz aufklingt. Wenn jedoch das Shimmaterial zwischen Rückenplatte und Sattel mit dem nichtlinearen Verlauf aus Abbildung 5.10 modelliert wird, senkt sich der kritische Reibwert zu  $\mu_{BS,krit,nl} > 0,2$ , bei sonst gleichen Parametern. Dies ist hier nur exemplarisch an einem Parameterset gezeigt, die Ergebnisse bestätigen jedoch, dass die Materialdaten bzw. die Modellierung dieser Fügestelle einen großen Einfluss auf die Stabilitätseigenschaften der tangentialen Mode haben können.

Prinzipielle Sensitivitäten konnten somit mit der tangentialen Mode untersucht werden. Jedoch sind noch die Abhängigkeiten der unterschiedlichen Anfangsbedingungen offen und die korrekte Kontaktmodellierung zwischen Kolben und Rückenplatte konnte im Rahmen dieser Arbeit nicht vollständig untersucht werden.

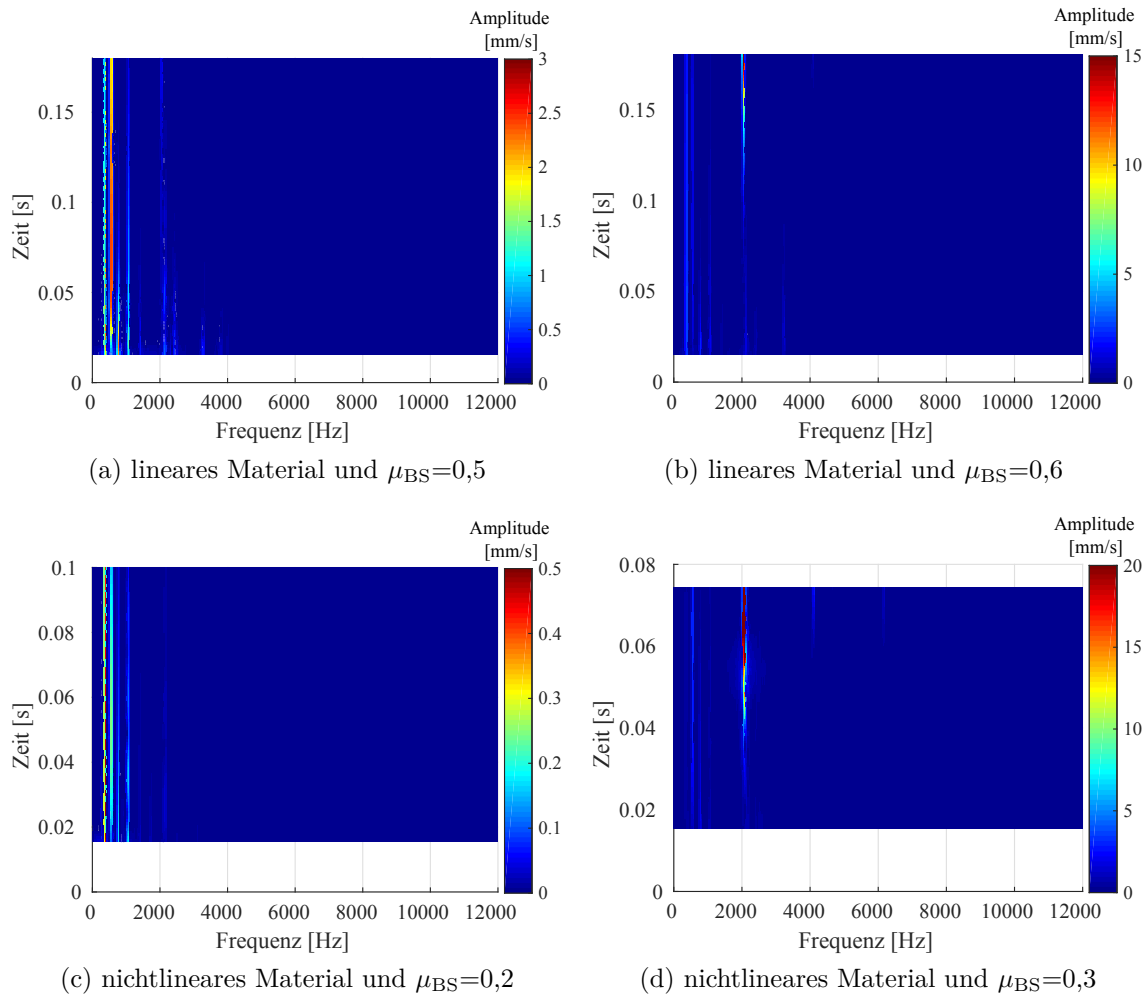


Abbildung 5.11: Axiale Geschwindigkeit eines Scheibenknoten mit linearem und mit nichtlinearem Belaganlagematerial; beim nichtlinearen Material zeigen sich deutlich früher aufklingende 2 kHz Frequenzen

## 6 Diskussion zur Rolle der Simulation als Teil des Entwicklungsprozesses

Zweifellos gibt es nicht nur bei den Fahrzeugherstellern aus verschiedensten Richtungen das Bestreben zur Digitalisierung des Entwicklungsprozesses, als Teil einer Front-Loading Strategie. Dies soll eine Reduzierung der nötigen Hardware und damit der Kosten und einen erheblichen Zeitgewinn ermöglichen. Der Simulation der Bremse, insbesondere der Bremsgeräusche, kommen deshalb verschiedene Rollen zuteil.

Wie auch in den vorangegangenen Kapiteln beschrieben, ist oft schon der Erkenntnisgewinn durch das Studium der Mechanismen eines konkreten Geräuschereignisses die Mühe wert. Jedoch ist der Anspruch der Industrie, dies konkret in Rahmen von Projekten umzusetzen, was die Frage aufwirft, an welchen Stellen ein effektiver Einsatz der Werkzeuge richtig ist. Abgesehen von Frequenzanalysen von Einzelbauteilen kann dies grundsätzlich in zwei Denkweisen unterteilt werden. Zum einen kann die Simulation als Werkzeug für tieferes Verständnis des Bremsgeräusches eingesetzt werden, worunter auch Toleranzbetrachtungen fallen, und zum anderen als Ersatz von Hardware-Tests und damit als digitaler Prüfstand.

### 6.1 Simulation als Werkzeug für tieferes Verständnis des Bremsgeräusches

Die Komplexität und hohe Sensitivität auf verschiedenste Größen macht es nötig, bei der Arbeit mit reiberregten Schwingungen grundsätzliches Systemverständnis zu erlangen. Dies ist völlig unabhängig von dem jeweiligen Gewerk wie z.B. der Simulation. Dieses Systemverständnis kann dann genutzt werden, um z.B. Konzepte in einer frühen Entwicklungsphase zu bewerten und die so genannten ‘Design Rules’ abzuleiten. So hat sich z.B. bei der Untersuchung des Fahrtrichtungswechsel in dieser Arbeit die unsichere Kontaktsituation an der Belaganlagefläche als sehr kritisch erwiesen.

Darüber hinaus sollten jedoch auch messbare Größen entstehen, die personenunabhängig verwendet werden. Die Fragestellung wird daher oft von der Modellierung des Problems motiviert. Ein solches *simulationsgetriebenes Messen* muss fester Teil der Entwicklung sein. Die Ableitung von messbaren, relevanten Größen ist für die Angabe von Toleranzen und der Robustheit des Systems notwendig, aber auch für das Ableiten der gleichen Bremse für neue Baureihen. Dies führt auf die simple Frage: *Was ist an dieser Bremse gut?* Ziel bei der Verständnisgenerierung ist also, einen messbaren Rahmen zu schaffen, in dem sich die Entwicklung der Bremse dann bewegen kann.

Darüber hinaus muss ebenfalls die Erstellung von Gegenmaßnahmen bei konkreten Geräuschproblemen betrachtet werden. Hier muss in kurzer Zeit eine robuste Änderung gefunden werden. Gewonnenes Systemverständnis kann hierbei die Geschwindigkeit und die

Robustheit signifikant beeinflussen, auch wenn simulationsgetriebene Messungen und Modellvalidierungen zuerst keine direkt anwendbaren Ergebnisse erzielen. Die Simulation sollte die Validierungsmöglichkeiten des Modells aufzeigen.

Für eine systematische Herangehensweise wird ein Ablauf, wie in Abbildung 6.1 dargestellt, empfohlen. Eine ähnliche Vorgehensweise ist z.B. auch in [Wal13] zu finden. Außerhalb der prädikativen Rolle der Simulation ist der effektivste Einsatz die *orthogonale* Verwendung zum Prüfstand. Das heißt, die Simulation kann einen tieferen Einblick in den Mechanismus des Geräuschereignisses liefern und deutlich mehr Varianten *testen*. Dabei ist die richtige Wahl der Simulationsmethode und der Randbedingungen entscheidend. Nur mit einem richtigen, auf die Frequenz validierten Modell können Gegenmaßnahmen entwickelt werden, die eine hohe Robustheit und damit ein geringes Risiko bergen, im Feld mit unterschiedlichen Einflüssen und Toleranzlagen der Bauteile zu quietschen.



Abbildung 6.1: Methodische Vorgehensweise beim Auftreten eines Quietschgeräusches und zur Erstellung robuster Gegenmaßnahmen im Entwicklungsprozess

Eine komplette methodische Vorgehensweise ist in der Praxis, aufgrund von teilweise äußerst kurzen Reaktionszeiten und einer schlechten Reproduzierbarkeit des Geräuscheignisses, nicht immer möglich. Trotzdem sollte sie angestrebt werden. Dies kann auch zur Folge haben, dass verschiedene Modelle und Validierungsmethoden für unterschiedliche Frequenzen und Schwingformen gewählt werden müssen. Die Einsparungen, die dabei durch verkürzte Schleifen in der Entwicklungszeit auftreten, überwiegen meist der anfänglich trägeren Ergebnisproduktion.

## 6.2 Prädikative Simulation als Teil eines digitalen Prüfstandes

Durch die genannten Trends wird ebenfalls versucht, Fahrzeugtests gänzlich durch die Simulation zu ersetzen. Im Folgenden wird deshalb an den Beispielen der vorangegangenen beiden Kapiteln versucht, den digitalen Prüfstand in Bezug auf das Bremsenquietschen zu diskutieren.

Wie analytisch z.B. in [KTZ<sup>+</sup>15, SKH12, Hoc09] gezeigt und numerisch angewendet auf das beispielhafte Bremssystem in Kapitel 4.3, ist das Verzweigungsverhalten der Lösungen und damit die Entstehung von stabilen Grenzzyklen nur unter Berücksichtigung der Anfangsbedingungen auszuwerten. Wo in Kapitel 3.2.2 noch auf Basis der linearen Stabilitätsberechnung alle (geschätzt) realistischen Parameter und Toleranzen in eine Robustheitsanalyse implementiert werden können, muss die nichtlineare Analyse eine zusätzliche Dimension besitzen, was den numerischen Aufwand alleine dadurch schon potenziert. Da nicht alle möglichen Anfangsbedingungen auch real sind, kann der Lösungsraum oft noch eingeschränkt werden, jedoch ist es immer noch äußerst schwierig abzuschätzen, welche (Anfangs-) Zustände ein Bremssystem alle im Laufe seines Lebenszyklus annehmen kann. Der numerische Aufwand ist dabei sehr groß und skaliert mit jeder Anfangsbedingung mit. Eine Verbesserung bietet hierbei, abgesehen von der Entwicklung effizienter Grenzzyklusapproximationsverfahren, die enge Vernetzung von Prüfstand, Fahrzeug und Simulationstätigkeiten, wie sie in Kapitel 2.3 erwähnt ist. Hierdurch können anhand von Erfahrungswerten kritischer Zustände vielleicht Klassen von Anfangsbedingungen gebildet werden, wie es auch in dieser Arbeit mit dem Fahrtrichtungswechsel geschehen ist.

### 6.2.1 Vergleich zweier Bremssysteme mit unterschiedlichen Einzugsbereichen

Um die Simulation als Vorhersagewerkzeug zu verwenden, muss es das Ziel sein, die Menge an kritischen Zuständen abzuschätzen und auswerten zu können. Dies ist skizzenhaft in Abbildung 6.2 gezeigt. Die Anzahl der Parameter, die zu einer Destabilisierung der Ruhelage von bestimmten Frequenzen führen, kann dabei die Basis bilden. Jedoch muss ebenfalls die Menge an Zuständen (zum Beispiel Stöße durch die Fahrbahn, Fahrmanöver etc.) miteinbezogen werden, die zu kritischen stabilen Grenzzyklen, bzw. aufklingendem Verhalten führen. Die Summe aus beiden Mengen bildet die allgemeine Robustheit der

Bremse, welche mit einer alternativen Lösung, bzw. möglichen Modifikationen gegenübergestellt werden muss.

Im beispielhaften Fall der Bremse A aus Abbildung 6.2a ist der Fehler, der entsteht, wenn nur die Stabilität aus der Ruhelage betrachtet wird, akzeptabel. Wie in Abbildung 6.2b dargestellt, ist im schlechtesten Fall die lineare Grenze der Stabilität aus der Gleichgewichtslage (z.B. ein  $\mu_{BS,krit}$ ) jedoch deutlich verschieden zu der Neigung des Systems, stabile Grenzyklen auszubilden bzw. aufzuklingen. Wie in Kapitel 4.3 gezeigt, wird dieser Unterschied besonders kritisch, wenn dadurch die abgeleiteten Tendenzen auch falsch werden. Sollten die Bremsen A und B aus Abbildung 6.2 zwei unterschiedliche Konzepte darstellen, so wäre es falsch, die Höhe der linearen Grenze als einziges Bewertungskriterium auszuwählen. Vielmehr sollte die Größe der Fläche der gepunkteten Kurve herangezogen werden, vorausgesetzt die ausgewählten Zustände sind realistisch. So ist Bremse A in deutlich mehr Zuständen z.B. mit höheren Reibwerten noch stabil, während Bremse B in der Gleichgewichtslage noch sehr stabil ist, jedoch bei sehr vielen anderen Zuständen ein ganz anderes Verhalten zeigt. Diese Veränderungen des Stabilitätsgebietes muss zwingend abgeschätzt werden, insbesondere wenn Bremsenkonzepte bewertet werden sollen. Konkret können hier z.B. auch Antworten auf die Bewertung von Belaganlagekonzepten gefunden werden, die sehr stark das nichtlineare Stabilitätsverhalten der Bremse verändern.

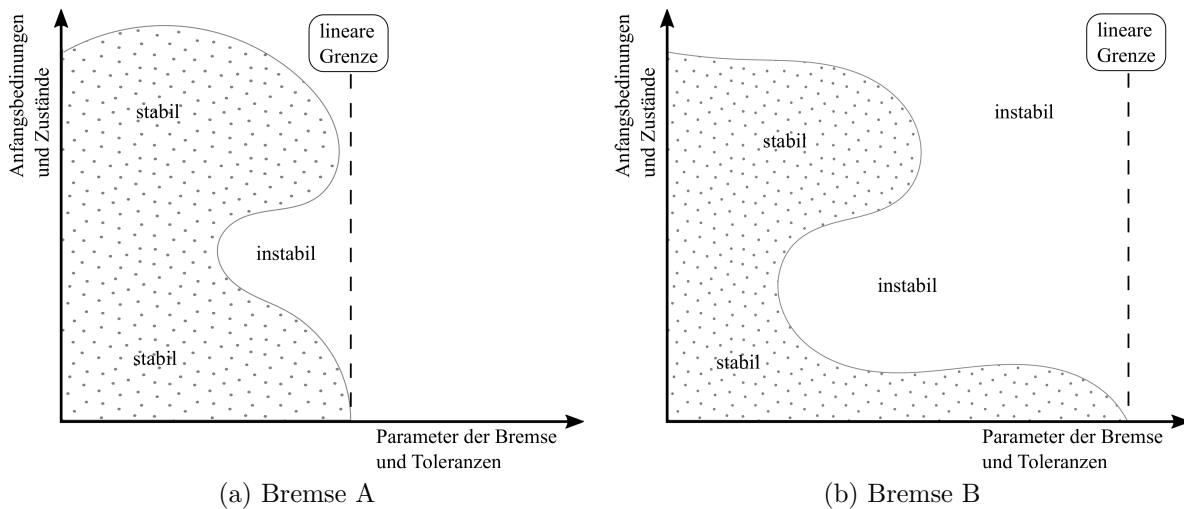


Abbildung 6.2: Skizzenhaftes Bewertungsschema unter Berücksichtigung der möglichen Verzweigungen einer Bremse; die lineare Grenze im Gleichgewichtszustand ist weniger aussagekräftig als die Fläche der stabilen Zustände

Auf Basis eines solchen Bewertungsschemas können Erprobungsaufwände stark reduziert werden, da spezifische Arbeitspunkte gefunden werden können, die eine Validierung mittels Versuch bedürfen. Jedoch ist bei einem solchen Verfahren nicht allein die Rechenkapazität noch nicht ausreichend, sondern es fehlt teilweise noch an grundsätzlichen Kenntnissen über Themen, wie z.B. der korrekten Modellierung der Dämpfung, die Modellierung des Reibungskontaktes z.B. zwischen Belag und Scheibe und der Diskretisierung der Reibung.



### 6.2.2 Diskussion des Verzweungsverhaltens in Bezug auf Gegenmaßnahmen

Die Suche nach geeigneten Gegenmaßnahmen für ein bekanntes Geräuschproblem stellt, genauso wie der Vergleich zweier Bremssysteme, eine große Herausforderung dar. Die üblichen Gegenmaßnahmen sind die Auftrennung der Moden durch einseitiges Verschieben der gekoppelten Moden und Hinzugabe von Dämpfung, wenn möglich. Hinzu kommt nun auch eine Betrachtung des Einflusses der Anfangsbedingungen.

Es stellt sich also zum einen die Frage, wie man durch konstruktive Maßnahmen das Entstehen eines Systems mit großen subkritischen Bereichen eindämmen könnte, um damit die Einflüsse der Anfangsbedingungen zu minimieren. Die Grenzen der linearen Lösung wären bei einem rein superkritischen System ausreichend. Aus der Literatur bekannt sind hierbei die Hinzugabe von Dämpfung, was jedoch, wie in Kapitel 4.3 gesehen, praktisch nicht so einfach ist. Trotzdem könnte man auch noch an grundsätzlich andere Wege denken, bzw. überlegen, wie das System gestaltet sein müsste, damit die Dämpfung effektiv wirkt. Im Falle von den belagumschließenden Dämpfungsblechen hat dies jedoch, wie in Kapitel 5 diskutiert, zu einer neuen, tangentialen Belagmode geführt, welche wiederum neue Sensitivitäten hat.

Zum anderen kann versucht werden, die Fügstellendämpfung zur Unterdrückung der Schwingungen einzusetzen. Dazu müssten die Systemparameter jedoch sehr exakt bestimmt werden, da reibungserregte Systeme sehr sensibel auf Parameterschwankungen reagieren können und so ein robuster Einsatz fraglich wird. Hoher Preisdruck und Serientauglichkeit der Konzepte limitieren den Raum solcher Möglichkeiten. Darüber hinaus stehen andere Bremsgeräusche teilweise im Zielkonflikt neuer Maßnahmen. Ein Beispiel hierfür sind asymmetrische Bremsscheiben (siehe z.B. [Wag13]), welche die Rubbeigenschaften des Fahrzeugs oft signifikant verschlechtern.

Zusammenfassend lässt sich also sagen, dass eine rein simulative Bewertung von Bremssystemen und Gegenmaßnahmen auf Basis des aktuellen Stands der Technik noch nicht sinnvoll ist. Hardwaretests müssen zwingend als Teil der Modellvalidierung verstanden werden. Ein intelligenter Einsatz von dieser Validierungen, insbesondere in Bezug auf Toleranzstreuungen bzw. Achsänderungen kann jedoch auf eine deutliche Reduzierung des Erprobungsaufwands mit akzeptablem Risiko führen.



# 7 Zusammenfassung und Ausblick

## 7.1 Gegenstand der Arbeit und Ergebnisse

Ziel dieser Arbeit war es, die Erhöhung der Quietschneigung einer PKW-Bremse aufgrund eines Fahrtrichtungswechsels zu untersuchen. Dies konnte jedoch nur qualitativ untersucht werden, da das allgemeine Phänomen des Bremsenquietschens noch nicht ausreichend verstanden ist. Es konnten aber verschiedene Effekte gefunden werden, die grundsätzlich zu einer erhöhten Wahrscheinlichkeit führen, aufklingendes Verhalten des Systems zu erzeugen. Dieses Verständnis trägt dazu bei, die Suche nach Gegenmaßnahmen zu beschleunigen und 'Design Rules' abzuleiten wie ein Bremssystem aussehen muss, damit der Fahrtrichtungswechsel weniger kritisch ist. Außerdem motivieren die Ergebnisse weiter an den Methoden zur Bestimmung der Stabilitätsgebiete nichtlinearer Systeme zu forschen.

Das Bremsenquietschen als praktisches Beispiel für reiberregte Schwingungen wird in der Literatur ausgiebig untersucht. Hierzu wurde in dieser Arbeit eine Einordnung gegeben und zwei grundlegende Effekte anhand einfacher Minimalmodelle besprochen. Bremsenquietschen kann als Flatter-Instabilität, welche durch eine Kopplung zweier Systemmoden entsteht, hervorgerufen werden. Darüber hinaus besitzt das Bremssystem Nichtlinearitäten, die den gefundenen, linearen Stabilitätsbereich ungültig machen können. Zur Abschätzung des Fehlers in einem realen Bremssystem wurde ein FE-Modell aufgebaut, welches in seiner Modenlage und -dichte sehr nah an einem realen Bremssystem liegt und darüber hinaus einen Fahrtrichtungswechsel als beispielhafte Störung abbilden kann. Im Vergleich des linearen Stabilitätsgebietes mit den transienten Ergebnissen zeigte sich durch die beiden nichtlinearen Kontakte, dass das System so sensibel auf Störungen reagiert, dass die Stabilität der Ruhelage schon durch die Diskretisierung der drehenden Brems Scheibe ungültig werden kann. Der so entstehende Grenzzyklus ist jedoch im Makroskopischen sehr ähnlich zur linearisierten Lösung, was eine Modellvalidierung schwieriger macht. Insbesondere die Belagdynamik muss mit validiert werden.

Die messtechnische Untersuchung des Fahrtrichtungswechsels ergab, dass die Kontaktflächen und Druckverteilungen der Bremsbeläge am Sattel sehr unterschiedlich sein können und sich auch mit der Zeit ändern. Kurz nach dem Fahrtrichtungswechsel sind die Kontaktflächen klein und wachsen dann erst mit der Zeit. Außerdem können die inneren und äußeren Beläge unterschiedlich schwingen. Die Erkenntnisse haben zu einer Erweiterung der Robustheitsanalyse auf Basis der komplexen Eigenwertberechnung geführt. Hierdurch kann deutlich mehr Systemverständnis erlangt werden. Die Implementierung ist ausführlich beschrieben und kann so direkt auch auf andere Systeme angewendet werden. Die Messungen und linearen Untersuchungen am Belaganschlag haben gezeigt, dass flächige Belaganlagekonzepte mehr mögliche Kontaktzustände haben und dadurch den Raum für Optimierungen verkleinern. Ziel sollte sein, durch das Sattel- und Belaganlagekonzept so

wenig Zustände wie möglich zu generieren. Auf Basis dieser rein linearen Erkenntnis erscheint ein flächiges Belaganlagekonzept aus Sicht des Bremsenquietschens von Nachteil. Die hohe Anfälligkeit auf Störungen des Systems zeigt sich auch beim Fahrtrichtungswechsel. Mit zwei realitätsnahen Anfangsbedingungen ist der Einfluss von Dämpfung und der Einfluss des E-Moduls der Scheibe auf das Stabilitätsverhalten untersucht worden. Dabei wurde der Vergleich mit dem kritischen Reibwert gemacht, der nötig ist, um instabiles Verhalten zu beobachten. Dies ist ein typischer Kennwert aus der Praxis. Zuerst wurde festgestellt, dass das gestörte System schon bei einem Reibwert zwischen Scheibe und Belag von  $\mu_{BS,krit,gestört} = 0,4$  instabil wird. Die Ruhelage dieses Systems wird jedoch erst bei einem Reibwert von  $\mu_{BS,krit,ungestört} = 1,0$  instabil. Der Fehler ist hier also nicht zu vernachlässigen.

Wie auch schon aus Minimalmodellen der Literatur bekannt, neigt auch das untersuchte Modell bei höherer Dämpfung dazu, subkritische Bifurkation in superkritische umzuwandeln. Dies passiert jedoch erst bei Dämpfungen, bei denen das System sowieso kein instabiles Verhalten mehr zeigt und erscheint damit für die Praxis eher nicht relevant. Der Vergleich des ungestörten und gestörten Stabilitätsverhaltens bei Variation des E-Moduls der Scheibe ergibt, dass das System nicht nur bei deutlich kleineren Bifurkationsparametern stabile Grenzzyklen ausbilden kann. Ebenfalls lässt sich feststellen, dass keine der Tendenzen der linearen Simulation genau mit dem Ergebnis der transienten Rechnung übereinstimmt.

Durch die Messungen der Belagdynamik des Fahrtrichtungswechsels konnte noch eine andere Betriebsschwingform nachgewiesen werden. Da die tangentielle Art der Bewegung so noch nicht in der Literatur und Praxis bekannt war, wurden die Randbedingungen des Systems genauer untersucht und dokumentiert. Es zeigt sich, dass eine bestimmte Art des Belagverschleißes, eine Plateaubildung in der Mitte des Belages und ein elastisches Material an der Belaganlagefläche die Belagdynamik entscheidend verändern können. Die gemessene Schwingform konnte mit abgeänderten Randbedingungen auf Basis von Messungen im vereinfachten FE-Modell dargestellt werden. Die Stabilität aus der Ruhelage ist hierbei im Vergleich zum axialen Modell deutlich kritischer bei der 2 kHz Mode. Außerdem ändert sich die Art der Nichtlinearität. Die Reibstelle der axialen Mode wird zu einer nichtlinear elastischen Feder, welche jedoch ebenfalls sehr stark das Instabilitätsverhalten der 2 kHz Mode beeinflusst. Das System zeigt darüber hinaus eine Sensitivität auf den Kontakt zwischen Kolben und Belag. Die Untersuchungen können deshalb als Basis für weitere Forschung dienen.

Die Ergebnisse betonen die Wichtigkeit der Belaganlageflächen bei der Dynamik des Bremssystems. Diese sollten in jedem Fall für die Entwicklung von Gegenmaßnahmen mitberücksichtigt werden. Größe, Form, Elastizität und Dämpfungseigenschaften sowie die Oberfläche dieses Kontakts können hier eine Rolle spielen. Darüber hinaus kann durch simulationsgetriebene Messungen schon viel Systemverständnis geschaffen werden. Insbesondere bei der Belagdynamik zeigen sich hier große Potentiale.

Abschließend wurde auf Basis des signifikanten Unterschieds zwischen dem linearen Stabilitätsbereich und den Ergebnissen der transienten Untersuchungen die Frage diskutiert, welche Rolle die Simulation in einem Bremsenentwicklungsprozess haben kann. Eine prädi-kative Simulation ohne Hardwaretests auf Basis des aktuellen Stands der Technik scheint

hierbei weit entfernt. Es wurde jedoch eine methodische Vorgehensweise zur Erstellung robuster Gegenmaßnahmen und Toleranzbetrachtungen skizziert.

## 7.2 Offene Fragen und Ausblick

Viele Unterkapitel dieser Arbeit motivieren weitere Forschung.

So sollte beispielsweise eine physikalischere Modellierung der dominanten Dämpfungsmechanismen angestrebt werden. Auch der Umgang mit den durch die Diskretisierung hervorgerufenen Störungen und numerischen Moden muss weiter untersucht werden.

Durch die in dieser Arbeit beispielhaft untersuchte Störung beim Fahrtrichtungswechsel ergibt sich die Frage, welche andere Arten bzw. Klassen von Störungen das Bremssystem im Laufe seines Betriebs erfährt. Eine Eingrenzung könnte den Raum für einfachere Verzweigungsuntersuchungen eröffnen. Darüber hinaus muss eine effizientere Berechnung und Approximation der möglichen Grenzzyklen gefunden werden. Hierbei sollten mögliche Modellordnungsreduktionsverfahren sowie eine Verzweigungsanalyse von nichtlinearen-nichtglatten Systemen mit Reibkontakten weiter vorangetrieben werden.

Weiterhin hat sich gezeigt, dass unterschiedlichste Betriebsschwingformen bei ähnlichen Frequenzen möglich sind. Hier sollte weiter an einer einfachen, gut anwendbaren Methode zur Messung der Betriebsschwingform im industriellen Kontext geforscht werden. Die in diesem Bereich erstmals verwendete 3D-Kameratechnik zeigte hierzu viele Potentiale.

Die neu entdeckte tangential Mode ist in dieser Arbeit nicht vollumfänglich untersucht worden. Zum einen sollte der Kontakt zwischen Bremsbelag, Dämpfungsblech und Sattel der Belaganlagefläche messtechnisch erfasst werden. Außerdem hat sich gezeigt, dass bei dieser Schwingform auch der Kontakt zwischen Kolben und Rückenplatte bzw. Dämpfungsblech an Wichtigkeit gewinnt. Hierzu ist in der Literatur noch wenig beschrieben worden und erste Untersuchungen, welche am Forschungsprüfstand des ITM durchgeführt wurden, zeigen, dass hier ebenfalls Haft-Gleit-Übergänge stattfinden können. Die in Kapitel 4.2 erarbeitete Methodik zur Variation der Belaganlagefläche kann auch auf die tangentialen Moden angewendet werden. Erste Simulationen zeigen auch hier große Sensitivitäten. Weiterhin zeigt das Bremssystem große Sensitivitäten durch die Konditionierung hervorgerufenen Verschleißzustände des Belages. Dies sollte ebenfalls weiter untersucht werden und eventuell mit Korrosionserscheinungen erweitert werden, da z.B. das morgendliche Losfahren nach einiger Standzeit komplett unterschiedliche Geräusche hervorbringen kann.



# Anhang





# A Ergänzungen zur Solverdynamik

Die numerische Lösung des HHT- $\alpha$ -Verfahrens kann rekursiv in der Form

$$\mathbf{u}_{n+1} = \mathbf{T}(h)\mathbf{u}_n + \mathbf{b}_{n+1}(h) \quad (\text{A.1})$$

angegeben werden. Dabei beschreibt der  $(3N \times 1)$  Vektor  $\mathbf{u}_n^T = [\mathbf{q}_n^T \quad h\dot{\mathbf{q}}_n^T \quad h^2\ddot{\mathbf{q}}_n^T]$  die Systemzustände zur Zeit  $t_n$ ,  $\mathbf{T}(h)$  ist die  $(3N \times 3N)$  Verstärkungsmatrix und der  $(3N \times 1)$  Vektor  $\mathbf{b}(h)$  beschreibt die externen Lasten.

Für einen Ein-Freiheitsgrad-Schwinger kann angelehnt an [GR15] mit der Dämpfungsrate  $\xi$  und dem Frequenzparameter  $\Omega = \omega h$  die Form

$$\mathbf{T}(h) = \mathbf{H}_1^{-1}\mathbf{H}_0 \quad (\text{A.2})$$

mit

$$\mathbf{H}_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -\beta_{\text{H}} \\ 0 & 1 & -\gamma_{\text{H}} \\ \Omega^2(1 - \alpha_{\text{H}}) & 2\xi\Omega(1 - \alpha_{\text{H}}) & 1 \end{bmatrix} \quad \mathbf{H}_0 = \begin{bmatrix} 1 & 1 & \frac{1}{2} - \beta_{\text{H}} \\ 0 & 1 & 1 - \gamma_{\text{H}} \\ \Omega^2\alpha_{\text{H}} & 2\xi\Omega\alpha_{\text{H}} & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.3})$$

angegeben werden. Dabei korrespondieren die ersten beiden Zeilen mit dem Newmark-Formalismus und die dritte Zeile aus dem HHT- $\alpha$  Formalismus aus Gleichung (3.12). Die Verstärkungsmatrix kann dann in der geschlossenen Form nach [GR15] angegeben werden mit

$$\mathbf{T} = \frac{1}{D} \begin{bmatrix} 1 + 2\gamma_{\text{H}}\xi\Omega(1 - \alpha_{\text{H}}) & 1 + 2\gamma_{\text{H}}\xi\Omega(1 - \alpha_{\text{H}}) & \frac{1}{2}(1 - 2\beta_{\text{H}}) \\ -\Omega^2\beta_{\text{H}}\alpha_{\text{H}} & -2\Omega\xi\beta_{\text{H}} & +\xi\Omega(1 - \alpha_{\text{H}})(\gamma_{\text{H}} - 2\beta_{\text{H}}) \\ -\Omega^2\gamma_{\text{H}} & 1 - 2\gamma_{\text{H}}\xi\Omega\alpha_{\text{H}} & 1 - \gamma_{\text{H}} \\ +\Omega^2(1 - \alpha_{\text{H}})(\beta_{\text{H}} - \gamma_{\text{H}}) & +\Omega^2(1 - \alpha_{\text{H}})(\beta_{\text{H}} - \frac{1}{2}\gamma_{\text{H}}) & \\ -\Omega^2 & -\Omega^2(1 - \alpha_{\text{H}}) - 2\xi\Omega & \Omega^2(1 - \alpha_{\text{H}})(\beta_{\text{H}} - \frac{1}{2}) \\ +\xi\Omega(1 - \alpha_{\text{H}})(2\gamma_{\text{H}} - 1) & & \end{bmatrix} \quad (\text{A.4})$$

und der Determinante

$$D = \det(\mathbf{H}_1) = 1 + 2\gamma_{\text{H}}\xi\Omega(1 - \alpha_{\text{H}}) + \Omega^2\beta_{\text{H}}(1 - \alpha_{\text{H}}). \quad (\text{A.5})$$



## B Modale Korrelation des FE-Modells mit dem Prüfstandsbremssystem

Das vereinfachte Finite-Elemente-Modell in dieser Arbeit basiert auf dem Bremssystem, welches für die Prüfstandsversuche und Messungen verwendet wurde. Dazu wurden die wichtigsten Bauteile (Bremscheibe, Bremsbeläge, Bremssattel und Achsschenkel) frequenzvermessen und die Eigenfrequenzen der vereinfachten Bauteile im Bereich der zu untersuchenden Frequenz angepasst. Abbildung B.1, B.2 und B.3 zeigen die Werte des *Modal Assurance Criterion (MAC)* und Hauptschwingformen der Bauteile. Der MAC Wert vergleicht die modalen Vektoren auf ihre Konsistenz [All03]. Der Wertebereich geht dabei von 0 bis 1, d.h. von nicht konsistent bis deckungsgleich. Dazu wurden die Serienbauteile durch die Frequenzvermessung angepasst und die Serien-FE-Bauteile mit den vereinfachten FE-Bauteilen abgeglichen. Der Achsschenkel wurde von einem Serienbauteil übernommen und wird deshalb hier nicht explizit aufgeführt.

Bei der Bremscheibe sind bei der K(0,2) Mode größere Unterschiede zu erkennen, was an der Vereinfachung der zweiteiligen Serienbremscheibe zu einer einfachen liegt. Außerdem sind die Moden 7 und 8 Zwillingsmoden, deren einziger Unterschied die Phasenlage ist.

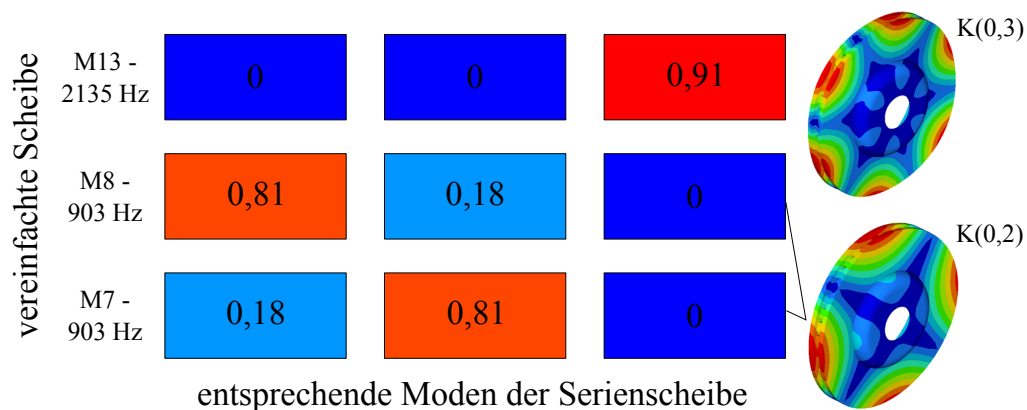


Abbildung B.1: Modale Korrelation des vereinfachten Bremscheibenmodells

Bei der modalen Anpassung des Belages ist der Fokus, die gleiche Reihenfolge zwischen Biege- und Torsionsmode wie im realen Bauteil zu haben. Dies ist u.a. in die Frequenzkarte in Kapitel 4.2 mit eingeflossen.

Gleiches wie für den Belag gilt auch für den Bremssattel. Die ursprüngliche Idee beim Erstellen eines vereinfachten Modells war, einen Block als Bremssattel zu verwenden. Jedoch zeigt sich, dass die modale Reihenfolge der Moden nur mit einer relativ ähnlichen Geometrie erreicht werden kann, weshalb der vereinfachte Sattel diese Form hat.

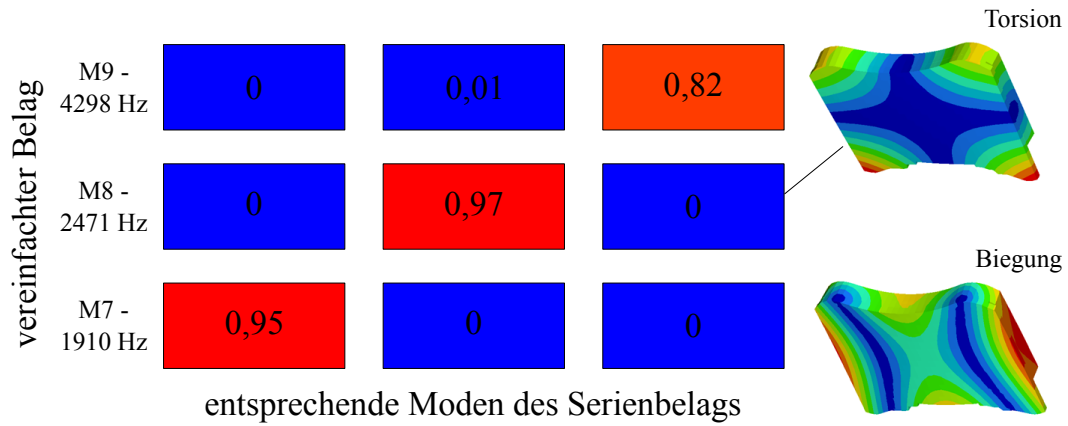


Abbildung B.2: Modale Korrelation des vereinfachten Bremsbelagmodells

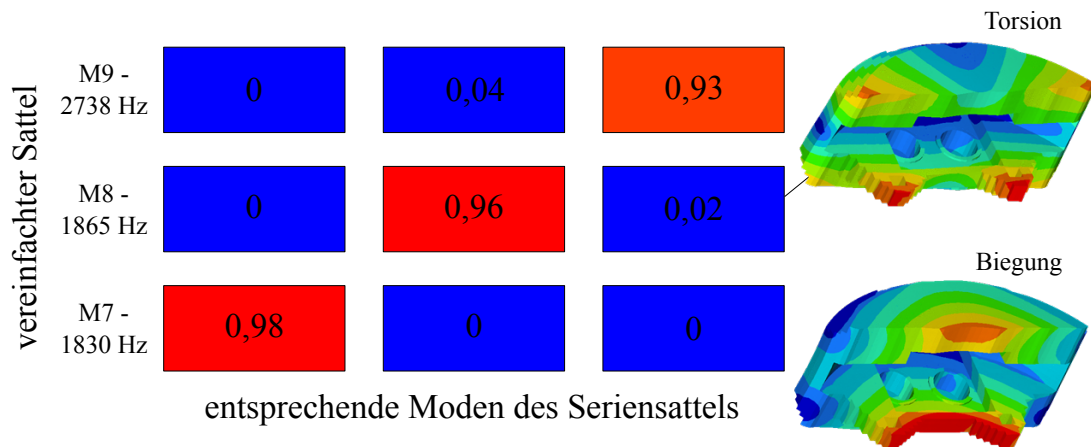


Abbildung B.3: Modale Korrelation des vereinfachten Bremssattelmodells

## C Prüfstands- und Messaufbauten

Für die Messungen in dieser Arbeit wurden zwei Prüfstände verwendet. Zum einen der Forschungsprüfstand des Instituts für Technische Mechanik (ITM) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT). Für die Belag/Scheibe-Konditionierung und Versuche mit Temperatur und Feuchteregelung, d.h. insbesondere für die tangentielle Mode aus Kapitel 5, wurde ein NVH-Prüfstand der Daimler AG in Sindelfingen verwendet.

### C.1 Forschungsprüfstandsaufbau am ITM

Der Forschungsprüfstand am Institut für Technische Mechanik wurde mit einer *Simulink-Steuerung* erweitert, sodass der Lastfall des Fahrtrichtungswechsels unter Druck automatisiert abgebildet werden konnte. Mess- und Steuerungssignale werden über *dSPACE* in *Simulink* lesbar gemacht und können so weiterverarbeitet werden. Abbildung C.1 zeigt den Signalfluss des so erweiterten Prüfstandes. Durch die Steuerung, Regelung und Auswertung der Messdaten innerhalb einer Software konnte der Prüfstandsbetrieb deutlich vereinfacht werden.

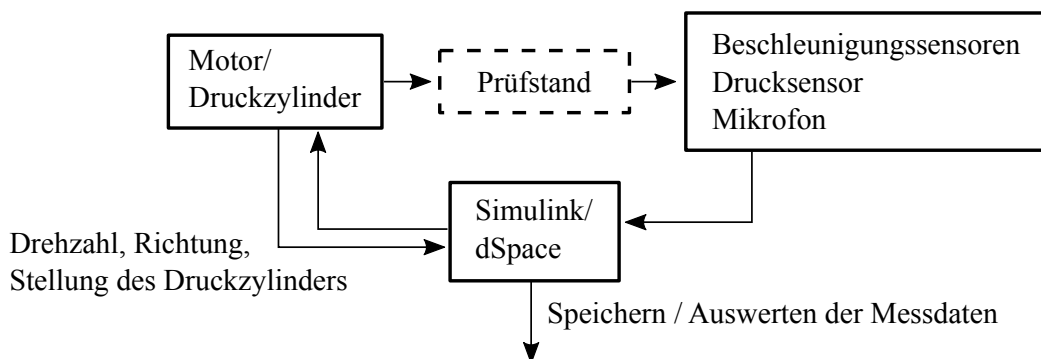


Abbildung C.1: Schematische Darstellung der Steuer- und Messsignale des Prüfstandsaufbaus am ITM

### C.2 Diskussion der 3D-Kameramessung

Die Flüchtigkeit des Bremsenquietschens, speziell beim Fahrtrichtungswechsel, motivierte den Versuch, mittels eines Stereokamerasystems die Schwingung messen zu können. So können alle Messpunkte gleichzeitig gemessen werden, was bei sich ändernden Schwingmoden große Vorteile bieten würde. In Zusammenarbeit mit dem Fraunhofer-Institut für

Werkzeugmaschinen und Umformtechnik IWU und der Gesellschaft für Optische Messtechnik mbH wurden zuerst Vorversuche unternommen und dann an der quietschenden Bremse am Forschungsprüfstand die Schwingung beim Fahrtrichtungswechsel gemessen. Abbildung C.2 zeigt den Aufbau des Messsystems. Jeder Messpunkt wurde mit einem Kontrastkleber versehen, sodass eine maximale Auflösung möglich war. Die Größe des Messfeldes steht dabei mit der Auflösung der Bildes im Zielkonflikt.

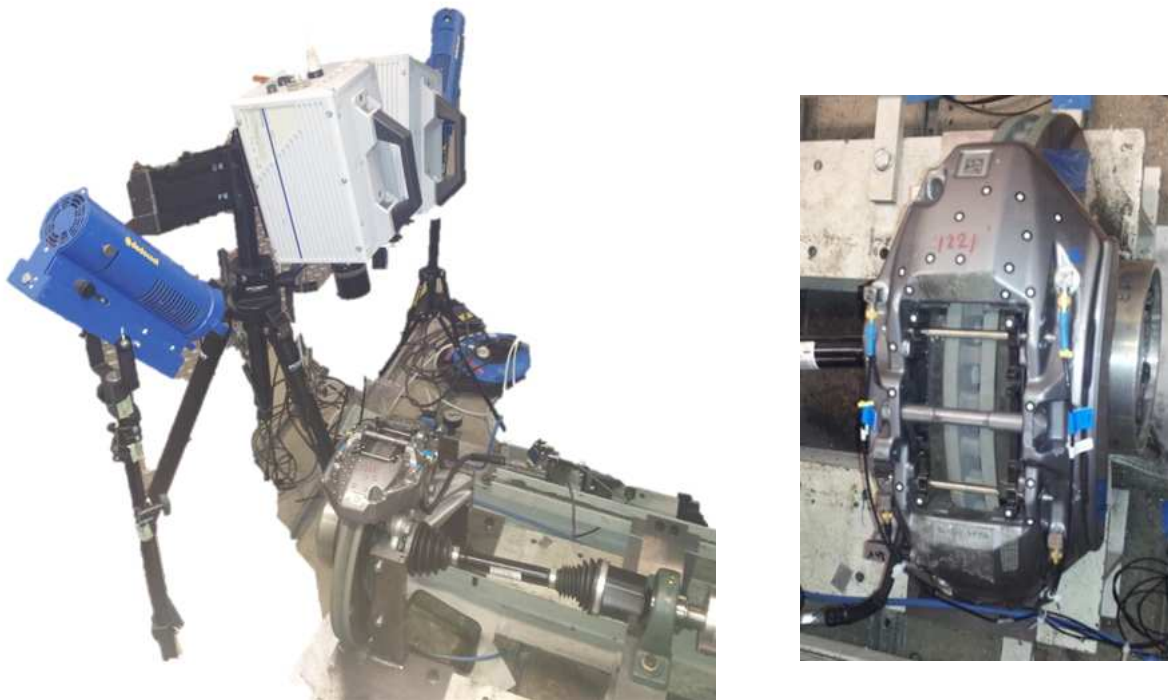


Abbildung C.2: Aufbau zur 3D-Kameramessung der Schwingung beim Quietschen aufgebaut am Forschungsprüfstand des ITM

Durch die scharfe tonale Art des Quietschens, konnte über eine FFT-Filterung eine Schwingungsamplitude von kleiner  $0,5 \mu\text{m}$  bei einer  $2 \text{ kHz}$  Schwingung gemessen werden. Die so gemessene Schwingmode ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Diese Ergebnisse lassen sehr viel Potential auf dieser Art der Schwingungsuntersuchung vermuten, wenngleich sich noch einige Herausforderungen für den industriellen Einsatz zeigen. So muss, genauso wie bei einem Laservibrometer, jeder Messpunkt gut sichtbar sein. Die Beleuchtung muss an jeder Messstelle sehr gut sein und die Messstelle darf durch den Bremsenstaub nicht an Kontrast verlieren. Temperatur und Feuchtigkeit sollten von der Kamera fern gehalten werden. Das eingesetzte System war in Bezug auf Frequenz und gemessene Amplitude an der Grenze angelangt. Damit können also keine hochfrequenten Quietscher gemessen werden. Jedoch gibt es auf dem Gebiet derameratechnik einen rasanten Fortschritt, sodass sich vermuten lässt, dass sich in absehbarer Zeit hier noch signifikante Verbesserungen ergeben können.

## C.3 Versuchsaufbau der 3D-Laservibrometermessungen

Die in Kapitel 5 besprochene, tangentielle Mode konnte nur am Klimaprüfstand und nach vorheriger Konditionierung des Systems beobachtet werden. Die Platz-, Temperatur- und Feuchteverhältnisse ließen eine Messung mit der 3D-Kamera nicht zu. In Absprache mit Experten der Firma Polytec konnte jedoch eine 3D-Laservibrometriemessung bei 0 °C durchgeführt werden, bei dem die Laser innerhalb des Prüfstands positioniert waren. Abbildung C.3 zeigt den Aufbau der Messungen. Die Türe des Prüfstandes ist bei der Messung geschlossen.

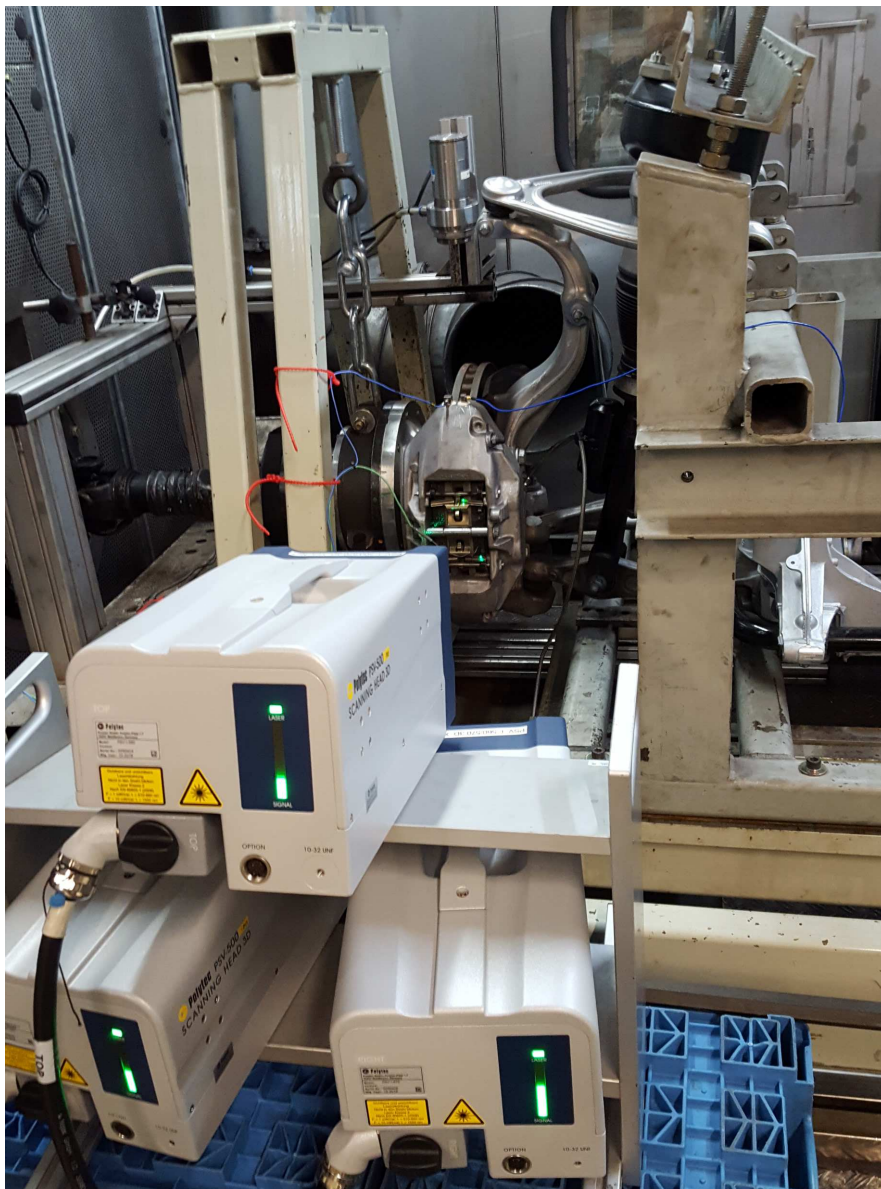


Abbildung C.3: Aufbau der 3D-Laservibrometriemessung im Klimaprüfstand

Die Laser messen dabei sequentiell einzelne Punkte auf einem vorher definierten Messgitter. Die Messsignale werden über einen Beschleunigungssensor am Bremssattel referenziert und zusammengeführt. Da das Bremsgeräusch nur einige Sekunden auftritt, musste ebenfalls über mehrere Bremsungen gemessen werden. Die starke Annahme hierbei ist, dass die Schwingmode konstant über der Zeit ist und zwischen den Messpunkten und der Position des Beschleunigungsaufnehmers keine nichtlinearen Effekte bestehen. Dies kann beim Bremsenquietschen am Fahrtrichtungswechsel nicht angenommen werden. Deshalb sind die Aussagen der Messungen mit einem gewissen Risiko behaftet. Zum einen können Phasenfehler auftreten. So können zum Beispiel bei einer Bremsung die Beläge in Phase und bei einer anderen gegenphasig schwingen. Darüber hinaus führt die Amplitudenreferenz über den Beschleunigungsaufnehmer dazu, dass z.B. bei doppelter Amplitude des Referenzpunktes auch der Messpunkt doppelt skaliert wird. Dieser lineare Zusammenhang, zwischen z.B. Belagbewegung und Sattelschwingung entspricht nicht den Erfahrungen. Nichtsdestotrotz wurde bei verschiedenen Messungen mit unterschiedlichen Bremsen eine sehr ähnliche Schwingmode, insbesondere der Belagbewegung, gemessen, was den Schluss zulässt, dass die tangential Belagbewegung kein Messfehler ist.

## C.4 Versuchsaufbau der Druckfolienmessung

Zu den Messungen des Anpressdruckes an der Belaganlagefläche wurden dynamische Druckfolien verwendet. Diese wurden so ausgeschnitten und festgeklebt, dass nur die Anlagefläche in Kontakt war, wie in Abbildung C.4 dargestellt.

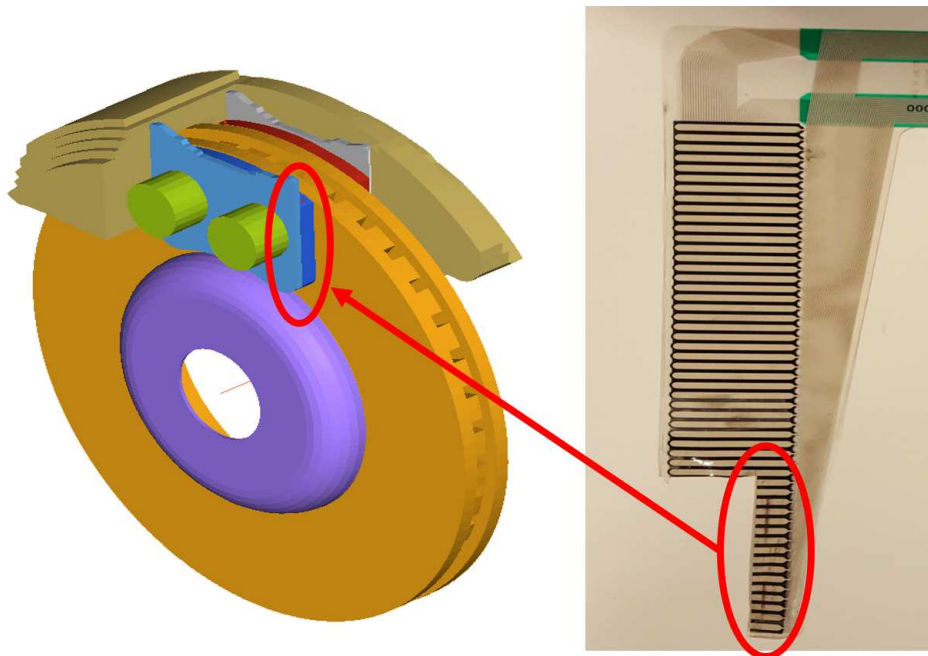


Abbildung C.4: Abgeschnittene Druckfolie für den Sattelschacht



Die Folie selbst ist ca. 0,1 mm dick und hat eine glatte Oberfläche. Die Toleranzschwankungen im Sattelschaft sind mit ca. 0,5 mm größer als die Dicke der Folie, jedoch stellt die Veränderung der Oberfläche dieser Kontaktfläche und z.B. auch eine andere Dämpfung an dieser Stelle eine eindeutige Veränderung des Systems dar. Dies bestätigt sich auch in der Quietschneigung des Systems, welches mit Folie deutlich weniger gequitscht hat als ohne. Es können deshalb mit dieser Messung keine Aussagen bzgl. des eigentlichen Geräuschs getroffen werden. Jedoch sind die Anlagefläche und Druckverteilung eher eine Funktion der Belagkinematik und der Toleranzen der Belagrückenplatte, des Sattels und des Shims. Die in ihrer Beschaffenheit sehr homogene Druckfolie sollte deshalb das Anlegen der Beläge am Sattel beim Fahrtrichtungswechsel nicht zu stark stören. Der Aufbau der Messung im Klimaprüfstand ist in Abbildung C.5 dargestellt.

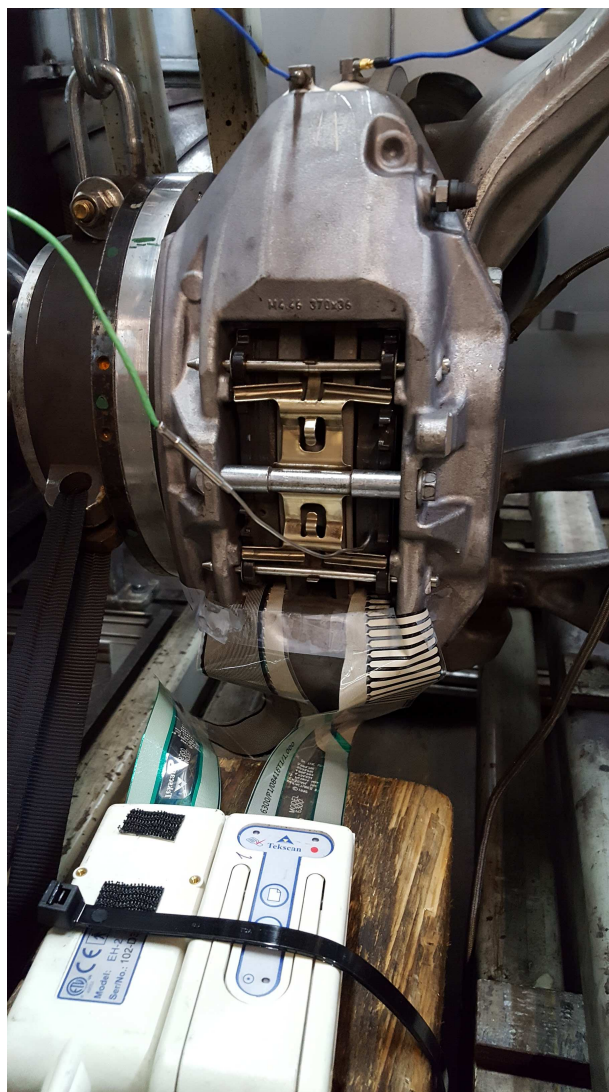


Abbildung C.5: Aufbau zur Druckfolienmessung des Belaganschlages im Klimaprüfstand



# Literaturverzeichnis

- [Aba] ABAQUS: *Abaqus 6.14 Online Documentation* (zuletzt abgerufen am 02.07.2017), <http://abaqus.software.polimi.it/v6.14/>
- [Aka02] AKAY, A.: Acoustics of friction. In: *Journal of the Acoustical Society of America* 111 (2002), S. 1525—1548
- [All03] ALLEMANG, A. J.: The Modal Assurance Criterion (MAC): Twenty Years of Use and Abuse. In: *Journal of Sound and Vibration* (2003), S. 14–21
- [All14] ALLERT, B.: *Simulation von Bremsenquietschen: Ein Beitrag zur Prognosegüte*. München, Technische Universität München, Dissertation, 2014
- [ATZ31] ATZ: Die Bekämpfung des Grosstadt­lärmes. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 9 (1931), S. 211
- [Bak05] BAKAR, A. R. A.: *Modelling and simulation of disc brake contact analysis and squeal*, University of Liverpool, Dissertation, 2005
- [BBDR<sup>+</sup>10] BIANCHI, J. P. ; BALMES, E. ; DES ROCHES, G. V. ; BOBILLOT, A. u. a.: Using modal damping for full model transient analysis. Application to pantograph/catenary vibration. In: *Proceedings of the ISMA/USD*. Leuven, 2010
- [Ben17] BENDER, S.: *Verbesserung der Finite Elemente Modellierung durch Schwingformabgleich und analytische Untersuchung dominanter Nichtlinearitäten beim Bremsenquietschen*, Karlsruher Institut für Technologie, Masterarbeit, 2017
- [BK12] In: BRUNNER, H. ; KOCH, L.: *Schwingungen und Geräusche*. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2012, S. 561–570
- [BMDB16] BRUNETTI, J. ; MASSI, F. ; D’AMBROGIO, W. ; BERTHIER, Y.: A new instability index for unstable mode selection in squeal prediction by complex eigenvalue analysis. In: *Journal of Sound and Vibration* 377 (2016), S. 106 – 122
- [Bro95] BROMMUNDT, E.: Ein Reibschwinger mit Selbsterregung ohne fallende Reibkennlinie. In: *ZAMM . Z. angew. Math. Mech.* 75 11 (1995), S. 811–820
- [BT17] BODE, K. ; TIEDEMANN, M.: Radbremsen in E-Fahrzeugen Potenziale und Herausforderungen. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 119 (2017), Nr. 6, S. 26–31

- [Buc08] BUCK, A.: *Simulation von Bremsenquietschen (Brake Squeal)*, TU München, Dissertation, 2008
- [Cla17] CLAUSSNITZER, E.: *Erstellen eines einfachen, transienten Simulationsmodells zur Analyse der Belagschwingung und des nichtlinearen Stabilitätsverhalten eines Bremssystems*, Karlsruher Institut für Technologie, Masterarbeit, 2017
- [Dai50a] DAIMLER AG (ARCHIV): *Niederschrift über die Vorstandssitzung der Daimler-Benz AG in Stuttgart-Untertürkheim*. August 1950
- [Dai50b] DAIMLER AG (ARCHIV): *Niederschrift über die Vorstandssitzung der Daimler-Benz AG in Stuttgart-Untertürkheim*. Oktober 1950
- [DKB06] DOI, O. ; KUMAMOTO, F. ; BABA, H.: A Study on Relationship between Pad Restraint Condition and Brake Squeal Generation. In: *SAE Technical Paper*, SAE International, 2006
- [EBJ99] ERIKSSON, M. ; BERGMAN, F. ; JACOBSON, S.: Surface characterisation of brake pads after running under silent and squealing conditions. In: *Wear* 232 (1999), Nr. 2, S. 163 – 167
- [ETO13] ESGANDARI, M. ; TAULBUT, R. ; OLATUNBOSUN, O.: Effect of Damping in Complex Eigenvalue Analysis of Brake Noise to Control Over-Prediction of Instabilities: An Experimental Study. In: *SAE Technical Paper*, SAE International, 2013
- [FBT11] FIELDHOUSE, J. D. ; BRYANT, D. ; TALBOT, C. J.: The Influence of Pad Abutment on Brake Noise Generation. In: *SAE Technical Paper*, SAE International, 2011
- [FGF<sup>+</sup>12] FESTJENS, H. ; GEAL, C. ; FRANCK, R. ; JEAN-LUC, D. ; REMY, L.: Effectiveness of multilayer viscoelastic insulators to prevent occurrences of brake squeal: A numerical study. In: *Applied Acoustics* 73 (2012), Nr. 11, S. 1121 – 1128
- [FH02] FLINT, J. ; HULTEN, J.: Lining-Deformation-Induced Modal Coupling as Squeal Generator in a Distributed Parameter Disc Brake Model. In: *Journal of Sound and Vibration* 254 (2002), Nr. 1, S. 1 – 21
- [Fid06] FIDLIN, A.: *Nonlinear Oscillations in Mechanical Engineering*. Springer, 2006
- [FNS15] FAZIO, O. ; NACIVET, S. ; SINOUE, J.-J.: Reduction strategy for a brake system with local frictional non-linearities - Application for the prediction of unstable vibration modes. In: *Applied Acoustics* 91 (2015), S. 12 – 24
- [FSDJ07] FRITZ, G. ; SINOUE, J.-J. ; DUFFAL, J.-M. ; JÉZÉQUELB, L.: Investigation of the relationship between damping and mode-coupling patterns in case of brake squeal. In: *Journal of Sound and Vibration* 307 (2007), Nr. 3-5, S. 591 – 609

- [GGW15] GRÄBNER, N. ; GÖDECKER, H. ; WAGNER, U. von: On the Influence of Damping on Brake Vibrations. In: *Proceedings of the International Conference on Engineering Vibration 2015, Ljubljana* (2015)
- [GR15] GÉRADIN, M. ; RIXEN, D. J.: *Mechanical Vibrations: Theory and Application to Structural Dynamics*. John Wiley & Sons, Ltd., 2015
- [Grä16] GRÄBNER, N.: *Analyse und Verbesserung der Simulationemethode des Bremsenquietschens*, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2016
- [HEHW14] HAGEDORN, P. ; ECKSTEIN, M. ; HEFFEL, E. ; WAGNER, A.: Self-Excited Vibrations and Damping in Circulatory Systems. In: *Journal of Applied Mechanics* 81 (2014), Nr. 10, S. 101009
- [Het08] HETZLER, H.: *Zur Stabilität von Systemen bewegter Kontinua mit Reibkontakten am Beispiel des Bremsenquietschens*, TU Karlsruhe, Dissertation, 2008
- [Het14] HETZLER, H.: Bifurcations in autonomous mechanical systems under the influence of joint damping. In: *Journal of Sound and Vibration* 333 (2014), Nr. 23, S. 5953 – 5969
- [Heu12] HEUSSAFF, A.: *Influence of the variability of automotive brake lining surfaces on squeal instabilities*, Universite Valenciennes et du Hainaut-Cambresis, Dissertation, 2012
- [HFAG02] HOFFMANN, N. ; FISCHER, M. ; ALLGAIER, R. ; GAUL, L.: A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillations. In: *Mechanics Research Communications* 29 (2002), Nr. 4, S. 197 – 205
- [HG03] HOFFMANN, N. ; GAUL, L.: Effects of damping on mode-coupling instability in friction induced oscillations. In: *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik* 83 (2003), Nr. 8, S. 524–534
- [HHT77] HILBER, H. M. ; HUGHES, T. J. R. ; TAYLOR, R. L.: Improved numerical dissipation for time integration algorithms in structural dynamics. In: *Earthquake Engineering and Structural Dynamics* 5 (1977), S. 283 – 292
- [Hoc09] HOCHLENERT, D.: Nonlinear stability analysis of a disk brake model. In: *Nonlinear Dynamics* 58 (2009), Nr. 1, S. 63–73
- [HSMJ08] HERVÉ, B. ; SINOU, J.-J. ; MAHÉ, H. ; JÉZÉQUEL, L.: Analysis of squeal noise and mode coupling instabilities including damping and gyroscopic effects. In: *European Journal of Mechanics - A/Solids* 27 (2008), Nr. 2, S. 141 – 160
- [HSNM16a] HÄSLER, K. ; STUMP, O. ; NUNES, R. ; MICHALSKI, R.: *DE102015006430 A1: Bremsattel*. 2016 Schutzrecht

- [HSNM16b] HÄSLER, K. ; STUMP, O. ; NUNES, R. ; MICHALSKI, R.: *DE102015006431 A1: Bremssattel*. 2016 Schutzrecht
- [HSNM16c] HÄSLER, K. ; STUMP, O. ; NUNES, R. ; MICHALSKI, R.: *DE102015006461 A1: Bremssattel*. 2016 Schutzrecht
- [HSNM16d] HÄSLER, K. ; STUMP, O. ; NUNES, R. ; MICHALSKI, R.: *DE102015006462 A1: Bremssattel*. 2016 Schutzrecht
- [Ibr94] IBRAHIM, R. A.: Friction-Induced Vibration, Chatter, Squeal, and Chaos—Part II: Dynamics and Modeling. In: *Applied Mechanics Reviews* 47 (1994), Nr. 7, S. 227 – 253
- [ICHE16] IROZ, I. ; CARVAJAL, S. ; HANSS, M. ; EBERHARD, P.: Time-domain investigation of brake-system dynamics based on elastic multibody systems and fuzzy arithmetical uncertainty analyses. In: *Proceedings of the ISMA/USD*. Leuven, 2016
- [IHE17] IROZ, I. ; HANSS, M. ; EBERHARD, P.: Transient simulation of friction-induced vibrations using an elastic multibody approach. In: *Multibody System Dynamics* 39 (2017), Nr. 1, S. 37–49
- [JC12] JUNG, T. ; CHUNG, S.: Research for Brake Creep Groan Noise with Dynamometer. In: *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 5 (2012), S. 1224–1229
- [Kir08] KIRILLOV, O.: Subcritical flutter in the acoustics of friction. In: *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 464 (2008), Nr. 2097, S. 2321–2339
- [Kön17] KÖNNING, M.: *Simulation von Heißrubbeln im Gesamtbremssystem*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2017
- [KOP03] KINKAID, N. M. ; O'REILLY, O. M. ; PAPADOPOULOS, P.: Automotive disc brake squeal. In: *Journal of Sound and Vibration* 267 (2003), S. 105–166
- [Kru14] KRUSE, S.: *Ein ganzheitlicher Simulationsansatz zur Vermeidung reiberregter Flatterschwingungen an Reibungsbremsen*, TU Hamburg-Harburg, Dissertation, 2014
- [KTZ<sup>+</sup>15] KRUSE, S. ; TIEDEMANN, M. ; ZEUMER, B. ; REUSS, P. ; HETZLER, H. ; HOFFMANN, N.: The influence of joints on friction induced vibration in brake squeal. In: *Journal of Sound and Vibration* 340 (2015), S. 239–252
- [LP16] LEMAIRE, R. ; PASQUET, T.: A Novel Approach for the Estimation of Amplitude of Brake Systems' Unstable Modes. In: *EuroBrake*. Mailand, 2016
- [MBGS07] MASSI, F. ; BAILLET, L. ; GIANNINI, O. ; SESTIERI, A.: Brake squeal: Linear and nonlinear numerical approaches. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 21 (2007), Nr. 6, S. 2374 – 2393

- [MIN11] MATSUSHIMA, T. ; IZUI, K. ; NISHIWAKI, S.: Optimal Design Considering Robustness to Reduce Brake Squeal in Disc Brake Systems. In: *9th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization*. Shizuoka, 2011
- [MRB<sup>+</sup>17] MAGNIER, V. ; RAMASAMI, D. N. ; BRUNEL, J. ; DUFRÈNOY, P. ; CHANCELIER, T.: History effect on squeal with a mesoscopic approach to friction materials. In: *Tribology International* 115 (2017), S. 600 – 607
- [NFP<sup>+</sup>16] NEIS, P. ; FERREIRA, N. ; POLETTO, J. ; MATOZO, L. ; MASOTTI, D.: Quantification of brake creep groan in vehicle tests and its relation with stick-slip obtained in laboratory tests. In: *Journal of Sound and Vibration* 369 (2016), S. 63 – 76
- [NGBS15] NECHAK, L. ; GILLOT, F. ; BESSET, S. ; SINOUE, J.-J.: Sensitivity analysis and Kriging based models for robust stability analysis of brake systems. In: *Mechanics Research Communications* 69 (2015), S. 136 – 145
- [NWS16] NUNES, R. ; WOLFF, S. ; STUMP, O.: A numerical analysis of the influence of geometric uncertainties on break pad surfaces onto break squeal noise. In: *EuroBrake*. Mailand, 2016
- [OL15a] OBERST, S. ; LAI, J.: Nonlinear transient and chaotic interactions in disc brake squeal. In: *Journal of Sound and Vibration* 342 (2015), S. 272 – 289
- [OL15b] OBERST, S. ; LAI, J.: A statistical approach to estimate the Lyapunov spectrum in disc brake squeal. In: *Journal of Sound and Vibration* 334 (2015), S. 120 – 135
- [OMCF98] OUYANG, H. ; MOTTERSHEAD, J. ; CARTMELL, M. ; FRISWELL, M.: Friction-Induced Parametric Resonances in Discs: Effect of a Negative Friction-Velocity Relationship. In: *Journal of Sound and Vibration* 209 (1998), Nr. 2, S. 251 – 264
- [Ouy09] OUYANG, H.: Prediction and assignment of latent roots of damped asymmetric systems by structural modifications. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 23 (2009), Nr. 6, S. 1920 – 1930. – Special Issue: Inverse Problems
- [PNF<sup>+</sup>17] POLETTO, J. ; NEIS, P. ; FERREIRA, N. ; MASOTTI, D. ; MATOZO, L.: An experimental analysis of the methods for brake squeal quantification. In: *Applied Acoustics* 122 (2017), S. 107 – 112
- [PRKL02] POPP, K. ; RUDOLPH, M. ; KRÖGER, M. ; LINDNER, M.: Mechanisms to generate and to avoid friction induced vibrations. In: *VDI-Bericht* 1736 (2002)
- [RBT17] ROCHES, G. V. ; BALMES, E. ; TIEDEMANN, M.: Squeal Analysis with Complex Mode Based Trajectories, Energy Balance and Contact Modelling Sensitivity. In: *EuroBrake*. Dresden, 2017

- [RCDT12] RENAUD, F. ; CHEVALLIER, G. ; DION, J.-L. ; TAUDIÈRE, G.: Motion capture of a pad measured with accelerometers during squeal noise in a real brake system. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 33 (2012), S. 155–166
- [Roc11] ROCHES, G. V.: *Frequency and time simulation of squeal Instabilities Application to the design of industrial automotive brakes*, Ecole Centrale des Arts et Manufactures, Paris, Dissertation, 2011
- [SAB26] STANLEY, F. ; ALLEN, H. H. ; BREER, C.: BRAKES - Elimination of "Squeal" and Effect of Heat on Linings Are Discussed. In: *Proceeding of the Automotive Industries in the annual S.A.E. Meeting* 1 (1926), S. 84, 185–186
- [SAE13] *SAE J2521: Disc and Drum Brake Dynamometer Squeal Noise Test Procedure*. 2013
- [SBOH02] SHIN, K. ; BRENNAN, M. ; OH, J.-E. ; HARRIS, C.: Analysis of disc brake noise using a two-degree-of-freedom model. In: *Journal of Sound and Vibration* 254 (2002), Nr. 5, S. 837–848
- [SHNM16] STUMP, O. ; HÄSLER, K. ; NUNES, R. ; MICHALSKI, R.: *DE102015006432 A1: Bremssattel*. 2016 Schutzrecht
- [SHNS17] STUMP, O. ; HÄSLER, K. ; NUNES, R. ; SEEMANN, W.: Transient Squeal Analysis of a Non Steady State Manoeuvre. In: *Journal of Mechanics Engineering and Automation (JMEA)* 7 (2017), Nr. 5
- [Sin10] SINOÛ, J.-J.: Transient non-linear dynamic analysis of automotive disc brake squeal - On the need to consider both stability and non-linear analysis. In: *Mechanics Research Communications* 37 (2010), Nr. 1, S. 96 – 105
- [SK07] SPELSBERG-KORSPETER, G.: *Self-excited vibrations in gyroscopic systems*. Darmstadt, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2007
- [SKH12] SPELSBERG-KORSPETER, G. ; HAGEDORN, P.: Complex Eigenvalue Analysis and Brake Squeal: Traps, Shortcomings and their Removal. In: *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 5 (2012), S. 1211–1216
- [SKS17] STUMP, O. ; KÖNNING, M. ; SEEMANN, W.: Transient Squeal Analysis of a Non Steady State Maneuver. In: *Eurobrake*. Dresden, 2017
- [SNHS] STUMP, O. ; NUNES, R. ; HÄSLER, K. ; SEEMANN, W.: Linear and Non-linear Stability Analysis of a Fixed Caliper Brake During Forward and Backward Driving. In: *Journal of Vibration and Acoustics*. – akzeptiertes Manuskript
- [SNS16] STUMP, O. ; NUNES, R. ; SEEMANN, W.: Brake Squeal: Influence of the Contact Linearization at the Pad Abutment. In: *EuroBrake*. Mailand, 2016
- [SOSS14] SHIMIZU, H. ; OURA, Y. ; SUZUKI, T. ; SANO, Y.: The Effect of Grease on Brake Squeal. In: *SAE Technical Paper*, SAE International, 2014



- [Spu71] SPURR, R. T.: Brake Squeal. In: *Symposium on Vibration and noise in Motor Vehicles, I.Mech.E. C95/71* (1971)
- [Ste16] STEGMANN, P.: *Ein Ansatz zur Charakterisierung der Robustheit von Scheibenbremssystemen hinsichtlich Bremsenquietschens*, Technische Universität Illmenau, Dissertation, 2016
- [THM<sup>+</sup>14] TISON, T. ; HEUSSAFF, A. ; MASSA, F. ; TURPIN, I. ; NUNES, R.: Improvement in the predictivity of squeal simulations: Uncertainty and robustness. In: *Journal of Sound and Vibration* 333 (2014), Nr. 15, S. 3394 – 3412
- [Tie15] TIEDEMANN, M.: *The Dynamics of Assembled Structures Excited by Friction*, TU Hamburg-Harburg, Dissertation, 2015
- [TS02] THOMPSON, J. ; STEWART, H. B.: *Nonlinear dynamics and chaos*. 2. ed. Chichester; Weinheim [u.a.] : Wiley, 2002. – XXI, 437 Seiten S.
- [VDAa] ; Verband der Automobilindustrie e. V. (VDA) (Veranst.): *VDA 305: EKB 3008 Datenaustauschformat*
- [VDAb] ; Verband der Automobilindustrie e. V. (VDA) (Veranst.): *VDA 306: Definition of charts for the evaluation of brake noise data/Dynamometer*
- [VO17] VÖLPEL, A. ; OSTERMEYER, G.-P.: The Influence of Dynamic Friction Laws in Friction Brake NVH Simulation. In: *Eurobrake*. Dresden, 2017
- [Wag13] WAGNER, A.: *Avoidance of brake squeal by a separation of the brake disc's eigenfrequencies: A structural optimization problem*, TU Darmstadt, Dissertation, 2013
- [Wal13] WALLNER, D.: *Experimental and Numerical Investigations on Brake Squeal*, TU Graz, Dissertation, 2013
- [WHH07] WAGNER, U. von ; HOCHLENERT, D. ; HAGEDORN, P.: Minimal models for disk brake squeal. In: *Journal of Sound and Vibration* 302 (2007), Nr. 3, S. 527 – 539
- [WN09] WILL, J. ; NUNES, R.: Robustness evaluations of the break system concerning squeal noise problem. In: *Weimarer Optimierungs- und Stochastiktag*, 2009
- [WSKH14] WAGNER, A. ; SPELSBERG-KORSPETER, G. ; HAGEDORN, P.: Structural optimization of an asymmetric automotive brake disc with cooling channels to avoid squeal. In: *Journal of Sound and Vibration* 333 (2014), Nr. 7, S. 1888 – 1898
- [ZOWL15] ZHANG, Z. ; OBERST, S. ; WILLIAMS, J. J. ; LAI, J. C.: Improving brake squeal propensity prediction by model updating. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. Hunter Valley, 2015