



Philippe Stegmann

Ein Ansatz zur Charakterisierung der Robustheit von Scheiben- bremssystemen hinsichtlich Bremsenquietschens



Audi-Dissertationsreihe, Band 121





**Ein Ansatz zur Charakterisierung der Robustheit von
Scheibenbremssystemen hinsichtlich
Bremsenquietschens**

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)

vorgelegt der
Fakultät für Maschinenbau der
Technischen Universität Ilmenau

von Herrn

M.Sc. Philippe Stegmann

geboren am 21.03.1987 in Heidelberg/ Deutschland



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2017

Zugl.: (TU) Ilmenau, Univ., Diss., 2017

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2017

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

www.cuvillier.de

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2017

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9554-3

eISBN 978-3-7369-8554-4



Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Doktorand in der Abteilung für die Entwicklung von Radbremsen der Audi AG.

Für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit, die wertvollen Diskussionen und die persönliche Unterstützung möchte ich Herrn Professor Dr. Augsburg danken. Weiterhin gilt mein Dank Professor Dr. rer. nat. Hoffmann für die Übernahme der Rolle des Zweitgutachters und die Begleitung der Arbeit. Aus den Diskussion entsprangen immer zahlreiche Anregungen und neue Aspekte für meine Arbeit. Jan Münchhoff möchte ich für die persönliche Förderung und dafür, dass er dieses Projekt ermöglicht hat, danken.

Meinen Kollegen an der Technischen Ilmenau und bei der Audi AG danke ich besonders für die fachliche und persönliche Unterstützung sowie für die angenehme Arbeitsatmosphäre. Besonders danken möchte ich den Herren Sebastian Kruse und Merten Tiedemann, die mich in besonderem Maße fachlich aber auch persönlich gefördert haben. Nicht vergessen möchte ich meine Kollegen André Cserhati, Sebastian Gramstat, Kai Bode und Karin Ringenaldus.

Motivation und Durchhaltevermögen gaben mir meine Freunde, die mich in schwierigen Phasen aufgebaut haben und an mich geglaubt haben. Besonderer Dank gilt Steffen Krotz, Benedikt Kaczmar, Benjamin Gärtner, Tobias Döbel und Katrien van Nimmen. Für die Unterstützung im Rahmen ihrer studentischen Arbeiten möchte ich Christoph Wick, Stephan Sander, Vincent Stegner und Benjamin Moritz danken.

Nicht zuletzt hat mir meine Familie immer ermöglicht meinen gewählten Weg zu gehen. Ohne sie wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen. Mein Großvater Hans und mein Vater Thomas Stegmann haben bereits in jungen Jahren mein technisches Interesse geweckt und mich immer außerordentlich unterstützt. Meiner Mutter Claudie Gille kann ich nicht genug für den Rückhalt und ihre Liebe danken. Sie war mir immer das wichtigste Vorbild. Meiner Schwester Valérie danke ich für das Vertrauen und die zahlreichen kreativen Ansätze mich wieder aufzubauen. Ein besonderer Dank geht an meine Partnerin Sophie Hildebrand, die mir in der Endphase der Arbeit Kraft gab und mir durch ihre Unterstützung in den letzten Wochen und Monaten oft den Rücken frei hielt.

Ingolstadt, März 2017

Philippe Stegmann





*„Intelligence without ambition is a bird
without wings“*

- Salvador Dalí





Zusammenfassung

In der heutigen Entwicklung von Radbremsen ist einer der Schwerpunkte die Reduzierung von Bremsgeräuschen. Gleichzeitig gibt es einen wachsenden Bedarf für neue und effizientere Methoden zur Bewertung der Robustheit von Radbremsen, um letztendlich den Entwicklungsaufwand zu reduzieren. Im Hinblick auf diese Herausforderungen beschreibt diese Arbeit eine Methodik, die auf der experimentellen Ermittlung der modalen Eigenschaften basiert, um die Robustheit des Schwingungsverhaltens von Scheibenbremssystemen zu bewerten. Zunächst wird ein vereinfachtes Modell eines nichtlinearen reiberregten Systems verwendet, um die Parameterabhängigkeit der modalen Eigenschaften und die Interaktion der Schwingungsmoden zu charakterisieren. Darüber hinaus wird gezeigt, wie die Übertragungsfunktionen im Frequenzbereich zur Untersuchung der Robustheit verwendet werden können. Gleichzeitig werden aus den Modellbetrachtungen Hypothesen für die experimentelle Untersuchung der Robustheit abgeleitet. Anschließend wird ein experimenteller Ansatz vorgestellt, um die Übertragungsfunktionen eines Bremssystems während des Betriebs zu bestimmen. Zur Bewertung der Systemrobustheit erfolgt die Betrachtung der erzwungenen Schwingungsamplituden und der Resonanzfrequenzen der betrachteten Schwingungsmoden. Zur Bestimmung der Übertragungsfunktionen während des Bremsvorgangs werden neue Konzepte für die selektive Anregung des Systems sowie zur Erfassung der Systemantwort für alle relevanten Schwingungsmoden eingeführt. Die Systemanregung des Systems wird mithilfe eines kraftgesteuerten piezoelektrischen Aktuators realisiert, der in den Bremskolben integriert ist. Um die Systemantwort für alle relevanten Schwingungsmoden zu erfassen, wird ein Verfahren zur optimalen Sensorpositionierung basierend auf einem FE-Modell und numerischen Verfahren genutzt. Die anschließenden experimentellen Untersuchungen wenden die entwickelte Methode zur Bewertung der Robustheit auf ausgesuchte Varianten der Radbremse, die sich in der Sattelkonstruktion und im Material der Bremsbeläge unterscheiden, an. Die ermittelte Robustheit für die verschiedenen Schwingungsmoden jeder Variante wird visualisiert und die Bedeutung für die Entwicklung von Scheibenbremssystemen diskutiert. Die vorgestellte Methode zeigt das Potential der Charakterisierung der Robustheit von Radbremsen, in frühen Entwicklungsphasen den Aufwand für zeit- und kostenintensive Prüfstands- und Fahrzeugtests zu reduzieren.





Abstract

In today's development of brake systems the reduction of noise occurrence is one of the key elements. At the same time, there is an increasing demand to reduce the development time and, thus, for new and more efficient techniques to evaluate the robustness of disc brake systems. In view of these challenges, this thesis describes a methodology that bases on the experimental identification of modal properties to determine and evaluate the robustness of the vibration behaviour of disc brake systems. First, a simplified model of a nonlinear friction-induced system is used to characterize the parameter dependency of the modal properties and the interaction of the vibration modes. In addition, it is shown how the frequency response function can be used to investigate the robustness of the involved system. From the simulation model hypothesis' for the experimental investigation of the robustness are derived. Second, an experimental approach to determine the frequency response functions of a brake system during operation is presented. Thereby, the evaluation of the systems robustness is possible using the forced vibration amplitudes and the resonance- frequencies of the considered vibration modes. To determine the frequency response functions during brake operation, new concepts for the selective excitation of the system and for capturing the systems' response for all relevant vibration modes are introduced. The excitation of the system is achieved using an innovative force-controlled piezoelectric actuator which is integrated in the brake piston. To determine the optimal sensorpositions for the investigated brake system, in order to observe the systems response for all relevant vibration modes, a finite element model is used to develop a sensor positioning method basing on singular value decomposition. Subsequently, studies using the experimental techniques investigate different variants of the brake system that differ in the construction and in the material of the brake pads. The evaluation of the robustness of the different vibration modes of each variant is visualized and the significance for the development of disc brake systems is discussed. The presented method shows the potential of a characterization of brake systems regarding the robustness of their vibrational behaviour in an early development phase to reduce the amount of time consuming and expensive dynamometer and vehicle tests.





Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	xi
Abkürzungsverzeichnis	xv
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Stand der Wissenschaft und der Technik	3
1.2.1 Instabilitätsmechanismen	4
1.2.2 Methoden und Ansätze zur Bewertung von Radbremsen	5
1.2.3 Robustheit von Radbremsen	9
1.2.4 Zusammenfassung	10
1.3 Methodik und Struktur der Arbeit	10
2 Hypothesenbildung	13
2.1 Betrachtung des linearisierten Systems	14
2.1.1 Berechnung der Eigenwerte	15
2.1.2 Betrachtung des Dämpfungsgrads	16
2.2 Betrachtung des nichtlinearen Systems	17
2.2.1 Berechnung der Übertragungsfunktion	18
2.2.2 Berechnung der Arbeit der Reibkraft	21
2.3 Zusammenfassung der Hypothesen	24
3 Konzept für die experimentelle Untersuchung	27
3.1 Anforderungen an die experimentelle Methode	28
3.2 Messprozedur	31
3.3 Indikatorfunktionen	32
3.4 Anregungskonzept	33
3.4.1 Funktionsweise	33
3.4.2 Kraftregelung	37
3.4.3 Systembeeinflussung	39
3.4.4 Betrachtung der modalen Anregung	41
3.4.5 Reproduzierbarkeit der Systemanregung	43



Inhaltsverzeichnis

3.5	Konzept zur Messung der Systemantwort	46
3.5.1	Methodischer Ansatz zur Sensorpositionierung	46
3.5.2	Beschleunigungsmessung in der Bremscheibe	49
3.6	Bestimmung der Arbeit der Reibkraft	51
3.6.1	Herleitung der Arbeit der Reibkraft	52
3.6.2	Messung Reibkraft	53
3.6.3	Ergebnisse bei der Messung mit gestufter Sinusanregung	55
3.7	Berechnung der modalen Parameter	58
4	Definition des Robustheitsmaßes	63
5	Experimentelle Untersuchungen	67
5.1	Untersuchte Struktur	67
5.2	Versuchsplan	68
5.2.1	Parameterraum	68
5.2.2	Vorversuche zur Validierung des Ansatzes	69
5.2.3	Versuche zur Systemidentifikation	70
5.2.4	Versuche zur Bestimmung der Robustheit	70
5.3	Ergebnisse	72
5.3.1	Systemidentifikation	72
5.3.2	Versuche zur Validierung des Ansatzes	74
5.3.3	Ergebnisse der Untersuchung der Robustheit	75
5.3.4	Überprüfung der Hypothesen	90
6	Zusammenfassung, Fazit und Ausblick	93
6.1	Zusammenfassung	93
6.2	Fazit	94
6.3	Ausblick	95
	Literaturverzeichnis	97
A	Anhang	107
A.1	Minimalmodell	107
A.2	Experimenteller Aufbau	108
A.3	Darstellungen Schwingformen	110

Symbolverzeichnis

Vorbemerkungen zur Schreibweise

\vec{x}	Formelzeichen mit übergestelltem Pfeil kennzeichnen Vektoren.
\dot{x}	Ein übergestellter Punkt kennzeichnet die erste Ableitung nach der Zeit.
\bar{x}	Formelzeichen mit übergestelltem Querstrich sind gemittelte Größen.
\hat{x}	Der Akzent Zirkumflex kennzeichnet die Amplitude.
*	Ein hochgestellter Stern kennzeichnet eine komplex konjugierte Zahl.

Lateinische Notation

Zeichen	Bedeutung	Einheit
a, b	Koeffizienten des RFP- Verfahrens	-
A, B	Systemmatrizen im Zustandsraum	-
d	Abstandsmaß für Stabilität	-
C	Elektrische Kapazität	F
D	Dämpfungsmatrix	-
e	Fehlerkriterium des RFP-Verfahrens	-
f	Frequenz	Hz
F_{nl}	Nichtlineare Kräfte	N
F	Kraft	N
F_{μ}	Modale Kräfte	N
F_R	Reibkräfte	N
F_N	Normalkräfte	N
g	Schwerebeschleunigung (9,81 m/s ²)	-
G	Matrix der gyroskopischen Kräfte	-
I	Elektrischer Strom	A
i, j, k	Laufvariablen	-
J	Wert der Fehlerquadrate	-



Inhaltsverzeichnis

k_{lin}	Lineare Steifigkeit	N/mm
k_{nl}	Nichtlineare Steifigkeit	N/mm
K	Steifigkeitsmatrix	-
m	Masse	kg
m	Anzahl der Moden	-
M	Massenmatrix	-
n	Freiheitsgrade / Anzahl der Polpaare	-
N	Matrix der zirkulatorischen Kräfte	-
\vec{n}	Normalenvektor	-
P	Leistung	W
p	Druck	N/m ²
p	Lage der Pole im Frequenzbereich	-
r	Radius	m
r	Residuen einer Matrix	-
s	Strecke	m
s	Wurzeln des charakterischen Polynoms	-
S	Matrix der Singulärwerte	-
t	Zeit	s
T	Temperatur ¹	K
T	Zeitdauer oder Periode einer Schwingung	s
U	Elektrische Spannung	V
U	Matrix der linken Singulärvektoren	-
v	Geschwindigkeit	ms ⁻¹
V	Matrix der rechten Singulärvektoren	-
W_{r}	Arbeit der Reibkraft	-Nm
x, y, z	kartesische Koordinaten	m
x_0	Ruhelage	-
\bar{x}	Mittelwert	-
i, j, k	Laufvariablen	-

¹Wo dies explizit gekennzeichnet ist, ist die Temperatur in der Einheit °C einzusetzen.

Griechische Notation

Zeichen	Bedeutung	Einheit
α_{jk}	Übertragungsfunktion	-
γ	Dissipationsfaktor Piezoelement	-
Δ	nachfolgendes Symbol ist ein Differenzwert	-
ϑ	Dämpfungsgrad	-
λ	Eigenwerte	$\text{WK}^{-1}\text{m}^{-1}$
μ	Reibungszahl	-
π	Kreiszahl (3,14159...)	-
ϕ	Eigenvektoren	-
φ	Phasenverschiebung	-
ω	Kreisfrequenz	rads^{-1}
\Im, ω_D	Imaginärteil des Eigenwertes	rads^{-1}
\Re, δ	Realteil des Eigenwertes	rads^{-1}





Abkürzungsverzeichnis

Kürzel	Bedeutung
CEA	Complex Eigenvalue Analysis
CMIF	Complex Mode Indicator Function
FCCCD	Face-Centered-Central-Composite-Design
FE	Finite-Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
FRF	Frequency Response Function
ECE	Economic Commission for Europe, Kennzeichnung für Bremsbeläge für den europäischen Markt
EFRF	Enhanced Frequency Response Function
NAO	Non Asbestos Organics
NVH	Noise, Vibration and Harshness
RFP	Rational Fraction Polynomial
SMP	Schwungmassenprüfstand
KS	Kolbenseite
FS	Faustseite





1 Einleitung

1.1 Motivation

Seit der Patentierung der Scheibenbremse im Jahr 1902 und der ersten Anwendung von Scheibenbremsen in einem Serienfahrzeug im Jahr 1955 [72, S.43] haben die Komfort- und Geräuscheigenschaften der Bremse zunehmend an Bedeutung gewonnen. Dies ist auf die Reduzierung von Störgeräuschen, hervorgerufen durch den Antrieb, das Abrollen der Reifen oder die Umströmung des Fahrzeugs, zurückzuführen [103, S.256]. Das Bremsenquietschen ist hierbei nur eines von vielen Geräusch- und Schwingungsphänomenen, die an der Radbremse induziert werden und zur Minderung des Komforts führen. Eine wissenschaftliche Veröffentlichung von North [63], die das Phänomen des Bremsenquietschens untersucht und erste Modellvorstellungen beinhaltet, geht in das Jahr 1976 zurück. Seitdem werden zur Erklärung des Phänomens Modelle mit unterschiedlichen Abstrahierungsgraden genutzt. Von Ein- oder Mehrmassenschwingern zur Abbildung des Selbsterregungsmechanismus und der nichtlinearen Effekte bis hin zu Finite-Elemente-Modellen, die geeignet sind, Schwingungsmoden im gesamten Frequenzbereich in Abhängigkeit der Betriebsparameter zu berechnen und es ermöglichen anhand der Eigenwerte die Stabilität zu bewerten.

Während die simulationsbasierten Methoden zur Identifikation instabiler Moden und der dazugehörigen Schwingformen genutzt werden, erfolgt zusätzlich die Bewertung des Geräuschverhaltens von Radbremsen durch Matrixtests [78] auf Schwingmassenprüfständen sowie im Fahrversuch. Zur Bewertung werden die Geräuschhäufigkeit, der Geräuschpegel, die Geräuschkdauer und psychoakustische Größen herangezogen [31].

Trotz der stetigen Weiterentwicklung der simulativen und experimentellen Methoden stellt die Entwicklung des Schwingungs- und Komfortverhaltens von Radbremsen heutzutage noch immer einen erheblichen Anteil der Gesamtentwicklungszeit dar. Dies ist maßgeblich in den Grenzen der verwendeten Methoden zur Vorhersage und Bewertung des Systemverhaltens begründet. Optimierungen sowohl der simulativen als auch der experimentellen Methoden sind Teil aktueller Forschungsvorhaben.

1 Einleitung

Weiterentwicklungen der Simulationsmethoden umfassen zum Beispiel die realitätsgetreue Abbildung der realen Kontaktbedingungen in den Reibkontakten [1] und die präzisere Erfassung von Materialkennwerten der Reibmaterialien [40] aber auch Methoden zur Berücksichtigung des nichtlinearen Verhaltens des reiberregten Schwingungssystems [27]. Neben der Weiterentwicklung der Simulationsmethoden bieten die Entwicklung neuer experimenteller Ansätze im Rahmen aktueller Forschungsvorhaben Möglichkeiten zur Erweiterung der bestehenden Matrix-Tests auf Schwungmassenprüfständen. Ein Beispiel hierfür sind Ansätze, die die Übertragungsfunktionen der Radbremse im Frequenzbereich oder eine energetische Betrachtung mit Hilfe der Arbeit der Reibkraft nutzen. Mit Hilfe der charakteristischen Resonanzen bzw. der Spitzen der Reibarbeit im Frequenzbereich wird die Identifikation und Bewertung der geräuschrelevanten Schwingungsmoden möglich. Beispiele sind dargestellt in [52], [29] und [80].

Sowohl bei den Verbesserungen der experimentellen Methoden als auch bei den verwendeten Methoden im Entwicklungsprozess findet die Betrachtung von Produktionstoleranzen oder der Variationen in den Anlagebedingungen hinsichtlich ihres Einflusses auf die Geräuscheigenschaften von Radbremsen bisher keine Beachtung. Experimentelle Untersuchungen auf Schwungmassenprüfständen wie zum Beispiel der SAE-J 2521 Matrix-Test [78] werden in der Regel einmalig mit einer ausgesuchten Systemkonfiguration durchgeführt und vernachlässigen dabei Unterschiede zwischen den Systemen wie zum Beispiel Toleranzen bei der Gußbauteilen der Radbremsen, Unterschiede in den Anlagestellen zwischen Bremsbelag und Bremsattel oder Streuungen der Bremsbelagsteifigkeit oder Dämpfung. Ansätze, die die Einflüsse von geometrischen Toleranzen oder Abweichungen mit Hilfe der Simulationsmethoden abbilden [25], [12] zeigen hierbei den Einfluss auf die Systemdynamik und somit auf das Geräuschverhalten und bestärken den Ansatz der Bewertung der Robustheit mit Hilfe von experimentellen Methoden.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung einer experimentellen Methode zur Bewertung der Robustheit der Geräusch- und Schwingungseigenschaften von Radbremsen. Als Haupteinflussgrößen auf die Robustheit werden dabei Produktionstoleranzen, gezielte konstruktive Änderungen während des Entwicklungsprozesses aber auch die Betriebsparameter Temperatur, Bremsdruck oder Fahrzeuggeschwindigkeit angesehen. Zur Entwicklung der experimentellen Methoden werden Ansätze, die auf Methoden der Modalanalyse basieren, gewählt. Ausgehend von Betrachtungen an einem Minimalmodell erfolgt die Beschreibung des charakteristischen Systemverhaltens und die Ableitung von Hypothesen und Ansätzen zur Entwicklung der experimentellen Methode. Die Anpassung und Erweiterung der Methoden der Modalana-

lyse auf den gewählten Anwendungsfall mit seinen Radbedingungen sowie die Entwicklung einer Prüfprozedur und eines Versuchsplans führt zu einer Methode zur Ermittlung der Robustheit von Radbremsen. Die Forderung nach einer Anwendbarkeit der Methode während des Betrieb der Radbremse führt zu besonderen Anforderungen an die definierte Anregung des Systems im Frequenzbereich und die Messung der Systemantwort auf der Struktur. Für beide Aspekte werden im Rahmen der Arbeit spezielle Lösungen zur Anwendung bei Radbremsen entwickelt. Durch die Anwendung der entwickelten Methode auf ausgesuchte Varianten der betrachteten Radbremse wird das Potential zur Charakterisierung von Radbremsen hinsichtlich der Robustheit der Geräuscheigenschaften dargestellt. Gleichzeitig ermöglicht die Anwendung der Methode auf verschiedene Varianten den Vergleich der Robustheit der unterschiedlichen Systeme und die Auswahl eines, hinsichtlich der Robustheit, zu favorisierenden Systems.

1.2 Stand der Wissenschaft und der Technik

Bei Radbremsen können aufgrund verschiedener Erregungsmechanismen eine Vielzahl von Bremsgeräuschen auftreten, die auf Schwingungen der mechanischen Struktur des Bremssystems zurückzuführen sind. Eine Übersicht über die verschiedenen Bremsgeräusche wird beispielsweise in [9, S. 563] oder [2, S. 1535] dargestellt. Beim Bremsenquietschen handelt es sich um eine selbsterregte Schwingung [63], die im Frequenzbereich zwischen einem und 15 kHz einzuordnen ist [2, S. 1535]. Von einer selbsterregten Schwingung spricht man, da das Bremsenquietschen im Gegensatz zu zwangserregten Schwingungen nicht durch äußere Kräfte hervorgerufen wird, sondern durch Anregungskräfte, die durch die Bewegung des Systems gesteuert werden [14, S.282 ff]. Zur Erklärung der zugrundeliegenden Erregungsmechanismen wurden Theorien und Minimalmodelle zur Erläuterung der auftretenden Effekte und Wirkketten entwickelt. Anhand der Zusammenfassungen des Standes der Technik aus [84] und [46] werden zunächst verschiedene Theorien zur Erklärung von reiberregten Schwingungen dargestellt. Nach der Betrachtung der Gültigkeitsbereiche der einzelnen Theorien wird die Auswahl der zu betrachtenden Modelle in Kapitel 2 eingeschränkt. Für die Betrachtungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird die Theorie der dynamischen Instabilität als Theorie mit der höchsten Relevanz für die vorliegende Problemstellung ausgewählt. Neben den Instabilitätsmechanismen zeigt der Stand der Technik der experimentellen Methoden zur Bewertung von Radbremsen das Fehlen und daraus resultierend die Notwendigkeit nach neuen Ansätzen zur Bewertungen von Radbremsen, die auch mögliche Toleranzen im System berücksichti-

1 Einleitung

gen. Gleichzeitig zeigen erste Betrachtungen der Robustheit mit Hilfe von simulativen Methoden den Einfluss von Toleranzen auf das Schwingungs- und Geräuschverhalten.

1.2.1 Instabilitätsmechanismen

Im Folgenden werden die in der Literatur aufgeführten Theorien zur Erklärung des Bremsenquietschens erläutert. Zur Definition des Begriffes der Stabilität wird die Theorie nach Ljapunow für asymptotische Stabilität [50] genutzt, um den Abstand zweier Zustände zum gleichen Zeitpunkt auszuwerten. Als Abstandsmaß wird hierfür die Differenz der Schwingungsamplitude \hat{x} des gestörten Systems zu dessen Ruhelage \hat{x}_0 gewählt.

Mit

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \|\hat{x}_0 - \hat{x}\| = 0 \quad (1.1)$$

für asymptotische Stabilität. Und

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \|\hat{x}_0 - \hat{x}\| = \infty \quad (1.2)$$

für instabiles Systemverhalten.

Negative Dämpfung

Das Phänomen der negativen Dämpfung wird unter anderem durch Mills [57] und Sinclair [87] beschrieben und bezeichnet einen Instabilitätsmechanismus, bei dem eine mit steigender Relativgeschwindigkeit abfallende Reibkennlinie $\frac{\partial \mu}{\partial v_{rel}} < 0$ vorausgesetzt wird. Instabiles Systemverhalten tritt auf, sobald der Betrag der positiven Arbeit den Betrag der negativen Arbeit der Dämpfung übersteigt. Untersuchungen von Hülten [42] zeigen jedoch, dass unter realen Bedingungen die durch Materialdämpfung dissipierte Energie die Anregungsenergie durch die fallende Reibkennlinie in allen Fällen übersteigt. Somit ist das beschriebene Phänomen als Ursache für das Bremsenquietschen in Frage zu stellen.

Kinematische Instabilität

Die Theorie der kinematischen Instabilität beruht auf der Annahme, dass bestimmte geometrische Bedingungen zunächst zur Selbsthemmung und anschließend zum

Gleiten durch elastische Deformation aufgrund der, durch die Selbsthemmung bedingten Reibkräfte, führen. Durch die geometrische Kopplung kommt es zur Schwankung der Reibkraft und zur Schwingung der durch Reibung gekoppelten Körper. Ein anschauliches Modell zur Beschreibung der kinematischen Instabilität ist in [90] vorgestellt.

Reiberregtes Flattern

Reiberregtes Flattern ist nach Stand der Wissenschaft [1], [2] der relevanteste Mechanismus zur Erklärung des Bremsenquietschens. Hierbei führen bei dynamischen Systemen mit mehreren Freiheitsgraden nichtsymmetrische Systemmatrizen zum Auftreten von instabilen Lösungen für eine beliebige Anfangsstörung des Systems. Mit Hilfe der Eigenwerte lässt sich die Stabilität eines untersuchten Systems bestimmen. Weist mindestens ein Eigenwert einen positiven Realteil auf, führt dies zum Aufklingen der Lösung und somit zu instabilem Systemverhalten. Ein Minimalmodell eines reiberregten Systems mit instabilen Parameterbereichen wird in [3] vorgestellt. Anhand dieses Modells lassen sich die Parameterabhängigkeit der Stabilität sowie das Phänomen der Interaktion der Schwingungsmoden des Systems darstellen. Übertragen auf das Bremssystem bedeutet dies, dass die Kräfte aufgrund Reibung im Kontakt zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe zu nicht symmetrischen Systemmatrizen und in bestimmten Betriebsparameterbereichen zum Auftreten von instabilen Lösungen [4], [5] und Grenzykelschwingungen [6], [7] führen, die als Bremsenquietschen wahrnehmbar sind. Für detailliertere Betrachtungen hinsichtlich der Stabilität in Abhängigkeit von Systemparametern sowie der unterschiedlichen Varianten modaler Interaktionen wird an dieser Stelle auf die Arbeiten von [8], [9], [10], [11] verwiesen.

Aufgrund der Relevanz für das Bremsenquietschen wird das Systemverhalten in Betriebsparameterbereichen, die das Flatterphänomen zeigen, in Kapitel 2 anhand eines Minimalmodells untersucht. Besonderes Augenmerk liegt dabei auf dem Verlauf und der Interaktion der Schwingungsmoden in Abhängigkeit der Betriebsparameter. Ziel der Modellbetrachtung ist die Beschreibung des Systemverhaltens anhand charakteristischer Größen sowie die Auswahl geeigneter Größen zur Systemcharakterisierung und Bewertung im Rahmen von experimentellen Untersuchungen.

1.2.2 Methoden und Ansätze zur Bewertung von Radbremsen

Der Entwicklungsprozess von Radbremsen hinsichtlich Bremsenquietschens lässt sich in computergestützte Methoden (Simulationen) und experimentelle Methoden unterteilen, die eine Analyse des Systems ermöglichen und kritisches Systemverhalten detektieren. Eine weitere Untergliederung der zwei Bereiche wird in Abbildung 1.1 dargestellt.

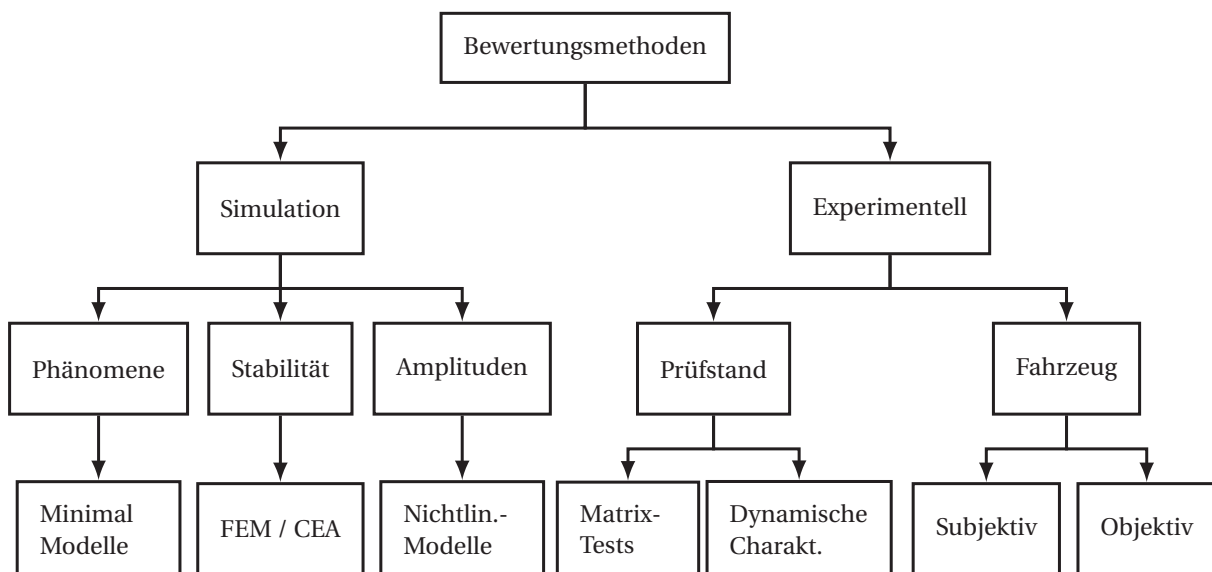


Abbildung 1.1: Übersicht der Methoden zur Bewertung des Geräuschverhaltens von Radbremsen

Computergestützte Methoden

Mit Hilfe numerischer Simulationen lässt sich das System hinsichtlich seines dynamischen Verhaltens im Hinblick auf das Phänomen des Bremsenquietschens untersuchen. Die Komplexität reicht hierbei von Minimalmodellen mit wenigen Freiheitsgraden, die zur Untersuchung der Instabilitätsmechanismen und Phänomene genutzt werden, über Starrkörpermodelle [89],[100] bis hin zu FEM-Modellen [65],[23], die ein detailgetreues Abbild der Struktur des Bremssystems darstellen. Mit Hilfe der komplexen Eigenwert-Analyse [51] des linearisierten Systems werden instabile Betriebszustände identifiziert und die kritischen Resonanzfrequenzen und dazugehörigen Schwingformen berechnet. Aufgrund der Einschränkung auf ein linearisiertes

System und der Vernachlässigung nichtlinearer Systemeigenschaften lässt sich die Stabilität von Bremssystemen jedoch nicht auf die Realteile der Eigenwerte reduzieren, da der Realteil lediglich die Aufklingrate beschreibt und keine Aussagen über die Grenzykelamplitude ermöglicht [52]. Unter Berücksichtigung von Nichtlinearitäten lassen sich die Grenzykelamplituden in den Resonanzstellen beispielsweise durch Zeitintegration [27], [77] oder mit Hilfe der Methode der harmonischen Balance berechnen [13].

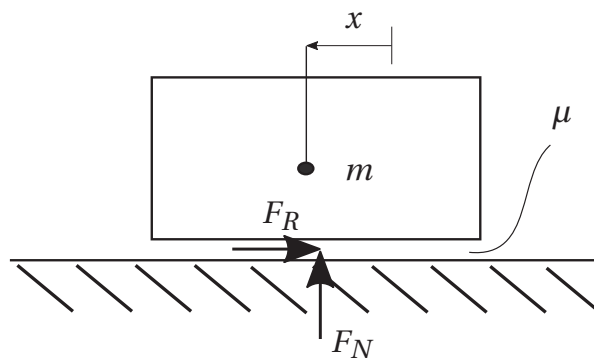
Experimentelle Methoden

Parallel zu den computergestützten Analysen werden Untersuchungen des Bremssystems an Schwungmassenprüfständen genutzt, um das Verhalten unter realitätsnahen und reproduzierbaren Bedingungen zu bewerten. Ein Beispiel für ein Prüfprogramm mit der Spezifikation des Messaufbaus ist zum Beispiel in [78] beschrieben. Neben der Spezifikation des Prüfprogramms, das eine Matrix an Bremsungen darstellt, die über ihre Betriebspunkte definiert werden, ist für den Messaufbau die Position des Mikrofons zur Aufzeichnung der Geräuschereignisse spezifiziert. Die Bremsungen werden in Schleppbremsungen mit konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit und Stoppbremsungen mit vorgegebenem Verzögerungsprofil unterteilt. Für jede Bremsung ist dabei die Temperatur der Bremsscheibe, die Fahrzeuggeschwindigkeit bzw. die Rotationsgeschwindigkeit der Bremsscheibe und der Bremsdruck eindeutig definiert. Als Bewertungsmaß wird die Geräuschhäufigkeit über die Gesamtzahl der Bremsungen genutzt. Hierbei ist als Schwellenwert für ein Geräuschereignis der Schalldruck von 70 dB(A) definiert. Nachteile der Matrix- Prüfprogramme sind einerseits fehlende Informationen über das Systemverhalten in Bereichen, in denen keine Geräuschereignisse auftreten, und andererseits die fehlende Betrachtung der Einflüsse von Toleranzen oder Unsicherheiten. Als Beispiele für Toleranzen sind produktionsbedingte Abweichungen in der Bremsbelagsteifigkeit [92], [73] oder Abweichungen der Eigenfrequenzen von Bremsscheiben [34] zu nennen. Die Robustheit gegenüber Abweichungen und Produktionstoleranzen ist demnach eine maßgebliche Systemcharakteristik und wird im folgenden Kapitel näher betrachtet.

Neben den Matrix Tests, die eine Untersuchung und Bewertung definierter Betriebszustände darstellen, gibt es Ansätze, die strukturdynamischen Eigenschaften oder eine Energiebilanz des oszillierenden Systems zu nutzen, um eine differenzierte Bewertung des Systems zu erreichen und instabile Zustände vorherzusagen, auch wenn noch kein Bremsenquietschen detektierbar ist.

1 Einleitung

Marschner [52] beschreibt eine Methode, die eine zusätzliche Systemanregung in Form eines im Bremskolben integrierten Piezoaktuators nutzt, um die Stabilität des Systems zu bewerten. Hierfür werden die zuvor identifizierten, selbsterregten Moden des Bremssystems angeregt, bis das System instabil wird. Anhand der Regelparameter des Anregungsalgorithmus wird die modale Dämpfung der jeweiligen Mode berechnet und als Maß für die Stabilität des Systems definiert. In den Arbeiten von Schlagner [] und Gödecker [] wird ein Ansatz beschrieben, der die Arbeit der Reibkraft als charakteristisches Merkmal selbsterregter Schwingungen zur Identifikation und Bewertung von kritischen Zuständen nutzt. Ein Minimalmodell zur Herleitung der Arbeit der Reibkraft ist in Abbildung 1.2 dargestellt. Popp [] beschreibt die Arbeit der Reibkraft als Energie, die durch den Selbsterregungsmechanismus in das System eingebracht, bei positiver Bilanz der Arbeit, zum Aufklingen der Schwingung führt. Für die Betrachtung einer Masse, die auf einem Untergrund mit dem Reibwert μ gleitet, ist die Arbeit der Reibkraft eines Schwingungszyklusses T nach Gleichung 1.3 definiert.



71

Abbildung 1.2: Minimalmodell zur Herleitung der Reibarbeit nach Popp []

$$W_r = \int_0^T \dot{x} \cdot F_R dt \quad (1.3)$$

Hierbei beschreiben F_R die Reibkraft und \dot{x} die Geschwindigkeit des betrachteten Körpers in Richtung der Reibkraft. Eine Herleitung und Betrachtung der Arbeit der Reibkraft für ein Modell mit mehreren Freiheitsgraden erfolgt in Kapitel 2. Schlagner und Gödecker beschreiben unter anderem experimentelle Aufbauten zur Bestimmung der Arbeit der Reibkraft bei Scheibenbremssystemen und weisen nach, dass nicht nur in Betriebspunkten mit instabilem Systemverhalten positive Arbeit vorliegt, sondern auch in angrenzenden Betriebspunkten bereits positive Arbeit nachweisbar ist. Zu erklären ist dies mit der Bilanz der Energien und der Tatsache, dass die positive Arbeit aus der Selbsterregung durch Dämpfung im System wieder dissipiert wird. Erst

wenn die positive Arbeit weiter zunimmt und die Gesamtbilanz aller Energien positiv wird, wird das System instabil und klingt auf, bis ein Grenzykel erreicht ist.

Im Entwicklungsprozess erfolgt als letzter Schritt die Erprobung und Bewertung im Fahrversuch unter realen Bedingungen []. Als Bewertungsmaß für objektive Bewertungen werden die Häufigkeit geräuschbehafteter Bremsungen, der Geräuschpegel sowie die Geräuschdauer zur Bewertung herangezogen [].

In der vorliegenden Arbeit richtet sich der Fokus auf experimentelle Methoden. Hierbei bieten Untersuchungen an Schwungmassenprüfständen einen Vorteil gegenüber den Fahrversuchen hinsichtlich der Reproduzierbarkeit der Betriebszustände. Die vorliegende Arbeit betrachtet deshalb verschiedene Methoden für Untersuchungen an Schwungmassenprüfständen.

1.2.3 Robustheit von Radbremsen

In Bremssystemen sind viele Eigenschaften, die die Stabilität des Systems beeinflussen, mit Unsicherheiten belegt. Als Beispiel können produktionsbedingte Abweichungen von Materialkenngrößen wie zum Beispiel der Bremsbelagsteifigkeit genannt werden. Weitere Beispiele für Unsicherheiten in Bremssystemen sind produktionsbedingte geometrische Abweichungen der Bremsbauteile [], Schwankung des Reibwertes zwischen Bremsscheibe und Bremsbelag [] oder Änderungen der Bremsbelageigenschaften aufgrund von Verschleiß []. Untersuchungen des Einflusses von Unsicherheiten der Systemeigenschaften auf die Stabilität sind beispielsweise durch Nohari für ein Minimalmodell eines reiberregten Schwingers mit vier Freiheitsgraden [] oder von Gauger [] und Chittepu [] anhand von FE-Modellen von Bremssystemen beschrieben. Die Untersuchung von Gauger konzentriert sich dabei auf Unsicherheiten in den Kontaktbedingungen und dem Reibkoeffizient zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe, während der Fokus der Betrachtung von Chittepu auf Abweichungen bei der Geometrie und den Materialeigenschaften der Bremsbauteile liegen. Beide nutzen zur Bewertung der Stabilität des Systems die komplexe Eigenwert-Analyse und zeigen anhand der Stabilitätsbetrachtung und der Verteilung der Eigenwerte den Einfluss und die Notwendigkeit der Berücksichtigung von Unsicherheiten.

Eine Definition für Robustheit, basierend auf der Betrachtung der berechneten Eigenwerte, wird in [, S. 27] eingeführt. Die Definition der Robustheit erfolgt im ersten Schritt auf der Systemebene und besagt, dass sich die Stabilität des Systems bei kleinen Störungen nicht ändert. Im zweiten Schritt wird die Definition präzisiert, indem die Betrachtung der stabilitätsbestimmenden Eigenwerte herangezogen wird. Dem-

nach ist ein Eigenwert robust, wenn er sich bei Änderungen der Systemparameter nicht über die Stabilitätsgrenze bewegt. Der Fokus der Betrachtung liegt hierbei auf den stabilitätsbestimmenden Realteilen \Re_i der Eigenwerte λ_i .

1.2.4 Zusammenfassung

Der Überblick über den Stand der Technik zeigt anhand der Nachteile der in der Entwicklung von Bremssystemen verwendeten Standard-Methode der Matrix- Prüfprogramme den Bedarf an weiteren Methoden für eine differenzierte Bewertung von Bremssystemen. Ansätze, die strukturdynamische Größen oder die Energiebilanz zur Charakterisierung von Betriebszuständen zu nutzen, zeigen das Potential für eine detaillierte Bewertung von Radbremsen hinsichtlich ihrer Schwingungseigenschaften. Forschungsbedarf besteht jedoch bei der Erfassung der Einflussgrößen und der Sensitivitäten auf die Systemstabilität sowie einer resultierenden Methode zur Bewertung der Robustheit von Bremssystemen. Die vorgestellten Robustheitsuntersuchungen mit Hilfe von Simulationen des Bremssystems zeigen die Signifikanz und Notwendigkeit der Betrachtung des Einflusses von Toleranzen auf das Systemverhalten. Das hieraus abgeleitete Ziel der Arbeit ist, analog der simulativen Ansätze, unter Berücksichtigung aller Einflussgrößen auf die Systemdynamik eine Methode zur experimentellen Bestimmung der Robustheit von Bremssystemen auf Schwungmassenprüfständen zu entwickeln.

Die Ergebnisse der simulationsbasierten Untersuchungen zeigen die Relevanz der Betrachtung von Abweichungen zur Beschreibung der Systemeigenschaften und die Notwendigkeit der Berücksichtigung der Robustheit in der Entwicklung von Radbremsen. Bei der Betrachtung der Robustheit von Radbremsen wird an dieser Stelle auf fehlende Veröffentlichungen von experimentellen Betrachtungen der Robustheit hingewiesen. Die Entwicklung einer Methode zur experimentellen Untersuchung der Robustheit von Radbremsen wird für die vorliegende Arbeit als Forschungsbedarf und Notwendigkeit der Erweiterung des Stands der Technik identifiziert.

1.3 Methodik und Struktur der Arbeit

1

Kapitel 1 stellt den Stand der Technik hinsichtlich unterschiedlicher Theorien zur Erklärung der Erregungsmechanismen des Bremsenquietschens, Ansätzen zur Bewertung des Geräuschverhaltens von Radbremsen und bisheriger Betrachtungen der Ro-

¹Die detaillierte Herleitung und Erklärung der Eigenwerte erfolgt in Kapitel 2.1.1

bustheit von Radbremsen dar. Basierend auf der dargestellten Motivation und dem Stand der Technik, wird der Forschungsbedarf ermittelt und das Ziel der Arbeit definiert.

2

Anhand einer Modellbetrachtung in Kapitel werden Eigenschaften nichtlinearer reiberregter Systeme untersucht, Ansätze für charakteristische Größen zur Systembewertung hergeleitet und Hypothesen für die experimentelle Untersuchung am Bremssystem definiert. Des Weiteren werden, basierend auf den Hypothesen und den dazugehörigen Falsifizierungsmethoden, Anforderungen an die Messprozedur und das Messtechnikkonzept abgeleitet.

In Kapitel werden, ausgehend von den zuvor definierten Anforderungen, ein Messtechnikkonzept und eine Messprozedur, basierend auf Methoden der Modalanalyse, entwickelt. Das Konzept dient zur Ermittlung der Messgrößen zur Überprüfung der Hypothesen und zur Untersuchung der Robustheit. Die Anpassung bestehender Methoden sowie die Entwicklung neuer Methoden zur Untersuchung von Radbremsen und der daraus resultierenden spezifischen Herausforderungen stellen den Fokus der Entwicklung dar.

4

Neben dem Messtechnikkonzept wird in Kapitel ein Ansatz zur Untersuchung und zur Bewertung der Robustheit von Systemen entwickelt. Hierbei wird, ausgehend von einer allgemeinen Robustheitsdefinition unter Berücksichtigung der identifizierten Einflussgrößen, die Robustheitsdefinition für Radbremsen hergeleitet.

Kapitel beschreibt die Anwendung der entwickelten Methode und die Untersuchung eines Bremssystems. Zur Vorbereitung der Untersuchung erfolgt zunächst die Entwicklung eines Versuchsplans. Anhand der erfassten Messgrößen erfolgt anschließend die Überprüfung der definierten Hypothesen sowie die Bewertung der Robustheit des betrachteten Systems.

1.3

Eine schematische Darstellung der Vorgehensweise ist in dargestellt.

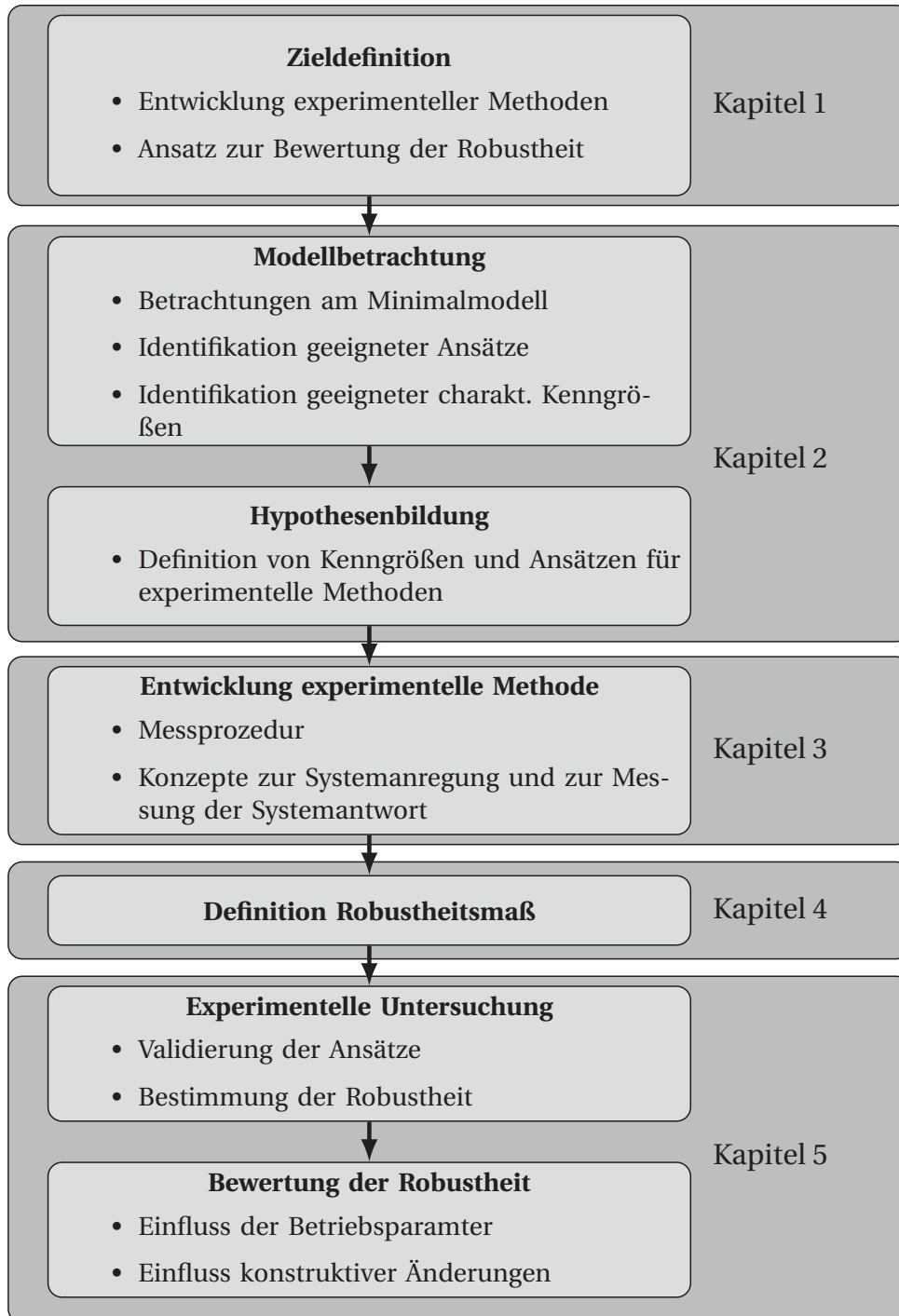


Abbildung 1.3: Methodik des Vorgehens

2 Hypothesenbildung

Zur Untersuchung der vorliegenden Phänomene in reiberregten nichtlinearen Systemen und zur Entwicklung von Hypothesen für die experimentelle Untersuchung wird ein Minimalmodell mit drei Freiheitsgraden gewählt. In [48] wird das Modell zur Untersuchung des Einflusses von Nichtlinearitäten auf das reiberregte Flattern genutzt. Abbildung 2.1 zeigt das Minimalmodell des reiberregten Schwingers mit zwei Massen. Zur Abbildung des nichtlinearen Systemverhaltens wird die nichtlineare Steifigkeit k_{nl} eingefügt. Die Untersuchung des linearisierten Modells dient der Identifikation von Parameterbereichen mit instabiler Ruhelage. Anschließend erfolgt mit Hilfe des nichtlinearen Modells die Erfassung des Verlaufs der modalen Parameter in der Nähe der Stabilitätsgrenze. Die abschließende Betrachtung der Arbeit der Reibkraft, analog zur Betrachtung der modalen Größen, dient der Verifikation des in [80] vorgestellten Ansatzes.

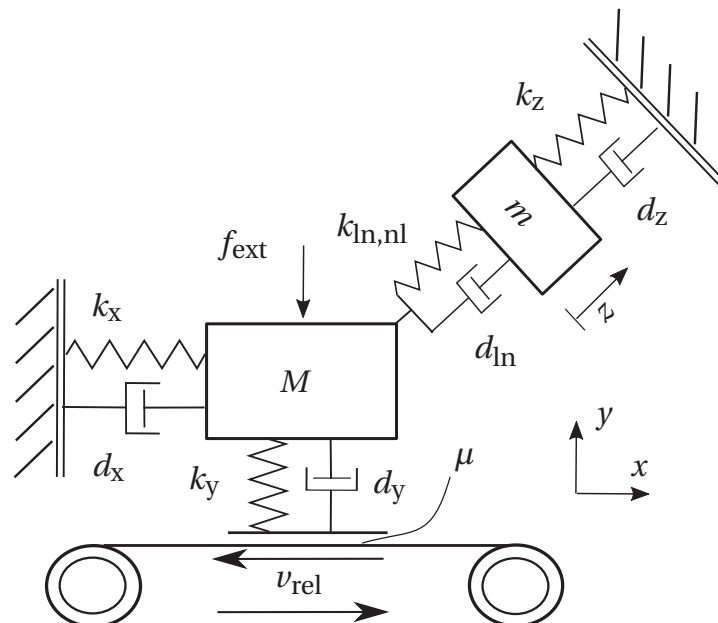


Abbildung 2.1: Minimalmodell eines reiberregten Schwingungssystems mit einer nichtlinearen Steifigkeit

2 Hypothesenbildung

Die allgemeine Bewegungsgleichung des mechanischen Systems wird in Gleichung 2.4 formuliert:

$$M\ddot{x} + D\dot{x} + (K + N)x + F_{\text{nl}}(x, \dot{x}) = F(t), \quad (2.1)$$

wobei $D = D^T$, $K = K^T$ und $N = -N^T$. Mit dem Verschiebungsvektor $x = [x \ y \ z]^T$, dem Vektor der nichtlinearen Kräfte $F_{\text{NL}}(x, \dot{x}, t)$ und dem Vektor der externen Kräfte $F(x, \dot{x})$. Die nichtlinearen Kräfte F_{NL} werden über eine kubische Steifigkeit definiert:

$$F_{\text{NL}} = k_{\text{lin}} \cdot u + k_{\text{nl}} \cdot u^3 + d_{\text{lin}} \cdot \dot{u}. \quad (2.2)$$

Hierbei ist die Auslenkung u der kubischen Steifigkeit definiert durch:

$$u = \left\| z - \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot x - \frac{\sqrt{2}}{2} \cdot y \right\|. \quad (2.3)$$

Die detaillierten Systemmatrizen mit den verwendeten Parametern sind dem Anhang A zu entnehmen.

Im ersten Schritt erfolgt eine Stabilitätsbetrachtung des um die Ruhelagen linearisierten Systems durch Betrachtung der stabilitätsbestimmenden Realteile der Eigenwerte. Hierdurch lassen sich beispielhaft die Abhängigkeit der Stabilität von Systemparametern wie zum Beispiel der Steifigkeit oder dem Reibwert darstellen und Parameterbereiche mit instabiler Ruhelage identifizieren. Diese Parameterbereiche, speziell die Übergangsbereiche von stabilem zu instabilem Systemverhalten, werden im zweiten Schritt durch die Betrachtung des nichtlinearen Systems untersucht. Der Fokus der Untersuchung liegt hierbei auf der Identifikation charakteristischer Systemgrößen, die geeignet sind, das Systemverhalten zu bewerten. Für die vorliegende Modellbetrachtung wird als Vereinfachung stetiges und schwach nichtlineares Systemverhalten angenommen. Die Gültigkeit für nichtstetige Systeme [49] mit starken nichtlinearen Effekten[11] ist demnach nicht gegeben. Ein Beispiel für nicht stetiges Verhalten ist zum Beispiel die Schließung eines Kontakts. Die sprunghafte Änderung der Systemeigenschaften haben in diesem Fall sprunghafte Änderungen der betrachteten modalen Größen zur Folge. Nicht stetige Bereichen sind deshalb durch eine Untersuchung von beiden Seiten der Unstetigkeit zu beschreiben.

2.1 Betrachtung des linearisierten Systems

Die Betrachtung des linearisierten Systems dient der Analyse der Stabilität des Systems und der Identifizierung von Parameterbereichen mit instabiler Ruhelage. Die Bewegungsgleichungen des um die Ruhelage linearisierten Systems lauten:

$$M\ddot{x} + D\dot{x} + (K + K_{\text{lin}} + N)x = F(t) \quad (2.4)$$

2.1.1 Berechnung der Eigenwerte

Aus den Bewegungsgleichungen erhält man das Eigenwertproblem [99, S.3]:

$$\left[M\lambda^2 + (D + G)\lambda + (K + N) \right] \phi = 0 \quad (2.5)$$

mit den Eigenwerten λ_i und den Eigenvektoren ϕ_i .

Durch Überführung des Systems in den Zustandsraum

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}(K + N) & -M^{-1}(D + G) \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

lassen sich beispielweise mit dem Cholesky-Verfahren [98, S. 143 ff] die Eigenwerte sowie die Dämpfungen berechnen. Im Folgenden wird beispielhaft die Parameterabhängigkeit der Stabilität anhand der Steifigkeit k_x demonstriert. Abbildung 2.2 zeigt die Abhängigkeit der Eigenwerte von der Steifigkeit k_x . Durch Betrachtung der Imaginärteile $\Im(\lambda)$ des linearisierten Systems sind in der linken Darstellung drei Eigenfrequenzen des Systems zu erkennen. Während die Mode mit der höchsten Frequenz nicht von der Variation der Steifigkeit beeinflusst wird, ist bei den ersten beiden Eigenfrequenzen eine Interaktion in Form einer Annäherung der beiden Moden in Abhängigkeit vom gewählten Parameter erkennbar. Durch Betrachtung des Realteils \Re der Eigenwerte im rechten Teil der Abbildung wird ein Parameterbereich mit instabilen Ruhelagen für $k_x > 7,4$ und $k_x < 32,4$ anhand positiver Realteile der Eigenwerte identifiziert.

Für die Berechnung der Eigenwerte zur Stabilitätsbetrachtung werden die Bewegungsgleichungen bzw. die Systemmatrizen des mechanischen Systems vorausgesetzt. Bei der experimentellen Untersuchung des Systems ist die Betrachtung der Eigenwerte ohne Ableitung eines mechanischen Modells nicht möglich. Anhand der

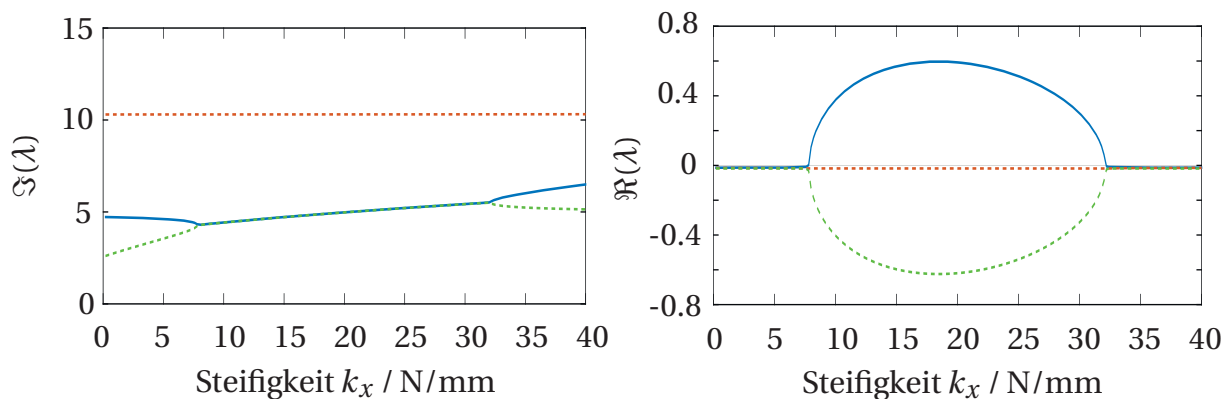


Abbildung 2.2: Eigenwerte des linearisierten Modells: Imaginärteile (links) und Realteile (rechts)

Ergebnisse der Messung der Frequency-Response-Function (FRF) oder einer Modalanalyse lassen sich jedoch analog zu den Imaginärteilen und Realteilen die modalen Größen Resonanzfrequenz und modale Dämpfung des Systems approximieren.

2.1.2 Betrachtung des Dämpfungsgrads

Durch Umrechnung der Ergebnisse aus 2.1.1 erhält man aus den Eigenwerten $\lambda_i = \delta + i\omega_D$ mit den Realteilen $\Re = \delta$ und den Imaginärteilen $\Im = \omega_D$ nach [30, S. 33] den Dämpfungsgrad¹:

$$\vartheta = \frac{-\delta}{\sqrt{\omega_D^2 + \delta^2}} \quad (2.7)$$

Zum Vergleich sind in Abbildung 2.3, analog zur Abbildung 2.2, die Verläufe der Dämpfung und der Realteile der Eigenwerte über die Steifigkeit für die ersten beiden Moden dargestellt.

Die Abbildung 2.4 zeigt Ausschnitte der Verläufe der ersten Mode an den Stabilitätsgrenzen. Zu erkennen ist der reziproke Verlauf von Dämpfung und Realteil.

Durch die Betrachtung der Verläufe bei Annäherung an die Stabilitätsgrenzen bei $k_x = 7,4$ und $k_x = 32,4$ lässt sich das charakteristische Verhalten der Zunahme der Realteile bei gleichzeitiger Abnahme der modalen Dämpfung erkennen. Aus der linearen

¹Wenn nicht weiter präzisiert, wird bei Verwendung des Begriffes Dämpfung vom Dämpfungsgrad ausgegangen.

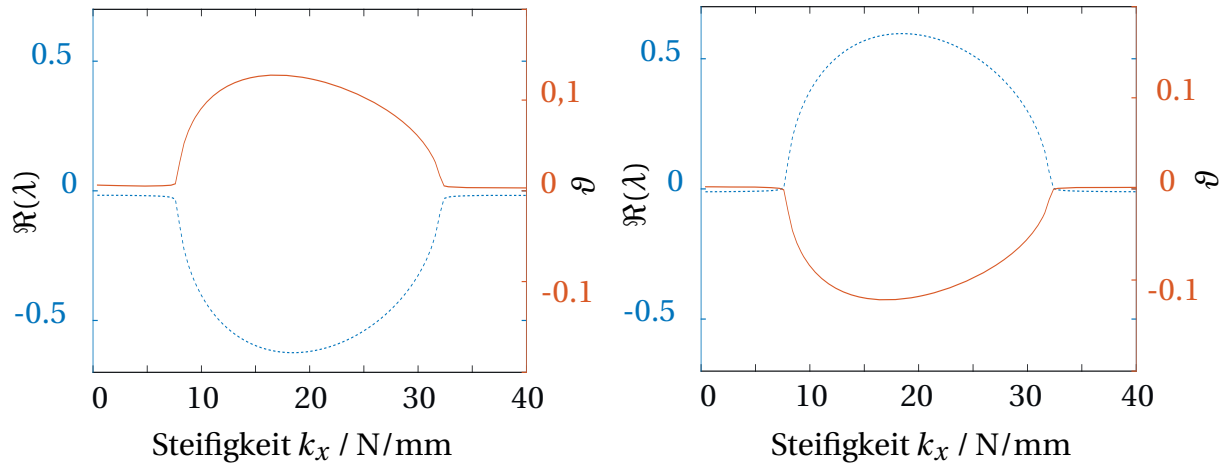


Abbildung 2.3: Verläufe der Realteile der Eigenwerte \Re und der Dämpfung ϑ in Abhängigkeit von der Steifigkeit k_x für die ersten beiden Moden aus Abbildung 2.2

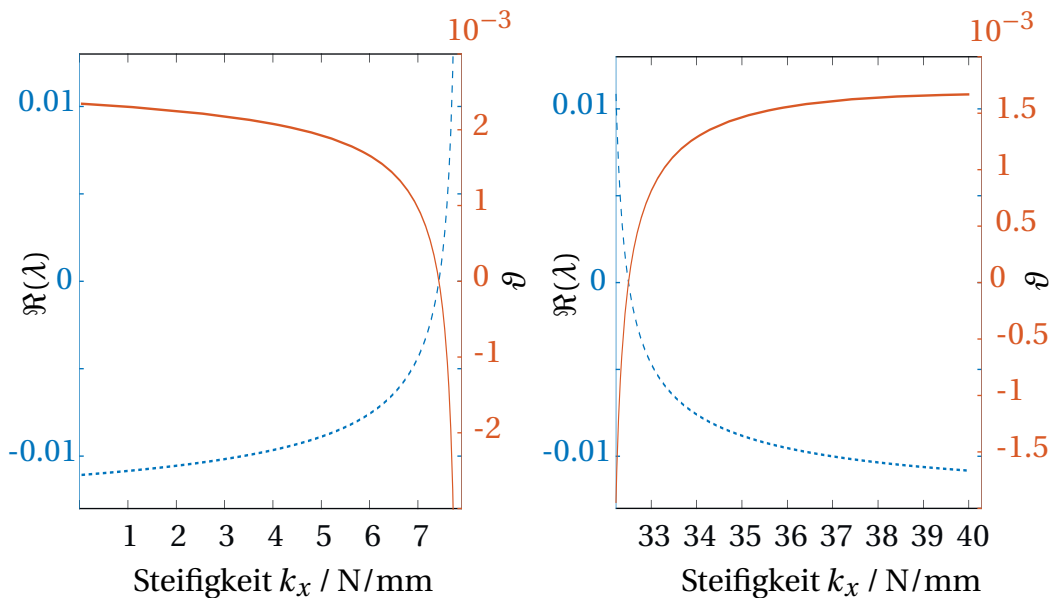


Abbildung 2.4: Detaildarstellung für die zweite Mode aus Abbildung 2.3

Betrachtung lässt sich die erste Hypothese für die Untersuchung, durch Definition der charakteristischen Systemgrößen Resonanzfrequenz und die Dämpfung, definieren.

- **Hypothese 1:** Für das untersuchte System werden bei gleichen Betriebsparametern die gleichen Werte für die Resonanzfrequenz und die Dämpfung für die betrachteten Schwingungsmoden ermittelt.

Aus der Betrachtung des parameterabhängigen Verlaufs der Dämpfung, insbesondere in der Nähe Stabilitätsgrenze, wird als weitere Hypothese definiert:

- **Hypothese 2: Die Dämpfung einer potentiell instabilen Mode nimmt bei Variation eines stabilitätsbeeinflussenden Parameters in Richtung der Stabilitätsgrenze hin ab.**

2.2 Betrachtung des nichtlinearen Systems

Um das nichtlineare Verhalten von Radbremsen zu berücksichtigen, wird für den weiteren Verlauf der Hypothesenbildung das nichtlineare System mit einer kubischen Steifigkeit aus Gleichung 2.2 verwendet. Basierend auf der Identifikation der Parameterbereiche mit instabiler Ruhelage aus der linearen Betrachtung, werden die stabilen Parameterbereiche um die Stabilitätsgrenzen untersucht. Durch die Untersuchung mit Hilfe des nichtlinearen Modells wird das charakteristische Verhalten der modalen Parameter identifiziert und im Rahmen der experimentellen Untersuchungen zur Beschreibung des Systemsverhaltens genutzt.

2.2.1 Berechnung der Übertragungsfunktion

Die Berechnung der Systemantwort des harmonisch angeregten, nichtlinearen Systems durch Zeitsimulation, wie beispielsweise auch in [96] dargestellt, ermöglicht die Bestimmung der Übertragungsfunktion im Frequenzbereich des nichtlinearen Systems und die Untersuchung der auftretenden nichtlinearen Effekte. Zur Bestimmung der Übertragungsfunktion erfolgt die Anregung im gesamten relevanten Frequenzbereich. Aufgrund der Vorteile der Anregung mit einem gestuften Sinussignal für die Untersuchung von nichtlinearen Systemen [28] wird die Zeitsimulation mit diskreten Schritten konstanter Frequenz durchgeführt und für jede Frequenz ein Zeitfenster im eingeschwungenen Zustand ausgewertet und die Systemantwort bestimmt.

Die Übertragungsfunktion des Systems wird für einen Parameterpunkt und eine Anregungsamplitude in Form der Rezeptanz $\alpha_{jk} = \frac{x(t)}{f(t)}$ berechnet und ermöglicht die Berechnung der modalen Größen Resonanzfrequenz und Dämpfung. Im Vergleich mit der Bestimmung der Dämpfung aus den Systemmatrizen, beschrieben in Kapitel 2.1.2, bietet die Methode der Bestimmung der modalen Größen aus der Übertragungsfunktion den Vorteil der Übertragbarkeit auf experimentell bestimmte Übertragungsfunktionen.

Die Herleitung der Rezeptanz als FRF-Matrix nach [19, S. 34 ff.] wird mit Hilfe der Systemmatrizen M, K und D und unter Annahme einer harmonischen Anregung $f(t) = \hat{f}e^{i\omega t}$ und einer harmonischen Systemantwort $x(t) = \hat{x}e^{i\omega t}$ wie folgt durchgeführt:

$$\alpha_{jk} = \left(\frac{x_j}{F_k} \right) \quad (2.8)$$

$$\left[-M\omega^2 + iD + K \right] \{X\} e^{i\omega t} = F e^{i\omega t} \quad (2.9)$$

$$\left[-M\omega^2 + iD + K \right] = \alpha(\omega) e^{-1} \quad (2.10)$$

Durch Multiplikation von links und von rechts mit den Eigenvektoren ϕ

$$\phi^T \left[-M\omega^2 + iD + K \right] \phi = \phi^T (\alpha(\omega)^{-1}) \phi \quad (2.11)$$

und

$$\left[-M\omega^2 + iD + K \right] = \left[\omega_D^2 - \omega^2 + i\eta \omega_D^2 \right] \quad (2.12)$$

ergibt sich die Rezeptanz α :

$$\alpha(\omega) = \phi \left[\omega_D^2 - \omega^2 + i\eta \omega_D^2 \right]^{-1} \phi^T. \quad (2.13)$$

Bei der im Folgenden betrachteten Zeitsimulation zur Analyse des nichtlinearen Modells ist F_k als die Amplitude der eingestellten harmonischen Erregerkraft gegeben. Die Amplitude der Systemantwort x_j wird für jede Frequenz anhand der Antwort im Zeitbereich im eingeschwungenen Zustand bestimmt. Die Übertragungsfunktion wird anschließend aus den Einzelrezeptanzen α_{jk} der unterschiedlichen Anregungsfrequenzen zusammengefügt.

In Abbildung 2.5 sind beispielhaft drei Übertragungsfunktionen sowie die dazugehörigen Phasenverläufe für eine zunehmende Steifigkeit k_x dargestellt.

Aus der Darstellung wird der Einfluss der Steifigkeit k_x auf die Lage der Resonanzfrequenzen im Frequenzbereich und das Auftreten von nichtlinearen Effekten bei der ersten Mode in Form von unsymmetrischen Verläufen in der Übertragungsfunktion [2.5, S.17 ff], [2.5, S.5 ff] deutlich. Die Steifigkeit k_x wird dabei, ausgehend von $k_x = 33 \text{ N/mm}$ in Richtung der Stabilitätsgrenze, bei $k_x = 32,4 \text{ N/mm}$ in äquidistanten Schritten reduziert. Eine Darstellung der Übertragungsfunktionen im betrachteten Parameterbereich von $k_x = 0$ bis 40 N/mm ist in Abbildung A.2 im Anhang dargestellt.

2 Hypothesenbildung

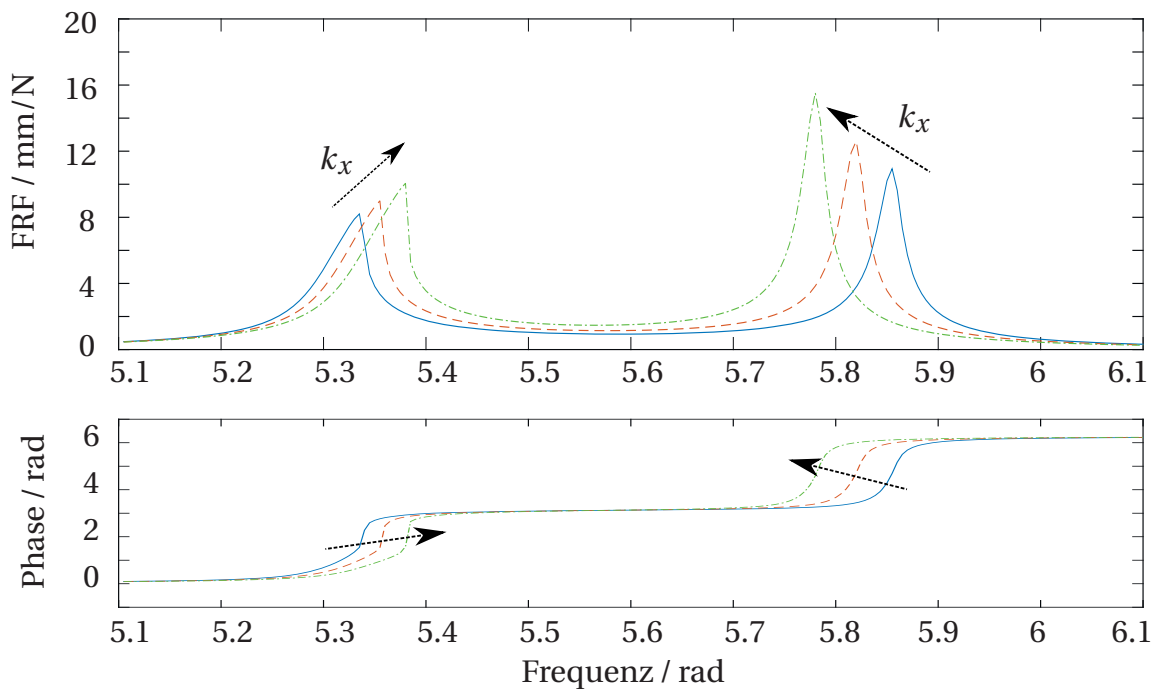


Abbildung 2.5: Verlauf der FRFs bei Variation der Steifigkeit k_x

Zur Schätzung der modalen Dämpfung aus den Übertragungsfunktionen im Frequenzbereich werden Verfahren wie zum Beispiel Curve-Fitting-Methoden [A.2], das Rational-Fraction-Polynomial-Verfahren (RFP) [75] oder das PolyMaxx-Verfahren [76] genutzt. Diese Verfahren basieren auf der Annahme von linearem Systemverhalten und können für Systeme mit ausgeprägten nichtlinearen Effekten in der Übertragungsfunktion nicht angewendet werden. Die Anwendung des RFP-Verfahrens auf die Ergebnisse der Simulation zeigt am Beispiel der ersten beiden Schwingungsmoden den Fehler im Vergleich der simulierten und der geschätzten Übertragungsfunktion. Hierbei ist anhand der Darstellung der ersten Schwingungsmode im linken Teil der Darstellung der Einfluss des nichtlinearen Verhaltens auf die Genauigkeit des Näherungsverfahrens ersichtlich. Um eine ausreichende Genauigkeit des verwendeten Verfahrens zu gewährleisten, gilt es, die nichtlinearen Effekte zu erfassen und zu berücksichtigen^{2.6}

Um die Nutzbarkeit der gewählten Verfahren zu bewerten wird, basierend auf der Betrachtung der Übertragungsfunktion des nichtlinearen Systems und der Verfahren zur Bestimmung der modalen Parameter, eine weitere Hypothese definiert:

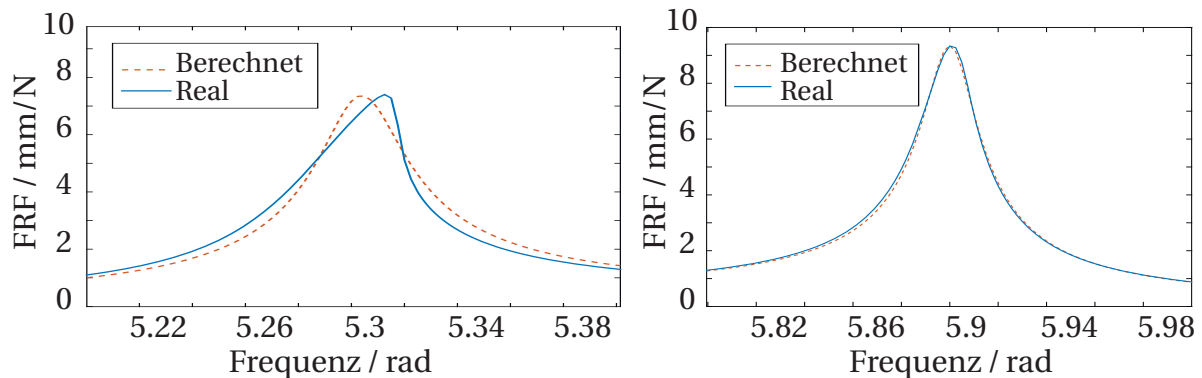


Abbildung 2.6: Vergleich der FRF der Simulationsergebnisse und der Schätzung der FRF mithilfe des RFP-Verfahrens anhand einer Mode mit ausgeprägten nichtlinearen Effekten (links) und einer Mode mit linearem Verhalten (rechts)

- **Hypothese 3:** Für die Untersuchung kann schwach nichtlineares Systemverhalten angenommen werden und zur Dämpfungsbestimmung aus den FRF ist ein linearer Ansatz möglich

2.2.2 Berechnung der Arbeit der Reibkraft

Wie bereits in Kapitel ^{1.2} beschrieben, stellt die Betrachtung der Arbeit der Reibkraft einen weiteren Ansatz zur Charakterisierung reiberregter Systeme dar. Der Ansatz basiert auf der Betrachtung der Energie während eines Schwingungszyklusses. Für $D = D^T$ und $K = K^T$ charakterisiert die Arbeit der Reibkraft den Selbsterregungsmechanismus und stellt den stabilitätsbestimmenden Anteil der Gesamtenergie dar. Die Betrachtung der Arbeit der Reibkraft erfolgt im betrachteten Minimalmodell analog zum Beispiel von Popp [71]. ^{2.8} Abbildung zeigt den Ausschnitt des Minimalmodells. Zur Berechnung der Arbeit der Reibkraft wird die Darstellung um die Normal- und die Reibkraft im Reibkontakt erweitert.

Der Freischnitt der Kräfte im Reibkontakt liefert die Größen zur Berechnung der Arbeit. Mit der Reibkraft F_R und der Geschwindigkeit \dot{x} der Masse M wird die Arbeit der Reibkraft W_r über einen Schwingungszyklus $T = 2\pi/\omega$ mit Gleichung ^{2.14} berechnet.

$$W_r = \int_0^T \dot{x} \cdot F_R dt \quad (2.14)$$

Bei der Bilanzierung der Energie sind drei Fälle zu betrachten und zu unterscheiden. Im ersten Fall ist die Arbeit der Reibkraft negativ, wirkt dissipierend und führt zum Abklingen angeregter Schwingungen. Zur Charakterisierung von selbsterregten

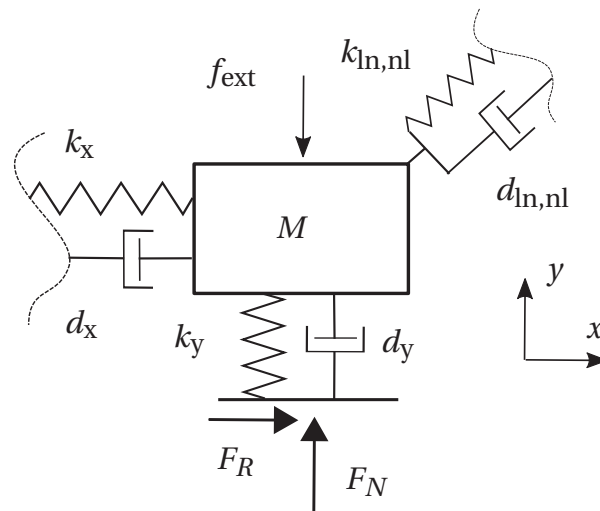


Abbildung 2.7: Ausschnitt des Minimalmodells aus Abbildung 2.1 zur Darstellung der Reibkraft und zur Herleitung der Reibarbeit

Schwingungen sind die Fälle von Bedeutung, in denen die Arbeit der Reibkraft über einen Schwingungszyklus positive Werte annimmt. Hierdurch wird Energie durch die Reibung in das System eingebracht. Für positive Werte der Arbeit sind zwei weitere Fälle zu unterscheiden. In der Fallunterscheidung wird zusätzlich zur Arbeit der Reibkraft die durch Dämpfung und Reibung dissipierte Energie berücksichtigt. Im ersten Fall ist die Arbeit der Reibkraft positiv, die Summe jedoch negativ. Die durch die Selbsterregung eingebrachte Energie wird somit vollständig dissipiert. Es kommt nicht zum Aufklingen der Schwingung und das System bleibt stabil. Im zweiten Fall übersteigt die eingebrachte Energie betragsmäßig die dissipierte Energie, die Summe wird positiv und es kommt zum Aufklingen der Schwingung. Ein weiterführendes Beispiel der Energiebilanzierung zur Approximation von Grenzzykelschwingungen anhand des Beispiels einer Radbremse ist in [95, S. 62-64] dargestellt. Wie in [80] beschrieben, lässt sich die Arbeit der Reibkraft nutzen, um potentielle Instabilitäten anhand positiver Reibarbeit zu identifizieren. Analog zur Berechnung der Übertragungsfunktion wird deshalb bei der Zeitsimulation und gestufter Sinusanregung für jede Frequenzstufe die Arbeit der Reibkraft nach Gleichung 2.14 berechnet. Abbildung 2.8 zeigt den Vergleich der Übertragungsfunktion und der berechneten Arbeit der Reibkraft. Die Arbeit der Reibkraft weist im betrachteten Minimalmodell Maxima bei den ersten beiden Resonanzfrequenzen auf.

Die Berechnung der Arbeit der Reibkraft erfolgt analog zur Berechnung der Übertragungsfunktion bei Variation des stabilitätsbestimmenden Parameters k_x . Abbildung 2.9 zeigt zum Vergleich die Verläufe der Dämpfung aus der Betrachtung des lineari-

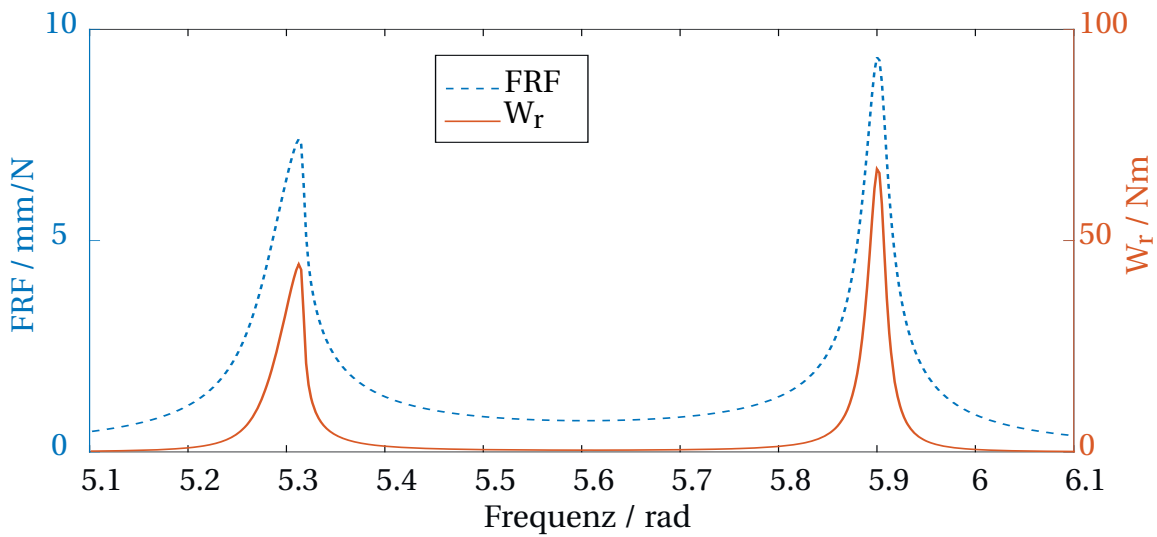


Abbildung 2.8: Vergleich FRF und des Verlaufs der Arbeit der Reibkraft W_r

sierten Systems und der Arbeit der Reibkraft bei Variation des Parameters k_x in Richtung der Stabilitätsgrenzen bei $k_x = k_{krit}$. Zu erkennen ist, dass der Verlauf der Arbeit reziprok zum Verlauf der Dämpfung verläuft und die Arbeit der Reibkraft zur Stabilitätsgrenze hin zunimmt.

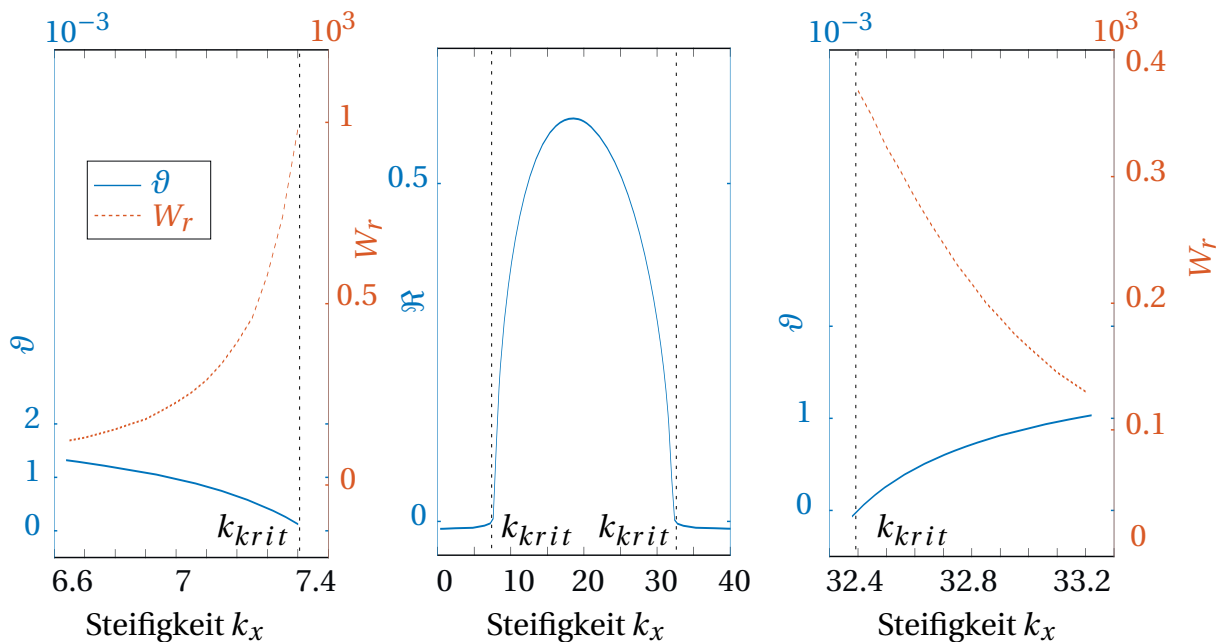


Abbildung 2.9: Darstellung Realteil \Re über die Steifigkeit k_x mit Instabilität im Bereich $k_x > 7,4$ und $k_x < 32,4$ (b) und Verläufe der Dämpfung ϑ und der Arbeit der Reibkraft W_r als Detail in den stabilen Parameterbereichen um k_{krit}

2 Hypothesenbildung

Die Darstellung zeigt, dass neben dem Verlauf der modalen Dämpfung auch die Arbeit der Reibkraft geeignet ist, um Stabilitätsgrenzen im Parameterraum zu lokalisieren, indem Pfade mit stetig fallender modaler Dämpfung oder stetig steigender Arbeit der Reibkraft verfolgt werden. In der vorliegenden Betrachtung wird beispielhaft nur ein Parameter variiert. Bei Variation weiterer Parameter gilt es, die Möglichkeit unterschiedlicher Sensitivitäten der betrachteten Größen zu berücksichtigen, die für verschiedene Betriebsparameter p_i durch Berechnung der Gradienten $\frac{\partial \vartheta}{\partial p_i}$ für die Dämpfung und $\frac{\partial W_r}{\partial p_i}$ für die Arbeit der Reibkraft beschrieben werden.

Anhand der Betrachtung der Arbeit der Reibkraft und der beschriebenen charakteristischen Verläufe wird eine weitere Hypothese aufgestellt.

- **Hypothese 4: Die Arbeit der Reibkraft ist in der Nähe eines Parameterbereiches mit instabilen Ruhelagen positiv für die potentiell instabile Mode**

Zum Abschluss der Modellbetrachtung ist zusammenzufassen, dass Größen identifiziert werden, die eine Charakterisierung des Systems, basierend auf modalen Größen oder einer Betrachtung der Energiebilanz ermöglichen. Im Hinblick auf die Untersuchung und Bewertung von selbsterregten Systemen sind die Verläufe der Größen zur Charakterisierung des Selbsterregungsphänomens dargestellt. Die identifizierten Größen sind im Minimalmodell zur Vorhersage von instabilen Parameterbereichen geeignet. Um die Übertragbarkeit auf die experimentelle Untersuchung an Bremsystemen zu untersuchen, werden Hypothesen und Falsifikationsmethoden abgeleitet.

2.3 Zusammenfassung der Hypothesen

Anhand der Erkenntnisse und Annahmen aus der Modellbetrachtung werden Hypothesen aufgestellt, die der Validierung der Übertragbarkeit auf die experimentelle Untersuchung von Radbremsen dient. Im Folgenden werden die Hypothesen zusammengefasst und jeder Hypothese eine Methode zur Falsifikation zugeordnet. Die Falsifikation beschreibt das Vorgehen und objektive Kriterien zur Überprüfung der jeweiligen Hypothese. Beruhend auf der Definition der Robustheit wird zudem Hypothese Nr. 1 zur Bewertung der Robustheit des Systemverhaltens aufgestellt.

Hypothese 1: Für das untersuchte System werden bei gleichen Betriebsparametern die gleichen Werte für die Resonanzfrequenz und die Dämpfung für die betrachteten Schwingungsmoden ermittelt.

Methode zur Verifikation: Die Messung der Übertragungsfunktion wird wiederholt durchgeführt. Anhand der FRF erfolgt die Berechnung der Resonanzfrequenz und der Dämpfung der betrachteten Moden für gleiche Betriebsparameter. Abschließend erfolgt die Bestimmung der Varianz beider Größen.

Hypothese 2: Die modale Dämpfung einer potentiell instabilen Mode nimmt bei Variation eines stabilitätsbeeinflussenden Parameters in Richtung der Stabilitätsgrenze hin ab.

Methode zur Verifikation: Basierend auf identifizierten Parameterbereichen mit instabiler Ruhelage erfolgt die Messung der Übertragungsfunktion für unterschiedliche Betriebsparameter in den angrenzenden Parameterbereichen. Nach der Berechnung der Resonanzfrequenzen und den Dämpfungen sind die Verläufe der charakteristischen Größen in Nähe der instabilen Parameterbereiche auszuwerten.

Hypothese 3: Für die Untersuchung kann schwach nichtlineares Systemverhalten angenommen werden und zur Dämpfungsbestimmung aus den FRF ist ein linearer Ansatz möglich.

Methode zur Verifikation: Das ausgewählten Verfahren wird zur Dämpfungsbestimmung angewandt. Anhand der Ergebnisse erfolgt der Vergleich des angenäherten Verlaufs und des Verlaufs der Übertragungsfunktion bei der betrachteten Mode sowie die Betrachtung der Abweichungen der Verläufe.

Hypothese 4: Die Arbeit der Reibkraft ist in der Nähe eines instabilen Parameterbereiches positiv für die potentiell instabile Mode.

Methode zur Verifikation: Analog zu Hypothese Nr. 2 werden Parameterbereiche mit instabiler Ruhelage ermittelt. Die Arbeit der Reibkraft wird für Betriebsparameter aus dem angrenzenden Parameterbereich ermittelt.

1

Die gesammelten Hypothesen dienen dem in Kapitel 1 definierten Ziel der Entwicklung einer Methode zur Bewertung der Robustheit von Radbremsen. Die experimentelle Verifikation der Hypothesen erfolgt mit Hilfe des im folgenden Kapitel 2 entwickelten Messtechnikkonzepts sowie der dazugehörigen Prozedur.



3 Konzept für die experimentelle Untersuchung

Zur Validierung der in Kapitel 2 definierten Hypothesen werden Methoden der Modalanalyse zur experimentellen Bestimmung der Übertragungsfunktion gewählt. Aufbauend auf der Herleitung und der Beschreibung der Übertragungsfunktion in den Gleichungen 2.8 und 2.13, wird eine Methode zur Ermittlung der modalen Systemgrößen bei Scheibenbremssystemen entwickelt. Hierfür werden die Anforderungen für eine Adaption der bestehender Methoden zur Messung an Bremssystemen identifiziert, anhand der Anforderungen geeignete Lösungen entwickelt und umgesetzt und in einer Prüfprozedur zusammengefasst. Die Abbildung 3.1 zeigt als Ausgangspunkt eine schematische Darstellung der FRF-Messung.

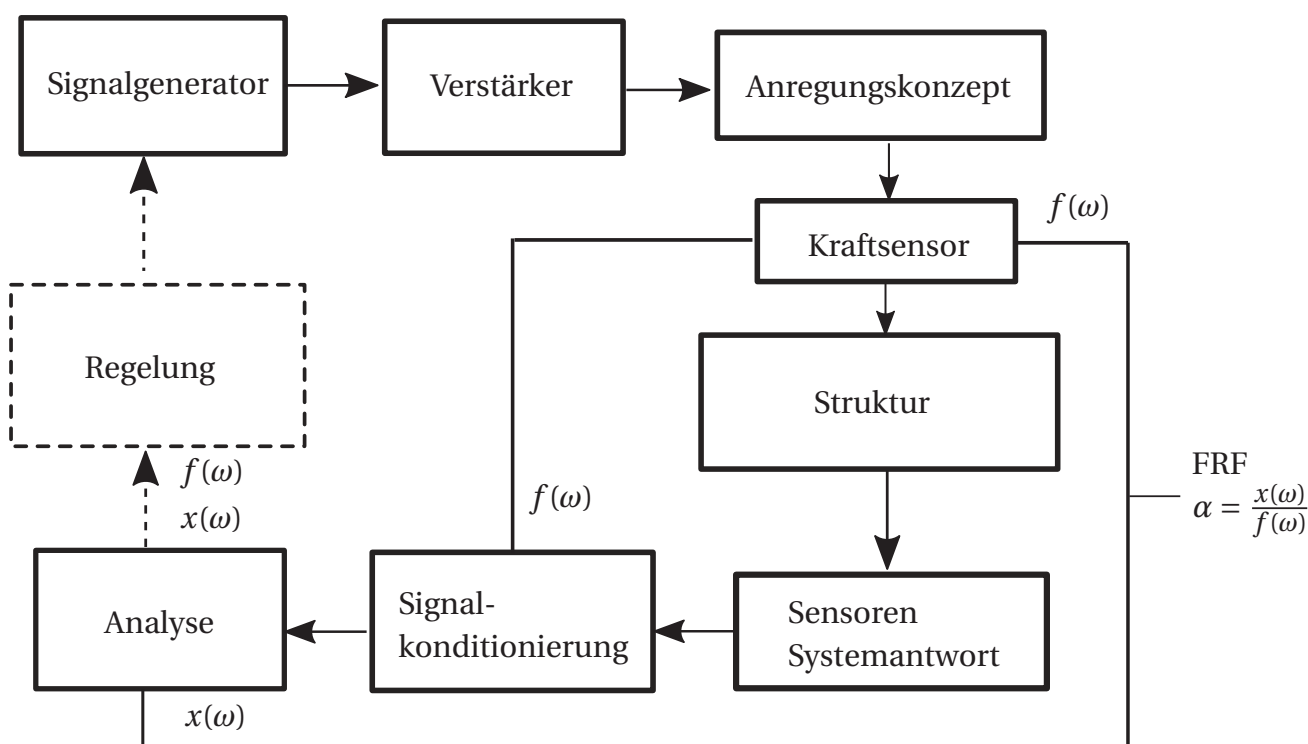


Abbildung 3.1: Schematischer Ablauf einer FRF-Messung (abgewandelt nach [19, S.15])

Aufgrund des in Kapitel 2.2.1 beschriebenen nichtlinearen Verhaltens wird für die Untersuchung die gestufte Sinus-Anregung gewählt. Den Kern der Ermittlung der Über-

tragungsfunktion bilden die Anregung der Struktur mit der Anregung $f(\omega)$ und die Messung der Systemantwort $x(\omega)$. Weitere Funktionen dienen der Analyse und Konditionierung der gemessenen Systemantwort sowie der Bereitstellung und Regelung des Signals für die Systemanregung.

3.1 Anforderungen an die experimentelle Methode

Für die Wahl des Anregungskonzeptes bedeutet der Einsatz an Radbremsen besondere Anforderungen, die zur Entwicklung eines geeigneten Konzeptes vorab identifiziert und zusammengefasst werden. Zur Untersuchung von Bremssystemen wird gefordert, dass die Messung am Prüfstand während Stopp- oder Schleppbremsungen durchführbar ist. Begründet ist dies mit dem Ziel, die realen Anlagebedingungen der Bremsbeläge in den Führungen während einer Bremsung abzubilden, sowie der Forderung, einerseits die gyroskopischen Effekte durch die Rotation der Bremsscheibe und andererseits die tribologischen Effekte im Reibkontakt [26], [64] zwischen der Bremsscheibe und den Bremsbelägen zu berücksichtigen.

Die Reibung im Kontakt zwischen Bremsscheibe und Bremsbelag führt in der Struktur zur Anregung von Schwingungen. In Abbildung 3.2 ist zum Vergleich das Zeitsignal in axialer Richtung eines Beschleunigungssensors auf der Bremsbelag-Rückenplatte dargestellt. Zum Zeitpunkt $t = 2\text{s}$ des Übergangs vom ungebremsten Zustand in den gebremsten Zustand ist die Zunahme der Amplituden der gemessenen Schwingungen zu erkennen.

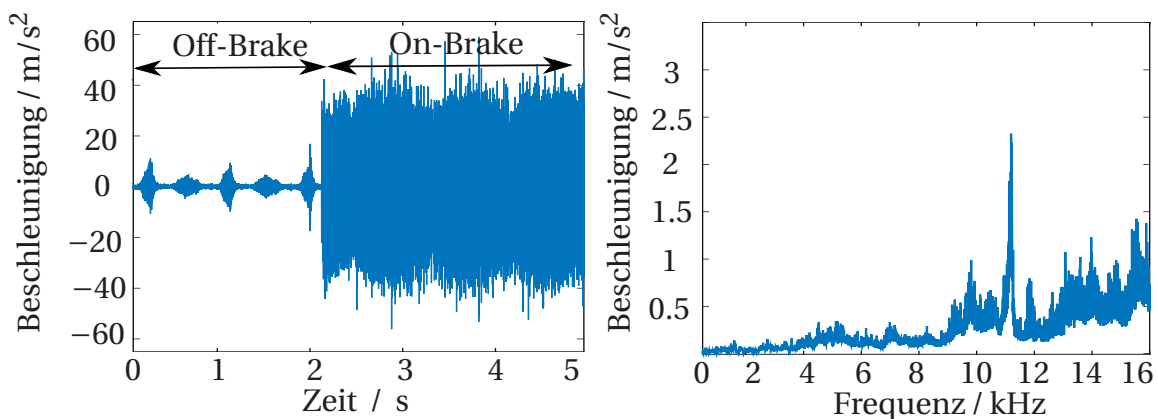


Abbildung 3.2: Beschleunigungen auf der Bremsbelagrückenplatte. Links: Zeitsignal des Übergangs vom ungebremsten in den gebremsten Zustand bei $t = 2\text{s}$. Rechts: Frequenzspektrum für die Beschleunigungen im gebremsten Zustand

Anhand des Frequenzspektrums aus Abbildung 3.2 lässt sich zudem die ungleichmäßige spektrale Verteilung der Schwingungsamplituden für den gebremsten Zustand erkennen. Teilbereiche des Frequenzbereiches werden unterschiedlich stark angeregt. Dies bekräftigt die Entscheidung für eine zusätzliche Systemanregung zur Normalisierung der Anregung und gegen eine operationelle Modalanalyse. Aus der Anregung des Systems durch den Reibkontakt werden zwei Anforderungen für die Anregung der Struktur abgeleitet:

- **Die zusätzliche Anregung stellt ausreichend Anregungsenergie zur Verfügung, um die Amplituden aus der Anregung des Reibkontaktes im betrachteten Frequenzbereich zu übersteigen und eine gezielte Anregung aller Moden zu gewährleisten.**
- **Die zusätzliche Anregung stellt eine konstante Anregungskraft über den gesamten Frequenzbereich sicher.**

Während des Bremsvorgangs wird kinetische Energie über Reibung in Wärmeenergie gewandelt [13, S.345], [14]. Dies führt zur Erwärmung der Komponenten des Bremsystems und zu weiteren Anforderungen an die Messtechnik und die Prüfprozedur. Abbildung 3.3 zeigt die Verläufe der Temperaturen in der Bremsscheibe für Schleppbremsungen bei 5 km/h und verschiedenen Bremsdrücken über die Dauer der Bremsungen. Die Temperaturmessung erfolgt an einem, für die weiteren Untersuchungen gewählten Faustsattel an fünf Stellen der Struktur, wobei in der Abbildung 3.3 nur die kritischste Stelle dargestellt wird. Mithilfe der Berechnung der druckabhängigen Gradienten der Temperatur über die Zeit $\Delta T / \Delta t$ lässt sich die Erwärmung über die Dauer des Bremsvorgangs beschreiben.

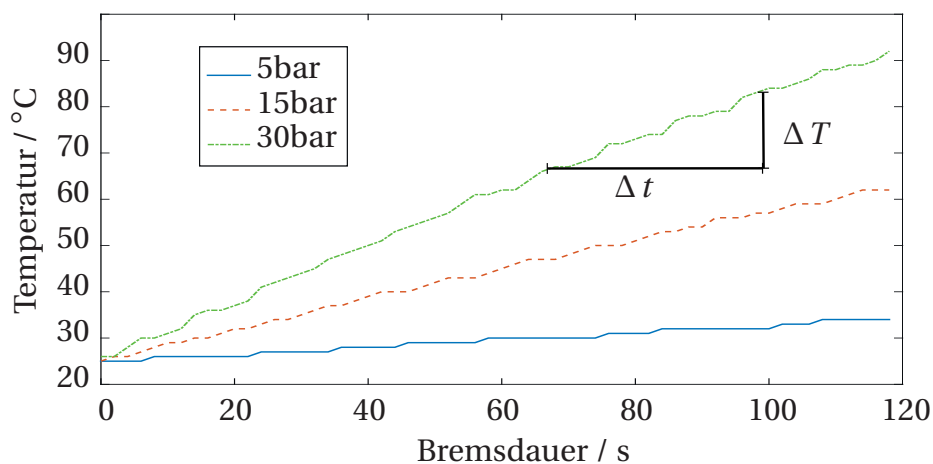


Abbildung 3.3: Zeitverlauf der Temperatur in der Bremsscheibe bei Schleppbremsungen mit 5 km/h und unterschiedlichen Bremsdrücken

3 Konzept für die experimentelle Untersuchung

Aufgrund der Temperaturabhängigkeit von Systemeigenschaften wie zum Beispiel der Bremsbelagsteifigkeit [54] oder des Reibwertes [60, S.90],[17] ist der Temperaturanstieg während der Messung zu minimieren, um einen quasistationären Zustand für die eingestellten Betriebsparameter zu bewerten. Gleichzeitig gilt es, die Grenzen der Messtechnik hinsichtlich der Einsatztemperatur zu berücksichtigen. Als weitere Anforderungen ergeben sich:

- **Minimierung des Temperaturunterschiedes über eine Messung.**
- **Einhalten der Temperaturgrenzen der verwendeten Aktuatorik und Sensorik.**

Bei der Wahl der Messdauer ist die geforderte minimale Frequenzauflösung zu berücksichtigen. Die Messdauer ist bei der gestuften Sinus-Anregung bei gleicher Anzahl betrachteter Zyklen pro Frequenzschritt und gleichem Frequenzbereich proportional zur Anzahl der Frequenzschritte und somit zur Messdauer. In Kapitel 3.2 wird der Zielkonflikt zwischen Messdauer, Frequenzbereich und Frequenzauflösung im Detail beschrieben.

Neben der Berücksichtigung der Temperaturen bildet die Forderung nach der Messung im Betrieb der Bremse eine zusätzliche Herausforderung an das Konzept zur Systemanregung und zur Messung der Systemantwort. Aufgrund der Rotation der Bremscheibe ist die Zugänglichkeit zu diesem Teil der Struktur eingeschränkt. Basierend auf den hergeleiteten Anforderungen, werden in den Kapiteln 3.4 und 3.5 ein Konzept zur Systemanregung und ein Konzept der Messung der Systemantwort, das die Messung der Systemantwort auf der Bremscheibe einschließt, vorgestellt. Bei experimentellen Untersuchungen ist zur Bewertung der Qualität der Messmethode die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse zu erfassen und zu bewerten. Da die modalen Systemeigenschaften über mehrere Messungen aufgrund der Dynamik im Reibkontakt und in den Kontaktstellen schwanken, wird die Reproduzierbarkeit auf die Anregung des Systems und die Messung der Systemantwort eingegrenzt. Demnach ist die Reproduzierbarkeit für die entwickelten Konzepte zur Anregung und zur Messung der Systemantwort auf der Struktur nachzuweisen.

- **Reproduzierbarkeit der Systemanregung und der Messung der Systemantwort**

3.2 Messprozedur

Analog zur Vorgehensweise in der Modelluntersuchung wird aufgrund der beschriebenen Vorteile bei der Untersuchung nichtlinearer Strukturen die gestufte Sinusanregung für die experimentelle Untersuchung gewählt. Wie bereits im vorigen Kapitel beschrieben, ist hinsichtlich der Anzahl der Frequenzschritte und des Frequenzbereichs ein Kompromiss zu finden, um die Messdauer und die damit verbundene Erwärmung des Systems zu minimieren. Hierbei ergibt sich die Dauer einer Messung aus dem betrachteten Frequenzbereich, der Anzahl der Frequenzschritte bzw. der eingestellten Frequenzauflösung sowie der Messdauer pro Frequenzschritt. Der betrachtete Frequenzbereich ergibt sich dabei aus den Grenzen des Anregungskonzepts, die in Kapitel 3.4 detailliert beschrieben werden. Für die folgenden Untersuchungen wird eine Frequenzschrittweite von 10 Hz eingestellt. In [59] wird als mögliche Erweiterung eine zweischrittige Prozedur vorgestellt. Im ersten Schritt werden die Resonanzstellen des Systems anhand der Ergebnisse mit einer Schrittweite von 10 Hz identifiziert. Anschließend werden die Frequenzbereiche um die Resonanzstellen eingegrenzt und mit einer geringeren Frequenzschrittweite untersucht. Die zweischrittige Prozedur hat den Vorteil einer höheren Frequenzauflösung, jedoch den Nachteil einer längeren Messdauer und wird deshalb für die Untersuchung der Robustheit nicht genutzt. Die Gesamtmessdauer ergibt sich nach Formel 3.1:

$$T_{Messung} = \sum_{i=1}^n (k \cdot T(i)) \quad (3.1)$$

Hierbei sind T die Periode einer Schwingung, n die Anzahl der Frequenzschritte und k die Anzahl der aufgezeichneten Schwingungszyklen. Bei jedem Frequenzschritt wird ein Zeitfenster aufgezeichnet, das $k=20$ Schwingungszyklen enthält. Aus den Zeitfenstern werden anschließend mithilfe des Least-Squares-Verfahrens [62] für jeden Frequenzschritt die Amplitude und die Phase der Systemantwort berechnet. Als Ergebnis eines Durchlaufs der Messung werden die Antwortspektren aus den einzelnen Amplituden und Phasen zusammengesetzt. Die Berechnung der Übertragungsfunktion erfolgt anschließend durch Division des Antwortspektrums durch das Anregungsspektrum.

3.3 Indikatorfunktionen

Die Durchführung einer Messung nach der beschriebenen Prozedur liefert pro Sensor eine Übertragungsfunktion. Zur Identifikation der Moden des Systems wird anhand der Übertragungsfunktionen¹ der einzelnen Sensoren die Complex-Mode-Indicator-Function (CMIF) nach [19, S.300] berechnet. Mit der Matrix der Übertragungsfunktionen $H(\omega)$ und der Singulärwertzerlegung [10, S.281 ff]:

$$H(\omega) = U(\omega) \cdot V(\omega) \cdot W(\omega) \quad (3.2)$$

wird die CMIF berechnet mit:

$$CMIF(\omega) = V(\omega)^T \cdot V(\omega). \quad (3.3)$$

Aus dem Verlauf der CMIF lassen sich die signifikanten Resonanzfrequenzen anhand der Spitzen im Verlauf identifizieren. Abbildung 3.4 zeigt als Beispiel die CMIF aus den einzelnen Übertragungsfunktionen einer Modalanalyse einer Bremsscheibe im frei-frei Zustand mit 12 Moden im betrachteten Frequenzbereich.

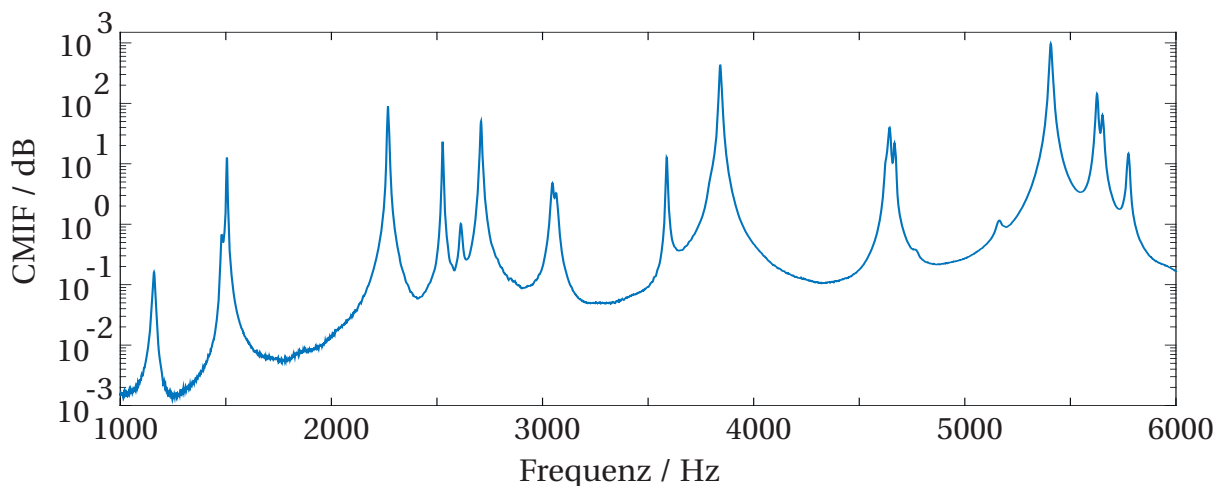


Abbildung 3.4: CMIF als Ergebnis der Modalanalyse einer Bremsscheibe

¹Im weiteren Verlauf der Arbeit wird die CMIF anhand der einzelnen Übertragungsfunktionen (Beschleunigung in m/s^2 / Kraft in N) berechnet

3.4 Anregungskonzept

Im folgenden Abschnitt wird das Konzept zur Systemanregung vorgestellt. Teile der Entwicklung sind bereits im Rahmen von studentischen Arbeiten ([102] und [94]) veröffentlicht. Das vorgestellte Konzept ist in Abbildung 3.6 dargestellt und stellt eine Weiterentwicklung bestehender Konzepte ([101], [82], [52]) zur Schwingungsanregung bzw. Schwingungsdämpfung an Radbremsen dar. Der Vorteil des Konzepts ist die höhere Anregungsenergie im Vergleich mit anderen Konzepten wie zum Beispiel den zur Modalanalyse genutzten elektrodynamischen Shakern. Die Untersuchung der maximal erreichbaren Systemantworten² für den modifizierten Kolben und den elektrodynamischen Shaker³ ist in [93] beschrieben. Die maximalen Systemantworten im Frequenzbereich sind in Abbildung 3.5 dargestellt.

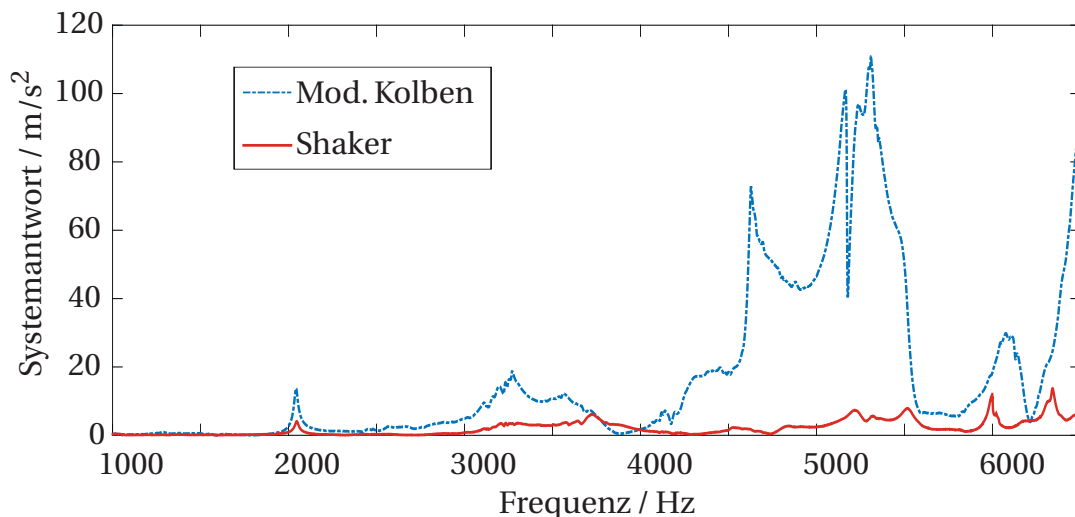


Abbildung 3.5: Vergleich der erreichbaren Systemantworten der verschiedenen Konzepte

3.4.1 Funktionsweise

Das Konzept besteht aus einem modifizierten Bremskolben, in den ein Piezoaktuator und eine Membran zwischen Aktuator und Bremsflüssigkeit integriert sind. Zur Schwingungsanregung wird der piezoelektrische Effekt [43] genutzt, um den Piezoaktuator durch das Anlegen einer harmonischen Sinus-Spannung auszulenken. Zur Messung bzw. zur Regelung der vom Aktuator erzeugten Kraft wird ein Piezokraftsensor genutzt, der ebenfalls in den Kolben, direkt im Kraftfluss integriert ist.

²Gemessen mit triaxialen Beschleunigungssensoren vom Typ PCB 356A01 auf der Bremsscheibe

³Elektrodynamischer Shaker von Typ TIRA 51110

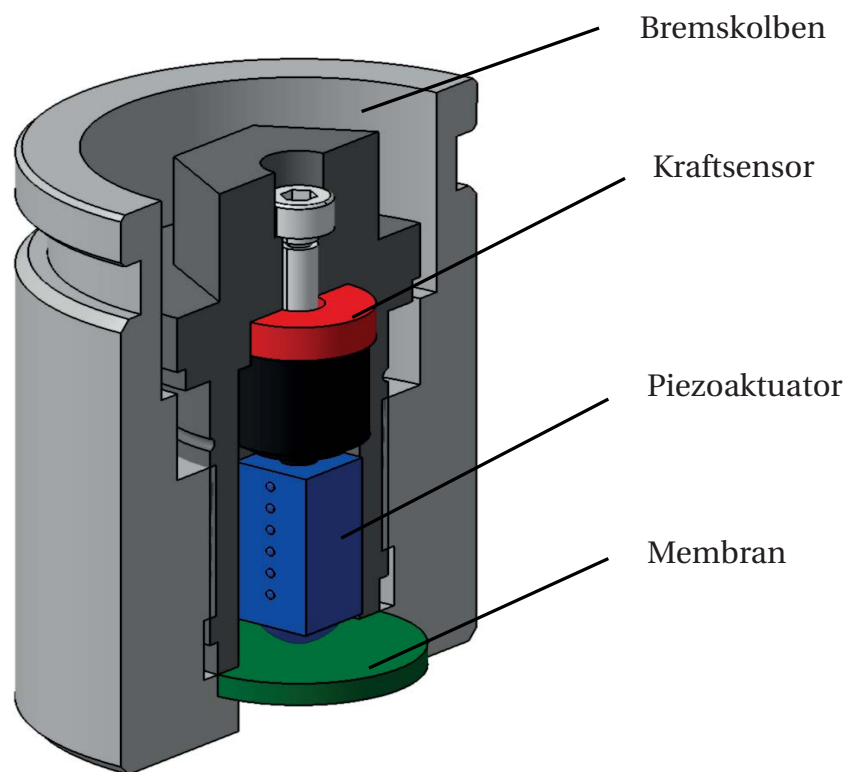


Abbildung 3.6: Schnittdarstellung des modifizierten Kolbens

Die Abbildung 3.7 zeigt den modifizierten Kolben im eingebauten Zustand. Die Auslenkung des Aktuators wird über die Membran auf die Bremsflüssigkeit übertragen, wodurch Druckpulsationen in der Flüssigkeit erzeugt werden. Über den Kraftfluss auf die Bremsbeläge und die Bremsscheibe wird die Anregung durch die Pulsationen in den gesamten Sattel übertragen. Die Vorteile des vorgestellten Konzepts sind zum einen eine stärkere Systemanregung im Vergleich mit konventionellen Anregungskonzepten wie z.B. elektrodynamischen Shakern [93]. Zum anderen erfolgt die Anregung des Systems in der Nähe der Reibkontakte zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe, in denen die Reib- bzw. Selbsterregung lokalisiert ist.

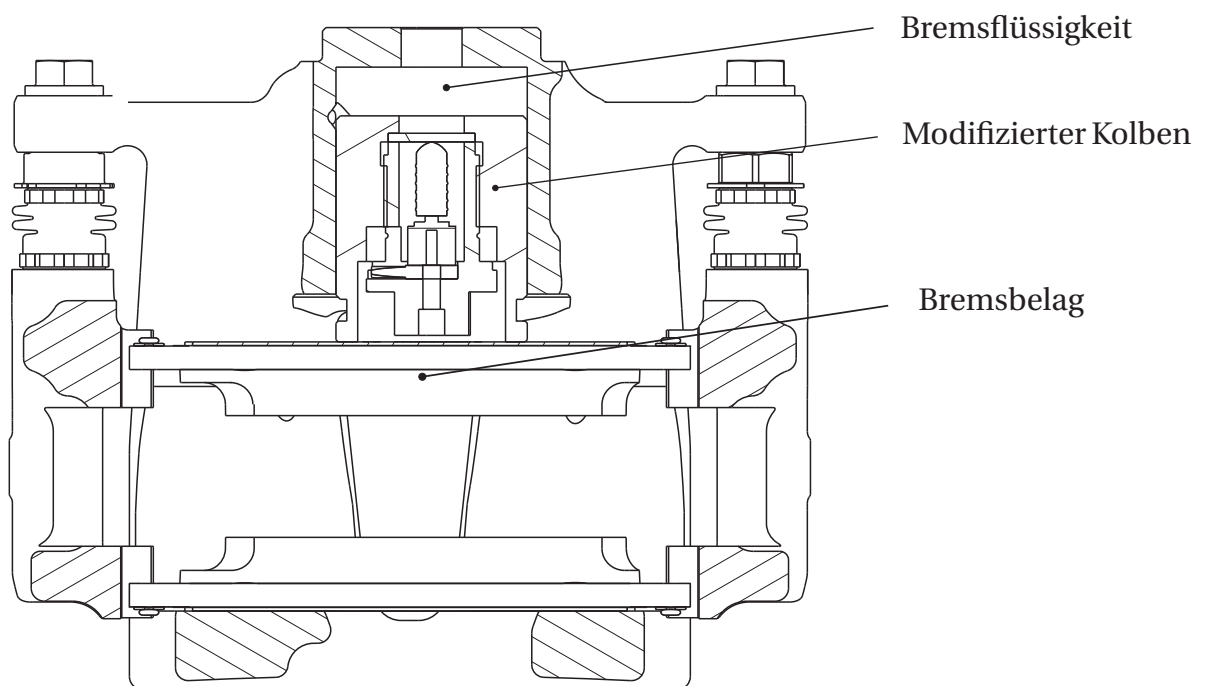


Abbildung 3.7: Bremssattel mit integriertem modifizierten Kolben

Die Überprüfung der Erfüllung der Anforderung nach ausreichender Anregungsenergie ist in Abbildung 3.8 dargestellt. Der Vergleich zeigt anhand der Spektren des Schalldruckpegels in der Kabine des Prüfstands und eines Beschleunigungssignals in der Bremsscheibe das System im Betrieb ohne und mit zusätzlicher Anregung. Das Anregungsniveau bei Nutzung des entwickelten Anregungskonzepts ist in der Lage, die bestehende, aus der Reibung resultierende Systemanregung im gesamten betrachteten Frequenzbereich zu übersteigen, wodurch die erste Anforderung erfüllt ist.

3 Konzept für die experimentelle Untersuchung

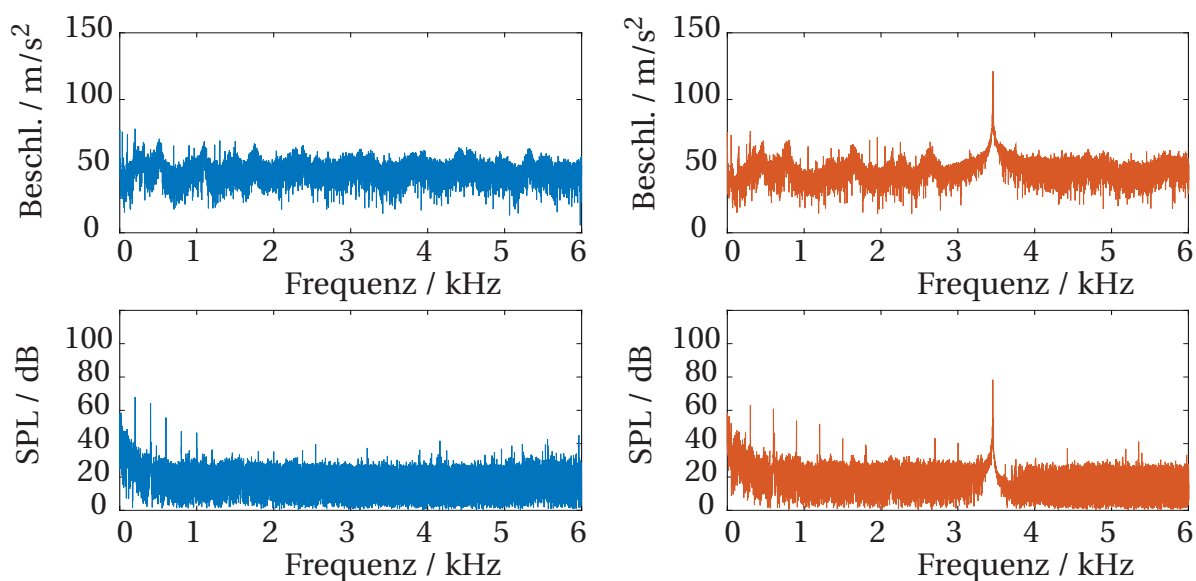


Abbildung 3.8: Beschleunigungsamplituden und Schalldruckpegel während des Bremsvorgangs. Links ohne Anregung. Rechts mit monofrequenter Anregung bei 3,5 kHz.

Bei der Betrachtung des Spektrums des Schalldruckpegels wird ersichtlich, dass einerseits die aus dem Reibkontakt resultierende Anregung, wie gefordert, überschritten wird und andererseits die maximale Amplitude den Pegelwert von 70 db überschreitet, der in den Matrix-Tests als Schwellenwert für ein Geräuschereignis definiert ist. Mit Hilfe des gewählten Anregungskonzepts sind demnach Amplituden der Systemantwort erreichbar, die mit den Amplituden der Grenzzykelschwingungen des Bremsenquietschens vergleichbar sind.

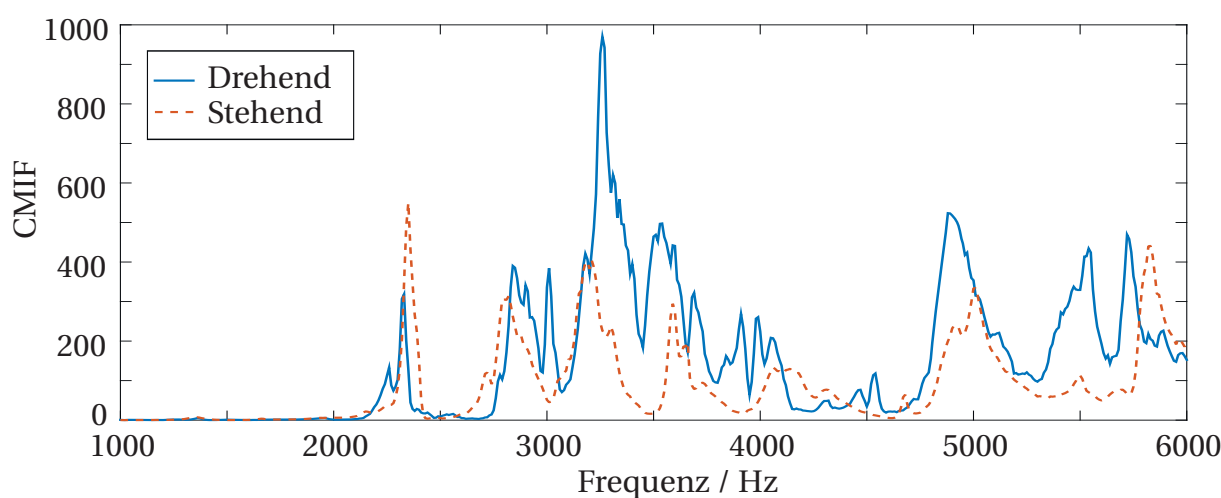


Abbildung 3.9: CMIF der Messungen bei 30 bar und 20 °C. Vergleich stehend (0 km/h) und drehend (5 km/h)

Die Abbildung 3.9 zeigt den Unterschied in den Ergebnissen bei stehender und rotierender Bremsscheibe. Die Verschiebungen der Resonanzfrequenzen sowie Änderungen in den Amplituden der CMIF in den Resonanzstellen bekräftigen die Forderung nach einer Messung der Übertragungsfunktion während der Bremsung.

3.4.2 Kraftregelung

Wie in den vorherigen Kapiteln beschrieben, ist für die Untersuchung nichtlinearer Systeme und zum Vergleich der Moden im betrachteten Frequenzbereich die Regelung der Anregungskraft notwendig. Die Messung der Anregungskraft, die zur Bildung der Übertragungsfunktion und gleichzeitig als Eingangsgröße für die Regelung genutzt wird, erfolgt mithilfe des integrierten Piezo-Kraftsensors⁴. Abbildung 3.10 zeigt zum Vergleich die Verläufe der Piezokraft für den spannungsgesteuerten und den kraftgeregelten Betrieb. Anhand des Verlaufs für den spannungsgesteuerten Betrieb ist die Übertragungsfunktion von der Piezospannung zur erzeugten Kraft des Piezoaktuators dargestellt. Aufgrund der fehlenden Linearität im Frequenzbereich wird die Notwendigkeit der Regelung der Anregungskraft deutlich.

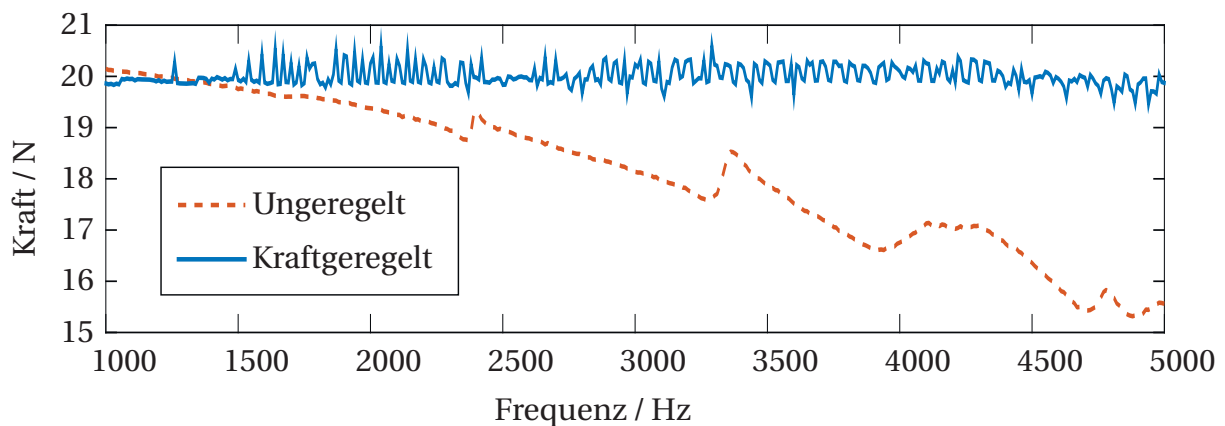


Abbildung 3.10: Kraftverlauf Kolben geregelt und ungeregelt

Unter der Berücksichtigung der bereits beschriebenen Abhängigkeit der Eigenerwärmung von der Anregungsfrequenz und den Spannungsamplituden werden die Amplituden der Anregungskraft auf 20 N und der untersuchte Frequenzbereich auf 1000 - 6000 Hz festgelegt. Unter Berücksichtigung des gesamten hörbaren Frequenzbereichs mit einer maximalen Frequenz von ca. 16 kHz bedeutet dies eine Einschränkung der Anwendbarkeit im Frequenzbereich auf ca. 37 %. Diese Einschränkung ist durch die

⁴Piezokraftsensor vom Typ Kistler SlimLine 9132B

3 Konzept für die experimentelle Untersuchung

Konstruktion des Anregungskonzepts sowie die Auswahl des Aktuators bestimmt. Die konstruktive Optimierung oder die Auswahl von optimierten Piezoaktuatoren bietet das Potential, die Untersuchung in Bereiche mit höheren Frequenzen auszuweiten. Die universelle Anwendbarkeit der Methode wird durch die beschriebene Einschränkung nicht ausgeschlossen.

In Abbildung 3.11 sind die Verläufe für Strom und Spannung sowie die berechnete Leistung dargestellt. Die maximale Leistung von ca. 75 W wird bei der maximalen Anregungsfrequenz von 6000 Hz erreicht und wird als Grenze für die Dauerhaltbarkeit des Aktuators definiert.

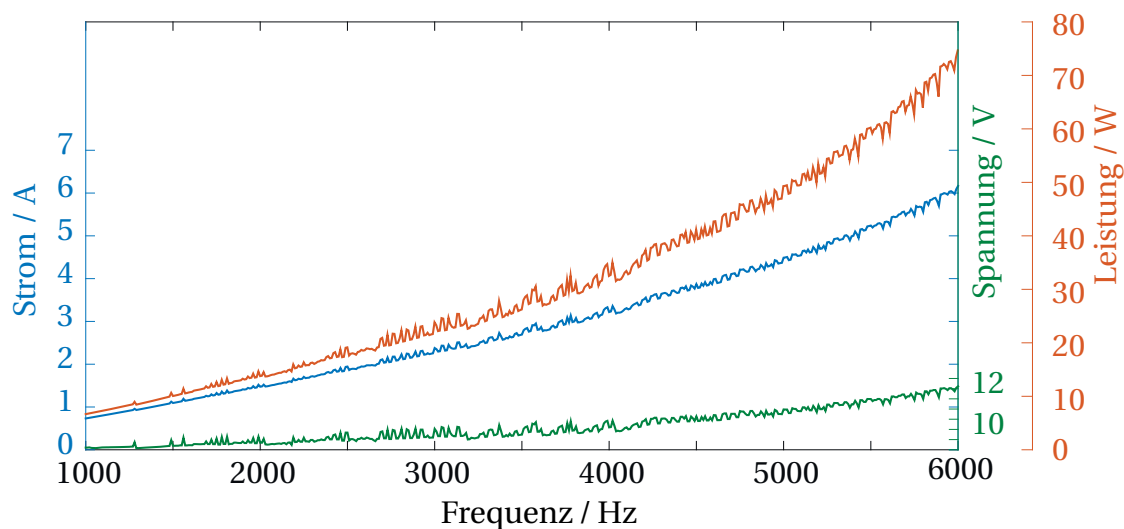


Abbildung 3.11: Gemessener Strom- und Spannungsverlauf und berechneter Verlauf der Leistung des Piezoaktuators bei der gestuften Sinus-Anregung

Die Grenzen des Anregungsniveaus ergeben sich durch die Energieaufnahme und Eigenerwärmung aufgrund dielektrischer Verluste des Piezo-Aktuators [55, S.63]. Bei konstanten Amplituden der angelegten Spannung steigt bei konstanter Kapazität des Aktuators der Strom linear mit der Anregungsfrequenz. Die zur Erwärmung des Aktuators führende Verlustleistung lässt sich nach [33] mit der Formel 3.4 berechnen.

$$P_{Piezo,loss} = f \cdot C \cdot U^2 \cdot \tan(\gamma) \quad (3.4)$$

Beim Betrieb mit Dauersinus-Anregung ist die Eigenerwärmung des Aktuators zu berücksichtigen. Zur Vermeidung der thermischen Zerstörung des Aktuators wird als Temperaturgrenze für die Anwendung die Curie-Temperatur [5] der verwendeten Piezo-Keramik definiert, woraus sich für die gestufte Sinusanregung Grenzen für die Ströme und die Spannungsamplituden bei der maximalen Anregungsfrequenz

ergeben. Aufgrund der Abhängigkeit der Eigenerwärmung von der Spannungsamplitude und der Anregungsfrequenz, ist ein Kompromiss bezüglich der maximalen Anregungsamplitude und der maximalen Anregungsfrequenz zu wählen.

3.4.3 Systembeeinflussung

Die Modifikation des Bremskolbens stellt einen Eingriff in das dynamische System dar, der bei einem Einsatz des Konzepts zur Charakterisierung eines Bremssystems im Rahmen der Serienentwicklung zu verifizieren ist. In Hinblick auf den Einsatz der Methode zur Serienentwicklung ist die Beeinflussung von Moden im untersuchten Frequenzbereich zu vermeiden. Bei der Umsetzung des Prototypen für das Anregungskonzept ist beispielsweise die Abbildung der Anlagebedingungen des Serienkolbens oder die Minimierung der zusätzlichen Masse aufgrund der Modifikation nicht gefordert. Für die Weiterentwicklung des Konzepts wird dies jedoch als Optimierungspotential und Anforderung definiert. Im Vergleich mit dem Serienkolben unterscheiden sich beim vorgestellten Prototypen die Masse und die Steifigkeit, die Anlagefläche zwischen Bremskolben und Bremsbelag sowie das Volumen der Bremsflüssigkeit im Sattel. Die Abbildung 3.12 zeigt zum Vergleich die Ergebnisse der Modalanalyse des Bremssystems mit Serienkolben und mit modifiziertem Kolben.

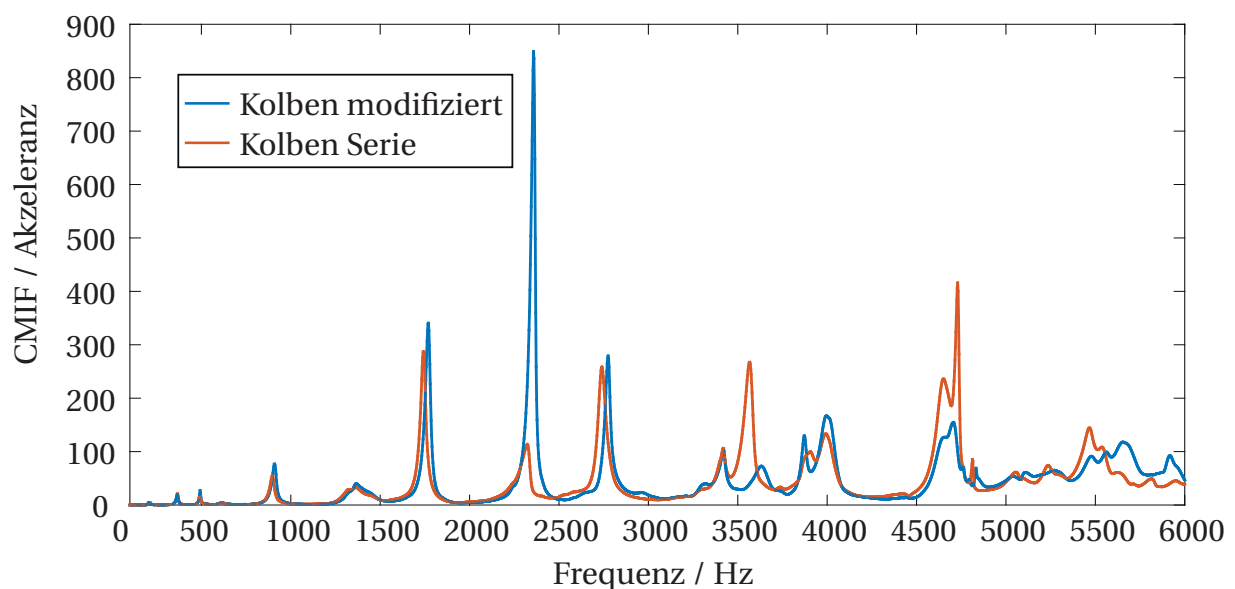


Abbildung 3.12: Übertragungsfunktion der Radbremse mit und ohne modifizierten Kolben

Die Modalanalyse wird am selben Aufbau wie die Robustheitsuntersuchung mit identischen Sensorpositionen durchgeführt. Für jede untersuchte Spezifikation set-

3 Konzept für die experimentelle Untersuchung

zen sich die Ergebnisse aus einer Mittelung von zehn Messungen mit Impulsanregung mithilfe eines Modalhammers⁵ zusammen. Der Vergleich der beiden Systeme mit Serien- und mit modifiziertem Kolben zeigt eine Beeinflussung der Resonanzfrequenz und der Dämpfungen einiger Moden. Dieser Einfluss ist jedoch nicht eindeutig auf die Modifikation des Kolbens zurückzuführen. Einerseits führt der Austausch des Kolbens während der Untersuchung zu unterschiedlichen Zusammenbaubedingungen in den Verschraubungen und Fügstellen und zu unterschiedlichen Anlagebedingungen des Bremsbelags in den Führungen und im Reibkontakt. Andererseits ist bei Annahme von nichtlinearem Systemverhalten, die Beeinflussung der Ergebnisse durch Schwankungen des Anregungsniveaus bei manuell durchgeführter Impulsanregung nicht auszuschließen. Des Weiteren ist beim gewählten Impulshammer im Frequenzbereich über 2 kHz der Abfall des Anregungsniveaus von ca. 7 dB zu beachten.

Zusammenfassend ergibt der Vergleich, dass bei beiden Systemen die gleiche Anzahl an Moden ermittelt wird und die maximale Verschiebung der Resonanzfrequenzen 87 Hz beträgt. Gleichzeitig zeigt der Vergleich mit den Wiederholungsmessungen bei gleicher Kolbenspezifikation, dass die Beeinflussung der Moden durch die Kolbenmodifikation nicht eindeutig nachweisbar ist, da sie in der Größenordnung der Einflüsse der Anlagebedingungen einzuordnen ist. Der Einfluss der Modifikationen des Kolbens wird für die weitere Untersuchung unter Zugrundelegung der vorgestellten Ergebnisse der Modalanalyse vernachlässigt, ist jedoch für abweichende konstruktive Umsetzungen des Kolbens, speziell bei der Anwendung in der Serienentwicklung, zu verifizieren.

Die in Darstellung 3.10 dargestellte Übertragungsfunktion von der Piezospaltung zur erzeugten Kraft des Piezos wird neben den Eigenschaften des Piezoaktuators durch den Aufbau des Konzeptes beeinflusst. Das Konzept stellt eine Substruktur aus sieben Bauteilen dar, die durch ihre Eigenschaften das dynamische System beeinflussen. Das Auftreten von Resonanzen oder Antiresonanzen im Betriebsbereich des Kolbens beeinflusst die Regelgüte oder schließt eine Regelung gänzlich aus und ist somit zu überprüfen und auszuschließen. Abbildung 3.13 zeigt die Übertragungsfunktion von zwei baugleichen Kolben für den Frequenzbereich von 1000 bis 10000 Hz. In beiden Verläufen ist eine schwach gedämpfte Resonanzstelle zu erkennen. Beim Vergleich beider Verläufe ist zudem ein Unterschied in der Resonanzfrequenz zu erkennen, der durch die Bedingungen des Zusammenbaus und fertigungsbedingten Unterschiede der Oberflächen der Einzelbauteile erklärbar ist. Bei Substrukturen mit Fügstellen, die durch Verschraubungen und kraftschlüssiger Verbindung cha-

⁵ Modalhammer Typ PCB 086-C-03

rakterisierbar sind, sind Einflüsse in den Fügstellen durch Änderungen der Resonanzfrequenzen und der Dämpfung zu beobachten [8], [70], die in der Variabilität der Systemeigenschaften und einer Einschränkung der Reproduzierbarkeit resultieren. Die Übertragungsfunktion ist demnach nach jedem Zusammenbau des Kolbens zu ermitteln. Gleichzeitig bekräftigt die Variabilität der Systemeigenschaften die Anforderung der Regelung der Anregungskraft, um die Einflüsse der Kolbenkonstruktion und des Montagezustandes zu eliminieren. Für beide betrachtete Kolben ist die Lage der Resonanzstelle außerhalb des untersuchten Frequenzbereiches von 1000 bis 6000 Hz, was den Einsatz der Kolben für die Untersuchung ermöglicht.

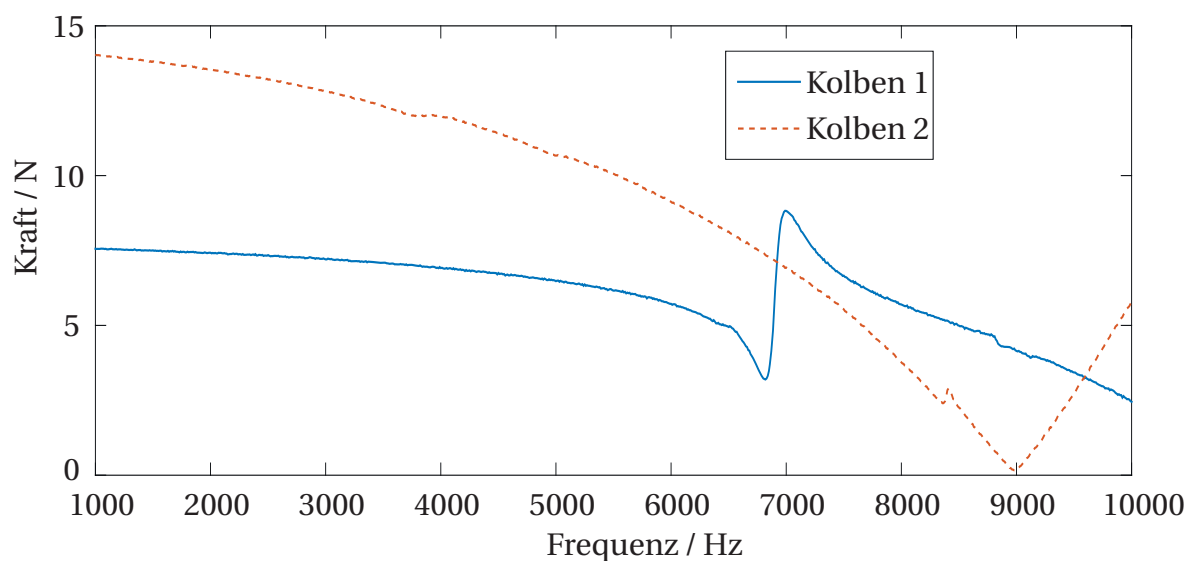


Abbildung 3.13: Kraftverlauf verschiedener Kolben gleicher Spezifikation

3.4.4 Betrachtung der modalen Anregung

Eine weitere Anforderung aus 3.1 ist, dass alle Moden im betrachteten Frequenzbereich angeregt werden. Für die verwendete Struktur gilt es nachzuweisen, dass an der gewählten Anregungsstelle eine Anregung der Systemmoden möglich ist. Im Folgenden wird ein Ansatz für die methodische Verifikation der Anregung hergeleitet, der auf der FEM- Simulation von Bremssystemen basiert. Zum Nachweis der Anregbarkeit werden die modalen Kräfte nach [16, S.433] genutzt. Die Bestimmung der modalen Kräfte erfolgt nach Gleichung 3.5 durch die modale Entkopplung des Systems mit den Rechts- und Linkseigenvektoren ϕ_R bzw. ϕ_L (nach [24, S.247]).

$$\phi_L^T (M) \phi_R + \phi_L^T (D + G) \phi_R + \phi_L^T (K + N) \phi_R = \phi_L^T (F) \quad (3.5)$$

3 Konzept für die experimentelle Untersuchung

Mit den modalen Kräften: $F_\mu = \phi_L^T(F)$

Die Berechnung der benötigten Linkseigenvektoren erfolgt nach [24, S.231ff] für das allgemeine mechanische System nach Gleichung durch Lösen des Linkseigenwertproblems:

$$\phi_L^T(A - \lambda B)\phi_L = 0^T \quad (3.6)$$

oder mit Hilfe der Rechtseigenvektoren ϕ_R und der Systemmatrix B durch

$$\phi_L = [\phi_R^T B]^{-1}. \quad (3.7)$$

Durch Überführung des Systems zweiter Ordnung aus Gleichung 2.4 in ein System erster Ordnung erhält man die Matrizen A und B mit:

$$A = \begin{bmatrix} D + G & K + N \\ K + N & 0 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

und

$$B = \begin{bmatrix} -M & 0 \\ 0 & K + N \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Die Linkseigenvektoren für die einzelnen Moden sind in einer Matrix mit der Dimension $n \times m$ zusammengefasst, wobei im vorliegenden Beispiel $n = 1408929$ die Anzahl der Freiheitsgrade und $m = 300$ die Anzahl der Moden beschreiben. Zur Identifikation der für die Positionierung der Anregung optimalen Freiheitsgrade wird die Singulärwertzerlegung genutzt. Die Singulärwertzerlegung [10, S.281 ff] stellt eine Methode der Datenreduktion dar, die für eine Matrix die Singulärwerte und die Matrizen der Links- und der Rechtsingulärvektoren berechnet. Die Singulärvektoren stellen dabei Linearkombinationen dar, die die Informationen der Ausgangsmatrix approximieren. Die dazugehörigen Singulärwerte stellen ein Maß für den in den Singulärvektoren abgebildeten Informationsgehalt der Ausgangsmatrix dar.

Im Folgenden wird die Methode anhand des Beispiels eines Bremssystems durchgeführt. Grundlage hierfür bilden die mit Hilfe der FEM-Methode berechneten Linkseigenvektoren. Mit der Singulärwertzerlegung⁶ der Matrix der Linkseigenvektoren

$$\phi_L = USV^T \quad (3.10)$$

erhält man die Linkssingulärvektoren U und die Singulärwerte S . Die Abbildung 3.14 zeigt den Verlauf der Singulärwerte über die Anzahl der Moden. Zu erkennen ist der

⁶Genutzt wird die ökonomische Variante des Singulärwertzerlegung

Abfall des Informationsgehaltes mit zunehmender Anzahl der Moden. Um einen Kompromiss aus der Anzahl der anzuregenden Freiheitsgrade und der Anzahl der angeregten Moden zu erreichen, werden nur die ersten Vektoren der Linkssingulärmatrix mit dem höchsten Informationsgehalt ausgewertet.

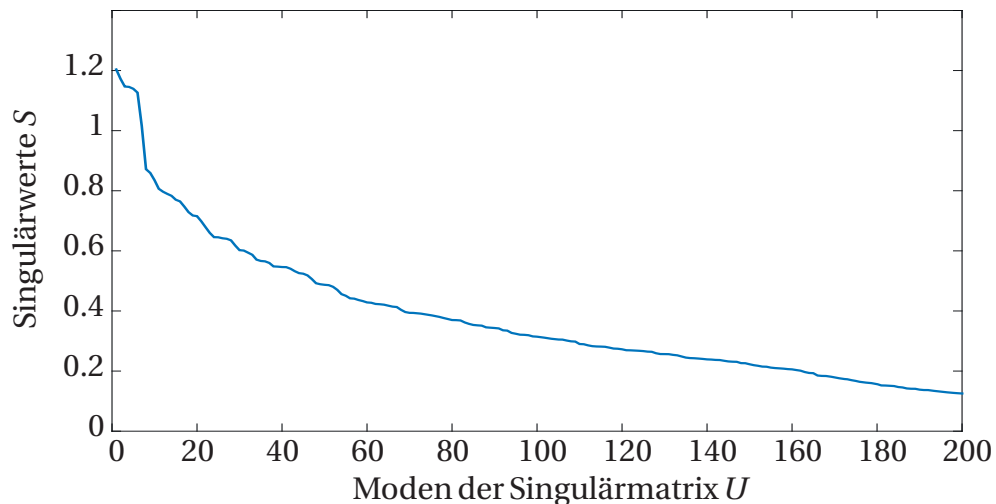


Abbildung 3.14: Singulärwerte über die Anzahl der Moden der Singulärmatrix der Linkseigenvektoren

Abbildung 3.15 zeigt die Auswertung der ersten zwei Linkssingulärvektoren. Dargestellt sind die Werte der Singulärvektoren an den jeweiligen Freiheitsgraden auf der Struktur. Freiheitsgrade mit großen Werten sind als Anregungsstelle zu wählen. Anhand der Darstellungen wird ersichtlich, dass bei den ersten zwei Vektoren der Singulärmatrix hohe Werte an den Freiheitsgraden auf dem Bremsattel im Bereich des Kolbens berechnet werden. Für die Anregung der Schwingungsmoden im betrachteten Frequenzbereich ist die ausgewählte Stelle anhand der vorgestellten Methode geeignet.

3.4.5 Reproduzierbarkeit der Systemanregung

Bei experimentellen Untersuchungen gilt es, im Allgemeinen die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen sowie die Fehlereinflüsse zu erfassen und anhand einer Fehlerrechnung zu berücksichtigen. Ziel der Untersuchung ist die Erfassung der Abweichungen der modalen Parameter des Systems aufgrund von Änderungen des Systems und Einflüssen, die nicht beeinflusst werden können. Wie bereits in den Anforderungen in Kapitel 3.1 beschrieben, variieren die modalen Größen über mehrere Messungen aufgrund der Dynamik im Reibkontakt zwischen Bremsbelag und

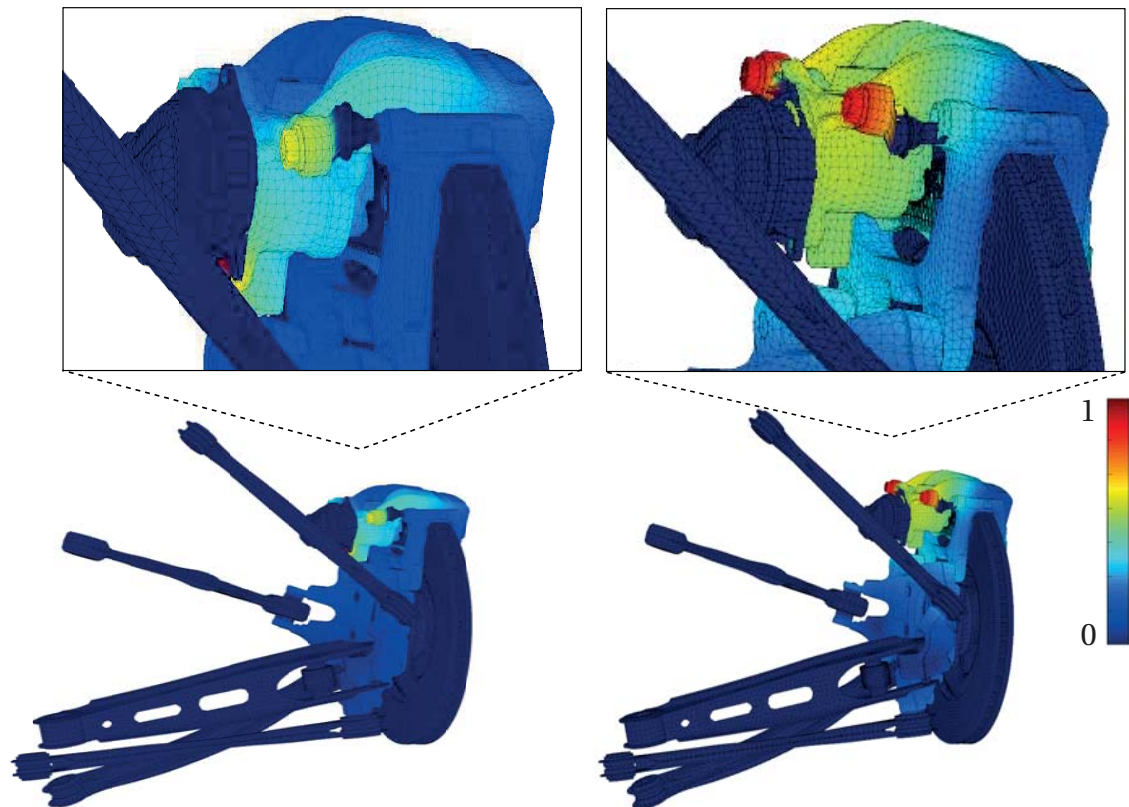


Abbildung 3.15: Darstellung der ersten zwei normierten Vektoren der Linkssingulärmatrix der Linkseigenvektoren

Bremsscheibe sowie den Anlagebedingungen in den Kontaktstellen zwischen Bremsbelag und Bremssattel. Der Nachweis der Reproduzierbarkeit beschränkt sich daher auf die Konzepte zur Systemanregung und zur Messung der Systemantwort. Hierfür werden die möglichen Einflüsse auf das System aus dem Betrieb ausgeschlossen und es erfolgt eine wiederholte Durchführung der Messung am System mit stehender Bremsscheibe. Durch die Messung mit nicht rotierender Scheibe wird der Einfluss der Dynamik im Reibkontakt eliminiert und konstante Anlagebedingungen in den Fügestellen eingestellt. Zur Abbildung realer Anlagebedingungen in den Fügestellen und zur Berücksichtigung deren Einflusses auf die Schwingungseigenschaften des Systems [95] wird das System einmal bis zum Stillstand gebremst, um anschließend die Wiederholungsmessungen bei vorgespannter Bremse mit gleichen Anlagebedingungen durchzuführen.

Abbildung 3.16 zeigt die Ergebnisse anhand der Indikatorfunktionen der Systemantworten von drei Wiederholungsmessungen sowie die berechnete Standardabweichung.

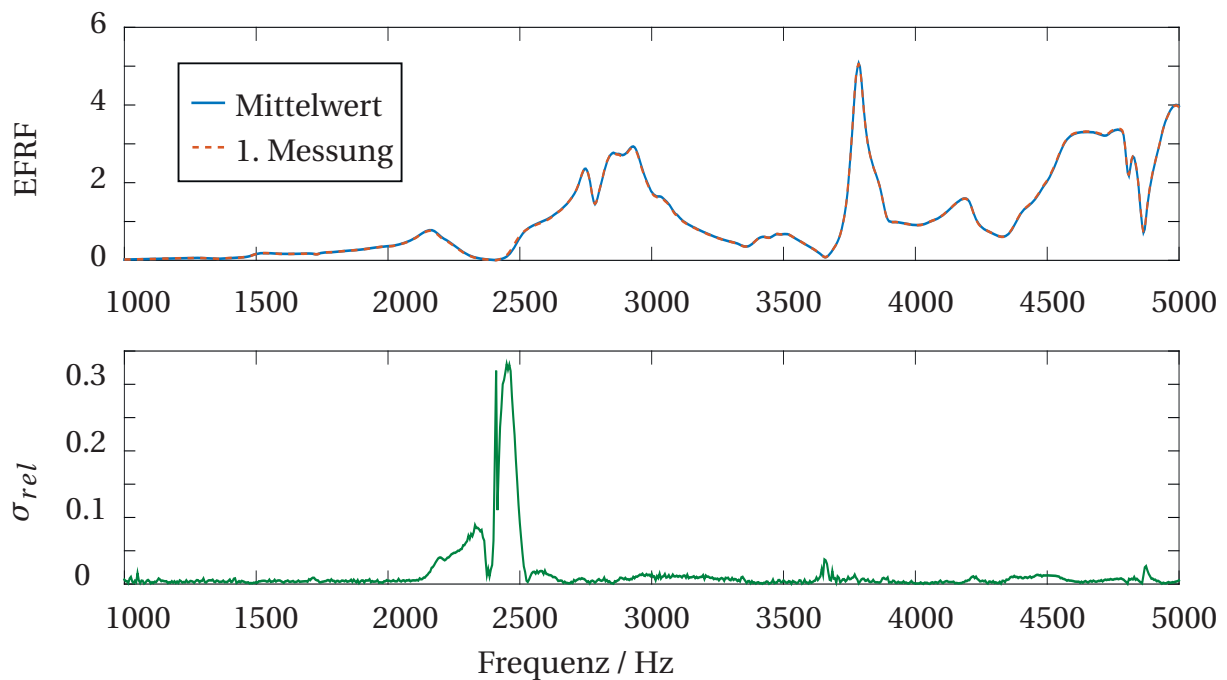


Abbildung 3.16: Vergleich der EFRF der ersten Messung und des Mittelwertes über alle Messungen (oben) und berechnete relative Standardabweichung σ_{rel} (unten)

Die Standardabweichung wird mit Formel 5.3 [67] berechnet:

$$\sigma(x_j) = \sqrt{\frac{1}{k-1} \sum_{j=1}^k (x_j - \bar{x})^2} \quad (3.11)$$

Hierbei ist der Mittelwert über alle Messungen \bar{x} definiert in Gleichung 3.12.

$$\bar{x} = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k (x_j) \quad (3.12)$$

Die berechnete relative Standardabweichung liegt mit einer Ausnahme für den gesamten betrachteten Frequenzbereich unter 5%. Lediglich im Bereich einer Antiresonanz in der Übertragungsfunktion bei ca. 2500 Hz werden Werte von ca. 30 % ermittelt, was jedoch auf die kleinen Werte im Vergleich zur restlichen Übertragungsfunktion zurückzuführen ist und, auch bei kleinen Abweichungen, zu einer hohen Standardabweichung führt. In den relevanten Bereichen des Frequenzbereiches, in denen die Resonanzstellen auftreten, werden die geringsten Abweichungen ermittelt. Die Reproduzierbarkeit der Anregung und der Messung der Systemantwort ist anhand der bestimmten Standardabweichungen nachgewiesen.

3.5 Konzept zur Messung der Systemantwort

Zur Bildung der Übertragungsfunktion gilt es, die Systemantwort des angeregten Systems zu bestimmen. Als Messgröße für die Systemantwort wird die Beschleunigung der Struktur definiert, wodurch sich als Übertragungsfunktion die Akzeleranz ergibt. Zur Messung der Systemantwort werden piezoelektrische Beschleunigungssensoren⁷ verwendet, die eine Messung der Beschleunigungen im betrachteten Frequenzbereich ermöglichen.

3.5.1 Methodischer Ansatz zur Sensorpositionierung

Aufgrund der beschränkten Anzahl an Sensoren ist die Positionierung der Sensoren auf der Struktur zur Erfassung aller relevanten Schwingungsmoden zu optimieren. Ansätze zur Sensorpositionierung für die Modalanalyse von Strukturen werden z.B. in [44],[66],[45] vorgestellt. Ein Ansatz, der ebenfalls die Singulärwertzerlegung nutzt und auf FEM-Simulationsdaten basiert, wird im Folgenden vorgestellt und ist schematisch in Abbildung 3.17 dargestellt.

Den Ausgangspunkt der Methode bilden die in der Simulation berechneten Rechtseigenvektoren, die die Schwingformen der einzelnen Moden der untersuchten Struktur darstellen. Ziel der Sensorpositionierung ist, alle Moden im betrachteten Frequenzbereich mit der vorgegebenen Anzahl an Sensoren zu erfassen. Hierfür wird, wie im Kapitel 3.4.4 zur Reduktion der Daten der Matrix der Rechtseigenvektoren, die Singulärwertzerlegung genutzt. Analog zu Formel 3.10 ergibt die Anwendung der Zerlegung auf die Matrix der Rechtseigenvektoren:

$$\phi_R = USV^T \quad (3.13)$$

Die Abbildung 3.18 zeigt als Ergebnis der Zerlegung die ersten vier Vektoren der Singulärmatrix der Rechtseigenvektoren, die die Linearkombinationen mit dem maximalen Informationsgehalt aus ϕ_R darstellen. Bereiche mit Freiheitsgraden, die große Amplituden in der Singulärmatrix aufweisen und demnach zur Positionierung der Sensoren geeignet sind, sind anhand der zugrundeliegenden Farbskala zu erkennen. Dabei sind kleine Amplituden blau eingefärbt und große Amplituden rot.

⁷Piezoelektrische Sensoren vom Typ PCB 356A01, PCB 339A30 und PCB M353B15

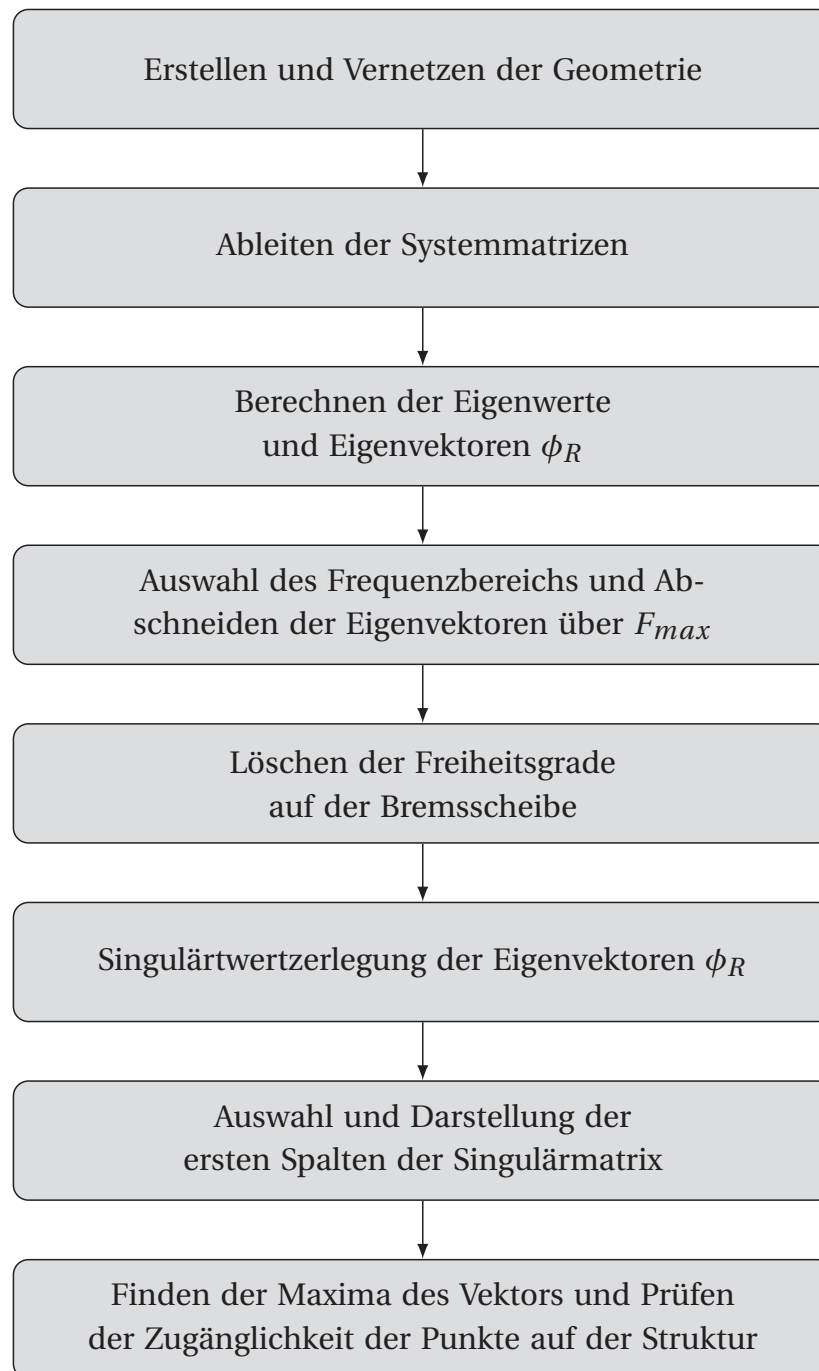


Abbildung 3.17: Darstellung der Vorgehensweise bei der Sensorpositionierung

Der Abfall des Informationsgehalts über die Vektoren der Singulärmatrix ist anhand der Singulärwerte in Abbildung 3.19 dargestellt. Anhand des exponentiellen Abfalls wird deutlich, dass einerseits die meisten Informationen in den ersten Vektoren der

3 Konzept für die experimentelle Untersuchung

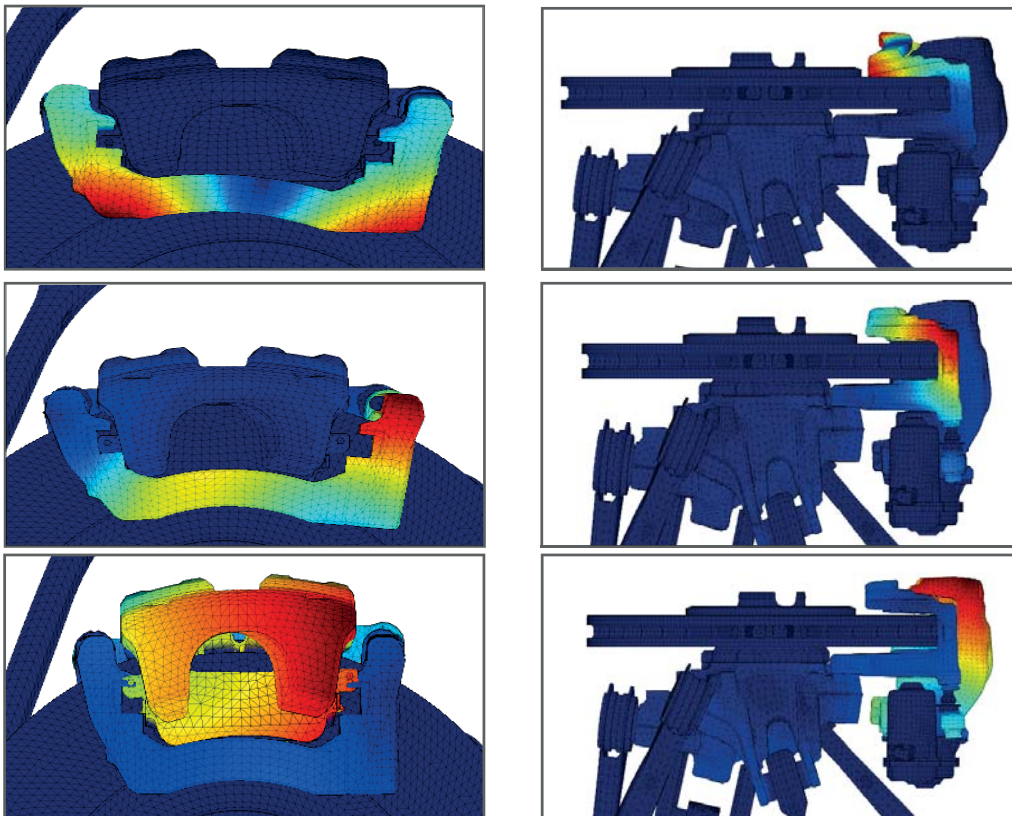


Abbildung 3.18: Darstellung der ersten vier Vektoren der Singulärmatrix der Rechtseigenvektoren

Singulärmatrix enthalten sind und andererseits die Betrachtung von mehr als 140 Moden keine weiteren Informationen liefern.

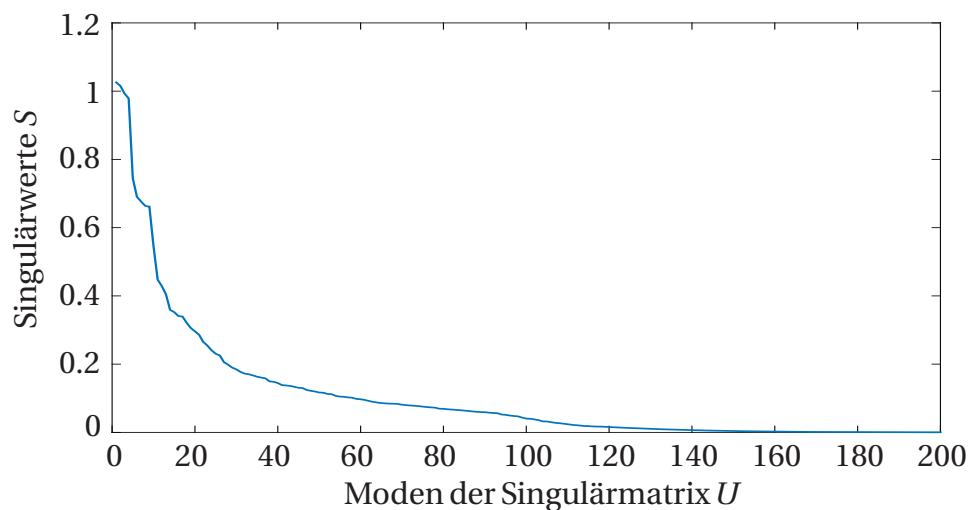


Abbildung 3.19: Singulärwerte über die Anzahl der Moden der Singulärmatrix der Rechtseigenvektoren

Die aus den in Ergebnissen in Abbildung 3.18 resultierenden Sensorpositionen sind in Abbildung 3.20 dargestellt. Weitere Positionen wurden zur Erfassung der Bremsbelagbeschleunigungen zur Berechnung der Arbeit der Reibkraft gewählt.

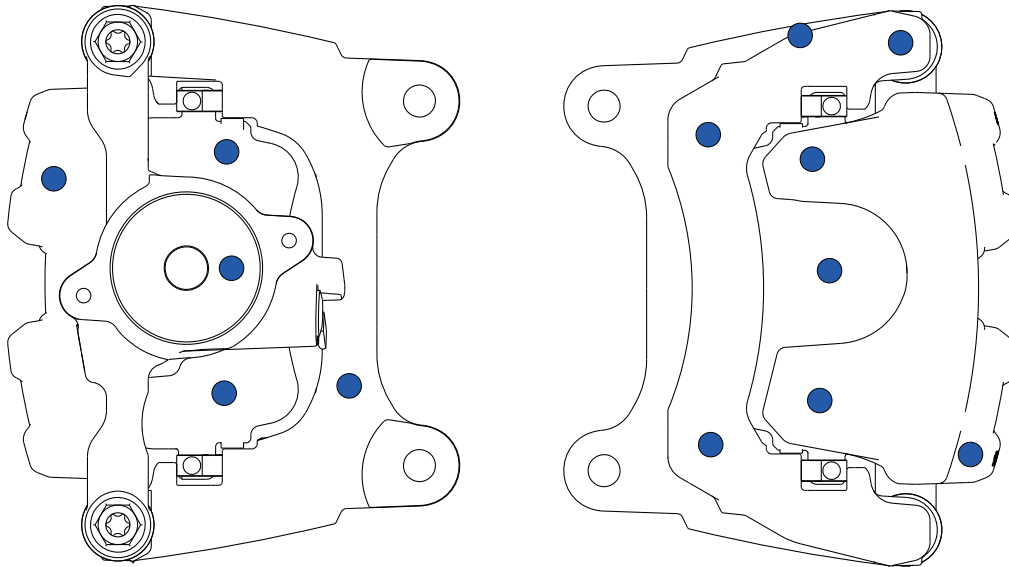


Abbildung 3.20: Schematische Darstellung der Sensorpositionen

3.5.2 Beschleunigungsmessung in der Bremsscheibe

Zur Messung der Systemantwort der Bremsscheibe wird ein Messtechnik-Konzept, wie bereits in [21] und [53] dargestellt, verwendet. Hierfür wird zur Erfassung der axialen, tangentialen und radialen Beschleunigungen ein triaxialer Beschleunigungssensor in einem der Kühlkanäle der Bremsscheibe fixiert. Zur Übertragung der Signale wird ein Schleifring genutzt, der an der Rückseite des Radlagers befestigt wird. Aufgrund der Rotation des Sensors mit der Scheibe sind für die Analyse und Weiterverarbeitung der aufgezeichneten Signale zwei Effekte zu beachten. Der erste Effekt betrifft die radiale und tangentielle Komponente der Sensorsignale und ist auf die Drehung des Sensorkoordinatensystems um das raumfeste Koordinatensystem zurückzuführen und wird durch Formel 3.14 und 3.15 beschrieben. Die Abbildung 3.21 stellt den Effekt anhand gemessener Zeitverläufe der tangentialen und radialen Sensorsignale bei rotierender Scheibe dar.

3 Konzept für die experimentelle Untersuchung

$$\ddot{x}_{tan} = \cos(\omega t) \cdot g \quad (3.14)$$

$$\ddot{x}_{rad} = \sin(\omega t) \cdot g \quad (3.15)$$

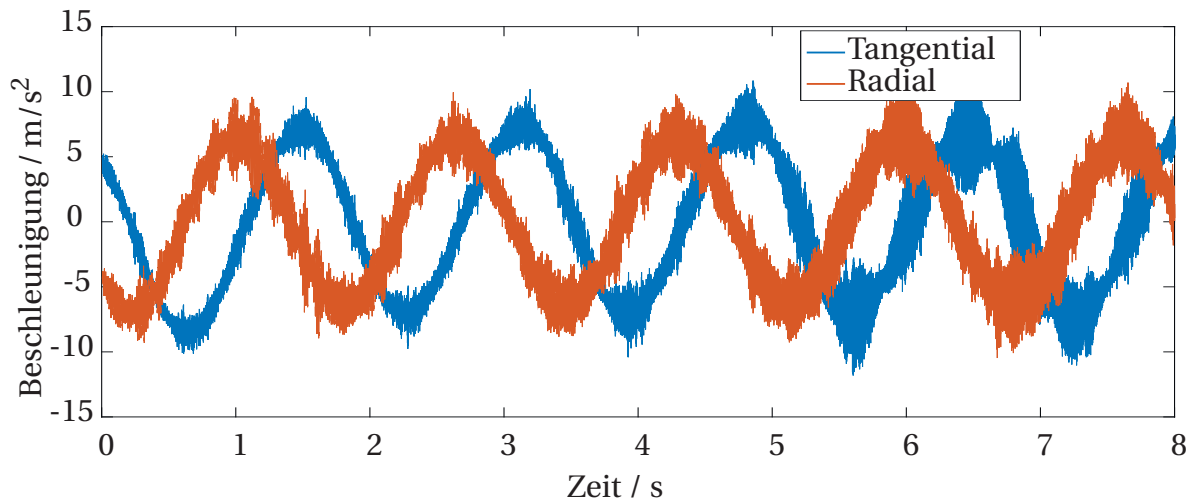


Abbildung 3.21: Verläufe der Zeitsignale der radialen und tangentialen Beschleunigungen

Die Drehung des Kraftvektors der Erdanziehungskraft um das Sensorkoordinatensystem durch die Rotation der Scheibe wird in Form einer harmonischen Schwingung der tangentialen und radialen Anteile des Beschleunigungssignals mit einer Amplitude von ca. 10 m/s^2 sichtbar. Die Frequenz der harmonischen Schwankung entspricht dabei der Drehfrequenz der Bremsscheibe. Aufgrund der Orthogonalität der Achsen des Sensorkoordinatensystems ist zudem ein Phasenversatz zwischen den radialen und dem tangentialen Beschleunigungssignalen von $\pi/2$ zu erkennen.

Der zweite Effekt tritt bei der Schwingformmessung ein, wenn die Schwingform relativ zum Sensor rotiert. Der Sensor durchläuft in diesem Fall die Schwingform. Dies wird durch Schwankungen in der ermittelten Amplitude der Systemantwort über eine Umdrehung der Bremsscheibe deutlich. Die Abbildung zeigt diesen charakteristischen Verlauf anhand von Ergebnissen mit einer moderaten Anregung des Bremssystems bei einer zuvor ermittelten Resonanzfrequenz mit Beteiligung der Bremsscheibe.

Der erste Effekt ist aufgrund der Abhängigkeit von der Drehzahl eindeutig in der Frequenz bestimmbar und lässt sich eindeutig im Antwortspektrum identifizieren bzw. zuordnen. Die Berücksichtigung des zweiten Effekts ist speziell bei der Anwendung

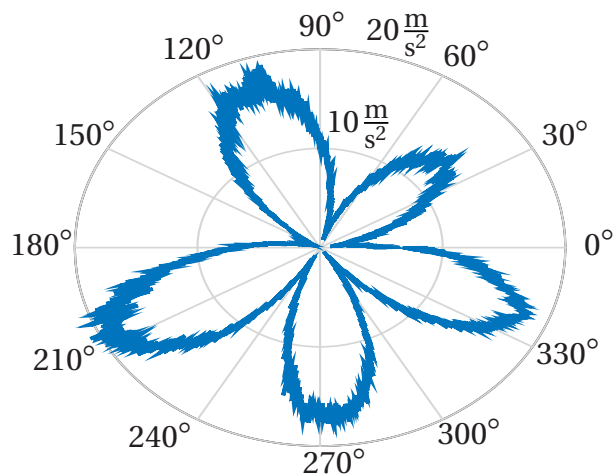


Abbildung 3.22: Verlauf der tangentialen Beschleunigung über eine Scheibenumdrehung bei monofrequenter Anregung des Bremssystems bei 1,4 kHz

von Messungen, bei denen keine vollständige Scheibenumdrehung erfasst wird, notwendig. Zur eindeutigen Bestimmung der Amplituden der Systemantwort ist die Aufzeichnung eines Winkelbereiches erforderlich, der sich durch Division einer Gesamtdrehung (360°) durch die Anzahl der identifizierten Maxima über eine Umdrehung ergibt. Für den weiteren Einsatz der Messung der Systemantwort der Bremscheibe bei der Messung mit der gestuften Sinus-Anregung bedeutet dies, dass die Messdauer bzw. die Anzahl der aufgezeichneten Zyklen pro Frequenzschritt angepasst werden muss. Für das beschriebene Beispiel in Abbildung 3.22 entspricht dies einer Messdauer pro Frequenz von 0,4 s und einer Gesamtmessdauer bei 500 Frequenzschritten von 200 s. Aufgrund der in 3.1 dargestellten Anforderung an die Dauer einer Messung, wird die Berücksichtigung der Systemantworten auf der Bremscheibe auf Messungen eingeschränkt, bei denen keine Betrachtung und kein Vergleich der Absolutwerte der Antwortamplituden erfolgt. Die Berücksichtigung der Systemantwort der Bremscheibe beschränkt sich demnach auf die Identifikation der Resonanzfrequenzen des Bremssystems.

3.6 Bestimmung der Arbeit der Reibkraft

Basierend auf der Betrachtung der Arbeit der Reibkraft anhand einer einfachen Masse in Kapitel 2.2.2, wird für den Übertrag auf Radbremsen und die detaillierte Betrachtung der Arbeit das Modell in Abbildung 3.23 eingeführt. Das Modell bildet den Reibkontakt zwischen Bremscheibe und Bremsbelag ab und ermöglicht die Betrachtung der Reibkräfte in der Ebene des Reibkontakts.

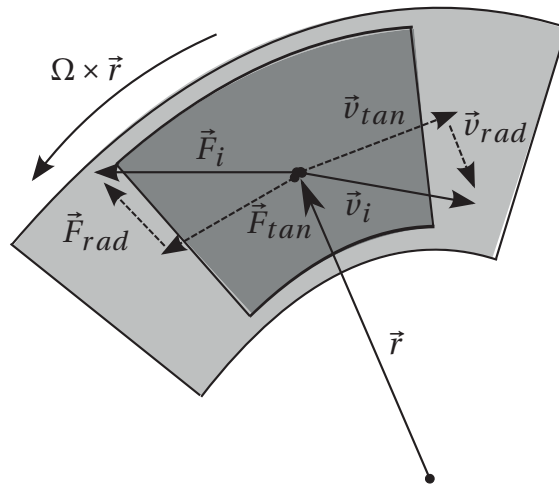


Abbildung 3.23: Schematische Darstellung des Reibkontaktes zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe

3.6.1 Herleitung der Arbeit der Reibkraft

Die Arbeit der Reibkraft wird nach Gleichung 3.16 berechnet. Hierbei sind N die Anzahl der betrachteten diskreten Punkte, \vec{v}_i die Geschwindigkeiten der Punkte in der Ebene und \vec{F}_i die nicht einheitlichen Reibkräfte.

$$W_r = \sum_{n=1}^N \int_0^T \vec{v}_i \cdot \vec{F}_i dt \quad (3.16)$$

Mit

$$F_i(t) = \hat{F}_i \sin(\Omega t + \varphi_1) \quad (3.17)$$

und

$$v_i(t) = \vec{r}_i \Omega + \hat{v}_i \sin(\Omega t + \varphi_2). \quad (3.18)$$

Die Separation der tangentialen und radialen Anteile aus Gleichung 3.16 ergibt:

$$W_r = \sum_{n=1}^N \left(\int_0^T v_{i,tan} \cdot F_{i,tan} dt + \int_0^T v_{i,rad} \cdot F_{i,rad} dt \right) \quad (3.19)$$

Während der tangentialer Anteil der Reibarbeit negative oder positive Werte annehmen kann, ist der radiale Anteil stets negativ und wirkt somit dissipativ. Begründet ist dies in der Tatsache, dass aufgrund der fehlenden Führungsgeschwindigkeit der Bremsscheibe die Richtung der radialen Reibkräfte und der Geschwindigkeit immer entgegengesetzt sind und am Umkehrpunkt beide das Vorzeichen wechseln. Dies

resultiert in einer festen Phase zwischen Reibkraft und Geschwindigkeit und daraus folgend einer Energiedissipation. Der tangentielle Anteil der Reibkraft erfährt im Gegensatz zum radialen Anteil aufgrund der Relativgeschwindigkeit durch die Rotation der Bremsscheibe keinen Vorzeichenwechsel. Phasenlagen $\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 < -\pi/2$ und $\varphi > \pi/2$ [32, S. 53] erzeugen demnach eine positive Arbeit der Reibkraft. Aus Gleichung 3.19 wird deutlich, dass nur eine positive Summe der tangentialen und radialen Anteile zu einer positiven Gesamtarbeit und somit zur Selbsterregung des Systems führen. Bei Berücksichtigung der Gesamtenergiebilanz sind auch die dissipierten Energien aufgrund von Material- oder Fügestellendämpfung einzubeziehen.

3.6.2 Messung Reibkraft

Zur Berechnung der Arbeit der Reibkraft ist neben der Erfassung der Geschwindigkeit die Erfassung der Reibkräfte notwendig. Das Konzept zur Messung der tangentialen Reibkräfte ist bereits in Teilen in einer studentischen Arbeit [79] veröffentlicht und wird im Folgenden vorgestellt. Aufgrund des konstruktiven Aufwands beschränkt sich das vorgestellte Konzept auf die Ermittlung der tangentialen Anteile der Arbeit der Reibkraft. Wie bereits zuvor beschrieben, erfasst diese Vorgehensweise nur den, für den Selbsterregungsmechanismus charakteristischen Anteil der Arbeit und vernachlässigt die weiteren dissipativen Anteile. Da keine vollständige Bilanzierung aller Kräfte erfolgt, ist die gewählte Betrachtung der Arbeit lediglich zur Identifikation der Selbsterregung des Systems zu verwenden und ist hinsichtlich der Identifikation von instabilem Systemverhalten aufgrund der Vernachlässigung dissipierender Anteile überprediktiv. Das Konzept zur Messung der tangentialen Reibkräfte besteht aus dem in Abbildung 3.24 dargestellten, modifizierten Bremssattel mit integrierten Piezokraftsensoren in den Abstützungen des Bremsbelags im Bremssattel.

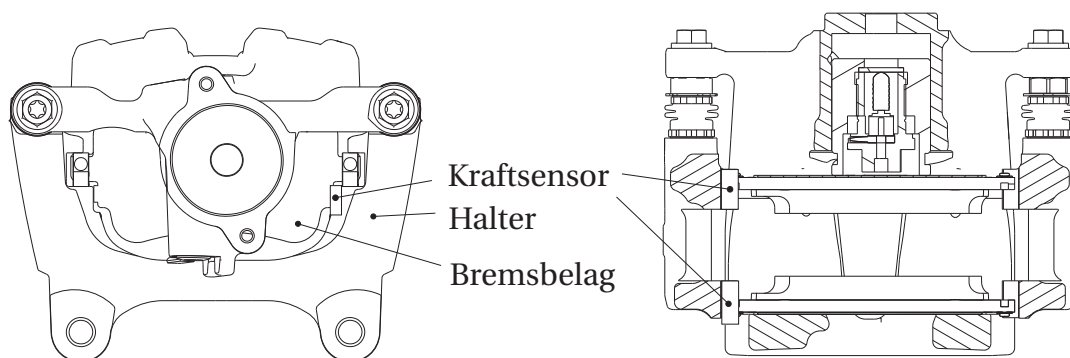


Abbildung 3.24: Darstellung der Abstützstellen der Bremsbeläge im Bremssattel

3 Konzept für die experimentelle Untersuchung

Die Konstruktion des gewählten Bremssattelkonzepts ist in der Form ausgeführt, dass eine getrennte Abstützung der radialen und der tangentialen Reibkräfte, dargestellt in Abbildung 3.25, erfolgt. Dies ermöglicht die definierte Messung der tangentialen Reibkräfte auf der Kolbenseite und auf der Faustseite nach der beschriebenen Methode.

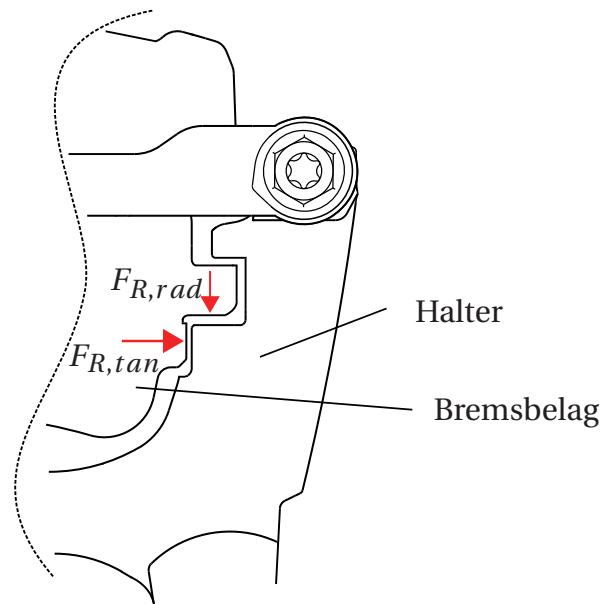


Abbildung 3.25: Detaildarstellung der Abstützung der Bremsbeläge im Bremssattel

Weitere Kraftflüsse der Reibkräfte aufgrund der Kontaktstellen am Bremskolben und an den Fingern des Bremssattels können nicht ausgeschlossen werden und führen dazu, dass der Bremsbelag nicht die gesamten Reibkräfte über die definierten Kontaktstellen im Sattel abstützt. Um die Anlage der Bremsbeläge zu verifizieren, werden die Reibkräfte mit dem beschriebenen Konzept während Schlepptbremsungen bei Variation des Bremsdrucks gemessen und anschließend auf die Bremsmomente der Momentenmesswelle des Prüfstands bezogen. Die Ergebnisse sind in Abbildung 3.26 dargestellt und zeigen einen linearen Zusammenhang des aus der Summe der gemessenen Reibkräfte berechneten Bremsmoments und des mit der Momentenwelle gemessenen Bremsmoments. Die Anlage der Bremsbeläge in die Fügstellen und der Kraftfluss sind somit bei Bremsdrücken von 5 bar nachgewiesen. Des Weiteren beträgt der Anteil der nicht erfassten Kräfte, die über den Bremskolben und die Finger des Bremssattels übertragen werden, maximal 15,4 Prozent bei 2 bar Bremsdruck und beträgt für alle anderen Druckstufen nicht mehr als 6 Prozent. Aufgrund der berechneten Abweichungen wird als Grenze für die Anwendbarkeit des Messprinzips ein Mindestbremsdruck von ca. 4 bar ermittelt. Unterhalb dieser Grenze kann die Anlage der Bremsbeläge in den Fügstellen des Sattels nicht vorausgesetzt werden.

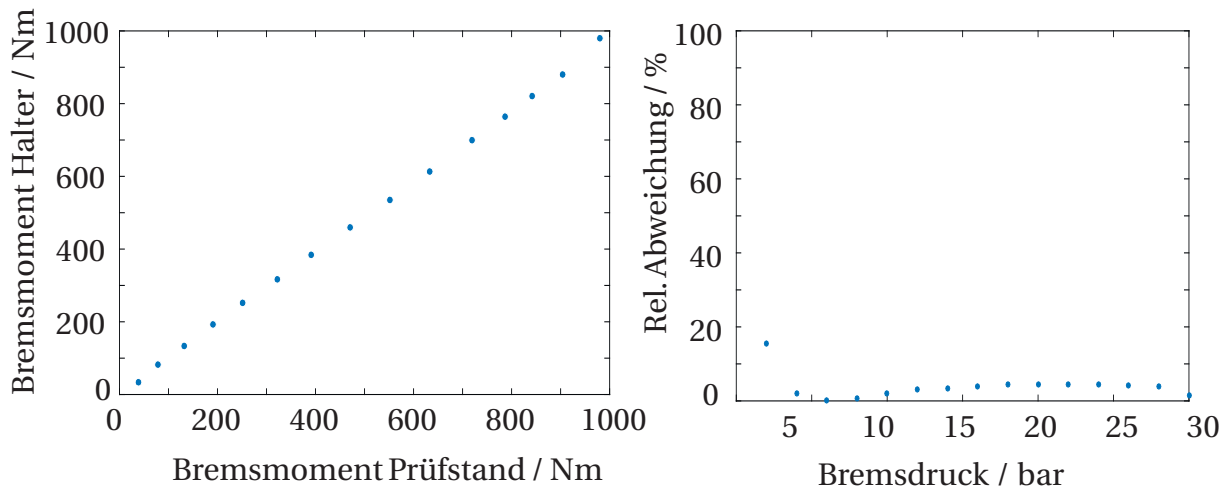


Abbildung 3.26: Verlauf der berechneten Bremsmomente aus den gemessenen Kräften auf Kolben- und Faustseite über die, vom Prüfstand gemessenen Bremsmomente (links). Relative Abweichung über die einzelnen Bremsdruckstufen (rechts).

3.6.3 Ergebnisse bei der Messung mit gestufter Sinusanregung

Die Ergebnisse der Messung mit der Anregung mit einem gestuften Sinussignal bei gleichzeitiger Verwendung des Konzepts zur Kraftmessung sind in Abbildung 3.27 dargestellt. Zum Vergleich sind die Verläufe der CMIF aus den FRF der Systemantworten, die gemessenen Übertragungsfunktionen der Reibkräfte, die berechneten Differenzen der Phasen der Kraft- und Geschwindigkeitsübertragungsfunktionen sowie die Verläufe für die berechneten Arbeiten der Reibkraft dargestellt. Zu erkennen ist, dass an den in der CMIF identifizierten Resonanzstellen der Struktur die Verläufe der Reibkräfte ebenfalls Spitzen aufweisen. Nach Berücksichtigung der Phasen und Berechnung der Arbeiten der Reibkräfte nach Gleichung 3.16 wird jedoch deutlich, dass nur eine der identifizierten Schwingungsmoden auf der Kolbenseite positive Reibarbeit aufweist. Die Summe der Arbeiten auf der Kolben- und Faustseite ist jedoch negativ. Bei allen anderen Schwingungsmoden werden nur negative Anteile der Arbeiten ermittelt.

Die Ergebnisse verdeutlichen, dass die vorgestellte Methode in der Lage ist, zum einen die Schwingungsmoden zu identifizieren und zum anderen mithilfe der Arbeiten der Reibkräfte zu bewerten, welche Moden des Systems selbsterregt sind. Die Betrachtung der Arbeit ermöglicht so die Trennung der Resonanzfrequenzen mit Selbsterregungspotential von denen ohne. Ein Nachteil der Methode ist aufgrund

3 Konzept für die experimentelle Untersuchung

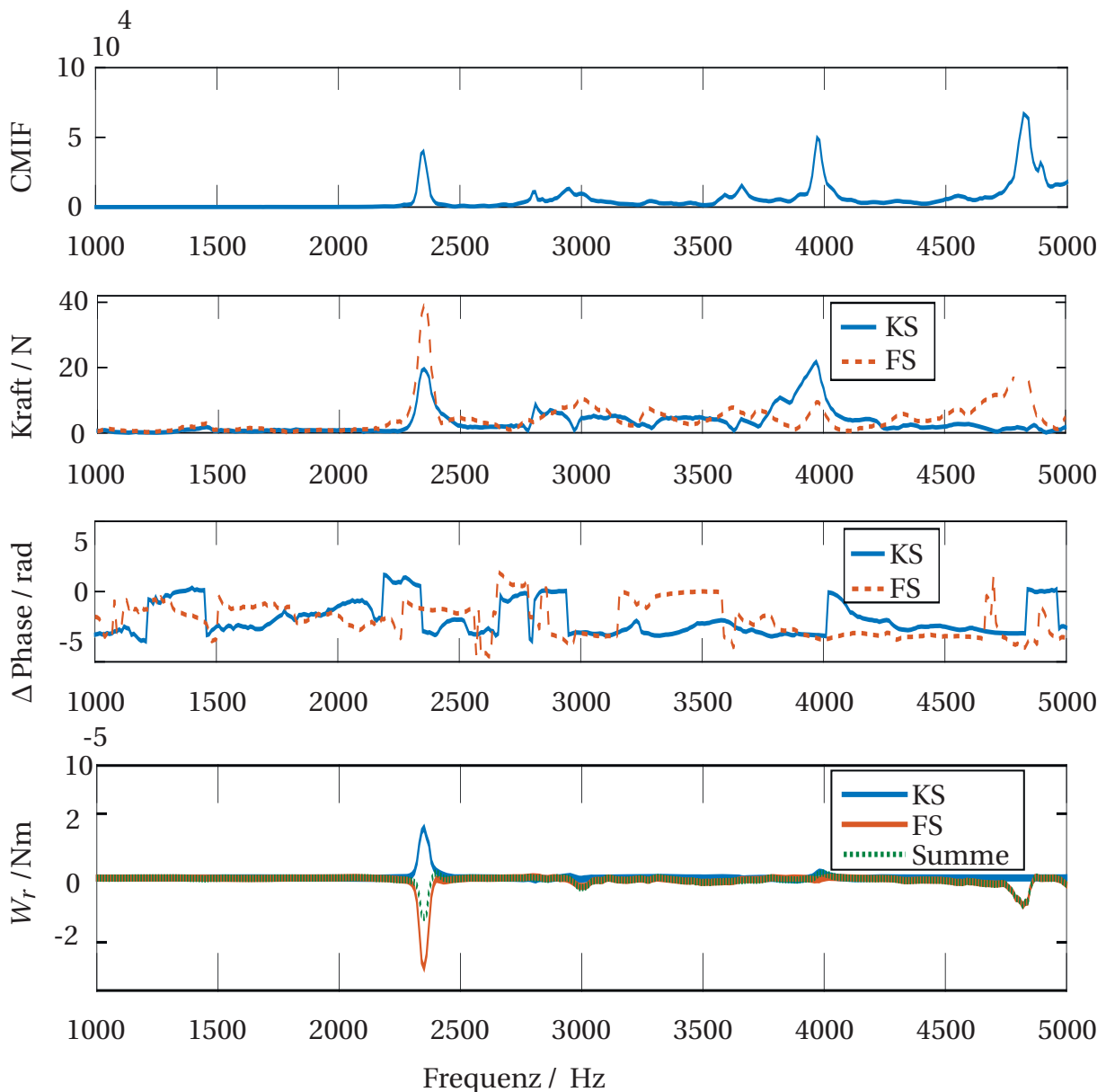


Abbildung 3.27: Beispiel der Verläufe der CMIF, der Reibkräfte auf Kolben- und Faustseite, der Differenzen der Phasen und der Arbeiten der Reibkraft für eine Messung mit der gestuften Sinusanregung

der beschriebenen konstruktiven Umsetzung der Kraftmessung der konstruktive Aufwand zur Bearbeitung des Bremssattels bei gleichzeitiger Beschränkung auf das beschriebene Abstützkonzzept. Eine Übertragbarkeit auf abweichende Abstützkonzepete ist nicht gesichert. Gleichzeitig ist die Ermittlung der Phasendifferenz zwischen Reibkraft und Geschwindigkeit als mögliche Fehlerquelle bei der Berechnung der Arbeit

der Reibkraft zu berücksichtigen. Die Berechnung der Reibkraft anhand der Zeitverläufe der Signale der Kraft und Geschwindigkeit eliminiert diesen Fehlereinfluss, ist jedoch aufgrund der verwendeten Software⁸ zur Aufzeichnung der Messdaten nicht möglich. Des Weiteren ist im Hinblick auf eine Anwendung im Serienentwicklungsprozess die Beeinflussung des dynamischen Systems zu berücksichtigen. Die Sensitivität des Systems auf Änderungen in den Fügstellen, speziell in den Belastabstützungen, ist in [95] dargestellt. Die Einschränkung auf das gewählte Konzept der Abstützung und die konstruktive Änderung des Systems in der Abstützung sind dabei als Hauptnachteile der Methode anzusehen. Die Änderungen in den Abstützungen bedeuten dabei eine Modifikation des Systems und eine Beeinflussung der dynamischen Eigenschaften. Es sind deshalb Abweichungen in den dynamischen Eigenschaften im Vergleich zum nicht modifizierten System zu erwarten. Für die Bewertung von Radbremsen während des Entwicklungsprozesses ist demnach die Modifikation der Abstützstellen zur Integration der Kraftmessung nicht zielführend. Die Betrachtung der Reibarbeit bietet vielmehr das Potential im Rahmen von Grundsatzuntersuchungen, die zugrundeliegenden Phänomene der Systemdynamik von reiberregten nichtlinearen Systemen zu erfassen und zu beschreiben.

Der Vergleich der charakteristischen Größen zur Bewertung der Robustheit zeigt, dass die Informationen über die Änderungen des dynamischen Systems sowohl in der Übertragungsfunktion als auch in der Übertragungsfunktion der Reibarbeit enthalten sind. Aufgrund des geringeren konstruktiven Aufwandes und der beschriebenen Nachteile bei der Bestimmung der Arbeit der Reibkraft wird für die weiteren Untersuchungen die Übertragungsfunktion und die daraus ermittelten modalen Größen zur Bewertung der Robustheit ausgewählt.

⁸LMS Scadas Hardware mit Stepped-Sine Software Modul

3.7 Berechnung der modalen Parameter

Im Folgenden wird die Vorgehensweise zur Bestimmung der in Kapitel 2 definierten charakteristischen Größen, Resonanzfrequenz und modale Dämpfung, aus den experimentell ermittelten Übertragungsfunktionen dargestellt.

Basierend auf der Singulärwertzerlegung der Matrix der Übertragungsfunktionen H aus Gleichung 3.2 und der CMIF nach Gleichung 3.3 wird für jede in der CMIF identifizierte Mode eine Enhanced-Frequency-Response-Function (EFRF) nach Gleichung 3.20 berechnet.

$$EFRF(\omega) = H(\omega) \cdot V(\omega) \quad (3.20)$$

Die Berechnung der EFRFs entspricht einer modalen Filterung der Übertragungsfunktionen [3], wobei die einzelnen EFRFs eine ein-Freiheitsgrad Übertragungsfunktion darstellen. Abbildung 3.28 zeigt als Beispiel die berechneten EFRF der in Kapitel 3.3 dargestellten Modalanalyse einer Bremsscheibe. Für alle 13 in der CMIF identifizierten Moden wird eine EFRF berechnet.

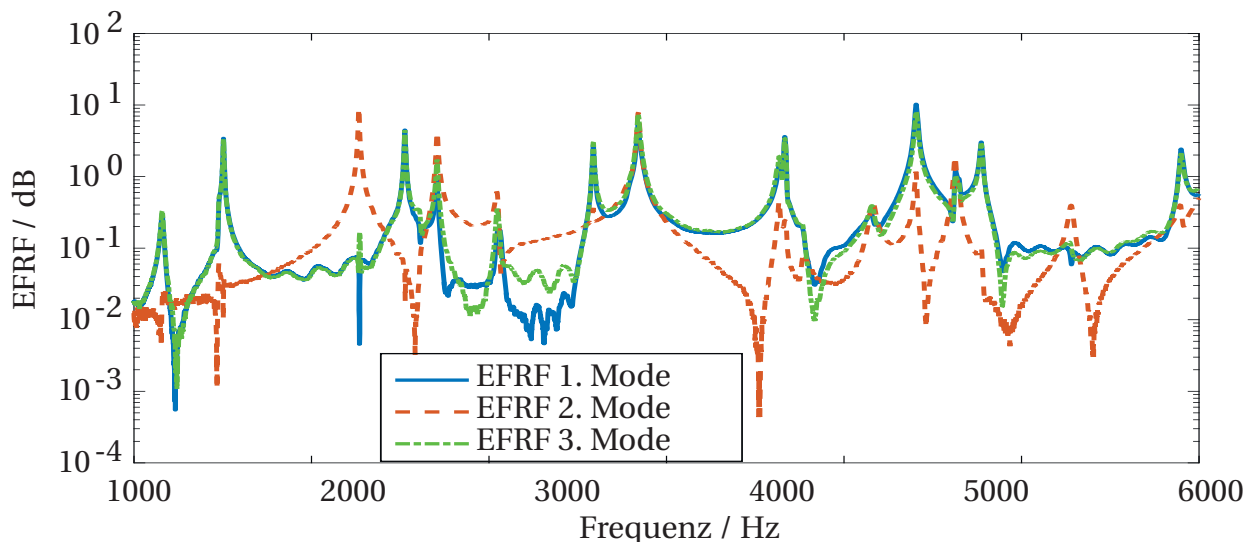


Abbildung 3.28: Enhanced Frequency Response Functions als Ergebnis der Modalanalyse einer Bremsscheibe. Darstellung der ersten drei Moden.

Typischerweise wird die Berechnung der EFRFs in Kombination mit einem Ein-Freiheitsgrad-Parameterschätzverfahren [69] verwendet. Zur Schätzung der modalen Parameter wird im Folgenden das Rational-Fraction-Polynomial-Verfahren (RFP) angewandt. Formel 3.21 zeigt die Darstellung der Übertragungsfunktion in der Partial-Bruch-

Darstellung zur Anwendung der Curve-Fitting Methoden. Mit den Residuen r , den Wurzeln des charakteristischen Polynoms s und der Lage der Pole im Frequenzbereich p ergibt sich die Partial-Bruch-Darstellung zu:

$$H(\omega) = \sum_{k=1}^m \left(\frac{r_k}{s - p_k} + \frac{r_k^*}{s - p_k^*} \right) \quad (3.21)$$

Im Gegensatz dazu stellt das RFP-Verfahren eine Curve-Fitting Methode dar, die die in Gleichung 3.22 dargestellte Rational-Fraction-Polynomial-Form der FRF nutzt [75], [74].

$$H(\omega) = \frac{\sum_{k=0}^{2m-1} (a_k s^k)}{\sum_{k=0}^{2m} (b_k s^k)} \Bigg|_{s=j\omega} \quad (3.22)$$

Hierbei sind a und b unbekannte, durch die Methode zu bestimmende Koeffizienten. Durch Aufstellen der Fehlerfunktion erhält man ein Maß für den Fehler bei jeder Frequenz ω :

$$e_i = \sum_{k=0}^{2m} a_k (j\omega)^k - h_i \left[\sum_{k=0}^n b_k (j\omega)^k + (j\omega)^n \right] \quad (3.23)$$

Hierbei bezeichnet h_i die Daten der FRF bei ω_i . Unter Verwendung des Kriteriums der kleinsten Fehlerquadrate in Gleichung 3.24 werden Werte für die Koeffizienten a und b bestimmt, für die minimale Werte für J erreicht werden.

$$J = \sum e_i \cdot e_i \quad (3.24)$$

Die Anwendung des RFP-Verfahrens ist in Abbildung 3.29 anhand des Beispiels der Modalanalyse der Bremsscheibe dargestellt. Die Bremsscheibe weist dabei aufgrund ihrer monolithischen Bauweise und der Fertigung aus Stahlguß eine schwache Dämpfung auf. Des Weiteren lässt sich anhand der Symmetrie der Resonanzspitzen erkennen, dass schwach nichtlineares Systemverhalten vorliegt. Anhand von vier ausgewählten Moden aus Abbildung 3.28 werden die Ergebnisse des Verfahrens dargestellt. Die Betrachtung der Abweichung von gemessenem zu berechnetem Verlauf verdeutlicht, dass das gewählte Verfahren geeignet ist, die modalen Parameter zu bestimmen.

3 Konzept für die experimentelle Untersuchung

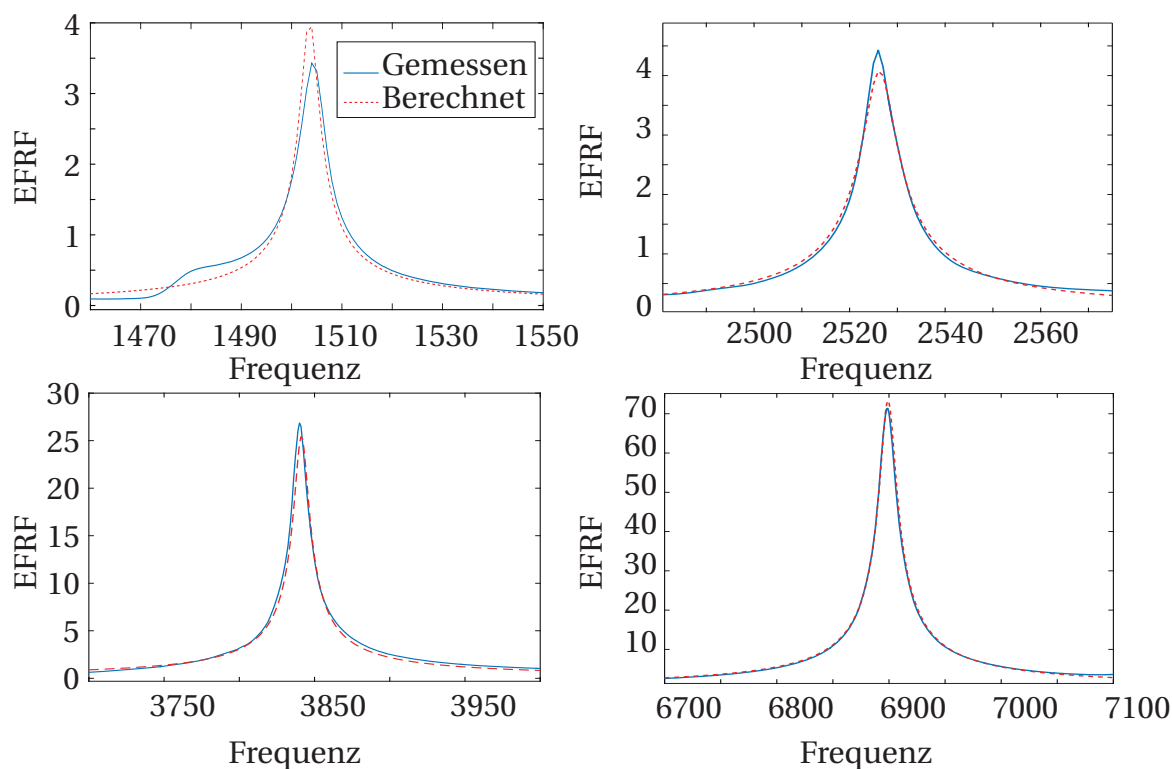


Abbildung 3.29: Ergebnisse des RFP-Verfahrens für vier Moden der Bremsscheibe.

Tabelle 3.1 zeigt die berechneten Resonanzfrequenzen und Dämpfungen.

Mode Nr.	Frequenz / Hz	Dämpfung
1	1503	0,0012
2	2266	0,0013
3	2526	0,0014
4	2707	0,0015
5	3588	0,0011
6	3840	0,0013
7	4644	0,0016
8	4652	0,0019
9	5406	0,0011
10	5624	0,0011
11	5648	0,0013
12	5773	0,0007

Tabelle 3.1: Ergebnisse der Berechnung der modalen Parameter

Um die RFP-Methode zur Dämpfungsbestimmung aus den gemessenen Übertragungsfunktionen der Radbremse im Betrieb anzuwenden, ist die Genauigkeit der Methode zu verifizieren. Hierfür werden im Rahmen von Voruntersuchungen in mehreren Betriebspunkten Übertragungsfunktionen aufgezeichnet und die Methode der Dämpfungsbestimmung angewandt. Gleichzeitig dienen die Vorversuche zur Verifikation der Hypothese Nr. 3 zur Dämpfungsbestimmung. Die anhand der Übertragungsfunktionen der Radbremse berechneten EFRFs sind in Abbildung 3.30 dargestellt.

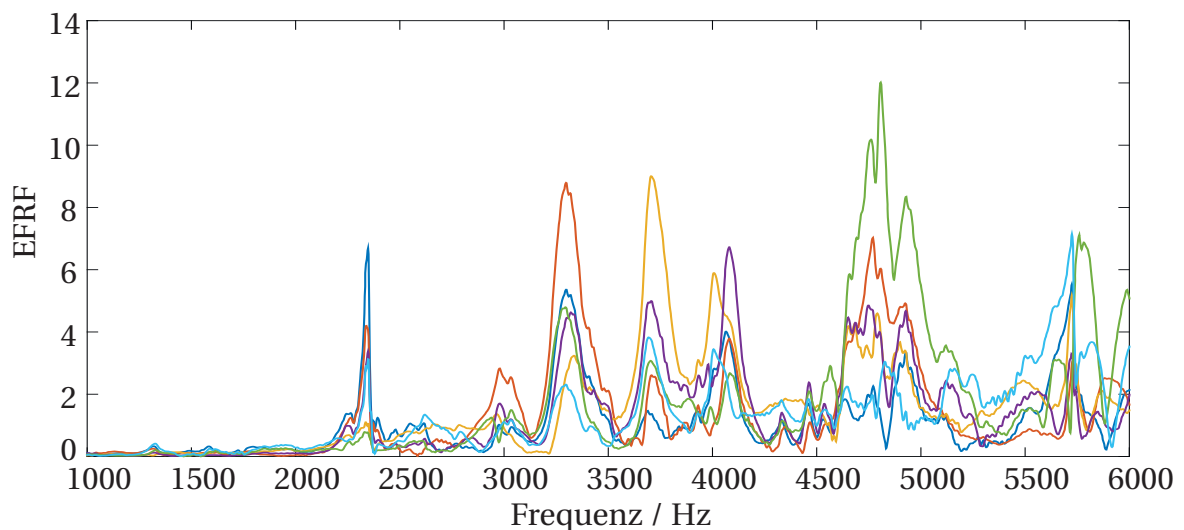


Abbildung 3.30: Enhanced Frequency Response Functions als Ergebnis der Modalanalyse der untersuchten Struktur für die Moden im Frequenzbereich von einem bis sechs kHz.

Im Vergleich zu den Ergebnissen der Modalanalyse der Scheibe zeigen die Ergebnisse der Messung an der Radbremse ein stark gedämpftes, nichtlineares System und mit einer hohen Modendichte und gegenseitiger Beeinflussung der Moden. Die Ergebnisse der Anwendung des RFP-Verfahrens auf die EFRFs sind in Abbildung 3.31 dargestellt. Aufgrund der Abweichung von den gemessenen zu den berechneten Verläufen ist die Anwendung der Methode zur Bestimmung der modalen Dämpfung für die vorliegenden Übertragungsfunktionen nicht oder nur in Ausnahmefällen anwendbar. Mögliche Ausnahmefälle, bei denen die Methode Ergebnisse mit tolerierbaren Fehlern liefert, müssen für jede Messung identifiziert und bewertet werden. Für die Untersuchung der Robustheit bedeutet dies, dass die gewählte charakteristische Größe der modalen Dämpfung nicht oder nur mit nicht tolerierbaren Fehlern bestimmt werden kann. Als Alternative zur modalen Dämpfung wird deshalb die Amplitude der Systemantwort in den Resonanzstellen als charakteristische Größe eingeführt. Die Amplitude verhält sich dabei in der Resonanzstelle umgekehrt proportional zur modalen Dämpfung [6]. Bei konstantem Energieeintrag durch die Anregung stellt die Amplitu-

3 Konzept für die experimentelle Untersuchung

de der Systemantwort wie die modale Dämpfung ein Maß für den Energiedurchgang in die betrachtete Schwingungsmode dar.

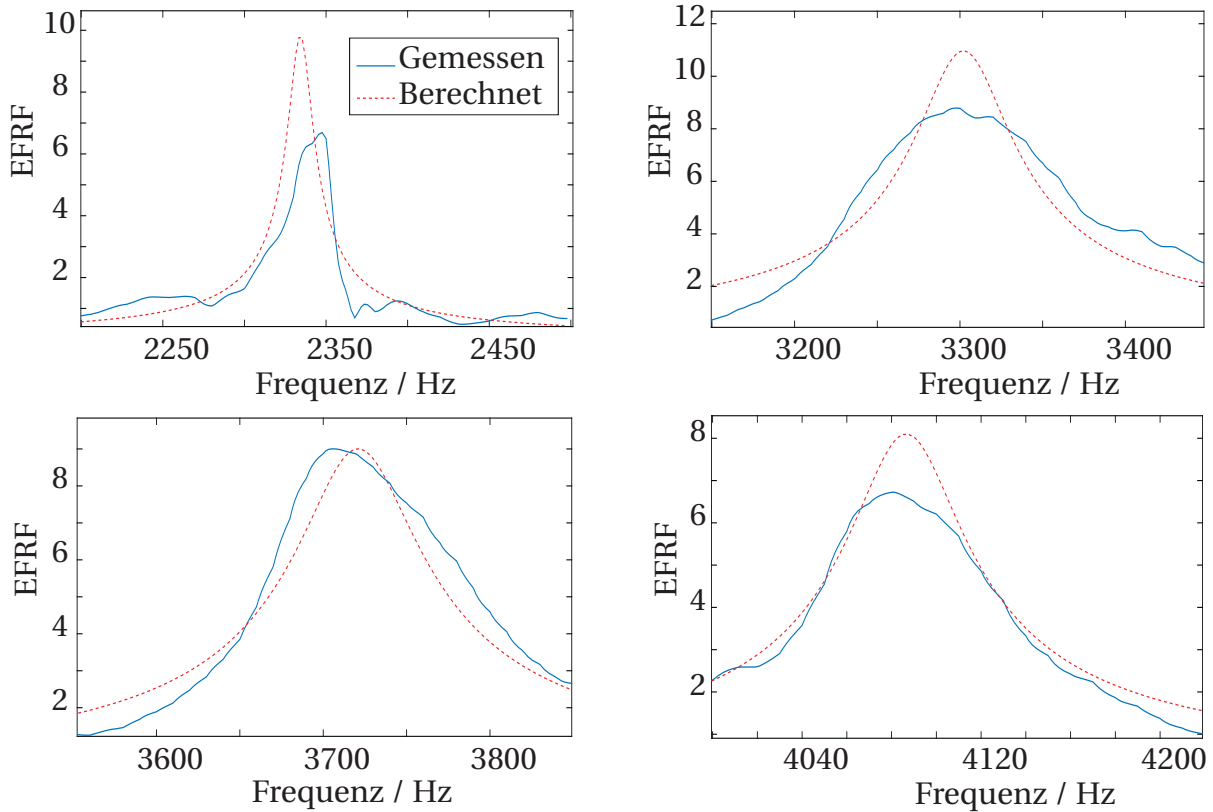


Abbildung 3.31: Ergebnisse des RFP-Verfahrens für vier ausgewählte Moden der untersuchten Struktur.

Die Hypothese 2 aus Kapitel 2.3 wird für die weitere Untersuchung abgewandelt zu.

Hypothese 2: Die Amplitude bei der Resonanzfrequenz einer potentiell instabilen Mode nimmt bei Variation eines stabilitätsbeeinflussenden Parameters in Richtung der Stabilitätsgrenze hin zu.

4 Definition des Robustheitsmaßes

Zur Definition eines Robustheitsmaßes auf Basis der Ergebnisse der Untersuchungen und zur Überprüfung der aufgestellten Hypothesen werden, wie zuvor beschrieben, charakteristische Kenngrößen, die die Schwingungseigenschaften hinsichtlich der Robustheit beschreiben, definiert. Im folgenden Kapitel wird ein Ansatz für ein Robustheitsmaß zur Charakterisierung von Radbremsen vorgestellt. Das Robustheitsmaß dient hierbei der Bewertung von Abweichungen der für das Geräuschverhalten relevanten Systemgrößen und gleichzeitig der Erfassung des Abstands von Stabilitätsgrenzen. Die Abweichungen der Systemgrößen können zum Überwinden des Abstands und zur Überschreitung der Stabilitätsgrenze führen und sind somit, als stabilitätsbestimmende Systemeigenschaft im Entwicklungsprozess zu berücksichtigen.

Der Begriff der Robustheit beschreibt hierbei die Abweichungen der für die Systemdynamik charakteristischen Größen bei gleichen Betriebsbedingungen. Das Robustheitsmaß berücksichtigt demnach die Abweichungen der Resonanzfrequenzen und der modalen Dämpfungen bzw. der Amplituden der Systemantwort, die mit der entwickelten Prüfprozedur ermittelt werden. Hierbei ist eine hohe Robustheit durch geringe Abweichungen der modalen Parameter definiert. Steigende Abweichungen führen im Umkehrschluss zur Reduzierung der Robustheit.

Die Eigenschaft der modalen Dämpfung, an der Stabilitätsgrenze genau den Wert Null anzunehmen, kann zur Beschreibung der Systemdynamik genutzt werden. Durch Betrachtung der Änderung der modalen Dämpfung zum Beispiel bei Variationen der Betriebsparameter unter Berücksichtigung der zuvor beschriebenen Eigenschaft, ist eine Bewertung des Abstands zur Stabilitätsgrenze im Parameterraum möglich. Wird gleichzeitig der Gradient der modalen Dämpfung und des variierten Parameters betrachtet, erhält man ein Maß für die Sensitivität hinsichtlich der betrachteten Parameter. Die Erfassung der Abstände zur Stabilitätsgrenze sowie der Sensitivitäten ermöglicht die Bewertung der Kritizität der betrachteten Mode hinsichtlich Variationen von Betriebsparametern. Die Anwendung der Methode wird im Folgenden beispielhaft anhand einer Messung an der Struktur einer Radbremse mithilfe der entwickelten Messprozedur dargestellt. Abbildung 4.1 zeigt dabei die berechnete CMIF, aus der

4 Definition des Robustheitsmaßes

die Schwingungsmoden des Systems identifiziert werden. Durch die Bestimmung der Übertragungsfunktionen und der CMIF bietet sich zusätzlich zur Charakterisierung der Robustheit die Möglichkeit die Systemmoden zu identifizieren und sodurch zeintensive Matrixtests zu ersetzen. Ein Ansatz für einen detaillierten Versuchsplan zur Systemcharakterisierung wird in Kapitel 5.2.3 vorgestellt.

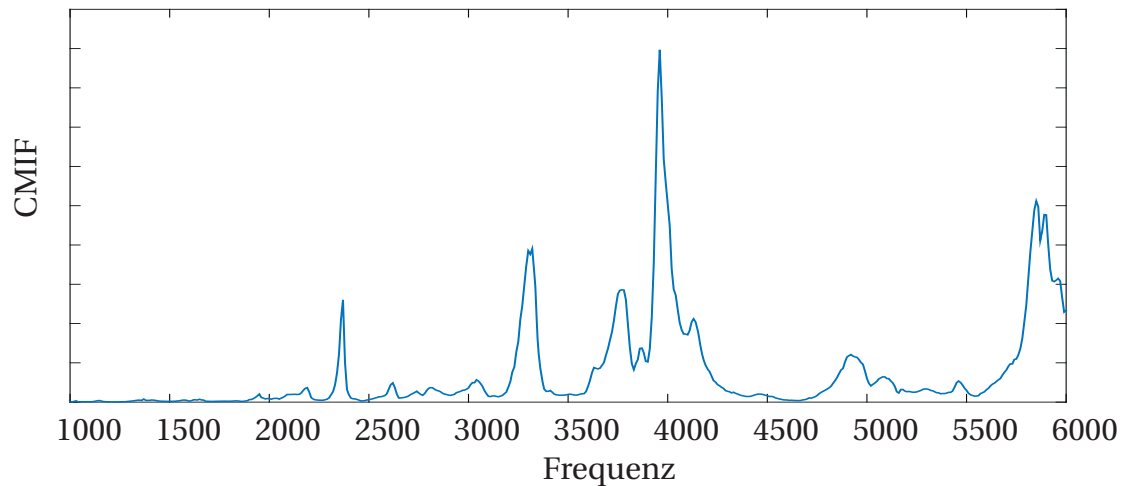


Abbildung 4.1: CMIF der Messung für die Berechnung der modalen Dämpfung (PC44 mit NAO Belag)

Die Berechnung der modalen Dämpfung erfolgt mithilfe des RFP-Verfahrens für fünf ausgewählte Moden bei 2320 Hz, 3260 Hz, 4230 Hz, 4790 Hz und 5700 Hz. Abbildung 4.2 zeigt die berechneten modalen Dämpfungen sowie den Abstand zur Stabilitätsgrenze d für eine ausgesuchte Mode.

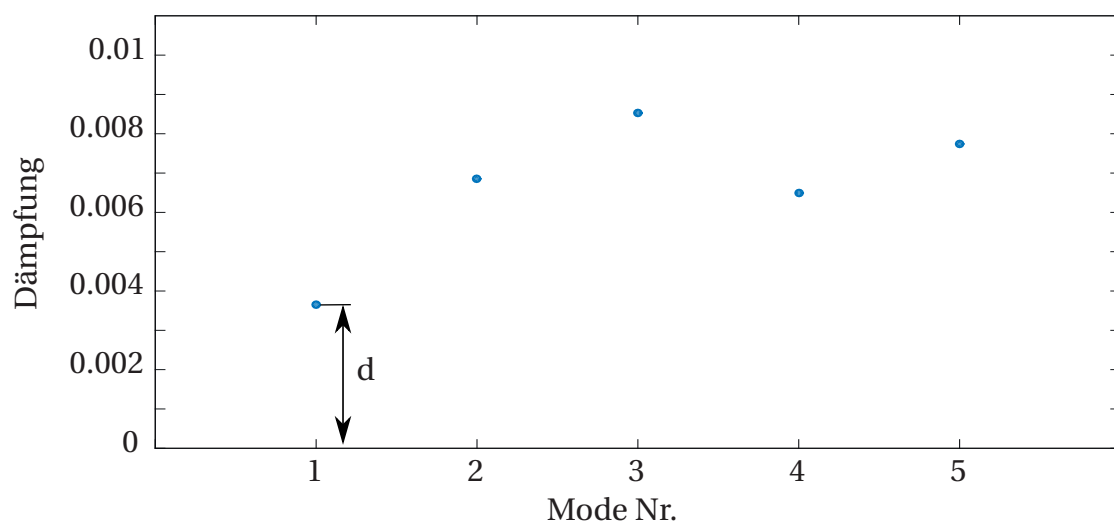


Abbildung 4.2: Darstellung der modalen Dämpfung für fünf ausgesuchte Moden

Der beschriebene Ansatz setzt eine zuverlässige Methode zur Bestimmung der modalen Dämpfung voraus. Wie in Kapitel 3.7 beschrieben, ist für das betrachtete System die Bestimmung der modalen Dämpfung mit den Methoden nach Stand der Technik nur mit Fehlern möglich. Die Entwicklung einer Methode zur Bestimmung der modalen Dämpfung anhand der Ergebnisse der Modalanalyse von Radbremsen ist an dieser Stelle als Ziel weiterer Forschungsvorhaben identifiziert. Im weiteren Verlauf der Untersuchung wird deshalb anstatt der modalen Dämpfung die Amplitude der Systemantwort bei der jeweiligen Resonanzfrequenz als robustheitscharakterisierende Größe festgelegt. Dies bedeutet, dass keine Bewertung der absoluten Robustheit in Form eines Abstands zur Stabilitätsgrenze bestimmt wird, sondern die relative Robustheit der betrachteten Moden. Die Amplituden in den Resonanzstellen werden hierbei direkt aus der Übertragungsfunktion abgelesen. Aufgrund der gegenseitigen Beeinflussung der Schwingungsmoden in Abhängigkeit von ihrer Lage im Frequenzbereich werden zur Bewertung der Robustheit zusätzlich die Resonanzfrequenzen definiert.

Die verschiedenen Einflüssen zugrundelegend kann die Robustheit für die Untersuchung untergliedert werden:

1. **Variation der Robustheitsgrößen bei konstanten Betriebsparametern.**
2. **Variation der Robustheitsgrößen bei Variation der Betriebsparameter.**
3. **Variation der Robustheitsgrößen bei gezielten Änderungen der Systemeigenschaften.**

Der erste Punkt beschreibt die Änderungen der robustheitsbestimmenden Größen bei gleichen einstellbaren Betriebsparametern. Bei gleichen Betriebsparametern führen unterschiedliche Bedingungen im Reibkontakt oder in den Fügestellen des Systems zu unterschiedlichem Systemverhalten. Der Einfluss dieser unbekanntem robustheitsrelevanten Veränderungen wird durch Wiederholungsmessungen bei gleichen Betriebsparametern erfasst. Hierbei ist zu beachten, dass eine statistisch relevante Anzahl an Messungen durchgeführt wird. Gleichzeitig nimmt die Versuchsdauer linear mit der Anzahl der Wiederholungen zu. Im Rahmen der folgenden Untersuchungen sind deshalb zehn Wiederholungen pro Betriebsparametersatz festgelegt.

In Abhängigkeit vom verwendeten Bremsenkonzept sind zudem unterschiedliche Sensitivitäten hinsichtlich der Betriebsparameter zu erwarten. Um den Parameterbereich zu untersuchen, wird in Kapitel 5.2 ein Versuchsplan entwickelt.

Der zweite Punkt beschreibt die Änderungen der robustheitsbestimmenden Größen bei Änderungen der Betriebsparameter Bremsdruck, Temperatur sowie Rotationsge-

4 Definition des Robustheitsmaßes

schwindigkeit bzw. Drehzahl der Bremsscheibe. Ergebnisse der Untersuchung mit den Matrix-Tests zeigen hierbei erfahrungsgemäß die Abhängigkeit des Geräuschverhaltens von den Betriebsparametern. Abbildung 4.3 zeigt anhand der Ergebnisse eines Matrixtests die Abhängigkeit von der Geräuschhäufigkeit von den Betriebsparametern. Aufgetragen sind die Häufigkeit von Geräuschereignissen bei den Parametern Bremsdruck und Temperatur.

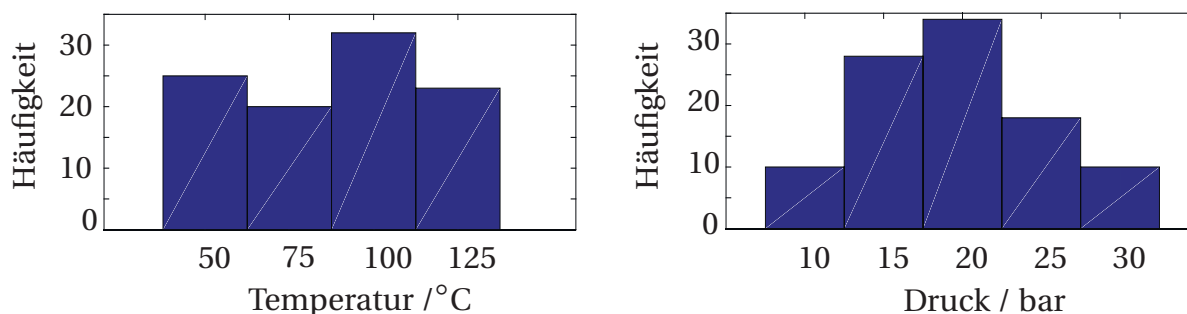


Abbildung 4.3: Ergebnisse des SAE-J 2521 Tests. Geräuschverteilung in Abhängigkeit von Bremsdruck und Temperatur

Der dritte Punkt beschreibt gezielte Änderungen am System, die im Entwicklungsprozess genutzt werden, um Bremsgeräusche zu eliminieren. Beispiele hierfür sind Strukturmodifikationen, Änderungen der Bremsbelagzusammensetzung oder die Verwendung von Dämpfungsblechen. Diese beeinflussen in der Regel die Steifigkeiten und Dämpfungen des Systems und somit die dynamischen Eigenschaften und das Geräuschverhalten.

Der detaillierte Versuchsplan, der die unterschiedlichen Aspekte der Robustheit abdeckt und als Grundlage für die experimentelle Untersuchung dient, wird in Kapitel 5.2 vorgestellt.

5 Experimentelle Untersuchungen

Das folgende Kapitel beschreibt die Anwendung der beschriebenen Messmethode im Rahmen von experimentellen Untersuchungen zur Bewertung der Robustheit von Radbremsen. Zunächst wird dabei auf die verwendete Struktur eingegangen, anschließend ein Versuchsplan für die Untersuchung vorgestellt und abschließend die Ergebnisse vorgestellt.

5.1 Untersuchte Struktur

Die untersuchte Struktur ist in Abbildung 5.1 dargestellt und beinhaltet die Bremscheibe, den Bremssattel, die Bremsbeläge und den Radträger. Der Radträger ist an einer massiven Aufnahme des Schwungmassenprüfstandes befestigt, die somit die Systemgrenze für die untersuchte Struktur darstellt. Der Aufbau auf dem Schwungmassenprüfstand ist im Anhang dargestellt. Der Antrieb der Bremse erfolgt über den Brems Scheibentopf und simuliert die reale Krafteinleitung beim Bremsen.

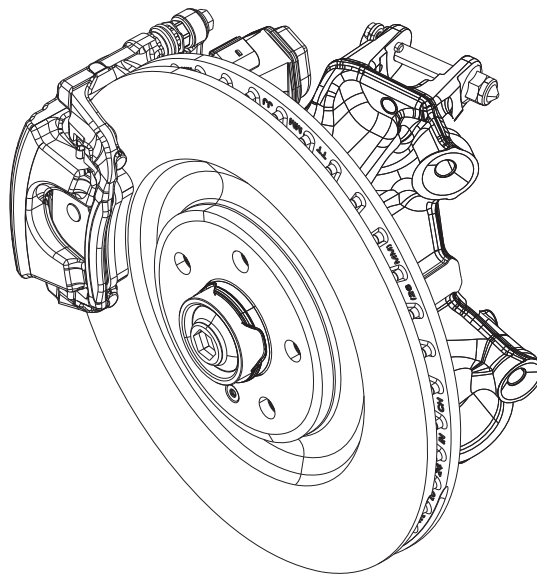


Abbildung 5.1: Untersuchte Struktur

5 Experimentelle Untersuchungen

Um den Einfluss gezielter Änderungen des Systems auf die Robustheit nach Kapitel 4 darzustellen, erfolgt die Untersuchung von vier Varianten des Systems. Es werden zwei unterschiedliche Bremsbelagzusammensetzungen (ECE und NAO [9, S.511 ff]) sowie zwei Varianten des Trägers gewählt. Die zwei Varianten des Trägers sind in Abbildung 5.2 dargestellt und unterscheiden sich in der Dicke des Verbindungsstegs.

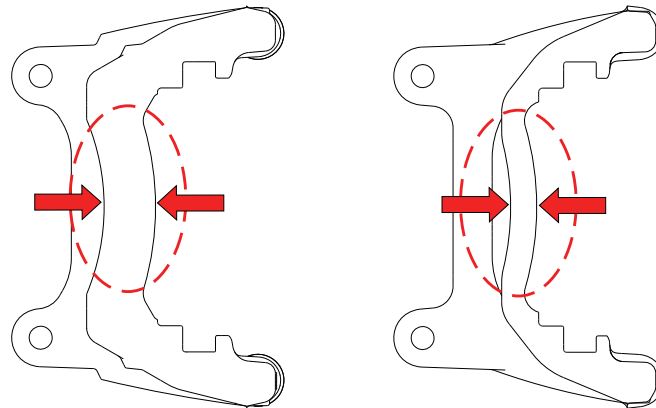


Abbildung 5.2: Varianten des Trägers mit unterschiedlicher Dicke des Stegs. Halter Nr.1 links und Halter Nr.2 rechts.

5.2 Versuchsplan

Zur experimentellen Untersuchung der in Kapitel 4 definierten Punkte zur Beschreibung der Robustheit sowie zur Überprüfung der Hypothesen wird im Folgenden ein Versuchsplan vorgestellt. Der Versuchsplan wird dabei in vier Teile unterteilt. Der erste Teil beinhaltet Vorversuche zur Validierung des Ansatzes anhand der Hypothesen und wird einmalig im Rahmen der Arbeit durchgeführt. Der zweite Teil ist optional und besteht aus einer Systemidentifikation, die für den Fall, dass keine Informationen aus den Matrix-Tests vorliegen, eine Übersicht über die Lage der Resonanzstellen im Frequenzbereich in Abhängigkeit von den Betriebsparametern darstellt. Die Teile drei und vier stellen den Versuchsplan zur Bewertung der Robustheit dar, der sich an der Struktur der Robustheitsdefinition aus Kapitel 4 orientiert.

5.2.1 Parameterraum

Zur Entwicklung des Versuchsplans wird im ersten Schritt der betrachtete Betriebsparameterbereich definiert. Um hinsichtlich der Betriebsparameter einen quasi-statischen Zustand zu beschreiben, beinhaltet der Versuchsplan ausschließlich Schlepp-

bremsungen. Jede Messung entspricht demnach einem Durchlauf der beschriebenen Prozedur bei konstantem Bremsdruck und konstanter Geschwindigkeit. Hinsichtlich der Temperatur ist es nicht möglich, während der Messung einen konstanten Wert zu halten. Durch die Minimierung der Messdauer wird jedoch eine Minimierung der Temperaturdifferenz angestrebt. Die im Versuchsplan definierten Temperaturen entsprechen der einzustellenden Starttemperatur zu Beginn der Messung. Die Betriebsparameter bestehen aus dem Bremsdruck, der Temperatur und der Drehzahl der Bremsscheibe¹. Der Bereich für die untersuchten Betriebsparameter orientiert sich dabei am Parameterbereich der Matrix-Prüfprogramme. Hierbei ergeben sich jedoch bei Schlepptbremsungen aufgrund des steigenden Temperaturgradienten bei steigender Geschwindigkeit und der Temperaturgrenzen der verwendeten Sensorik Einschränkungen. Der betrachtete Parameterraum wird deshalb wie folgt festgelegt:

- Bremsdruck 0-30 bar
- Fahrzeuggeschwindigkeit 0- 15 km/h
- Temperatur der Bremsscheibe 0-140 °C

5.2.2 Vorversuche zur Validierung des Ansatzes

In Kapitel 2 werden die modalen Größen der Resonanzfrequenz und der Dämpfung als charakteristische Systemgrößen zur Beschreibung der Robustheit definiert. Die folgenden Versuche dienen der Validierung des Ansatzes anhand der in der Modellbetrachtung definierten Hypothese. Die Hypothese Nr. 2, die zur Auswahl der modalen Parameter führt, lautet:

- **Die modale Dämpfung einer potentiell instabilen Mode nimmt bei Variation eines stabilitätsbeeinflussenden Parameters in Richtung der Stabilitätsgrenze hin ab.**

Die Methode zur Verifikation der Hypothese ist definiert mit:

- **Messung der Übertragungsfunktion (FRF) für unterschiedliche Betriebsparameter und Berechnung der Resonanzfrequenz und der Dämpfung. Ermitteln der instabilen Parameterbereiche. Betrachtung des Verlaufs der Dämpfung in Nähe der instabilen Parameterbereiche.**

Wie in der Definition der Falsifizierungsmethode beschrieben, besteht der erste Schritt der Falsifikation aus der Identifikation instabiler Parameterbereiche. Ausgehend von

¹Umrechnung Drehzahl in Fahrzeuggeschwindigkeit: 1 km/h entspricht 36 U/min

den Ergebnissen des SAE-J Matrix-Tests werden kritische Parameterbereiche erneut auf Geräuschereignisse untersucht. Anschließend werden gezielt die stabilitätsbeeinflussenden Parameter zur Stabilitätsgrenze hin variiert.

5.2.3 Versuche zur Systemidentifikation

Zur Identifikation der Moden im betrachteten Frequenzbereich sowie einer Abschätzung der Sensitivitäten wird der durch Bremsdruck, Temperatur und Fahrzeuggeschwindigkeit aufgespannte dreidimensionale Parameterraum mithilfe des Face-Centered-Central-Composite-Design (FCCCD) [] untersucht. Die zuvor definierten Grenzen bilden hierbei die Ecken des Parameterraums. Abbildung 5.3 zeigt eine schematische Darstellung des Parameterraums mit der Anordnung der Betriebspunktparameterpunkte für die Systemidentifikation. Das FCCCD stellt dabei eine gleichmäßige Abdeckung der Parameterraums mit einer Anzahl von 15 Messungen dar.

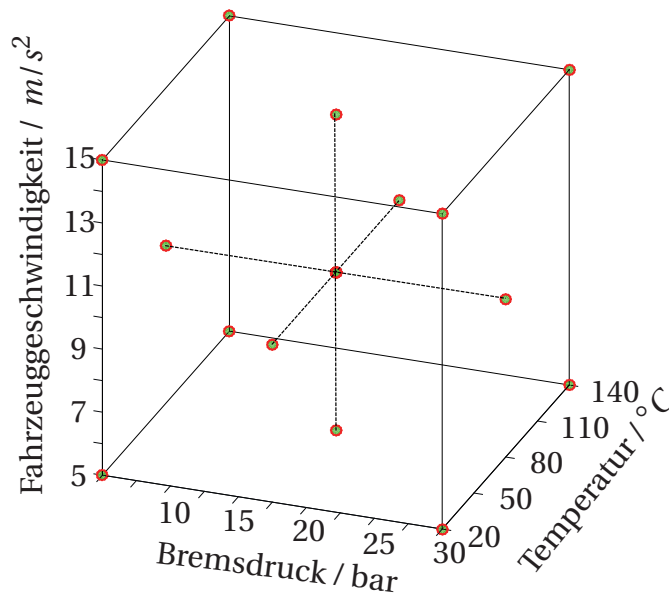


Abbildung 5.3: Schematische Darstellung des Parameterraums mit den nach dem Face-Centered-Composite-Design ermittelten Punkten

5.2.4 Versuche zur Bestimmung der Robustheit

Die im Versuchsplan definierten Versuche sind aus der Definition der Robustheit in Kapitel 4 abgeleitet und werden analog zur Definition in zwei Teile aufgeteilt. Während der erste Teil zur Identifikation der Robustheit bei gleichen Betriebsparametern dient, ist der zweite Teil zur Erfassung des Einflusses der Betriebsparameter und der Sensitivitäten ausgelegt. Der Punkt der Änderung der Systemeigenschaften erfordert keine besondere Berücksichtigung im Versuchsplan. Änderungen der Systemeigenschaften eines bestehenden Systems sind mit der Wahl eines neuen Systems gleichzusetzen und erfordern die Anwendung des gesamten Versuchsplans.

Robustheit bei konstanten Betriebsparametern

Wie in der Definition der Robustheit beschrieben, führen zum Beispiel Änderungen in den Fügestellen oder im Reibkontakt zu Änderung der Systemeigenschaften bei gleichen Betriebsparametern und somit zur Beeinflussung der Robustheit gegenüber Bremsenquietschen. Zur Erfassung dieser Einflüsse werden mindestens zehn Wiederholungsmessungen bei gleichen Betriebsparametern durchgeführt und die Abweichungen der Robustheitskenngrößen ermittelt. In der vorliegenden Untersuchung werden hierfür beispielhaft Punkte an den Grenzen des in Abbildung 5.3 dargestellten Parameterraums aus der Systemidentifikation gewählt.

Robustheit bei Variation der Betriebsparameter

Zur Erfassung der Sensitivitäten ist der für die Systemidentifikation vorgestellte Versuchsplan nicht ausreichend, da aufgrund der geringen Anzahl an Punkten nichtlineare Verläufe der betrachteten Größen nicht erfasst werden. Zur Untersuchung der Sensitivitäten und zur Erfassung der nichtlinearen Verläufe der Robustheitsgrößen wird ein mehrstufiger Versuchsplan gewählt [85]. Der Aufwand steigt dabei aufgrund der steigenden Anzahl von notwendigen Versuchen mit der Anzahl der definierten Stufen an. Abbildung 5.4 zeigt zum Vergleich die Anzahl von Versuchen in Abhängigkeit der Faktoren und der gewählten Anzahl an Stufen pro Parameter. Bei drei Parametern sind bei zwei Faktoren acht Versuche, bei fünf Faktoren 125 und bei zehn Faktoren bereits 1000 Versuche für eine vollfaktorielle Betrachtung durchzuführen.

Für die folgende Untersuchung der Robustheit werden die betrachteten Betriebsparameter auf den Bremsdruck und die Temperatur eingeschränkt. Dies ermöglicht die Anwendung des in Abbildung 5.5 dargestellten vollfaktoriellen Versuchsplan.

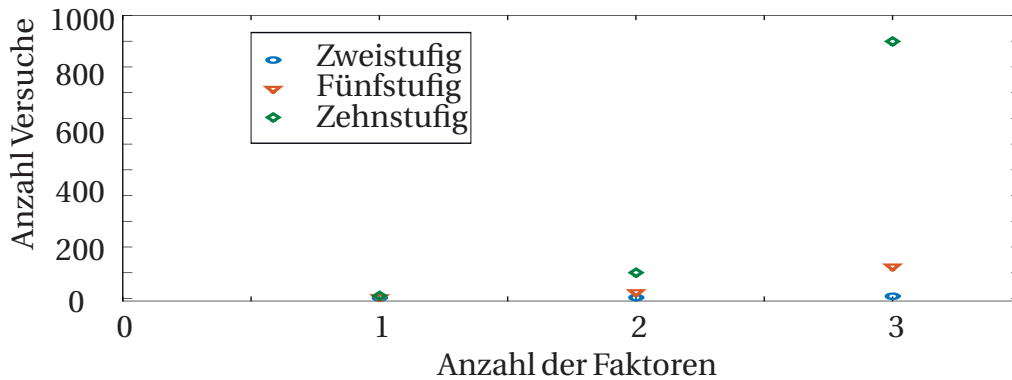


Abbildung 5.4: Anzahl der Versuche in Abhängigkeit der Anzahl der Stufen

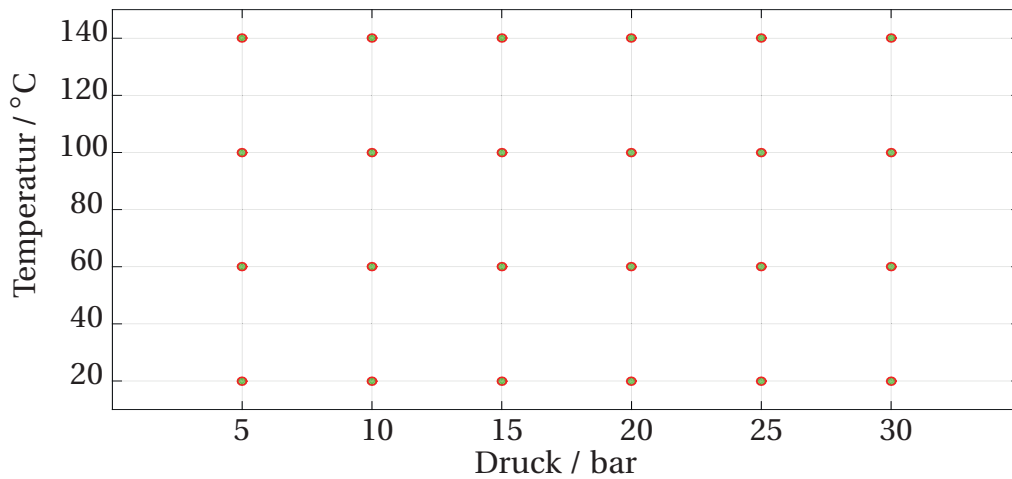


Abbildung 5.5: Vollfaktorieller Versuchsplan der Robustheitsuntersuchung für zwei Betriebsparameter

5.3 Ergebnisse

Die Ergebnisse der Untersuchung sind analog des Versuchsplans in drei Teile unterstrukturiert. Der erste Teil zeigt die Ergebnisse der optionalen Systemidentifikation. Der zweite Teil zeigt die Ergebnisse der Validierung des Ansatzes. Die folgenden Teile beinhalten die Ergebnisse der Untersuchung der Robustheit, die wiederum in die Robustheit bei konstanten Betriebsparametern und die Robustheit bei Variation der Betriebsparameter unterteilt werden.

Wie bereits in 3.7 beschrieben, ist eine Bestimmung der Dämpfung aufgrund des nichtlinearen Systemverhaltens nicht für alle Moden möglich. Zur Auswertung der Ergebnisse und zur Bewertung der Robustheit wird in der folgenden Auswertung deshalb ausschließlich die Amplitude der CMIF betrachtet.

5.3.1 Systemidentifikation

Die Abbildung 5.6 zeigt eine Übersicht aller CMIF der 15 Messungen im Vergleich zu den Ergebnissen des SAE-J 2521 Matrix-Tests.

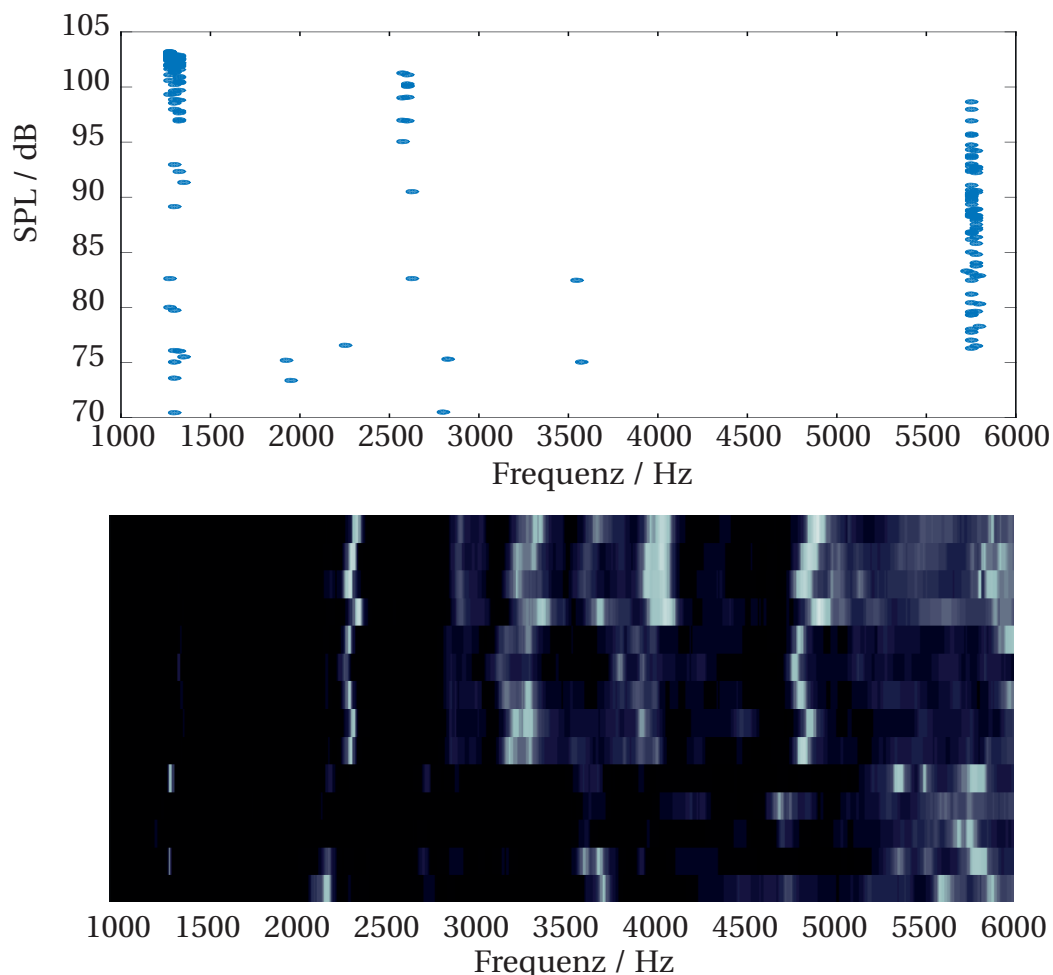


Abbildung 5.6: Ergebnisse des SAE-J 2521 (oben) und CMIF der 15 Messungen zur Systemidentifikation (unten)

Der Vergleich der CMIF mit den Ergebnissen des Matrix-Tests zeigt, dass für die Geräuschereignisse außer für die Ereignisse bei ca. 2,6 kHz auch Resonanzstellen in den berechneten CMIF identifiziert werden. Die fehlende Resonanzstelle kann durch die im Vergleich zum Matrix-Test geringere Auflösung des Parameterraums durch das FCCCD-Verfahren erklärt werden. Durch die Erhöhung der Anzahl der Versuche wird bei der Systemidentifikation eine bessere Abtastung des Parameterraums erreicht, um auch lokal begrenzt auftretende Moden zu identifizieren und eine Verbesserung der Korrelation zu den Ergebnissen des SAE-J Matrix Tests zu erzielen. Der Vorteil

der beschriebenen Systemidentifikation im Vergleich zu den Matrix-Tests liegt in einer kurzen Versuchsdauer. Während beispielsweise der SAE-J 2521 Matrix-Test abhängig von der verwendeten Bremsenspezifikation ca. zwei Tage in Anspruch nimmt, benötigt die Durchführung der Systemidentifikation mit 15 Messungen ca. eine Stunde. Auch bei einer Erhöhung der Anzahl der Parameterpunkte der Vorteil der kurzen Dauer der Messung gegeben.

5.3.2 Versuche zur Validierung des Ansatzes

Für das ausgewählte System wird im Rahmen der Untersuchung nur ein Parameterbereich mit reproduzierbaren Geräuscheignissen identifiziert. Im betrachteten Parameterbereich wird bei einer Umgebungstemperatur von 24 °C und einer Drehzahl von 36 U/min² ein Bremsdruck-Bereich von 19 bar bis 25 bar identifiziert, in dem reproduzierbar Bremsgeräusche auftreten. Die Sensitivitäten bezüglich der anderen Betriebsparameter sind im betrachteten Fall gering, weshalb die Parametervariation auf den Bremsdruck beschränkt wird. Der Bremsdruck wird, ausgehend von 14 bar, in 1 bar Schritten gesteigert. Ab 19 bar treten reproduzierbar selbsterregte Zustände auf, die zu hörbaren Bremsgeräuschen führen. Da das System in diesem Zustand selbsterregt monofrequent mit der Grenzyklfrequenz antwortet, ist eine Messung der Übertragungsfunktion nicht möglich.

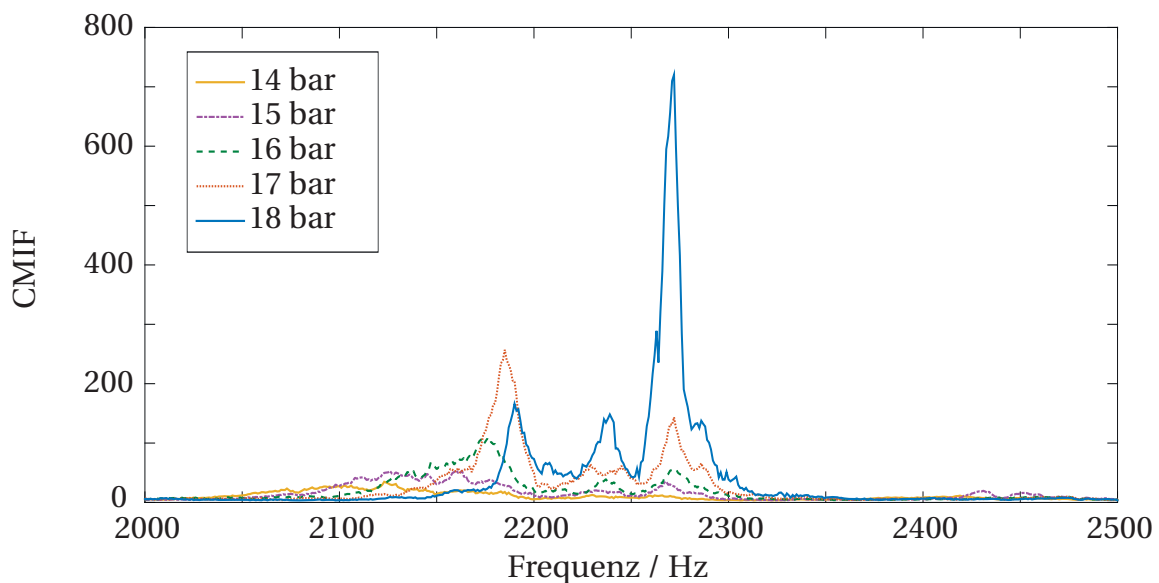


Abbildung 5.7: Verlauf der CMIFs bei Variation des Bremsdrucks in Richtung der Stabilitätsgrenze

²Entspricht einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 5 km/h

Die CMIF aus den Messungen bei den fünf gemessenen Bremsdruckstufen sind in Abbildung 5.7 dargestellt. Die Ergebnisse zeigen deutlich die Zunahme der Amplituden bei Variation des Betriebspunktes in Richtung der Stabilitätsgrenze. Des Weiteren ist zu erkennen, dass im betrachteten Frequenzbereich ab einem Bremsdruck von 16 bar drei Moden aus der CMIF identifiziert werden. Bei der Mode mit der höchsten Resonanzfrequenz ist eine Zunahme der Amplituden mit Zunahme des Bremsdrucks zu beobachten. Die Amplituden der dominierenden Mode bei den einzelnen Bremsdruckstufen sind in Abbildung 5.8 dargestellt.

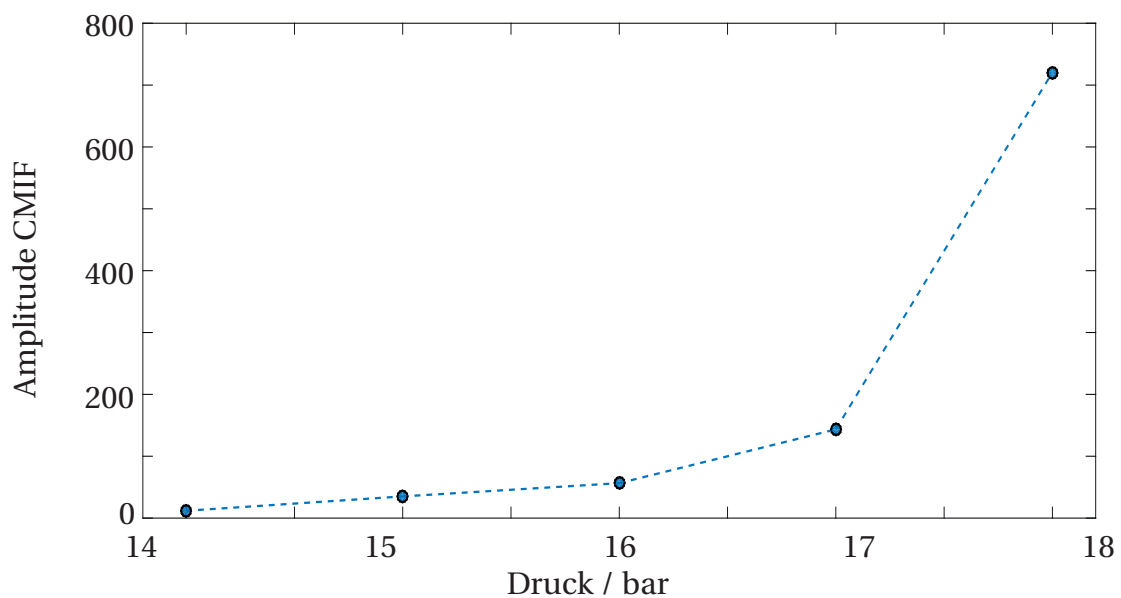


Abbildung 5.8: Verlauf der Amplituden der Mode über den Bremsdruck

5.3.3 Ergebnisse der Untersuchung der Robustheit

Die Untersuchung der Robustheit erfolgt durch Anwendung der in Kapitel 3 entwickelten Prüfprozedur durch Anwendung des definierten Versuchsplans. Die Darstellung der Ergebnisse erfolgt analog der Unterstruktur des Versuchsplans in zwei Teilen. Hierbei beinhaltet der erste Teil die Ergebnisse der Untersuchung bei konstanten Betriebsparametern und der zweite Teil die Ergebnisse der Untersuchung des Einflusses der Betriebsparameter.

Robustheit bei konstanten Betriebsparametern

Zur Bewertung der Robustheit bei gleichen Betriebsparametern werden, wie im Versuchsplan definiert, zehn Wiederholungsmessungen durchgeführt. Die CMIF des Systems mit dem Halter Nr.2 und dem ECE-Bremsbelag ist in Abbildung 5.9 für den Parameterpunkt bei einer Temperatur von 20 °C und 30 bar Bremsdruck dargestellt. Anhand der Spitzen in der CMIF werden die Resonanzstellen der Moden des Systems ermittelt.

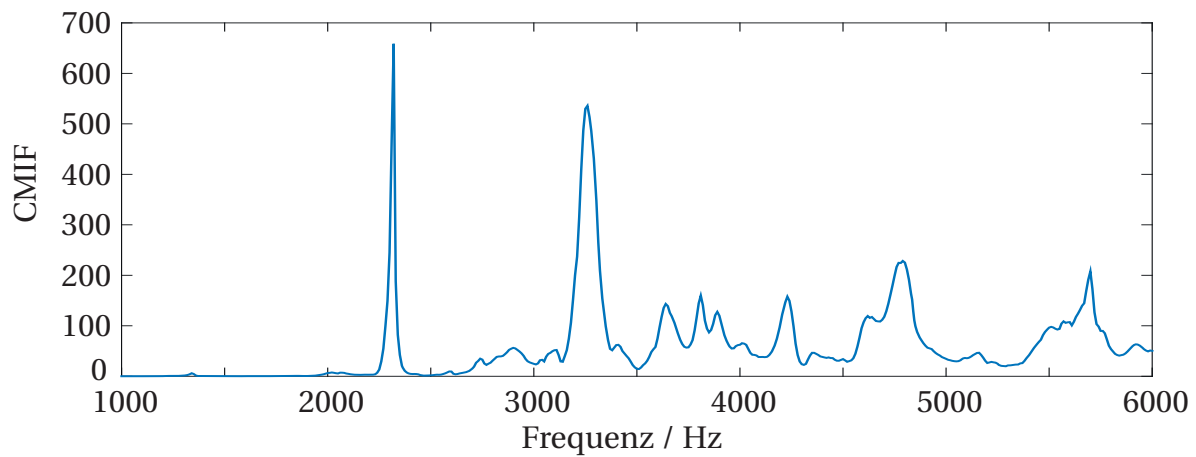


Abbildung 5.9: Gemittelte CMIF aus den zehn Wiederholungsmessungen bei 20 °C und 30 bar

Als Ergebnisse der Wiederholungsmessung sind in Abbildung 5.10 die CMIF der ersten fünf Messungen dargestellt. Für die Bewertung der Robustheit werden beispielhaft fünf Moden des Systems ausgewählt.

Anhand der ausgewählten Moden werden die definierten Robustheitsgrößen Resonanzfrequenz und Amplitude CMIF bei der Resonanzfrequenz ermittelt. Auf Basis der ermittelten Frequenzen und Amplituden werden für die betrachteten Moden der Mittelwert nach Gleichung 5.1, die maximalen Abweichungen vom Mittelwert nach Gleichung 5.2 sowie die Standardabweichung nach Gleichung 5.3 berechnet.

$$\bar{x} = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k (x_j) \quad (5.1)$$

$$\Delta x_{max} = \max(x_j - (\bar{x})) \quad (5.2)$$

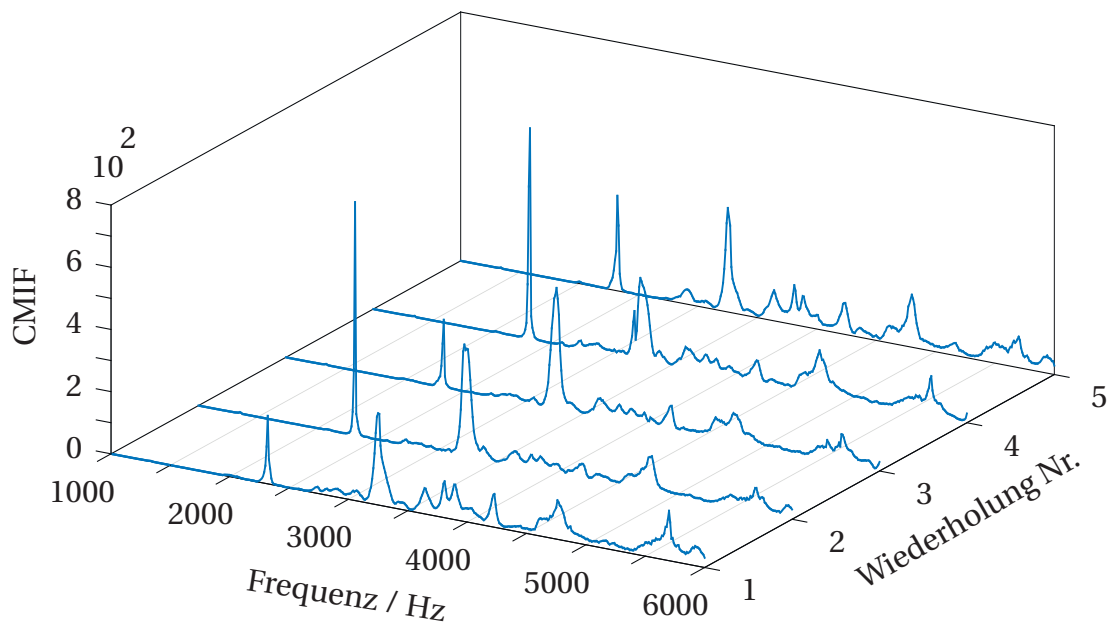


Abbildung 5.10: CMIF der Wiederholungsmessungen der Variante ECE und Halter Nr.2 bei 20 ° C 30 Bar

$$\sigma(x_j) = \sqrt{\frac{1}{k-1} \sum_{j=1}^k (x_j - \bar{x})^2} \quad (5.3)$$

Die zur Bewertung der Robustheit ausgewählten Moden sind in Tabelle 5.1 aufgeführt.

Mode Nr.	Frequenz / Hz
1	2320
2	3260
3	4230
4	4790
5	5700

Tabelle 5.1: Resonanzfrequenzen der ausgewählten Moden

Als Ergebnis der Berechnung sind zum Vergleich in den Abbildungen 5.11 und 5.12 der Mittelwert sowie die maximale Abweichung vom Mittelwert für die Resonanzfrequenz bzw. die Amplitude der CMIF der ausgewählten Moden dargestellt.

5 Experimentelle Untersuchungen

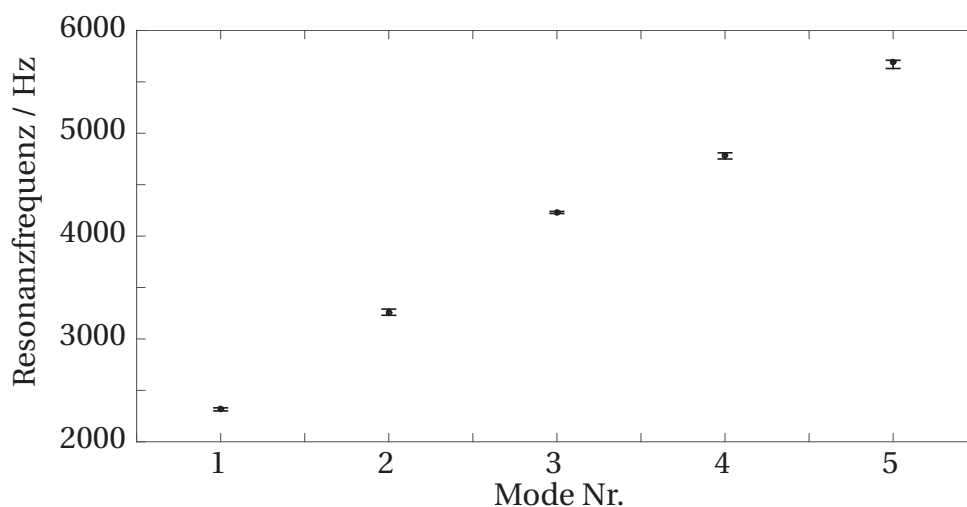


Abbildung 5.11: Mittelwert und maximale Abweichungen vom Mittelwert der Resonanzfrequenzen

Die Betrachtung der Absolutwerte bei den Frequenzen zeigt die Schwierigkeit, die Moden oder Systeme aufgrund der geringen relativen Abweichungen in einem großen Frequenzbereich zu vergleichen. Abbildung 5.13 zeigt eine Darstellung, die für diesen Vergleich besser geeignet ist. Die Betrachtung der Absolutwerte der Amplituden zeigt im Gegensatz zu den Resonanzfrequenzen höhere relative Abweichungen und ermöglicht einen Vergleich sowie die Bewertung der Robustheit der unterschiedlichen Moden. Aus der Abbildung 5.12 wird zum Beispiel die erste Mode als Mode mit den größten Abweichungen vom Mittelwert identifiziert und ist somit die Mode mit der geringsten Robustheit.

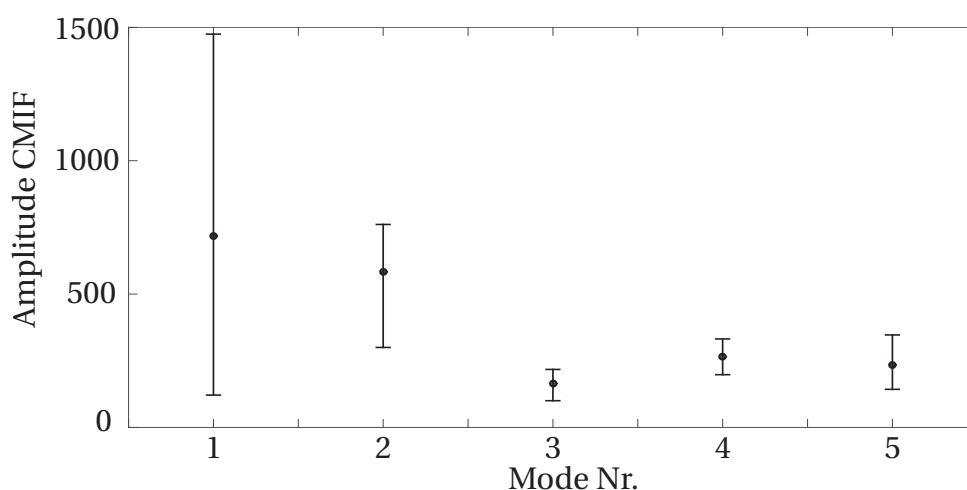


Abbildung 5.12: Mittelwert und maximale Abweichungen vom Mittelwert der Amplituden der CMIF

Eine weitere Darstellung zeigt Abbildung 5.13, mit den Werten für die maximalen Abweichungen von den Mittelwerten der Frequenzen bzw. der Amplituden der CMIF auf der X-Achse bzw. der Y-Achse. Es werden wiederum die Moden aus 5.1 betrachtet und es erfolgt zum Vergleich die Darstellung der absoluten sowie der relativen Abweichungen.

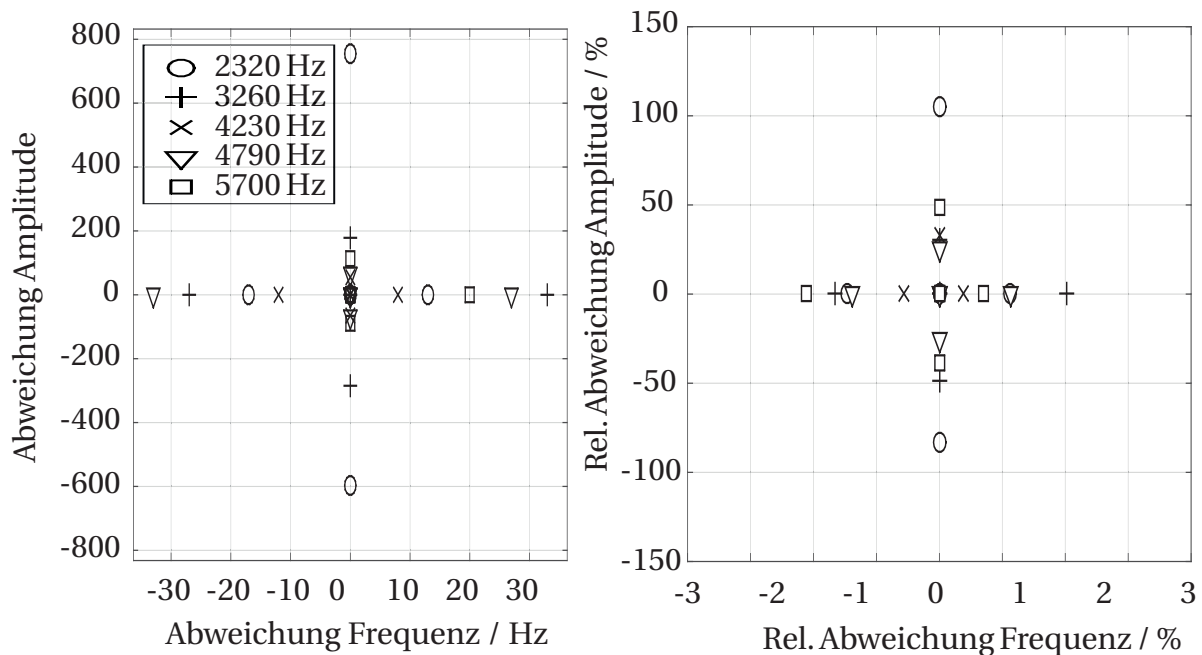


Abbildung 5.13: Vergleich der absoluten Abweichungen (links) und der relativen Abweichungen (rechts) der ausgesuchten Moden bei 20 ° C und 30 bar. Variante ECE-Belag mit modifiziertem Halter

Die Darstellung 5.13 ermöglicht den Vergleich der Robustheit der verschiedenen Moden durch Betrachtung der maximalen Abweichungen der Frequenz und der Amplitude. Bei der betrachteten Variante des Systems mit dem Halter Nr.2 und dem ECE-Bremsbelag ist zu erkennen, dass die Abweichungen der Amplituden im Vergleich zu den Abweichungen der Frequenzen sowohl bei der absoluten als auch bei der relativen Betrachtung größere Abweichungen aufzeigen.

Vergleich der Robustheit bei unterschiedlichen Betriebspunkten

Die zuvor ermittelten Werte sind nur für einen bestimmten Punkt im Parameterraum bestimmt. Die Übertragbarkeit der Werte für alle weiteren Punkte im Parameterraum ist demnach nicht gegeben. Zur Überprüfung des Einflusses der Betriebsparameter

5 Experimentelle Untersuchungen

werden für die Variante mit dem ECE-Belag und dem modifizierten Träger die Wiederholungsmessungen beispielhaft an einem zweiten Betriebspunkt bei einer Temperatur von 80 °C und 18 bar Bremsdruck durchgeführt. Der Vergleich der Ergebnisse der zwei Parameterpunkte ist in Abbildung 5.14 dargestellt.

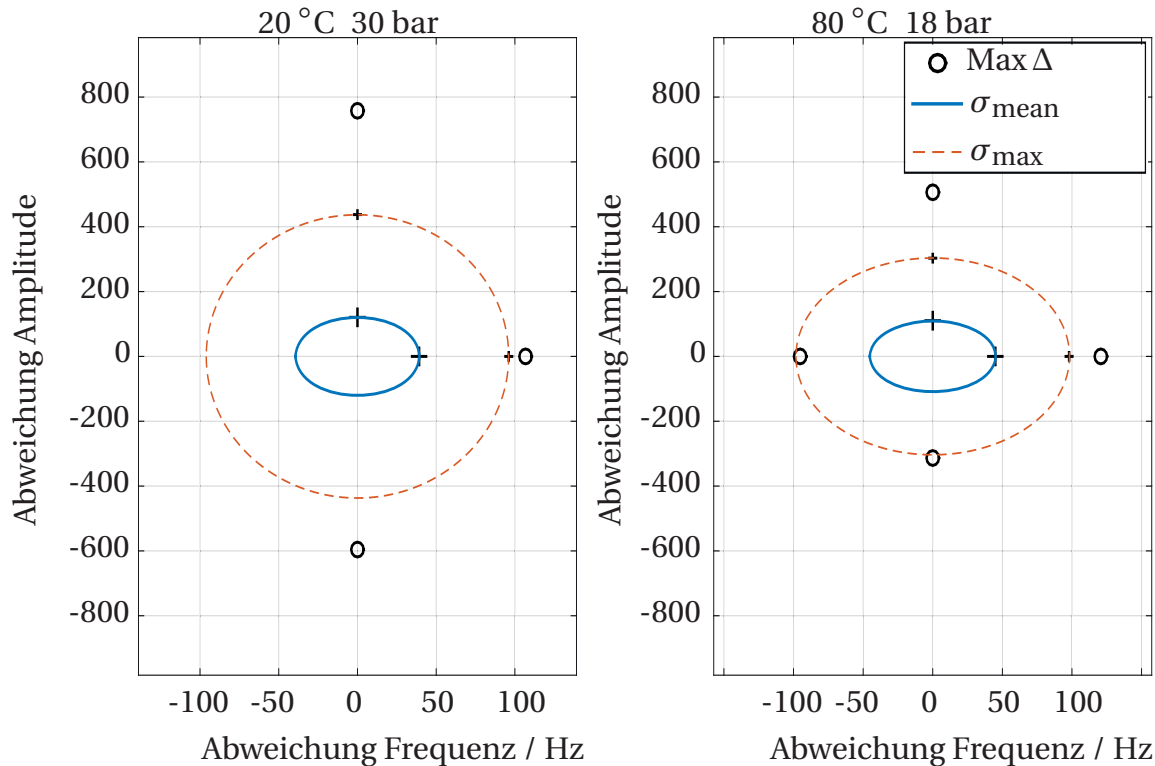


Abbildung 5.14: Vergleich der Robustheit bei unterschiedlichen Betriebspunkten. 20 °C und 30 bar (links) und 80 °C und 18 bar (rechts)

Dargestellt sind jeweils die maximalen Abweichungen vom Mittelwert Δx_{max} , der Mittelwert der Standardabweichungen der einzelnen Moden nach Gleichung 5.4 sowie der Maximalwert der Standardabweichungen nach Gleichung 5.5. Für den Vergleich werden alle identifizierten Resonanzstellen des Systems betrachtet.

$$\sigma_{\text{mean}} = \frac{1}{k} \sum_{j=1}^k (\sigma_j) \quad (5.4)$$

$$\sigma_{\text{max}} = \max(\sigma_j) \quad (5.5)$$

Anhand der Darstellung ist zu erkennen, dass sich beim Vergleich der beiden Betriebspunkte sowohl die maximalen Abweichungen als auch die Mittelwerte der Standard-

abweichung ändern. Bei den Ergebnissen bei 18 bar und 80 °C sind im Vergleich mit den Ergebnissen bei 30 bar und 20 °C einerseits die Abweichungen der Amplitude geringer, andererseits die Abweichungen der Frequenz höher.

Der Vergleich bestätigt die Annahme, dass die für einen Betriebspunkt ermittelten Werte für die Robustheit nicht auf den restlichen Parameterbereich übertragen werden können. Für die globale Bewertung der Robustheit eines Systems sind die Wiederholungsmessungen bei weiteren Punkten im Parameterraum durchzuführen.

Aufgrund der steigenden Versuchsdauer mit steigender Anzahl an Versuchen konzentriert sich die weitere Untersuchung auf die Bewertung der Robustheit in ausgewählten Betriebspunkten. Zur gesamtheitlichen Bewertung der Robustheit eines Systems ist die gleiche Vorgehensweise mit einem Versuchsplan, der den Betriebsparameterbereich abdeckt, anzuwenden.

Vergleich der Robustheit unterschiedlicher Systeme

Zum Vergleich der Robustheit unterschiedlicher Systeme erfolgt die Untersuchung der Robustheit der in Kapitel 5.1 vorgestellten Varianten. Abbildung 5.15 zeigt die Indikatorfunktionen für die verschiedenen Varianten bei 30 bar und 20 °C.

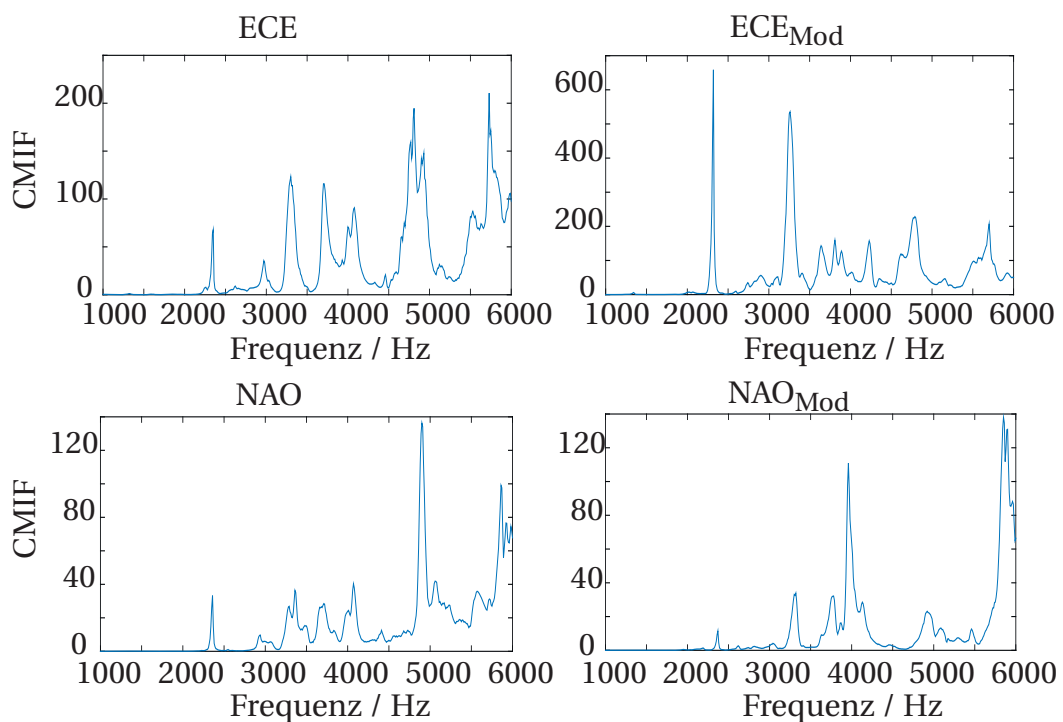


Abbildung 5.15: Darstellung der CMIF der verschiedenen Varianten bei 20 °C und 30 bar

5 Experimentelle Untersuchungen

Der Vergleich der Indikatorfunktionen zeigt die Einflüsse der Bremsbelagzusammensetzung sowie der Strukturmodifikation in Form von Verschiebungen der Resonanzfrequenzen sowie Änderungen der Amplituden. Die Abbildung 5.16 zeigt zum Vergleich die Ergebnisse der Robustheitsmessungen der vier Varianten. Dargestellt sind analog der Abbildung 5.14 die maximalen Abweichungen vom Mittelwert Δx_{max} , der Mittelwert der Standardabweichungen der einzelnen Moden und der Maximalwert der Standardabweichungen.

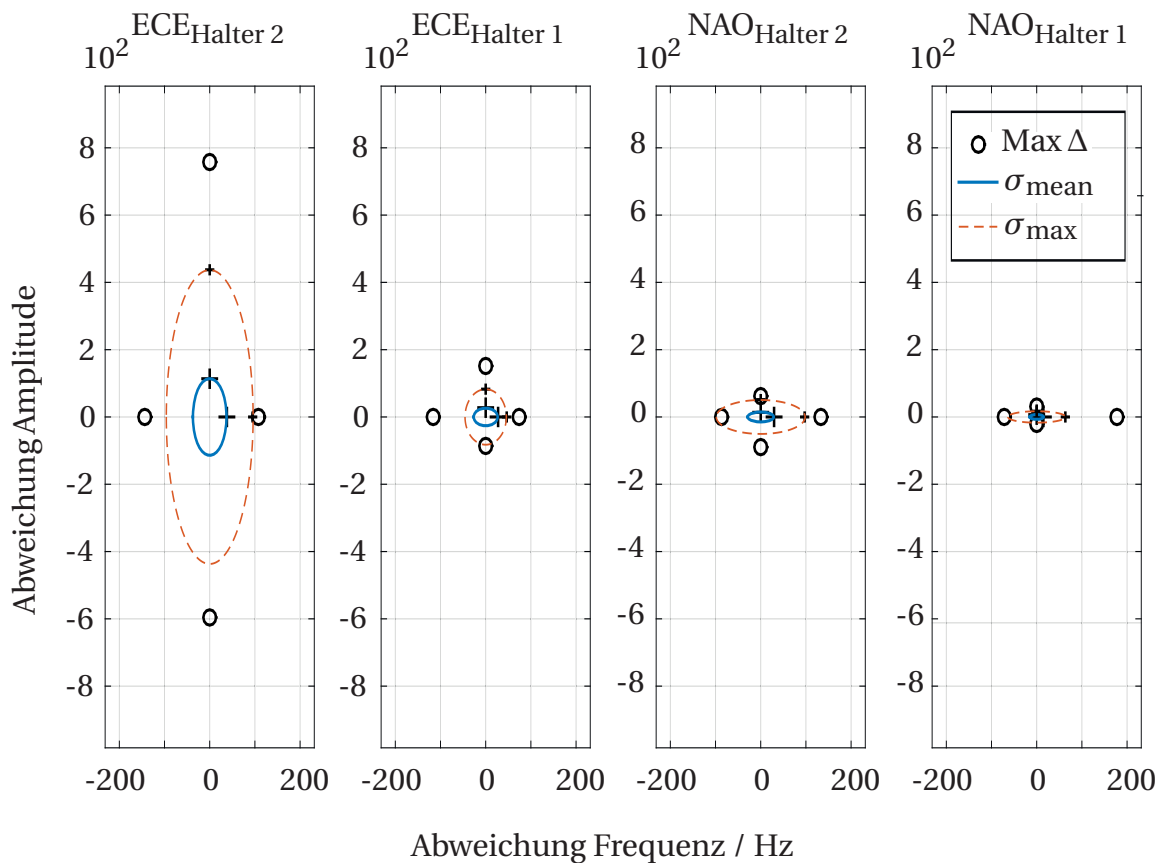


Abbildung 5.16: Vergleich der Robustheitsgrößen der untersuchten Varianten des Bremsystems

Durch den Vergleich der aufgetragenen Größen lässt sich die Robustheit der unterschiedlichen Systeme vergleichen. Nach der Definition der Robustheit aus Kapitel 4 sinkt die Robustheit eines Systems mit zunehmenden Abweichungen der Resonanzfrequenzen und der Amplituden. Der Vergleich der vier Varianten ermöglicht die relative Einordnung der Systeme hinsichtlich ihrer Robustheit. Hierbei ist die Variante mit dem ECE-Bremsbelag und dem Halter Nr.2 als Variante mit der geringsten Robustheit einzuordnen. Die größte Robustheit zeigt die Variante mit dem NAO-Bremsbelag und dem Halter Nr.1.

Robustheit bei Variation der Betriebsparameter

Der Einfluss der Betriebsparameter auf die Robustheitsgrößen wird anhand des vollfaktoriellen Versuchsplans aus 5.2.4 ermittelt. Es werden 24 Messungen, bestehend aus der in 5.5 dargestellten Matrix mit unterschiedlichen Bremsdrücken und Temperaturen, durchgeführt. Für jede Messung werden die Resonanzstellen des Systems aus den CMIF ermittelt und für jede identifizierte Mode die Resonanzfrequenz und die Amplitude bestimmt. Zur Bewertung des Einflusses der Betriebsparameter und zur Erfassung der Sensitivitäten wird die Amplitude der CMIF für jede Mode ausgewertet. In Abbildung 5.17 sind die Amplituden für die Mode bei 2190 Hz der Untersuchung der NAO-Variante dargestellt.

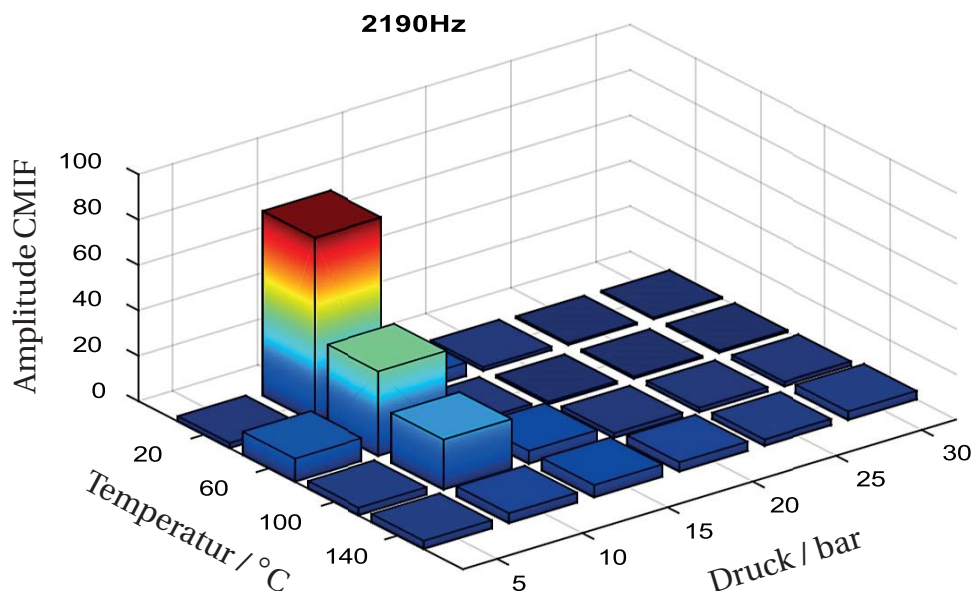


Abbildung 5.17: Amplituden der CMIF der Mode bei 2190 Hz für die unterschiedlichen Parameter

Um die Signifikanz des Einflusses der Variation der Betriebsparameter auf die Robustheitsgrößen nachzuweisen, sind bei der Betrachtung der Amplituden die zuvor ermittelten Abweichungen bei gleichen Betriebsparametern zu berücksichtigen. Die maximalen Abweichungen der Robustheitsgrößen bei konstanten Betriebsparametern der betrachteten NAO-Varianten sind für alle identifizierten Moden in Abbildung 5.18 dargestellt. Der eindeutige Einfluss der Betriebsparameter ist demnach nur nachgewiesen, wenn die maximalen Abweichungen aus der Betrachtung mit gleichen Betriebsparametern für die betrachtete Mode überschritten wird. Bei Betrachtung

5 Experimentelle Untersuchungen

der ersten Mode bei ca. 2190 Hz ergibt der Vergleich der Abweichungen, dass die im Rahmen der Parametervariationen ermittelten Abweichungen mit ca. 700 %, die Abweichungen bei konstanten Betriebsparametern von ca. 30 % deutlich übersteigen. Für die erste Mode ist demnach der Einfluss der Betriebsparameter auf die Amplituden der CMIF signifikant. Die Differenzen in den Amplituden sind demnach durch die Variation der Betriebsparameter bedingt.

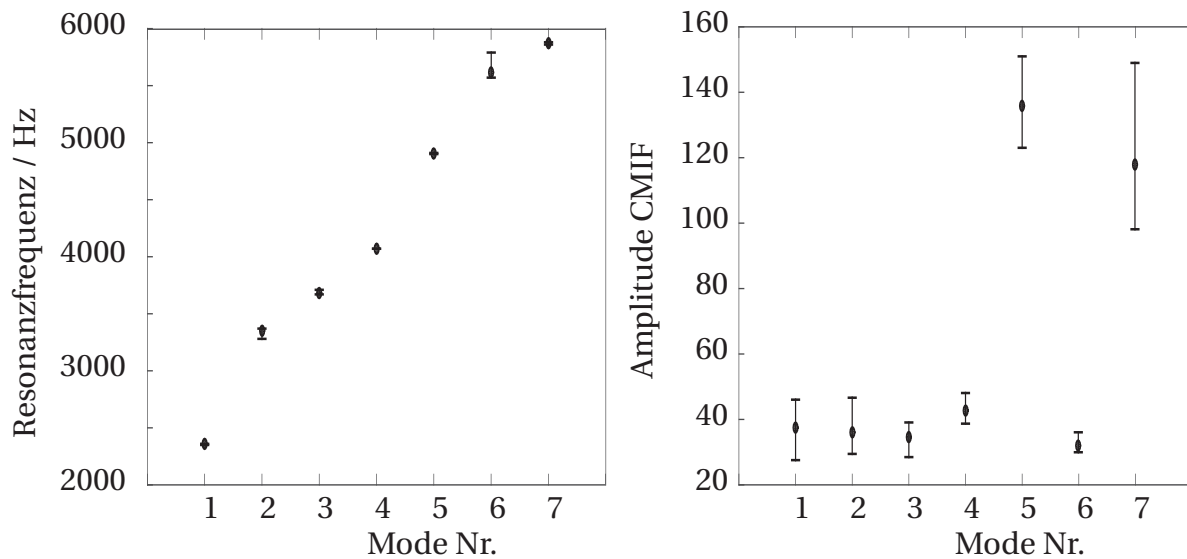


Abbildung 5.18: Ergebnisse der Robustheitsbetrachtung bei konstanten Betriebsparametern für die NAO-Variante

Bei Betrachtung der Amplituden in Abbildung 5.17 wird deutlich, dass die maximalen Amplituden nur in einem Teilbereich bei einem Bremsdruck von 10 bar auftreten. Dies lässt auf eine Sensitivität hinsichtlich des Bremsdrucks schließen. Des Weiteren ist eine Zunahme der Amplituden mit abnehmender Temperatur bei der kritischen Bremsdruckstufe von 10 bar zu beobachten.

Zur Ermittlung der Sensitivitäten erfolgt die Berechnung der Gradienten. Mit der allgemeinen Definition des Gradienten einer Funktion f mit n - Variablen x_1, \dots, x_n aus [56]:

$$\text{grad } f = \left(\frac{\partial f}{\partial x_1}, \frac{\partial f}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial f}{\partial x_n} \right) \quad (5.6)$$

ergibt sich der Gradient der Amplituden der CMIF \hat{a}_{CMIF} mit den Variablen Bremsdruck und Temperatur in Gleichung 5.7:

$$\text{grad } \hat{a}_{\text{CMIF}} = \left(\frac{\partial \hat{a}_{\text{CMIF}}}{\partial p}, \frac{\partial \hat{a}_{\text{CMIF}}}{\partial T} \right). \quad (5.7)$$

In Abbildung 5.19 ist zusätzlich zu den Amplituden das Ergebnis der Berechnung der Gradienten dargestellt. Anhand der Gradienten werden die Sensitivitäten sowie lokale Beschränkungen der kritischen Bereiche erkennbar. Die aus Abbildung 5.17 abgeleiteten Annahmen bezüglich der Sensitivitäten werden mithilfe der Betrachtung der Gradienten bestätigt.

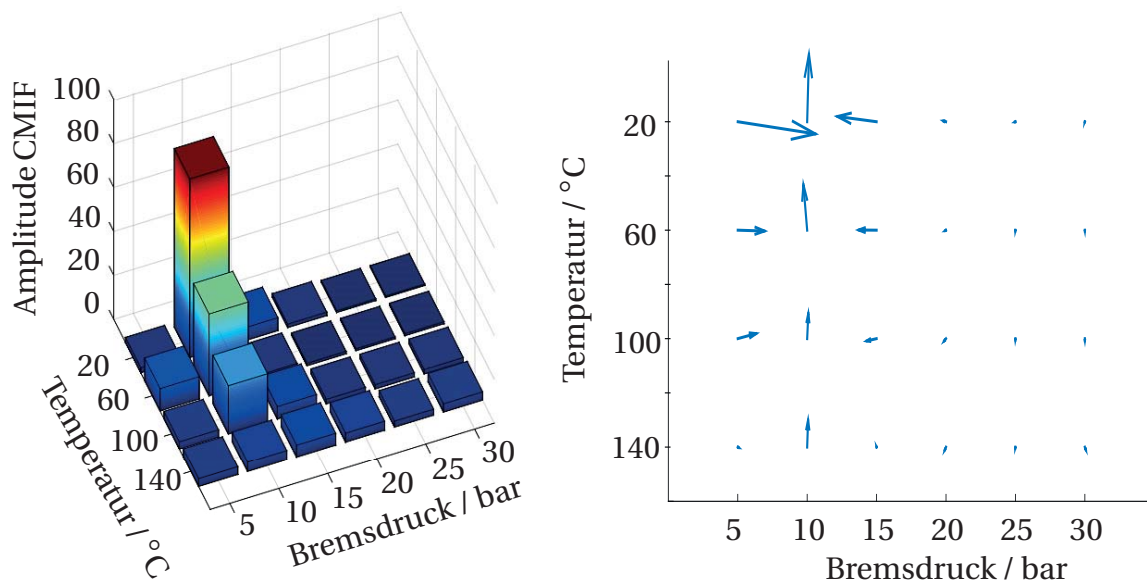


Abbildung 5.19: Amplituden der CMIF (links) und berechnete Gradienten (rechts)

Zum Vergleich der Einflüsse der unterschiedlichen Betriebsparameter werden die maximalen Differenzen der Amplituden der CMIF (Δ) entlang der höchsten Gradienten betrachtet. Ausgangspunkt ist das Maximum der Amplituden bei 10 bar und 20 °C. Abbildung 5.20 zeigt auf der linken Seite die zwei Pfade für die, die Δ der Amplitude berechnet werden und auf der rechten Seite die Ergebnisse der Berechnung. Die Darstellung ermöglicht den Vergleich der Sensitivitäten gegenüber den unterschiedlichen Parametern. Im betrachteten Fall wird eine höhere Sensitivität gegenüber dem Bremsdruck als gegenüber der Temperatur deutlich.

Für das Auftreten von Bremsenquietschen bedeutet dies, dass für die betrachtete Mode nur in dem identifizierten, eingeschränkten Druck- und Temperaturbereich Geräuschereignisse zu erwarten sind. Im Umkehrschluss ist die Mode durch die beiden Betriebsparameter beeinflussbar, um beispielsweise die Geräuschhäufigkeit durch eine Verschiebung des Betriebspunktes zu anderen Bremsdrücken zu reduzieren.

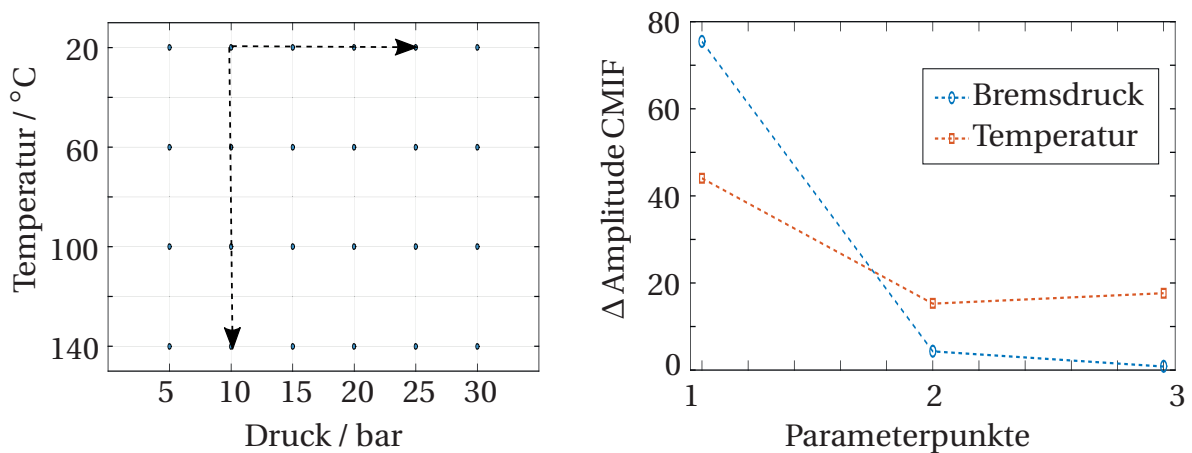


Abbildung 5.20: Pfade maximaler Gradienten zur Berechnung der Δ der Amplituden (links) und Vergleich der Δ für die Varianten des Drucks und der Temperatur (rechts)

Gleichzeitig bedeutet dies eine geringe Robustheit des Systems gegenüber den gewählten Betriebsparametern. Werden für den vorliegenden Fall anstatt der Verschiebung des Betriebspunkts Strukturmodifikationen zur Reduzierung der Geräuschhäufigkeit gewählt, ist die erneute Ermittlung der Sensitivitäten für die jeweilige Mode durchzuführen, um die Wirksamkeit der Maßnahme im gesamten Parameterbereich zu überprüfen.

Durch die Betrachtung der Sensitivitäten wird die Bewertung der Wirksamkeit von Abhilfemaßnahmen gegen das Bremsenquietschen möglich. Modifikationen des Systems wie zum Beispiel konstruktive Änderungen sind, auf Basis der vorgestellten Ergebnisse bei einer Mode mit geringen Sensitivitäten gegenüber Änderungen der Betriebsparameter zu wählen. In diesem Fall ist die Wirksamkeit der Maßnahme im gesamten Parameterbereich gegeben. Bei Moden mit einer hohen Sensitivität gegenüber den Betriebsparametern, wie zum Beispiel in Abbildung 5.19 dargestellt, kann diese Sensitivität durch eine Verschiebung des Betriebspunktes genutzt werden, um Modifikationen des Systems zu vermeiden. Die Voraussetzung zur Verschiebung des Betriebspunktes ist die Variabilität in der Bremskraftverteilung. Ein Beispiel hierfür sind Bremssysteme bei Hybridfahrzeugen, bei denen die Bremskraft sowohl von der Radbremse als auch dem Elektromotor aufgebracht wird und die Aufteilung der Anteile variabel ist, wodurch eine Verschiebung des Betriebspunktes möglich wird. Die am Beispiel der Mode bei 2190 Hz ermittelten Sensitivitäten sind nicht auf alle anderen Moden des Systems übertragbar. Die Sensitivitäten sind für jede Mode individuell zu bestimmen. Die Bestimmung der Sensitivitäten erfolgt beispielhaft für sechs ausgesuchte Moden des untersuchten Systems in der NAO-Variante mit Halter Nr.1.

Anhand der Betrachtung der ermittelten Moden des Systems werden unterschiedliche Sensitivitäten auf die Betriebsparameter untersucht. Die Ergebnisse sind in Abbildung 5.21 dargestellt.

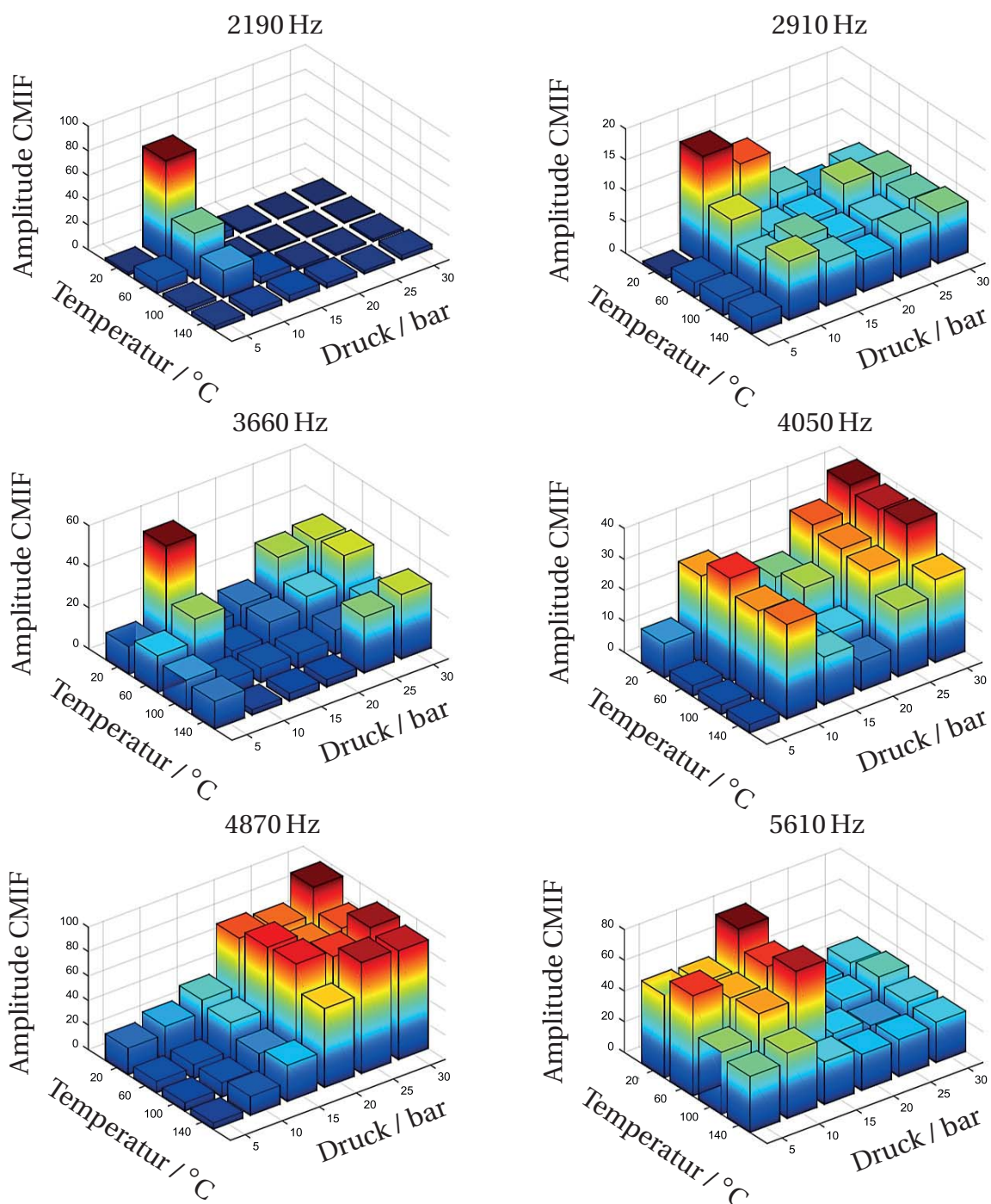


Abbildung 5.21: Vergleich der Ergebnisse der Untersuchung der Sensitivitäten für die verschiedenen Schwingungsmoden des Systems

5 Experimentelle Untersuchungen

Der Vergleich der Ergebnisse für die unterschiedlichen Moden zeigt das Auftreten verschiedener Fälle. Bei den Moden bei 2190 Hz und 2910 Hz sind lokal begrenzt auftretende Überhöhungen der Amplituden und eine im Vergleich mit den anderen Moden hohe Sensitivität gegenüber den Betriebsparametern Bremsdruck und Temperatur zu beobachten. Bei der Mode mit 3660 Hz treten zwei getrennte Bereiche mit hohen Amplituden bei 10 bar und bei 25 bis 30 bar auf. Hierbei zeigt nur der erste Bereich bei 10 bar eine Sensitivität gegenüber der Temperatur, während der zweite Bereich nicht von der Temperaturvariation beeinflusst wird. Die Mode bei 4050 Hz zeigt ebenfalls die Aufteilung in zwei vom Bremsdruck abhängige Bereiche, die beide nicht von der Temperatur beeinflusst werden. Die Moden mit 4870 Hz und 5610 Hz zeigen große Druckbereiche von 20 bis 30 bar bzw. von 5 bis 15 bar, in denen große Amplituden auftreten. Im Vergleich zum Bremsdruck ist die Sensitivität gegenüber der Temperatur bei beiden Moden geringer.

Als Ergebnis des Vergleichs ist zusammenzufassen, dass für die einzelnen Moden unterschiedliche Sensitivitäten ermittelt werden. Bei der Bewertung der Robustheit sind deshalb die Moden des Systems einzeln zu betrachten und zu bewerten. Besonders im Hinblick auf Maßnahmen zur Reduzierung des Bremsenquietschens ist die Robustheit der betroffenen Mode auszuwerten, um die Entscheidung bei der Auswahl der geeigneten Maßnahmen zu erleichtern.

Zusätzlich zur Bewertung der Sensitivitäten der Moden einer Variante eines Systems ist auch der Vergleich unterschiedlicher Varianten möglich. Die Abbildungen 5.22 und 5.23 zeigen beispielhaft den Vergleich der Sensitivitäten von zwei Moden bei 2,3 kHz und 5,9 kHz von zwei Varianten, die sich im Bremsbelagmaterial unterscheiden.

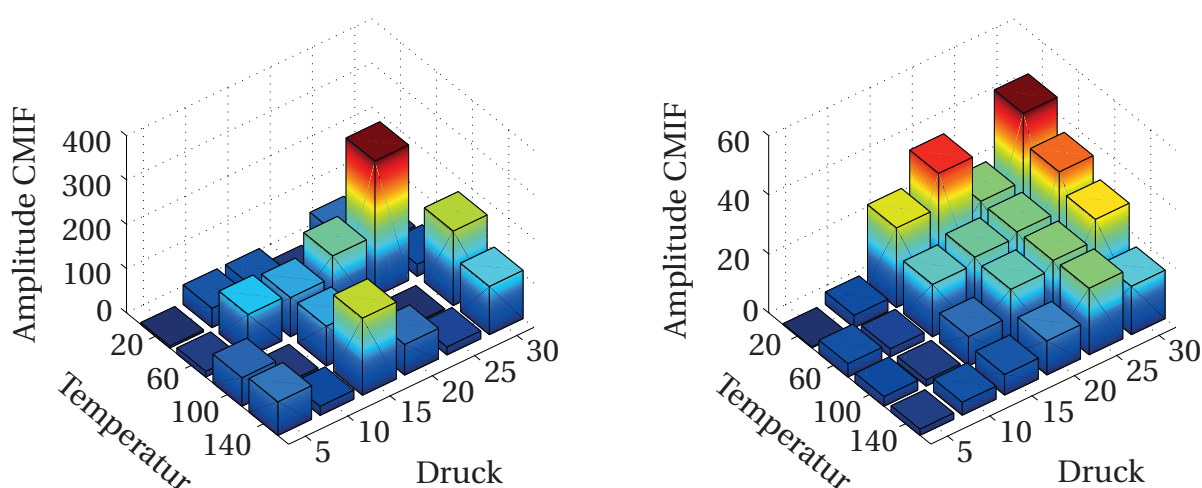


Abbildung 5.22: Vergleich der Sensitivität der Mode bei 2,3 kHz für verschiedene Bremsbelagmaterialien. (links ECE-Belag und rechts NAO-Belag).

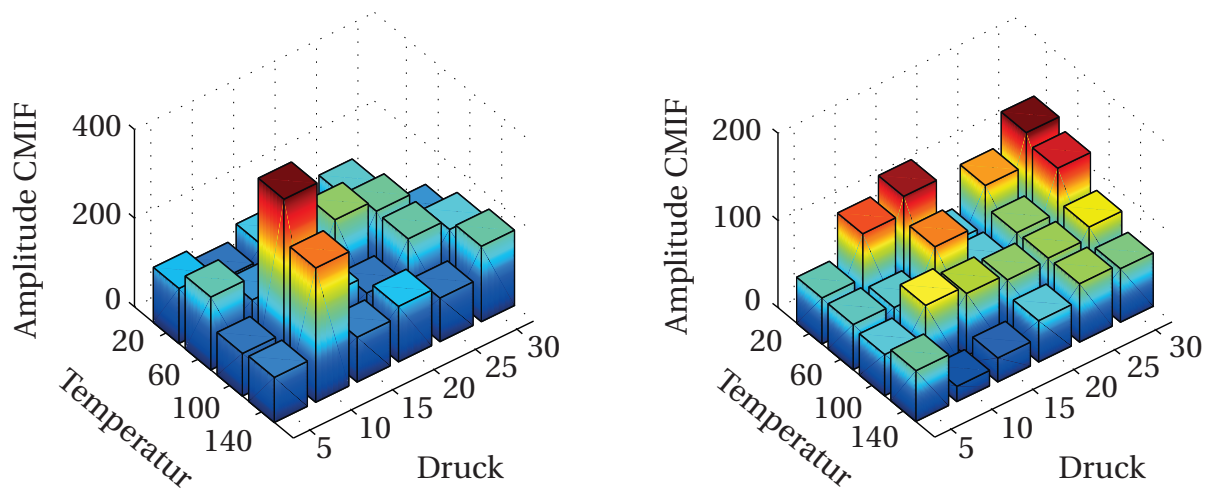


Abbildung 5.23: Vergleich der Sensitivität der Mode bei 5,9 kHz für verschiedene Bremsbelagmaterialien. (links ECE-Belag und rechts NAO-Belag).

Anhand der Abbildung wird deutlich, dass sich die Abhängigkeiten von Betriebsparameter für die beiden Varianten bei der betrachteten Mode deutlich unterscheiden. Aussagen über die Sensitivitäten eines Systems lassen sich demnach bei Modifikationen des Systems nicht übertragen und müssen für die neue Variante erneut bestimmt werden.

5.3.4 Überprüfung der Hypothesen

Hypothese 1: Für das untersuchte System werden bei gleichen Betriebsparametern die gleichen Werte für die Resonanzfrequenz und die Dämpfung für die betrachteten Schwingungsmoden ermittelt.

Ergebnis und Schlussfolgerung: Die Ergebnisse der wiederholten Durchführung der Messung bei gleichen Betriebsparametern in Kapitel 5.3.3 zeigen Schwankungen der robustheitscharakterisierenden Größen für das betrachtete System. Aufgrund der Unsicherheiten bei der Bestimmung der modalen Dämpfung wird die Dämpfung durch die Amplitude der erzwungenen Systemantwort ersetzt. Die Hypothese 1 ist damit falsifiziert. Die Schwankungen der modalen Größen sind beispielsweise durch die Dynamik im Reibkontakt oder durch Änderungen in den Anlagebedingungen in den Fügstellen zu erklären. Ziel der Entwicklung von Radbremsen ist jedoch die Schwankungen klein zu halten und ein robustes, vorhersehbares Systemverhalten zu erreichen.

Hypothese 2: Die Amplitude bei der Resonanzfrequenz einer potentiell instabilen Mode nimmt bei Variation eines stabilitätsbeeinflussenden Parameters in Richtung der Stabilitätsgrenze hin zu.

Ergebnis und Schlussfolgerung: Die Anwendung der entwickelten Methode zur Untersuchung einer reproduzierbaren Geräuschauffälligkeit ist in Kapitel 5.3.2 dargestellt. Die Ergebnisse zeigen eine Zunahme der Amplitude bei Variation der stabilitätsbeeinflussenden Betriebsparameter in Richtung der Stabilitätsgrenze. Die Hypothese 2 wird demnach bestätigt. Der Verlauf der Amplitude bei Variation der Betriebsparameter kann genutzt werden, um kritische Parameterbereiche zu identifizieren, indem Pfade mit zunehmender Amplitude identifiziert und verfolgt werden.

Hypothese 3: Für die Untersuchung kann schwach nichtlineares Systemverhalten angenommen werden und zur Dämpfungsbestimmung aus den FRF ist ein linearer Ansatz möglich.

Ergebnis und Schlussfolgerung: Die Analyse der gemessenen Übertragungsfunktionen und der CMIF des betrachteten Systems zeigen nichtlineares Systemverhalten wie zum Beispiel Asymmetrien der Resonanzspitzen in den FRE. Die Anwendung des RFP-Verfahrens mit linearem Ansatz ergibt, dass die Dämpfungsbestimmung nur mit nicht tolerierbaren Fehlern erfolgt. Die Hypothese 3 ist falsifiziert. Wie bereits in Kapitel 4 beschrieben wird im Rahmen der Arbeit die Notwendigkeit und der Forschungs-

bedarf identifiziert, für das vorliegende nichtlineare Systemverhalten Verfahren zur Ermittlung der modalen Dämpfung zu entwickeln.

Hypothese 4: Die Arbeit der Reibkraft ist in der Nähe eines instabilen Parameterbereiches positiv für die potentiell instabile Mode.

Ergebnis und Schlussfolgerung: Der Vergleich der Übertragungsfunktion und der Arbeit der Reibkraft im Frequenzbereich zeigt, dass die Arbeit für potentiell instabile Moden positiv ausfällt. Für die weiteren aus den FRF identifizierten Systemmoden fällt die Arbeit negativ aus. Die Hypothese 4 ist dadurch bestätigt. Die Arbeit der Reibkraft bietet die Möglichkeit die potentiell instabilen und somit für das Bremsenquietschen relevanten Moden aus der Gesamtheit aller Systemmoden zu identifizieren.



6 Zusammenfassung, Fazit und Ausblick

6.1 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Entwicklung eines Ansatzes zur experimentellen Bestimmung der Robustheit des Schwingungsverhaltens von Radbremsen. Zur Charakterisierung der Neigung von Radbremsen zum Bremsenquietschen wird ein Ansatz, basierend auf den modalen Eigenschaften, genutzt. Schlussendlich dient die Methode der Ermittlung und der Bewertung des Einflusses von Unsicherheiten und Änderung der Betriebsparameter, die das Schwingungsverhalten beeinflussen. Die Entwicklung des Ansatzes zur Bewertung der Robustheit lässt sich dabei in fünf Schritte unterteilen.

Im ersten Schritt erfolgt die Herleitung geeigneter Größen zur Beschreibung des Schwingungsverhaltens von Radbremsen bezüglich des Phänomens des Bremsenquietschens. Mit Hilfe eines Minimalmodells, das die charakteristischen Phänomene des Bremsenquietschens abbildet, werden die modalen Parameter als Größen zur Bewertung der Robustheit abgeleitet und als Messgrößen für die experimentelle Untersuchung definiert.

Zur Erfassung der modalen Parameter von Radbremsen wird im zweiten Schritt eine Prüfmethode auf Basis von Methoden der Modalanalyse entwickelt. Die Methode dient der Erfassung von Übertragungsfunktionen, aus denen die Größen zur Bewertung der Robustheit bestimmt werden. Die Entwicklung der Prüfmethode besteht aus der Entwicklung von spezieller Hardware und der geeigneten Messprozedur. Die Entwicklung der Hardware umfasst zum einen ein Konzept zur Anregung der Radbremse und zum anderen ein Konzept zur Messung der Systemantwort. Die Messprozedur beschreibt die Durchführung der Messungen mit Hilfe der entwickelten Hardware und beinhaltet insbesondere die Ansteuerung des Anregungskonzepts, die Signalverarbeitung und die Auswertung der Ergebnisse.

Die Definition des Robustheitsmaßes erfolgt fußend auf den definierten Messgrößen und den aus der Modellbetrachtung und dem Stand der Technik abgeleiteten Hypothesen. Das Maß für die Robustheit bilden die Abweichungen der modalen Größen

bei gleichen Betriebsparametern. Je geringer die Abweichungen der modalen Parameter desto größer ist die Robustheit eines Systems und je größer die Abweichungen desto geringer die Robustheit.

Basierend auf der Definition des Robustheitsmaßes wird mithilfe eines Versuchsplans eine Strategie entwickelt, die den relevanten Betriebsparameterraum abdeckt und die Abhängigkeit der definierten Größen von den Betriebsbedingungen berücksichtigt. Der entwickelte Versuchsplan besteht aus einem Teil zur Validierung des Ansatzes, der einmalig durchgeführt wird und aus drei Teilen zur Untersuchung und Bewertung der Robustheit. Die Struktur der Untersuchung der Robustheit wird aus den Einflussgrößen auf die Robustheit abgeleitet. Diese bestehen aus den Unsicherheiten auf der einen Seite und dem Einfluss der Betriebsparameter auf die Systemeigenschaften auf der anderen Seite. Beispiele für Unsicherheiten sind Produktionstoleranzen, wechselnde Bedingungen in den Anlage- und Fügestellen oder die Dynamik im Reibkontakt.

Anhand des Versuchsplans erfolgt die Untersuchung eines ausgewählten Systems mit vier Varianten. Die Beschreibung der Robustheit erfolgt hier für jede Mode des Gesamtsystems individuell. Durch die Betrachtung der maximalen Abweichungen sowie der Standardabweichungen wird für jedes System bzw. für jede Variante ein Robustheitsmaß darstellbar. Einflussgrößen auf die Robustheit wie zum Beispiel die Wahl des Betriebspunkts, unterschiedliche konstruktive Eigenschaften oder unterschiedliche Materialien werden anhand von Vergleichsmessungen erfasst und bewertet. Insbesondere die Untersuchung einer Matrix von Betriebspunkten ermöglicht das Ermitteln von Sensitivitäten gegenüber den Betriebsparametern Bremsdruck, Temperatur und Fahrzeuggeschwindigkeit bzw. Drehzahl der Bremsscheibe.

6.2 Fazit

Die in der Arbeit betrachteten Ansätze gehen zunächst von einem möglichst großen Lösungsraum aus, um anschließend sukzessive die effektivsten Ansätze und Werkzeuge herauszuarbeiten. So werden zum Beispiel Detailansätze wie die Betrachtung der Arbeit der Reibkraft aufgrund des hohen konstruktiven Aufwands und des geringen Zusatznutzens für die Untersuchung der Robustheit verworfen. Die vorgestellte Methode zeigt, dass der Ansatz mit den gewählten Größen geeignet ist, um im Allgemeinen die Robustheit von Strukturen hinsichtlich ihrer Schwingungseigenschaften zu bestimmen. In der vorliegenden Arbeit liegt der Fokus der Anwendung der Methode auf Scheibenbremsen.

Im Vergleich mit den Matrix-Tests ist einer der Hauptvorteile der entwickelten Methode die bessere Charakterisierung des Systems, speziell in frühen Entwicklungsphasen. Maßgeblich für die Nutzung der Methode spricht der geringe Aufwand der Instrumentalisierung und Versuchsdurchführung bei höherem Informationsgewinn. Zusätzlich sind langfristig durch den frühen Einsatz der Methode Einsparungen an Durchführungen der kosten- und zeitintensiven Matrix-Tests möglich. In frühen Entwicklungsstadien sind dabei sowohl gezielt Abhilfemaßnahmen gegen Geräusche als auch die gesamtheitliche Robustheit unterschiedlicher Konzepte bewertbar. Die Hauptvorteile gegenüber den Matrix-Tests liegen dabei in der kurzen Versuchsdauer und im Informationsgehalt jeder Messung. Während bei den Matrix-Tests nur Messungen mit Geräuscheignissen Informationen über kritische Moden enthalten und weiter ausgewertet werden können, enthalten alle Ergebnisse der Messungen mit der vorgestellten Methode Informationen über die Resonanzstellen und die Kritizität der Moden beim jeweiligen Betriebspunkt.

Im Hinblick auf den Entwicklungsprozess von Scheibenbremsen ist der Einsatz in frühen Phasen anzustreben. Hierfür ist ein mögliches Anwendungsszenario die Bewertung unterschiedlicher Bremsenkonzepte, die sich in der konstruktiven Umsetzung des Kraftflusses, der Abstützung der Bremsbeläge sowie den Führungen und Lagerung unterscheiden. Mit Hilfe der Bewertung wird die gezielte Auswahl robuster Bremsenkonzepte in einem frühen Entwicklungsstadium ermöglicht. Gleichzeitig stellt die Nutzung der Bewertung der Robustheit eine Hilfe bei der Auswahl von Abhilfemaßnahmen zur Reduktion der Bremsgeräusche dar und zeigt damit gleichzeitig das Potential zur Steigerung der Effizienz des Entwicklungsprozesses. Als Beispiel hierfür wird in der Arbeit die Nutzung der Bewertung zur Entscheidung zwischen zwei Entwicklungsmaßnahmen, im vorliegenden Fall den konstruktiven Maßnahmen und der Verschiebung des Betriebspunktes, dargestellt.

6.3 Ausblick

Die vorliegende Arbeit stellt die Entwicklung einer experimentellen Methode sowie die beispielhafte Applikation der Methode auf ein ausgesuchtes Radbremsensystem dar. Die Anwendung der Methode auf abweichende Bremsenkonzepte, speziell Konzepte mit unterschiedlichen Kraftflüssen und Abstützungen der Bremsbeläge, stellt hierbei weiteren Untersuchungsbedarf zur Erweiterung der Erkenntnisse über die Robustheit von Radbremsen dar und ist ohne Einschränkung der Methode möglich.

Während die Betrachtung der Amplituden der Systemantwort als charakteristisches Maß Aussagen über die Sensitivitäten bezüglich der Betriebsparameter zulässt, ermöglicht die zusätzliche Betrachtung des Verlaufs der modalen Dämpfung die Quantifizierung des Abstands von der Stabilitätsgrenze. Aufgrund der zu erwarteten systematischen Fehler der in der vorliegenden Arbeit beschriebenen Methoden zur Bestimmung der modalen Dämpfung, konzentriert sich die vorgestellte Methode auf die Nutzung der Amplituden der Systemantworten. An dieser Stelle wird jedoch die Notwendigkeit der Entwicklung einer zuverlässigen Methode zur Bestimmung der Dämpfung bei stark gedämpften, nichtlinearen Moden deutlich, um die Methode in Zukunft zu erweitern und Abstände zu instabilen Parameterbereichen zu quantifizieren.

Die genutzte Messtechnik unterliegt im Hinblick auf ihre Betriebsbedingungen Grenzen, die zu einer Einschränkung des zu untersuchenden Betriebsparameterbereichs und Frequenzbereichs führen. Hierbei bietet der modifizierte Bremskolben weiteres Potential zur Optimierung und zur Ausweitung des untersuchbaren Frequenzbereichs sowie des Betriebstemperaturbereichs. Die Auswahl optimierter Piezokeramiken und die Untersuchung des Einflusses der Vorspannung des Piezoaktuators auf die frequenzabhängige Eigenerwärmung der Keramik sowie die reproduzierbare Einstellung der Vorspannung bieten die Möglichkeit der Erweiterung des Frequenzbereichs für die Untersuchung. Des Weiteren lässt sich beispielsweise durch die Abbildung der realen Kontaktflächen zwischen Bremskolben und Bremsbelag oder die Minimierung der Massendifferenz zwischen Serien- und modifiziertem Kolben die Beeinflussung der dynamischen Eigenschaften des Systems durch die Modifikation des Kolbens weiter reduzieren.



Literaturverzeichnis

- [1] ABU BAKAR, A., H. OUYANG, S. JAMES und L. LI: *Finite element analysis of wear and its effect on squeal generation*. Proc. IMechE Vol. 222 Part D: Journal of Automobile Engineering, 2008.
- [2] AKAY, A.: *Acoustics of friction*. J. Acoust. Soc. Am., 2002.
- [3] ALLEMANG, R. J. und D. L. BROWN: *A Complete Review of the Complex Mode Indicator Function (CMIF) with Applications*. International Conference on Noise and Vibration Engineering (ISMA), 2006.
- [4] ALLGAIER, R.: *Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Bremsenquietschen*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2001.
- [5] ANTEBOTH, S.: *Simulation des elektromechanischen Verhaltens von PZT mit realer Domänenstruktur*. Dissertation, Universität Kassel, 2007.
- [6] BITTNER, U.: *Strukturakustische Optimierung von Axialkolbeneinheiten - Modellbildung, Validierung und topologieoptimierung*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2012.
- [7] BLAU, P. J.: *Friction Science and Technology: From Concepts to Application*. CRC Press, 2008.
- [8] BRAKE, M. R. et al.: *Variability and Repeatability of Jointed Structures with Frictional Interfaces*. Proceedings of the Society for Experimental Mechanics, Dynamics of Coupled Structures S. 245-252, 2014.
- [9] BREUER, B. und K. BILL: *Bremsenhandbuch*. ATZ/ MTZ- Fachbuch Springer Verlag, 2012.
- [10] BRONSTEIN, I. N. et al.: *Taschenbuch der Mathematik*. Verlag Harri Deutsch, 1999.
- [11] CARDONA, A., A. LERUSSE und M. GÉRADIN: *Fast Fourier nonlinear vibration analysis*. Computational Mechanics 22 S. 128-142, 1998.



- [12] CHITTEPU, K.: *Robust Evaluation of Brake Systems Concerned to Squeal Noise Problem*. SAE Symposium on International Automotive Technologie 2011-26-0059, 2011.
- [13] COUDEYRAS, N., J.-J. SINOUE und S. NACIVET: *A new treatment for predicting the self-excited vibrations of nonlinear Systems with frictional interfaces: The Constrained Harmonic Balance Method, with application to disc brake squeal*. Journal of Sound and Vibration 319 S. 1175-1199, 2009.
- [14] DEN HARTOG, J. P.: *Mechanical vibrations*. McGraw-Hill Book Company, 1985.
- [15] DRECHSLER, D. et al.: *Certification Procedure for Mobile Brake Noise Data Logger Systems*. Eurobrake Dresden, 2015.
- [16] DRESIG, H. und F. HOLZWEISSIG: *Maschinendynamik*. Springer Verlag, 2010.
- [17] ERIKSSON, M.: *Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to Squeal*. Comprehensive Summaries of Uppsala Dissertations from the Faculty of Science and Technology 537, 2000.
- [18] ERIKSSON, M. und S. JACOBSON: *Friction behaviour and squeal generation of disc brakes at low speeds*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Volume 215. Part D S. 1245-1256, 2001.
- [19] EWINS, D.: *Modal Testing: theory, practice and application*. Research Studies Press LTD., 2000.
- [20] FIDLIN, A.: *Nonlinear Oscillations in Mechanical Engineering*. Springer Verlag, 2006.
- [21] FLINT, J. und J. HALD: *Traveling Waves in Squealing Disc Brakes Measured with Acoustic Holography*. Proceedings of the 21st Annual SAE Brake Colloquium & Exhibition, 2003.
- [22] FRITZ, G. et al.: *Investigation of the relationship between damping and mode coupling patterns in case of brake squeal*. Journal of Sound and Vibration, Volume 307:591-609, 2007.
- [23] FRITZ, G. et al.: *Robust Stability Analysis of Brake Squeal Based on a Parametric Finite Element Model*. SAE International 2007-01-2263, 2007.
- [24] GASCH, R., K. KNOTHE und R. LIEBICH: *Strukturdynamik*. Springer Verlag, 2012.

- [25] GAUGER, U., M. HANSS und L. GAUL: *On the Inclusion of Uncertain Parameters in Brake Squeal Analysis*. IMAC XXIV Conference & Exposition on Structural Dynamics, 2006.
- [26] GRAMSTAT, S.: *Methoden der in-situ Visualisierung der Reibzonedynamik trockenlaufender Reibpaarungen unter Ergänzung physikalischer und chemischer Charakterisierungen der Reibpartner*. Dissertation, Technische Universität Ilmenau, 2015.
- [27] GRÄBNER, N. et al.: *Nonlinearities in Friction Brake NVH - Experimental and Numerical Studies*. SAE Technical Paper 2014-01-2511, 2014.
- [28] GYGAX, P. E.: *Experimentelle Testprozeduren: Übersicht über Probleme und Verfahren bei Frequenzgangmessungen*. Symposium für Nichtlineare Strukturmechanik ETH Zürich, 1986.
- [29] GÖDECKER, H. et al.: *Steps towards Silent Brake - Rapid Experimental Identification of Brake Squeal States*. Eurobrake, 2013.
- [30] HAGEDORN, P. und D. HOCHLENERT: *Technische Schwingungslehre*. Verlag Harry Deutsch, 2012.
- [31] HAVERKAMP, M.: *Brake Noise Assessment by Means of Vehicle Road Tests Subjective Parameters and Objective Measurement Concepts*. SAE Brake Colloquium Orlando Florida, 2005.
- [32] HETZLER, H.: *Zur Stabilität von Systemen bewegter Kontinua mit Reibkontakten am Beispiel des Bremsenquietschens*. Dissertation, Universität Karlsruhe, 2008.
- [33] HICKS, T. R. und P. D. ATHERTON: *The nanopositioning book: moving and measuring to better than a nanometre*. Bracknell, Berkshire U.K., 1997.
- [34] HILLER, M. B.: *Correlation between Parameters of the Tribosystem and Automotive Disc Brake Squeal*. Dissertation, Universität Paderborn, 2006.
- [35] HISHAM, A.: *On the interdependence between kinetics of friction-released thermal energy and the transition in wear mechanisms during sliding of metallic pairs*. Wear - International Journal on the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear Vol. 254, S. 884-900, 2003.
- [36] HOFFMANN, N., S. BIESER und L. GAUL: *Harmonic Balance and Averaging Techniques for Stick-Slip Limit Cycle Determination in Mode-Coupling Friction Self-Excited Systems*. Technische Mechanik, Band 24 Heft 3-4:185 – 197, 2004.

- [37] HOFFMANN, N. et al.: *A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillations*. Mechanics Research Communications, 29:197–205, 2002.
- [38] HOFFMANN, N. und L. GAUL: *Effects of damping on mode-coupling instability in friction induced oscillations*. ZAMM Z. Angew. Math. Mech. 83, No. 8:524–534, 2003.
- [39] HOFFMANN, N. P.: *Linear stability of steady sliding in point contacts with velocity dependent and LuGre type friction*. Journal of Sound and Vibration, 301:1023–1034, 2007.
- [40] HORNIG, S., D. HOCHLENERT und U. VON WAGNER: *Experimentelle Identifikation viskoelastischer Eigenschaften von Bremsbelägen*. PAMM Proc. Appl. Math. Mech. 10, 749-750, 2011.
- [41] HUNG, C., J. CHUNG und M. DONLEY: *Mode Coupling Phenomenon of Brake Squeal Dynamics*. SAE Technical Paper, (2003-01-1624), 2003.
- [42] HÜLTEN, J.: *Drum Brake Squeal*. Dissertation, Chalmers University of Technology, Göteborg, 1998.
- [43] KHOLKIN, A., N. PERTSEV und A. GOLTSEV: *Piezoelectric and Acoustic Materials for Transducer Applications*, Kap. 2, S. 17–35. Springer, 2008.
- [44] KIM, H. und Y. PARK: *Sensor Placement Guide for Structural Joint Stiffness Model Improvement*. Mechanical Systems and Signal Processing 11 (5) , 651-672, 1997.
- [45] KIM, H.-B., S.-S. LEE und Y.-S. PARK: *Structural Joint Characteristic Identification using Optimal Experiment Design Technique*. IMAC XVI - 16th International Modal Analysis Conference, 1997, 1997.
- [46] KINKAID, N., O. REILLY und P. PAPADOPOULOS: *Automotive disc brake squeal*. Journal of Sound and Vibration, 2002.
- [47] KRUSE, S.: *Ein ganzheitlicher Simulationsansatz zur Vermeidung reiberregter Flatterschwingungen an Reibungsbremsen*. Dissertation, Universität Hamburg-Harburg, 2014.
- [48] KRUSE, S. et al.: *The influence of joints on friction induced vibration in brake squeal*. Journal of Sound and Vibration, 2014.

- [49] LEINE, R. und H. NIJMEIJER: *Dynamics and Bifurcations of Non-Smooth Mechanical Systems*. Springer Verlag, 2004.
- [50] LEIPHOLZ, H.: *Stabilitätstheorie: Eine Einführung in die Theorie der Stabilität dynamischer Systeme und fester Körper*. Teubner Verlag, 1968.
- [51] LILES, G. D.: *Analysis of Disc Brake Squeal Using Finite Element Methods*. SAE Technical Paper 891150, 1989.
- [52] MARSCHNER, H.: *Mit Sicherheit Leise- Neue Wege zur geräuscharmen Bremse*. XXXI International μ -Symposium - Brake Conference, 2012.
- [53] MARSCHNER, H. und F. RISCHBIETER: *Three-Dimensional Operational Deflection Shape Analysis of Squealing Disc Brakes*. 22nd Annual Brake Colloquium & Exhibition, 2004.
- [54] MASOOMI, M., A. KATBAB und H. NAZOCKDAST: *Damping Behavior of the Phenolic Based Composite Friction Materials Containing Thermoplastic Elastomers (TPEs)*. Iran. J. Chem. Chem. Eng. Vol. 25 No. 3, 2006.
- [55] MELZ, T.: *Entwicklung und Qualifikation modularer Satellitensysteme zur adaptiven Vibrationskompensation an mechanischen Kryokühlern*. Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 2001.
- [56] MERZIGER, G., G. MÜHLBACH, D. WILLE und T. WIRTH: *Formeln + Hilfen zur höheren Mathematik*. Binomi Verlag, 2007.
- [57] MILLS, H. R.: *Brake Squeal*. Institution of Automobile Engineers, 1938.
- [58] MONTGOMERY, D. C.: *Design and Analysis of Experiments*. Wiley & Sons, Inc., 2001.
- [59] MORITZ, B.: *Entwicklung und Implementierung einer Prüfmethode zur experimentellen Robustheitsbestimmung von Bremssystemen hinsichtlich Bremsenquietschen*. Masterarbeit, Technische Universität Ilmenau, 2016.
- [60] MUSIOL, F.: *Erklärung der Vorgänge in der Kontaktzone von trockenlaufenden Reibpaarungen über gesetzmäßig auftretende Phänomene im Reibprozeß*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 1994.
- [61] NOBARI, A., H. OUYANG und P. BANNISTER: *The Effect of Variability on Instability of Friction induced Vibration through Uncertainty Analysis*. Eurobrake Conference Paper, 2013.

- [62] NOCEDAL, J. und S. WRIGHT: *Numerical Optimization*. Springer Verlag, 2006.
- [63] NORTH, M.: *Disc Brake Squeal*. Institute of Mechanical Engineers Conference on Braking of Road Vehicles C38/76 S. 169-176, 1976.
- [64] OSTERMEYER, G.-P.: *Friction and wear of brake systems*. Forschung im Ingenieurwesen 66 (6): 267-272, 2001.
- [65] OUYANG, H.: *Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review*. Int. J. Vehicle Noise and Vibration, Vol. 1, Nos 3/4, 2005.
- [66] PANOSSIAN, H., W. GAWRONSKI und H. OSMAN: *Balanced Shaker and Sensor Placement for Modal Testing of large flexible Structures*. IMAC XVI - 16th International Modal Analysis Conference, 1997, 1997.
- [67] PARTHIER, R.: *Messtechnik*. Vieweg Verlag, 2008.
- [68] PEETERS, B. et al.: *Automotive and Aerospace Applications of the LMS PolyMAX Modal Parameter Estimation Method*. Proceedings of IMAC 22, Dearborn, MI, USA, 2004.
- [69] PHILLIPS, A. W., R. J. ALLEMANG und W. A. FLADUNG: *The Complex Mode Indicator Function (CMIF) as a Parameter Estimation Method*. IMAC XVI - 16th International Modal Analysis Conference - Model Updating & Correlation, 1997.
- [70] PISCAN, I., T. JANSSENS und C. PUPAZA: *Dynamic parameter estimation of bolted assemblies*. ISMA International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, 2012.
- [71] POPP, K. und M. RUDOLPH: *Vibration Control to Avoid Stick-Slip Motion*. Journal of Vibration and Control, 10: 1585-1600, 2004.
- [72] REIF, K.: *Bremsen und Bremsregelsysteme*. Vieweg + Teubner, 2010.
- [73] REJDYCH, G., T. CHANCELIER und S. THOUVIOT: *Multi-Dimensional Compressibility Measurement Basis as Robust Optimization Method for Bulk and Contact Models Update of Brake Pads in Finite Element Models*. Eurobrake Conference Paper, 2013.
- [74] RICHARDSON, M. und D. FORMENTI: *Parameter Estimation from Frequency Response Measurements using Rational Fraction Polynomials*. 1st IMAC Conference, Orlando Florida, 1982.

- [75] RICHARDSON, M. und B. SCHWARZ: *Modal Parameter Estimation from Operating Data*. Sound and Vibration Magazine January, 2003.
- [76] RICHARDSON, M. H.: *Global Frequency & Damping Estimates from Frequency Response Measurements*. 4rd IMAC Conference, 1986.
- [77] ROCHES, G. VERMOT DES et al.: *Time simulation of squeal phenomena in realistic brake models*. ISMA International Conference on Noise and Vibration Engineering, 2012.
- [78] SAE INTERNATIONAL: *SAE-J 2521 : Disc and Drum Brake Dynamometer Squeal Noise Matrix*, 2006.
- [79] SANDER, S.: *Entwicklung eines Konzeptes zur Reibkraftmessung an Scheibenbremsen*. Masterarbeit, Technische Universität Ilmenau, 2015.
- [80] SCHLAGNER, S.: *Schnelle Charakterisierung des Geräuschverhaltens von KFZ-Scheibenbremsen*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2009.
- [81] SCHLAGNER, S. und U. VON WAGNER: *Characterization of disc brake noise behavior via measurement of friction forces*. PAMM Proc. Appl. Math. Mech. 9, 59-62, 2009.
- [82] SCHRADER, P. et al.: *Vibration reduction arrangement for brakes, especially hydraulic vehicle brakes Patent DE19736275*, 1997.
- [83] SEYRANIAN, A. P. und A. A. MAILYBAEV: *Multiparameter Stability Theory with mechanical Applications*. World Scientific Publishing Co. Pte. Ltd., 2003.
- [84] SHI, X.: *Entstehung Bremsenquietschen*. Dissertation, Universität Braunschweig, 1996.
- [85] SIEBERTZ, K., D. VAN BEBBER und T. HOCHKIRCHEN: *Statistische Versuchsplanung - Design of Experiments (DoE)*. Springer Verlag, 2010.
- [86] SILLER, H.: *Non-Linear Modal Analysis Method for Engineering Structures*. Dissertation, Imperial College London, 2004.
- [87] SINCLAIR, D.: *Friction Vibrations*. J. Appl. Mech. 22, 22:S. 207– 214, 1955.
- [88] SINOUE, J.-J.: *Transient non-linear dynamic analysis of automotive disc brake squeal- On the need to consider both stability and non-linear analysis*. Mec, S. S.96 –105, 2010.



- [89] SPELSBERG-KORSPETER, G. und P. HAGEDORN: *Complex Eigenvalue Analysis and Brake Squeal: Traps, Shortcomings and their Removal*. SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. 5 (4) doi:10.4271/2012-01-1814., 2012.
- [90] SPURR, R. T.: *A Theory of Brake Squeal*. Proc. instn. Mech. Engrs. (A.D.), 1:S.33–40, 1961.
- [91] STANEF, D., A. PAPINNIEMI und J. ZHAO: *From Prototype to Production - The Practical Nature of Brake Squeal Noise*. Proceedings of the 24th SAE Brake Colloquium & Exhibition S. 263-272, 2006.
- [92] STEEGE, R. und F. MARX: *A new approach to material compressibility of brake pads*. SAE International 2008-01-2572, 2008.
- [93] STEGMANN, P., S. KRUSE und K. AUGSBURG: *Comparison of Excitation Concepts for the Characterization of Brake Systems Robustness regarding Squeal*. Proceedings of Eurobrake 2014, Lille, France (Fisita London), EB2014-FV-002, 2014.
- [94] STEGNER, V.: *Entwicklung einer Methode zur Ermittlung der modalen Eigenschaften von Bremssystemen im Betrieb*. Bachelorarbeit, Technische Universität Ilmenau, 2015.
- [95] TIEDEMANN, M.: *The Dynamics of Assembled Structures Excited by Friction*. Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2016.
- [96] TIEDEMANN, M., M. STENDER und N. HOFFMANN: *On vibrations in non-linear, forced, friction-excited systems*. Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics, 2015.
- [97] TRICHÊS JÚNIOR, M., S. N. GERGES und R. JORDAN: *Analysis of brake squeal noise using the finite element method: A parametric study*. Journal of Applied Acoustics 69 S. 147-162, 2008.
- [98] TÖRNIG, W.: *Numerische Mathematik für Ingenieure und Physiker, Band 1: Numerische Methoden der Algebra*. Springer Verlag, 1979.
- [99] TÖRNIG, W.: *Numerische Mathematik für Ingenieure und Physiker, Band 2: Eigenwertprobleme und numerische Methoden der Analysis*. Springer Verlag, 1979.
- [100] WAGNER, U. VON, D. HOCHLENERT und P. HAGEDORN: *Minimal Models for Disk Brake Squeal*. Journal of Sound and Vibration 302 (3) Seiten 527-539, 2007.

- [101] WALDSCHMITT, A.: *Active Car Brake System for Squeal Suppression Based in Piezohydraulic Actuation*. Adaptronic Congress Göttingen, 2007.
- [102] WICK, C.: *Entwicklung und Vergleich von Anregungskonzepten für die Modalanalyse von Bremssystemen*. Masterarbeit, Technische Universität Ilmenau, 2014.
- [103] ZELLER, P.: *Handbuch Fahrzeugakustik*. Vieweg + Teubner, 2009.



A Anhang

A.1 Minimalmodell

Im Folgenden sind die für die Berechnungen in Kapitel 2 genutzten Matrizen der Bewegungsgleichung des Minimalmodells aufgeführt. Mit der Massenmatrix M , der Steifigkeitsmatrix K , der zirkulatorischen Matrix N sowie der gyroskopischen Matrix G .

$$M = \begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 \\ 0 & 0 & m \end{bmatrix} \quad (\text{A.1})$$

$$K = \begin{bmatrix} k_x + \frac{1}{2}k_{lin} & \frac{1}{2}k_{lin} - \frac{1}{2}\mu k_y + \frac{1}{2}k_{lin} & -\frac{\sqrt{2}}{2}k_{lin} \\ -\frac{1}{2}\mu k_y + \frac{1}{2}k_{lin} & \frac{1}{2}k_{lin} + k_y & -\frac{\sqrt{2}}{2}k_{lin} \\ -\frac{\sqrt{2}}{2}k_{lin} & -\frac{\sqrt{2}}{2}k_{lin} & k_z + \frac{1}{2}k_{lin} \end{bmatrix} \quad (\text{A.2})$$

$$N = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{2}\mu k_y & 0 \\ \frac{1}{2}\mu k_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.3})$$

$$D = \begin{bmatrix} d_x + \frac{1}{2}d_{lin} & \frac{1}{2}d_{lin} - \frac{1}{2}\mu d_y + \frac{1}{2}d_{lin} & -\frac{\sqrt{2}}{2}d_{lin} \\ -\frac{1}{2}\mu d_y + \frac{1}{2}d_{lin} & \frac{1}{2}d_{lin} + d_y & -\frac{\sqrt{2}}{2}d_{lin} \\ -\frac{\sqrt{2}}{2}d_{lin} & -\frac{\sqrt{2}}{2}d_{lin} & d_z + \frac{1}{2}d_{lin} \end{bmatrix} \quad (\text{A.4})$$

$$G = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{2}\mu d_y & 0 \\ \frac{1}{2}\mu d_y & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.5})$$

Die zugrundeliegende Parametrisierung ist in Tabelle A.1 dargestellt. Das Ergebnis der Berechnung der Eigenwerte zur Bewertung der Abhängigkeit der Stabilität von Reibwert und der Steifigkeit k_x ist in Abbildung A.1 dargestellt. Die Differenzierung

Parameter	M, m	k_x	k_y	k_z	k_{lin}	k_{nl}	d_x, d_y, d_z, d_{lin}	α	μ
Wert	1	11	20	100	10	5	0.02	$\pi/4$	0.65
Einheit	kg	$\frac{N}{mm}$	$\frac{N}{mm}$	$\frac{N}{mm}$	$\frac{N}{mm}$	$\frac{N}{mm}$	$\frac{Ns}{mm}$	-	

Tabelle A.1: Parameter Minimalmodell

der Parameterbereiche mit stabilen und instabilen Ruhelagen erfolgt farblich, wobei instabile Parameterbereiche mit positiven Realteilen der Eigenwerte dunkel eingefärbt sind.

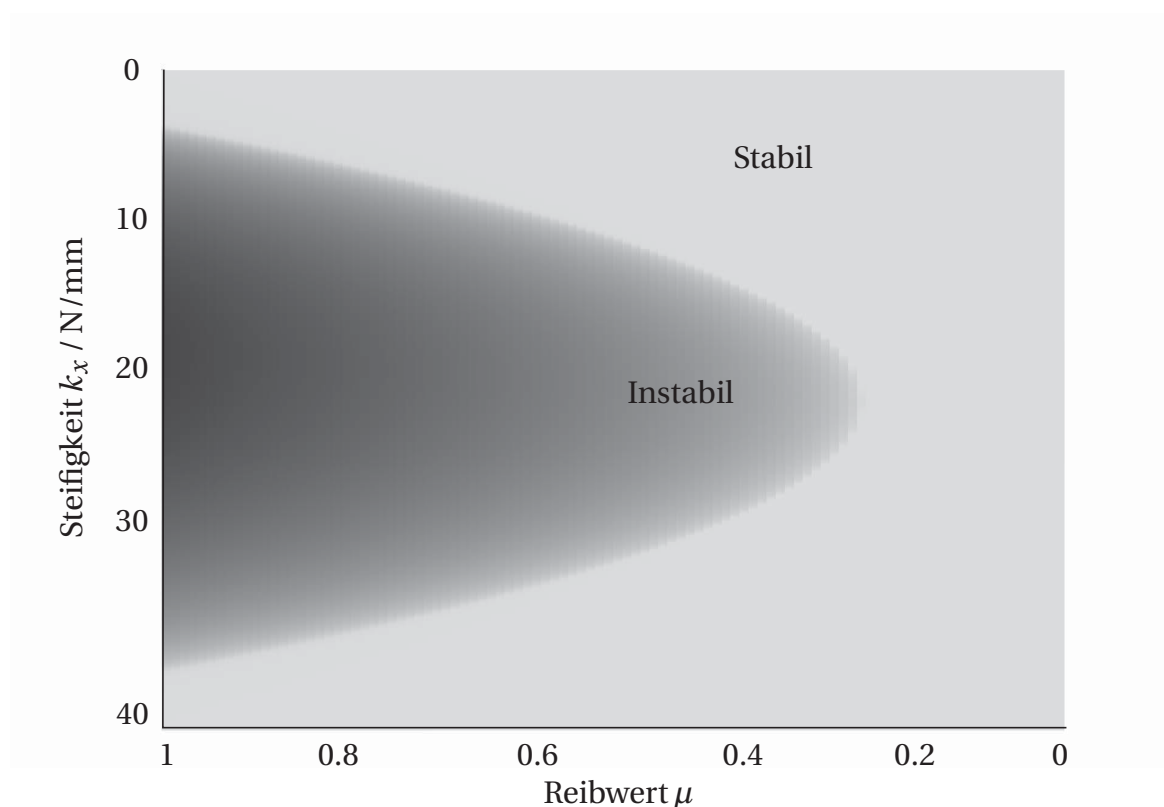


Abbildung A.1: Stabilitätskarte für die Parameter k_x und μ mit den stabilen Bereichen in hell und den instabilen in Dunkel eingefärbt

Mit Hilfe der Zeitsimulation des fremderregten Systems werden die Übertragungsfunktionen (FRF) des Systems ermittelt. Anhand der Übertragungsfunktionen für verschiedene Steifigkeiten k_x wird in Abbildung A.2 der Verlauf der Resonanzstellen für Parameterbereiche mit stabilen Ruhelagen deutlich.

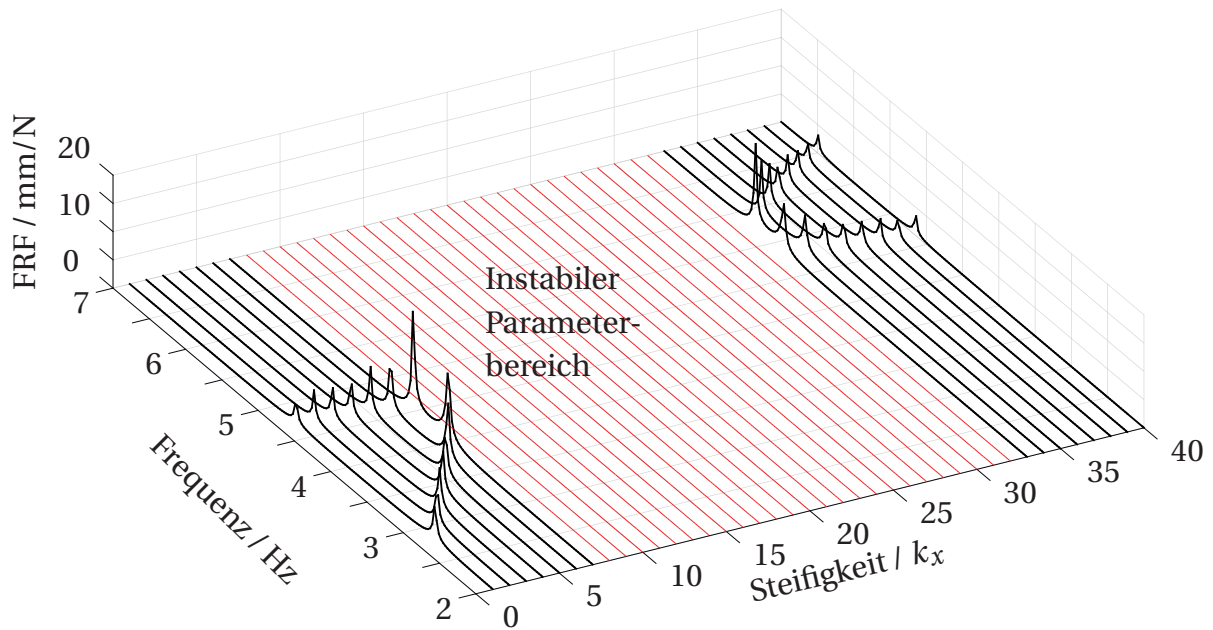


Abbildung A.2: FRFs

A.2 Experimenteller Aufbau

Die Abbildung A.3 zeigt den Aufbau der Radbremse auf dem Schwungmassenprüfstand der Technischen Universität Ilmenau.

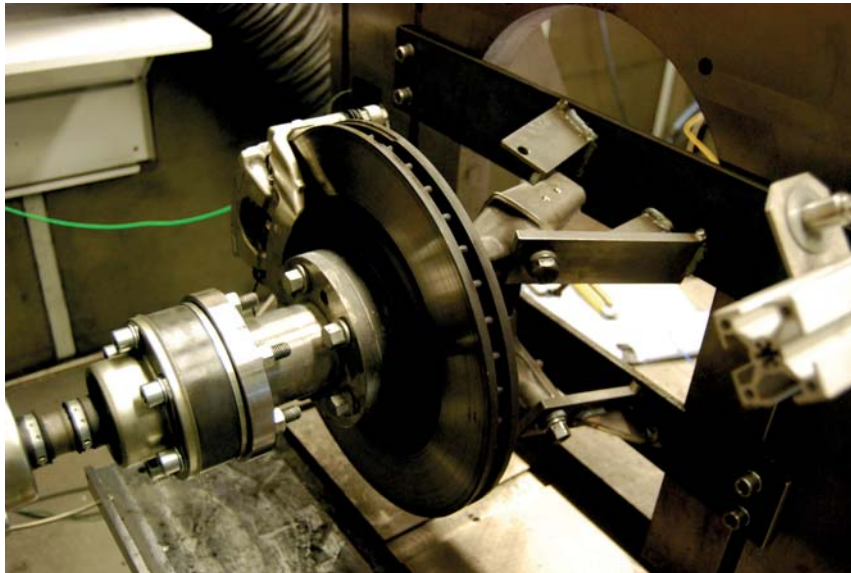


Abbildung A.3: Aufbau SMP

A.3 Darstellungen Schwingformen

Die folgenden Detaildarstellungen zeigen die Schwingformen aus der Berechnung der Singulärvektoren für die Rechtseigenvektoren zur Sensorpositionierung in Kapitel 3.5.

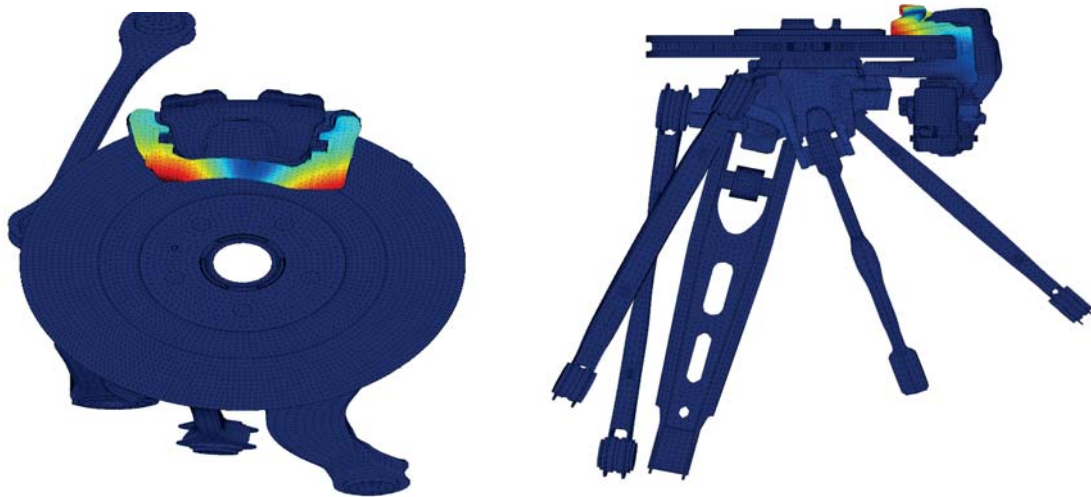


Abbildung A.4: Erster Singulärvektor

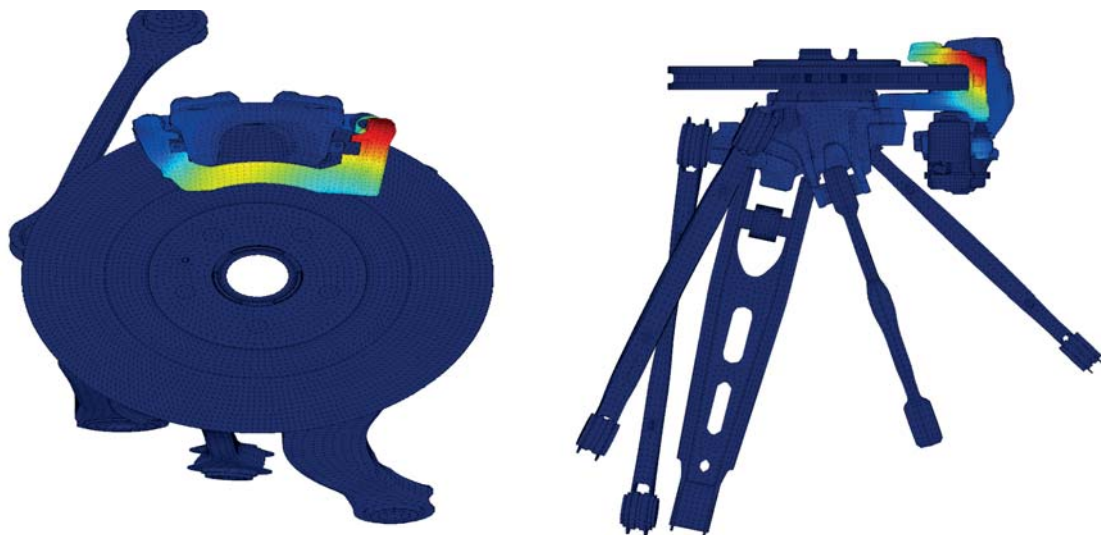


Abbildung A.5: Zweiter Singulärvektor

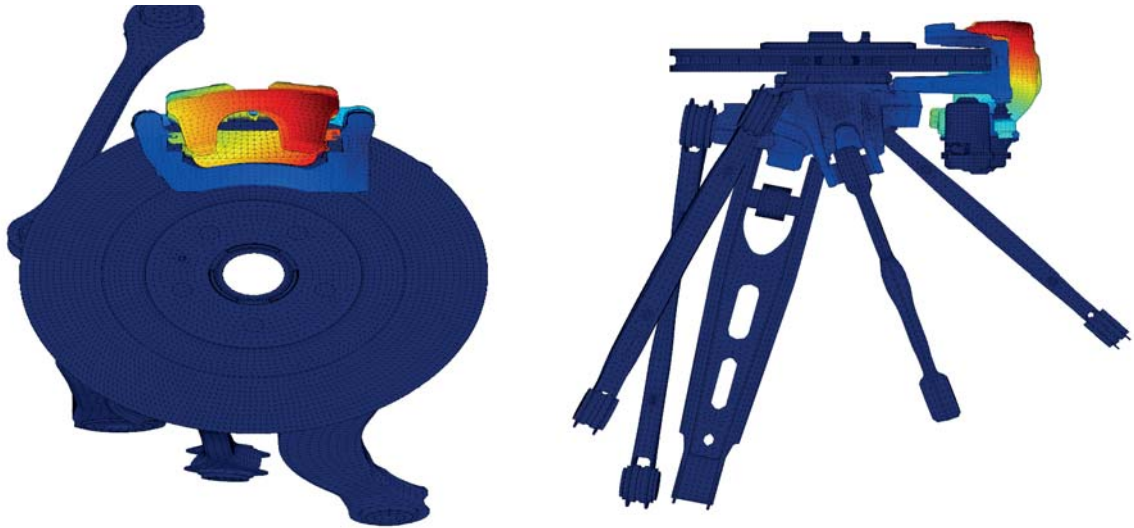


Abbildung A.6: Dritter Singulärvektor

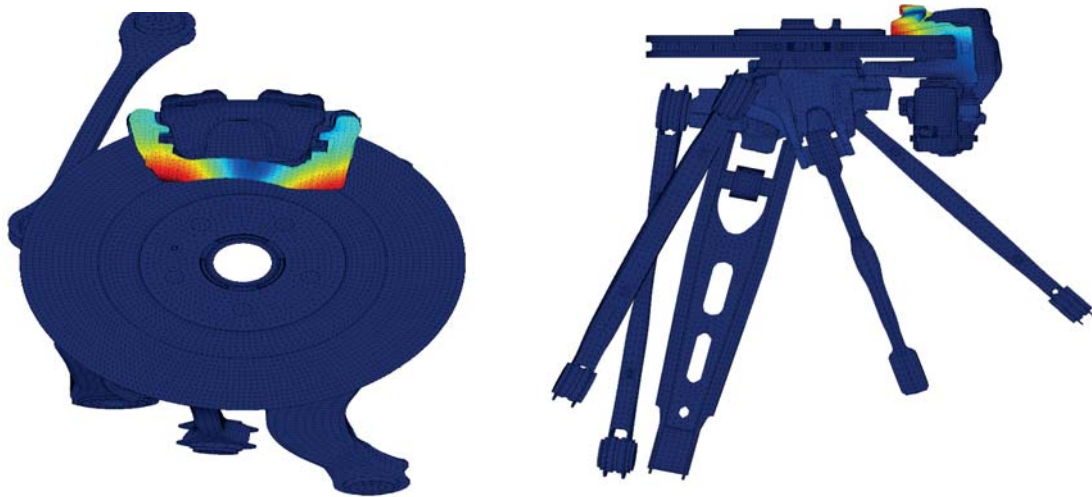


Abbildung A.7: Vierter Singulärvektor





Kurzlebenslauf

____ Persönliche Angaben

Philippe Stegmann,
geboren 21.März 1987 in Heidelberg

____ Schule

1993-1997 Waldhufenschule, Grundschule, Zotzenbach

1997 – 2006 Martin-Luther-Schule, Gymnasium, Rimbach
Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

____ Studium

09/2006 - 03/2010 Technische Universität Darmstadt
Studium des Maschinenbaus (Mechanical
Process Engineering)
Abschluss: Bachelor of Science (B. Sc.)

04/2010 - 12/2012 Technische Universität Darmstadt
Studium des Maschinenbaus (Mechanical
Process Engineering)
Schwerpunkt: Kraftfahrzeugtechnik
Abschluss: Master of Science (M. Sc.)

____ Berufliche Erfahrung

01/2013 - 12/2015 Audi AG Ingolstadt
Entwicklung Radbremse, Entwicklung von
Bewertungsmethoden für die Robustheit
von Scheibenbremsen hinsichtlich
Bremsenquietschen

01/2016 - Heute Audi AG Ingolstadt
Entwicklung Bremssystem / ESC
Testmanagement Bremsregelsystem





