

Dissertation

Entwicklung einer Methode zur Analyse von Torsionsschwingungs- und Strukturodynamikphänomenen in Antriebssträngen

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Technischen Wissenschaften (Dr. techn.)
eingereicht an der Technischen Universität Wien,
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Stefan Maxl

Matrikelnummer 11843430

unter der Leitung von

Prof. Dr. techn. Bernhard Geringer

Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik
Technische Universität Wien

begutachtet von

Assoc. Prof. Dr. techn. Peter Hofmann

Institut für Fahrzeugantriebe
und Automobiltechnik
Technische Universität Wien

Prof. em. Dr.-Ing. Günter Hohenberg

Institut für Verbrennungskraftmaschinen
und Fahrzeugantriebe
Technische Universität Darmstadt

„What we know is a drop, what we don't know is an ocean.“
Sir Isaac Newton

Eidesstattliche Erklärung

Diese Arbeit wurde von der österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft im Rahmen des Projektes „I-Antriebsstrang“ 861054 unterstützt.

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Entwicklung einer Methode zur Analyse von Torsionsschwingungs- und Strukturodynamikphänomenen in Antriebssträngen

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht. Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Graz im April 2022

Stefan Maxl

Vorwort und Danksagung

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als externer Dissertant der Technischen Universität Wien am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik bei der tectos GmbH in Graz.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr. techn. Bernhard Geringer und Herrn Assoc. Prof. Dr. techn. Peter Hofmann für die wissenschaftliche Betreuung dieser Industriedissertation. Herrn Dr. techn. Dieter Höfler, Geschäftsführer der tectos GmbH, möchte ich für das Vertrauen in mich und die persönliche Betreuung bedanken. Weiters möchte ich mich bei Herrn Prof. em. Dr.-Ing. Günter Hohenberg für die Zweitbegutachtung und bei Herrn Hon. Prof. Dr. techn. Leopold Mikulic für die unzähligen Ratschläge hinsichtlich dieses Forschungsprojektes bedanken.

Außerdem möchte ich mich bei der österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft bedanken, die mit Basisprogrammprojekten den Einstieg in die industrielle Forschung bei Klein- und Mittelbetrieben erleichtert.

Ein weiterer Dank gilt allen ehemaligen und aktuellen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern der tectos GmbH, die mich stets sehr kollegial und tatkräftig bei meinem Forschungsvorhaben unterstützt haben. Ohne ihre Unterstützung und fachlichen Ratschläge wäre diese Arbeit nicht in der vorliegenden Qualität möglich gewesen. Ich bin dankbar, dass ich neben meiner Forschungsarbeit zahlreiche Kundenprojekte begleiten durfte und so zusätzliches Praxiswissen sammeln konnte.

Herzlich bedanken möchte ich mich bei meiner Lebensgefährtin Barbara für die Unterstützung bei der Umsetzung dieser Arbeit und das Verständnis für die vielen Arbeitsstunden, die ich nicht mit ihr verbracht habe.

Widmen möchte ich diese Arbeit meinen Eltern, Großeltern und der Familie Bair, ohne die ich es nicht bis zur Promotion geschafft hätte.

Kurzfassung

Die zunehmend parallelisierten und ständig kürzer werdenden Entwicklungszyklen in der Automobilindustrie machen es in Zukunft zwingend notwendig, dass schon in einer frühen Phase der Entwicklung ein fahrzeughohes Verhalten auf Komponenten- und Aggregateprüfständen darstellbar ist. Zusätzlich müssen Beziehungen und Einflüsse durch unterschiedliche Steuergerät-Applikationsstände früh identifiziert und quantifiziert werden. Aus diesem Grund wird in der vorliegenden Arbeit die Entwicklung einer Methode beschrieben, mit der ein fahrzeughohes Verhalten hinsichtlich des Struktur- und Torsionsschwingungsverhaltens einer Verbrennungskraftmaschine inklusive des Zweimassenschwungrades am Prüfstand möglich ist. Ergänzend werden Wechselwirkungen zwischen Struktur- und Torsionsschwingungen und Steuergerätgrößen betrachtet.

Auf Basis von Ableitungen aus Gesamtfahrzeuguntersuchungen unter Real- und Rollenprüfstandbedingungen wird eine Methode erarbeitet, die mit einer Reduktion der mechanischen Komponenten des Fahrzeugantriebsstranges einhergeht und dennoch einen fahrzeughohen Betrieb hinsichtlich des Struktur- und Torsionsschwingungsverhaltens am Prüfstand des Gesamtaufbaus ermöglicht. Um einen fahrzeughohen Prüfstandbetrieb hinsichtlich des Torsionsschwingungsverhaltens überwachen zu können, wird ein modulares Torsionsschwingungsmodell aufgebaut und in den Prüfstandbetrieb integriert. Dazu sind keine zusätzlichen Drehzahlmessstellen entlang des Prüfstandantriebsstranges zur Bestimmung des Torsionsschwingungsverhaltens notwendig. Zusätzlich wird ein Drehzahlkorrekturalgorithmus entwickelt, mit dem eine automatische Korrektur von beliebigen Drehzahlensignalen für die Torsionsschwingungsanalyse möglich ist. Dieser Algorithmus kann z.B. das Kurbelwellendrehzahlensignal, welches mit einem Pulslückenfehler behaftet ist, korrigieren. Anschließend kann das korrigierte Signal für einen automatischen Abgleich zwischen Torsionsschwingungsmessung und -simulation genutzt werden.

Die durchgeführten Gesamtfahrzeug- und Prüfstanduntersuchungen zeigen das struktur- und torsionale Optimierungspotential von Prüfstandaufbauten für Verbrennungskraftmaschinen gegenüber dem Stand der Technik auf. Zusätzlich kann mit dem in dieser Arbeit entwickelten Prüfstandantriebsstrang belegt werden, dass das Torsionsschwingungsverhalten in dem untersuchten Aufbau mit der Motorsteuerung in Wechselwirkung steht. Eine gezielte torsionale Verstimmung des Prüfstandantriebsstranges kann, mit ansonsten identischen Testbedingungen, zu einer Beeinflussung des berechneten Drehmomentes des Steuergerätes führen.

Die vorliegende Dissertation soll zu einem verbesserten Verständnis zukünftiger Prüfstandaufbauten für Antriebsmaschinen hinsichtlich des Struktur- und Torsionsschwingungsverhaltens beitragen. Zukünftige Forschungsarbeiten in diesem Teilbereich der Maschinendynamik könnten die entwickelte Methode auf andere Prüfstandaufbauten anwenden und für elektrifizierte Antriebsstränge erweitern.

Abstract

The increasingly parallelized and constantly decreasing development cycles in the automotive industry make the performance of in-vehicle-like tests on component and drivetrain testbenches at an early stage of development imperative. In addition, relationships and influences of various control strategies must be identified and quantified. For this reason, the present work describes the development of a method that enables an engine testbench to imitate in-vehicle-like conditions with regard to the structural dynamics and torsional vibrations of an internal combustion engine including the drivetrain. Furthermore, interactions between structural as well as torsional vibrations and the electronic control unit variables are investigated.

Based on derivations from in-vehicle tests under real and chassis dynamometer conditions, a method is being developed that allows for a reduction of the mechanical components of the testbench drivetrain in comparison to the vehicle drivetrain. This approach still enables a testbench operation close to the in-vehicle conditions in terms of structural dynamics and torsional vibrations. To monitor the torsional vibrations of the testbench drivetrain during operation with any measured speed signal (e.g., crankshaft speed signal), this work presents a modular torsional vibration model and integrates it into the testbench operation. Moreover, a rotational speed signal correction algorithm is being developed with which automatic corrections of any rotational speed signal for torsional vibration measurements are possible. This algorithm can use erroneous rotational speed signals to automatically validate the torsional vibration simulation at any point.

The conducted in-vehicle and testbench investigations show the optimization potential of structural dynamics and torsional vibrations of state-of-the-art testbench setups for internal combustion engines. In addition, an interaction between torsional vibrations and the electronic engine control can be proven with the developed testbench drivetrain. A targeted torsional detuning of the testbench drivetrain can lead to an influence on the calculated torque of the electronic control unit under otherwise identical test conditions.

This thesis is intended to contribute to an improved understanding of future testbench setups for drive units with respect to structural dynamics and torsional vibration behavior. Future research in this subfield of machine dynamics could apply the developed method to other testbench setups and extend it for electrified powertrains.

Nomenklatur

Formelzeichen arabisch

Symbol	Einheit	Beschreibung
A_ω	-	Frequenzabhängige Systemantwort
A_t	-	Amplitude im Zeitbereich
\bar{C}	-	Steifigkeitsmatrix
d	Ns/m	Dämpfung im Zeitbereich
E_ω	-	Frequenzabhängige Systemanregung
F	N	Systemanregende Kraft
f	Hz	Frequenz
H_ω	-	Frequenzabhängige Übertragungsfunktion
i	-	Komplexe Zahl
Im	-	Imaginäranteil einer komplexen Zahl
J	kgm^2	Rotationsträgheit
k_{ers}	N/m	Translatorische Steifigkeit
k_{ers}	Nm/rad	Rotatorische Steifigkeit
\bar{K}	-	Dämpfungsmatrix
l	m	Pleuelstangenlänge
m	kg	Masse
M	Nm	Systemanregendes Drehmoment
m_{osz}	kg	Oszillierende Masse
m_{rot}	kg	Rotierende Masse
\bar{M}	-	Massen- bzw. Trägheitsmatrix
$M_{SollVKM}$	Nm	Soll-Drehmoment der Verbrennungskraftmaschine
M_{ZMS}	Nm	Drehmoment in Abhängigkeit des Zweimassenschwungradverdrehwinkels
N_p	-	Zähnezahl pro Umdrehung
$n_{SollVKM}$	$1/min$	Soll-Drehzahl der Verbrennungskraftmaschine
r	m	Kurbelwellenradius
Re	-	Realanteil einer komplexen Zahl
$rpm(t)$	$1/min$	Zeitlicher Drehzahlverlauf
t	s	Zeit
T	s	Periodendauer

t_n	s	Abstand zwischen zwei Pulsen
u	-	Beliebiger Freiheitsgrad
V	-	Vergrößerungsfunktion
x, y, z	m	Translatorische Auslenkungen
\dot{x}	m/s	Translatorische Geschwindigkeit
\ddot{x}	m/s^2	Translatorische Beschleunigung
\bar{x}	-	Ersatzterm der Taylor-Reihenentwicklung

Formelzeichen griechisch

Symbol	Einheit	Beschreibung
$\alpha_{SollVKM}$	%	Soll-Drosselklappenwinkel der Verbrennungskraftmaschine
β	°	Winkelauslenkung der Pleuelstange
δ	-	Differenz zweier Größen
η	-	Dimensionsloses Verhältnis zwischen der Eigenkreis- und Anregungsfrequenz
λ_s	-	Pleuelstangenverhältnis
ω	$1/s$	Eigenkreisfrequenz
Ω	$1/s$	Anregungsfrequenz
φ, ψ, θ	°	Verdrehungen um die Raumrichtungen x, y und z
$\dot{\varphi}$	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
$\ddot{\varphi}$	rad/s^2	Winkelbeschleunigung
φ_{ZMS}	°	Verdrehwinkel des Zweimassenschwungrades
ψ	°	Phasenverschiebung
σ	-	Standardabweichung
τ	s	Beliebiger Zeitpunkt

Weitere Indizes

Abkürzung	Beschreibung
0D	Nulldimensional
1D	Eindimensional
3D	Dreidimensional
ACT	Active Cylinder Technology
AGR	Abgasrückführung
BASIS – PST	Prüfstandmessungen mit einem industriellen Basisaufbau

<i>BSA</i>	Betriebsschwingungsanalyse
<i>CAD</i>	Computer Aided Design
<i>CAN</i>	Controller Area Network
<i>CPS</i>	Cross Power Spectrum
<i>CV</i>	Constant Velocity
<i>DAQ</i>	Data Acquisition System
<i>DBC</i>	Data Base CAN
<i>DGL</i>	Differentialgleichung
<i>DGLS</i>	Differentialgleichungssystem
<i>DIN</i>	Deutsches Institut für Normung
<i>ECU</i>	Electronic Control Unit
<i>EF</i>	Eigenfrequenz
<i>EM</i>	Elektromotor
<i>FEM</i>	Finite-Elemente-Methode
<i>FFT</i>	Fast-Fourier-Transformation
<i>FPGA</i>	Field Programmable Gate Array
<i>FZG</i>	Fahrzeug
<i>HN</i>	Elastomertypbezeichnung für die Shorehärte
<i>IEEE</i>	Institute of Electrical and Electronics Engineers
<i>ISO</i>	Internationale Organisation für Normung
<i>iTPA</i>	In-Situ Transfer Path Analysis
<i>KFZ</i>	Kraftfahrzeug
<i>KWA</i>	Kurbelwellenanfang
<i>L, R</i>	Links und Rechts (Sensorpositionen)
<i>MDA</i>	Median Absolute Deviation
<i>MiL</i>	Model-in-the-Loop
<i>MKS</i>	Mehrkörpersimulation
<i>NEU – PST</i>	Prüfstandmessung mit einem neu entwickelten Aufbau
<i>NVH</i>	Noise, Vibration and Harshness
<i>OBD</i>	On-Board-Diagnose
<i>ODE</i>	Ordinary Differential Equation
<i>OEM</i>	Original Equipment Manufacturer
<i>OMA</i>	Operational Modal Analysis
<i>OTPA</i>	Operational Transfer Path Analysis
<i>PEMS</i>	Portable Emission Measurement System

<i>PID</i>	Proportional-Integral-Differential
<i>RDE – FZG</i>	Real-Driving Emissions
<i>RMS</i>	Root Mean Square
<i>ROL – FZG</i>	Gesamtfahrzeugmessungen am Rollenprüfstand
<i>SEA</i>	Statistische Energie Analyse
<i>SN</i>	Elastomertypbezeichnung für die Shorehärte
<i>TPA</i>	Transfer Path Analysis
<i>TVA</i>	Torsional Vibration Analysis
<i>TVD</i>	Torsionsvibrationsdämpfer
<i>V, H</i>	Vorne, Hinten (Sensorpositionen)
<i>VKM</i>	Verbrennungskraftmaschine
<i>Z</i>	Zähnezahl einer Drehzahlmessstelle
<i>ZMS</i>	Zweimassenschwungrad

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Zielsetzung	1
1.1	Motivation und wissenschaftlicher Beitrag	3
1.2	Überblick	5
2	Theoretische Grundlagen	6
2.1	Maschinendynamische Grundlagen	6
2.1.1	Zeit- und Frequenzbereich	10
2.1.2	Wasserfalldiagramme	12
2.2	Maschinendynamik einer Verbrennungskraftmaschine	13
2.3	Simulationen von mechanischen Schwingungen	18
2.3.1	Schwingungen in Strukturen	18
2.3.2	Torsionsschwingungen	20
3	Stand der Technik	23
3.1	Mechanische Schwingungen	23
3.1.1	Betriebsschwingungsanalyse	24
3.1.2	Torsionsschwingungsanalyse	25
3.2	Schwingungsuntersuchungen in Antriebssträngen	28
3.3	Torsionsschwingungsuntersuchungen in Antriebssträngen	29
3.3.1	Modellierung von Antriebsstrangkomponenten	30
3.3.2	Anwendung der Torsionsschwingungsmodellierung	32
3.4	Verbrennungskraftmaschinenprüfstandaufbauten	34
3.5	Überblick zum Stand der Technik	36
3.6	Abgrenzung gegenüber dem Stand der Technik	36
4	Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsanalysen der Erprobungsträger	38
4.1	Experimentelle Untersuchungen des Fahrzeugantriebsstranges	39
4.1.1	Forschungsfahrzeug, Messtechnik und Sensorik	39
4.1.2	Synchronisation und Emissionsmessung	42
4.1.3	Fahrten unter realen Bedingungen und am Rollenprüfstand	44
4.2	Vergleich der Untersuchungen des Fahrzeugantriebsstranges	45
4.2.1	Betriebsschwingungsanalyse	46
4.2.2	Torsionsschwingungsanalyse	53
4.3	Ableitungen für einen Verbrennungskraftmaschinenprüfstandaufbau	57

4.4	Mechanische Systemreduktion und Aufbau am Verbrennungskraftmaschinenprüfstand	58
4.4.1	Mechanische Auslegung und Unterschiede zum Fahrzeugantriebsstrang	59
4.4.2	Aufbau, Messtechnik und Sensorik	65
4.4.3	Fahrprofile und Regelung	67
4.5	Drehzahlkorrekturalgorithmus	68
4.6	Torsionsschwingungsmodell	70
4.6.1	Konzept	70
4.6.2	Implementierung und Varianten	71
4.7	Experimentelle Untersuchungen des Prüfstandantriebsstranges	74
4.7.1	Betriebsschwingungsanalyse	74
4.7.2	Torsionsschwingungsanalyse	80
4.7.3	Verifikation des Drehzahlkorrekturalgorithmus	82
4.7.4	Vergleich der Torsionsschwingungssimulation und -messung	84
4.8	Zwischenfazit	87
5	Auswirkungen von Antriebsstrangschwingungen	89
5.1	Wechselwirkungen im Fahrzeugantriebsstrang	89
5.2	Wechselwirkungen im Prüfstandantriebsstrang	89
5.2.1	Betriebsschwingungsanalyse	92
5.2.2	Torsionsschwingungsanalyse	94
5.2.3	Steuergerätdaten	97
5.3	Diskussion	99
6	Zusammenfassung	102
7	Ausblick	104
	Literaturverzeichnis	i
	Abbildungsverzeichnis	xi
	Tabellenverzeichnis	xv
	Anhang	xvi
A	Fahrzeug- und Verbrennungskraftmaschinen-Daten	xvii
B	Messergebnisse der Realfahrtuntersuchungen	xxii
C	Messergebnisse der Rollenprüfstanduntersuchungen	xxxix
D	Messergebnisse der Prüfstanduntersuchungen	lv

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
 The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

1 Einleitung und Zielsetzung

Ein wesentlicher Fokus der Entwicklung moderner Motoren liegt in der CO₂-Emissionsreduktion und gewinnt durch den 2020 erneut gesenkten CO₂-Flottenverbrauchsgrenzwert auf 95 gCO₂/km im gewichtsbezogenen Mittel weiter an Bedeutung [1]. Dieser Grenzwert musste 2020 von 95% der Neuwagenflotte eines Automobilherstellers (engl.: OEM: Original Equipment Manufacturer) eingehalten werden und wurde 2021 auf die gesamte Flotte erweitert. Damit diese Ziele erreicht werden können, muss der Wirkungsgrad der Verbrennungsmotoren zwangsläufig verbessert werden. Um den effektiven Wirkungsgrad, vor allem im Teillastbereich, zu steigern, werden immer kleinere Hubräume und höhere Aufladegrade sowie niedrigere Betriebsdrehzahlen angestrebt. Dieses Downsizing- und speeding hilft den Fahrzeugherstellern zwar bei der generellen Emissionsreduktion, stellt Entwickler aber vor neue Herausforderungen. Neben subjektiven Anforderungen wie dem Motorgeräusch, ist ein stabiler und verschleißarmer Betrieb während des kompletten Produktlebenszyklus gefordert. Downsizing und die zunehmende Elektrifizierung des Antriebsstranges führen zu einem erhöhten Vorkommen von translatorischen und rotatorischen Schwingungsproblemen (Strukturdynamik- und Torsionsschwingungen) im Antriebsstrang. Folglich gewinnen NVH- (engl.: Noise, Vibration and Harshness) Simulationen und Messungen in einer frühen Fahrzeugentwicklungsphase weiter an Bedeutung [2].

[3] untersuchen den beschriebenen Zielkonflikt zwischen Downsizing, der daraus resultierenden CO₂-Reduktion und der Optimierung des Gesamtfahrzeug-NVH-Verhaltens. Die Auswirkungen des Wechsels auf einen kleineren, effizienteren und hochaufgeladenen Otto-Motor in einem Kleinfahrzeug sind im kompletten Antriebsstrang messtechnisch nachweisbar. Die Ergebnisse aus Lastprofilen mit großen Drehmomentgradienten zeigen teilweise fünfmal höhere Strukturbeschleunigungswerte im Fahrzeug mit der Downsizing-Variante und verdeutlichen die NVH-Herausforderungen. [4] beschäftigen sich zum einen intensiv mit Strukturdynamik und Torsionsschwingungen im Fahrzeugantriebsstrang und zum anderen mit dem Unterschied zwischen Realfahrt und Rollenprüfstandfahrt. Der Antriebsstrang eines Fahrzeuges mit einem 2,0l -Turbo-Diesel-Motor und Allrad-Antrieb wird experimentell untersucht und die Realfahrten mit den Prüfstandfahrten verglichen. Dafür wird eine Betriebsschwingungsanalyse (BSA) der Verbrennungskraftmaschine (VKM) und der Fahrzeugstruktur durchgeführt. Zusätzlich wird der Antriebsstrang an den Stellen Zweimassenschwungrad (ZMS), Getriebe und Differential (beidseitig) torsional untersucht. Die Ergebnisse zeigen vergleichbare Werte zwischen den Straßen- und Rollenprüfstandtests. Trotz dieser Erkenntnisse wurde der Ansatz nicht weiter in Richtung einer früheren Entwicklungsphase, in der noch kein Gesamtfahrzeug verfügbar ist, verfolgt. Die durchgeführten Analysen verlangen nach dem kompletten Fahrzeugantriebsstrang und lassen nur eine eingeschränkte Vergleichbarkeit mit dem Schwingungsverhalten an Aggregate- oder VKM-Prüfständen zu.

Anders als in Gesamtfahrzeuguntersuchungen liegen speziell bei Prüfstanduntersuchungen von einzelnen Antriebsstrangkomponenten oder Aggregaten andere Steifigkeits-, Massen- bzw. Trägheits- und Dämpfungsverhältnisse vor. Außerdem dämpfen die elastischen Eigenschaften des Reifens nicht

nur Aufbauschwingungen, sondern auch Torsionsschwingungen im Antriebsstrang. Im Gegensatz dazu gibt es kein vergleichbar entkoppelndes und dämpfendes Element in Prüfstandantriebssträngen. Diese schwingungstechnischen Unterschiede zwischen Fahrzeug und Prüfstand stellen in einer frühen Phase der Entwicklung eine besondere Herausforderung dar, weil noch kein Gesamtfahrzeug für Untersuchungen an Komponenten zur Verfügung steht. Die Erprobungen von Komponenten und Subsystemen finden daher am Prüfstand nicht unter denselben maschinendynamischen Randbedingungen wie im Fahrzeug statt. Dennoch werden aus maschinendynamischer Sichtweise suboptimale Prüfstandaufbauten für Forschungs- und Entwicklungsvorhaben moderner VKM eingesetzt.

Die zunehmend parallelisierten und ständig kürzer werdenden Entwicklungszyklen machen es in Zukunft zwingend notwendig, dass schon in einer frühen Phase der Entwicklung ein fahrzeugnahes NVH-Verhalten auf Komponenten- und Aggregateprüfständen darstellbar ist. Zusätzlich müssen Beziehungen von und Einflüsse durch Stellgrößen früh identifiziert und quantifiziert werden. Aus diesem Grund wird in der vorliegenden Arbeit die Entwicklung einer Methode beschrieben, mit der ein fahrzeugähnlicher Betrieb hinsichtlich des Struktur- und Torsionsschwingungsverhaltens einer VKM am Prüfstand möglich ist. Ergänzend werden Wechselwirkungen zwischen mechanischen Schwingungen und Steuergrößen betrachtet. Die Ziele dieser Arbeit lassen sich folgendermaßen kategorisieren:

- Es wird eine Methode erarbeitet und beschrieben, die einen fahrzeugnahen Struktur- und Torsionsschwingungsprüfstandaufbau für einen 1,5l -Otto-Motor mit vier Zylindern und Abgasturboaufladung ermöglicht. Die Basis für den Vergleich bilden Struktur- und Torsionsschwingungsdaten aus Gesamtfahrzeugmessungen unter Realfahrtbedingungen und Rollenprüfstandbedingungen. Die Methode wird mit einem VKM-Prüfstandaufbau und einem mechanisch reduzierten Prüfstandantriebsstrang, abgeleitet aus dem Fahrzeugantriebsstrang, validiert.
- Ziel des mechanisch reduzierten Antriebsstranges und des Prüfstandaufbaus ist ein fahrzeugähnlicher Betrieb der VKM hinsichtlich des Struktur- und Torsionsschwingungsverhaltens im gesamten Betriebsbereich und in jedem Betriebszustand.
- Zur permanenten Überwachung des Torsionsschwingungsverhaltens am Prüfstand wird ein eindimensionales Mehrmassenschwingermodell implementiert, das VKM-Steuergrößen zur Berechnung heranzieht. Zielsetzung dieses Ansatzes ist es, mit der parallelen Simulation die komplexe und aufwändige Torsionsschwingungsmessung zu ersetzen.
- Die Struktur- und Torsionsschwingungsdaten werden ausgewählten Steuergrößen gegenübergestellt. Der gewählte Ansatz ermöglicht keine parallele Betrachtung zwischen Struktur- und Torsionsschwingungsphänomenen und Steuergrößen auf Gesamtfahrzeugebene. Es kann jedoch gezeigt werden, dass eine gezielte mechanische Systemverstimmung eines Prüfstandantriebsstranges einen Einfluss auf das errechnete Steuergrößenmoment bewirken kann.

Im folgenden Kapitel wird der wissenschaftliche Mehrwert detailliert beschrieben.

1.1 Motivation und wissenschaftlicher Beitrag

Eine übergeordnete Betrachtung der verfügbaren Literatur zeigt, dass es nur wenige Publikationen gibt, die sich mit dem Struktur- und Torsionsschwingungsverhalten von Fahrzeugantriebssträngen befassen. Einen Überblick und eine Zusammenfassung der relevanten Vorarbeiten für die vorliegende Arbeit bietet Kapitel 3.5. Der Großteil dieser Veröffentlichungen untersucht und beschreibt Struktur- oder Torsionsschwingungsphänomene im kompletten Fahrzeugantriebsstrang, wie beispielsweise [4], [5],[6] und [7]. Ein kleinerer Teil befasst sich mit der Torsionsschwingungsberuhigung und -dämpfung von Prüfstandantriebssträngen durch mechanische und regelungstechnische Konzepte. Einzelne Aspekte dieses Fachbereiches beschreiben [8],[9],[10] und [11]. Jedoch fehlt in den bisherigen Forschungsarbeiten ein Ansatz, der eine gekoppelte Betrachtung von Struktur- und Torsionsschwingungsphänomenen eines Prüfstandaufbaus anstellt und Auswirkungen von mechanischen Abweichungen zum Fahrzeugantriebsstrang betrachtet. Deshalb implementiert diese Arbeit eine Methode, die das Struktur- und Torsionsschwingungsverhalten unter realen Fahrbedingungen und unter Rollenprüfstandbedingungen im Gesamtfahrzeug auf den Betrieb am Motorprüfstand projiziert. Die Bedeutung eines fahrzeugnahen Prüfstandbetriebs wird durch eine gezielte mechanische Verstimmung des erarbeiteten Prüfstandantriebsstranges und die daraus resultierende Beeinflussung verdeutlicht.

Um diese wissenschaftliche Lücke zu schließen und die Erkenntnisse dieser Arbeit auf ein möglichst weit verbreitetes Konzept eines Fahrzeugantriebsstranges umlegen zu können, wird ein Vorderantriebsstrang mit einem quer eingebauten Vierzylinder-Turbo-Otto-Motor inklusive Zylinderdeaktivierung und Handschaltgetriebe für die Untersuchungen herangezogen [12]. Entgegen dem Trend zu automatisierten Getrieben, wird ein manuelles Getriebe untersucht, um eine hohe Wiederholgenauigkeit der Struktur- und Torsionsschwingungsmessungen sicherzustellen. Damit können Einflüsse einer automatischen Schaltstrategie ausgeschlossen werden. Zusätzlich betrachtet diese Arbeit im Rahmen der Gesamtfahrzeugmessungen den Antriebsstrang einschließlich Getriebe-Differentialverbund und Antriebswellen. Automatisierte Getriebe und längs eingebaute VKM werden in dieser Arbeit nicht betrachtet.

Auf Basis der Untersuchungen wird gezeigt, dass mit Ausnahme der Fahrzeugvertikaldynamik reproduzierbare Struktur- und Torsionsschwingungsergebnisse am Rollenprüfstand im Vergleich zum Realbetrieb erzielt werden können. Anschließend werden die Messergebnisse aus den Realfahrten und den Rollenprüfstandfahrten einander gegenübergestellt und bewertet.

Durch Ableitungen aus den Gesamtfahrzeuguntersuchungen wird eine Methode erarbeitet, die mit einer Reduktion der mechanischen Komponenten des Antriebsstranges einhergeht und dennoch einen fahrzeugnahen Betrieb hinsichtlich des Struktur- und Torsionsschwingungsverhaltens der VKM am Prüfstand ermöglicht. Um einen fahrzeugnahen Prüfstandbetrieb mit einem beliebigen Drehzahlsignal überwachen zu können, wird ein modulares Torsionsschwingungsmodell aufgebaut und in den Prüfstandbetrieb integriert. Zusätzlich wird ein Drehzahlkorrekturalgorithmus entwickelt, mit dem eine automatische Korrektur von beliebigen Drehzahlsignalen für die Torsionsschwingungsmessung möglich ist. Dieser Algorithmus kann Standard-VKM-Drehzahlsignale zum automatischen Abgleich der Torsionsschwingungssimulation nutzen.

Die Validierung der Methode erfolgt mit einem Prüfstandaufbau mit einem baugleichen 1,5l -Turbo-

Otto-Motor wie aus den Gesamtfahrzeugmessungen. Neben der Integration des Fahrzeugmotor- und Getriebelagers, dem Fahrzeug-ZMS und der Fahrzeugdrehmomentstütze, werden die weiteren Komponenten des Aufbaus so gestaltet, dass ein fahrzeugnaher Betrieb gewährleistet ist. Hierzu wird ein einstufiger Getriebedummy entwickelt, welcher den Getriebe-Differential-Verbund aus dem Fahrzeug ersetzt. Dieser Getriebedummy ermöglicht einen fahrzeugähnlichen Aufbau am Prüfstand und bietet eine rotatorische Anbindung in Kurbelwellenachsrichtung. Dabei werden die Massenverteilung und die Trägheit des Fahrzeugverbundes nachgebildet. Als torsional entkoppelndes Element dient eine elastische Klauenkupplung. Die Drehsteifigkeit der Klauenkupplung wird so abgestimmt, dass mit dem Prüfstandantriebsstrang fahrzeugnahe Ergebnisse erzielt werden können.

Die Prüfstandmessungen werden mit den Daten der Fahrzeugmessungen verglichen und bewertet. Es wird gezeigt, dass mit dem entwickelten Prüfstandaufbau ein fahrzeugähnlicher Betrieb möglich ist. Die Integration des Simulationsmodells wird mit drei Parametern des Fahrzeug- Controller Area Network (CAN)- Busses realisiert und wird mit einem gemessenen Drehzahlsignal validiert. Der entwickelte, automatische Drehzahlkorrekturalgorithmus wird mit einer kommerziellen Software, die dem Stand der Technik entspricht, verifiziert.

Die Struktur-dynamik- und Torsionsschwingungsdaten aus den Gesamtfahrzeug- und Prüfstandmessungen werden einer ausgewählten Steuergerätgröße gegenübergestellt. Anhand der Prüfstanduntersuchungen kann gezeigt werden, dass das Torsionsschwingungsverhalten mit der Motorsteuerung in Wechselwirkung steht. Eine gezielte torsionale Verstimmung des Prüfstandantriebsstranges kann unter identischen Testbedingungen zu einer Beeinflussung des berechneten Drehmomentes des Steuergerätes führen.

Die präsentierten Ergebnisse sollen dazu beitragen, dass zukünftige Motorprüfstände in einer früheren Entwicklungsphase das Struktur-dynamik- und Torsionsschwingungsverhalten des Fahrzeugantriebsstranges nachstellen können.

Basierend auf Erkenntnissen aus den durchgeführten Untersuchungen wurden folgende Publikationen veröffentlicht:

- Frontload im Entwicklungsprozess: Road-to-Rig Methodik durch innovative Messtechnik, 41. Internationales Wiener Motorensymposium, 22.04 - 24.04.2020, Virtuelle Konferenz, ISBN: 978-3-18-381312-4
- Design and Validation of a Highly Dynamic Testing Facility for E-Motors, ISMA 2020 International Conference on Noise and Vibration Engineering 2020, 07.09 - 09.09.2020, Virtuelle Konferenz, ISBN: 978-1-7138-2705-4
- Konzept zur Torsionsschwingungsdämpfung in Hybridsystemen, MTZ - Motorentechnische Zeitschrift, 11.09.2020, DOI: 10.1007/s35146-020-0289-6
- NVH-Prüfstand für hochdrehende E-Motoren, MTZ - Motorentechnische Zeitschrift, 11.12.2020, DOI: 10.1007/s35146-020-0606-0
- Overall Powertrain Analysis: NVH and RDE in Combination, 3. Torsional Vibration Symposium 2020, wegen der SARS-CoV-2 Pandemie auf Mai 2022 verschoben

Diese Publikationen sind in Kooperation mit der tectos GmbH entstanden.

1.2 Überblick

Der Inhalt dieser Arbeit ist folgendermaßen gegliedert:

- **2 Theoretische Grundlagen:** Beschreibt die theoretischen Grundlagen der Maschinendynamik, die für diese Arbeit von Bedeutung sind. Neben den fundamentalen Prinzipien der Schwingungslehre werden der Zeit- und Frequenzbereich sowie die für diese Arbeit wichtige Campbell-Darstellung eingeführt. Abschließend beschreibt dieses Kapitel die Maschinendynamik einer VKM und führt die Grundprinzipien der NVH-Modellierung, mit einem Fokus auf Torsionsschwingungssimulationen, ein.
- **3 Stand der Technik:** Beschreibt den Stand der Technik für Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsfragestellungen in Antriebssträngen. Neben den gültigen Normen und Richtlinien für dieses Fachgebiet analysiert dieses Kapitel die zugehörige Literatur. Der Fokus liegt dabei auf der experimentellen, schwingungstechnischen Analyse von Antriebssträngen. Zusätzlich werden die eindimensionalen Modellierungsmethoden für Torsionsschwingungsuntersuchungen beschrieben. Auf Basis dieser Analyse wird der Inhalt dieser Arbeit vom Stand der Technik abgegrenzt.
- **4 Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsanalysen der Erprobungsträger:** Beschreibt die Entwicklung einer Methode, mit der ein Prüfstandantriebsstrang abgeleitet wird, mit dem ein fahrzeugnahes Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsverhalten für VKM-Prüfstanduntersuchungen nachgebildet werden kann. Dazu werden Gesamtfahrzeugmessungen unter realen Bedingungen und Rollenprüfstandbedingungen, aber auch Prüfstandmessungen durchgeführt. Neben den experimentellen Betrachtungen wird ein Drehzahlkorrekturalgorithmus für Torsionsschwingungsuntersuchungen weiterentwickelt und mit Messdaten validiert. Eine parallele Torsionsschwingungssimulation ermöglicht eine hinreichend genaue Abbildung des Prüfstandverhaltens in jedem Betriebspunkt. Die Validierung mit Messdaten zeigt, dass das entwickelte Modell als Zustandsüberwachung eingesetzt werden kann.
- **5 Auswirkungen von Antriebsstrangschwingungen:** Ausgehend von dem in dieser Arbeit entwickelten Prüfstandantriebsstrang wird eine gezielte torsionale Verstimmung untersucht. Es wird gezeigt, dass diese gezielte Verstimmung zu einer Beeinflussung des errechneten VKM-Drehmomentes des Steuergerätes führt. Abschließend wird die Fahrzeugsensorik als Ursprung identifiziert und ein Ausblick skizziert.
- **6 Zusammenfassung:** Fasst die vorliegende Arbeit zusammen.
- **7 Ausblick:** Skizziert einen Ausblick für zukünftige Forschungsarbeiten in diesem Fachbereich.

Darüber hinaus können die Daten des untersuchten Forschungsfahrzeuges und der VKM in Anhang A gefunden werden. Die Auswertungen der relevanten Messstellen der Gesamtfahrzeuguntersuchungen unter Real- und Rollenprüfstandbedingungen sind in Anhang B und C zusammengefasst. Anhang D beinhaltet die Auswertungen der relevanten Prüfstandmessstellen.

2 Theoretische Grundlagen

Einleitend werden Zusammenhänge und Prinzipien der Maschinendynamik und Schwingungstechnik beschrieben, die in dieser Arbeit verwendet werden. Der fundamentale Unterschied des Zeit- und Frequenzbereiches wird eingeführt und Metriken zur Bewertung der Ergebnisse dieser Arbeit werden dargestellt. Der Fokus liegt dabei auf den maschinendynamischen Eigenschaften von VKM und Antriebssträngen. Für einen tieferen Einblick in die Maschinendynamik wird auf [13] und [14] verwiesen. Anschließend werden Grundlagen und Modellierungsprinzipien für Torsionsschwingungssimulationen diskutiert. Eine detaillierte Beschreibung der Mathematik, die zur Beschreibung von Schwingungsphänomenen in Antriebssträngen verwendet wird, sind in [15] und [16] zu finden.

2.1 Maschinendynamische Grundlagen

Maschinendynamik ist eine Teildisziplin der technischen Mechanik und beschreibt die Wechselwirkungen zwischen Kräften und Bewegungsgrößen in Maschinen, Bauteilen oder Fahrzeugen. Die Maschinendynamik an sich kann wiederum in unzählige Untergruppen unterteilt werden und umfasst neben der technischen Schwingungslehre auch die Strukturmechanik, welche die Basis für diese Arbeit darstellt. Als moderner Begriff für diese Teilbereiche der Maschinendynamik hat sich das Noise, Vibration and Harshness Engineering durchgesetzt. Diese drei Bereiche geben Auskunft über den Frequenzbereich der betrachteten Schwingungen und sind in Abbildung 1 dargestellt.

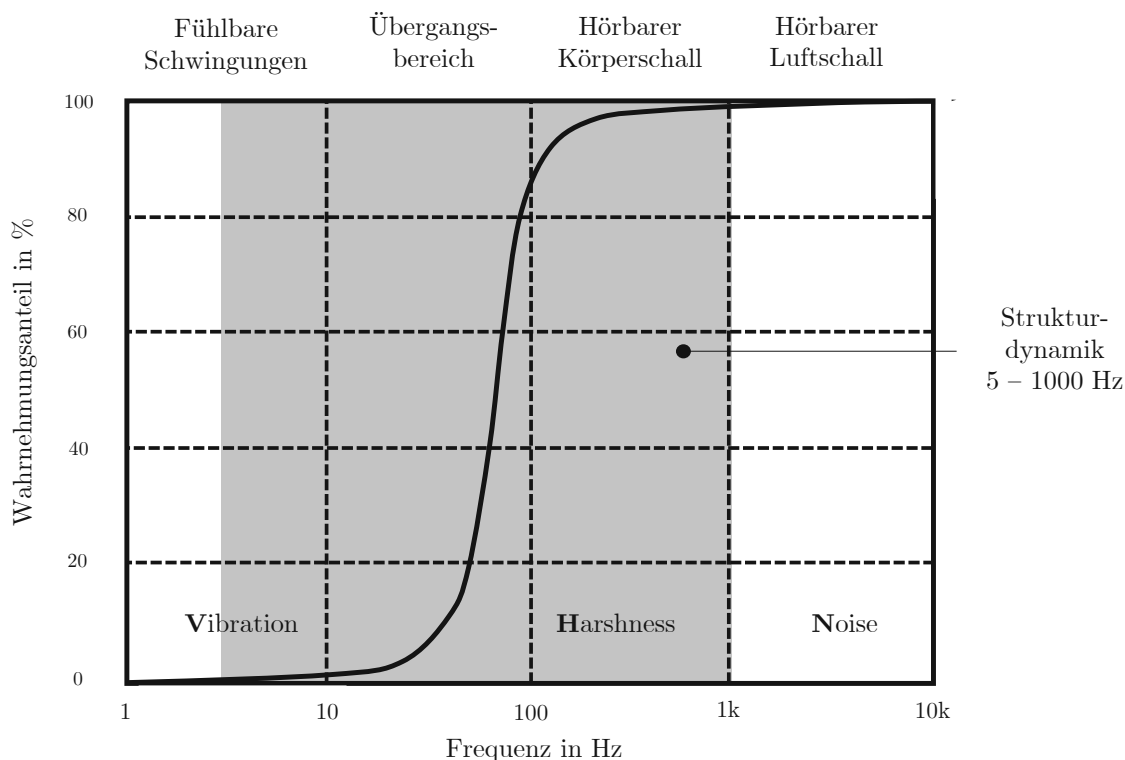


Abbildung 1: Frequenzbereiche und der zugehörige Wahrnehmungsanteil in Anlehnung an [17]

Schwingungen mit Frequenzen unter 10 Hz werden vom Menschen ausschließlich als Vibrationen wahrgenommen. Der folgende Übergangsbereich reicht bis ca. 100 Hz und wird von Menschen als eine Mischung aus Vibrationen und Geräuschen wahrgenommen. Schwingungen mit Frequenzen über 100 Hz werden ausschließlich als Geräusche wahrgenommen. Neben der menschlichen Wahrnehmung ist die Frequenz einer Schwingung maßgeblich für die Systemanregung. Bei Systemen der Strukturdynamik ist es in der Regel ausreichend, Schwingungen mit Frequenzen zwischen 5 und 1000 Hz zu berücksichtigen, weil diese Systeme mit der Bewegungsform der kleinsten Energie zu schwingen versuchen [18].

Grundlegende Zusammenhänge linearer, schwingfähiger Systeme lassen sich mit einem Differentialgleichungssystem (DGLS) mit dem beliebigen Freiheitsgrad u , der Massen- bzw. Trägheitsmatrix \bar{M} , der Dämpfungsmatrix \bar{C} , der Steifigkeitsmatrix \bar{K} und einer zeitlich veränderbaren Anregung $F(t)$ veranschaulichen.

$$\bar{M}\ddot{u}(t) + \bar{C}\dot{u}(t) + \bar{K}u(t) = F(t) \quad (2.1)$$

Für ein mechanisches System im dreidimensionalen Raum mit drei translatorischen und drei rotatorischen Freiheitsgraden kann Gleichung 2.1 mit DGLS in Gleichung 2.2 beschrieben werden.

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\psi} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\varphi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & \dots & c_{16} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{61} & \dots & c_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\psi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & \dots & k_{16} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{61} & \dots & k_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ \psi \\ \theta \\ \varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F(t)_x \\ F(t)_y \\ F(t)_z \\ M(t)_\psi \\ M(t)_\theta \\ M(t)_\varphi \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

Dabei repräsentieren x , y und z die translatorischen Raumrichtungen und ψ , θ und φ die jeweils zugehörigen Drehachsen. Die folgenden beiden Beispiele beschreiben die weiteren maschinendynamischen Überlegungen stellvertretend für einen translatorischen und einen rotatorischen Freiheitsgrad. Für einen translatorischen Längsschwinger mit einem Freiheitsgrad und einer Erregerkraft $F(t)$ wie in Abbildung 2 dargestellt, kann folgende Differentialgleichung (DGL) angeschrieben werden

$$m_{ers}\ddot{x}(t) + d_{ers}\dot{x}(t) + k_{ers}x(t) = F(t) \quad (2.3)$$

wobei $x(t)$ die zeitabhängige Auslenkung, m_{ers} die Masse des Schwingers, k_{ers} die translatorische Steifigkeit und d_{ers} die Dämpfung sind.

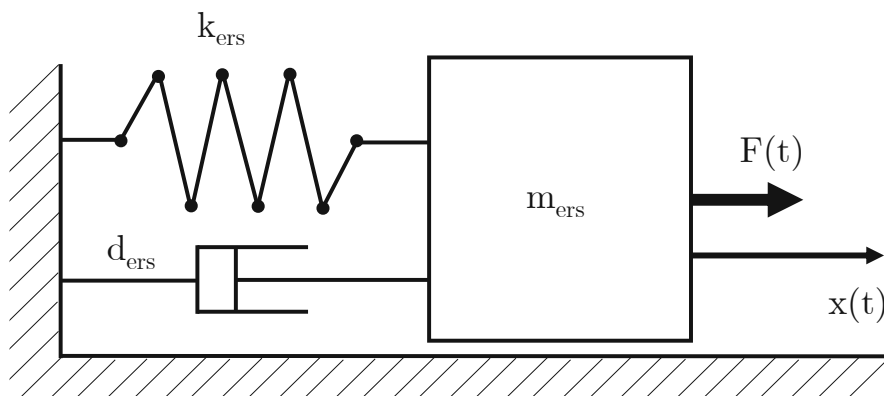


Abbildung 2: Translatorischer Einmassenschwinger in Anlehnung an [19]

Analog zu Gleichung 2.3 kann die Koordinate für den allgemeinen, rotatorischen Fall angepasst werden. Wie in Abbildung 3 dargestellt, kann für Verdrehungen folgende DGL angeschrieben werden

$$J_{ers}\ddot{\varphi}(t) + d_{ers}\dot{\varphi}(t) + k_{ers}\varphi(t) = M(t) \quad (2.4)$$

wobei $\varphi(t)$ die zeitabhängige Verdrehung, $M(t)$ die äußere Momentenanregung, J_{ers} die Rotations­trägheit des Schwingers, k_{ers} die rotatorische Steifigkeit und d_{ers} die Dämpfung sind.

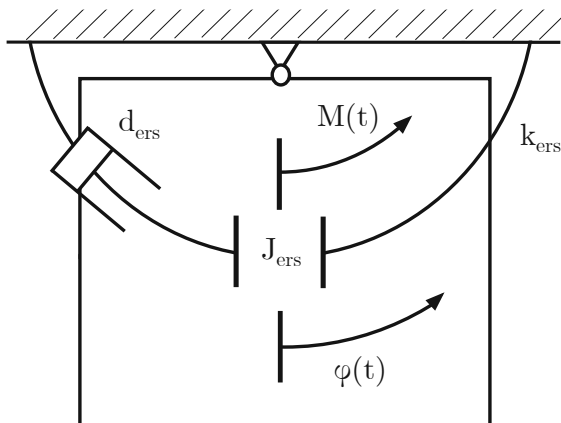


Abbildung 3: Rotatorischer Einmassenschwinger in Anlehnung an [19]

Durch Umformungen kann aus den DGL die Eigenkreisfrequenz ω_0 bzw. die Eigenfrequenz f eines mechanischen Systems ermittelt werden [19].

$$\omega_0 = 2f\pi = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.5)$$

Eigenfrequenzen bzw. Eigenwerte eines mechanischen Systems können durch gleichsetzen der Maximalwerte von potentieller und kinetischer Energie berechnet werden. Diese Methode ist in der Literatur als Rayleigh-Verfahren bekannt [20]. Die Lage von Eigenfrequenzen sind von besonderer Bedeutung, weil es rund um diese Frequenzen zu einer Verstärkung der Systemanregung kommt. Diese Verstärkung kann mit der Vergrößerungsfunktion V beschrieben werden. Gleichung 2.6 zeigt eine mögliche, komplexe Systemanregung $E(\omega)$.

$$E(\omega) = e^{i\omega t} \quad (2.6)$$

Die Systemantwort $A(\omega)$ in Gleichung 2.7 besitzt die gleichen Eigenschaften wie $E(\omega)$, jedoch eine um den Faktor V veränderte Amplitude und eine Phasenverschiebung von ψ .

$$A(\omega) = V e^{i(\omega t - \psi)} = V e^{-\psi i} e^{i\omega t} \quad (2.7)$$

Die getrennte Darstellung der Amplitude und der Phase einer Größe ist in der Elektrotechnik üblich und kommt z.B. in der Bodediagrammdarstellung zum Einsatz. Die Nachteile dieser getrennten Darstellung für maschinendynamische Betrachtungen werden in den folgenden Kapiteln diskutiert. In Abhängigkeit des dimensionslosen Verhältnisses η , welches Gleichung 2.8 beschreibt, kann die Vergrößerungsfunktion mit Gleichung 2.9 bestimmt werden.

$$\eta = \frac{\Omega}{\omega} \quad (2.8)$$

Dabei sind Ω die Erregerkreisfrequenz und ω die Eigenkreisfrequenz. Die Vergrößerungsfunktion V ist indirekt proportional zur Dämpfung und strebt für sinkende Werte der Dämpfung gegen Unendlich. Gleichung 2.8 und Abbildung 4 zeigen Vergrößerungsfunktionen in Abhängigkeit verschiedener Dämpfungen.

$$V = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4d^2\eta^2}} \quad (2.9)$$

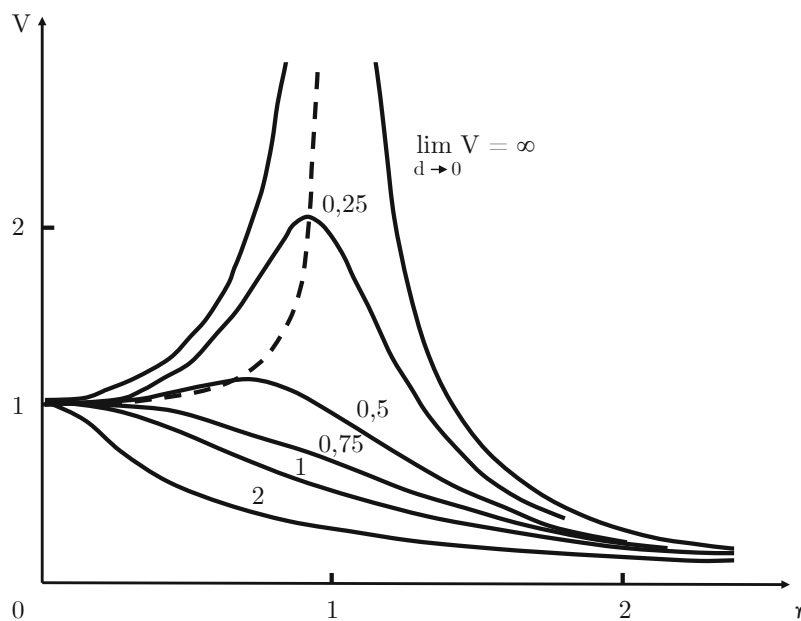


Abbildung 4: Vergrößerungsfunktionen in Abhängigkeit der Dämpfung

2.1.1 Zeit- und Frequenzbereich

Signale mit unterschiedlichen Frequenzanteilen sind im Zeitbereich schwierig zu analysieren. Darum hat sich die Analyse von Signalen im Frequenzbereich als nützliches Werkzeug bewährt. Außerdem vereinfachen sich DGLS im Frequenzbereich zu linearen Gleichungssystemen und können effizient von Computern gelöst werden. Dazu wird ein Zeitbereichssignal in Subsignale zerlegt und über der Frequenz dargestellt. Abbildung 5 stellt diese Vorgehensweise qualitativ an einem einfachen Signal im Zeitbereich und im Spektrum dar.

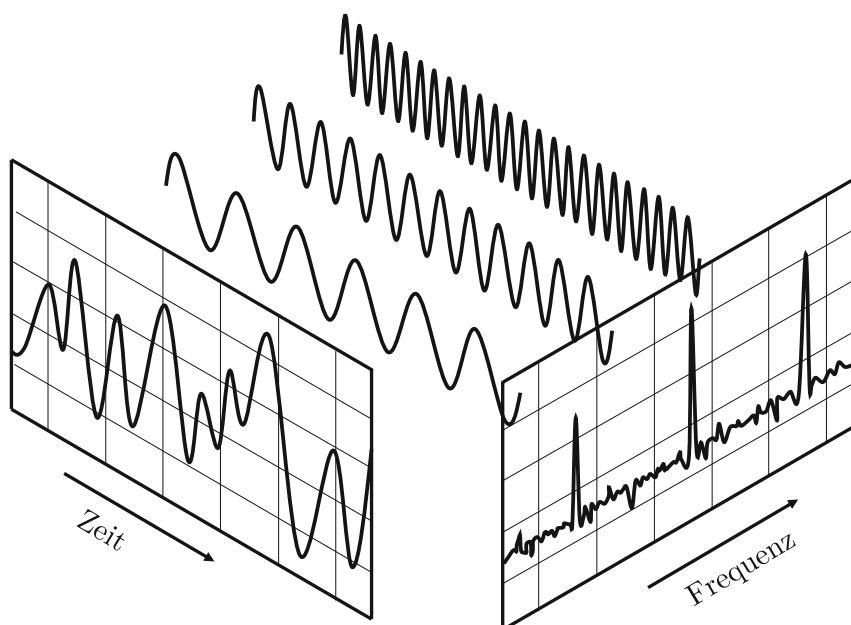


Abbildung 5: Schematischer Zusammenhang des Zeit- und Frequenzbereiches

Den analytischen Weg vom Zeit- in den Frequenzbereich stellt die Fourier-Analyse dar [21]. Unter der Annahme, dass sich ein Abschnitt in einem Signal nach einer bestimmten Periode T in einem Signal $A(t)$ wiederholt, kann dieser im Intervall $[\tau, \tau + T]$ mit Gleichung 2.10 gefunden werden.

$$A(\omega) = \frac{1}{T} \int_{\tau}^{\tau+T} A(t)e^{-i\omega t} dt \quad (2.10)$$

Zur Darstellung der frequenzabhängigen Amplitude kann mit der Euler'schen Formel und der konjugiert komplexen Erweiterung der reale (Re) und imaginäre (Im) Anteil der frequenzabhängigen Amplitude in Gleichung 2.11 und die zugehörige Phase φ in Gleichung 2.12 dargestellt werden.

$$A(\omega)e^{-i\omega t} + A(-\omega)e^{-i\omega t} = 2Re[A(\omega)]\cos(\omega t) - 2Im[A(\omega)]\sin(\omega t) \quad (2.11)$$

$$\varphi = \arctan \frac{ImA(\omega)}{ReA(\omega)} \quad (2.12)$$

Abbildung 6 zeigt die getrennte Betrachtung der Amplitude und Phase qualitativ. Diese Darstellung ist in der Elektrotechnik und Regeltechnik üblich. In der Maschinendynamik kommt diese Darstellung z.B. bei Modalmessungen mit einem Impulshammer zum Einsatz. Für aussagekräftige Interpretationen in Antriebsstranguntersuchungen fehlt jedoch die Drehzahl als Bezugsgröße.

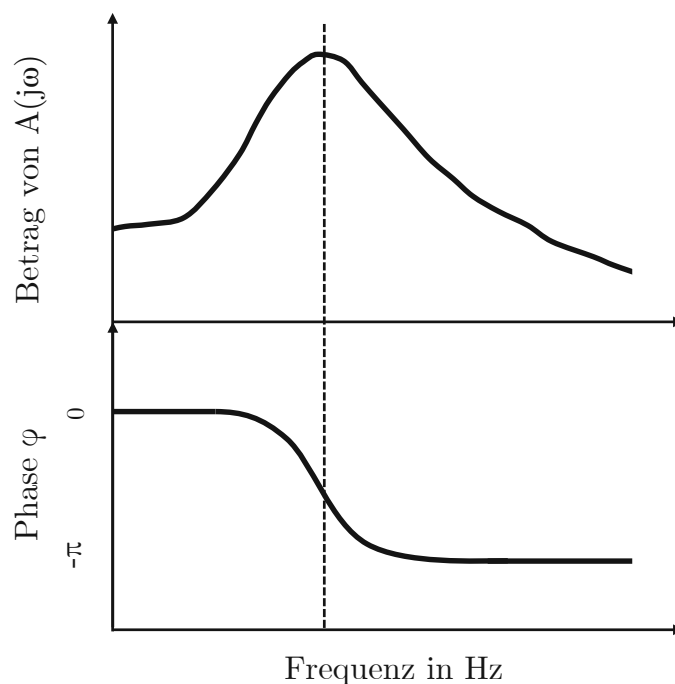


Abbildung 6: Qualitative Bode-Diagrammdarstellung einer komplexen Größe in Anlehnung an [22]

2.1.2 Wasserfalldiagramme

Wasserfalldiagramme oder auch Campbell-Diagramme stellen drehzahlkaskadierte Amplitudenfrequenzspektren charakteristischer Zustandsgrößen mechanischer Schwingensysteme dar. In Kapitel 2.1.1, Gleichung 2.11 und Abbildung 6 wird eine spektrale, komplexe Größe dargestellt, allerdings ohne Phaseninformation. Üblicherweise wird in der Fahrzeugentwicklung als Führungsgröße die Motordrehzahl in der Wasserfalldiagrammdarstellung herangezogen. Es sind aber auch Darstellungen über der Zeit, einem Verdrehwinkel oder andere Bezugsdrehzahlen möglich. Abbildung 7 zeigt schematisch ein Wasserfalldiagramm einer beliebigen Zustandsgröße bezogen auf eine Bezugsdrehzahl.

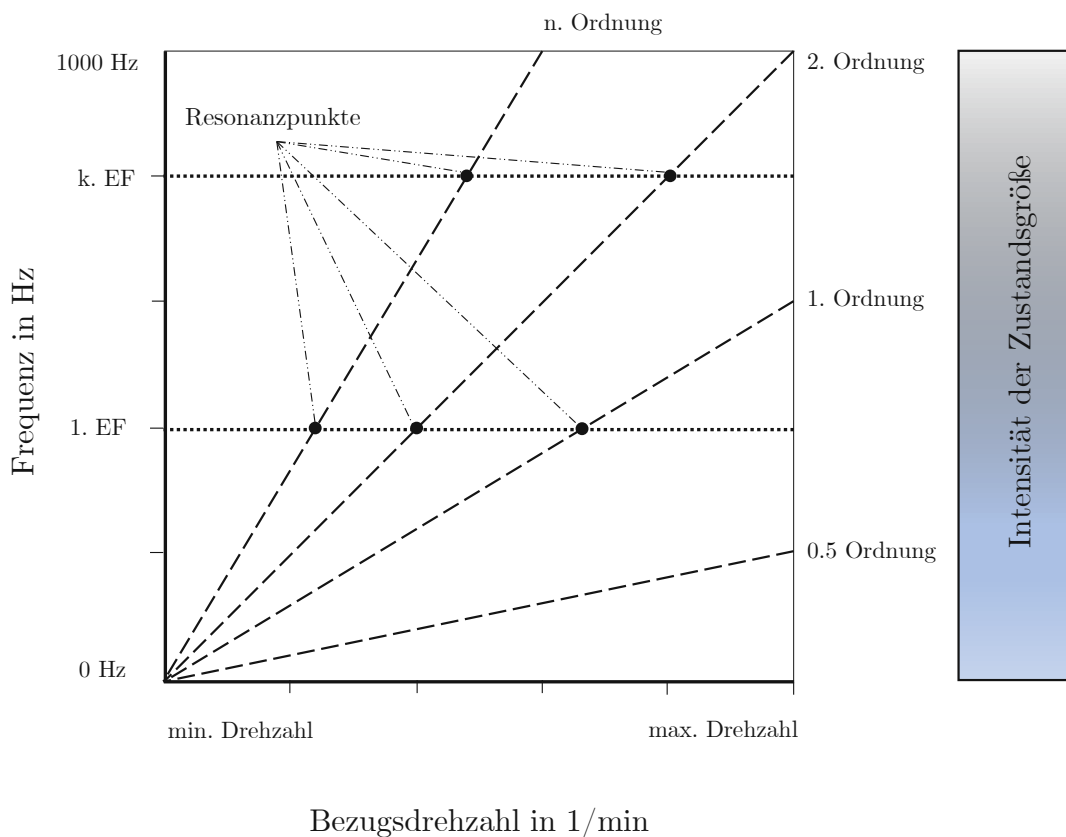


Abbildung 7: Schematische Darstellung eines Wasserfalldiagramms in Anlehnung an [23]

Um eine beliebige Zustandsgröße derart betrachten zu können, muss diese zuerst vom Zeitbereich in den Frequenzbereich transformiert werden (siehe Kapitel 2.1.1). Diese spektrale Darstellung erlaubt Rückschlüsse auf die bereits beschriebenen, modalen Parameter eines mechanischen Systems, gemessen an der Intensität der betrachteten Zustandsgröße. Die Intensität wird als farbliche Kodierung dieser zweidimensionalen Darstellung überlagert. Eigenfrequenzen bilden sich in der gewählten Darstellungsart, in Abhängigkeit der Systemdämpfung, als horizontale Linien im Spektrum aus. Die sogenannten Ordnungen eines Systems spannen eine fächerartige Struktur, ausgehend von der minimalen Drehzahl und Frequenz, auf. Ordnungen beschreiben dabei Vielfache der Drehfrequenzen des mechanischen Systems. Durch die zunehmende Elektrifizierung moderner Antriebsstränge kommt es zunehmend zu Einstreuungen in das Spektrum und so können z.B. Pulsweitenmodulationen von

Wechselrichtern im Spektrum als zusätzliche Ordnungsfächer betrachtet werden. Diese elektrischen Einflüsse werden in dieser Arbeit nicht diskutiert und es wird z.B. auf [24] oder [25] verwiesen. Schnittpunkte von Eigenfrequenzlinien und Ordnungslinien sind von besonderem Interesse, weil dort das mechanische System zwangsweise angeregt wird.

Sämtliche Simulations- und Messergebnisse, die in dieser Arbeit präsentiert werden, werden auf Basis des Wasserfalldiagrammes bewertet. Die verwendeten Parameter, die zur Transformation in den Frequenzbereich benutzt werden, werden in Kapitel 4.2 beschrieben.

2.2 Maschinendynamik einer Verbrennungskraftmaschine

Aus maschinendynamischer Sicht sind Antriebsstränge ein Zusammenschluss aus mehreren Trägheiten zu einem Gesamtsystem, welches mechanische Arbeit von einer Quelle (Verbrennungsmotor, Elektromotor, etc.) zu einem Verbraucher (Achsgetriebe und Räder, Generatorwelle, etc.) überträgt [26]. Diese Quellen verursachen translatorische und rotatorische Schwingungen in Antriebssträngen. Zusätzlich können Schwingungsanregungen auch von externen Quellen (z.B. Straßenanregung bei einer Realfahrt) in diese Systeme eingebracht werden. Aufgrund der Ausrichtung dieser Arbeit, beschreibt dieses Kapitel ausschließlich die primäre Anregungsursache und -art der VKM und vernachlässigt Anregungsformen anderen Ursprunges. Schwingungen in der VKM oder im Antriebsstrang können zu einer Bauteilschädigung oder zu einem Komfortverlust führen. Die folgenden Abschnitte erläutern die Entstehung dieser periodischen Anregung anhand eines Einzylindermotors und erweitern diese Überlegungen dann auf einen Zwei- bzw. Vierzylinderreihenmotor.

Die Kinematik der VKM führt zwangsweise zur Entstehung von Kräften, welche grundsätzlich in translatorische und rotatorische Massenkräfte eingeteilt werden können. Translatorische Bewegungen werden beispielsweise von den Gaswechselventilen und den Kolben ausgeführt. Die Pleuel- und Pleuelnockenwelle führen rotatorische Bewegungen aus. Eine gemischte Form der Bewegung, also eine translatorische und rotatorische Bewegung, kann bei einem Pleuel beobachtet werden. Aufgrund der Bewegungen der Motorbauteile kommt es zu Beschleunigungen und Verzögerungen, die wiederum zur Entstehung von Trägheitskräften führen. Gemeinsam mit der aus der Verbrennung resultierenden Gaskraft wirken somit periodisch verändernde Kräfte. Zur Veranschaulichung der Periodizität dieser Kräfte zeigt Abbildung 8 einen schematischen Einzylindermotor anhand dessen Geometrie die oszillierende Massenkraft hergeleitet werden kann [27].

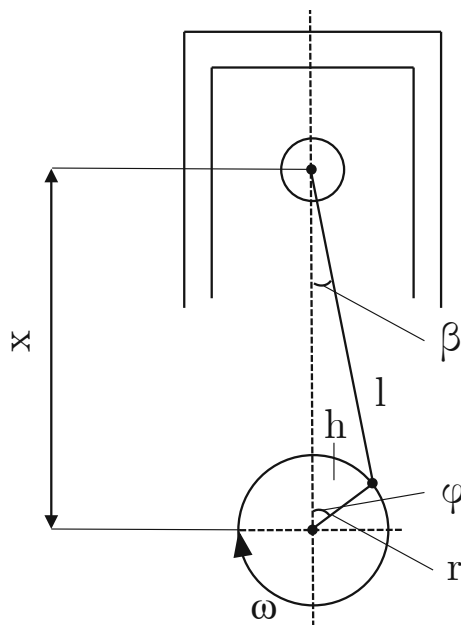


Abbildung 8: Schematische Geometriebeziehungen eines Einzylindermotors

Der Kolbenweg x setzt sich wie in Gleichung 2.13 gezeigt zusammen.

$$x = r\cos(\varphi) + l\cos(\beta) \tag{2.13}$$

Den kinematischen Zusammenhang zwischen φ und β zeigt Gleichung 2.14.

$$h = r\sin(\varphi) = l\sin(\beta) \tag{2.14}$$

Umgestellt und eingesetzt mit dem Pleuelstangenverhältnis λ_s

$$\lambda_s := \frac{r}{l} \tag{2.15}$$

ergibt Gleichung 2.16.

$$\sin(\beta) = \frac{r}{l}\sin(\varphi) = \lambda_s\sin(\varphi) \tag{2.16}$$

Mithilfe der trigonometrischen Funktion aus Gleichung 2.16 kann Gleichung 2.17 angeschrieben werden.

$$\cos(\beta) = \sqrt{1 - \lambda_s^2\sin^2(\varphi)} \tag{2.17}$$

Zur besseren Übersichtlichkeit kann mit Gleichung 2.18

$$\cos(\beta) = \sqrt{1 - \lambda_s^2\sin^2(\varphi)} := (1 - \tilde{x})^{\frac{1}{2}} \tag{2.18}$$

die Taylor-Reihe mit Entwicklungspunkt 0 in Gleichung 2.19 angeschrieben werden [28].

$$\cos(\beta) = (1 - \tilde{x})^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2}\tilde{x} - \frac{1}{8}\tilde{x}^2 - \frac{1}{16}\tilde{x}^3 \dots \quad (2.19)$$

Betrachtet man das Konvergenzverhalten dieser Reihe für kleine Pleuelstangenverhältnisse ($\lambda_s < 0,3$), so erkennt man, dass diese Reihe schnell konvergiert. Die Approximation kann bereits nach dem zweiten Glied abgebrochen werden und der Fehler ist $< 0,05\%$ [28]. Für größere Pleuelstangenverhältnisse muss die Reihe entsprechend weiter ausgewertet werden. Für den ersten Fall kann nach Abbruch des zweiten Gliedes Gleichung 2.20 angeschrieben werden.

$$\cos(\beta) = (1 - \tilde{x})^{\frac{1}{2}} \approx 1 - \frac{1}{2}\tilde{x} = 1 - \frac{1}{2}\lambda_s^2 \sin^2(\varphi) \quad (2.20)$$

Der Kolbenweg kann dann mit Gleichung 2.21 ausgedrückt werden.

$$x = r \cos(\varphi) + l \left(1 - \frac{1}{2}\lambda_s^2 \sin^2(\varphi) \right) \quad (2.21)$$

Mit der trigonometrischen Beziehung aus Gleichung 2.22

$$\sin^2(\varphi) = \frac{1}{2}(1 - \cos(2\varphi)) \quad (2.22)$$

kann dann durch einsetzen von $\varphi = \omega t$ direkt Gleichung 2.23 angeschrieben werden.

$$x = r \cos(\omega t) + l \left(1 - \frac{\lambda_s^2}{4} + \frac{\lambda_s^2}{4} \cos(2\omega t) \right) \quad (2.23)$$

Die Geschwindigkeiten und die Beschleunigung des Kolbens ergeben sich aus der ersten (Gleichungen 2.24 und 2.25) und zweiten Zeitableitung (Gleichungen 2.26 und 2.27) von x .

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} \omega \quad (2.24)$$

$$\dot{x} = \left(-r \sin(\omega t) - l \frac{\lambda_s^2}{2} \sin(2\omega t) \right) \omega \quad (2.25)$$

Mit der vereinfachten Annahme, dass ω konstant ist, können für die zweite Ableitung Gleichungen 2.26 und 2.27 geschrieben werden.

$$\ddot{x} = \frac{d^2x}{dt^2} = \omega \frac{d\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d^2x}{d\varphi^2} \omega^2 \quad (2.26)$$

$$\ddot{x} = (-r \cos(\omega t) - \lambda_s^2 l \cos(2\omega t)) \omega^2 \quad (2.27)$$

Mit der Beziehung $\lambda_s^2 l = \lambda_s l_s^r = \lambda_s r$ kann Gleichung 2.27 vereinfacht werden und es kann Gleichung 2.28 angeschrieben werden.

$$\ddot{x} = -r\omega^2(\cos(\omega t) + \lambda_s \cos(2\omega t)) \quad (2.28)$$

Mit $F_{OSZ} = -m_{OSZ}\ddot{x}$ kann Gleichung 2.29, in Abhängigkeit der Rotation, dargestellt werden.

$$F_{OSZ} = \underbrace{m_{OSZ}r\omega^2(\cos(\omega t))}_{\text{Term 1. Ordnung}} + \underbrace{m_{OSZ}r\omega^2\lambda_s\cos(2\omega t)}_{\text{Term 2. Ordnung}} \quad (2.29)$$

Die Form der Gleichung 2.29 zeigt, dass die Anregung der oszillierenden Kraft in Einzelterme aufgeteilt werden kann. Der dargestellte Term der ersten Ordnung korreliert mit der Kurbelwellendrehzahl, während der Term zweiter Ordnung mit der doppelten Kurbelwellendrehzahl korreliert. Diese Ordnungen sind für jede VKM-Bauart unterschiedlich und charakterisieren diese.

Diese Überlegungen sind fundamental für die durchgeführten Untersuchungen. Unter der Berücksichtigung der Gaskräfte, den rotierenden Massen und der VKM-Kurbelgeometrie ergibt sich eine periodisch veränderliche Drehmomentabgabe der VKM. Weil in dieser Arbeit ein Vierzylinderreihenmotor mit Zylinderdeaktivierung untersucht wird, zeigt Abbildung 9 einen Vergleich des qualitativen Drehmomentverlaufes mit gleichem mittlerem Drehmoment für diese Bauformen. Eine detaillierte Herleitung anhand unterschiedlicher Mehrzylindermotoren beschreiben z.B. [29] und [27].

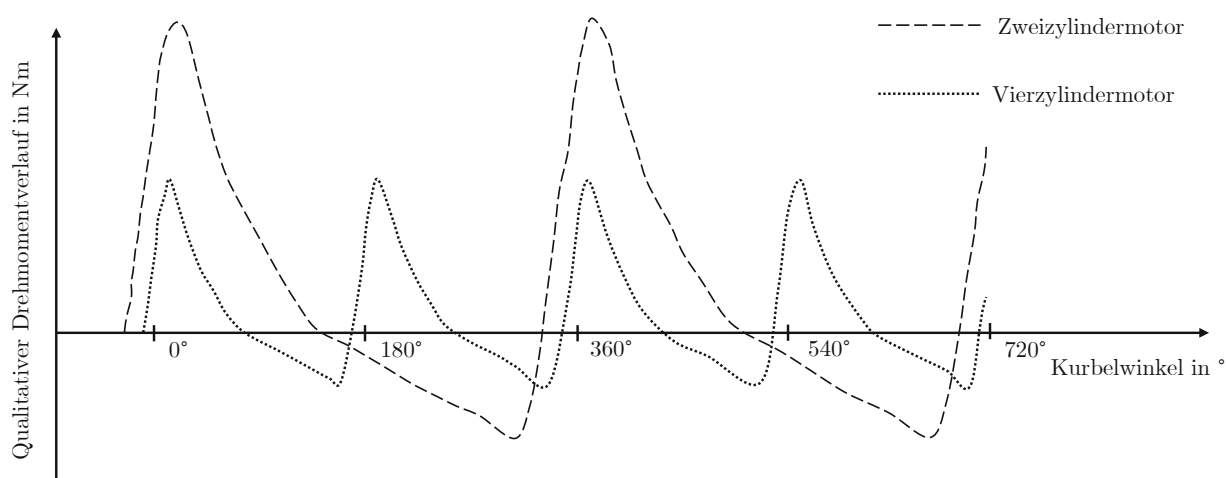


Abbildung 9: Qualitativer Drehmomentverlauf eines Zwei- und Vierzylinderreihenmotors nach [30]

Abbildung 9 zeigt, dass die doppelte Zylinderzahl des Vierzylinderreihenmotors im Vergleich zum Zweizylinderreihenmotor in einem niedrigeren Spitzenmoment resultiert, weil zum Erreichen des gleichen mittleren Drehmomentes kleinere Gaskräfte notwendig sind [31]. Die Frequenz der resultierenden Anregung, ausgehend von der VKM, kann mit Gleichung 2.30 ermittelt werden.

$$f_{VKM-Anregung} = \frac{VKM - Drehzahl}{60} * \frac{Zylinderzahl}{2} \quad (2.30)$$

Eine Halbierung der Zylinderzahl hat somit auch eine Halbierung der dominant anregenden Frequenz der VKM zur Folge. Hauptaufgabe der Maschinendynamik ist es, diese Spreizung der Anregung im Fahrzeug und am Prüfstand zu analysieren und mit geeigneten Mitteln auszulöschen oder zu dämpfen (vgl. Kapitel 3). Ohne geeignete Maßnahmen kommt es zwangsweise zu unerwünschten Struktur- und Torsionsschwingungsphänomenen in der VKM und im Antriebsstrang.

Zusammenfassend zeigen Abbildung 10 und Tabelle 1 die maschinendynamischen Eigenschaften eines Zwei- und Vierzylinderreihenmotors mit Viertaktarbeitsprozess. Abbildung 10 (links) zeigt eine schematische Darstellung einer VKM und führt das Koordinatensystem für die strukturdynamischen Betrachtungen in dieser Arbeit ein. Zusätzlich zeigt Abbildung 10 (rechts) die schematischen Bauformen der Kurbelwellen und die Kurbelsterne für einen Reihen- und Vierzylinderreihenmotor.

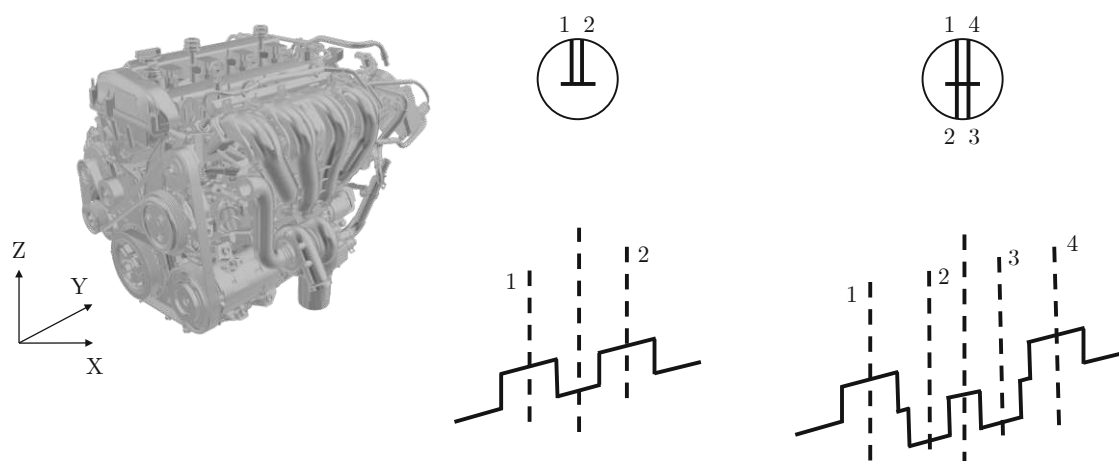


Abbildung 10: **Links:** Schematische Darstellung einer VKM inklusive des Koordinatensystems; **Rechts:** Schematische Darstellung des Kurbelsterns und der Kurbelwelle für einen Zwei- und Vierzylinderreihenmotor

Die maschinendynamischen Eigenschaften in Tabelle 1 gelten jeweils für die angeführte mechanische Bauform (Zwei- und Vierzylinderreihenmotor). Die in dieser Arbeit untersuchte VKM (Vierzylinderreihenmotor) kann auch mit nur zwei gefeuerten Zylindern betrieben werden. Eine detaillierte Beschreibung der VKM ist in Kapitel 4.1.1 zu finden.

Die angeführten maschinendynamischen Eigenschaften des Zweizylinderreihenmotors in Tabelle 1 können dabei nur eingeschränkt für den Zweizylinderbetrieb des Vierzylinderreihenmotors herangezogen werden. Eine genaue Beschreibung bzw. Betrachtung der Betriebspunkte im Zweizylinder- und Vierzylinderbetrieb der VKM und die daraus resultierenden Struktur- und Torsionsschwingungsphänomene werden in Kapitel 4.2.2 beschrieben.

Tabelle 1: Freie Massenkräfte und -momente für Zwei- und Vierzylinderreihenmotoren ohne Ausgleich nach [29]¹

Bezeichnung	Zweizylinderreihe	Vierzylinderreihe
Aufbau der Kurbelwelle	Zwei Kröpfungen	Vier Kröpfungen
Zündabstände	360°-360°	180°-180°-180°-180°
Freie Kräfte 1. Ordnung	$2 * Term_I$	-
Freie Kräfte 2. Ordnung	$2 * Term_{II}$	$4 * Term_{II}$
Freie Kräfte höherer Ordnungen	$2 * (Term_{IV} + Term_{VI} + \dots)$	$4 * (Term_{IV} + Term_{VI} + \dots)$
Übliche Anzahl der Gegengewichte	2	4
Übliche Größe der Gegengewichte	$m_{OSZ}r\omega^2 + 0,5 * m_{ROT}r\omega^2$	$\ll m_{OSZ}r\omega^2 + 0,5 * m_{ROT}r\omega^2$
Freie Momente 1. Ordnung	-	-
Freie Momente 2. Ordnung	-	-

¹ Mit m_{OSZ} als oszillierende Massen, m_{ROT} rotierende Massen, vgl. $Term_i$ mit Gleichung 2.29

2.3 Simulationen von mechanischen Schwingungen

Simulationen sind ein fester Bestandteil des Fahrzeugentwicklungsprozesses und gewinnen weiterhin an Bedeutung. Die virtuelle Entwicklung wird durch die immer kürzeren Fahrzeugentwicklungszyklen und die steigende Anzahl der Fahrzeugderivate bestärkt. Besonders im Bereich der NVH-Fahrzeugentwicklung gibt es eine Vielzahl an Simulationswerkzeugen am Markt. Dabei sind zwei gegenläufige Trends beobachtbar. Einerseits wird an Simulationsmodellen mit einem hohen Detaillierungsgrad und andererseits an Modellen mit geringerem Rechenaufwand gearbeitet [32]. Modelle mit einem geringeren Detaillierungsgrad liefern für viele Anwendungen trotzdem hinreichend genaue Ergebnisse. Trotz des Fortschritts in der Entwicklung sind reale Erprobungen von Komponenten und Gesamtsystemen weiterhin unverzichtbar. Die beiden folgenden Kapitel zeigen einen Überblick von Simulationstechniken nach dem Stand der Technik.

2.3.1 Schwingungen in Strukturen

Simulationen zur Auslegung des Gesamtfahrzeug-NVH-Verhaltens sind fester Bestandteil des Entwicklungsprozesses. In dieser Arbeit wird der Fokus auf die Torsionsschwingungsberechnung gelegt, weil sich diese für die Berechnung parallel zum Prüfstandbetrieb besonders gut eignet. Zusätzlich ist es mit Computern nach dem Stand der Technik nicht möglich, aussagekräftige Strukturmodelle parallel zum Prüfstandbetrieb zu betreiben. Deshalb wird an dieser Stelle aus Gründen der Vollständigkeit nur ein kurzer Überblick hinsichtlich translatorischer Simulationen beschrieben. Abbildung 11 zeigt einen schematischen Überblick der üblichen Simulationstechniken.

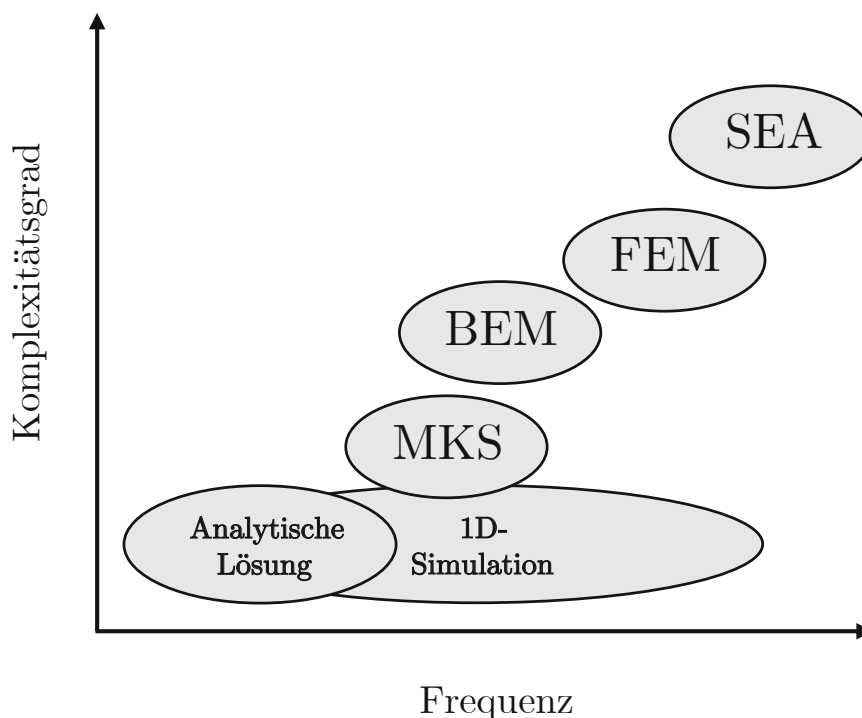


Abbildung 11: Qualitativer Zusammenhang des Komplexitätsgrades und der erreichbaren Frequenz für NVH-Simulationen in Anlehnung an [17]

- **Analytische Lösungen:** können ausschließlich zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens für sehr einfache Systeme herangezogen werden [17]. Für die moderne Fahrzeugentwicklung spielen analytische Lösungen keine Rolle.
- **1D-Simulationen:** bilden die analytischen DGL, die in Kapitel 2.1 für translatorische und rotatorische Schwingungsbetrachtungen eingeführt wurden, nach und lösen diese numerisch. In der translatorischen Schwingungsanalyse spielen diese Ansätze nach dem Stand der Technik eine untergeordnete Rolle.
- **Mehrkörpersimulationen (MKS):** eignen sich für die Analyse von Systemen mit niederfrequenten Schwingungen. Typischerweise kommen diese Simulationswerkzeuge zur kinematischen Fahrwerksauslegung in der Automobilindustrie zum Einsatz. Die numerische Analyse mithilfe der MKS-Methode erfolgt mit starren Körpern und linearen bzw. nicht-linearen Kopplungen zwischen den Starrkörpern. Zusätzlich bieten MKS-Werkzeuge eine Schnittstelle zu 1D-Simulationen.
- **Boundary-Element-Methode (BEM):** ist mit der FEM verwandt, unterscheidet sich jedoch in der Modellierungstiefe. Bei der BEM wird lediglich die Bauteiloberfläche nicht der komplette Körper in der Simulation abgebildet. Eine Anwendungsmöglichkeit ist z.B. die Berechnung des emittierten Schalls eines Körpers.
- **Finite-Elemente-Methode (FEM):** ist eine weitverbreitete Methode zur NVH-Charakterisierung in der Automobilindustrie [33]. Die FEM kann neben Festigkeitsberechnungen viele Fragestellungen der Maschinendynamik lösen. Dazu wird die Gleichung 2.1 aus Kapitel 2

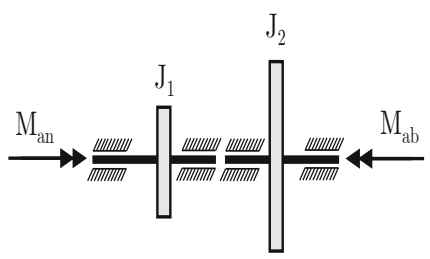
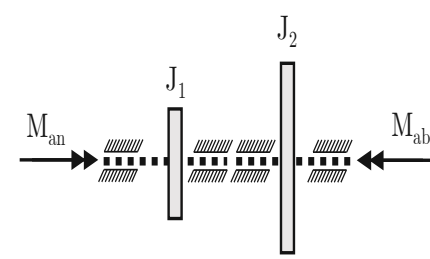
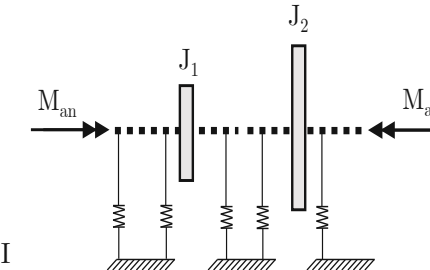
für eine vorgegebene Elementanzahl effizient und iterativ von Computern gelöst. Untersuchungen hinsichtlich des Übertragungsverhaltens von Antriebssträngen können z.B. in [34], [35] und [36] gefunden werden.

- **Statistische Energie Analyse (SEA):** ist ein statistisches Berechnungsverfahren, welches mit gespeicherten Erwartungswerten der Systemenergien und ausgetauschten Leistungen zwischen schwingungsfähigen Systemen rechnet [17]. In diesem Subbereich der Maschinendynamik hat sich aufgrund der steigenden Rechenleistung von Computern ein eigenständiges Forschungsgebiet gebildet. Einen tiefen Einblick bieten z.B. [17] und [37].

2.3.2 Torsionsschwingungen

Torsionsschwingungssimulationen können mit zwei unterschiedlichen mathematischen Ansätzen im Zeit- und Frequenzbereich durchgeführt werden [38]. Simulationen im Frequenzbereich lösen die transformierte DGL aus Kapitel 2, Gleichung 2.5 und bestimmen deren Eigenwerte. Die Betrachtung des Frequenzbereiches hat den Vorteil, dass die beschreibenden DGL zu linearen Gleichungen transformiert werden und Computer diese effizient lösen können. Im Gegensatz dazu müssen bei Simulationen im Zeitbereich die DGL mithilfe numerischer Integratoren gelöst werden. Der Vorteil dieses Modellierungsansatzes liegt in der transienten Signalbetrachtung. Aufgrund des zeitlichen Signalverlaufes können diese Simulationsergebnisse einfach mit Messergebnissen verglichen werden. Zusätzlich ergeben sich die gleichen Weiterverarbeitungsmöglichkeiten wie mit gemessenen Signalen. Als weiterführende Literatur für die mathematischen Ansätze in Torsionsschwingungssimulationen wird auf [14] und [39] verwiesen. Unabhängig vom Modellierungsansatz können mehrere Modellstufen von Torsionsschwingungssimulationen unterschieden werden. Tabelle 2 zeigt drei mögliche Modellstufen und fasst deren Eigenschaften zusammen. Modellstufe I besitzt einen Freiheitsgrad und kann nur die Rotationsträgheiten eines drehschwingungsfähigen Systems abbilden. Modellstufe II kann zusätzlich zu den Rotationsträgheiten des Systems die Torsionssteifigkeit und -dämpfung der Verbindungen berücksichtigen. Die Modellstufe II wird in der Literatur weiter nach der Modellierungsart der Torsionssteifigkeit unterteilt. Die Torsionssteifigkeit kann linear oder nicht-linear abgebildet werden. Modellstufe III erweitert die Stufe II um die Biegesteifigkeit der Verbindungen.

Tabelle 2: Komplexitätsgrade von Torsionsschwingungsmodellen in Antriebssträngen in Anlehnung an [14]

Modellstufe	Modellparameter und -freiheitsgrade
 <p>I</p>	<ul style="list-style-type: none"> ■ Starrkörpermodell (starre Scheiben und Verbindungen) ■ Parameter: Drehmomente $M_{\#\#}$ und Rotationsträgeiten $J_{\#\#}$ ■ Freiheitsgrad = 1
 <p>II</p>	<ul style="list-style-type: none"> ■ Torsionsschwinger (starre Scheiben, torsionselastische Wellen) ■ Parameter: Drehmomente $M_{\#\#}$ und Rotationsträgeiten $J_{\#\#}$ ■ Freiheitsgrad = 2
 <p>III</p>	<ul style="list-style-type: none"> ■ Torsionsschwinger mit Biegefreiheitsgrad (starre Scheiben, torsionselastische Wellen und Berücksichtigung der Biegesteifigkeit) ■ Parameter: Drehmomente $M_{\#\#}$ und Rotationsträgeiten $J_{\#\#}$ ■ Freiheitsgrad = 3

Betrachtet man die allgemeine mathematische Beschreibung der Bewegung aus Kapitel 2.1, so erkennt man, dass die Modelle I bis III ausschließlich die linke Seite der Bewegungsgleichung, also die Systemeigenschaften, abbilden. Für die Betrachtungen in dieser Arbeit wird angenommen, dass die über der Zeit veränderliche Anregung ausschließlich von der Antriebseinheit ausgeht und das Torsionsschwingungssystem anregt. Die Anregungsmodellierung in Kraftfahrzeugantriebssträngen mit einer VKM wird am Beispiel einer Simulationssoftware nach dem Stand der Technik beschrieben [40].

Abbildung 12 zeigt einen schematischen Ablauf der Anregungsberechnung. Gemessene oder simulierte Zylinderdruckdaten einer VKM stellen den Ausgangspunkt der Anregungsberechnung dar. Die Zylinderdruckdaten werden von der Simulationssoftware iterativ für jeden Berechnungsschritt über ein Geometriemodell des Kurbeltriebs in eine Drehbewegung umgerechnet. Weil es für diesen Bereich verschiedene Ansätze in der Literatur gibt, beschreibt Kapitel 3.3.1 separat die VKM-

Mechanikmodellierung. Der errechnete Drehmomentverlauf der Kurbelwelle stellt die rechte, zeitlich veränderbare Gleichungsseite der Bewegungsgleichung dar.

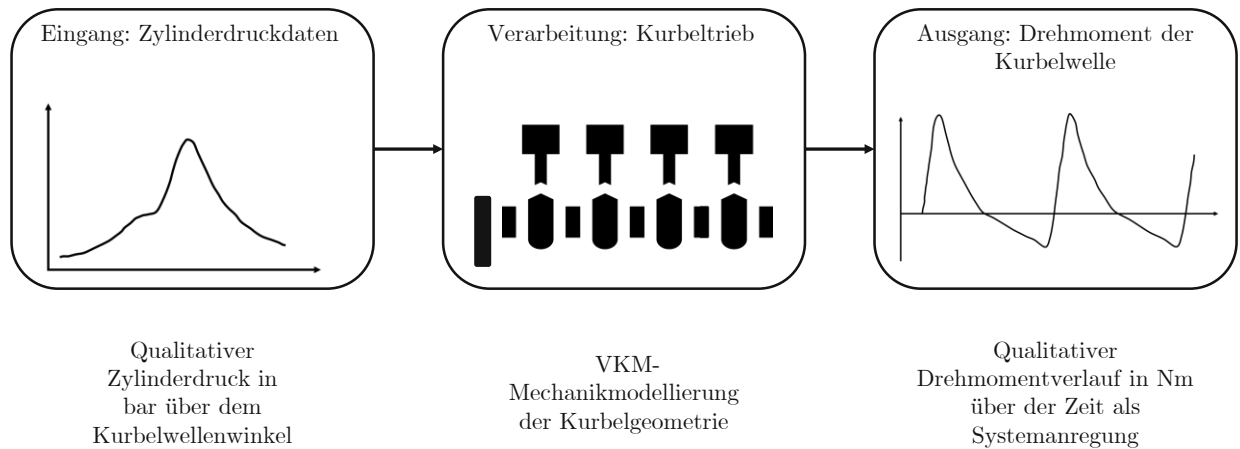


Abbildung 12: Schematische Darstellung einer VKM-Anregungsberechnung eines Torsionsschwingungsmodells in Anlehnung an [40]

In Fahrzeugantriebssträngen werden neben VKM auch Drehfeld-Elektromotoren als Antriebseinheiten eingesetzt. Die Drehmomentwelligkeit von Elektromaschinen kann, analog zur VKM, als Anregung der Bewegungsgleichung herangezogen werden. Einen Einstieg für dieses separate Forschungsfeld bieten z.B. [41] und [42].

3 Stand der Technik

Antriebsstränge nach dem Stand der Technik sind komplexe, eingebettete, mechatronische Systeme. Aufgrund von stetig steigenden Kundenanforderungen und neuen Technologien wurden bereits unzählige NVH-Untersuchungen auf Komponenten- und Gesamtantriebsstrangbasis durchgeführt. In diesem Kapitel werden die Normen und Richtlinien für Schwingungsmessungen beschrieben. Dabei liegt der Fokus auf der Betriebsschwingungsanalyse (BSA) und der Torsionsschwingungsanalyse (engl.: TVA: Torsional Vibration Analysis) inklusive der für die TVA zwingend benötigten Korrekturen.

Der zweite Teil dieses Kapitels beschreibt Simulationen, die zur Untersuchung von Schwingungsphänomenen in Antriebssträngen genutzt werden. Der Fokus liegt dabei auf Modellierungsansätzen für Untersuchungen mit 1D-Torsionsschwingungsmodellierungen. Der Verein Deutscher Ingenieure (VDI) hat für diesen Forschungsbereich bereits eine verbindliche Richtlinie, die VDI 2039 [43], erstellt. In Verbindung mit [16] und [39] wird eine umfangreiche Betrachtung hinsichtlich Simulation, Messung und Bewertung möglich.

Die mechanische Auslegung eines Prüfstandes, die einhergehenden maschinendynamischen Herausforderungen und diverse Konzepte zur Prävention beschreiben [44] und [45].

Abschließend wird der Stand der Technik zusammengefasst und eine klare Abgrenzung zu den in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen beschrieben.

3.1 Mechanische Schwingungen

Neben dem VDI, arbeiten auch das Deutsche Institut für Normung (DIN) sowie die Internationale Organisation für Normung (ISO) an Standards. Als allgemeine Richtlinien für die Bewertung von Schwingungen haben sich die Normen DIN ISO 10816-3 [46], DIN ISO 10816-6 [47] und VDI 2039 [43] etabliert. Die DIN ISO 10816-3 gibt zwar Grenzwerte der Schwingungsschnellen für Prüfstandbelastungsmaschinen vor, allerdings wird angemerkt, dass dabei kein Hubkolbenmotor angeflanscht sein darf und verweist andernfalls auf die DIN ISO 10816-6. Die DIN ISO 10816-6 darf nur für Hubkolbenmotoren mit einer Leistung größer als 100 kW angewendet werden und schließt VKM von Personen-Kraftfahrzeugen (KFZ) aus. Trotz der fehlenden Verbindlichkeiten haben sich diese Normen im automobilen Umfeld als Referenzunterlagen für Strukturmechanikfragestellungen etabliert. Die VDI 2039 stellt eine ausführliche Richtlinie für Torsionsschwingungsfragestellungen dar, die die Themen Simulation, Messung und Reduzierung behandelt. Zusätzlich wird in dieser Richtlinie unter anderem auf [39], [16] und DIN 1311 [48] verwiesen. Ausgehend von diesen Richtlinien beschreiben die folgenden beiden Kapitel die in dieser Arbeit verwendeten Messmethoden und ergänzen diese Richtlinien um den aktuellen Forschungsstand.

3.1.1 Betriebsschwingungsanalyse

Eine Betriebsschwingungsanalyse (BSA) dient zur messtechnischen Identifikation der modalen Parameter (Masse, Steifigkeiten und Dämpfungen) eines Systems, die Kapitel 2.1 für Strukturdynamikfragestellungen beschreibt. Eine BSA kann als Sonderfall der Modalanalyse betrachtet werden. Die klassische Modal- oder Hammermessung untersucht auch die modalen Parameter eines Systems. Allerdings setzt diese Messung voraus, dass die Systemanregung und -antwort messbar sind. In der Literatur wird dieses Verfahren als SIMO- (engl.: Single Input Multiple Output) Methode bezeichnet. Dabei wird mit einem Hammer, der mit einer Kraftmessdose ausgestattet ist, ein Impuls in eine Struktur eingeleitet und die Systemantwort z.B. mit Beschleunigungssensoren gemessen. Im Gegensatz dazu ist die BSA eine MIMO- (engl.: Multiple Input Multiple Output) Methode. Die Systemanregung ist gänzlich unbekannt und resultiert aus den gegebenen Betriebsbedingungen. Die spektralen Anteile größer 1 kHz können bei der Analyse des Strukturdynamikverhaltens mit der BSA vernachlässigt werden [46]. Deshalb werden sämtliche Messergebnisse in dieser Arbeit bis 1 kHz ausgewertet.

Abbildung 13 zeigt schematisch die Beziehungen zwischen den Eingangsgrößen, der Struktur und der Systemantwort bei der BSA.

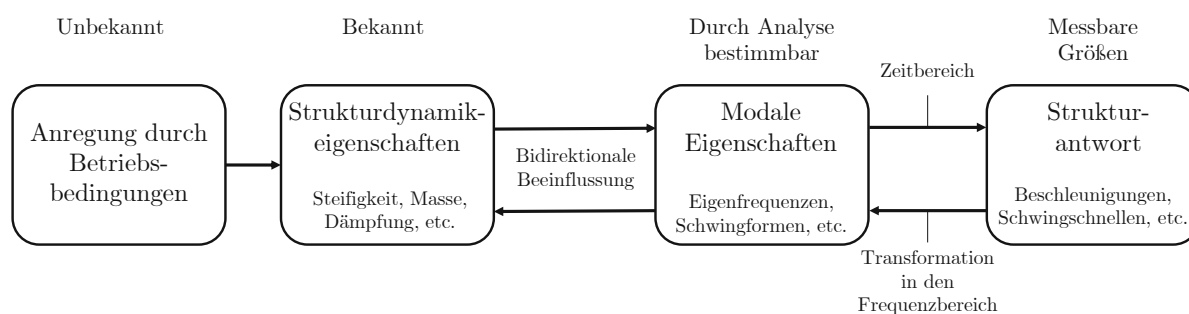


Abbildung 13: Schematische Beziehungen einer BSA in Anlehnung an [49]

Ein Nachteil dieser Untersuchungsart ist die direkte Verknüpfung der Strukturdynamik und der Betriebsbedingungen. Deshalb sind die Messergebnisse einer BSA ausschließlich für den jeweils gemessenen Aufbau unter den gegebenen Betriebsbedingungen gültig und lassen nur bedingt Rückschlüsse auf die Struktur zu.

Für die Schwingungsanalyse von Antriebssträngen kommen Beschleunigungssensoren zum Einsatz, die an die zu untersuchende Struktur geklebt oder geschraubt werden. Die Auswertung erfolgt nahezu ausschließlich anhand des Spektrums mit den Methoden, die in Kapitel 2.1.1 und 2.1.2 beschrieben werden. Aufgrund der fehlenden Verbindlichkeit einer Norm bzgl. Strukturdynamikuntersuchungen an VKM in der Automobilindustrie, gibt es keine standardisierten Messverfahren oder Messstellen für Prüfstanduntersuchungen. Eine mögliche, praxistaugliche Konfiguration zeigt Abbildung 14.

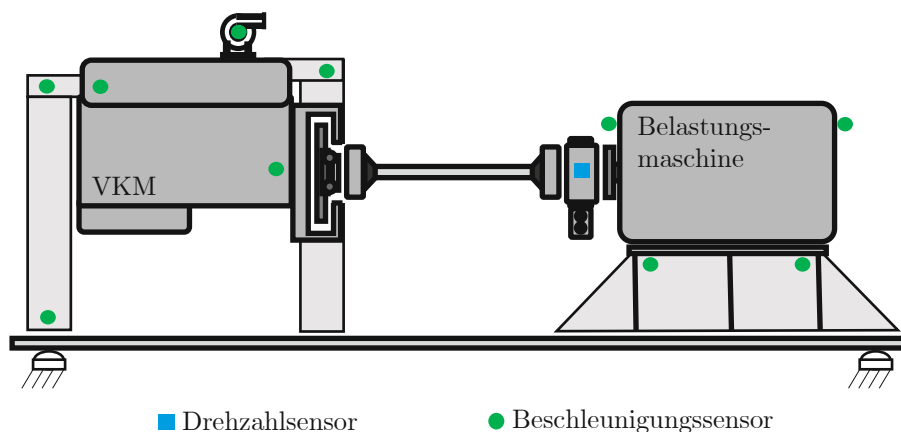


Abbildung 14: Schematische Darstellung einer BSA für Prüfstanduntersuchungen mit einer VKM

Die Positionen der Beschleunigungssensoren können grundsätzlich frei gewählt werden, allerdings haben sich die abgebildeten Messstellen etabliert. Zur Bestimmung des Strukturdynamikverhaltens der VKM werden üblicherweise der Abgasturbolader, das Kurbelgehäuse, die Anbindungsstellen der VKM und, wenn vorhanden, des Getriebes zur Fahrzeugkarosserie vermessen. Damit eine vollständige Beschreibung der Kinematik möglich ist, sollte auch die Unterkonstruktion an geeigneten Stellen vermessen werden (vgl. Abbildung 14). Analog zur VKM ergeben sich die Messstellen der elektrischen Belastungsmaschine. In Anlehnung an [46], sollte in der Nähe des vorderen und hinteren Lagers und an der Unterkonstruktion gemessen werden.

Prüfstandbelastungsmaschinen nach dem Stand der Technik verfügen üblicherweise über einen Beschleunigungssensor am vorderen Lagerschild und überwachen permanent die Schwingfrequenzen der Maschine. Einen tieferen Einstieg in die Schwingungsmesstechnik und Methoden zur Analyse bieten [50] und [51].

3.1.2 Torsionsschwingungsanalyse

Torsionsschwingungen in Antriebssträngen können zu Drehmomentspitzen führen, die um ein Vielfaches höher sind als die zulässigen dynamischen Drehmomente in diesen Systemen [52]. Der messtechnische Nachweis gestaltet sich als arbeitsintensive und komplexe Aufgabe. Drehmomentmessungen in Fahrzeugantriebssträngen ohne Rückwirkungen sind schwierig darstellbar und verursachen zusätzlich Platzprobleme in kompakten Systemen. Aus diesen Gründen werden Torsionsschwingungen nach dem Stand der Technik üblicherweise über drehzahlbasierte Messverfahren ermittelt. Eine Ausnahme stellen Drehmomentmessflanschsignale eines Prüfstandaufbaus dar. Neben den physischen Messstellen müssen Torsionsschwingungsrohsignale aus unterschiedlichen Quellen, die mit unterschiedlichen Fehlern behaftet sein können, manuell korrigiert werden.

[53] vergleicht fünf Verfahren zur direkten und indirekten Messung von Torsionsschwingungen und kommt zu dem Schluss, dass sich Drehzahlmessverfahren mit induktiven und optischen Aufnehmern am besten für den Nachweis eignen. Deshalb werden an dieser Stelle nur die Mess- und Korrekturverfahren für diese beiden Arten beschrieben. Abbildung 15 stellt diese beiden Messarten induktiv (links) und optisch (rechts) schematisch dar.

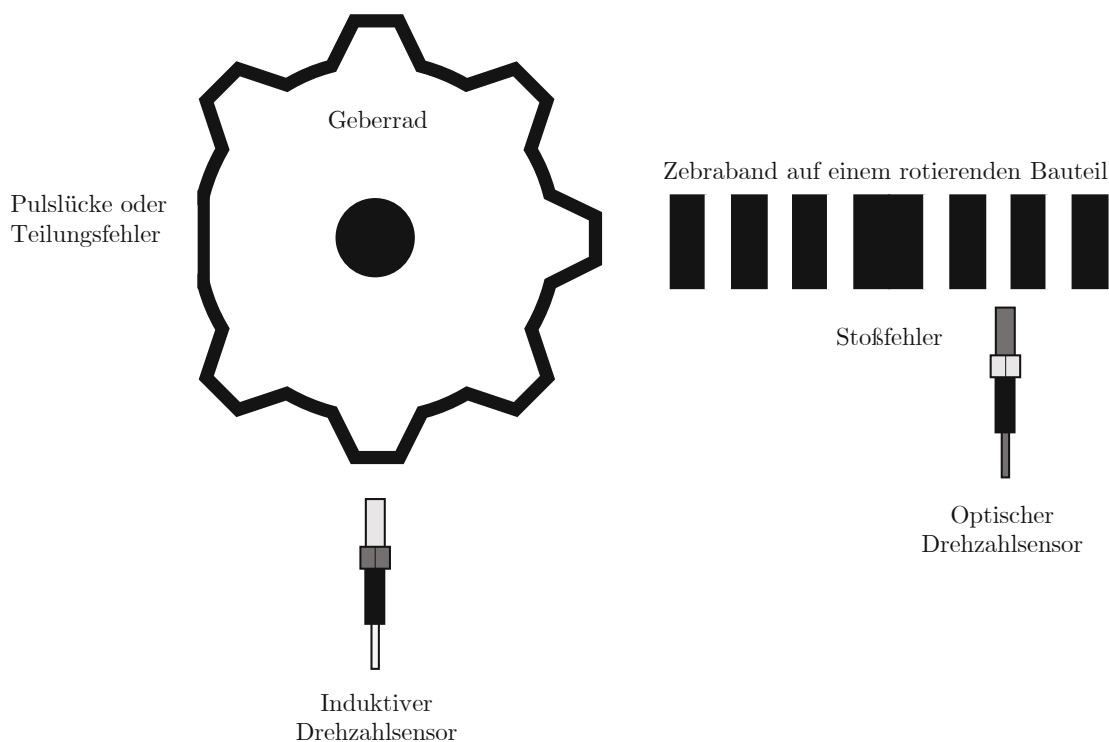


Abbildung 15: Messung mit einem induktiven (links) und einem optischen Drehzahlsensor (rechts)

Mit einem induktiven Sensor können Drehzahlen an beliebigen Stellen abgegriffen werden, an denen sich die Induktivität periodisch mit der Drehzahl ändert. Beispiele hierfür können Getriebezahnräder, Zahnkränze oder geschlitzte Scheiben sein. Abbildung 15 (links) stellt auch zwei der üblichen Fehlerquellen für diese Messart dar. Eine Pulslücke kann als nicht äquidistanter Abstand zweier aufeinanderfolgender Zähne betrachtet werden (z.B. 60-2 Geberrad einer VKM). Zusätzlich können nicht äquidistante Teilungsfehler bei Zahnrädern aufgrund von Fertigungstoleranz auftreten.

Optische Drehzahlsensoren können einen Kontrastunterschied wiederholender Abschnitte detektieren. Der Vorteil dieser Messmethode besteht darin, dass kein induktiver Geber an dem zu vermessenden Bauteil vorhanden sein muss. Als Nachteile können die aufwändige Applikation des Schwarz-Weiß-Bandes (Zebrastrichband) und der unvermeidliche Stoßfehler angeführt werden. Beide Messmethoden liefern mit Messtechnikequipment nach dem Stand der Technik ein digitales Rohsignal. Die elektrotechnische Messkette bzw. Signalerfassung soll an dieser Stelle nicht genauer beschrieben werden und kann z.B. in [54] nachgeschlagen werden. Allerdings soll der programmtechnische Umgang mit den Rohdaten und die Korrektur der Signale genauer betrachtet werden. Die Signalerfassung liefert Zeitpunkte an denen ein Auslöseereignis (Zahnflanke oder weiße Stelle des Zebrastrichbandes) registriert wird. Aus diesen Zeitpunkten kann mit Gleichung 3.1 die Drehzahl in Umdrehungen pro Minute berechnet werden

$$rpm(t) = \frac{60}{N_p(t_{n+1} - t_n)} \quad (3.1)$$

wobei $rpm(t)$ die errechnete Drehzahl, N_p die Anzahl der Pulse pro Umdrehung und t_n die Zeitpunkte der registrierten Pulse sind [55]. Abbildung 16 veranschaulicht qualitativ einen Ausschnitt eines Drehzahlsignals, welches mit Gleichung 3.1 berechnet werden kann.

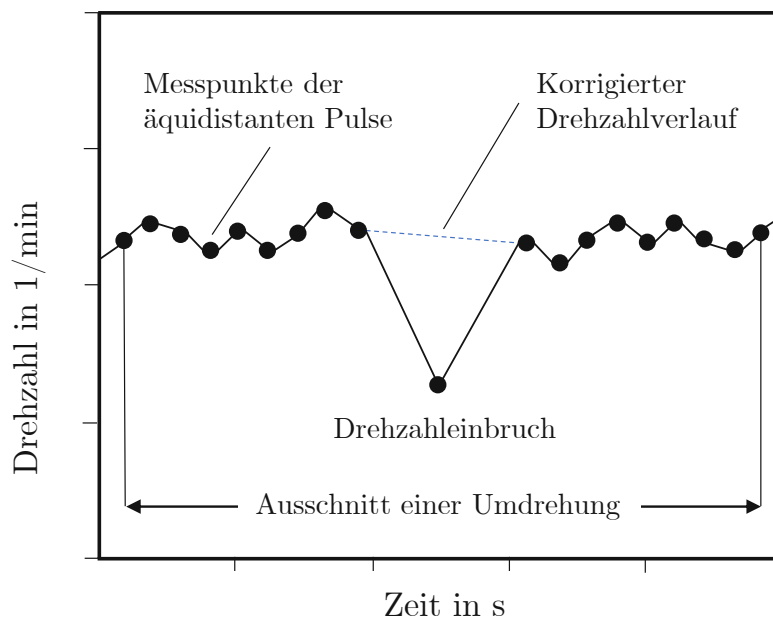


Abbildung 16: Drehzahlverlauf während einer Umdrehung inklusive Messfehler

Der Skalierungsfaktor in Abbildung 16 ist so gewählt, dass eine Umdrehung dargestellt ist. Dabei wird ersichtlich, dass der nahezu konstante Drehzahlverlauf an einer bestimmten Stelle einbricht. Dieser Einbruch ist das Resultat eines Pulzlücken-, Teilungs- oder Stoßfehlers wie im oberen Abschnitt beschrieben. Würde man ein Signal dieser Art zur Torsionsschwingungsauswertung heranziehen, würde sich zwangsweise eine dominante erste Ordnung im Spektrum ausbilden. Damit dieser bekannte Messfehler im Spektrum korrigiert wird, haben sich kommerzielle Korrekturalgorithmen verschiedener Hersteller etabliert [56], [57]. Diese Ansätze korrigieren den Drehzahleinbruch und interpolieren linear in der Drehzahllücke wie in Abbildung 16 gestrichelt dargestellt. Diese Korrektur muss manuell und für jedes Drehzahlsignal bzw. jede Fehlerart einzeln durchgeführt werden.

[58] verfolgt einen anderen Ansatz für die Korrektur von Stoßfehlern. Der entwickelte Algorithmus basiert auf einer Schätzfunktion des Drehwinkels mit einer kombinierten Bandpassfilterung. Die Korrektur des identifizierten Stoßfehlers wird mit einer kubischen Interpolation erreicht. Ein Vergleich mit anderen Korrekturalgorithmen ergibt hinreichend genaue Ergebnisse. Die verfügbare Literatur bietet keine weiteren Quellen, in denen die Anwendung auf mehrere Fehlerarten und einen integrierten Betrieb für Prüfstandanwendungen beschrieben wird.

3.2 Schwingungsuntersuchungen in Antriebssträngen

Eine Methode zur Bestimmung der translatorischen Schwingungsübertragungseigenschaften eines mechanischen Systems ist die Transferpfadanalyse (engl. TPA: Transfer Path Analysis). Die TPA bestimmt die Übertragungscharakteristika mechanischer Bauteile ausgehend von einer Quelle bis zu einer Senke. Diese Methode beschränkt sich dabei nicht ausschließlich auf Strukturdynamikphänomene, sondern wird auch für das Übertragungsverhalten höherfrequenter Schwingungen verwendet. Die Basis der Methode wurde bereits 1982 beschrieben [59]. Das grundlegende Prinzip der TPA zeigt Gleichung 3.2.

$$x(j\omega) = H(j\omega) * y(j\omega) \quad (3.2)$$

Ziel der TPA ist es, die frequenzabhängige Matrix $H(j\omega)$, die das linearisierte mechanische Systemverhalten widerspiegelt, aus den Vektoren $x(j\omega)$ und $y(j\omega)$ zu bestimmen. Die Größe der Vektoren $x(j\omega)$ und $y(j\omega)$ hängt dabei von der Anzahl der erregenden und korrelierenden Sensorsignalen ab. Eine detaillierte Beschreibung der Algorithmen zur Bestimmung der Matrix $H(j\omega)$ bietet [60].

In der verfügbaren Literatur wurde die OTPA (engl. OTPA Operational Transfer Path Analysis), eine Abwandlung der TPA für den Betriebsschwingfall, für unterschiedliche Messkonfigurationen eingesetzt. Rollenprüfstandmessungen mit applizierten Beschleunigungssensoren an der VKM, VKM-Lager, Getriebe und der Abgasanlage mit vollständig geöffneter Drosselklappe, konnten bei einem Versuchsfahrzeug die Abgasanlage und die Ansaugbrücke als schwingungstechnisch kritisch identifizieren [61]. Eine andere Rollenprüfstanduntersuchung hat mithilfe der OTPA den Einfluss von drei unterschiedlichen Steuergeräteparametersätzen analysiert [5]. Die Ergebnisse der Messstellen VKM, Getriebe und hintere Radträger zeigen, dass eine Variation der Steuergeräteparameter einen Unterschied der Schwingamplitude um ca. 10% zur Folge haben kann.

Auf Basis der OTPA wurden weitere Methoden entwickelt, die das mechanische Übertragungsverhalten von Antriebssträngen unter Rollenprüfstandbedingungen charakterisieren können. Eine Weiterentwicklung der OTPA ist in der Lage, dynamische Einflüsse des Rollenprüfstandes auf den Antriebsstrang zu identifizieren [62]. Diese Weiterentwicklung berücksichtigt zusätzlich die Rezeptanzmatrix und die Bewegungen direkt gemessen an der Schnittstelle zum Prüfstand. Die Rezeptanzmatrix setzt sich aus beliebig vielen Messungen der Übertragungsfunktion $H(j\omega)$ zusammen. Mit dieser Erweiterung können die Prüfstandeinflüsse ausgeschlossen werden und andere sensitive Parameter des Schwingungsverhaltens bestimmt werden. Der gewählte Ansatz erweitert die frequenzabhängige, linearisierte Betrachtungsweise aus Gleichung 3.2 um die Parameter VKM-Drehzahl, Drehmoment und Öltemperatur. Die Ergebnisse belegen, dass Einflüsse identifiziert und kompensiert werden können.

Die in der Literatur beschriebene in-situ TPA (iTTPA) entspricht dem Stand der Forschung für die Familie der TPA-Verfahren [6]. Diese Erweiterung erlaubt Rückschlüsse auf die nicht direkt messbaren Anregungskräfte der VKM und wird auch zur Prädiktion des Geräuschübertragungsverhaltens des mechanischen Systems benutzt. Die Autoren dieser letzten Ausbaustufe weisen allerdings darauf hin, dass die iTTPA Methode den Entwicklungsprozess signifikant verkompliziert und auf Gesamtfahrzeugebene eingesetzt werden sollte. Bereits durchgeführte Untersuchungen mit dieser

Erweiterung ermöglichen auf Basis der Anregung eine Transferpfadanalyse bis zum Fahrerohr in virtuellen Fahrzeugkonzepten und können so das Geräuschverhalten in einer frühen Entwicklungsphase bewerten.

Neben der Transferpfadanalyse hat sich die BSA (vgl. Kapitel 3.1.1) in der Automobilindustrie als Methode für Struktur-dynamikfragestellungen etabliert. Die verfügbare Literatur bzgl. Antriebsstranguntersuchungen mithilfe der Betriebsschwingungsanalyse beschreibt Messkampagnen unter Real- und Rollenprüfstandbedingungen. Die durchgeführten Untersuchungen der VKM, des Getriebes und der Abgasanlage zeigen anhand einer Studie, wie im kompletten Fahrzeugantriebsstrang Schwingamplituden minimiert werden können [63]. Dazu wird eine Kombination der Gesamtfahrzeugergebnisse unter realen Fahrbedingungen der Messstellen VKM, Getriebe und Antriebswellen sowie die Ergebnisse aus FEM-Simulationen analysiert. Eine weitere, detailliertere Untersuchung vergleicht das Struktur-dynamik- und Torsionsschwingungsverhalten des Antriebsstranges unter realen Fahrbedingungen und auf einem Radnabenprüfstand [4]. Dazu wird das Struktur-dynamikverhalten der VKM, einer Fahrwerkschwinge und der Karosserie mit Beschleunigungssensoren und die Zahnräder des fünften und sechsten Ganges des Automatikgetriebes mit Drehzahlsensoren untersucht. Der Vergleich zwischen den Real- und Prüfstandfahrten liefert zufriedenstellende Ergebnisse und bestätigt die Vergleichbarkeit.

Prüfstanduntersuchungen mit einem VKM-Getriebe-Verbund haben ergeben, dass das Betriebs-schwingverhalten der verwendeten Getriebeglocke Kurbelwellenschwingungen begünstigen kann [7]. Die Prüfstandtests wurden mit einem Vierzylinderreihenmotor inklusive ZMS und Fahrzeugabgasanlage durchgeführt. Dabei wurde ausschließlich das Struktur-dynamikverhalten der VKM und der Getriebeglocke mit Beschleunigungssensoren untersucht. Zusätzlich wurden unterschiedliche Varianten des ZMS getestet, um die Rückwirkungen des ZMS auf die Kurbelwelle quantifizieren zu können. Eine kinematische Analyse zeigt, dass die Getriebeglocke gegen die VKM schwingt und zu einem Kurbelwellentaumeln führen kann. Die Variationen des ZMS führen im Extremfall zu einer Verdoppelung der Schwingschnelle gemessen am Kurbelgehäuse und werden durch die Getriebeglocke verursacht. Die Ergebnisse dieser Prüfstanduntersuchungen werden in FEM-Modellen eingearbeitet, um diesen Effekt besser in der Simulation beschreiben zu können.

Der Stand der Technik in diesem Bereich zeigt einerseits, dass sich unterschiedliche Methoden zur Analyse des Schwingungsverhaltens in Antriebssträngen in der Automobilindustrie etabliert haben. Andererseits wird deutlich, dass es in der verfügbaren Literatur keine Untersuchung gibt, die sich mit dem Transfer des Struktur-dynamikverhaltens zwischen Prüfstand und Gesamtfahrzeug beschäftigt und dabei auch das Torsionsschwingungsverhalten des Antriebsstranges mitberücksichtigt.

3.3 Torsionsschwingungsuntersuchungen in Antriebssträngen

Neben Schwingungsuntersuchungen von Strukturen ist die TVA ein unverzichtbares Werkzeug für die Antriebsstranganalyse. Neben der messtechnischen TVA, die Kapitel 3.1.2 beschreibt, ist die Drehschwingungssimulation von Antriebsstrangkomponenten ein fester Bestandteil der Antriebsstrangentwicklung. Die beiden folgenden Kapitel beschreiben die 1D-Modellierung der Antriebsstrangkomponenten, die für diese Arbeit wichtig sind. FEM, MKS und Koppelmodelle von Antriebssträngen werden in diesem Kapitel nicht betrachtet.

3.3.1 Modellierung von Antriebsstrangkomponenten

Unabhängig davon, ob eine Gesamtfahrzeug-TVA oder eine Prüfstand-TVA durchgeführt wird, muss die Antriebseinheit korrekt modelliert werden. Die wichtigsten Literaturstellen für 1D-TVA in Antriebssträngen stellen [16], [39] und [43] dar. Abbildung 17 zeigt schematisch eine 1D-TVA Mechanikmodellierung einer VKM mit vier Zylindern [16].

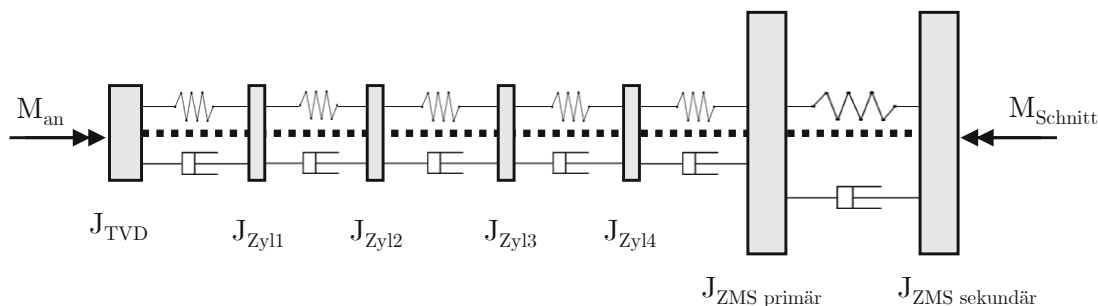


Abbildung 17: Torsionsschwingungsmodellierung einer VKM mit vier Zylindern inklusive ZMS in Anlehnung an [16]

Die Kurbelwelle der VKM wird dabei in fünf Rotationsträgheiten unterteilt (J_{TVD} bis J_{Zyl4}). Ausgehend vom Torsionsvibrationsdämpfer (TVD) wird jede Kurbelwellenwange der vier Zylinder modelliert. Die drehweichen Verbindungen der Trägheiten werden mit linearen Steifigkeiten und Dämpfungen modelliert. Das antreibende Drehmoment kann entweder aus einer 0D-Motorprozessrechnung stammen oder es wird ein Drehmomentprofil auf die Mechanikmodellierung aufgeprägt.

Am Kurbelwellenende wird das ZMS, modelliert durch zwei Trägheiten (J_{ZMS}), mit der VKM verbunden. Im Gegensatz zu der linearen Steifigkeitsmodellierung der Kurbelwelle kommt bei dem ZMS eine nicht-lineare Steifigkeitsmodellierung zum Einsatz. Diese nicht-lineare Modellierung ist durch den Aufbau eines ZMS, welches in Abbildung 18 dargestellt ist, notwendig.

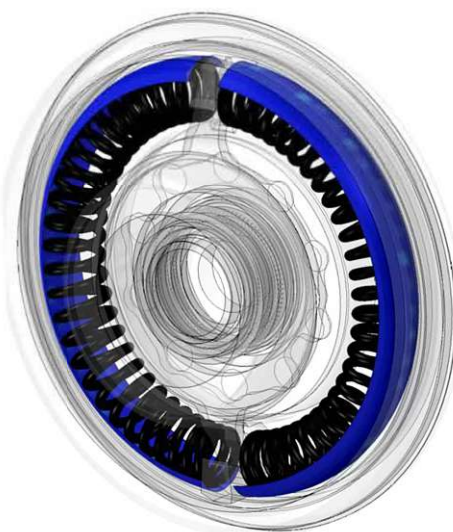


Abbildung 18: Schnittbild eines Prüfstand-ZMS in Anlehnung an [64]

Grundlegende Aufgabe des ZMS ist es, die torsionale Entkoppelung der VKM und des restlichen Antriebsstranges sicherzustellen. Das dargestellte Prüfstand-ZMS besitzt zwei Federpakete, welche unter Last gestaucht werden. Dabei wirkt das ZMS wie ein mechanisches Tiefpassfilter und dämpft die Drehmomentfluktuationen der VKM. Neben der dargestellten Bogenfederbauform kommen auch Aneinanderreihungen von Linearfedern in ZMS zum Einsatz. Aufgrund der wirkenden Federkraft unter Last und einer durch Reibung bedingten Hystereseschleife entsteht die qualitative Kennlinie in Abbildung 19 [65]. Die Konstruktion und Auslegung von ZMS in Fahrzeugantriebssträngen, speziell bei VKM mit einer Zylinderdeaktivierung, stellt eine besondere Herausforderung dar. Für einen Einstieg in dieses Fachgebiet wird auf [66] oder [67] verwiesen.

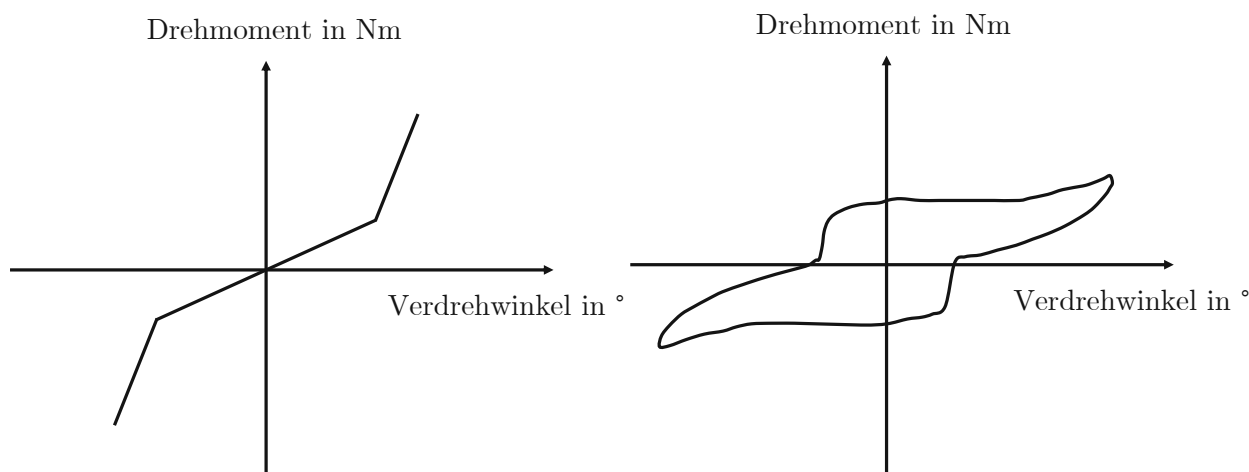


Abbildung 19: **Links:** Qualitative Darstellung einer vereinfachten Drehmoment-Verdrehwinkel-Kurve eines ZMS; **Rechts:** Qualitative Darstellung einer Hysteresese-Drehmoment-Verdrehwinkel-Kurve eines ZMS

Die qualitative Drehmoment-Verdrehwinkel-Kurve aus Abbildung 19 (rechts) stellt sich abhängig von der Bauform (Bogenfeder oder Linearfeder) und der Antriebseinheit (mit und ohne Zylinderdeaktivierung) in unterschiedlichen Ausprägungen ein. Je nach Einsatzgebiet des ZMS wird die Steigung der Kennlinie, die Dämpfungseigenschaften und die Progressivität angepasst. Weil die mathematische Beschreibung der Kennlinie in Abbildung 19 (rechts) nicht mit einer linearen Funktion oder einem Polynom möglich ist, werden die ZMS-Kennlinien in TVA mit einem Kennfeld wie in Abbildung 19 (links) dargestellt, approximiert.

Sollte die Charakteristik des ZMS nicht bekannt sein, können auch lineare Steifigkeitsverläufe zu hinreichend genauen Ergebnissen führen. Weitere Submodelle der Komponenten eines Prüfstandantriebsstranges wie Wellen, Klauenkupplungen und Flansche können auf Basis der vorgestellten Ansätze in Simulationen umgesetzt werden. Eine starre Welle oder ein Flansch kann hinreichend genau mit zwei Rotationsträgheiten und einer konstanten Steifigkeit approximiert werden. Elastische Prüfstandelemente wie Klauenkupplungen können, analog zu ZMS, mit nicht-linearen Steifigkeitskennlinien modelliert werden. Der Rotor einer elektrischen Belastungsmaschine kann ebenfalls mit zwei Rotationsträgheiten und einer linearen Steifigkeit modelliert werden.

Bei 1D-Antriebsstrangsimulationen von Gesamtfahrzeugen muss neben den bereits beschriebenen Komponenten zusätzlich das Fahrzeuggetriebe und die Reifen bzw. der Reifenschlupf modelliert

werden. Für die Betrachtungen in dieser Arbeit spielen diese Submodelle keine Rolle und werden daher nicht betrachtet.

3.3.2 Anwendung der Torsionsschwingungsmodellierung

Die in der verfügbaren Literatur beschriebenen 1D-Torsionsschwingungssimulationen können für diese Arbeit in zwei Hauptgruppen eingeteilt werden. Die beiden folgenden Unterpunkte konzentrieren sich ausschließlich auf Prüfstanduntersuchungen und vernachlässigen Gesamtfahrzeugantriebsstrangsimulationen.

- Regelungstechnische Ansätze:** Belastungsmaschinen für Prüfstanduntersuchungen sind in der Regel frequenzgeregelt Drehfeldmaschinen. Die Zustände des Gesamtsystems bestehend aus Belastungsmaschine, Antriebsstrang und Prüfling können nur schwierig bis gar nicht direkt gemessen werden. Daher versuchen regelungstechnische Ansätze die auftretenden Drehschwingungsphänomene während des Prüfstandbetriebes durch die Prüfstandregelung zu dämpfen. Einen Überblick der Dämpfungsmethoden nach dem Stand der Technik zeigt [68]. Unabhängig von der angewandten Dämpfungsmethode zeigt Abbildung 20 die grundlegende Regelstruktur eines Prüfstandes mit einer kaskadierten Drehzahl- und Drehmomentregelung.

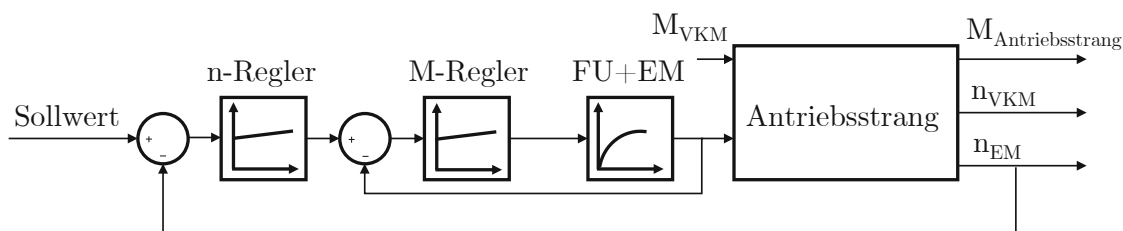


Abbildung 20: Grundlegende Prüfstandregelstruktur in Anlehnung an [68]

Die wirkenden Momente der VKM (M_{VKM}) und die mit einem Frequenzumrichter (FU) geregelte Elektromaschine (EM) wirken auf den Antriebsstrang. Die Systemantwort in der Form des Antriebsstrangmomentes ($M_{Antriebsstrang}$) kann zu Torsionsschwingungen führen und soll daher von der Prüfstandregelung gedämpft werden. Torsionsschwingungen verursachen Differenzen der VKM-Drehzahl (n_{VKM}) und der EM-Drehzahl (n_{EM}) bzw. erhöhte Wechselmomente im Antriebsstrang.

Einfache Regelungsansätze zur Torsionsschwingungsdämpfung können in [10] gefunden werden. Ausgehend von der schematischen Struktur in Abbildung 20 werden Verfahren auf Basis der Analyse von Differenzwinkelgeschwindigkeiten bereits zufriedenstellende Ergebnisse erreicht, wenn die mechanischen Torsionseigenfrequenzen unter 50 Hz liegen. Eine Erweiterung um einen Zustandsbeobachter und ein Kalman-Filter führt zu einer erhöhten Genauigkeit. Weitere Untersuchungen zeigen mit spezifischen Erweiterungen der Regelstruktur aus Abbildung 20, dass auch dynamische Prüfstanduntersuchungen von einer optimierten Regelung profitieren, mit der Einschränkung, dass die Torsionseigenfrequenzen unter 50 Hz liegen [69], [70].

[71] implementiert einen geregelten Torsionsschwingungsdämpfer für Prüfstandanwendungen und entwickelt dazu ein komplettes 1D-Antriebsstrangmodell. Die Modellvalidierung zeigt,

dass der Prüfstandantriebsstrang mit nicht-linearen Drehsteifigkeiten für parallele Simulationen, kurz MiL (engl.: Model-in-the-Loop), zufriedenstellende Ergebnisse liefert. Zusätzlich wird eine Regelstruktur eines aktiven ZMS für die energetisch optimale Dämpfung des KFZ-Antriebsstranges vorgestellt und validiert.

- **Prüfstands Simulationen:** Prüfstands Simulationen dienen dazu, Ursachen von Torsionsschwingungsphänomenen zu identifizieren und zu beheben. Nach dem Stand der Technik können diese Simulationen im Zeit- und Frequenzbereich durchgeführt werden. Mit der VDI 2039 [43] gibt es für diesen Bereich auch eine verbindliche Richtlinie für Simulationen.

Eine Prüfstanduntersuchung zur Antriebsstrangoptimierung ist in [72] zu finden. Der untersuchte Antriebsstrang, ausgestattet mit einer drehweichen Klauenkupplung, zeigt mehrere Torsionseigenfrequenzen im Betriebsbereich. Durch Simulationen im Zeit- und Frequenzbereich und Variationen der Drehsteifigkeiten der Klauenkupplung konnte ein Betriebsdrehzahlbereich mit nur einer stark gedämpften Torsionseigenfrequenz erreicht werden. Parallele Strukturdynamikuntersuchungen mit einem Beschleunigungssensor bestätigen auch eine Reduktion der gemessenen Schwingschnellen um ca. 30% an der VKM. Die Erweiterung dieser Untersuchungen führt eine Methode zur Auslegungsanpassung von Prüfstandantriebssträngen ein [73]. Die eingeführte Methode analysiert mechanische Prüfstandveränderungen und deren Auswirkungen auf die modalen Parameter des Gesamtsystems. Die Methode wird mit dem einfachen Prüfstandaufbau aus [72] erprobt und validiert. Der Fokus liegt auf einer optimalen Auslegung der drehweichen Klauenkupplung, um möglichst geringe Torsionsschwingungen im Antriebsstrang zu erreichen.

Ein MiL-Ansatz, der zur Optimierung der Prüfstandregelung entwickelt wurde, bildet die starre, mechanische Wellenverbindung des Antriebsstranges virtuell nach [69]. Die Ergebnisse zeigen eine verbesserte Regelgüte der Drehzahlregelung des Prüfstandaufbaus. Dieser Ansatz wurde zusätzlich um eine Torsionsschwingungsmodellierung der VKM erweitert [11]. Die Ergebnisse der MiL zeigen für die VKM hinreichend genaue Ergebnisse und werden mit Messungen validiert.

Der Stand der Technik für TVA zeigt, dass nicht-lineare Systeme für dynamische Prüfstandanwendungen abgebildet werden können. Neben den regelungstechnischen Ansätzen, die Torsionsschwingungen während des Betriebs dämpfen sollen, kommen Prüfstands Simulationen für die Prüfstandantriebsstrangauslegung zum Einsatz. Die analysierten Literaturstellen fokussieren sich dabei ausschließlich auf die Auslegung von einzelnen Antriebsstrangkomponenten und die passive und aktive Torsionsschwingungsdämpfung von Prüfstandartefakten. In der verfügbaren Literatur konnte kein Ansatz gefunden werden, der eine gemeinsame und detaillierte Betrachtung des Torsionsschwingungs- und Strukturdynamikverhaltens anstellt. Analog zum Stand der Technik bezüglich der Strukturdynamikuntersuchungen wurde keine Quelle gefunden, die einen maschinendynamischen Transfer vom Gesamtfahrzeugantriebsstrang bis zum Prüfstandantriebsstrang beschreibt.

3.4 Verbrennungskraftmaschinenprüfstandaufbauten

Prüfstandaufbauten in der Automobilindustrie werden dazu verwendet, um Antriebseinheiten ortsgebunden und losgelöst von der Fahrzeugkarosserie zu testen. Neben den mechanischen Komponenten müssen elektrische, hydraulische, pneumatische und steuerungstechnische Anlagen implementiert werden. Einen Überblick zur Gesamtprüfstandauslegung kann z.B. in [44] nachgeschlagen werden. Dieses Kapitel fokussiert sich auf die maschinendynamische Prüfstandauslegung des Prüflings und des Antriebsstranges. Eine allgemeingültige, schematische Darstellung eines solchen Aufbaus zeigt Abbildung 21.

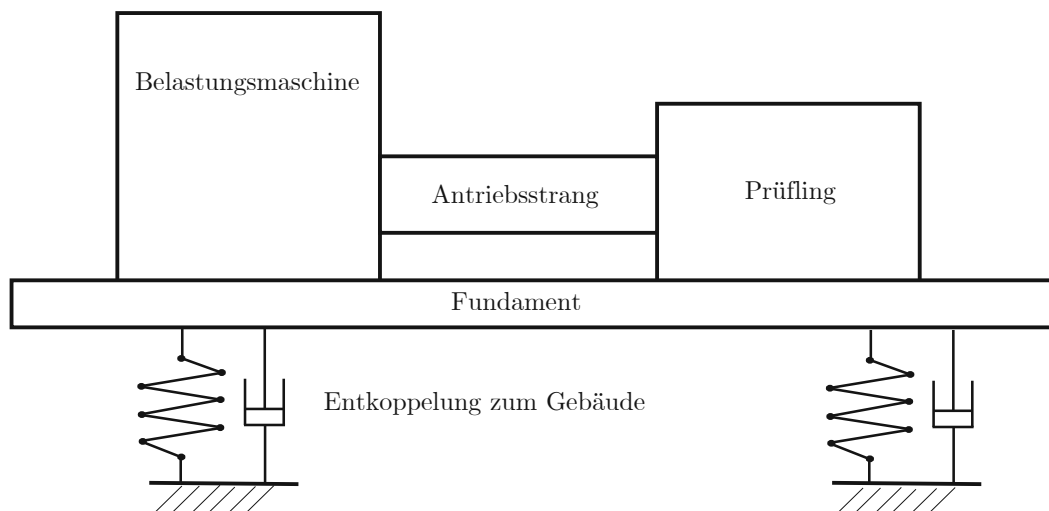


Abbildung 21: Schematische Darstellung eines mechanischen Prüfstandaufbaus in Anlehnung an [44]

Einen möglichen Leitfaden zur maschinendynamischen Auslegung des Antriebsstranges und der Prüflingsanbindung kann in [74] gefunden werden. Die vorgestellte Methode kann in drei Phasen eingeteilt werden, welche Abbildung 22 schematisch darstellt.

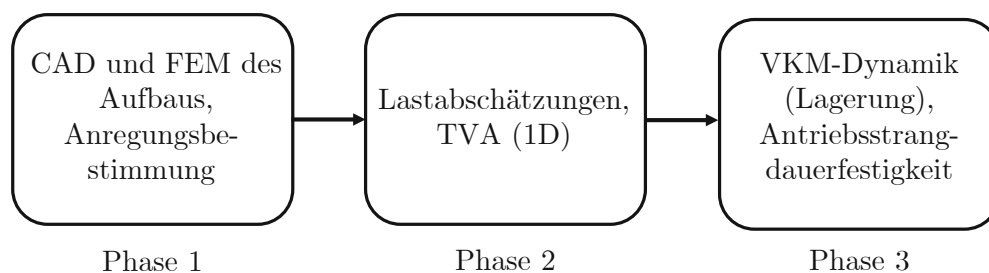


Abbildung 22: Schematische Darstellung der Auslegungsphasen eines Prüfstandantriebsstranges in Anlehnung an [74]

In den drei Phasen sollten folgende Arbeitspakete vor der Inbetriebnahme bearbeitet werden:

- Phase 1:** Die CAD- (engl.: Computer Aided Design) Modelle eines neuen Aufbaus sollten unter Berücksichtigung der zu erwartenden Anregung auf Struktureigenfrequenzen im Betriebsbereich überprüft werden. Dabei kann nach dem Stand der Technik z.B. die beschriebene FEM herangezogen werden.

- **Phase 2:** Anhand der Dynamik der geplanten Testzyklen sollte der Antriebsstrang entsprechend ausgelegt werden. Eine TVA sollte durchgeführt werden, um Torsionseigenfrequenzen im Betriebsbereich zu identifizieren.
- **Phase 3:** Die dynamischen Eigenschaften der VKM-Lagerung sollten modelliert werden und es sollte eine Bewertung der Dauerfestigkeit des Antriebsstranges durchgeführt werden.

Anhand eines Simulationsbeispiels, welches einen Vierzylinderreihenmotor abbildet, wird die Methode validiert. Die Autoren kommen zu dem Schluss, dass weitere Simulationsbetrachtungen und Verknüpfungen mit anderen Werkzeugen und Entwicklungsabschnitten notwendig sind.

Eine weitere, detailliertere Betrachtung inklusive einer Empfehlung zur Prüfstandkomponentenauswahl kann in [45] gefunden werden. Der maschinendynamische Auslegungsprozess ist für die Strukturodynamik und Torsionsschwingungen des Antriebsstranges getrennt dargestellt.

- **Strukturdynamik:** Für die Strukturdynamik wird festgehalten, dass Prüfstandaufbauten in der Regel maschinendynamisch nicht mit einem Fahrzeug verglichen werden können. Es wird die Verwendung der VKM-Fahrzeuggelagerung für Prüfstanduntersuchungen empfohlen, jedoch wird darauf hingewiesen, dass es trotzdem zu einer strukturdynamischen Anregung während des Prüfstandbetriebs kommen kann, weil insbesondere bei quer eingebauten Motoren in der Regel eine Abstützung senkrecht zur Kurbelwellenachse fehlt. Diese Abstützungsfunktion wird im Fahrzeug von der Drehmomentstütze übernommen. Der beschriebene Auslegungsleitfaden betrachtet ausschließlich die vertikale Achse der VKM und vernachlässigt die horizontale und die longitudinale Achse des schematischen Aufbaus komplett.
- **Antriebsstrang:** Der Auslegungs- bzw. Auswahlprozess des Antriebsstranges wird als komplexe und kritische Aufgabe beschrieben, welche bei einer falschen Ausführung zu Torsionsschwingungen, Vibrationen des Prüflings und der Belastungsmaschine bis hin zum völligen mechanischen Versagen des Antriebsstranges führen kann. Anhand eines exemplarischen Beispiels mit einem Vierzylinderreihenmotor wird die Auslegung eines Prüfstandantriebsstranges beschrieben. Dabei werden mögliche Kombinationen von Prüfstandwellen und entkoppelnden Antriebsstrangelementen gezeigt und deren Einschränkungen, aufgrund von Torsionseigenfrequenzen, gezeigt.

Neben diesen Grundanforderungen müssen alle rotierenden Antriebsstrangkomponenten zusätzlich einer definierten Wuchtgüte nach DIN 1940 [75] entsprechen. Die Wuchtgüte gibt die zulässige Restunwucht eines rotierenden Bauteils in gmm an. Durch eine Unwucht, die in der Modellverstellung als Punktmasse mit einem Abstand zur Wellenachse beschrieben werden kann, kommt es zu einer Anregung des mechanischen Systems. Die rotierende Masse in Kombination mit der Desachsierung führt im Spektrum zu einer Anregung der ersten Ordnung [52]. Zusätzlich muss bei rotierenden Bauteilen, deren Länge signifikant größer ist als deren Dicke, darauf geachtet werden, dass die erste Eigenfrequenz dieses Bauteils nicht angeregt wird. In der Literatur wird diese Frequenz als erste Biegeeigenfrequenz bezeichnet. Die Lage dieser Frequenz bzw. der korrelierenden Drehzahl hängt von der Bauteillänge und Steifigkeit sowie der Lagersteifigkeiten ab [76].

3.5 Überblick zum Stand der Technik

Der Stand der Technik zeigt, dass neben den bereits bestehenden Normen und Richtlinien für Struktur- und Torsionsschwingungsanwendungen aktive Forschung betrieben wird. In der Automobilindustrie haben sich zur experimentellen Bestimmung der NVH-Eigenschaften eines Antriebsstranges die Transferpfadanalyse und die Betriebsschwingungsanalyse etabliert [6], [7], [59]. Vor allem für Struktur- und Torsionsschwingungsanwendungen wird die Betriebsschwingungsanalyse für Antriebsstranganalysen herangezogen [46].

Die Literatur bestätigt, dass die Torsionsschwingungsanalyse eine komplexe und aufwändige Messaufgabe ist. Drehzahlkorrekturalgorithmen nach dem Stand der Technik können Drehzahlrohsignale aus unterschiedlichen Quellen korrigieren, erfordern jedoch Fachwissen und müssen manuell angewendet werden. Lineare Korrekturverfahren stellen den Stand der Technik dar und kommen in kommerziellen Produkten zum Einsatz. Eine Methode zur Korrektur von Stoßfehlern fernab des Standards zeigt, dass weitere Anpassungen der Algorithmen möglich sind [58]. Es konnte kein universell einsetzbarer Algorithmus, der automatisch sämtliche Fehlerarten (Pulslücke, Stoßfehler und Teilungsfehler) korrigiert, gefunden werden.

Richtlinien für die mechanische Auslegung eines Prüfstandaufbaus beschreiben die maschinendynamischen Unterschiede zwischen Fahrzeug und Prüfstand [44], [45]. Jedoch konzentrieren sich diese Ansätze auf Maßnahmen, die den Schwingungsphänomenen, die die Prüfstandaufbauten verursachen, entgegenwirken. Es konnte kein Ansatz gefunden werden, der einen Transfer und eine ganzheitliche Betrachtung des Struktur- und Torsionsschwingungsverhaltens vom Gesamtfahrzeugantriebsstrang bis zum Prüfstandantriebsstrang beschreibt. Torsionsschwingungssimulationen im Zeit- und Frequenzbereich werden für die Prüfstandauslegung als auch für regelungstechnische Aufgaben benutzt [68], [71], [72]. Die gekoppelten Modellansätze nach dem Stand der Technik liefern zufriedenstellende Ergebnisse im Betrieb. Allerdings konnte keine Modellierung gefunden werden, die eine VKM inklusive Zylinderdeaktivierung mit CAN-Bus-Schnittstelle und dem gesamten Prüfstandantriebsstrang beschreibt.

Der Stand der Technik inklusive der Normen und Richtlinien für Struktur- und Torsionsschwingungsanwendungen für VKM-Untersuchungen definiert keinen optimalen Struktur- und Torsionsschwingungszustand für Prüfstanduntersuchungen. Eine Quelle in der verfügbaren Literatur beschreibt den Einfluss unterschiedlicher Parametersätze eines VKM-Steuergerätes auf das NVH-Verhalten [5]. Es konnte jedoch keine Quelle gefunden werden, die eine umgekehrte Wirkweise untersucht.

3.6 Abgrenzung gegenüber dem Stand der Technik

Die immer kürzer werdenden und hochgradig parallelisierten Entwicklungsschleifen im Fahrzeugentwicklungsprozess verlangen nach einer möglichst frühen Betrachtung aller Teildisziplinen [77]. Der signifikante maschinendynamische Unterschied von Prüfstandaufbauten- und Antriebssträngen im Vergleich zum Fahrzeug erschwert und beeinflusst den Entwicklungsprozess in einer frühen Phase für NVH-Fragestellungen. Deshalb knüpft die vorliegende Arbeit an den Stand der Technik an und verbindet sowie erweitert vorgestellte Konzepte der VKM- und Prüfstandantriebsstrangentwicklung

im Bereich der Strukturodynamik und Torsionsschwingungen.

Es wird eine Methode erarbeitet, mit der ein Prüfstandantriebsstrang entwickelt wird, der einen fahrzeugnahen und dennoch praxisgerechten Prüfstandbetrieb hinsichtlich des Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsverhaltens ermöglicht. Die Methode basiert auf der Annahme, dass die Nachbildung der maschinendynamischen Eigenschaften des Fahrzeuges während des Prüfstandbetriebs ausschlaggebend für ein fahrzeugnahes Verhalten ist. Eine Untersuchung des Fahrzeugantriebsstranges unter Real- und Rollenprüfstandbedingungen und die daraus abgeleiteten Punkte bestätigen diese Annahme und identifizieren keine weiteren Einflussgrößen.

Die Bestimmung und Überwachung des Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsverhaltens ist eine technisch komplexe und aufwändige Messaufgabe. Besonders Torsionsschwingungsmessungen werden in der industriellen Praxis, aus Kosten- und Aufwandsgründen, nur bei ausgewählten Systemen eingesetzt. Die vorliegende Arbeit implementiert und vereinfacht deshalb einen Drehzahlkorrekturalgorithmus für Torsionsschwingungsmessungen und bildet das Prüfstanddrehschwingungssystem simulativ nach. Damit kann die Torsionsschwingungsmessung nach dem Stand der Technik vereinfacht werden bzw. für den experimentellen Aufbau in dieser Arbeit gänzlich entfallen.

Die Abgrenzung gegenüber dem Stand der Technik kann mit folgenden drei Punkten zusammengefasst werden:

- Es wird gezeigt, dass mit einem mechanisch reduzierten Antriebsstrang ein fahrzeugähnlicher Betrieb der VKM hinsichtlich des Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsverhaltens im gesamten Betriebsbereich und in jedem Betriebszustand möglich ist. Ein vergleichbarer Umfang der experimentellen Untersuchungen vom Gesamtfahrzeug- bis zum Prüfstandantriebsstrang in Kombination mit der Messstellenanzahl wurde in der verfügbaren Literatur nicht gefunden.
- Torsionsschwingungsmodelle nach dem Stand der Technik können Prüfstandaufbauten abbilden und stellen Betrachtungen im Zeit- und Frequenzbereich an. Im Gegensatz zu den beschriebenen Modellen im Zeitbereich, bildet das in dieser Arbeit vorgestellte Modell den kompletten Prüfstandantriebsstrang inklusive Bus-Systemschnittstelle nach und kann den Zwei- und Vierzylinderbetrieb der VKM abbilden. Damit kann eine parallele Simulation zum realen Prüfstandbetrieb erfolgen und die Torsionsschwingungsmessung, zur Systemüberwachung, für diesen Aufbau entfallen.
- Ausgehend von dem in dieser Arbeit entwickelten Prüfstandaufbau zeigt eine gezielte torsionale Systemverstimmung des Prüfstandantriebsstranges einen Einfluss auf das errechnete Drehmoment des Steuergerätes. Mit dieser Untersuchung wird die Relevanz eines individuell abgestimmten Prüfstandantriebsstranges quantitativ belegt. In der verfügbaren Literatur konnte keine parallele Betrachtung der Rückkopplung von Torsionsschwingungen auf Steuergerätgrößen gefunden werden.

4 Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsanalysen der Erprobungsträger

Prüfstandaufbauten sind in der Regel aus maschinendynamischer Sichtweise nicht mit dem Fahrzeugantriebsstrang vergleichbar. Deshalb wird in dieser Arbeit ausgehend vom Gesamtfahrzeug bis zum Prüfstand eine Methode beschrieben, mit der ein fahrzeugnaher Prüfstandbetrieb möglich ist. Die Gesamtfahrzeugmessungen werden unter Real- und Rollenprüfstandbedingungen durchgeführt. Dabei kann gezeigt werden, dass sich der Fahrzeugantriebsstrang für beide Messszenarien strukturdynamisch und torsional analog verhält. Zusätzlich dienen diese Ergebnisse in Kombination mit den CAN- und Temperaturdaten des Fahrzeugs als Referenzwerte für die Prüfstandmessungen. Es wird ein praxistauglicher Prüfstandaufbau, mit dem fahrzeugähnliche Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsergebnisse erzielt werden können, beschrieben. Die gewählte Methode erlaubt dabei eine mechanische Systemreduktion des Fahrzeugantriebsstranges, ohne das Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsverhalten der VKM am Prüfstand im Vergleich zum Fahrzeug zu beeinflussen. Zur Vereinfachung von Torsionsschwingungsmessaufgaben, wird in diesem Kapitel ein Drehzahlkorrekturalgorithmus und ein Torsionsschwingungsmodell beschrieben. Der Drehzahlkorrekturalgorithmus kann zur Aufbereitung von Drehzahlsignalen mit Pulslücken-, Stoßfehlern und Doppelpulsen verwendet werden. Damit kann z.B. das Kurbelwellen-Drehzahlsignal (60-2) ohne manuelle Korrektur für eine Torsionsschwingungsanalyse herangezogen werden. Die Korrektur basiert auf einem gleitenden Mittelwertfenster, welche statistische Ausreißer in den zugehörigen Datenzeitstempel sucht und durch eine kubische Interpolation dritter Ordnung korrigiert. Zusätzlich beschreibt dieses Kapitel ein Torsionsschwingungsmodell des Prüfstandaufbaus als Mehrmassenschwinger. Mit diesem Modellansatz ist eine torsionale Überwachung des Systems im Zeitbereich ohne zusätzliche Messtechnik bzw. Sensorik möglich. Zur Modellvalidierung können gemessene und korrigierte Drehzahlsignale an einer beliebigen Stelle ausgewertet werden.

Abschließend vergleicht und bewertet Kapitel 4 die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugmessungen mit einer dem Stand der Technik entsprechenden Prüfstandkonfiguration und mit einer Konfiguration, abgeleitet aus der in dieser Arbeit entwickelten Methode. Dabei kann gezeigt werden, dass die angewandte Methode zu Ergebnissen führt, die das Fahrzeugverhalten der VKM hinreichend genau nachbilden kann. Dabei gilt diese Aussage in jedem Betriebspunkt für das Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsverhalten der VKM und das Serien-ZMS des Fahrzeuges. Zusätzlich werden die Messergebnisse zur Validierung des Torsionsschwingungsmodells des Prüfstandantriebsstranges verwendet. Mit dieser Modellierung sind anhand von drei CAN-Parametern Aussagen über das Torsionsschwingungsverhalten im Zeitbereich des kompletten Prüfstandes möglich und können die Torsionsschwingungsmessung ersetzen.

4.1 Experimentelle Untersuchungen des Fahrzeugantriebsstranges

Zur Bewertung des Antriebsstranges wird eine BSA und eine TVA des Fahrzeuges durchgeführt. Für das Betriebsschwingungsverhalten werden Beschleunigungssensoren verwendet und zur Messung der Torsionsschwingungen werden zusätzliche Drehzahlsensoren entlang des kompletten Antriebsstranges appliziert. Alle Gesamtfahrzeugmessungen unter realen Fahrbedingungen werden mit einem Fahrzeuggesamtgewicht von ca. 1720 kg, Reifendrücken von ca. 2,5 bar an der Vorder- und ca. 2,95 bar an der Hinterachse bei Umgebungsbedingungen von ca. 15° C bis 20° C und ca. 1000 mbar Luftdruck durchgeführt. Die Messfahrten finden auf ebener Strecke mit annähernd konstanten Straßenbedingungen statt. Die Gesamtfahrzeugmessungen am Rollenprüfstand werden mit dem gleichen Fahrzeuggesamtgewicht und identischen Reifendrücken wiederholt. In dem konditionierten Rollenprüfstandraum herrscht eine konstante Umgebungstemperatur von 20° C und ein Umgebungsdruck von ca. 1000 mbar während der Messfahrten. Sämtliche abschaltbaren, elektrischen Verbraucher werden für alle Messfahrten deaktiviert.

4.1.1 Forschungsfahrzeug, Messtechnik und Sensorik

Um die Ergebnisse dieser Arbeit auf eine möglichst große Anzahl von Fahrzeugen umlegen zu können, werden die experimentellen Untersuchungen mit einem Kompaktklassefahrzeug mit einem 1,5l Turbo-Otto-Motor mit vier Zylindern inklusive Zylinderdeaktivierung durchgeführt. Abbildung 23 zeigt das Forschungsfahrzeug inklusive einer qualitativen Bewertung der Fahrzeugeigenschaften [78]. Die Eigenschaftsspinne beschreibt ein ausgewogenes Fahrzeugkonzept mit Ausnahme der Geländetauglichkeit. Diese Eigenschaften des Mittelklassefahrzeuges bilden eine optimale Basis für einen möglichen Übertrag der experimentellen Untersuchungen auf weitere Fahrzeuge. Zusätzlich bestätigt die Literatur, dass sich die Bauform der VKM des Forschungsfahrzeuges etabliert hat und auch in Zukunft die dominierende VKM-Bauform bleiben wird [79], [80]. Damit Einflüsse auf den Antriebsstrang einer automatischen Schaltstrategie ausgeschlossen werden können, verfügt das Forschungsfahrzeug über ein manuelles Getriebe.

Neben den optimalen mechanischen Eigenschaften des Antriebsstranges bietet die Motorsteuerung des Forschungsfahrzeuges die Möglichkeit, die mittleren beiden Zylinder in bestimmten Betriebspunkten der VKM zu deaktivieren. Diese Eigenschaft bietet zwei wesentliche Vorteile für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit. Der Antriebsstrang des Fahrzeuges kann mit zwei Anregungsformen (Zwei- und Vierzylinderbetrieb der VKM) ohne mechanische oder elektrische Anpassungen im Serienzustand untersucht werden. Zusätzlich kann der Bit-Flip der zugehörigen CAN-Nachricht, der bei der Zylinderdeaktivierung geschaltet wird, als Umschaltparameter der Anregungsmodellierung des Torsionsschwingungsmodells benutzt werden.



Abbildung 23: Forschungsfahrzeug (VW Golf 7 1,5 TSI DADA) und Eigenschaftsspinne nach [78]

Die Daten der VKM des Forschungsfahrzeuges aus Abbildung 23 sind in Tabelle 3 zusammengefasst.

Tabelle 3: Daten der VKM des Forschungsfahrzeuges [81], [82], [83]

Parameter	Wert
Bauart	Reihe, Vierzylinder, Viertakt
Hubraum	1498 ccm
Bohrung	74,5 mm
Hub	85,5 mm
Verdichtungsverhältnis	10,5:1
Zylinderdeaktivierung	Zylinder 2 und 3
Aufladung	Abgasturbolader
Max. Leistung	110 kW
Max. Drehmoment	250 Nm
Kraftstoffart	Super Bleifrei mit ROZ 95
Kraftstoffeinspritzung	Direkteinspritzung mit max. 350 bar
ECU (engl.: Electronic Control Unit)	Bosch J623

Die schematische Positionierung der Sensorik entlang des Antriebsstranges stellt Abbildung 24 dar. Neben den dargestellten Messstellen für die Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsuntersuchungen werden bei allen Gesamtfahrzeugmessungen die On-Board-Diagnose (OBD) -Daten, der Umgebungsdruck sowie die Umgebungs-, Kühlmittel-, Öl-, Ansaugluft- und die Temperaturen vor und nach dem Katalysator gemessen. Diese zusätzlichen Messstellen dienen dazu, einen vergleichbaren Prüfstandbetrieb gewährleisten zu können. Aus Übersichtsgründen sind diese Messstellen in Abbildung 24 nicht dargestellt. Tabelle 4 und 5 zeigen eine detaillierte Messstellenbeschreibung der verbauten Sensorik im Forschungsfahrzeug inklusive der Zähnezahl Z je Drehzahlmessstelle. Eine Fotodokumentation der Messstellen ist in Anhang A zu finden.

Tabelle 4: Positionen der 3D-Beschleunigungssensoren [84] im Forschungsfahrzeug

Sensorposition	Bezeichnung
Motorlager Fahrzeug (FZG)	Karosserie seitige Lagerstelle VKM
Motorlager Motor	Motorseitige Lagerstelle VKM
DrehM FZG	Karosserie seitige Lagerstelle Drehmomentstütze
DrehM Motor	Motorseitige Lagerstelle Drehmomentstütze
Turbolader	Verdichterseite Abgasturbolader
Getriebe FZG	Karosserie seitige Lagerstelle
Getriebe	Getriebeseitige Lagerstelle
Kar L(R)V	Karosserie links (rechts) vorne
Rad L(R)V	Radträger links (rechts) vorne
Kar L(R)H	Karosserie links (rechts) hinten
Rad L(R)H	Radträger links (rechts) hinten

Tabelle 5: Positionen der Drehzahlsensoren ([85] und [86]) im Forschungsfahrzeug

Sensorposition	Bezeichnung	Typ
Kurbelwellenanfang	Drehschwingungsdämpfer	Optisch; 56 Z
FZG 60-2	60-2 Signal der VKM	Aktiv induktiv; 58 Z
ZMS primär	ZMS-Primärseite	Aktiv induktiv; 132 Z
ZMS sekundär	ZMS-Sekundärseite	Aktiv induktiv; 66 Z
Getriebe	Getriebewelle	Aktiv induktiv; 34 Z
Diff-R	Differentialausgang rechts	Aktiv induktiv; 60 Z
Diff-L	Differentialausgang links	Aktiv induktiv; 60 Z
Rad-R	Rad rechts	Aktiv induktiv; 60 Z
Rad-L	Rad links	Aktiv induktiv; 60 Z

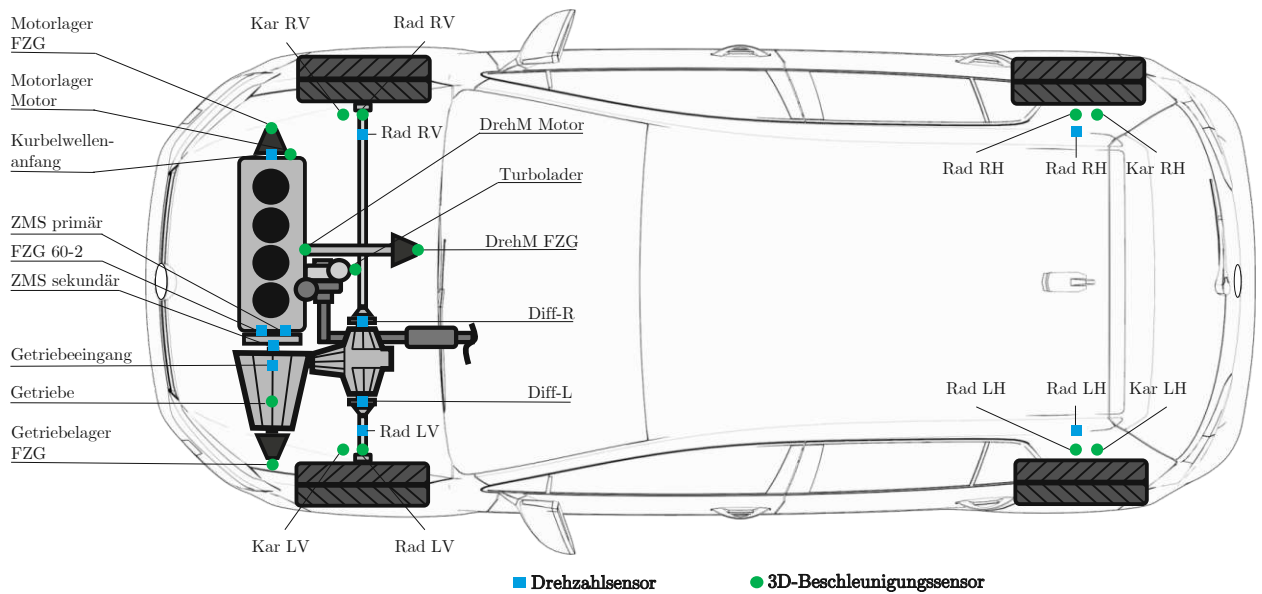


Abbildung 24: Schematische Positionsskizze der applizierten Beschleunigungs- und Drehzahlsensoren im Forschungsfahrzeug

Die Messstellen der Beschleunigungs- und Drehzahlsensoren sind so gewählt, dass kein externer Einfluss auf den Antriebsstrang ausgeübt wird. Die Masse der Beschleunigungssensoren soll das Betriebsschwingverhalten der einzelnen Bauteile nur minimal verändern. Alle Beschleunigungsmessstellen in dieser Arbeit werden so gewählt, dass jede Bauteilmasse um maximal 3% verändert wird, um den Frequenzgang der Systemantwort um maximal 2%, im Vergleich zum Ursprungszustand, zu verfälschen [87]. Zur Messung der Drehzahlen für die TVA werden keine zusätzlichen Bauteile im Antriebsstrang verbaut, damit sich die Rotationsträgheit des Gesamtsystems nicht verändert. Positionen, an denen kein Geberrad zur Verfügung steht, werden mit einem optischen Drehzahlsensor vermessen.

4.1.2 Synchronisation und Emissionsmessung

Zur Datenerfassung werden für alle Messfahrten drei Datenerfassungssysteme, kurz DAQ (engl.: Data Acquisition System) verwendet. Neben dem NVH-DAQ werden die CAN-Bus-Daten, die OBD-Daten und die Temperaturen mit einem weiteren DAQ erfasst. Zusätzlich werden bei allen Gesamtfahrzeugmessungen parallel die Abgasemissionen am Abgasanlagenende mit einem mobilen Messgerät, auch PEMS (engl.: Portable Emission Measurement System), gemessen. Einen schematischen Überblick der drei DAQ und der angedeuteten Datenflüsse zeigt Abbildung 25.

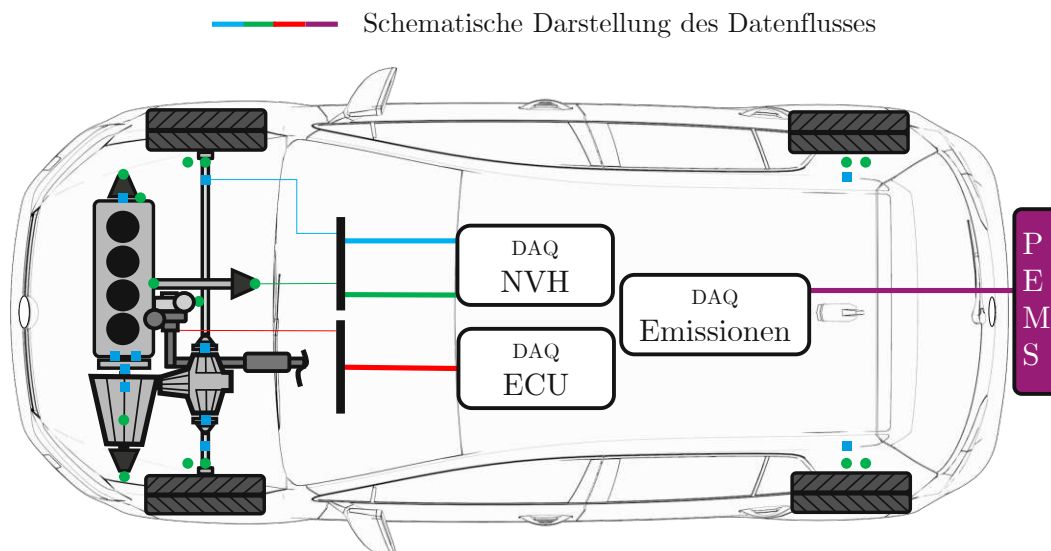


Abbildung 25: Schematische Datenflüsse der DAQ im Forschungsfahrzeug

Durch diese Aufzeichnungsmethode können die Messgrößen entsprechend ihrer Dynamik erfasst werden, müssen anschließend jedoch zeitlich synchronisiert und korrigiert werden. Auch wenn es mit der IEEE (engl.: Institute of Electrical and Electronics Engineers) 1588 [88] bereits eine standardisierte Schnittstelle für eine zeitsynchrone Erfassung von Daten gibt, besitzen DAQ nach dem Stand der Technik nur in Ausnahmefällen diese Schnittstelle. Die drei verwendeten DAQ besitzen keine IEEE 1588 Schnittstelle und müssen deshalb in einem zweiten Schritt synchronisiert werden. Die zeitliche Synchronisation aller Daten wird mit einem Kreuzkorrelationsalgorithmus durchgeführt. Gleichung 4.1 liefert für alle Vergleichsstellen k die normierten Kreuzkorrelationen der diskreten Datensätze x und y für die Zeitpunkte i [89].

$$\text{korr}(k) = \frac{\sum_{i=1}^N x[i] * y[i + k]}{\sqrt{\sum_{i=1}^N (x[i])^2 * \sum_{i=1}^N (y[i + k])^2}} \quad (4.1)$$

Sind die Datensätze x und y für ein beliebiges k identisch, liefert der normierte Kreuzkorrelationsalgorithmus für diese Stelle den Wert 1. Gibt es keinerlei Ähnlichkeit der beiden Datensätze liefert die normierte Kreuzkorrelation den Wert -1. Diese Berechnungsvorschrift wird für die gemessene VKM-Drehzahl aller drei Messsysteme durchgeführt, um den zeitlichen Versatz in den Signalen korrigieren zu können.

Durch die Messung der Abgasemissionen mit dem PEMS während der Gesamtfahrzeuguntersuchungen muss zusätzlich eine Totzeitkorrektur der Emissionssignale durchgeführt werden, wenn eine korrekte zeitliche Zuordnung zum Entstehungszeitpunkt aller Messgrößen erreicht werden soll. Das PEMS kann die OBD-Daten zwar ohne Verzug aufzeichnen, allerdings kommt es aufgrund der Länge der Abgasanlage und der Trägheit der Emissionsanalysatoren zu einem variablen Zeitverzug der Emissionssignale im Vergleich zu den restlichen Messdaten. Die Totzeit, welche durch die Abgasmessung am Auspuffende entsteht, kann durch Versuchsreihen bestimmt werden und hängt von den Parametern in Gleichung 4.2 ab [90], [91].

$$Totzeit_{Abgasanlage} = f(Drehzahl_{VKM}, Drehmoment_{VKM}, Ladedruck_{VKM}) \quad (4.2)$$

Die weiteren Totzeiten der Emissionsanalysatoren sind konstant und bekannt [92]. Die Versuchsreihen zur Totzeitbestimmung wurden am Rollenprüfstand analog zu [90] durchgeführt (vgl. Anhang A). Vorversuche haben ergeben, dass eine zeitliche Korrektur der Abgasemissionssignale möglich ist, allerdings ist die Zuordnung zu den anderen Messgrößen nicht hinreichend genau. Die NVH- und ECU-Daten können mit einer vernachlässigbaren Verzögerung reproduzierbar aufgezeichnet werden. Im Gegensatz dazu liefern die Abgasemissionsmessungen Ergebnisse mit einer größeren Streuung, einer geringeren Dynamik und vergleichsweise geringen Abtastfrequenzen (10 Hz). Zusätzlich kann die zeitliche Korrektur der Abgasemissionssignale durch Totgebiete oder Verwirbelungen in der Fahrzeugabgasanlage beeinflusst werden. Aus diesen Gründen werden die Ergebnisse der Abgasemissionsmessungen in dieser Arbeit nicht beschrieben. Eine Rohemissionsmessung könnte eine Verbesserung bewirken, konnte im Forschungsfahrzeug jedoch nicht implementiert werden. Die Eigenschaften der beiden relevanten DAQ (NVH-, ECU- und Temperaturdaten) fasst Tabelle 6 zusammen.

Tabelle 6: Überblick der verwendeten Messtechnik für die Gesamtfahrzeuguntersuchungen

Hersteller	Bezeichnung	Messgrößen	Abtastung und Quantisierung
MBBM VibroAkustik Systeme	MK II [93]	NVH und CAN-Bus	16384 Hz und 24 Bit
DEWETRON	DEWE2-A4L [94]	Temperatur und OBD	1000 Hz und 18 Bit

4.1.3 Fahrten unter realen Bedingungen und am Rollenprüfstand

Zur Charakterisierung des Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsverhaltens des Fahrzeugantriebsstranges werden verschiedene Fahrzustände vermessen. Die Fahrzustände können dabei grundsätzlich in dynamische Rampen und Stationärpunkte mit unterschiedlichen Drehzahlen und Lasten unterteilt werden. Trotz des menschlichen Einflusses während der Gesamtfahrzeugmessungen ist die Reproduzierbarkeit für Rampen mit vollständig geöffneter Drosselklappe für beide Messszenarien dennoch vollständig gegeben. Messpunkte im Teillastbereich können unter Berücksichtigung einer ausreichend langen Einschwingphase ebenfalls miteinander verglichen werden. Neben der guten Vergleichbarkeit der Rampen eignen sich die Ergebnisse aus diesen Fahrten für einen ganzheitlichen Vergleich des Antriebsstranges, weil jede Betriebsdrehzahl unter Vollast durchfahren wird. Damit kann das Torsionsschwingungs- und Betriebsschwingungsverhalten für den ganzen Betriebsbereich bestimmt werden. Basierend auf empirischen Voruntersuchungen eignen sich Vollastrampen im dritten Gang am besten für die Untersuchungen. Die Ergebnisse der Gesamtfahrzeuguntersuchungen zeigen Drehzahlrampen im dritten Gang von 1000 1/min bis 6100 1/min VKM-Drehzahl mit einem Drehzahlgradienten von ca. 60 1/(min*s). Neben den Drehzahlrampen sind stationäre Betriebspunkte, die im Zwei- und Vierzylinderbetrieb gefahren werden können von besonderem Interesse. Im Zweizylinderbetrieb bleiben die Ein- und Auslassventile der mittleren beiden Zylinder geschlossen und die Einspritzung wird abgeschaltet. Um in den aktiven Zylindermanagement-Modus, auch ACT (engl.:

Active Cylinder Technology)-Modus, zu wechseln, muss die Motordrehzahl zwischen 1250 1/min und 4000 1/min liegen, das angeforderte Motordrehmoment beträgt drehzahlabhängig maximal 85 Nm, die Motoröltemperatur beträgt mindestens 10° C und die Lambdaregelung ist aktiv [81], [82], [95]. Die Ergebnisse der Stationärpunkte der Gesamtfahrzeugmessungen unterliegen einer größeren Schwankungsbreite, weil unter Real- bzw. Rollenprüfstandbedingungen der menschliche Einfluss nicht ausgeschlossen werden kann. Um den Einfluss zu minimieren, werden die Fahrten unter realen Bedingungen möglichst exakt am Rollenprüfstand nachgefahren. Es werden Schwingwinkelbetrachtungen für den Zwei- und Vierzylinderbetrieb bei ca. 1950 1/min, ca. 60 Nm Last und ca. 30% geöffneter Drosselklappe präsentiert.

Um die Längsdynamikeigenschaften des Forschungsfahrzeuges am Rollenprüfstand exakt nachbilden zu können, wird die Ausrollkurve in der Ebene bestimmt. Dabei wird das Geschwindigkeitsprofil eines Ausrollversuches über der Zeit aufgezeichnet. Daraus können Verzögerungskurven mit einem Polynom dritter Ordnung approximiert werden [96]. Aus Übersichtsgründen können diese Ergebnisse Anhang A entnommen werden. Auf Basis des Verzögerungskurvenpolynoms wird der Rollenprüfstand, passend zu den Längsdynamikeigenschaften des Forschungsfahrzeuges, mechanisch angepasst.

4.2 Vergleich der Untersuchungen des Fahrzeugantriebsstranges

Die folgenden beiden Unterkapitel zeigen einen Vergleich der Gesamtfahrzeugmessergebnisse der Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsuntersuchungen. Sämtliche Ergebnisse werden anhand der in Kapitel 2.1 eingeführten Campbell-Diagrammdarstellung und der Einzelordnungs-Magnituden bewertet. Die Zeitrohdaten werden mit den Parametern aus Tabelle 7 in den Frequenzbereich transformiert. Die Daten der Beschleunigungssensoren werden zusätzlich numerisch integriert und mit einem 5 Hz Hochpassfilter beaufschlagt, um eine kontinuierliche Summenbildung der Schwinggeschwindigkeit zu unterbinden [97]. Als Kreuzreferenzkanal für das CPS (engl.: Cross-Power Spectrum) wird der Beschleunigungskanal der Messstelle „Motorlager Motor“ aus Tabelle 4 bzw. Abbildung 24 in Fahrzeugquerrichtung gewählt. Das CPS dient zur Bestimmung der Betriebsschwingform der einzelnen Messstellen zueinander und ermöglicht eine grafische Veranschaulichung des Betriebschwingungsverhaltens. Zur Berechnung der Motorordnungen wird das Drehzahlsignal des ZMS auf der Primärseite aus Tabelle 5 bzw. Abbildung 24 herangezogen.

Tabelle 7: Parametereinstellungen für die spektrale Ergebnisbewertung

Parameter	Wert
Transformationsart	Fast-Fourier-Transformation (FFT)
Fensterart	Hanning
Blockgröße	16384
Frequenzauflösung	1 Hz
Blockdauer	1 s
Überlappung	66,67%
Bandpassfilter	5 - 1000 Hz (Gesamtpegel)
RMS (engl.: Root Mean Square) Fensterlänge	0,05 s

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugmessungen präsentiert. Die beiden Messkampagnen erhalten die folgenden Bezeichnungen:

- **RDE-FZG:** (engl.: Real Driving Emissions) bezeichnet die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugmessungen unter realen Fahrbedingungen auf einer öffentlichen Straße.
- **ROL-FZG:** bezeichnet die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugmessungen unter konditionierten Rollenprüfstandbedingungen basierend auf den erfassten RDE-Daten (Umgebungsbedingungen und Fahrprofile).

Der Vergleich der Ergebnisse zeigt die VKM und das ZMS des Forschungsfahrzeuges. Während für das Strukturdynamikverhalten die Schwingschnellen in Fahrzeuginnen- und Fahrzeugquerrichtung der VKM verglichen werden, werden für das Torsionsschwingungsverhalten die Kurbelwelle und das ZMS verglichen. Die Ergebnisse der weiteren Messstellen aus Abbildung 24 werden in diesem Kapitel nicht explizit betrachtet. Aus Übersichtsgründen können diese Ergebnisse Anhang B und C entnommen werden. Die Daten der anderen Messstellen der RDE-FZG und ROL-FZG Fahrten werden in Kapitel 4.3 herangezogen, um Ableitungen für einen fahrzeugähnlichen Prüfstandantriebsstrang zu beschreiben.

4.2.1 Betriebsschwingungsanalyse

Abbildung 26 zeigt die Schwingschnellengesamtpegel der VKM für drei identische Vollastrampen in Fahrzeuginnenrichtung, gemessen an der Position „Motorlager Motor“ aus Tabelle 4 bzw. Abbildung 24 für die Konfigurationen RDE-FZG (links) und ROL-FZG (rechts). Die Rampen werden mit sprunghaft und vollständig geöffneter Drosselklappe gefahren. Abbildung 26 (links) stellt die Gesamtpegel von drei identisch gefahrenen RDE-FZG Rampen dar. Die Überhöhungen des Gesamtpegels bei unterschiedlichen Drehzahlen können durch einen niederfrequenten Straßeneinfluss erklärt werden. Die Abweichungen in den Kurven bei ca. 2500 1/min können keiner mechanischen Eigenfrequenz zugeordnet werden. Abbildung 26 (rechts) zeigt den Gesamtpegel von drei identisch gefahrenen ROL-FZG Rampen analog zu den RDE-FZG Rampen. Im Gegensatz zu den RDE-Untersuchungen zeigen die Verläufe der Rollenprüfstanduntersuchungen insgesamt eine bessere Vergleichbarkeit der Einzelmessungen über dem gesamten Drehzahlspektrum. Die verbleibenden Unterschiede (kleiner 2 mm/s RMS) können für die Untersuchungen in dieser Arbeit vernachlässigt werden. Zusätzlich zeigen die Ergebnisse der ROL-FZG Rampen keine Überhöhungen der Schwingschnellen im Bereich von ca. 2500 1/min. Damit kann eine mechanische Eigenfrequenz in Fahrzeuginnenrichtung des Antriebsstranges ausgeschlossen werden.

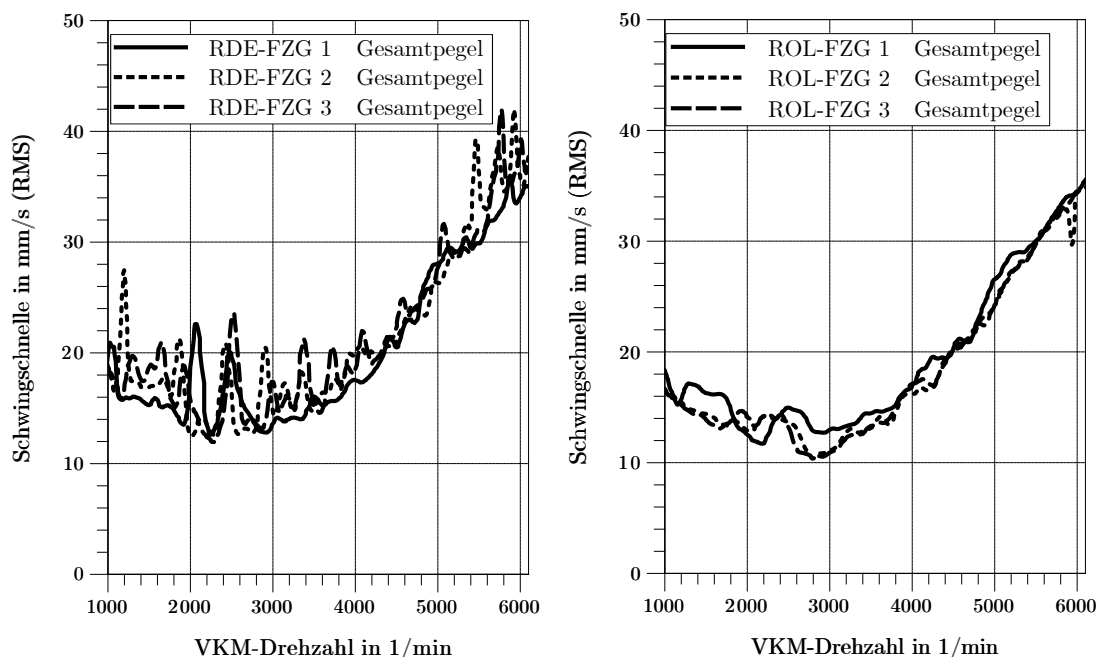


Abbildung 26: **Links:** Drei identisch gefahrene RDE-FZG Rampen; **Rechts:** Drei identisch gefahrene ROL-FZG Rampen; Vergleich des Schwinggeschnellengesamtpegels für eine Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung

Für den weiteren Vergleich der Gesamtfahrzeuguntersuchungen in Längsrichtung der RDE- und Rollenprüfstandfahrten werden die Kurven RDE-FZG 1 und ROL-FZG 1 aus Abbildung 26 herangezogen. Abbildung 27 zeigt den direkten Vergleich der beiden RDE-FZG und ROL-FZG Kurven. Die Gesamtpegel der Messungen RDE-FZG und ROL-FZG korrelieren gut über dem kompletten Drehzahlspektrum mit Ausnahme von zwei Überhöhungen des Gesamtpegels bei ca. 2100 1/min und ca. 2500 1/min. Diese Unterschiede können mit den nicht konstanten Straßenverhältnissen der Realfahrtuntersuchungen begründet werden. Der Maximalwert der Schwinggeschwindigkeit wird bei 6100 1/min erreicht und beträgt bei beiden Messszenarien ca. 36 mm/s RMS.

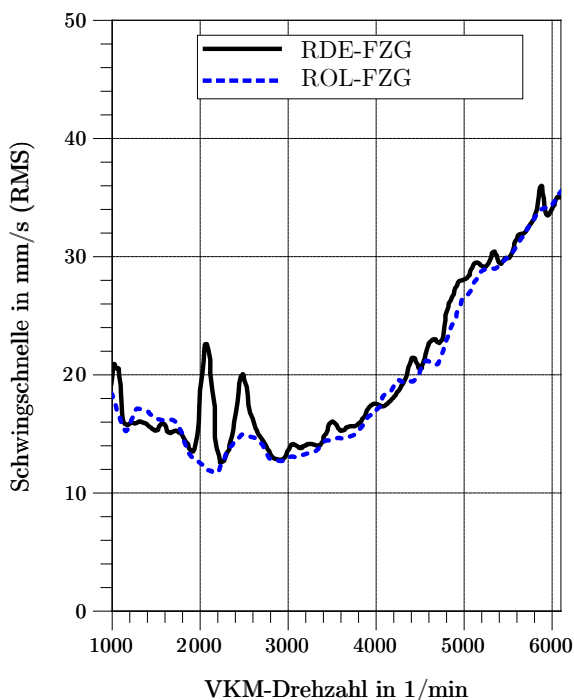


Abbildung 27: Vergleich des Schwingschnellengesamtpegels der VKM einer RDE-FZG und einer ROL-FZG Rampe in Fahrzeuglängsrichtung

Abbildungen 28 und 29 zeigen jeweils für RDE-FZG und ROL-FZG die Campbell-Diagrammdarstellung (links) und die Einzelordnungsdarstellung (rechts) der Schwingschnelle für die gleiche Volllastrampe in Fahrzeuglängsrichtung. Die Ordnungslinien in Abbildung 28 (links) zeigen eine dominante zweite Motorordnung über dem kompletten Drehzahlspektrum mit geringen Überhöhungen in der vierten und der halben Motorordnung. Die Einzelordnungsdarstellung in Abbildung 28 (rechts) bestätigt diese Beobachtung. Diese Ergebnisse zeigen, dass die VKM im kompletten Betriebsbereich bis 1000 Hz keine ausgeprägte Eigenfrequenz in Fahrzeuglängsrichtung an dieser Messstelle anregt. Die ROL-FZG Ergebnisse in Abbildung 29 zeigen ein identisches Verhalten der VKM. Der Gesamtpegel wird, analog zu den RDE-FZG Ergebnissen, durch die zweite Motorordnung getrieben. Geringfügige Unterschiede sind in der halben Motorordnung zwischen ca. 1500 und 2500 1/min zu erkennen, jedoch ohne signifikanten Einfluss. Analog zu den RDE-FZG Ergebnissen, zeigen die ROL-FZG Ergebnisse keine ausgeprägte Eigenfrequenz bis 1000 Hz. Die Ergebnisse aus Abbildung 28 und 29 bestätigen, dass sich die VKM in Fahrzeuglängsrichtung unter Rollenprüfstandbedingungen identisch verhält wie unter realen Fahrbedingungen.

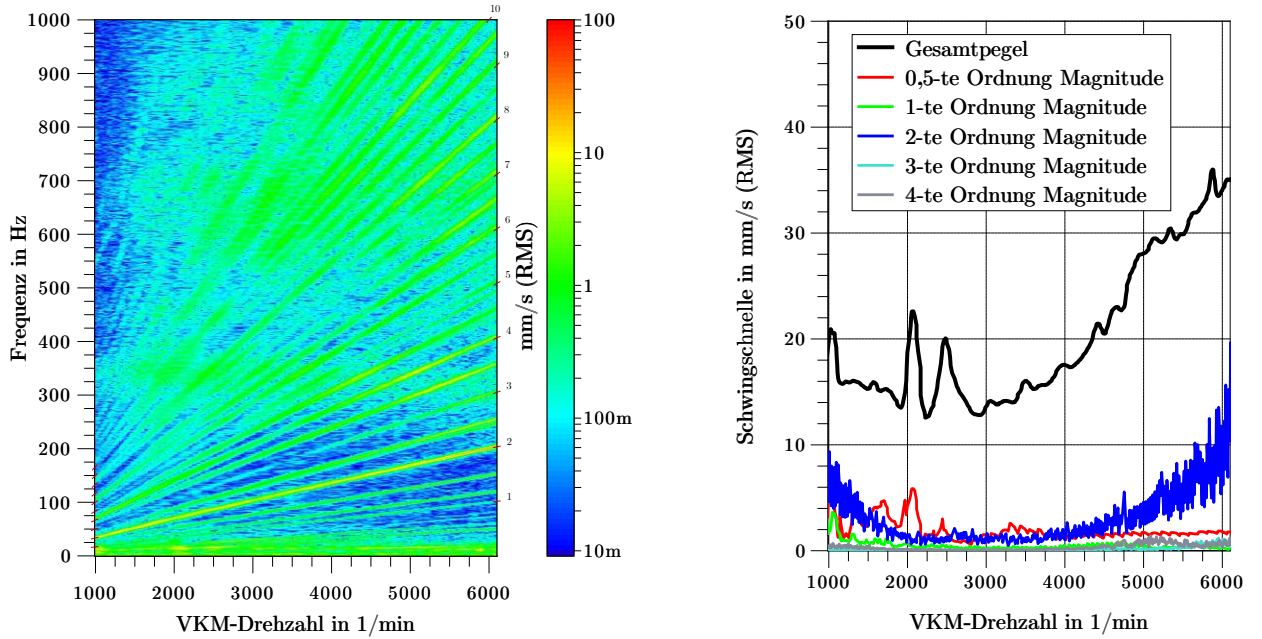


Abbildung 28: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingungseinzeldaten Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung (RDE-FZG)

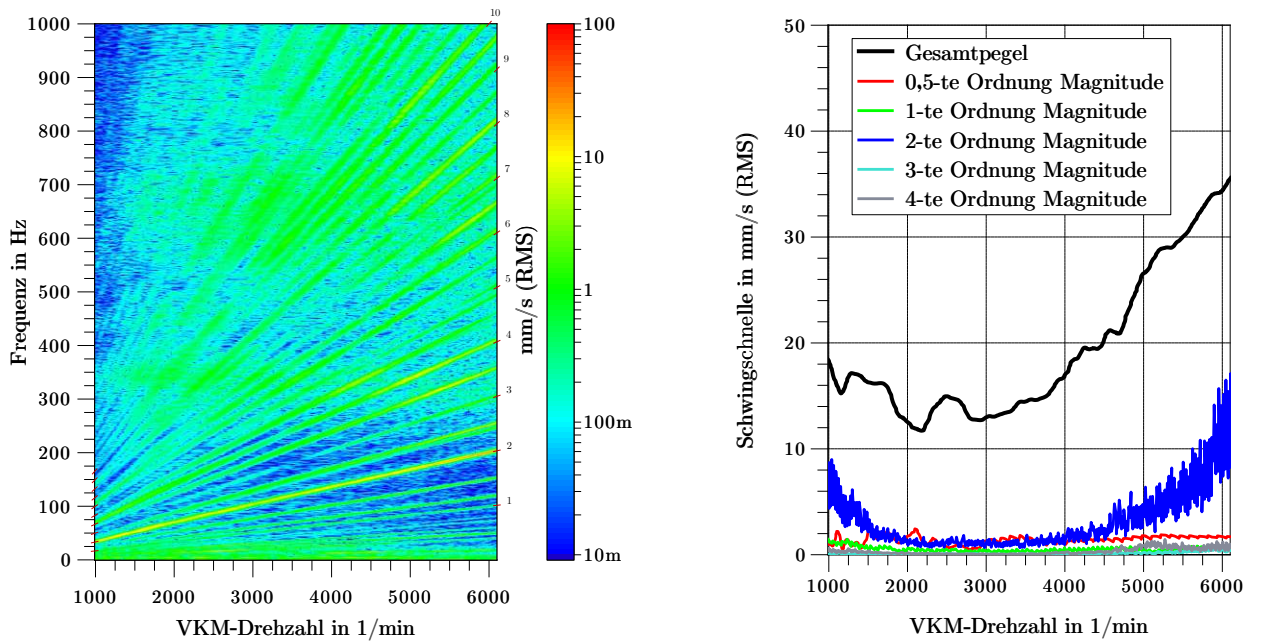


Abbildung 29: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingungseinzeldaten Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung (ROL-FZG)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Abbildung 30 zeigt die Schwingschnellengesamtpegel der VKM für drei identische Vollastrampen in Fahrzeugquerrichtung, gemessen an der Position „Motorlager Motor“ aus Tabelle 4 bzw. Abbildung 24 für die Konfigurationen RDE-FZG (links) und ROL-FZG (rechts). Analog zur Fahrzeuglängsrichtung werden die Rampen mit sprunghaft und vollständig geöffneter Drosselklappe gefahren. Im Gegensatz zur Fahrzeuglängsrichtung fallen die Unterschiede der Realfahrtuntersuchungen in Querrichtung geringer aus. Wie bei den Ergebnissen der Fahrzeuglängsrichtung zeigen die Verläufe der Rollenprüfstanduntersuchungen insgesamt eine bessere Vergleichbarkeit der Einzelmessungen über dem gesamten Drehzahlspektrum. Die Gesamtpegel beider Messkonfigurationen korrelieren gut über dem kompletten Drehzahlspektrum. Der Maximalwert der Schwingschnelle wird bei 6100 1/min erreicht und beträgt bei beiden Messszenarien ca. 16 mm/s RMS.

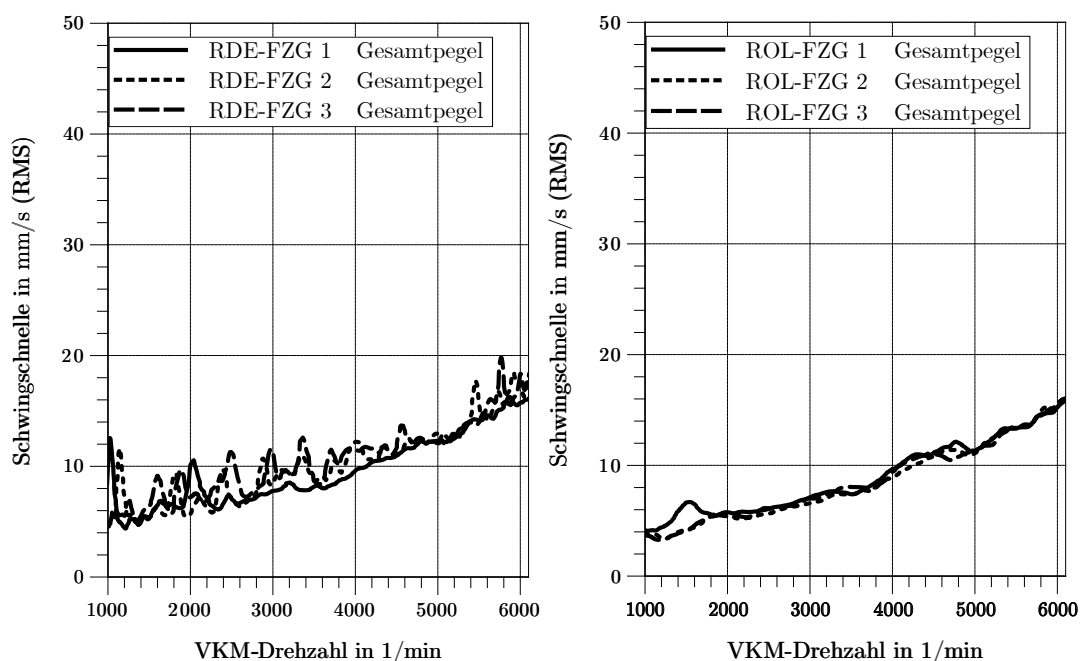


Abbildung 30: **Links:** Drei identisch gefahrene RDE-FZG Rampen; **Rechts:** Drei identisch gefahrene ROL-FZG Rampen; Vergleich des Schwingschnellengesamtpegels für eine Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung

Für den weiteren Vergleich der Gesamtfahrzeuguntersuchungen der RDE- und Rollenprüfstandfahrten in Querrichtung werden die Kurven RDE-FZG 1 und ROL-FZG 1 aus Abbildung 30 verwendet. Abbildung 31 zeigt den direkten Vergleich der beiden RDE-FZG und ROL-FZG Kurven. Die Gesamtpegel der Messungen RDE-FZG und ROL-FZG korrelieren gut über dem kompletten Drehzahlspektrum mit Ausnahme von einer Überhöhung des Gesamtpegels bei ca. 2000 1/min. Dieser Unterschied kann analog zur Fahrzeuglängsrichtung mit den nicht konstanten Straßenverhältnissen der Realfahrtuntersuchungen begründet werden. Der Maximalwert der Schwingschnelle wird bei 6100 1/min erreicht und beträgt bei beiden Messszenarien ca. 16 mm/s RMS.

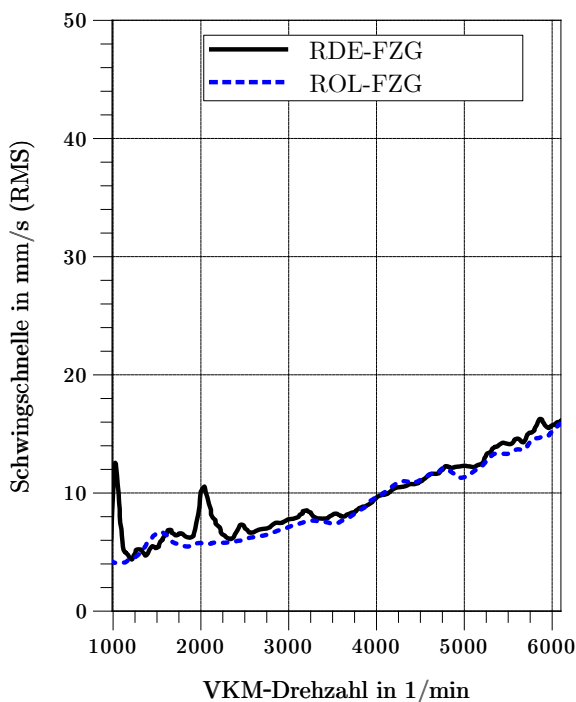


Abbildung 31: Vergleich des Schwingschnellengesamtpegels der VKM einer RDE-FZG und einer ROL-FZG Rampe in Fahrzeugquerrichtung

Abbildungen 32 und 33 zeigen jeweils für eine RDE-FZG und ROL-FZG Rampe die Campbell-Diagrammdarstellung (links) und die Einzelordnungsdarstellung (rechts) der Schwingschnelle für die gleiche Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung. Analog zur Fahrzeuglängsrichtung ist eine dominante zweite Motorordnung über dem kompletten Drehzahlspektrum, mit geringen Überhöhungen in der vierten und der halben Motorordnung, ersichtlich. Diese Ergebnisse zeigen, dass die VKM im kompletten Betriebsbereich bis 1000 Hz keine ausgeprägte Eigenfrequenz in Fahrzeugquerrichtung anregt. Die Ergebnisse aus Abbildung 32 und 33 bestätigen, dass sich die VKM in Fahrzeugquerrichtung unter Rollenprüfstandbedingungen gleich verhält wie unter realen Fahrbedingungen.

Damit kann bestätigt werden, dass sich die VKM und der komplette Antriebsstrang (vgl. Anhang B und C) unter realen Fahrbedingungen und unter Rollenprüfstandbedingungen strukturdynamisch identisch verhält. Eine Ausnahme stellt die Fahrzeughochachse dar, weil Straßenunebenheiten zu vertikalen Anregungen führen können.

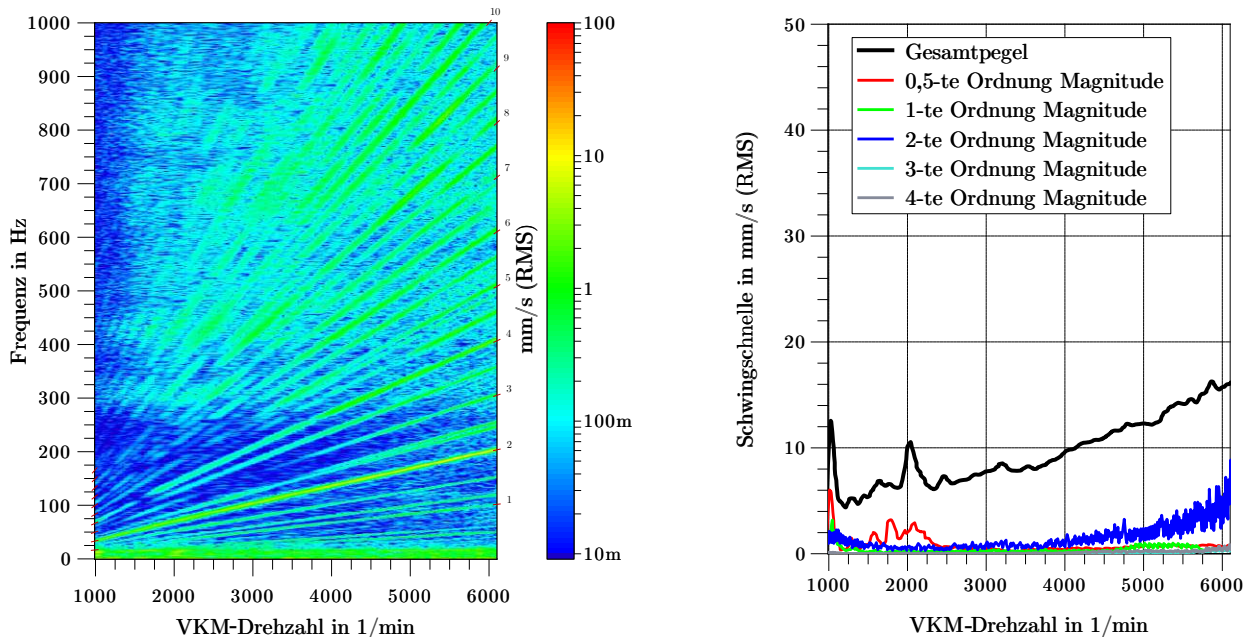


Abbildung 32: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingungseinzeldaten Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung (RDE-FZG)

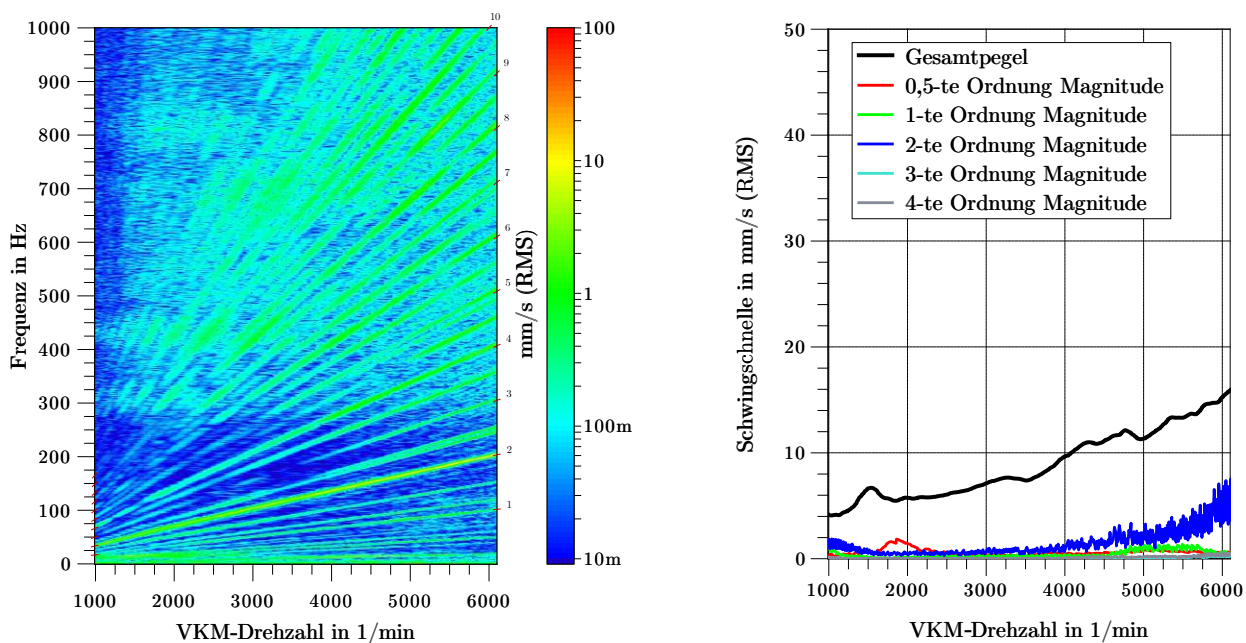


Abbildung 33: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingungseinzeldaten Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung (ROL-FZG)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

4.2.2 Torsionsschwingungsanalyse

Zur Identifikation des Torsionsschwingungsverhaltens der VKM werden die Messergebnisse der Kurbelwelle und des ZMS des Forschungsfahrzeuges betrachtet. Es werden die Messdaten der Positionen „Kurbelwellenanfang“, „ZMS primär“ und „ZMS sekundär“ aus Tabelle 5 bzw. Abbildung 24 für die Gesamtfahrzeuguntersuchungen präsentiert.

Abbildung 34 zeigt den Schwingwinkel am Kurbelwellenanfang und an der Primärseite des ZMS für die beschriebene Volllaststrampe. Der Vergleich des Schwingwinkels in Abbildung 34 des Kurbelwellenanfangs (links) und der ZMS-Primärseite (rechts) zeigt für beide Messstellen und Szenarien vergleichbare Schwingwinkelverläufe über der VKM-Drehzahl. Zu Beginn der Volllaststrampe bei 1000 1/min stellt sich ein Schwingwinkel von ca. 1,7° RMS für beide Messstellen und Szenarien ein. Mit zunehmender Drehzahl nimmt der Schwingwinkel kontinuierlich ab und fällt bei 6100 1/min unter 0,5° RMS. Die RDE-FZG Ergebnisse zeigen im kompletten Drehzahlspektrum einen Signalverlauf mit Oberschwingungen. Dieses Rauschen lässt sich wie bei den Strukturdynamikergebnissen mit Straßenebenenheiten bzw. deren Rückkopplungen in den Antriebsstrang erklären.

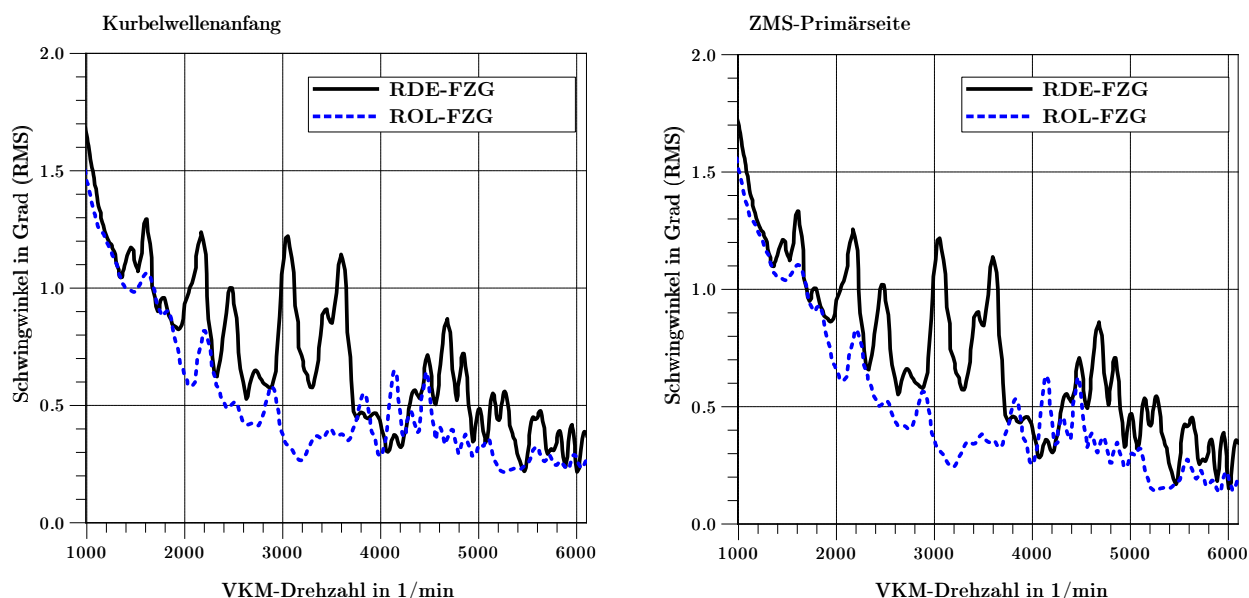


Abbildung 34: **Links:** Schwingwinkel am vorderen Kurbelwellenende; **Rechts:** Schwingwinkel an der ZMS-Primärseite

Abbildung 35 zeigt die Schwingwinkelbetrachtung für das ZMS des Fahrzeugs für die Primär- (links) und Sekundärseite (rechts) beider Messszenarien. Die Ergebnisse aus Abbildung 35 zeigen Fahrten bei ca. 1950 1/min, ca. 60 Nm, ca. 30% geöffneter Drosselklappe und ca. 90° C Motoröltemperatur. Unter diesen Randbedingungen schaltet die Fahrzeug-ECU selbstständig in den ACT-Modus um. Aufgrund dieser automatischen Umschaltstrategie kann der Zeitpunkt bzw. die Zeitdauer für das Verweilen im ACT-Modus nicht gänzlich durch den Fahrer kontrolliert werden.

Wie in Abbildung 35 zu sehen ist, wird während der RDE-FZG und ROL-FZG Fahrten nach ca. 247 s in den ACT-Modus gewechselt. Danach verweilt die ECU ca. 5,7 s während der RDE-FZG Fahrt und ca. 6,5 s während der ROL-FZG Fahrt in diesem Modus.

Abbildung 35 (links) zeigt den Schwingwinkel für die Primärseite des ZMS für den stationären Betriebspunkt für RDE-FZG und ROL-FZG. Im eingeschwungenen Vierzylinderbetrieb bis 247 s ist der Schwingwinkel der Primärseite kleiner als $0,5^\circ$ RMS und somit vernachlässigbar. Zum Zeitpunkt des Umschaltvorganges vom Vierzylinderbetrieb in den ACT-Modus ist für beide Messszenarien ein Anstieg des Schwingwinkels auf $1,2^\circ$ RMS bzw. 1° RMS zu beobachten. Anschließend nimmt der Gesamtpegel für beide Szenarien zu und steigt auf ca. $1,5^\circ$ RMS und ca. $1,38^\circ$ RMS. Dieser Schwingwinkelanstieg im ACT-Modus ist durch eine um 3% weiter geöffnete Drosselklappe, gesteuert durch den Fahrer, zu erklären.

Abbildung 35 (rechts) zeigt den Schwingwinkel für die Sekundärseite des ZMS für den stationären Betriebspunkt für RDE-FZG und ROL-FZG. Analog zur Primärseite ist der Wechsel in den ACT-Modus anhand des steigenden Gesamtpegels zu erkennen. Wie in Kapitel 3.3 beschrieben, dämpft das ZMS die Torsionsschwingungen im Antriebsstrang und wirkt als mechanisches Tiefpassfilter. Der Gesamtpegel ist für beide Messszenarien und Betriebszustände auf einem niedrigen Niveau unter $0,5^\circ$ RMS mit Ausnahme des Überschwingers kurz nach dem Umschaltvorgang in den Zweizylinderbetrieb.

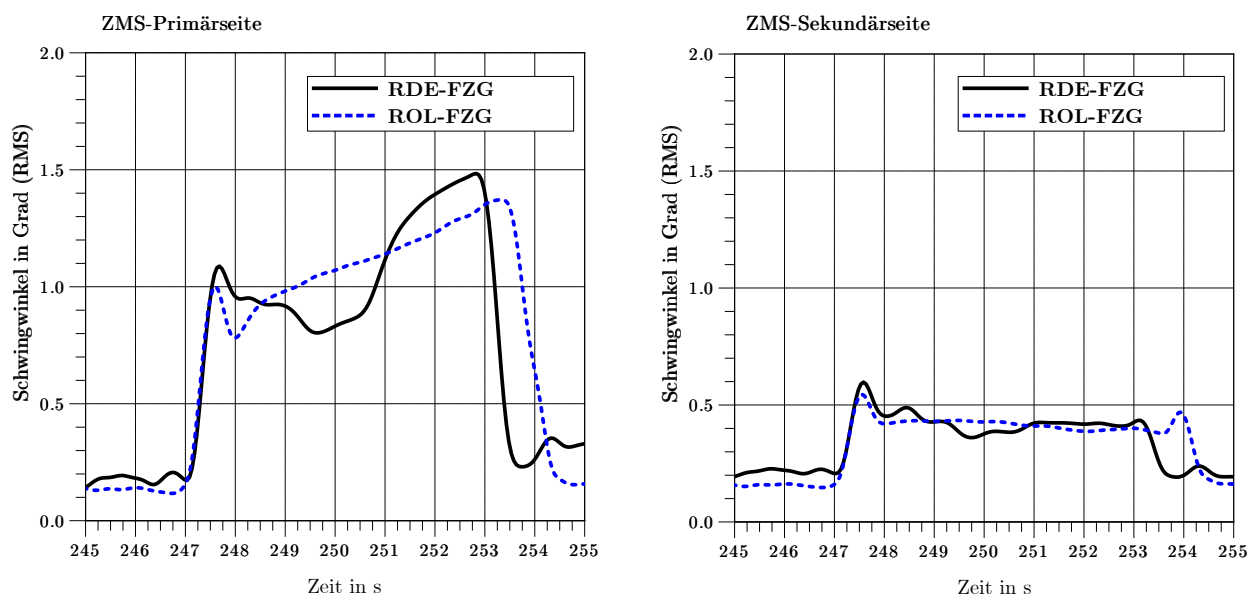


Abbildung 35: **Links:** Schwingwinkel an der ZMS-Primärseite im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb;

Rechts: Schwingwinkel an der ZMS-Sekundärseite im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb

Neben der Betrachtung des Gesamtpegels in Abbildung 35 zeigt Abbildung 36 auch die Einzelpegel für das ZMS einer RDE-FZG Fahrt. Das ZMS unterliegt speziell bei Motoren mit einer aktiven Zylinderdeaktivierung einem Auslegungskompromiss bzgl. der dominanten Anregungsform. Abbildung 36 zeigt die spektrale Betrachtung (oben) und die rotatorische Einzelordnungsdarstellung (unten) für die Primär- und Sekundärseite des ZMS. Mit dieser Darstellung können zwei Aspekte für das Verhalten des ZMS unter realen Fahrbedingungen gezeigt werden. Zum einen zeigt Abbildung 36, dass der rotatorische Gesamtpegel im Vierzylinderbetrieb nahezu ausschließlich von der zweiten Motorordnung und zum anderen im Zweizylinderbetrieb zum größten Teil von der ersten Motorordnung getrieben

wird. Zusätzlich sind anhand der Einzelordnungen in Abbildung 36 (rechts) Rückschlüsse auf die Dämpfungscharakteristik des ZMS möglich. Der Kompromiss wurde so gewählt, dass die zweite Motorordnung im Vierzylinderbetrieb völlig ausgelöscht wird und dafür eine Anregung durch die erste Motorordnung akzeptiert wird. Im Zweizylinderbetrieb kommt es zu einer weiteren Erhöhung der ersten Motorordnung, die den Gesamtpegel nahezu vollständig bestimmt. Wie in Abbildung 36 (unten) ersichtlich, hat die vierte Motorordnung keinen Einfluss auf den Gesamtpegel und kann vernachlässigt werden.

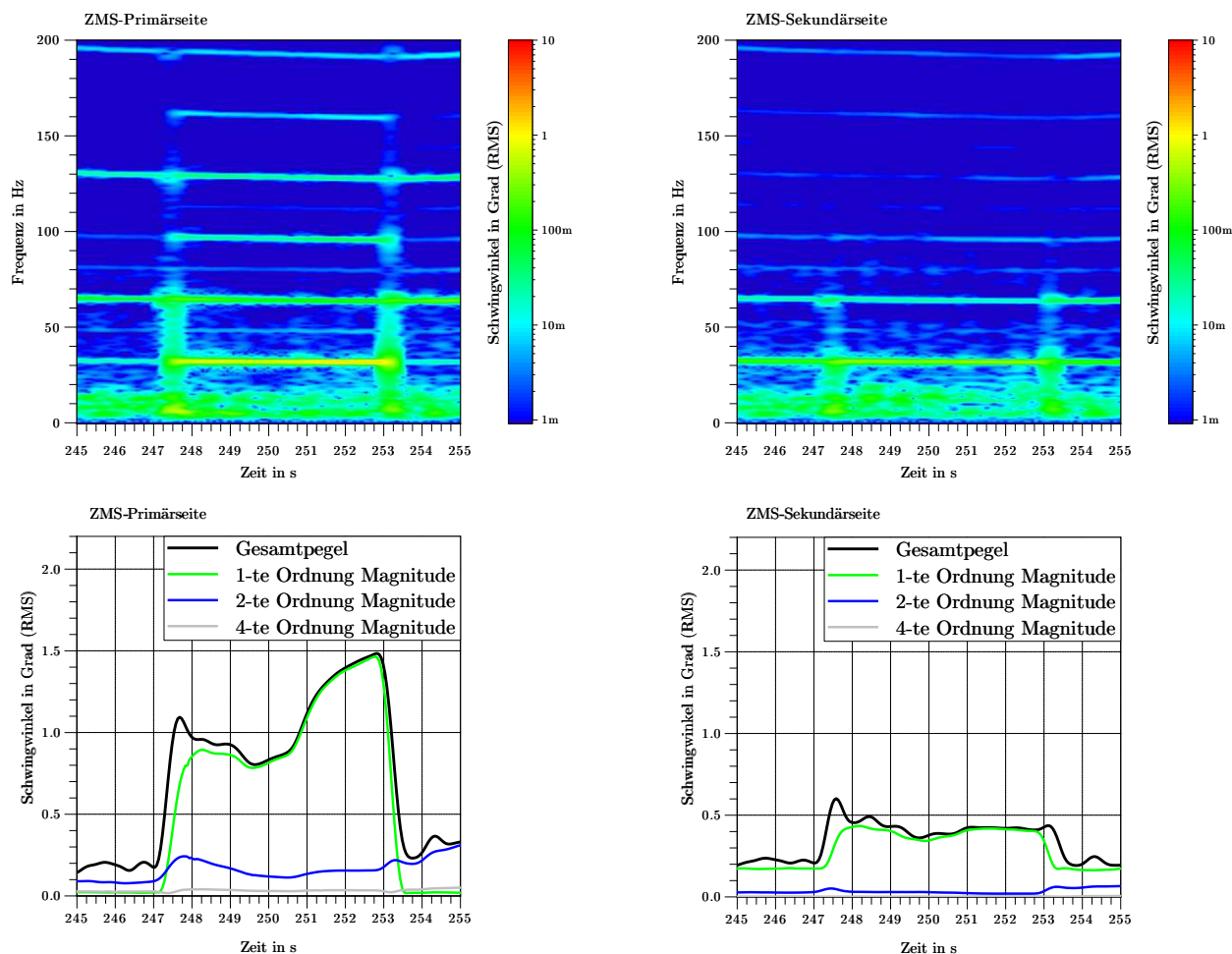


Abbildung 36: **Oben:** Spektrum der ZMS-Primär (links)- und Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während einer RDE-FZG Fahrt;
Unten: Einzelordnungsdarstellung der ZMS-Primär (links)- und Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während einer RDE-FZG Fahrt

Analog zu den Ergebnissen aus Abbildung 36 für RDE-FZG, zeigt Abbildung 37 die Ergebnisse des ZMS für ROL-FZG. Die Ergebnisse in Abbildung 37 zeigen nahezu identische Werte wie die Ergebnisse in Abbildung 36. Die geringfügigen Abweichungen der spektralen Betrachtung können ebenfalls durch einen minimalen und vernachlässigbaren Drosselklappenöffnungswinkelunterschied begründet werden.

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

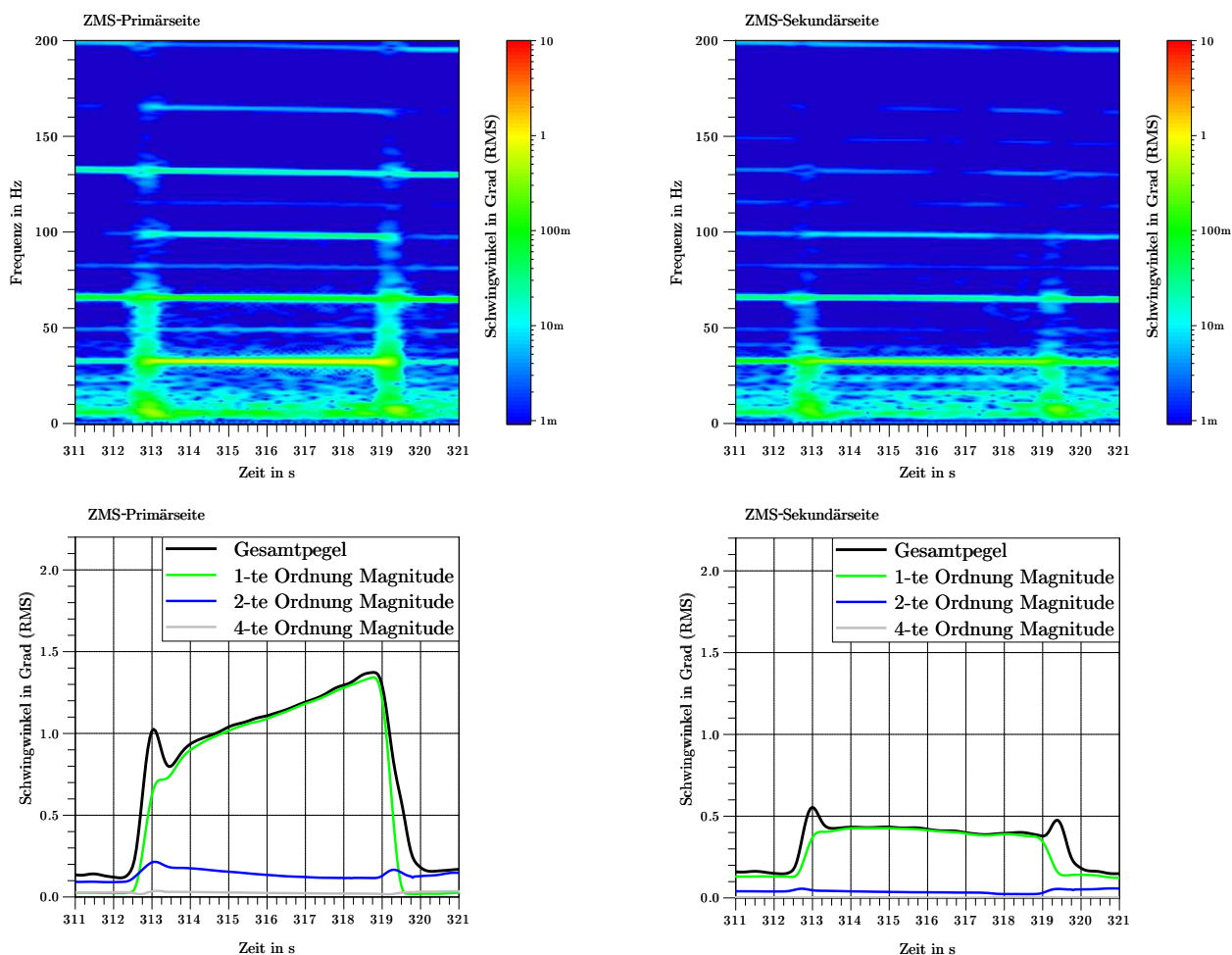


Abbildung 37: **Oben:** Spektrum der ZMS-Primär (links)- und Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während einer ROL-FZG Fahrt;
Unten: Einzelordnungsdarstellung der ZMS-Primär (links)- und Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während einer ROL-FZG Fahrt

Abschließend kann auf Basis der präsentierten Ergebnisse festgehalten werden, dass sich die VKM und das ZMS für Fahrten unter realen Bedingungen und Rollenprüfstandtests identisch verhalten. Rückkopplungen der Straße führen zwar zu einem höheren Rauschanteil in den RDE-FZG Ergebnissen, jedoch zeigen die spektralen Ergebnisse, dass eine schwingungstechnische Betrachtung des Antriebsstranges losgelöst von der Straße zu ähnlichen Ergebnissen führt.

Eine Ausnahme der Vergleichbarkeit stellt die vertikale Fahrzeugachse dar. Durch Straßenunebenheiten kommt es bei RDE-FZG Fahrten immer wieder zu Anregungen in vertikaler Richtung, die auch in der Lateral- und Longitudinalachse beobachtet werden können. Die Strukturdynamikergebnisse der VKM in vertikaler Fahrzeugrichtung können Anhang B und C entnommen werden. Im Rahmen dieser Arbeit werden diese Messdaten nicht weiter untersucht.

4.3 Ableitungen für einen Verbrennungskraftmaschinenprüfstandaufbau

Die Ergebnisse der Betriebsschwingungsanalysen zeigen, dass die VKM keine ausgeprägte Eigenfrequenz im kompletten Betriebsdrehzahlbereich unter Volllast anregt. Vergleichbare Ergebnisse zeigen auch die weiteren Messstellen der anderen Antriebsstrangkomponenten aus Abbildung 24. Die Dynamik und Pegel der Messstellen „Motorlager Motor“, „DrehM Motor“, „Turbolader“ und „Getriebe“ aus Tabelle 4 zeigen eine gute Korrelation (siehe Anhang B und C). Verfolgt man den strukturdynamischen Übertragungspfad ausgehend von der VKM, zeigen bereits die Messstellen der Antriebsstrangkomponenten auf der Fahrzeugkarosserie (vgl. Abbildung 24) eine Reduktion der Schwingschnelle um ca. eine Zehnerpotenz. Die Betriebsschwingformen der VKM zeigen, dass sich der Motor-Getriebeverbund erwartungsgemäß relativ zur Fahrzeugkarosserie bewegt und somit gut entkoppelt ist. Insgesamt kann das Strukturdynamikverhalten der VKM für beide Messszenarien der Gesamtfahrzeuguntersuchungen losgelöst von der Fahrzeugkarosserie betrachtet werden.

Die Torsionsschwingungsergebnisse zeigen, dass es mit Ausnahme des ZMS, zu keiner signifikanten torsionalen Auslenkung bzw. höher frequenten Anregung im kompletten Antriebsstrang kommt. Anregungen bis ca. 20 Hz werden hinreichend gut vom ZMS gedämpft. Eine Differenzwinkelbetrachtung der Kurbelwelle, der Getriebewelle und der Antriebswellen ist aufgrund der sehr ähnlichen Schwingwinkelverläufe im gesamten Drehzahlspektrum nicht sinnvoll. Die vergleichsweise großen Differenzwinkelamplituden im ZMS entkoppeln die VKM torsional vom restlichen Antriebsstrang. Rückkopplungen, vor allem durch Straßenunebenheiten, sind durch Oberschwingungen an den Pegeln erkennbar, haben jedoch einen vernachlässigbaren Einfluss.

Eine kombinierte Betrachtung der Schwingungsdatensätze, der OBD- und CAN-Daten sowie der Temperaturdaten, wie in Kapitel 4.1.2, Abbildung 25 dargestellt, lässt keine weiteren Einflussgrößen auf das Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsverhalten der VKM erkennen. Zusätzlich können keine kausalen Zusammenhänge zwischen der Motor-, Kühlmittel-, Öltemperatur und den strukturdynamischen bzw. torsionalen Dämpfungseigenschaften gefunden werden. Die Motor- und Getriebeöltemperatur hat zwar keinen nachweisbaren Einfluss auf das Strukturdynamikverhalten, allerdings wird das in dieser Arbeit nicht betrachtete, höher frequente Geräuschverhalten beeinflusst [62].

Diese detaillierte Betrachtung der Einflussgrößen schließt nicht maschinendynamische Parameter als sensitive Größen des Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsverhaltens aus. Erwartungsgemäß können die Eigenschaften Masse, Trägheit, Dämpfung und Steifigkeit eines Antriebsstranges als wesentliche Stellgrößen für das maschinendynamische Verhalten bestätigt werden. Dabei ist diese Aussage für die Strukturdynamik- und Torsionsschwingungseigenschaften mit einer korrekt applizierten Motorsteuerung gültig.

Auf Basis der Gesamtfahrzeugmessungen können Schlussfolgerungen bzgl. des Aufbaus für Prüfstanduntersuchungen abgeleitet werden. Ein Prüfstandantriebsstrang mit dem ein fahrzeugähnlicher Betrieb hinsichtlich des Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsverhaltens darstellbar ist, sollte folgende Punkte berücksichtigen:

- Die Massen- und Trägheitsverteilung des Prüfstandantriebsstranges sollten möglichst nahe am

Fahrzeugantriebsstrang liegen.

- Unter Berücksichtigung der Anregung sollten möglichst wenige Struktur- oder Torsionseigenfrequenzen im Betriebsdrehzahlbereich vorhanden sein. Sollte eine Verschiebung von Eigenfrequenzen außerhalb des Betriebsdrehzahlbereiches nicht möglich sein, sollte eine möglichst große Dämpfung vorgesehen werden.
- Der Gesamtpegel der Schwingschnellen- und Torsionsschwingungen für einen Prüfstandaufbau sollte sich wie im Fahrzeug zusammensetzen. Die Bewertung des Gesamtpegels sollte sich an der Motorhauptordnung orientieren.
- Mechanisch rotierende Komponenten des Fahrzeugantriebsstranges, die zur Filterung von Torsionsschwingungen eingesetzt werden, sollten am Prüfstand vergleichbaren Schwingamplituden wie im Fahrzeug ausgesetzt sein. Darauf ist bei der Auslegung der restlichen Antriebsstrangkomponenten zu achten.
- Die Verteilung und Entkoppelung der Massen bzw. Trägheiten im Antriebsstrang sollte analog zum Fahrzeugantriebsstrang erfolgen, wenn die Unterkonstruktion mit der Fahrzeugkarosserie maschinendynamisch vergleichbar ist.
- Im Vergleich zum Fahrzeugantriebsstrang beinhalten Prüfstandantriebsstränge keinen Reifen, die mit ihren elastischen Eigenschaften Torsionsschwingungen dämpfen können. Deshalb sollte in einem Prüfstandantriebsstrang ein torsional dämpfendes und entkoppelndes Element integriert werden.

4.4 Mechanische Systemreduktion und Aufbau am Verbrennungskraftmaschinenprüfstand

Basierend auf den bisherigen Erkenntnissen dieser Arbeit, wird anhand eines experimentellen Aufbaus gezeigt, wie diese Empfehlungen in der Form eines Prüfstandantriebsstranges umgesetzt werden können. Dabei wird der Antriebsstrang des Fahrzeuges aus mechanischer Sicht auf ein Minimum reduziert, mit dem dennoch ein fahrzeugnaher Betrieb möglich ist.

Für die mechanische Systemreduktion werden der Unterbau und die Strukturentkoppelung der VKM sowie der drehschwingungsfähige Antriebsstrang betrachtet. Die Entkoppelung erfolgt analog zum Fahrzeug mit dem identischen Motor- und Getriebelager sowie der Serierendmomentstütze. Weil das Seriengetriebe aus Aufwandsgründen am Prüfstand nicht verwendet werden kann, wird ein Getriebedummy entwickelt, der dem Fahrzeuggetriebe hinsichtlich Form, Masse und Trägheit nachempfunden ist. Zusätzlich enthält der Antriebsstrang zur Drehschwingungsberuhigung eine elastische Klauenkupplung, die den Reifen im Fahrzeugantriebsstrang nachbildet.

Wie im Forschungsfahrzeug werden entlang des kompletten Prüfstandantriebsstranges identische Beschleunigungs- und Drehzahlsensoren verbaut. Zusätzlich wird die Messkette um einen Drehmomentmessflansch, nahe der elektrischen Belastungsmaschine, erweitert. Um die Fahrprofile der Gesamtfahrzeugmessungen exakt am Prüfstand nachbilden zu können, werden aus den CAN-Daten der Gesamtfahrzeuguntersuchungen Sollwertprogramme für das Automatisierungssystem am Prüfstand erstellt.

4.4.1 Mechanische Auslegung und Unterschiede zum Fahrzeugantriebsstrang

Nur selten wird im praktischen Prüfstandbetrieb Rücksicht auf das Schwingungsverhalten genommen. Eine vollständige mechanische Simulation und messtechnische Validierung mit einer BSA für Standardanwendungen sind aus Kostengründen oft nicht umsetzbar. Um einen praxistauglichen Entwicklungsprozess abzubilden, wird auf eine strukturdynamische Simulation mit einer der Methoden aus Kapitel 2.3.1 für den Antriebsstrang in dieser Arbeit verzichtet. Allerdings bestätigt eine Modalmessung der Unterkonstruktion mit einem Impulshammer die ausreichende maschinendynamische Vergleichbarkeit mit den Karosserieaufnahmeempunkten.

Um das Strukturdynamikverhalten des Verbundes zwischen VKM und Getriebe inklusive Differential am Prüfstand nachstellen zu können, wird ein Getriebedummy entwickelt. Dieser Dummy ist dem Getriebe des Forschungsfahrzeuges nachempfunden, jedoch so angepasst, dass ein VKM-Prüfstandbetrieb praxistauglich möglich ist. Analog zum Fahrzeuggetriebe wird die Getriebeglocke direkt an die VKM angeflanscht. Über eine Steckwellenverbindung wird das Serien-ZMS mit einer Trennkupplung im Inneren des Dummies verbunden. Eine weitere Welle inklusive Zwischenlagerung dient als Verbindungselement zu der Klauenkupplung. Die Aufhängungspunkte des Getriebedummies sind wie im Fahrzeug angeordnet. Über die Getriebehalterstelle erfolgt mit dem Serien-Getriebehalter eine Anbindung an die Prüfstandunterkonstruktion. Wie in Abbildung 38 ersichtlich, wird das Prüfstandgetriebe zusätzlich an zwei weiteren Stellen über eine Drehmomentstütze mit der Unterkonstruktion verbunden. Die Drehmomentstütze ist auf der Getriebedummyseite, neben der Glocke, mit einem Stahlblock verbunden. Dieser Stahlblock dient als Trägheitskompensation für das fehlende Differential. Die wichtigsten technischen Daten fasst Tabelle 8 zusammen.

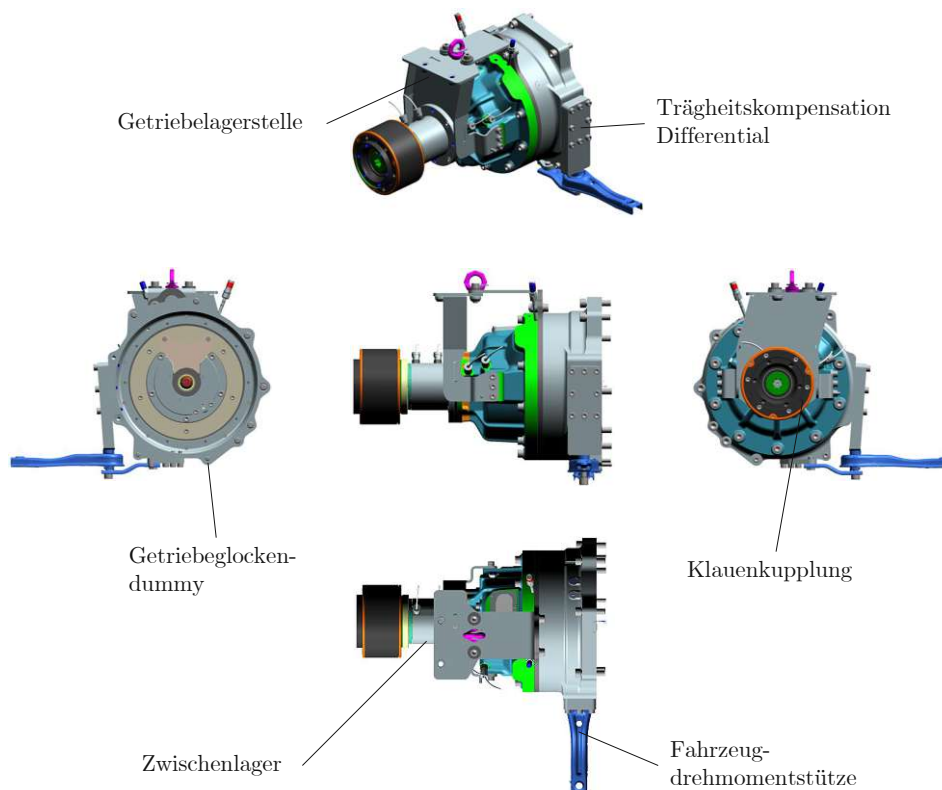


Abbildung 38: Mechanische Komponenten des Prüfstandantriebsstranges

Tabelle 8: Technische Daten des Getriebedummys in Anlehnung an [98]

Parameter	Wert
Gesamtmasse	44,2 kg
Masse zur Trägheitskompensation	2,08 kg
Gesamtrotationsträgheitsmoment um die Kurbelwellenachse	0,0362 kgm ²
Gesamtrotationsträgheitsmoment 90° zur Kurbelwellenachse	0,73 kgm ²
Trennkupplung	Mehrscheibenkupplung ZF Sachs RCS 3/140 Race [99]
Lagertyp	Spindellagerung in O-Anordnung
Temperaturüberwachung	PT100 (Zweileitertechnik) [100]

Durch Wiegen des Getriebes und Bestimmung des Rotationsträgheitsmomentes um die Kurbelwellenachse kann bestätigt werden, dass der Dummy mechanisch dem Fahrzeuggetriebe entspricht. Eine Ausnahme bildet der Abgriff des Drehmomentes. Das Fahrzeuggetriebe überträgt das Drehmoment aufgrund des quer eingebauten Motor-Getriebeverbundes ca. 200 mm versetzt zur Kurbelwellenachse auf die Antriebswellen. Diesen mechanischen Unterschied zwischen Fahrzeug und einem konventionellen Prüfstandaufbau stellt Abbildung 39 qualitativ dar.

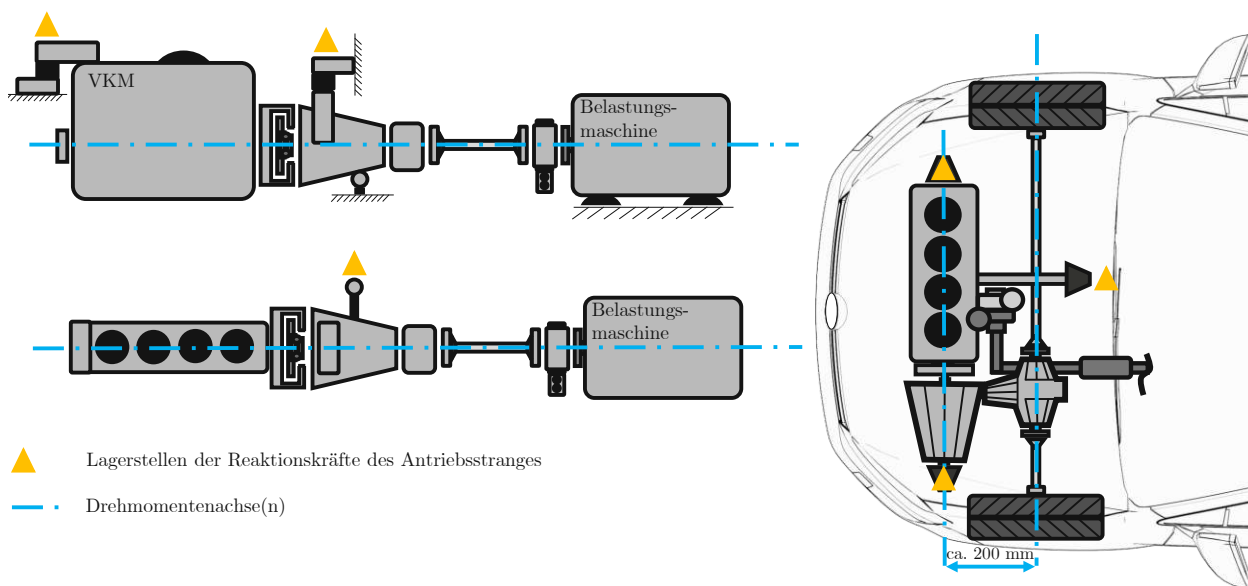


Abbildung 39: Unterschiedliche Drehmomentenachsen zwischen dem Forschungsfahrzeug und einem konventionellen Prüfstandaufbau

Grundsätzlich könnte die dargestellte Fahrzeugkonfiguration mit einem Prüfstandaufbau nachgebildet werden. In der industriellen Praxis wird dieser Aufwand jedoch üblicherweise nicht betrieben. Neben den zusätzlichen mechanischen Herausforderungen ergeben sich außerdem regelungstechnische Probleme. Damit die Ähnlichkeit zwischen dem Fahrzeug- und Prüfstandantriebsstrang dennoch gegeben ist, wurde in Vorversuchen die Vergleichbarkeit der beiden Konfigurationen beurteilt. In der Literatur sind verschiedene Ansätze zu finden, um die Vergleichbarkeit von Motorabstützungen,

Motorlagerungen und versetzten Drehmomentenachsen zu bewerten. Einen Einblick in dieses Thema bieten z.B. [101], [102] und [103]. Die Beurteilung der Vergleichbarkeit erfolgt dabei mit einem spektralen Kohärenzvergleich der Beschleunigungssignale an den Lagerstellen der Reaktionskräfte des Antriebsstranges. Die Kohärenz gibt die lineare Abhängigkeit zweier Signale über der Frequenz an. Die Kohärenz nimmt den Wert 1 bei völliger linearer Abhängigkeit zweier Signale über der Frequenz an. Nimmt die Kohärenzfunktion den Wert 0 an, gibt es keine linearen Abhängigkeiten zwischen den beiden betrachteten Signalen und somit keine Ähnlichkeit [55].

Abbildung 40 zeigt die Kohärenz zweier Beschleunigungssignale, gemessen an der Lagerstelle der Karosserie- bzw. der Prüfstandunterkonstruktion an welcher die Drehmomentstütze aufgenommen wird. Gemessen wurde in Abstützungsrichtung der Drehmomentstütze für eine Real- und eine Prüfstandfahrt mit dem identischen Fahrprofil. Das verwendete Profil wird in Kapitel 4.4.3 detailliert beschrieben. Für die Vergleichbarkeitsbetrachtung spielt das Profil eine untergeordnete Rolle, weil nur der Frequenzinhalt der Signale von Interesse ist.

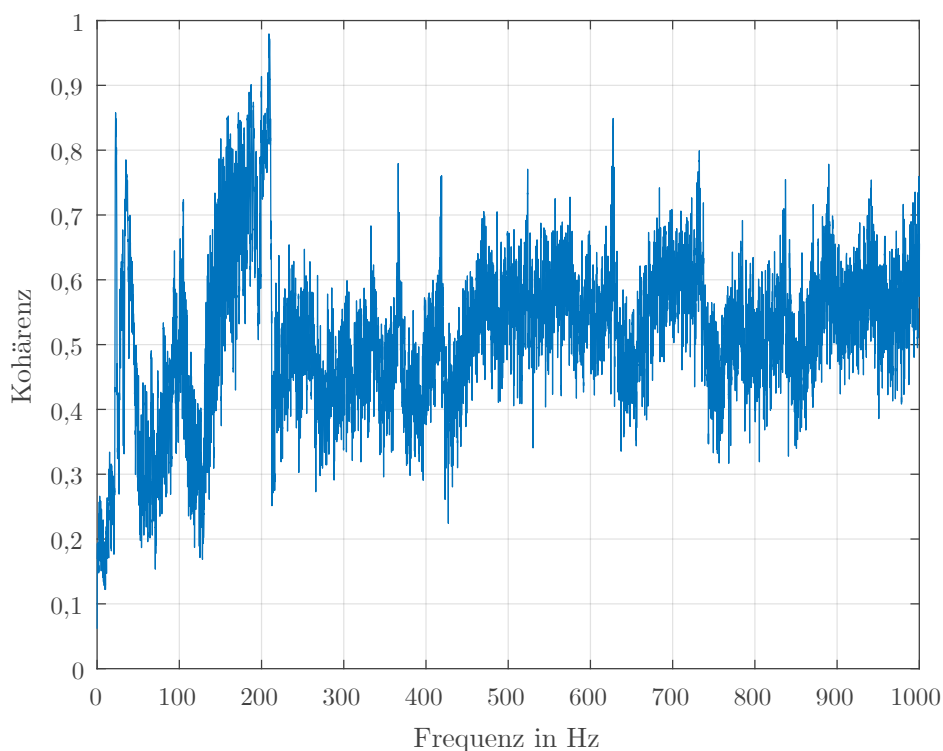


Abbildung 40: Kohärenz zwischen dem Beschleunigungssignal der Drehmomentstütze in Abstützungsrichtung für die Fahrzeug- und Prüfstandkonfiguration

Die Kohärenz bestätigt bis 1000 Hz eine ausreichende Vergleichbarkeit der Fahrzeugkonfiguration mit der um ca. 200 mm versetzten Drehmomentenachse und der Prüfstandkonfiguration mit der konzentrischen Drehmomentenachse. Eine unzureichende Vergleichbarkeit ist lediglich von 0 Hz bis ca. 20 Hz gegeben. Dieses Ergebnis deckt sich mit den bisherigen Beobachtungen dieser Arbeit, weil Straßenanregungen ein tieffrequentes Rauschen in den Realfahrtdaten verursachen. Die überdurchschnittlich hohe Kohärenz zwischen 180 Hz und 220 Hz kann auf die Vollastrampe in dem verwendeten Profil zurückgeführt werden, bei der die Motorhauptordnung dominant ist. Die

sprunghaft steigenden Kohärenzen im mittleren und höheren Frequenzbereich können durch die Harmonischen und Interharmonischen der Motorordnung erklärt werden. Bezogen auf das komplette Kohärenzspektrum ergibt sich eine durchschnittliche Kohärenz von ca. 0,6.

Der zweite wesentliche Teil der mechanischen Auslegung am Prüfstand betrifft den Prüfstandantriebsstrang. Dieser stellt ein Drehschwingungssystem mit mehreren Rotationsträgheiten dar und wird durch den Betrieb unter Last zum torsionalen Schwingen angeregt. Aufgrund der Gegebenheiten am Prüfstand ist eine exakte Auslegung mittels Simulationen unumgänglich. Die Simulationen für die Auslegung des Antriebsstranges werden mit einer kommerziellen Software durchgeführt, die die Berechnung im Frequenzbereich umsetzt [40]. Dafür muss das Drehschwingungssystem zuerst diskretisiert werden und als Punkt- oder Scheibensystem in der Simulationsumgebung aufgebaut werden. Jede mechanische Komponente des Antriebsstranges wird mit zwei oder mehreren Ersatzrotationsträgheiten modelliert. Dabei werden die Trägheiten, analog zu einem translatorischen Massenschwinger, mit Drehsteifigkeiten bzw. Dämpfungen miteinander verbunden. Die Anregungsmodellierung wird mit einer nulldimensionalen VKM-Prozessrechnung abgebildet, die im Wesentlichen durch die dominante Motorordnung getrieben wird. Für den modellierten Viertakt-Otto-Motor ergeben sich im Vierzylinderbetrieb die zweite Motorordnung bzw. im Zweizylinderbetrieb die erste Motorordnung als Hauptanregungsform. Abbildung 41 zeigt die schematische Darstellung des diskretisierten Prüfstandantriebsstranges inklusive des VKM-Ersatzmodells und des TVD.

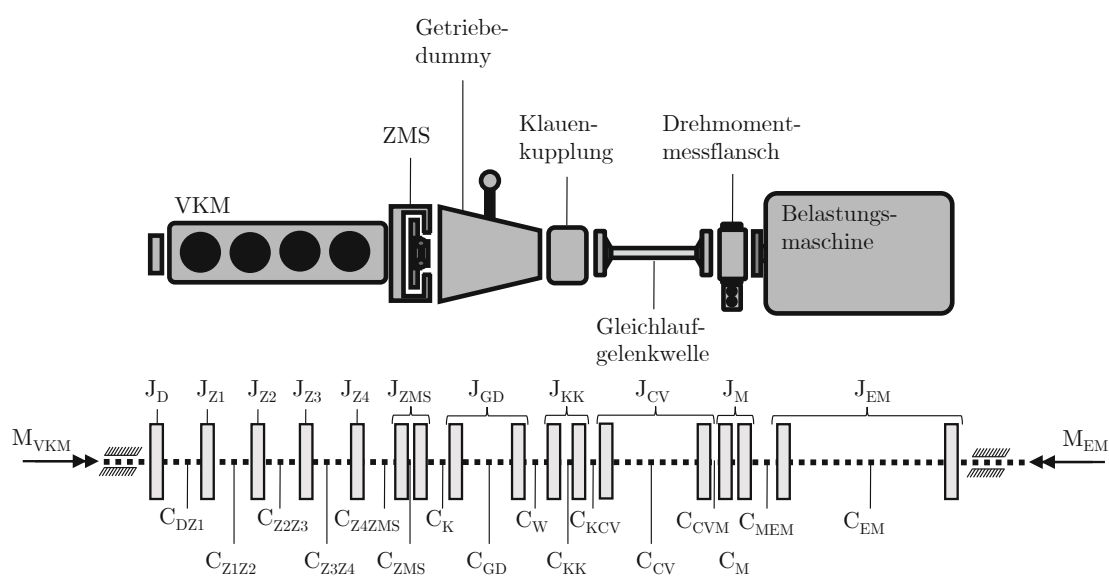


Abbildung 41: Schematische Darstellung der Ersatzträgheiten des Torsionsschwingungsmodells

Die Trägheits-, Steifigkeits- und Dämpfungsdaten der mechanischen Komponenten für die Torsionsschwingungsmodellierung können Tabelle 9 entnommen werden. Die mechanischen Daten der VKM und die Dämpfungswerte sind Schätzwerte und wurden auf Basis von [36] ermittelt.

Tabelle 9: Trägheits-, Steifigkeits- und Dämpfungsdaten für die Torsionsschwingungssimulation ²

Index	Rotations- trägheit in kgm ²	Absolute Dämpfung in Nms/rad	Verbindung	Steifigkeit in Nm/rad (C _{##})	Material- dämpfung
J_D	3,36e-4	0,001	$J_D - J_{Z1}$	2,92e4	1,3
J_{Z1}	3,94e-3	1,4	$J_{Z1} - J_{Z2}$	3,876e5	0,01
J_{Z2}	3,8e-3	1,4	$J_{Z2} - J_{Z3}$	3,876e5	0,01
J_{Z3}	3,8e-3	1,4	$J_{Z3} - J_{Z4}$	3,876e5	0,01
J_{Z4}	3,8e-3	1,4	$J_{Z4} - J_{ZMSP}$	6,212e5	0,01
J_{ZMSP}	1,07e-1	0,001	$J_{ZMSP} -$ J_{ZMSS}	3,1e2	0,2
J_{ZMSS}	9,2e-2	0,001	$J_{ZMSS} -$ J_{GD1}	3,1e5	0,01
J_{GD1}	3,229e-2	0,001	$J_{GD1} - J_{GD2}$	3,1e5	0,01
J_{GD2}	3,934e-3	0,001	$J_{GD2} - J_{KK1}$	3,1e5	0,1
J_{KK1}	2,471e-3	0,001	$J_{KK1} - J_{KK2}$	$f(M, \varphi)$ [104]	0,25
J_{KK2}	2,575e-3	0,001	$J_{KK2} - J_{CV1}$	$f(M, \varphi)$ [104]	0,25
J_{CV1}	4,418e-3	0,001	$J_{CV1} - J_{CV2}$	3,662e4	0,01
J_{CV2}	4,418e-3	0,001	$J_{CV2} - J_{M1}$	2,3e6	0,01
J_{M1}	1,92e-2	0,001	$J_{M1} - J_{M2}$	2,3e6	0,01
J_{M2}	1,92e-2	0,001	$J_{M2} - J_{EM1}$	2,3e6	0,01
J_{EM1}	3,45e-1	0,001	$J_{EM1} - J_{EM2}$	1,2e6	0,01
J_{EM2}	3,45e-1	0,001	-	-	-

² Trägheits-, Steifigkeits- und Dämpfungsdaten der Antriebsstrangkomponenten aus [105], [104], [106], [98]

Die Struktur des Antriebsstrangmodells in Abbildung 41 (unten) zeigt einen vereinfachten Prüfstandantriebsstrang, mit dem das Drehschwingungsverhalten hinreichend genau abgebildet werden kann. Die VKM wird inklusive des TVD mit fünf Ersatzrotationsträgheiten nachgebildet. Dabei wird die Drehsteifigkeit zwischen dem TVD und dem Kurbelwellenanfang um den Faktor 10,3 weicher angenommen als die Verbindungen der einzelnen Kröpfungen der Kurbelwelle. Die Drehsteifigkeit, Trägheit und Kennlinie des ZMS werden auf Basis von Messungen mit einem Verdrehprüfstand modelliert. Die Ergebnisse der ZMS-Kennlinie können Anhang A entnommen werden. Die torsionalen Eigenschaften des entwickelten Getriebedummys inklusive des Zwischenlagers sind ein Kompromiss aus Bauraumoptimierung und Fahrzeugverhalten. Die Ersatzmodellierung des Dummys inklusive des Zwischenlagers erfolgt mit zwei Rotationsträgheiten. Um die elastisch dämpfenden Eigenschaften eines Reifens am Prüfstand nachbilden zu können, enthält der Antriebsstrang eine zweireihige Klauenkupplung. Wie in Tabelle 9 angegeben, ist die Drehsteifigkeit der Klauenkupplung eine Funktion des anliegenden Drehmomentes M und des Verdrehwinkels φ . Der lineare Drehsteifigkeitskoeffizient kann mit 929 Nm/rad angenommen werden. Der analytische Verdrehwinkel-Drehmomentverlauf kann [104] entnommen werden und wurde durch [107] validiert.

Die Modalanalyse liefert durch Lösen der kondensierten Eigenwertmatrix die Torsionseigenfrequenzen des Drehschwingungssystems. Durch die Bestimmung der Eigenwerte können auch die Torsionseigenformen des Antriebsstranges dargestellt werden. Abbildung 42 zeigt die ersten drei normierten

Torsionsmoden des Systems bei 7,17 Hz, 18,46 Hz und 248,01 Hz. Die berechnete Schwingform wird auf eine Konstante normiert, weil für die Bewertung des Simulationsergebnisses die Schwingform und nicht der Betrag der Amplitude ausschlaggebend ist. Die Richtung der Drehschwingung kann dabei über die Position relativ zur gestrichelten Achse festgestellt werden.

- VKM (TVD und Kurbelwelle)
- ZMS (Primär- und Sekundärseite)
- Getriebedummy
- Klauenkupplung (Primär- und Sekundärseite)
- Gleichlaufgelenkwelle
- Drehmomentmessflansch
- Belastungsmaschine (E-Motor)

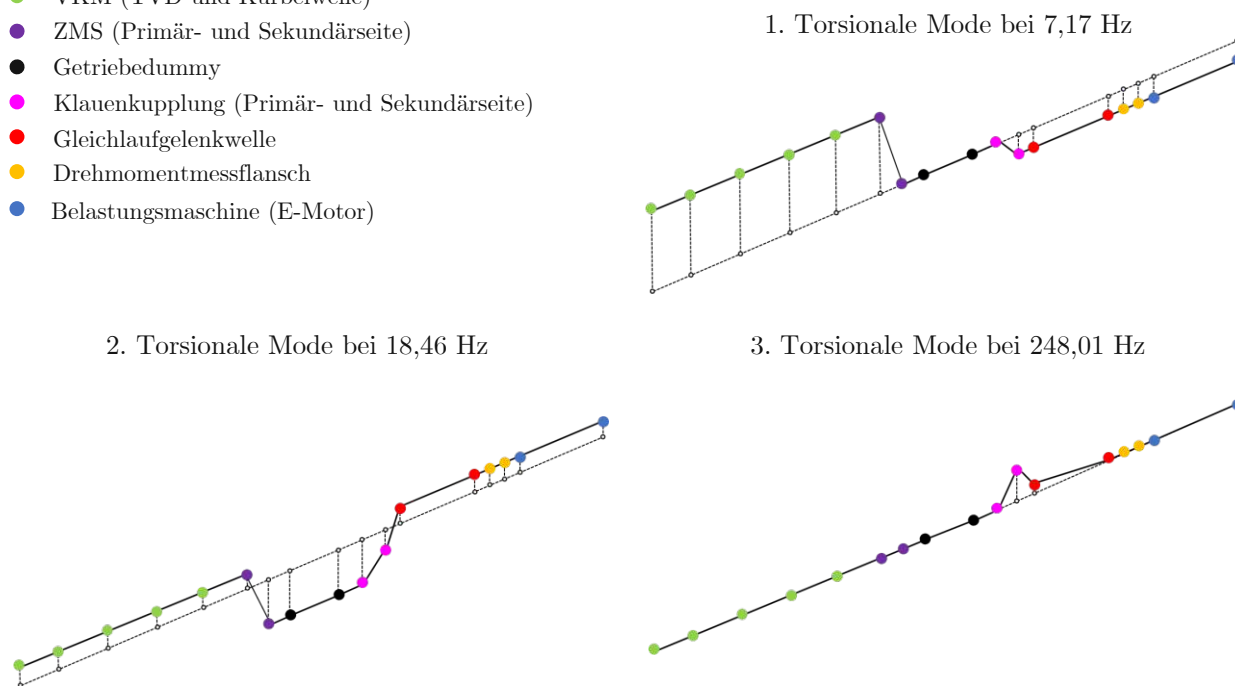


Abbildung 42: Schematische Darstellung der Torsionseigenformen des Prüfstandantriebsstranges

Die Form der ersten Torsionsmode zeigt eine Drehschwingung der VKM gegen die Belastungsmaschine. Diese Mode liegt typischerweise unter dem Betriebsdrehzahlbereich und sollte beim Startvorgang schnell durchfahren werden. Die zweite Torsionsmode bei 18,46 Hz liegt zwar im unteren Betriebsdrehzahlbereich, allerdings schwingen das Fahrzeug-ZMS und die elastische Klauenkupplung gleichphasig. Es kann davon ausgegangen werden, dass aufgrund der nicht vorhandenen Phasenverschiebung und der guten torsionalen Dämpfungseigenschaften des ZMS und der Klauenkupplung keine Drehmomentüberhöhungen in diesem Betriebspunkt entstehen. Die dritte Torsionsmode bei 248,01 Hz liegt bereits deutlich außerhalb des Betriebsdrehzahlbereiches und spielt im Betrieb keine Rolle. Die Simulationsergebnisse zeigen weitere Eigenwerte und somit torsionale Moden mit höheren Frequenzen. Diese höher gelegenen Moden werden im Betrieb (max. Drehzahl 6100 1/min) allerdings nicht angeregt und können vernachlässigt werden.

Die Lösung der speziellen Bewegungsgleichung 2.5 aus Kapitel 2 im Frequenzbereich eignet sich für die Auslegung eines Antriebsstranges. Transiente Schwingungsverläufe oder instationäre Einflüsse können mit dieser Methode jedoch nicht abgebildet werden. Einen möglichen Ansatz zur Torsionsschwingungsauslegung von Prüfstandantriebsstrangsystemen bzw. transienten Schwingungsbetrachtung zeigen z.B. [11] und [108]. Diese Ansätze ermöglichen zwar die Betrachtung des zeitvarianten Torsionsschwingungssystems, allerdings werden keine weiteren Wechselwirkungen mit der Systemumwelt berücksichtigt. Der Ansatz in dieser Arbeit berücksichtigt neben den Strukturdynamikeigenschaften

des experimentellen Aufbaus zusätzlich Größen der ECU, welche in einem transienten Torsionsschwingungsmodell weiterverarbeitet werden. Eine detaillierte Beschreibung der Schnittstellen und des Modells ist in Kapitel 4.6 zu finden.

4.4.2 Aufbau, Messtechnik und Sensorik

Die Entwicklung der strukturdynamischen und torsionalen Anbindung anhand der erarbeiteten Kriterien wird mit einem Versuchsaufbau am Prüfstand validiert. Die Gesamtsystemvalidierung erfolgt mit einer BSA und einer TVA inklusive der Antriebsstrang-CAN-Daten und der Drehmomentrohsignalen. Die Messstellen der Beschleunigungen und der Drehzahlen entsprechen den Messstellen der Gesamtfahrzeuguntersuchungen aus Kapitel 4.1.1. Wie bei den Gesamtfahrzeuguntersuchungen werden die Antriebsstrang-CAN-Daten und zusätzlich das frequenzmodulierte Rohsignal des Drehmomentmessflansches erfasst. Das Drehmomentrohsignal kann neben den Drehzahlensignalen als zusätzlicher Indikator für Torsionsschwingungen im Antriebsstrang ausgewertet werden.

Die VKM wird mit dem Serien-ZMS und dem entwickelten Getriebedummy am Prüfstand betrieben. Als Belastungsmaschine kommt eine elektrische Asynchronmaschine mit den Daten aus Tabelle 10 zum Einsatz.

Damit die Massen- und Dämpfungsverhältnisse des Aufbaus dem des Forschungsfahrzeuges entsprechen, wird die Serienabgasanlage des Fahrzeuges für die Prüfstanduntersuchungen verwendet. Aufgrund der Prüfzellengröße muss nach dem Katalysator und vor dem Mittelschalldämpfer die Abgasanlage um 90° umgelenkt werden. Weil sich vor und nach dieser Umlenkung zwei Aufhängungspunkte der Abgasanlage befinden, kann dieser Unterschied für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen vernachlässigt werden.

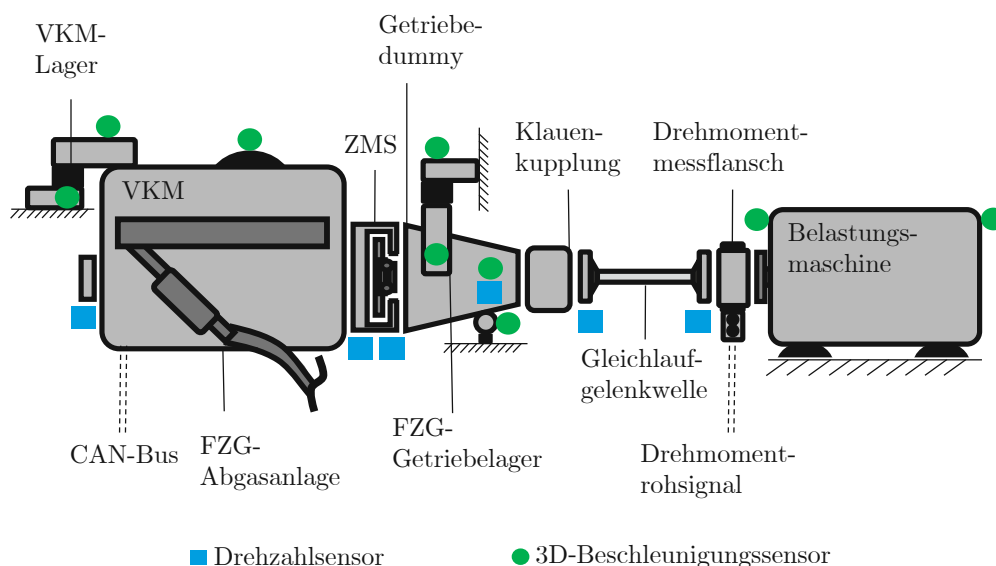


Abbildung 43: Schematische Darstellung des mechatronischen Versuchsaufbaus am Prüfstand

Eine Übersicht der Messstellen der Drehzahlsensoren und der Beschleunigungssensoren zeigen Tabelle 11 und 12. Die Drehzahlmessstellen nach dem Getriebedummy werden optisch, analog zum Kurbelwellenanfang, mit einem Schwarz-Weiß-Band [109] gemessen.

Tabelle 10: Daten der elektrischen Belastungsmaschine [110]

Parameter	Wert
Typ	Asynchronmaschine 600/4-10
Maximale Leistung	250 kW
Spannung	500 V
Strom	367 A
Nennfrequenz	65,5 Hz
Maximale Drehzahl	10000 1/min
Masse	1060 kg
Rotationsträgheitsmoment um die Wellenachse	0,345 kgm ²

Tabelle 11: Positionen der 3D-Beschleunigungssensoren [84] für den Prüfstandaufbau

Sensorposition	Bezeichnung
Motorlager PST	Prüfstandseitige Lagerstelle der VKM
Motorlager Motor	Motorseitige Lagerstelle der VKM
DrehM PST	Prüfstandseitige Lagerstelle der Drehmomentstütze
DrehM Motor	Motorseitige Lagerstelle der Drehmomentstütze
Turbolader	Verdichterseite des Abgasturboladers
Getriebe PST	Prüfstandseitige Lagerstelle
Getriebedummy 1/2	Getriebeseitige Lagerstelle
E-Motor A	Lagerschild Seite A vorne
E-Motor B	Lagerschild Seite B hinten

Tabelle 12: Positionen der Drehzahlsensoren ([85] und [86]) für den Prüfstandaufbau

Sensorposition	Bezeichnung	Bezeichnung
Kurbelwellenanfang	Drehschwingungsdämpfer	Optisch; 56 Z
ZMS primär	ZMS-Primärseite	Aktiv induktiv; 132 Z
ZMS sekundär	ZMS-Sekundärseite	Aktiv induktiv; 66 Z
Klauenkupplung Primärseite	Getriebedummywelle	Aktiv induktiv; 34 Z
Klauenkupplung Sekundärseite	CV-Welle	Optisch; 60 Z
E-Motor	Klemmflansch	Optisch; 60 Z

4.4.3 Fahrprofile und Regelung

Dieser Abschnitt beschreibt das Vorgehen mit dem die Soll-Werte vorgegeben werden sowie die Regelstrategie für die einzelnen Abschnitte des Zyklus. Damit kann ein fahrzeugnahes Verhalten am Prüfstand nachgestellt werden. Um eine möglichst große Anzahl an Betriebspunkten der Gesamtfahrzeuguntersuchungen effizient am Prüfstand nachbilden zu können, wird ein gemessener CAN-Datensatz der RDE-FZG Gesamtfahrzeuguntersuchungen als Soll-Wert Vorlage benutzt. Stellvertretend für den kompletten CAN-Datensatz zeigt Abbildung 44 den VKM-Drehzahl- und Drehmomentverlauf inklusive ausgewählter Drosselklappenwinkelstellungen dieses Profils. Es können vier Betriebsmodi mit verschiedenen Regelungsarten unterschieden werden.

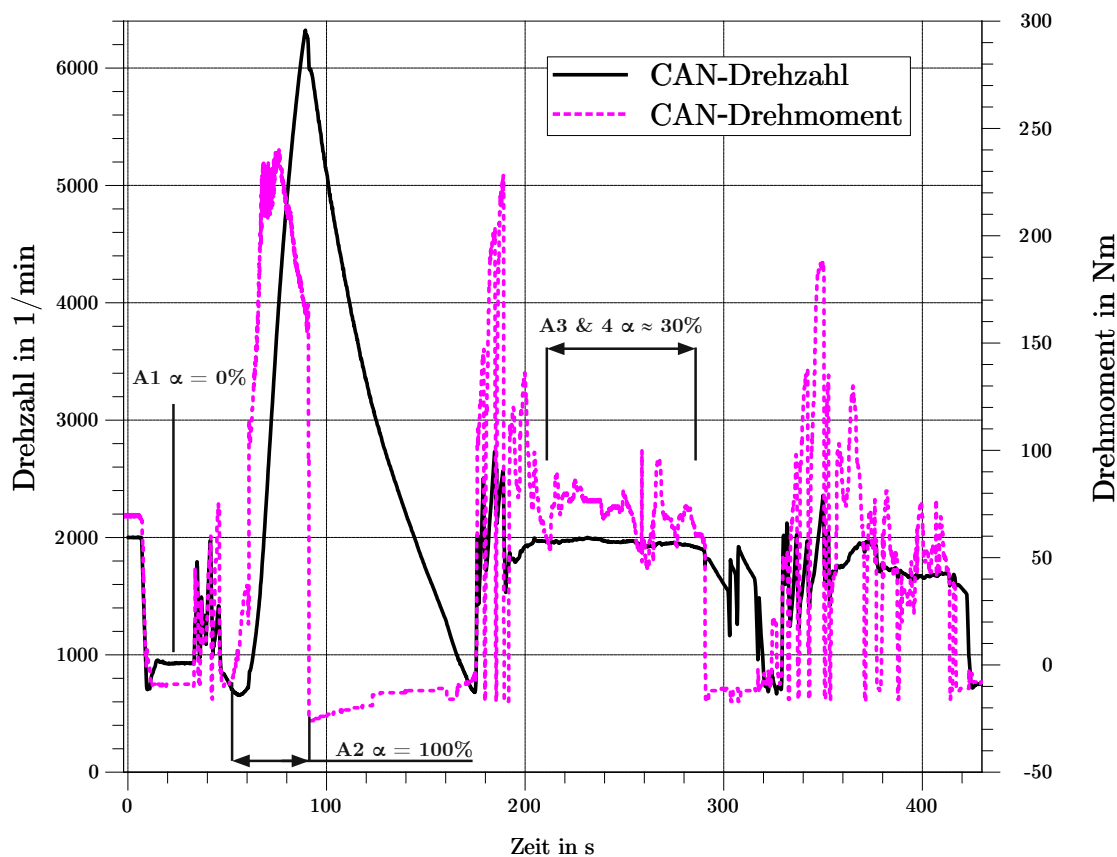


Abbildung 44: CAN-VKM-Drehzahlprofil einer RDE-FZG Gesamtfahrzeugmessung

- Abschnitt A1: Die VKM wird, geschleppt von der elektrischen Belastungsmaschine, nahe der Leerlaufdrehzahl betrieben. Dieser Betriebspunkt wird am Prüfstand mit einer Drehzahl ($n_{Soll(VKM)}$) - Drehmoment ($M_{Soll(VKM)}$) Regelung realisiert.
- Abschnitt A2: Die Vollastrampe wird von VKM-Leerlaufdrehzahl bis zur VKM-Maximaldrehzahl mit einer $n_{Soll(VKM)}$ - Drosselklappenwinkel ($\alpha_{Soll(VKM)}$) Regelung gefahren.
- Abschnitt A3: Dieser stationäre Betriebspunkt der VKM wird mit einer $n_{Soll(VKM)}$ - $\alpha_{Soll(VKM)}$ Regelung gefahren. In diesem Bereich wird die VKM im Vierzylinderbetrieb gefahren und das ACT-Bit ist 0 gesetzt (automatische Umschaltung der ECU).

- Abschnitt A4: Dieser stationäre Betriebspunkt der VKM wird mit einer $n_{Soll(VKM)} - \alpha_{Soll(VKM)}$ Regelung gefahren. In diesem Bereich wird die VKM im Vierzylinderbetrieb betrieben und das ACT-Bit ist auf 1 gesetzt (automatische Umschaltung der ECU).

Alle weiteren Betriebspunkte in dem in Abbildung 44 dargestellten Profil werden mit einer $n_{Soll(VKM)} - \alpha_{Soll(VKM)}$ Regelung gefahren. Zusätzlich werden für alle Prüfstandtestfahrten das gesamte Rotationssträgheitsmoment um die Wellenachse von ca. $0,98 \text{ kgm}^2$ im Automatisierungssystem hinterlegt. Durch die Implementierung des Trägheitsmomentes wird eine höhere Regelgüte erreicht und die Soll-Wert-Vorgaben der Gesamtfahrzeugmessungen können genauer nachgefahren werden [111].

4.5 Drehzahlkorrekturalgorithmus

Für eine TVA ist neben einem Drehzahlsignal mit ausreichend hoher Abtastung und Quantisierung in vielen Fällen eine Korrektur der Drehzahlrohdaten notwendig. Selbst bei Geberrädern mit äquidistanter Zahnverteilung kann ein möglicher Einfluss der mechanischen Fertigung festgestellt werden. Geberräder mit einem offensichtlicheren Fehler, wie z.B. einer Pulslücke, einem Stoßfehler oder einem Doppelpuls, müssen für eine TVA immer korrigiert werden. Abbildung 45 zeigt eine schematische Drehzahlmessstelle und veranschaulicht die Auswirkung eines Geberradfehlers.

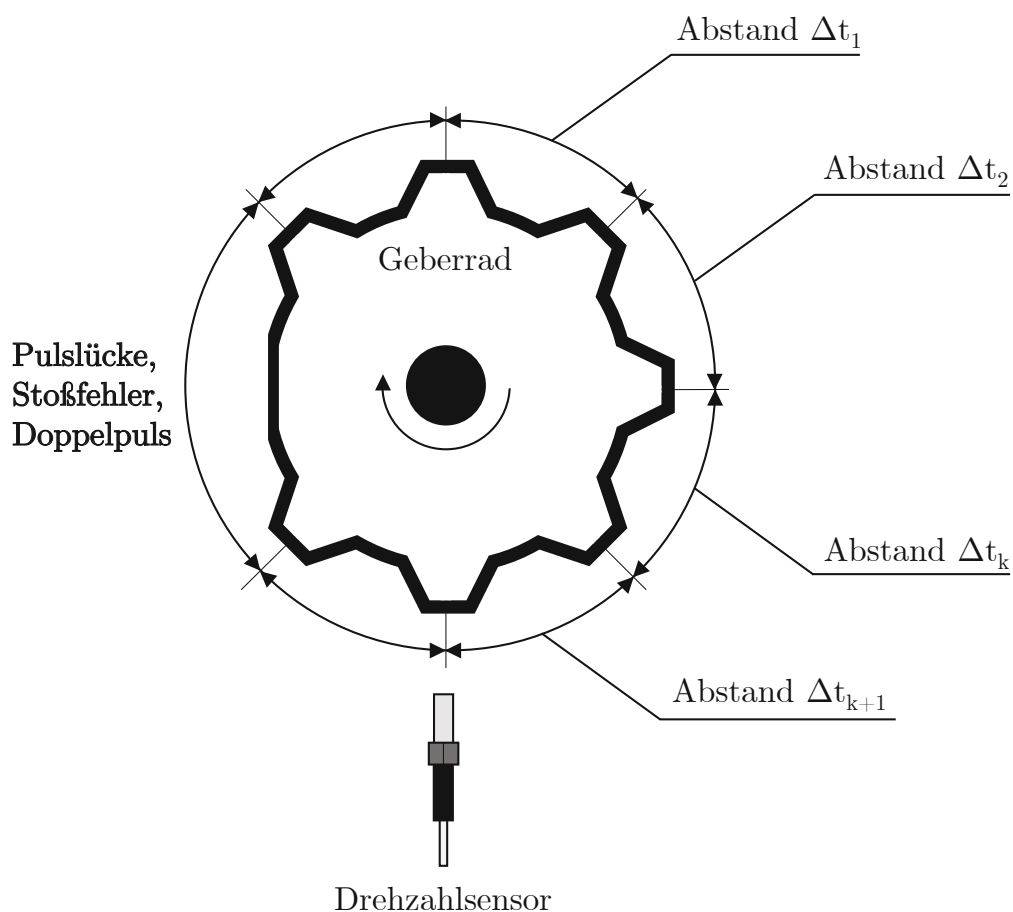


Abbildung 45: Schematische Darstellung einer Drehzahlmessstelle

Die, mit einem Messsystem erfassten, Rohdaten beinhalten die Zeitstempel jedes Zahnes oder jeder Markierung. Auf Basis der Differenzzeiten Δt zwischen zwei Zähnen oder Markierungen kann mit Gleichung 3.1 aus Kapitel 3.1.2 die Drehzahl berechnet werden. An der Stelle mit einer Pulslücke oder Stoßfehler kommt es zu einem Einbruch des Drehzahlverlaufes. Diese systematischen Messfehler führen im Spektrum zu einem erhöhten Energieanteil der ersten Ordnung, der im realen System nicht vorhanden ist. Eine Korrektur nach dem Stand der Technik erfordert viel Fachkenntnis und ist mit erheblichem Aufwand verbunden.

Der in dieser Arbeit entwickelte Drehzahlkorrekturalgorithmus nutzt Methoden der Statistik und Algebra, um eine vollständige und automatische Korrektur zu erreichen. Um die erfassten Rohzeitstempel einer Drehzahlmessstelle zu korrigieren wird die Handlungsvorschrift von Gleichung 4.3 bis Gleichung 4.6 iterativ ausgeführt. Um einen Drehzahlausreißer, unabhängig von der Quelle, in den Rohdaten zu identifizieren, wird ein Median- oder Hampel-Filter, kurz MDA (engl.: Median Absolute Deviation)-Filter benutzt. Das MDA-Filter ist ein Entscheidungsfilter, welches auf einem gleitenden Fenster basiert. Die Entscheidung, ob ein Zeitdatenstempel als Drehzahlausreißer identifiziert wird, beschreiben Gleichungen 4.3, 4.4 und 4.5 [112], [113].

$$\widetilde{\Delta t}_k = \text{median}(\Delta t_{k-i}, \Delta t_{k-i+1}, \dots, \Delta t_k, \dots, \Delta t_{k+i-1}, \Delta t_{k+i}) \quad (4.3)$$

Gleichung 4.4 berechnet den gleitenden, lokalen Median eines Drehzahlfensters mit der Breite i .

$$MAD = |\Delta t_k - \widetilde{\Delta t}_k| \quad (4.4)$$

Das MDA-Filter lokalisiert Drehzahlausreißer mit der Vorschrift aus Gleichung 4.5, in der σ_k für die Standardabweichung innerhalb eines Drehzahlfensters steht.

$$MDA > \sigma_k \quad (4.5)$$

Der identifizierte Ausreißer wird anschließend mit einer Interpolation dritten Grades ersetzt. Dazu wird der korrigierte Drehzahlwert Δt_{korr} mit Gleichung 4.6, auf Basis der Koeffizienten a , b , c und d , im Intervall $[\Delta t_k, \Delta t_{k+1}]$ für jedes Drehzahlfenster bestimmt.

$$\Delta t_{korr} = a(\Delta t_k - \Delta t_{k+1})^3 + b(\Delta t_k - \Delta t_{k+1})^2 + c(\Delta t_k - \Delta t_{k+1}) + d \quad (4.6)$$

Diese Art der Korrektur ist unabhängig vom Typ des auftretenden Fehlers und ist automatisch als Auswerteroutine auf einen Drehzahlkanal anwendbar. Dabei müssen vom Anwender manuell nur die zu erwartende Pulszahl pro Umdrehung des Geberrades und die Fensterlänge i angegeben werden.

4.6 Torsionsschwingungsmodell

Trotz des Fortschritts im Bereich der Torsionsschwingungssimulationen kommen diese Techniken üblicherweise bei Prüfstandaufbauten nicht zum Einsatz. Die Auswirkungen einer fehlenden Torsionsschwingungsauslegung sind vielfältig und können Bauteilschäden im Antriebsstrang verursachen. In der Regel verfügen Prüfstände über eine simple strukturdynamische Überwachung, jedoch nicht über eine Torsionsschwingungsüberwachung des Antriebsstranges. Wie bereits erläutert, stellt die Torsionsschwingungsmessung eine aufwändige und komplexe Messaufgabe dar, weshalb diese in der industriellen Praxis nur bei speziellen Anwendungen zum Einsatz kommt. Um das Torsionsschwingungsverhalten ohne zusätzlichen messtechnischen Aufwand erfassen zu können, beschreibt diese Arbeit ein Modell für Prüfstandanwendungen. Der gewählte Ansatz basiert auf einer Modellierung im Zeitbereich und ermöglicht so die Integration einer CAN-Schnittstelle. Die Implementierung des Modells erfolgt in der Softwareumgebung MATLAB Simulink 2020a [114].

4.6.1 Konzept

Das Layout der Torsionsschwingungssimulation in Abbildung 46 orientiert sich am mechanischen Aufbau eines Prüfstandes und weist vier Teilsysteme auf. Die Anregungsmodellierung steht stellvertretend für die zu untersuchende VKM und bildet ihren Arbeitsprozess und die mechanischen Eigenschaften inklusive des ZMS ab. Der Prüfstandantriebsstrang verbindet die VKM mit der Belastungsmaschine und stellt selbst ein schwingungsfähiges System dar, welches in der Simulation als Mehrmassenschwinger mit nicht-linearen Steifigkeitsverläufen abgebildet wird. Die Belastungsmaschine bildet das mechanische System des E-Motors ab.

Basierend auf der Kategorisierung von Torsionsschwingungsmodellen in Kapitel 2.3.2, Tabelle 2, entspricht das in dieser Arbeit entwickelte Modell dem Typ II. Die translatorischen Freiheitsgrade des Aufbaus werden während der experimentellen Untersuchungen mit Beschleunigungssensoren erfasst.

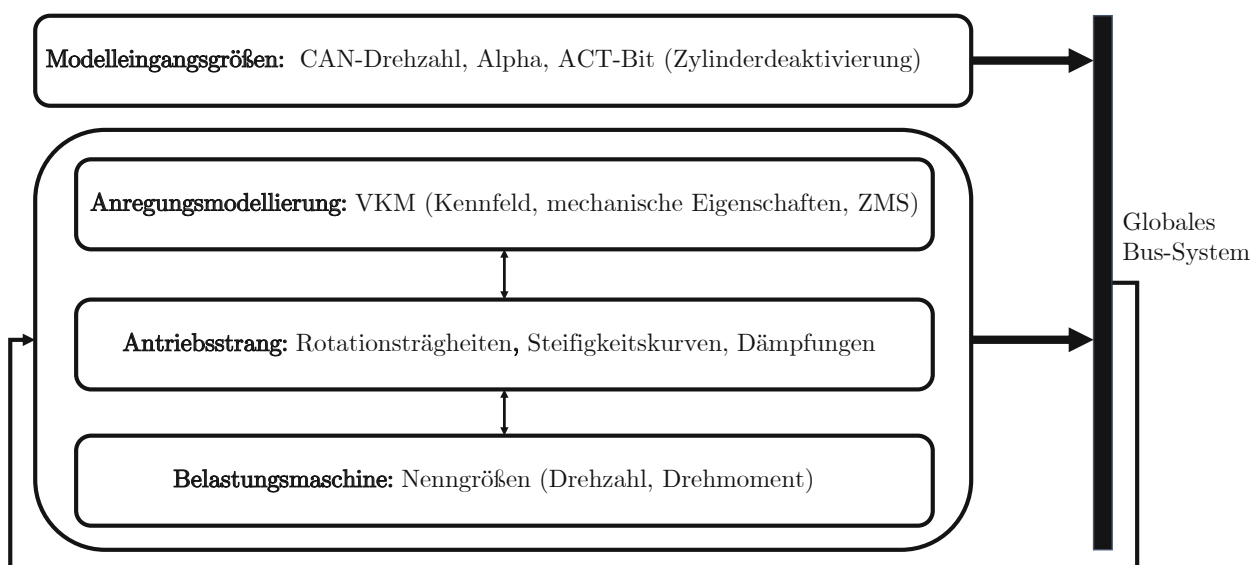


Abbildung 46: Konzeptionelle Darstellung des Torsionsschwingungsmodells

Die einzelnen Teilsysteme aus Abbildung 46 erfüllen folgende Aufgaben in der Simulation:

- **Modelleingangsgrößen:** Als Modelleingangsgrößen werden neben den statischen Parametern der einzelnen Submodelle drei Antriebsstrang-CAN-Nachrichten der ECU verwendet. Dafür wird die DBC- (engl.: Data Base CAN) Datei im Simulinkmodell integriert. Als Eingangsgrößen für die folgenden Berechnungen werden die Kanäle 100 (VKM-Drehzahl), 117 (ACT-Bit) und 120 (Fahrpedalrohwert) verwendet.
- **Anregungsmodellierung:** Die Anregungsmodellierung besteht zum einen aus zwei Kennfeldern der VKM für den Zwei- und Vierzylinderbetrieb und zum anderen aus einem rotatorischen Mehrmassenschwinger der Kurbelwelle und des ZMS.
- **Antriebsstrang:** Die mechanische Modellierung des Antriebsstranges setzt sich aus den Submodellen Getriebedummy, Klauenkupplung und Gleichlaufgelenkwelle zusammen. Die Abstraktion bzw. Aufteilung der Rotationsträgheiten und die Implementierung der mechanischen Eigenschaften erfolgt auf Basis der Daten aus Kapitel 4.4.1, Tabelle 9.
- **Belastungsmaschine:** Das Submodell der Belastungsmaschine besteht aus einem Regel- und Mechanikmodell des Elektromotors. Um die Modellierung möglichst einfach zu gestalten, werden ausschließlich die Nenndaten des Motors aus Kapitel 4.4.1, Tabelle 10 in der Simulation berücksichtigt.

4.6.2 Implementierung und Varianten

Die Implementierung des Modells ist so gestaltet, dass eine parallele Simulation zum Prüfstandbetrieb als auch eine unabhängige Ausführung möglich ist. Eine schematische Darstellung des Kerns beider Modellvarianten zeigt Abbildung 47. Unabhängig von der Variante, nutzt das Modell einen ODE (engl.: Ordinary Differential Equations) 14X [114] Gleichungslöser mit einer fixierten Abtastung von 10 kHz. Diese Einstellungen ermöglichen eine Ausführung auf einem FPGA (engl.: Field Programmable Gate Array) oder akzeptable Rechenzeiten auf Desktopcomputern. Damit beide Modi möglich sind, können die CAN-Daten zur Modellierung direkt dem Modell auf einem FPGA übergeben werden oder aus einer gespeicherten Datei geladen werden.

Der in Abbildung 47 schematisch dargestellte Kern des Modells wird zyklisch durchlaufen und die für eine Torsionsschwingungsanalyse relevanten Drehzahlen und Drehmomente stehen in einem globalen Bus-System zur Verfügung.

Die Approximation des Torsionsschwingungsverhaltens des kompletten Antriebsstranges wird durch die Verkettung der Submodelle aus Abbildung 48 und 49 erreicht.

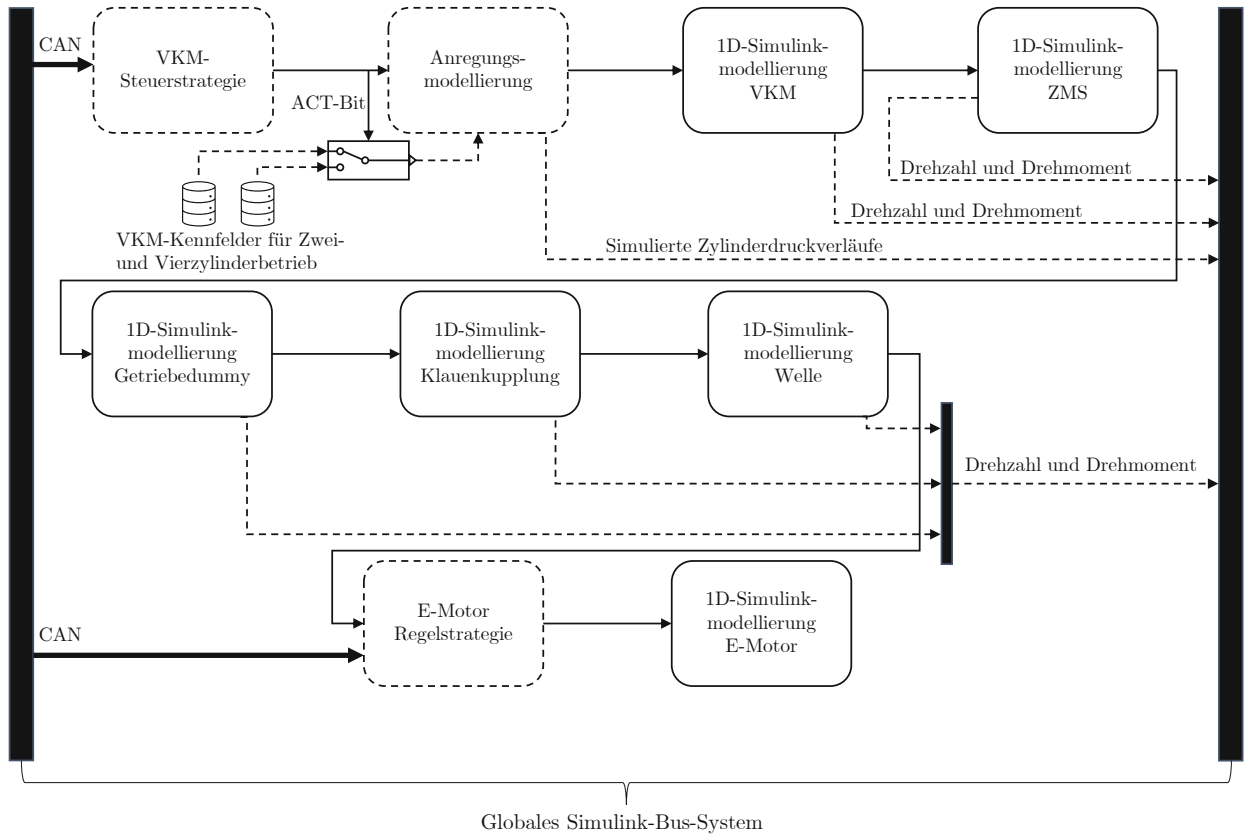


Abbildung 47: Schematische Übersicht des Torsionsschwingungsmodells in Simulink

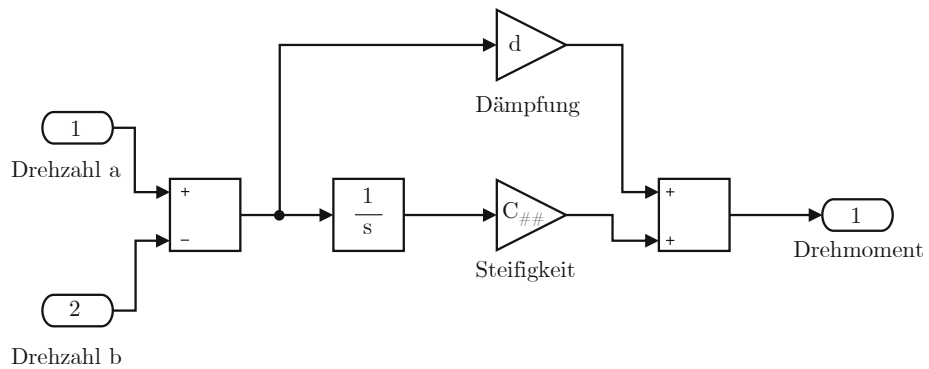


Abbildung 48: Berechnung eines Drehmoments in Simulink

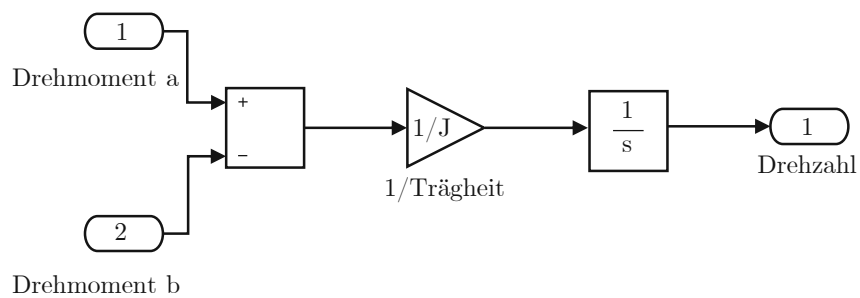


Abbildung 49: Berechnung einer Drehzahl in Simulink

Die einzelnen Submodelle besitzen folgende Eigenschaften:

- **VKM-Regelstrategie:** Die 1D-Motormodellierung wird von einem Submodell geregelt, welches in Abhängigkeit der VKM-Drehzahl, Drosselklappenwinkelanzforderung und des ACT-Bits je einen Vektor für Zündwinkel, Schubabschaltung und Zylinderdeaktivierung errechnet. Anschließend wird dem Submodell für die Anregungsmodellierung je Zylinder ein Vektor übergeben.
- **VKM-Anregungsmodellierung:** Mit den beschriebenen Vektoren berechnet dieses Submodell den Druck pro Zylinder. Dazu wird das Kennfeld aus Anhang A, in Abhängigkeit des ACT-Bits, herangezogen. Mit dem Bohrungsdurchmesser der VKM aus Kapitel 4.1.1, Tabelle 3 kann unter Berücksichtigung der oszillierenden Kolbenmasse der zeitliche Kolbenkraftverlauf berechnet werden.
- **VKM-Mechanikmodellierung:** Die dynamischen Kolbenkraftverläufe für die vier Zylinder werden mit den Geometriedaten der VKM aus Tabelle 9 mit Gleichung 2.29 in Drehmomentverläufe umgerechnet. Das mechanische Ersatzmodell der VKM besteht aus fünf Rotationsträgheiten inklusive des TVD, welche mit torsionalen Steifigkeiten und Dämpfungen miteinander verbunden sind (vgl. Abbildung 48 und 49).
- **ZMS:** Die Modellierung des ZMS mit zwei Ersatzrotationsträgheiten erfolgt analog zu der mechanischen Modellierung der VKM, mit Ausnahme der Steifigkeit $C_{\#\#}$ in Abbildung 48. In diesem Submodell wird der skalare Drehsteifigkeitswert durch ein Polynom dritter Ordnung ersetzt. Das Polynom in Gleichung 4.7 beschreibt die approximierte Drehmoment (M_{ZMS}) - Verdrehkurve (φ_{ZMS}) des ZMS.

$$M_{ZMS} = 0,1 * (\varphi_{ZMS}) + 14,61 * (\varphi_{ZMS})^2 + 0,05 * (\varphi_{ZMS})^3 \quad (4.7)$$

Diese empirische Gleichung wurde mit dem Aufbau aus Anhang A mithilfe von statischen Verdrehtests ermittelt.

- **Getriebedummy:** Der entwickelte Getriebedummy wird durch zwei Rotationsträgheiten abgebildet. Ein möglicher Schlupf der Trennkupplung wird aufgrund des maximal übertragbaren Drehmoments von 900 Nm vernachlässigt.
- **Klauenkupplung:** Die Modellierung der Klauenkupplung mit zwei Ersatzrotationsträgheiten ist identisch zu der ZMS-Modellierung. Für die Steifigkeit $C_{\#\#}$ in Abbildung 48 wird die Drehmoment M_{KK} - Verdrehkurve φ_{ZKK} aus [104] durch ein Polynom siebenter Ordnung approximiert.
- **Gleichlaufgelenkwelle und Drehmomentmessflansch:** Die Modellierung der Gleichlaufgelenkwelle und des Drehmomentmessflansches erfolgt mit je zwei gleichverteilten Rotationsträgheiten [105], [106].
- **E-Motor Regelstrategie und Mechanikmodellierung:** Der E-Motor wird mit einem Proportional-Integral-Differential (PID) Regler geregelt. Zusätzlich ist die Dynamik der Belastungsmaschine durch die Nenndaten aus Tabelle 10 mit Limit-Blöcken in Simulink begrenzt.

Die mechanische Modellierung erfolgt mit zwei Ersatzrotationsträgheiten, mit je der Hälfte der Rotorträgheit [110].

4.7 Experimentelle Untersuchungen des Prüfstandantriebsstranges

Die BSA und TVA des Prüfstandaufbaus dienen einerseits zur Validierung der Funktionsweise des entwickelten Antriebsstranges und andererseits werden deren Ergebnisse mit den Ergebnissen der Gesamtfahrzeugmessungen verglichen. Zusätzlich werden Ergebnisse einer Prüfstandreferenzkonfiguration (BASIS-PST) präsentiert. Der Aufbau und Antriebsstrang der Referenzkonfiguration entspricht einem praxistauglichen Aufbau mit identischer VKM. Die Entkoppelung der VKM und des starb angeschraubten Rahmens erfolgt mit Prüfstandgummilagern. Der Antriebsstrang besteht aus einem ZMS, bei dem die Primär- und Sekundärseite verschweißt sind, einer Klauenkupplung, einer Gleichlaufgelenkwelle, einem Drehmomentmessflansch und der Belastungsmaschine. Eine schematische Skizze des Aufbaus sowie die Fotodokumentation können Anhang D entnommen werden. Diese zusätzlichen Messergebnisse verdeutlichen den Mehrwert des entwickelten Antriebsstranges im Vergleich zu anderen Prüfstandantriebssträngen.

Die Prüfstanduntersuchungen werden mit einer baugleichen VKM wie im Forschungsfahrzeug durchgeführt (Daten der VKM vgl. Kapitel 4.1.1, Tabelle 3). Trotz einer möglichen Streuung der Eigenschaften kann von einem strukturdynamisch ähnlichen Verhalten aufgrund der Motorhauptordnung ausgegangen werden. Analog zu den Ergebnissen der Gesamtfahrzeugmessungen werden spektrale Ergebnisse mit den Parametern der Gesamtfahrzeugergebnisse aus Kapitel 4.2, Tabelle 7 für die Prüfstandmessungen präsentiert. Aufgrund der Strukturdynamikeigenschaften der BASIS-PST Konfiguration ist im Gegensatz zu den anderen Messaufbauten ein Betrieb erst ab 1100 1/min möglich. Die Messkampagnen können anhand folgender Definitionen unterschieden werden:

- **RDE-FZG:** (engl.: Real Driving Emissions) bezeichnet die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugmessungen unter realen Fahrbedingungen auf einer öffentlichen Straße.
- **ROL-FZG:** bezeichnet die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugmessungen unter konditionierten Rollenprüfstandbedingungen basierend auf den erfassten RDE-Daten (Umgebungsbedingungen und Fahrprofile).
- **NEU-PST:** bezeichnet die Ergebnisse der VKM-Prüfstandmessungen mit dem in dieser Arbeit entwickelten Antriebsstrang.
- **BASIS-PST:** bezeichnet die Ergebnisse der VKM-Prüfstandmessungen mit einem Referenzantriebsstrang, der in der industriellen Praxis eingesetzt wird.

4.7.1 Betriebsschwingungsanalyse

Abbildung 50 zeigt den Gesamtpegel der Schwingschnelle der VKM für eine Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung gemessen an der Position „Motorlager Motor“ aus Kapitel 4.4.2, Tabelle 11 bzw. Abbildung 43 für RDE-FZG, ROL-FZG, NEU-PST und BASIS-PST. Die Drehzahl und Drehmoment Soll-Werte der gefahrenen Vollastrampe stammen aus einer RDE-FZG Fahrt und sind in Kapitel 4.4.3, Abbildung 44 dargestellt.

Der Vergleich der Gesamtpegel zeigt, dass sich die VKM in Fahrzeuglängsrichtung mit dem entwickelten Prüfstandantriebsstrang identisch zu den Gesamtfahrzeugmessungen verhält. Die Ergebnisse der BASIS-PST Messung zeigen zwei Unterschiede im Vergleich zu den anderen Kurven. Mit dem BASIS-PST Antriebsstrang kommt es im Drehzahlbereich unter 1500 1/min zu einem Anstieg der Schwingschnelle auf 16 mm/s RMS. Im mittleren Drehzahlbereich liefert diese Konfiguration fahrzeugnahe Schwingschnellenwerte. Bei ca. 5400 1/min kommt es erneut zu einer Überhöhung der Schwingschnelle mit einem Maximalwert von 30,5 mm/s RMS bei 6100 1/min.

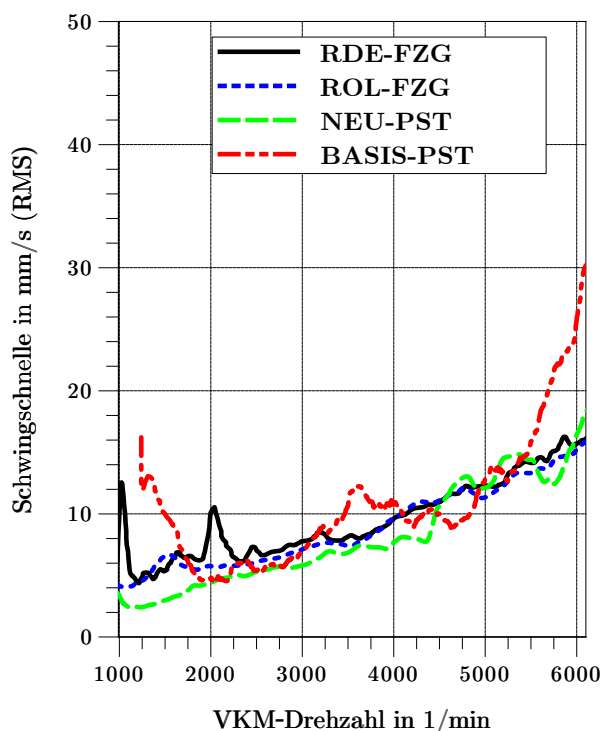


Abbildung 50: Vergleich des Gesamtpegels der Schwingschnelle in Fahrzeuglängsrichtung für die VKM

Die Überhöhungen des Gesamtpegels der BASIS-PST Konfiguration im unteren und oberen Betriebsdrehzahlbereich lassen sich durch Struktureigenfrequenzen des Unterbaus und einer mangelnden Entkoppelung erklären. Wie in Abbildung 51 (links) zu sehen, sind drei ausgeprägte Eigenfrequenzen bei ca. 220 Hz, 300 Hz und 580 Hz zu erkennen. Zusätzlich zeigt Abbildung 51 (rechts), dass die energetische Zusammensetzung des Gesamtpegels nicht jener der Gesamtfahrzeugmessungen entspricht (vgl. Kapitel 4.2.1, Abbildung 28). Im Vergleich dazu, liefert die NEU-PST Konfiguration in Abbildung 52 einen identischen Gesamtpegel und eine ähnliche energetische Zusammensetzung. Der Gesamtpegel wird wie im Fahrzeug durch die zweite aber auch durch die erste Motorordnung getrieben. Der energetische Anteil der ersten Motorordnung kann durch Restunwuchten der verwendeten Antriebsstrangkomponenten erklärt werden.

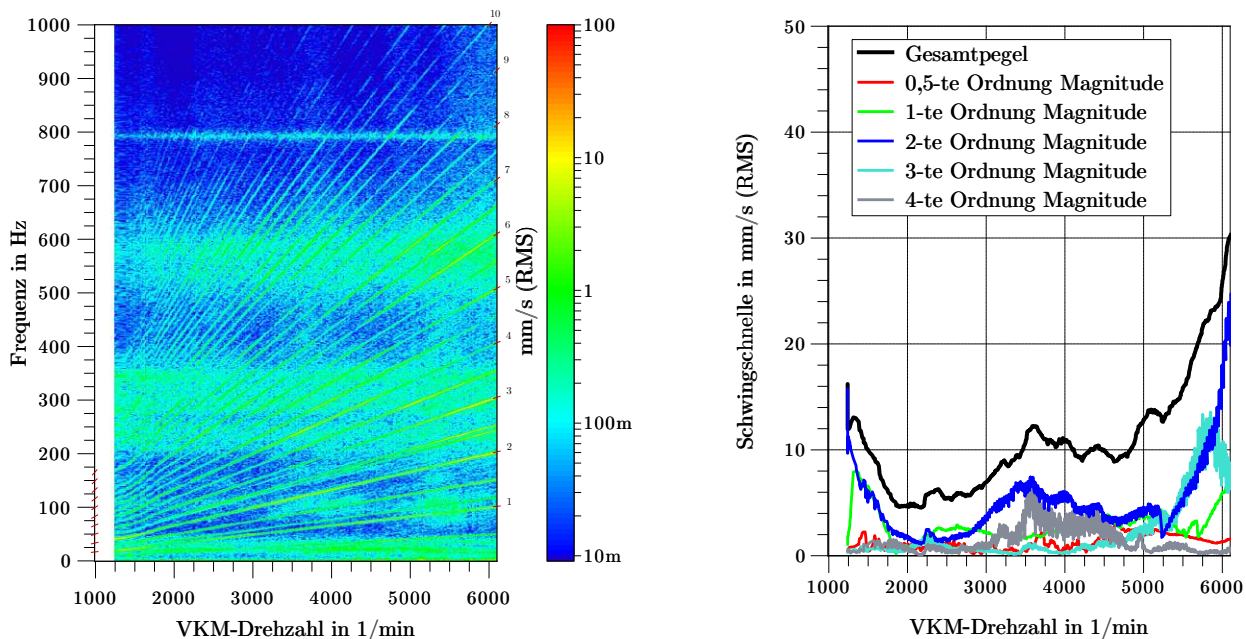


Abbildung 51: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingungseinzeldaten Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung (BASIS-PST)

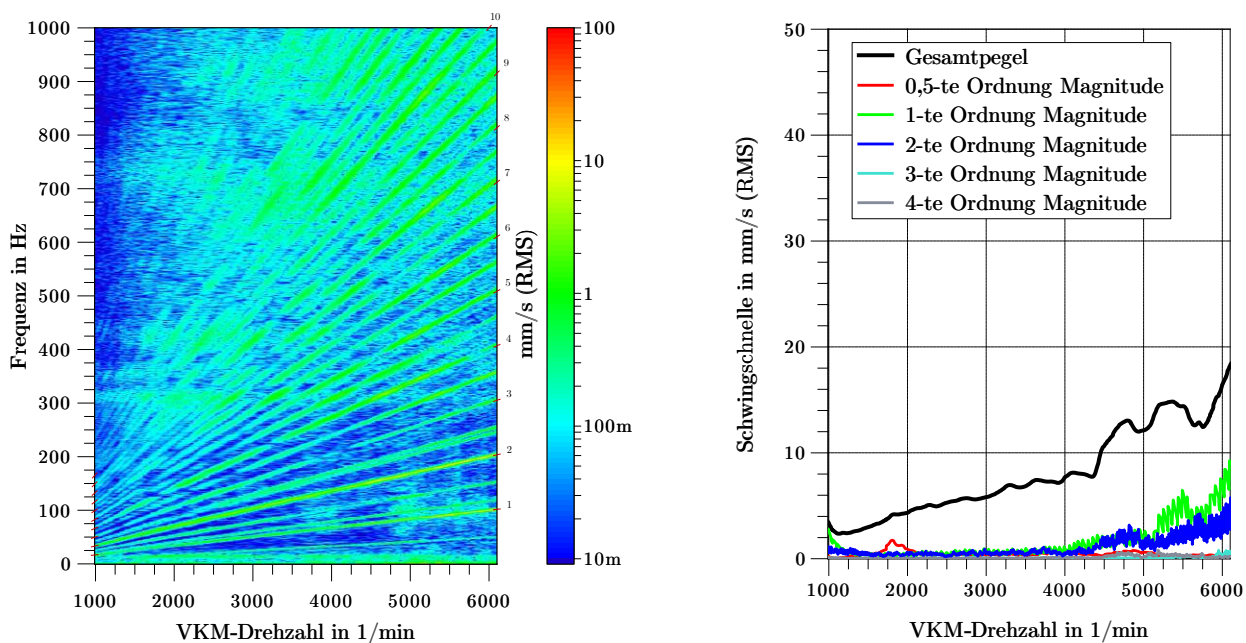


Abbildung 52: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingungseinzeldaten Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung (NEU-PST)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Abbildung 53 zeigt den Gesamtpegel der Schwingschnelle der VKM für die identische Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung gemessen an der Position „Motorlager Motor“ aus Kapitel 4.4.2, Tabelle 11 bzw. Abbildung 43 für RDE-FZG, ROL-FZG, NEU-PST und BASIS-PST. Der Vergleich der Gesamtpegel zeigt, dass sich die VKM mit dem entwickelten Antriebsstrang im unteren und mittleren Drehzahlbereich identisch zum Fahrzeug verhält und im oberen Drehzahlbereich eine niedrigere Schwingschnelle aufweist.

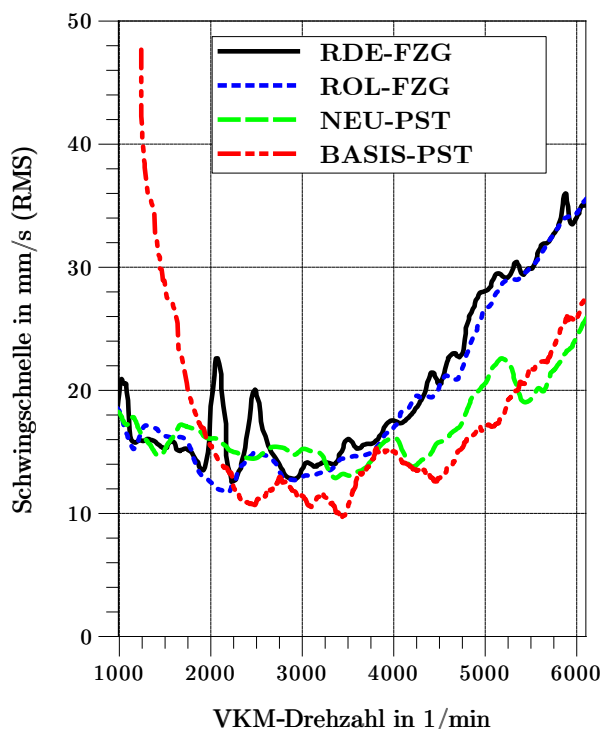


Abbildung 53: Vergleich des Schwingschnellengesamtpegels für eine Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung für die VKM

Wie in Abbildung 54 (links) zu sehen, sind in Querrichtung zwei ausgeprägte Eigenfrequenzen bei ca. 350 Hz und 480 Hz zu erkennen. Zusätzlich zeigt Abbildung 54 (rechts), dass die energetische Zusammensetzung des Gesamtpegels nicht jener der Gesamtfahrzeugmessungen entspricht (vgl. Kapitel 4.2.1, Abbildung 28). Im Vergleich dazu, liefert die NEU-PST Konfiguration in Abbildung 55 einen fahrzeugähnlicheren Verlauf und energetische Zusammensetzung. Der Unterschied des Gesamtpegels der Fahrzeug- und Prüfstanduntersuchungen kann durch die verbleibenden maschinendynamischen Unterschiede (Dämpfungen, Steifigkeiten und Anbindungsstellen) der Karosserie bzw. der Prüfstandunterkonstruktion erklärt werden.

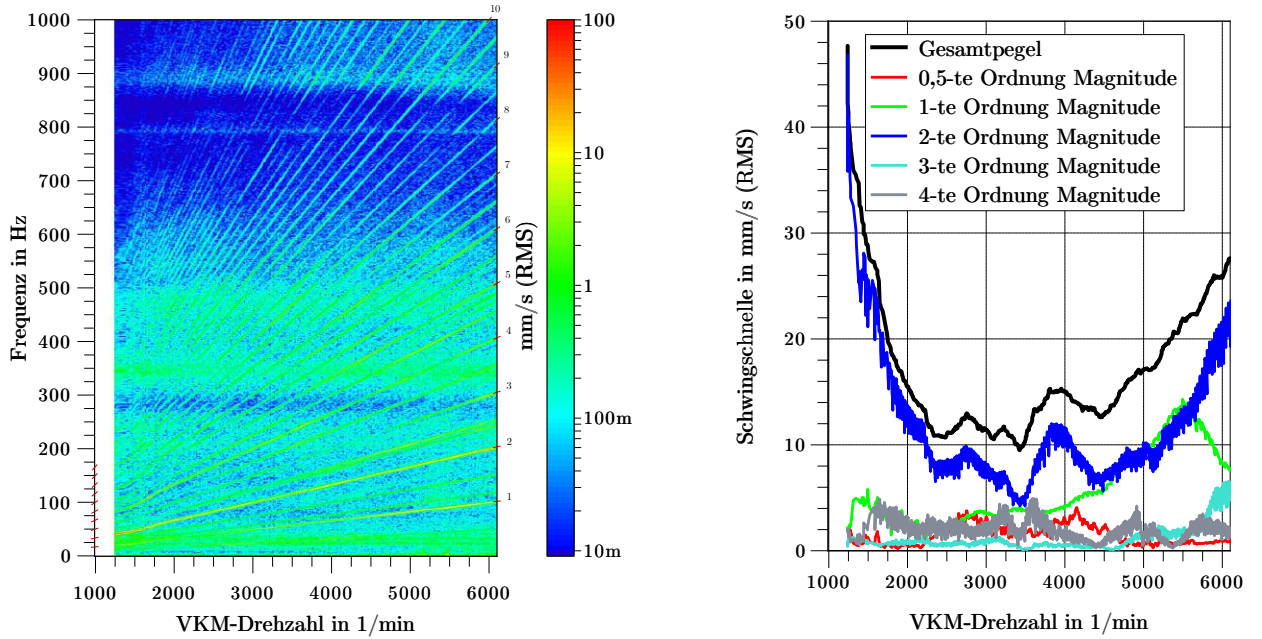


Abbildung 54: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingungseinzeldaten Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung (BASIS-PST)

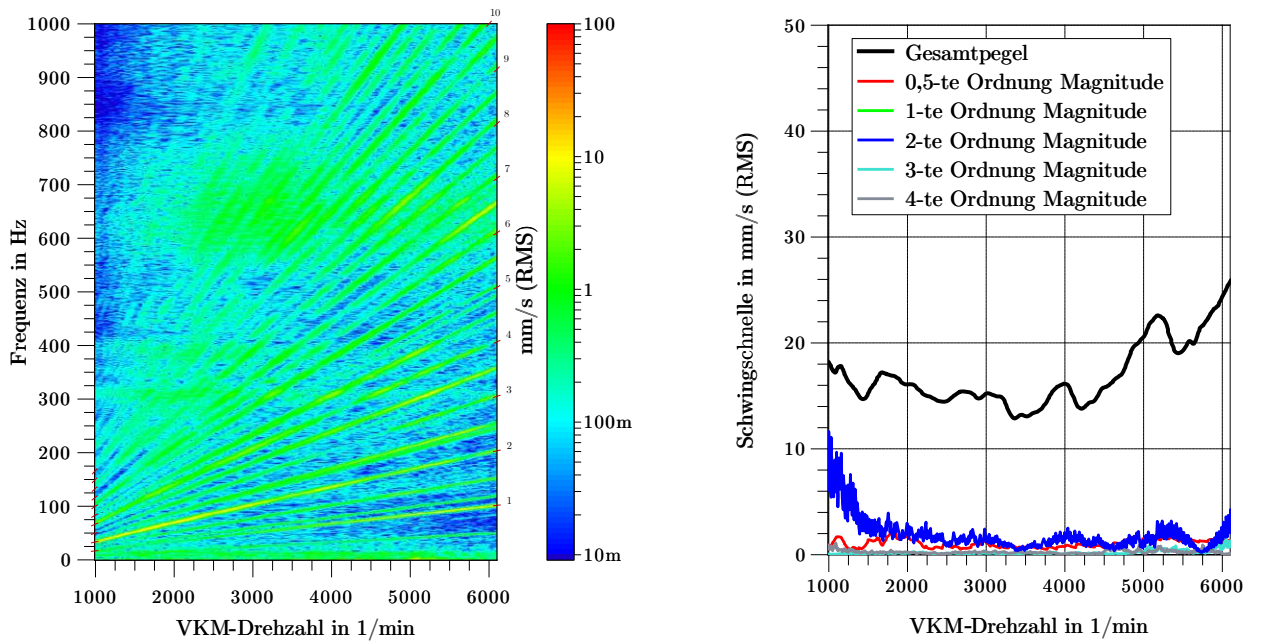
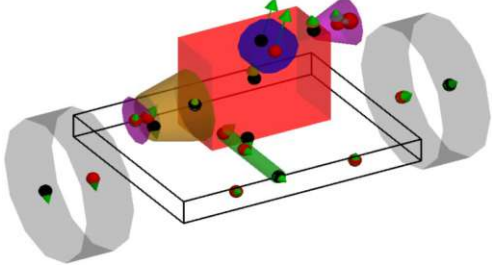
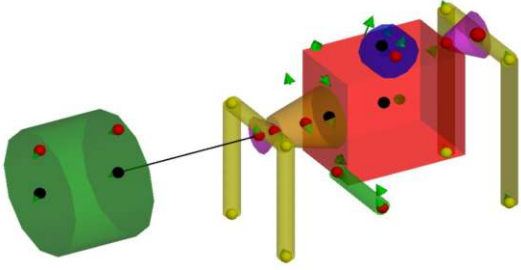
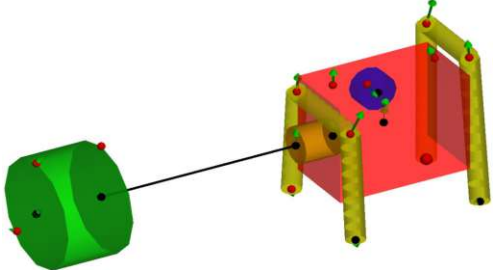


Abbildung 55: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingungseinzeldaten Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung (NEU-PST)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Zur besseren Veranschaulichung des Betriebsschwingungsverhaltens zeigt Tabelle 13 eine schematische Darstellung der Betriebsschwingmoden bei 202 Hz (6060 1/min) der Gesamtfahrzeug- und Prüfstanduntersuchungen und beschreibt die zugehörige Schwingform.

Tabelle 13: Schematische Darstellung der Betriebsschwingform bei 202 Hz der 2. Ordnung

Schematische Darstellung	Beschreibung
	<ul style="list-style-type: none"> ■ RDE-FZG Betriebsschwingmode: Elliptische Rotation konzentrisch zu der Kurbelwellenachse mit einer geringen Überhöhung der Schwingschnelle des Abgasturboladers ■ ROL-FZG Betriebsschwingmode: Identisch zu RDE-FZG Betriebsschwingmode
	<ul style="list-style-type: none"> ■ NEU-PST Betriebsschwingmode: Elliptische Rotation konzentrisch zu der Kurbelwellenachse mit einer geringen Überhöhung der Schwingschnelle des Abgasturboladers
	<ul style="list-style-type: none"> ■ BASIS-PST Betriebsschwingmode: Hoch-Tief-Bewegung inklusive torsionaler Verdrehung des Rahmens und signifikante Überhöhung der Schwingschnelle des Abgasturboladers

Der Vergleich der Ergebnisse für RDE-FZG, ROL-FZG und NEU-PST zeigt, dass das Strukturdynamikverhalten hinreichend genau nachgestellt werden kann. Zusätzlich bestätigt die Betriebsschwingform die Vergleichbarkeit der entwickelten Prüfstandkonfiguration mit den Gesamtfahrzeugmessungen. Die Einzelordnungsbetrachtung zeigt, dass sich der Gesamtpegel der Prüfstanduntersuchungen zu einem großen Teil wie der Fahrzeuggesamtpegel zusammensetzt. Die Unterschiede der ersten Ordnung können durch die Restunwuchten der Prüfstandkomponenten erklärt werden. Eine höhere Wuchtgüte

dieser Komponenten würde den Pegel der ersten Ordnung weiter senken. Die vereinzelt Abweichungen des Gesamtpegels können durch die verbleibenden maschinendynamischen Unterschiede erklärt werden.

4.7.2 Torsionsschwingungsanalyse

Für den Vergleich des Torsionsschwingungsverhaltens der VKM werden die Messergebnisse der Kurbelwelle und des ZMS betrachtet. Die Messstellen „Kurbelwellenanfang“ und „ZMS primär“ aus Tabelle 12 bzw. Abbildung 43 sind identisch zum Forschungsfahrzeug.

Abbildung 56 zeigt den Schwingwinkel am Kurbelwellenanfang und an der Primärseite des ZMS für RDE-FZG, ROL-FZG, NEU-PST und BASIS-PST. Der Vergleich des Schwingwinkels in Abbildung 56 des Kurbelwellenanfangs (links) und der ZMS-Primärseite (rechts) zeigt für beide Messstellen und -szenarien vergleichbare Schwingwinkelverläufe über der VKM-Drehzahl. RDE-FZG, ROL-FZG und NEU-PST zeigen für beide Messstellen Schwingwinkel unter 2° RMS und weisen vergleichbare Verläufe auf. Die BASIS-PST Konfiguration zeigt im Drehzahlbereich von ca. 1200 1/min bis 1800 1/min einen volatilen Schwingwinkelverlauf mit Spitzenwerten über 5° RMS. Diese Schwingwinkelverläufe entstehen durch eine stark angeregte Torsionseigenfrequenz bei ca. 17 Hz.

Die mechanische Auslegung in Kapitel 4.4.1 hat bei 18,46 Hz eine Torsionseigenfrequenz identifiziert. Mit der NEU-PST Konfiguration schwingt bei dieser Frequenz das ZMS gegen die Klauenkupplung, wird aber ausreichend gedämpft, wie die Messergebnisse bestätigen. Diese Dämpfung fehlt in der BASIS-PST Konfiguration, es kommt daher zu einer Anregung und den signifikant größeren Schwingwinkeln.

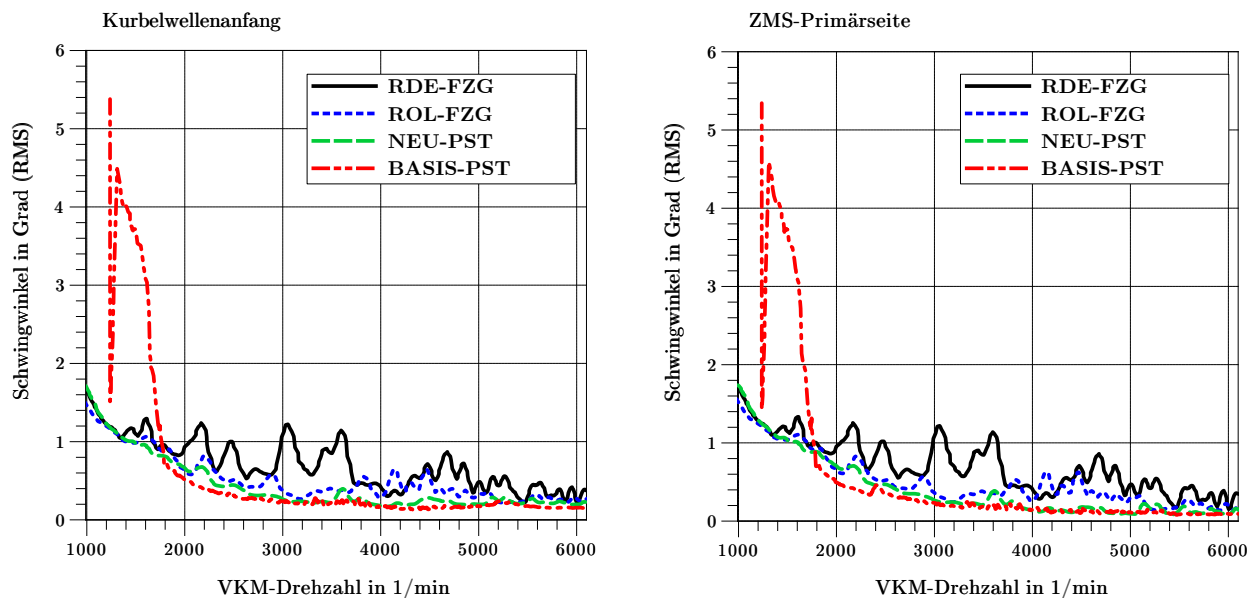


Abbildung 56: **Links:** Schwingwinkel am Kurbelwellenanfang; **Rechts:** Schwingwinkel an der ZMS-Primärseite

Abbildung 57 zeigt den Vergleich der ZMS-Primär- und -Sekundärseite für die RDE-FZG, ROL-FZG und NEU-PST Konfigurationen. Für BASIS-PST kann diese Messstelle nicht ausgewertet werden, weil ein Betrieb mit dem Serien-ZMS nicht möglich ist. In Messsekunde 247 wird vom Vierzylinderbetrieb

in den Zweizylinderbetrieb und in Messsekunde 253,5 wieder zurückgeschaltet. Das NEU-PST Profil bildet die RDE-FZG Fahrt nach und korreliert für die Primär- und Sekundärseite über der kompletten Messdauer mit der Sollwertvorgabe.

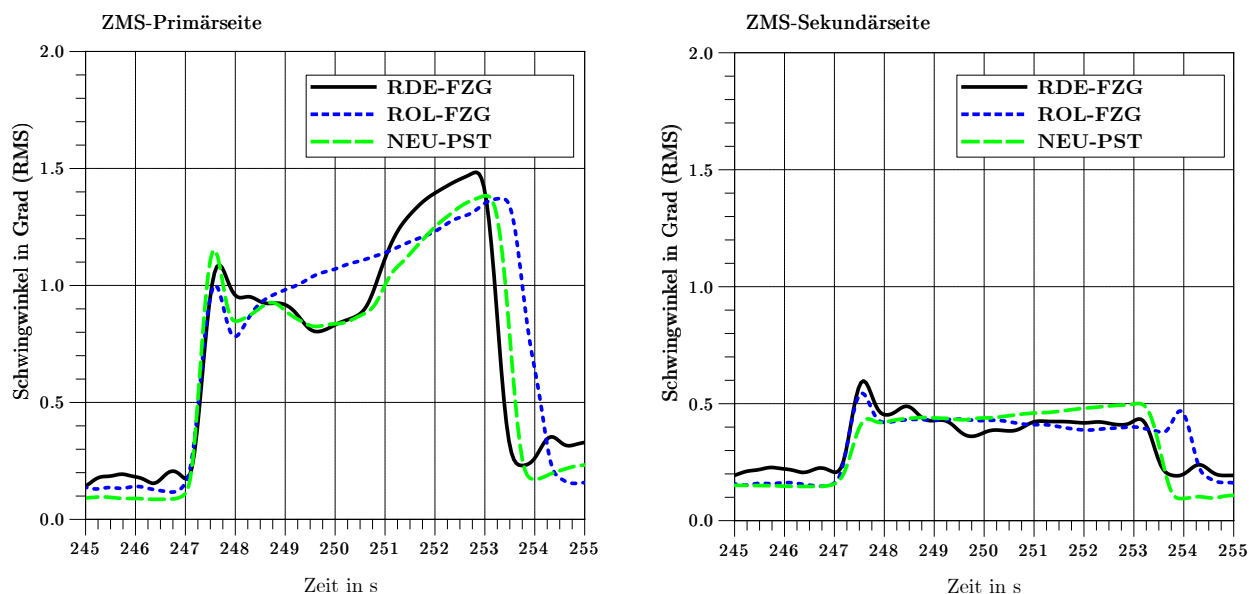


Abbildung 57: **Links:** Schwingwinkel an der ZMS-Primärseite im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb;
Rechts: Schwingwinkel an der ZMS-Sekundärseite im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb

Analog zu den Gesamtfahrzeugergebnissen zeigt Abbildung 58, dass der rotatorische Gesamtpegel im Vierzylinderbetrieb nahezu ausschließlich von der zweiten Motorordnung und im Zweizylinderbetrieb zum größten Teil von der ersten Motorordnung getrieben wird. Zusätzlich sind anhand der Einzelordnungen in Abbildung 58 (rechts) zu erkennen, dass das Filterverhalten aus den Gesamtfahrzeugmessungen gut nachgestellt werden kann und das ZMS den gleichen Amplituden wie im Fahrzeugantriebsstrang ausgesetzt ist.

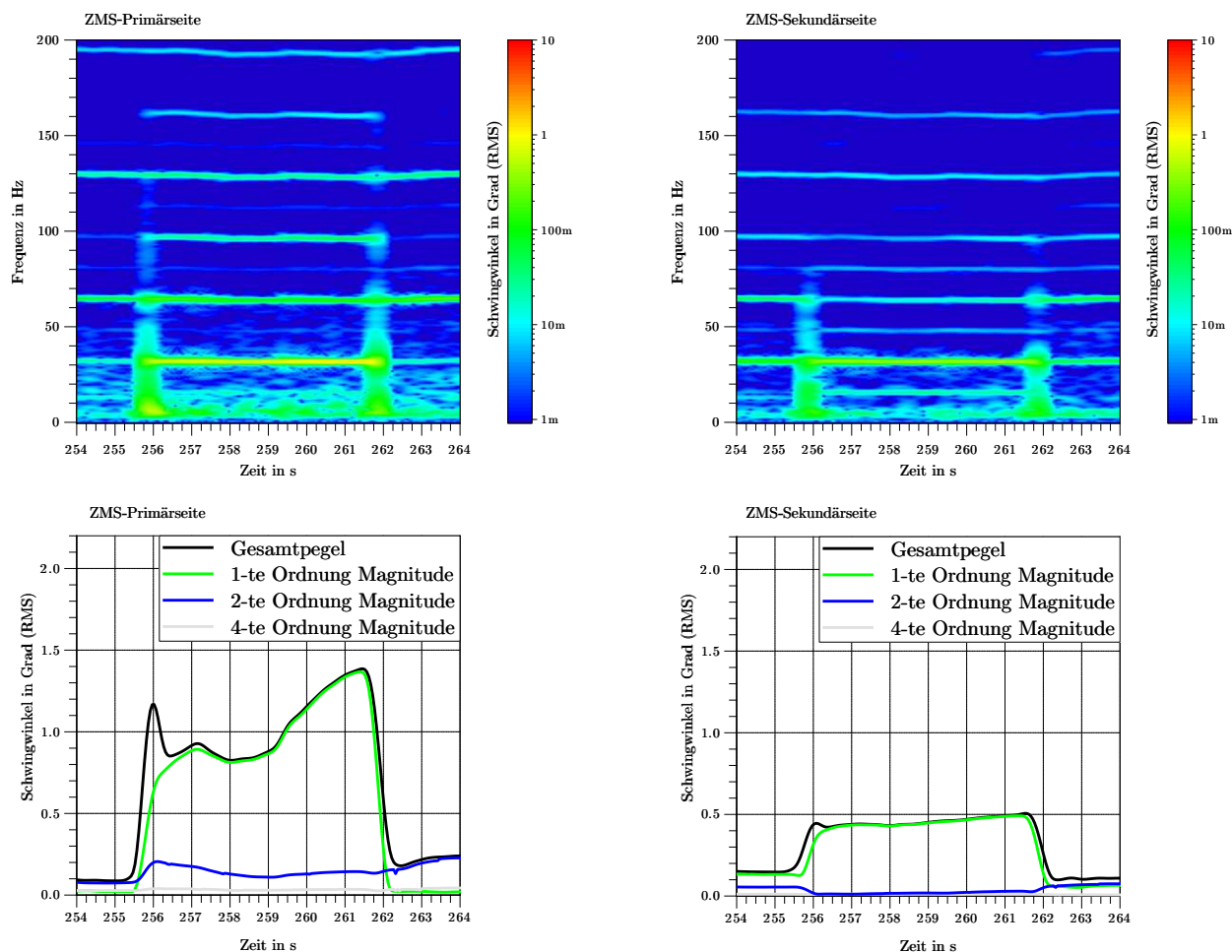


Abbildung 58: **Oben:** Spektrum der ZMS-Primär (links)- und -Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während einer NEU-PST Prüfstandfahrt;
Unten: Einzelordnungsdarstellung der ZMS-Primär (links)- und -Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während einer NEU-PST Prüfstandfahrt

Abschließend kann anhand der präsentierten Ergebnisse festgehalten werden, dass sich die VKM und das ZMS der Gesamtfahrzeuguntersuchungen und der Prüfstanduntersuchungen mit der NEU-PST Konfiguration torsional identisch verhalten. Es können nicht nur die Amplituden der Torsionsschwingungen gut nachgebildet werden, sondern auch die energetische Zusammensetzung des rotatorischen Gesamtpegels.

4.7.3 Verifikation des Drehzahlkorrekturalgorithmus

Zur Verifikation der Funktionsweise des entwickelten Drehzahlkorrekturalgorithmus wird die applizierte Drehzahlmessstelle KWA aus Abbildung 59 (vgl. Position Kapitel 4.4.2, Tabelle 12 und Abbildung 43) verwendet.



Abbildung 59: Appliziertes Schwarz-Weiß-Band [109] inklusive Stoßfehler und optischem Drehzahl-sensor [85] am TVD (Kurbelwellenanfang)

Abbildung 60 zeigt (links) das Spektrum der Drehzahlrohdaten und (rechts) den korrigierten Verlauf einer Volllastrampe im Vierzylinderbetrieb der VKM mit einer kommerziellen Software. Im Spektrum der Rohdaten ist zu erkennen, dass der Stoßfehler des Schwarz-Weiß-Bandes zu einer dominanten ersten Ordnung im gesamten Drehzahlspektrum führt. Weil die VKM im Vierzylindermodus betrieben wird, ist allerdings eine dominante zweite Ordnung zu erwarten. Der korrigierte Verlauf zeigt eine dominante zweite Ordnung und eine gedämpfte erste Ordnung. Zusätzlich ist zu erkennen, dass Ordnungslinien im kompletten Spektrum schmaler erscheinen und Frequenzen über ca. 700 Hz stärker gedämpft werden.

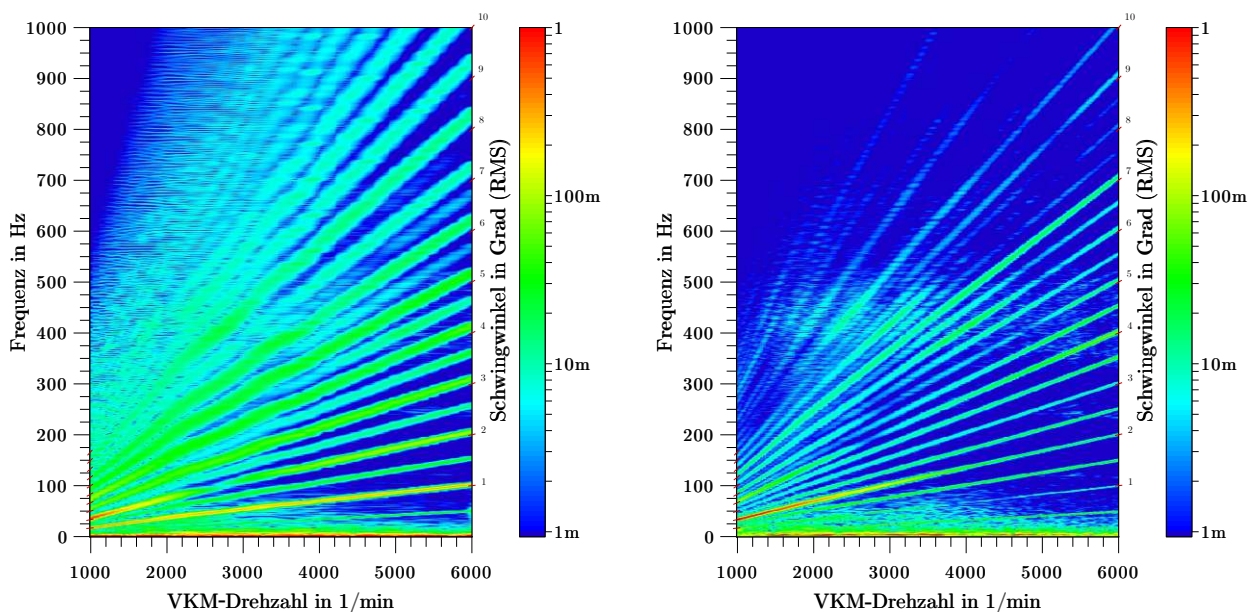


Abbildung 60: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung der Drehzahlrohdaten; **Rechts:** Campbell-Diagrammdarstellung der Korrektur nach dem Stand der Technik mit einer kommerziellen Software [56]

Abbildung 61 zeigt (links) das Spektrum der Drehzahlrohdaten und (rechts) den korrigierten Verlauf der identischen Vollastrampe im Vierzylinderbetrieb der VKM mit dem entwickelten automatischen Algorithmus. Das Ergebnis bestätigt die grundlegende Funktionsweise des Algorithmus und unterscheidet sich von dem Ergebnis aus Abbildung 60 nur geringfügig.

Analog zum Verifikationsergebnis zeigt das korrigierte Spektrum eine dominante zweite Ordnung mit einer vergleichbaren Schwingwinkelamplitude im gesamten Betriebsdrehzahlbereich. Die erste Ordnung ist im unteren und mittleren Drehzahlbereich schwächer gedämpft als das Verifikationsergebnis. Zusätzlich werden die Rauschanteile von ca. 50 Hz bis 400 Hz schwächer gedämpft. Beide Ergebnisse führen zu identischen Interpretationen des Drehzahlrohsignals.

Zur Identifikation des Stoßfehlers ist im dargestellten Ergebnis eine Betrachtung von 500 vollen Umdrehungen notwendig (vgl. Kapitel 4.5). Neben der zu erwartenden Pulse pro Umdrehungen sind keine weiteren manuellen Eingabedaten erforderlich.

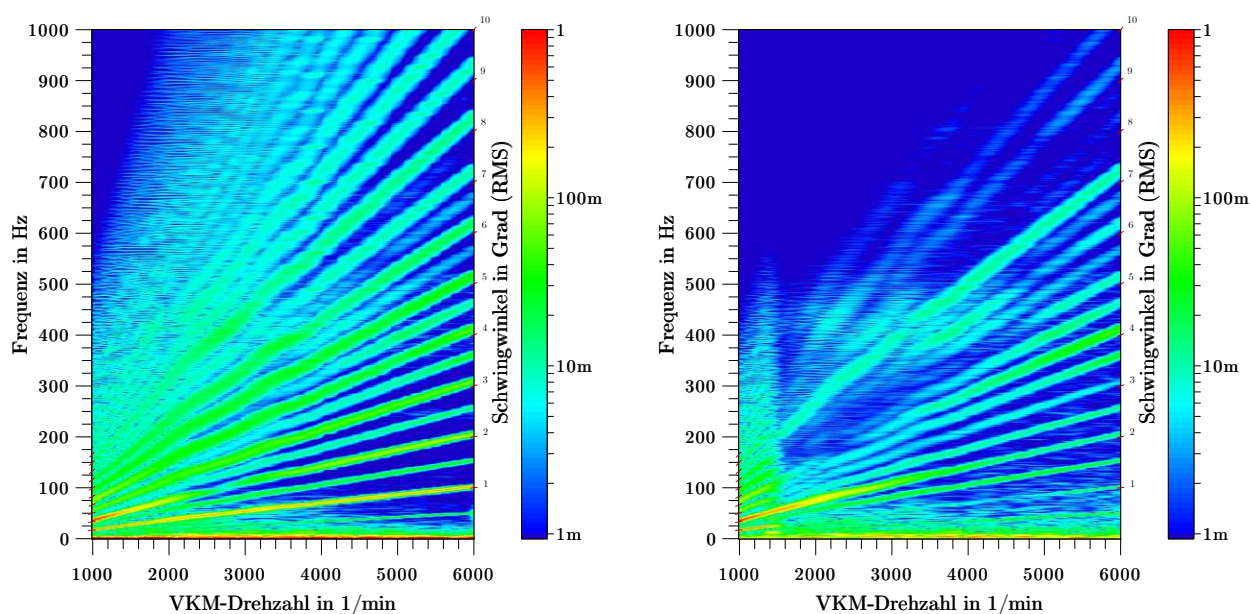


Abbildung 61: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung der Drehzahlrohdaten; **Rechts:** Campbell-Diagrammdarstellung der Korrektur mit dem entwickelten automatischen Algorithmus

Diese Verifikation bestätigt, dass der entwickelte Korrekturalgorithmus vergleichbare Ergebnisse zu einem kommerziellen Algorithmus liefert, mit dem Unterschied, dass die entwickelte Variante keinen manuellen Eingriff erfordert. Die Korrekturen der anderen Messstellen werden aus Übersichtsgründen nicht präsentiert. Damit eignet sich dieser Ansatz zur automatischen Korrektur von Drehzahlrohsignalen die anschließend zur Validierung des beschriebenen Torsionsschwingungsmodells benutzt werden können.

4.7.4 Vergleich der Torsionsschwingungssimulation und -messung

Die entwickelte Torsionsschwingungssimulation soll als virtuelles Überwachungswerkzeug des Antriebsstranges dienen und im Idealfall eine TVA aus den bereits ausgeführten Gründen ersetzen können. Die Struktur des Modells erlaubt es, an einer beliebigen Stelle eine Drehzahl oder ein Dreh-

moment abzugreifen und spektral zu analysieren. Aufgrund der Anbindung des CAN-Busses ist bei einer parallelen Simulation darauf zu achten, dass diese Signale im Vergleich zu Drehzahlmessstellen um bis zu eine Zehnerpotenz langsamer verarbeitet bzw. bereitgestellt werden. Diese Latenz muss bei einer parallelen Simulation berücksichtigt werden. Somit können die Torsionsschwingungsamplituden ausschließlich hinsichtlich der Amplitude und nicht bzgl. ihrer Phaseninformation verglichen werden. Die in diesem Abschnitt präsentierten Ergebnisse stammen von einer Simulation auf Basis von gespeicherten CAN-Daten. Sowohl das gemessene als auch das simulierte Profil entspricht einer Voll- lastrampe im Vierzylinderbetrieb der VKM (vgl. Kapitel 4.4.3, Abbildung 44). Zur Validierung der Funktionsweise werden die beiden Messstellen „ZMS primär“ und „ZMS sekundär“ aus Tabelle 12 bzw. Abbildung 43 herangezogen. Diese Messstellen müssen für einen Vergleich nicht korrigiert werden und schließen so einen Einfluss eines Korrekturalgorithmus aus. Das Messergebnis in Abbildung 62 (links) zeigt eine zu erwartende dominante zweite Motorordnung. Zusätzlich können im Drehzahlsignal eine ausgeprägte erste und vierte Motorordnung identifiziert werden. Das Simulationsergebnis in Abbildung 62 (rechts) ergibt auf Basis der zugehörigen CAN-Daten eine dominante zweite Motorordnung und kann das grundlegende Systemverhalten nachbilden. Die vierte Motorordnung kann ebenfalls zufriedenstellend nachgebildet werden. Im Vergleich zum Messergebnis zeigt die Simulation allerdings eine weniger stark ausgeprägte erste Motorordnung im Vierzylinderbetrieb der VKM.

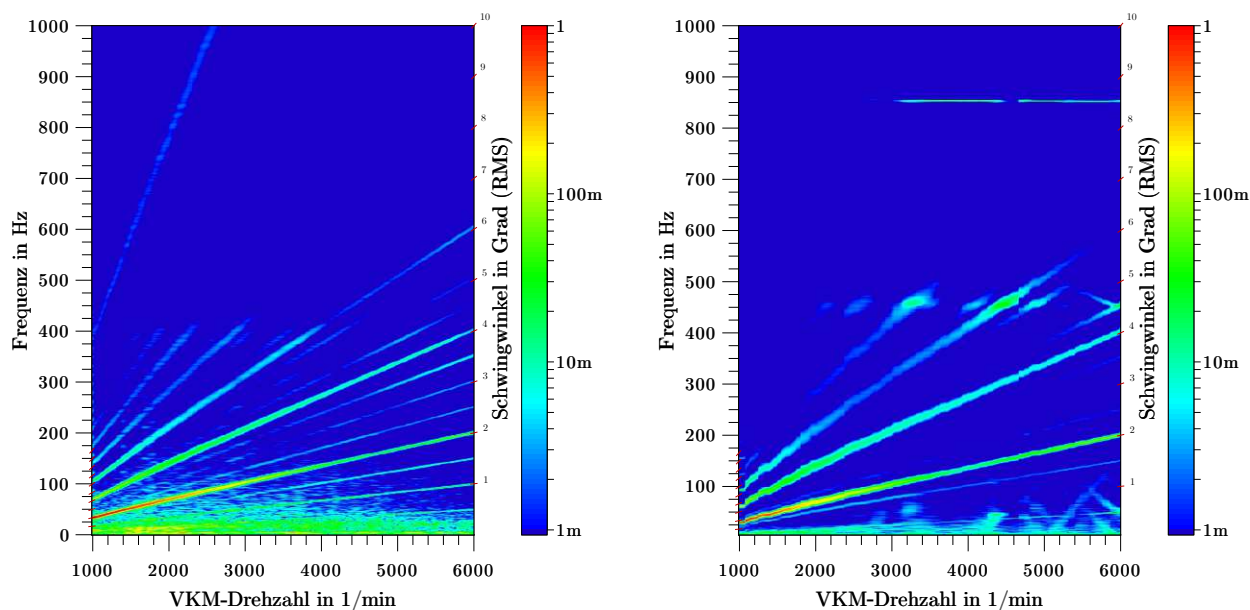


Abbildung 62: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung ZMS-Primärseite Messung; **Rechts:** Campbell-Diagrammdarstellung ZMS-Primärseite Simulation

Erwartungsgemäß kann die Simulation höhere Motorordnungen aufgrund der Vereinfachungen nicht abbilden. Die energetischen Anteile der sechsten bis zehnten Ordnung haben jedoch eine vernachlässigbare Auswirkung auf den Gesamtpegel. Das Simulationsergebnis zeigt zusätzlich eine schwach ausgeprägte Eigenfrequenz bei ca. 450 Hz, welche mit der Messung nicht nachgewiesen werden kann. Die Anregung der Eigenfrequenz durch die sechste Motorordnung kann jedoch aufgrund der geringen Schwingwinkelamplitude vernachlässigt werden. Abbildung 63 zeigt die Simulationsergebnisse für den Zwei- und Vierzylinderbetrieb der VKM an der ZMS-Primär- und -Sekundärseite für den Prüf-

standaufbau analog zu den Messergebnissen. Die Gesamtpegel der simulierten ZMS-Drehzahlverläufe werden im Zweizylinderbetrieb hauptsächlich von der ersten Ordnung und im Vierzylinderbetrieb hauptsächlich von der zweiten Ordnung getrieben. Damit kann bestätigt werden, dass das Modell einerseits das ZMS hinreichend genau nachbilden kann und andererseits die energetische Zusammensetzung des Gesamtpegels simulieren kann. Die Einbrüche der ersten, zweiten und vierten Ordnung in Abbildung 62 kann auf die Simulationszeitschrittweite (10 kHz) zurückgeführt werden. Diese Einbrüche könnten nur mit einer noch höheren Simulationszeitschrittweite verhindert werden. Allerdings müssen dann um ein Vielfaches längere Simulationszeiten mit Computern nach dem Stand der Technik in Kauf genommen werden.

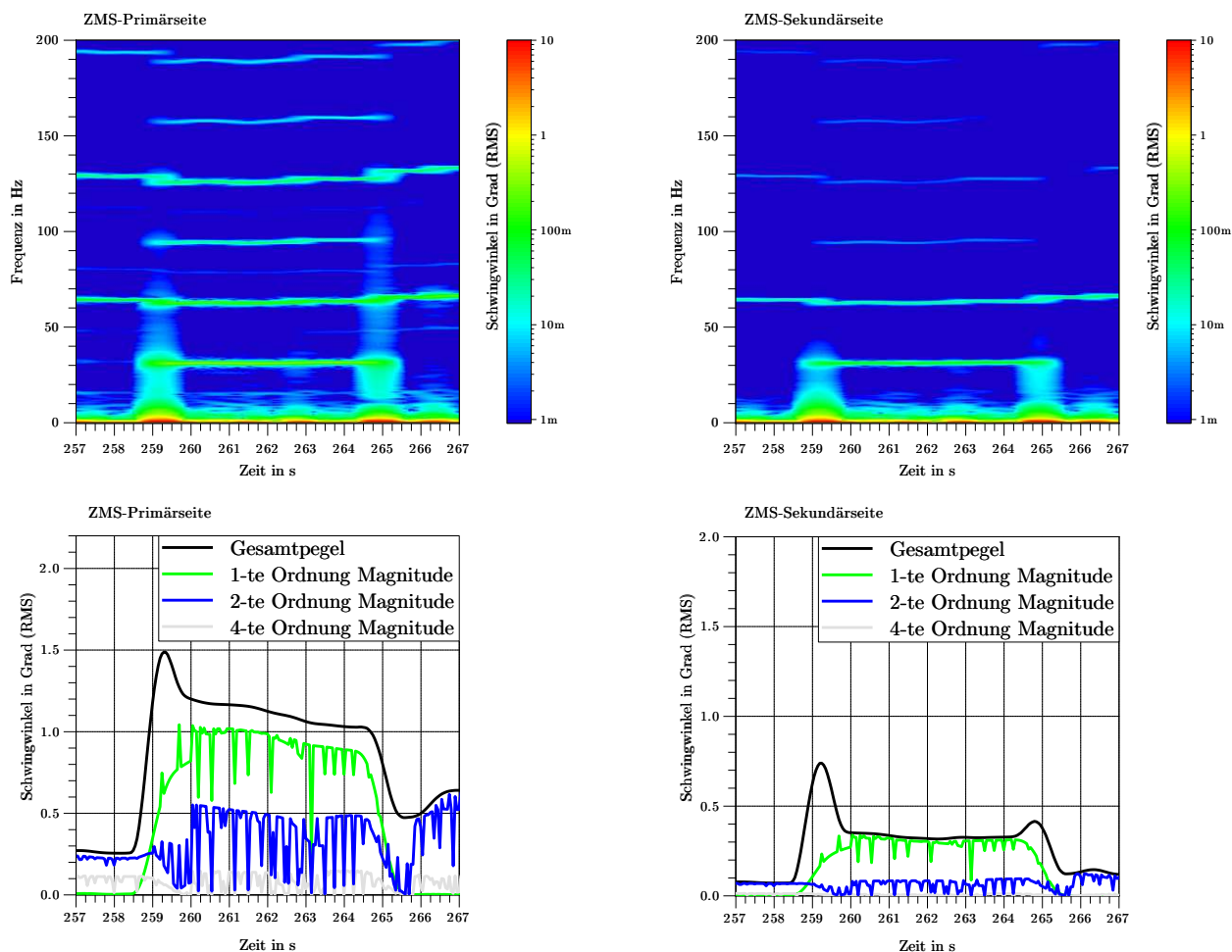


Abbildung 63: **Oben:** Spektrum der ZMS-Primär (links)- und -Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während der Simulation; **Unten:** Einzelordnungsdarstellung der ZMS-Primär (links)- und -Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während der Simulation

Insgesamt bestätigen diese Simulationsergebnisse, dass das Torsionsschwingungsverhalten der VKM am Prüfstand auf Basis der CAN-Daten hinreichend genau nachgebildet werden kann. Für den beschriebenen experimentellen Prüfstandaufbau kann eine messtechnische TVA durch das entwickelte Modell ersetzt werden.

4.8 Zwischenfazit

- **Strukturdynamik:** Die Ergebnisse der Gesamtfahrzeuguntersuchungen unter realen Bedingungen und Rollenprüfstandbedingungen sowie der Prüfstanduntersuchungen zeigen, dass mit dem neu entwickelten Prüfstandantriebsstrang das Fahrzeugverhalten der VKM am Prüfstand hinreichend genau nachgestellt werden kann. Der Prüfstandantriebsstrang wurde so ausgelegt, dass dieser im Hinblick auf Massen, Trägheiten und Anbindungsstellen möglichst dem Fahrzeugantriebsstrang entspricht. Zusätzlich wurden die rotatorischen Steifigkeiten und Dämpfungen des Antriebsstranges so gewählt, dass ein fahrzeugnaher VKM-Betrieb hinsichtlich des Torsionsschwingungsverhaltens darstellbar ist.

Um den Mehrwert des entwickelten Antriebsstranges quantitativ zu bewerten, stellt ein Vergleich eines Standardprüfstandantriebsstranges und des neu entwickelten Antriebsstranges den Unterschied beider Konfigurationen dar. Die Amplituden der Schwingschnellen der Standardprüfstandkonfiguration zeigen in Abhängigkeit der VKM-Drehzahl und Messstelle um Faktor drei bis fünf höhere Amplituden. Zusätzlich zeigt ein Vergleich der Betriebsschwingmode der VKM bei 202 Hz, stellvertretend für den gesamten Betriebsbereich, dass die Standardprüfstandkonfiguration nicht mit der Mode der Gesamtfahrzeugmessung vergleichbar ist. Die Betriebsschwingmode mit der neu entwickelten Prüfstandkonfiguration entspricht jener des Fahrzeuges.

- **Torsionsschwingungen:** Analog zum Strukturdynamikverhalten kann auch das Torsionsschwingungsverhalten der VKM und des Zweimassenschwungrades mit der neu entwickelten Prüfstandantriebsstrangkonfiguration nachgestellt werden. Die Kurbelwelle der VKM und das Serien-Zweimassenschwungrad des Forschungsfahrzeuges zeigen ein fahrzeugnahes Verhalten. Im Gegensatz zu der Standardprüfstandkonfiguration kann die neu entwickelte Konfiguration im kompletten Fahrzeugbetriebsdrehzahlbereich betrieben werden, ohne eine Bauteilschädigung durch Torsionsschwingungen zu riskieren. Neben den Vollastrampen im Vierzylinderbetrieb der VKM liefern die Ergebnisse im Zweizylinderbetrieb der VKM ebenfalls fahrzeugnahe Ergebnisse. Die mechanische Filterwirkung des Zweimassenschwungrades im Fahrzeugantriebsstrang, bezogen auf die erste und zweite Motorordnung, kann für beide Betriebsmodi mit dem Prüfstandantriebsstrang nachgestellt werden.
- **Drehzahlkorrekturalgorithmus und Torsionsschwingungssimulation:** Die Verifikation des entwickelten, automatischen Drehzahlkorrekturalgorithmus mit einer kommerziellen Software ergibt vergleichbare Ergebnisse. Als integraler Baustein in einer Torsionsschwingungsüberwachung können beliebige Drehzahlmessstellen zur Validierung des Modells herangezogen werden. Der entwickelte Algorithmus erfordert keine manuellen Korrekturen und benötigt als Eingabegröße nur die Anzahl der Pulse pro Umdrehung einer beliebigen Drehzahlmessstelle. Die Torsionsschwingungssimulation liefert im Vierzylinderbetrieb der VKM für die Motorhauptordnung (zweite Ordnung) und deren harmonischen Vielfachen im Betriebsbereich hinreichend genaue Ergebnisse. Die Abweichungen der spektralen Simulationsergebnisse im Vergleich zu den Messergebnissen können für die Betrachtungen in dieser Arbeit vernachlässigt werden. Zusätzlich kann das Simulationsmodell die Deaktivierung der beiden mittleren Zylinder zufrie-

denstellend abbilden. Das Simulationsmodell kann für den gezeigten experimentellen Aufbau als Systemüberwachung eingesetzt werden. Damit kann auf eine messtechnische Torsionsschwingungsanalyse zur Überwachung von Torsionsschwingungen gänzlich verzichtet werden.

- **Mögliche Erweiterungen:** Die Ergebnisse, die in dieser Arbeit präsentiert werden, zeigen, dass ein methodischer Prüfstandaufbau zur Verbesserung der Vergleichbarkeit hinsichtlich des maschinendynamischen Verhaltens beiträgt. Zukünftige VKM-Prüfstandaufbauten sollten maschinendynamisch möglichst der Fahrzeugkonfiguration entsprechen, um Applikations- und Anpassungsarbeiten bereits früher im Entwicklungsprozess durchführen zu können. Insbesondere der Einsatz der Torsionsschwingungssimulation als digitaler Zwilling sollte in Betracht gezogen werden. Der Aufwand zur Modellanpassung kann für Entwickler als gering eingeschätzt werden. Zur Anwendung des Modells müssten neben dem VKM-Kennfeld hauptsächlich die mechanischen Systemeigenschaften angepasst werden. Weil das Modell modular aufgebaut ist, können die mechanischen Eigenschaften des Antriebsstranges und der Belastungsmaschine vom Anwender geändert werden. Lediglich die Änderungen der mechanischen Eigenschaften der VKM erfordern einen tieferen Eingriff in die Modellstruktur.

Eine Erweiterung der Methode zur Strukturüberwachung auf hybride (VKM und Elektromotor) Antriebsstränge ist denkbar, allerdings sind bei Elektromotoren zusätzlich weitere Komponenten von Interesse. Elektromotoren können im Gegensatz zur VKM nicht isoliert betrachtet werden. Als Traktionsmaschinen nach dem Stand der Technik werden ausschließlich Drehfeldmaschinen eingesetzt. Damit diese Maschinen effizient angesteuert werden können, verfügen diese Antriebsstränge über einen Wechselrichter, der den Gleichstrom der Fahrzeugbatterie in einen Drehstrom umwandelt. Die Umwandlung geschieht dabei nicht kontinuierlich, sondern mit einem Modulationsverfahren. Die Trägerfrequenzen dieser Modulationsverfahren können dabei das mechanische System anregen und es kann zu unerwünschten Schwingungseffekten kommen. Diese Umstände bzw. eine Erhöhung der betrachteten Frequenzen sollten in zukünftigen Forschungsprojekten untersucht werden.

5 Auswirkungen von Antriebsstrangschwingungen

Die präsentierten Ergebnisse der Gesamtfahrzeug- und Prüfstanduntersuchungen zeigen, dass mit einem geeigneten Prüfstandantriebsstrang ein fahrzeugähnliches Struktur- und Torsionsschwingungsverhalten erzielt werden kann. Dieses Kapitel erweitert die bereits angestellten Betrachtungen um eine gemeinsame Betrachtung der Schwingungsdaten und einer VKM-Steuergerätgröße. Dazu werden kurz die Wechselwirkungen im Fahrzeugantriebsstrang beschrieben und anschließend werden Wechselwirkungen für den Prüfstandantriebsstrang detailliert untersucht.

Es werden Schwingungs- und Steuergerätergebnisse von Untersuchungen mit dem in dieser Arbeit entwickelten Prüfstandantriebsstrang und einem torsional nicht optimal ausgelegten Antriebsstrang beschrieben. Dabei kann gezeigt werden, dass eine torsionale Systemverstimmung des Antriebsstranges zu einer Beeinflussung des errechneten Drehmomentes des Steuergerätes führt. Die Ursache für die unterschiedlichen Drehmomentverläufe können auf die Fahrzeugsensorik sowie die Verarbeitung der erfassten Fahrzeugdaten zurückgeführt werden.

Abschließend werden die Ergebnisse sowie die Erkenntnisse dieser Arbeit beschrieben und ein Ausblick für zukünftige Forschungsarbeiten dargelegt.

5.1 Wechselwirkungen im Fahrzeugantriebsstrang

Wie bereits in Kapitel 4.3 beschrieben, hat eine kombinierte Betrachtung der Schwingungsdatensätze, der OBD- und CAN-Daten sowie der Temperaturdaten ausschließlich offensichtlich kausale Beziehungen identifizieren können. Die Anwendung eines Korrelationsalgorithmus zeigt z.B. den kausalen Zusammenhang zwischen dem errechneten VKM-Drehmoment und dem Drosselklappenwinkel. Allerdings konnten keine Beziehungen zwischen Struktur- und Torsionsschwingungsdaten und den anderen Datensätzen gefunden werden.

Eine Verstimmung des Torsionsschwingungssystems im Fahrzeugantriebsstrang ist nicht nur schwierig darstellbar, sondern auch nicht sinnvoll. Aus diesen Gründen werden diese Ergebnisse nicht im Rahmen dieser Arbeit betrachtet.

5.2 Wechselwirkungen im Prüfstandantriebsstrang

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen mit dem entwickelten Prüfstandantriebsstrang werden für die folgenden Betrachtungen als optimaler Ausgangszustand angesehen. Ausgehend von diesem Optimum, wird der Prüfstandantriebsstrang torsional verstimmt und auftretende Wechselwirkungen analysiert. Das Ausmaß der Verstimmung wird dabei so gewählt, dass moderate Torsionsschwingungen im Antriebsstrang nachweisbar sind, jedoch keine Bauteilschädigung riskiert wird. Abbildung 64 zeigt den Prüfstandantriebsstrang und die Klauenkupplung, mit der die Torsionssteifigkeit des Antriebsstranges einfach variiert werden kann. Dazu können in die zweireihige Klauenkupplung Elastomerbänder mit unterschiedlichen Shorehärten eingelegt werden. Die mechanische Auslegung in Kapitel 4.4.1 hat ergeben, dass die Torsionseigenschaften mit der

Shorehärten-Bezeichnung HN (929 Nm/rad) optimal für den untersuchten Anwendungsfall ist. Zur Verstimmung des Antriebsstranges werden zwei Elastomerbänder mit der Shorehärten-Bezeichnung SN (2643 Nm/rad) eingebaut und anschließend den Ergebnissen mit der optimalen Auslegung gegenübergestellt.

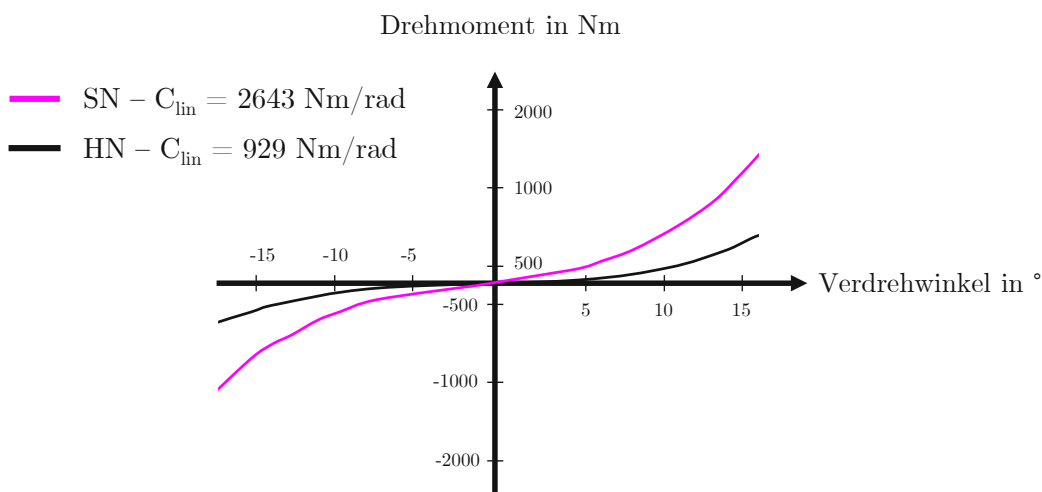
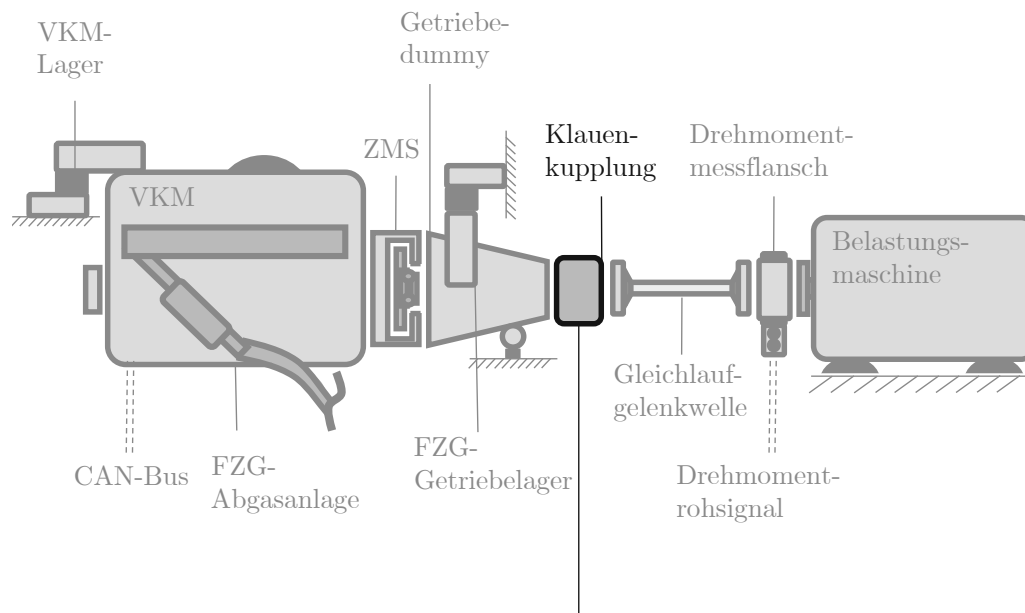


Abbildung 64: Schematische Darstellung der Variation der Torsionssteifigkeit mit der Klauenkupplung

Tabelle 14 fasst die maschinendynamischen Eigenschaften der Elastomerbänder mit den Shorehärten-Bezeichnungen SN und HN zusammen.

Tabelle 14: Daten der Elastomerbänder für die Klauenkupplung nach [104]

Elastomertyp	Linearer Steifigkeitskoeffizient in Nm/rad	Nicht linearer Steifigkeitskoeffizient in Nm/rad	Relative Dämpfung
SN	2643	108967	0,3
HN	929	40858	0,1

Die spektrale Betrachtung der Rohsignale des Drehmomentmessflansches, mit den Elastomerbandtypen HN und SN, zeigen den Einfluss der Torsionssteifigkeit während einer Vollastrampe in Abbildung 65. Zur Filterung des Rauschanteils im Rohsignal sind die Ergebnisse mit einem Bandpassfilter von 5 Hz bis 250 Hz beaufschlagt.

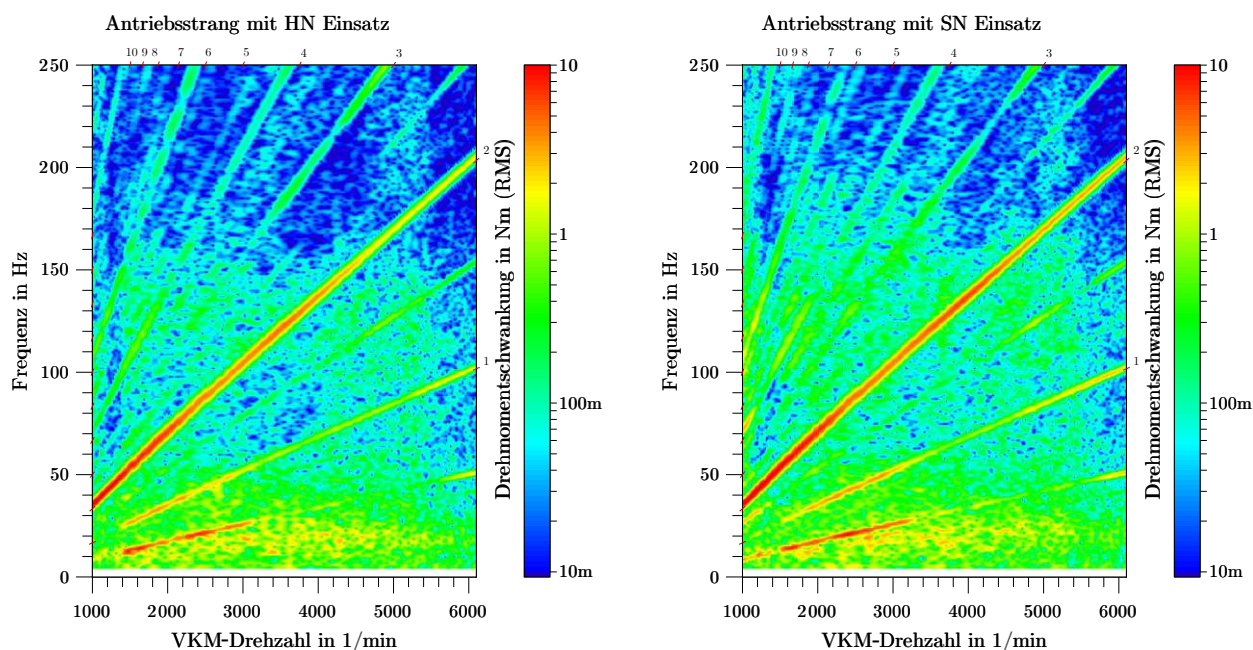


Abbildung 65: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung des Drehmomentrohsignals mit HN Einsatz (optimale Auslegung) **Rechts:** Campbell-Diagrammdarstellung des Drehmomentrohsignals mit SN Einsatz (Systemverstimmung)

Das Spektrum der optimalen Konfiguration in Abbildung 65 (links) mit dem HN Einsatz zeigt eine zu erwartende dominante zweite Ordnung über der VKM-Drehzahl mit geringen Überhöhungen in der halben und ersten Ordnung. Im Vergleich dazu zeigt Abbildung 65 (rechts) mit dem SN Einsatz eine um ca. 5% größere Schwankung des Drehmomentes in der zweiten Ordnung und eine um ca. 15% größere Schwankung in der halben und ersten Ordnung.

Diese Ergebnisse des Drehmomentmessflansches bestätigen die angestrebte torsionale Systemverstimmung. Die beiden folgenden Kapitel zeigen die Strukturdynamik- und Torsionsschwingungsergebnisse mit den SN und HN Elastomerbändern.

5.2.1 Betriebsschwingungsanalyse

Abbildung 66 zeigt einen Vergleich der Schwingschnelle gemessen an der VKM in Fahrzeuglängsrichtung (identisch zu den Messstellen in Kapitel 4.4.2, Abbildung 43) mit den SN und HN Elastomerbändern. Der Gesamtpegel der VKM-Schwingschnelle weist vernachlässigbare Unterschiede im Vergleich zur optimalen Konfiguration auf. Analog dazu zeigen die Ergebnisse in Abbildung 67, dass die energetische Zusammensetzung des Schwingschnellenpegels fahrzeugähnlich ist und im Vergleich zu den Messungen mit den HN Elastomerbändern nicht beeinflusst werden (vgl. Kapitel 4.7).

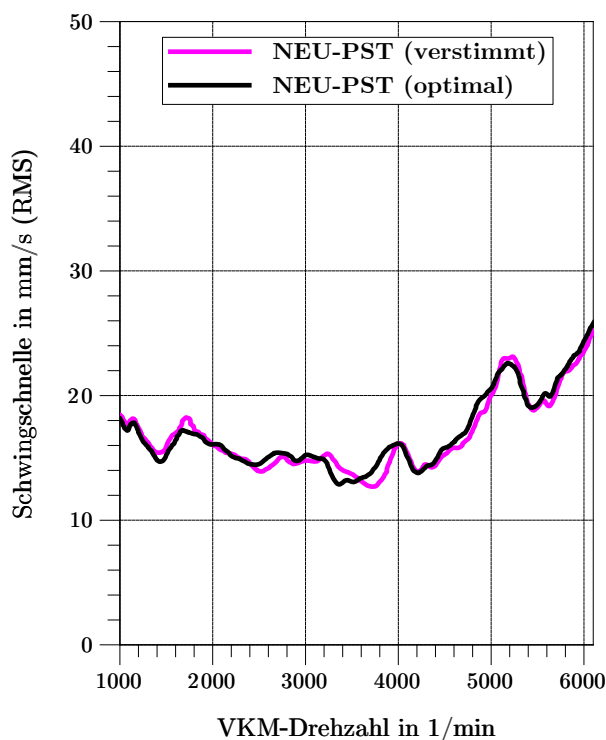


Abbildung 66: Vergleich des Gesamtpegels der Schwingschnelle in Fahrzeuglängsrichtung für die VKM

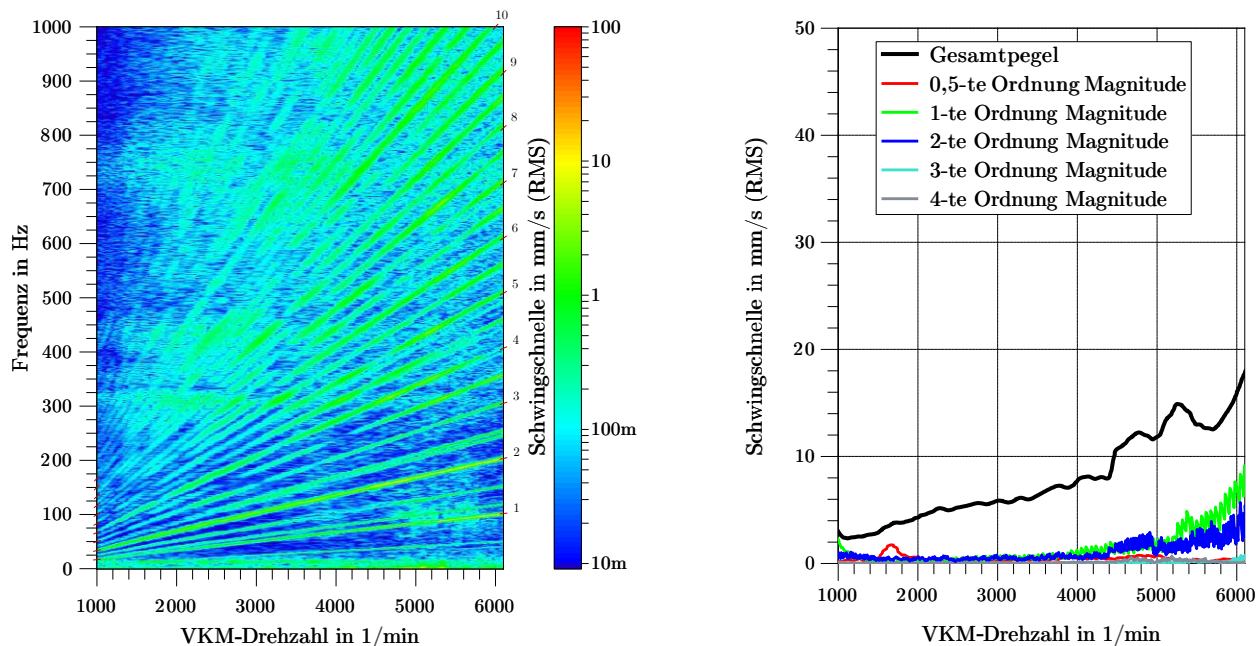


Abbildung 67: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung (SN - verstimm); **Rechts:** Schwingungseinschätzung Vollastrampe in Fahrzeiglängsrichtung (SN - verstimm)

Abbildung 68 zeigt einen Vergleich der Schwingschnelle gemessen an der VKM in Fahrzeugquer- richtung (identisch zu den Messstellen in Kapitel 4.4.2, Abbildung 43) mit den SN und HN Elas- tomerbändern. Analog zur Fahrzeiglängsrichtung kann der Unterschied des Gesamtpegels und die energetische Zusammensetzung der Schwingschnelle vernachlässigt werden (vgl. Kapitel 4.7).

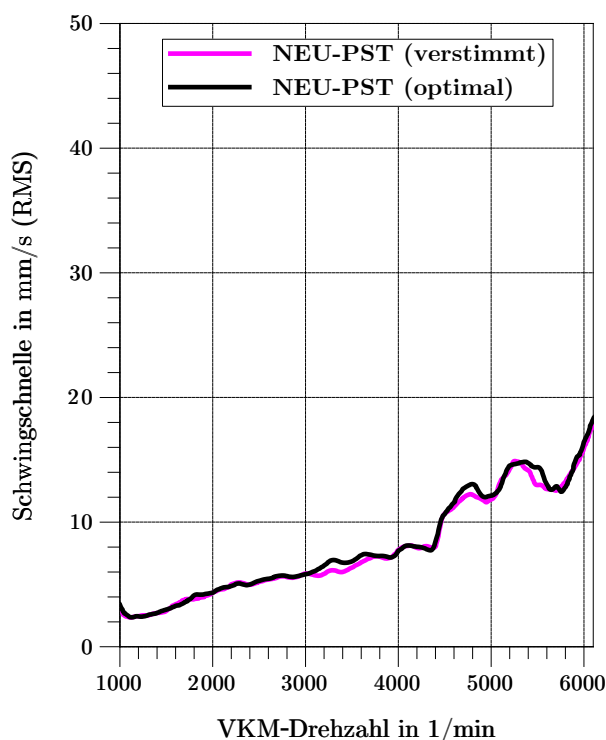


Abbildung 68: Vergleich des Gesamtpegels der Schwingschnelle in Fahrzeugquerrichtung für die VKM

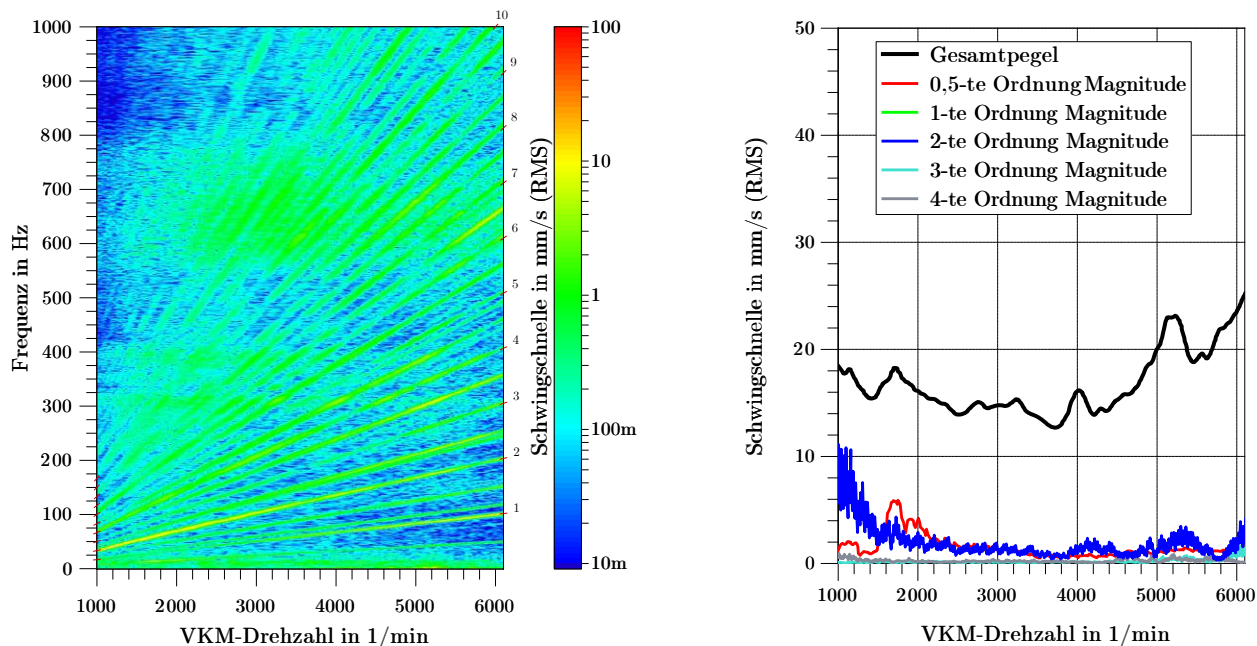


Abbildung 69: **Links:** Campbell-Diagrammdarstellung (SN - verstimmt); **Rechts:** Schwinggeschnelleneinzelordnungen Volllaststrampe in Fahrzeugquerrichtung (SN - verstimmt)

Folglich kann der Einfluss der torsionalen Verstimmung des Prüfstandantriebsstranges für die Strukturdynamikeigenschaften der VKM vernachlässigt werden.

5.2.2 Torsionsschwingungsanalyse

Abbildung 70 zeigt einen Vergleich des Schwingwinkels des Kurbelwellenanfangs und der ZMS-Primärseite (identisch zu den Messstellen in Kapitel 4.4.2, Abbildung 43). Die Ergebnisse für beide Messstellen zeigen im mittleren Drehzahlbereich (ca. 1400 1/min - 3100 1/min) geringe, aber nachweisbare Abweichungen von der optimalen Konfiguration mit dem HN Elastomer.

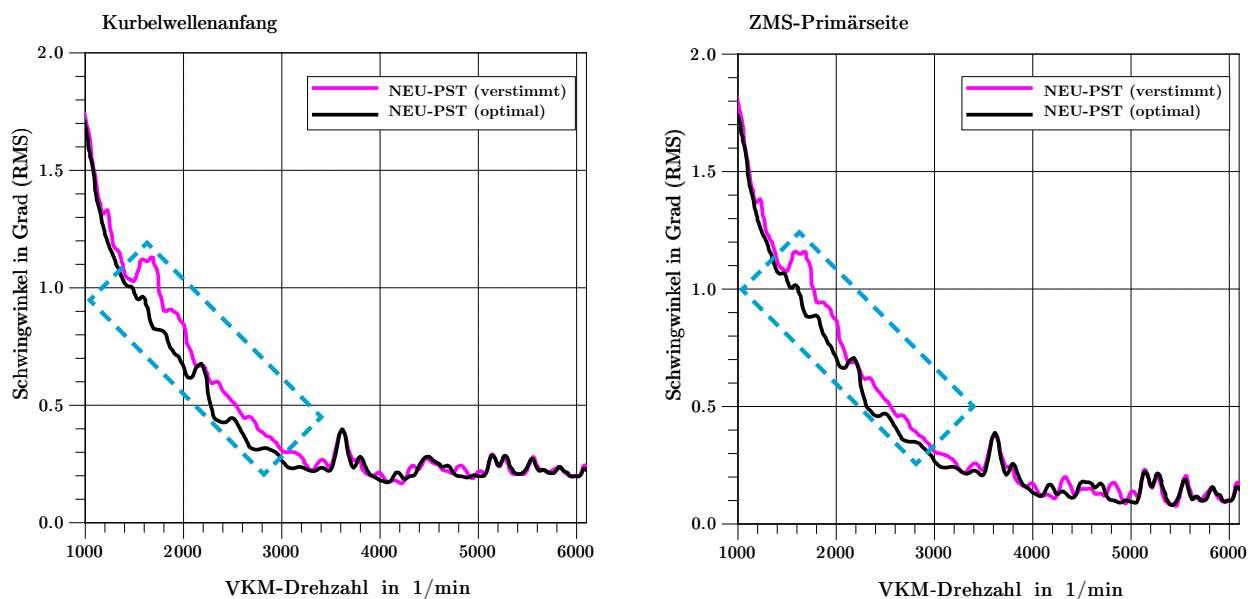


Abbildung 70: **Links:** Schwingwinkel am Kurbelwellenanfang; **Rechts:** Schwingwinkel an der ZMS-Primärseite

Die Gesamtpegel der Schwingwinkel mit den SN Elastomeren sind im mittleren Drehzahlbereich um ca. 10% bis 15% größer als die Schwingwinkel mit den HN Elastomeren. Die Unterschiede im restlichen Spektrum sind gering und werden nicht weiter betrachtet.

Abbildung 71 (unten) stellt die Einzelordnungen dieser beiden Messstellen dar und bestätigt diese Beobachtung. Ab ca. 1400 1/min kommt es zu einem Anstieg der halben Motorordnung von unter 0,5° RMS auf 0,75° RMS und klingt anschließend wieder bis ca. 3100 1/min ab. Die Campbell-Diagrammdarstellungen in Abbildung 71 (oben) zeigen im Frequenzbereich von ca. 15 Hz bis 20 Hz eine Überhöhung des Schwingwinkels in der halben Ordnung. Aufgrund der Systemverstimmung mit den SN Elastomerbändern wird die bekannte Torsionseigenfrequenz bei ca. 18 Hz angeregt und es kommt zu einer Torsionsschwingung. Vergleicht man die beiden Schwingwinkelverläufe des Kurbelwellenanfangs (links) und der ZMS-Primärseite (rechts) in Abbildung 71, wird deutlich, dass die Kurbelwelle gegen die ZMS-Sekundärseite schwingt.

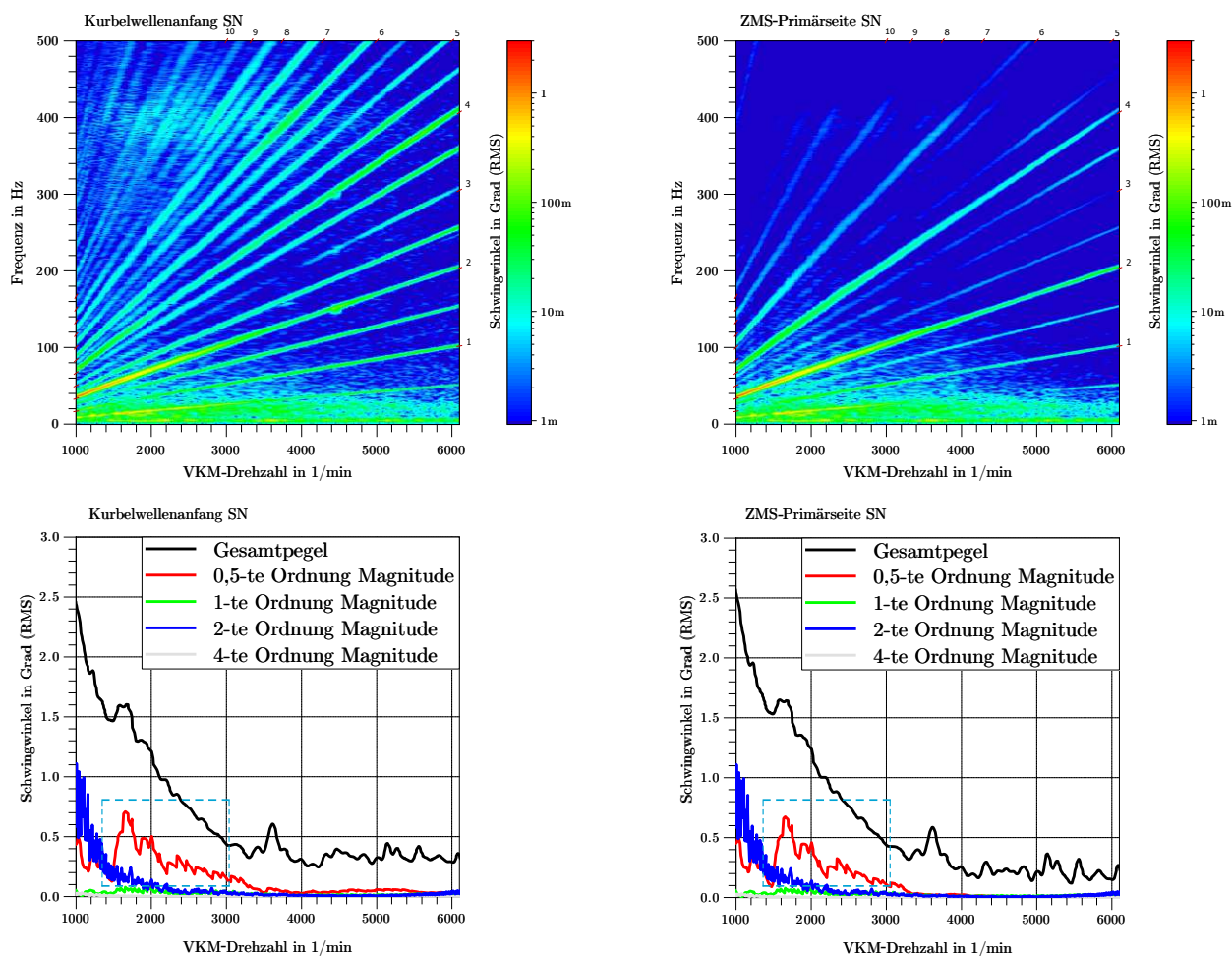


Abbildung 71: **Oben:** Campbell-Diagrammdarstellung Kurbelwellenanfang und ZMS-Primärseite (SN) **Unten:** Einzelordnungsdiagramm Kurbelwellenanfang und ZMS-Primärseite (SN)

Abbildung 72 zeigt zum Vergleich eine weitere Auswertung der Schwingwinkel für die optimale Antriebsstrangkonfiguration mit den HN Elastomeren. Die Campbell-Diagrammdarstellungen sowie die Einzelordnungsdiagramme bestätigen, dass die ursprüngliche Antriebsstrangkonfiguration keine Torsionseigenfrequenz bei ca. 18 Hz angeregt. Dementsprechend kommt es zu keiner signifikanten Überhöhung der halben Ordnung in diesem Drehzahlbereich.

Die zweite und vierte Ordnung werden von der Verstimmung nicht beeinflusst und weisen für beide Antriebsstrangkonfigurationen einen identischen Verlauf auf.

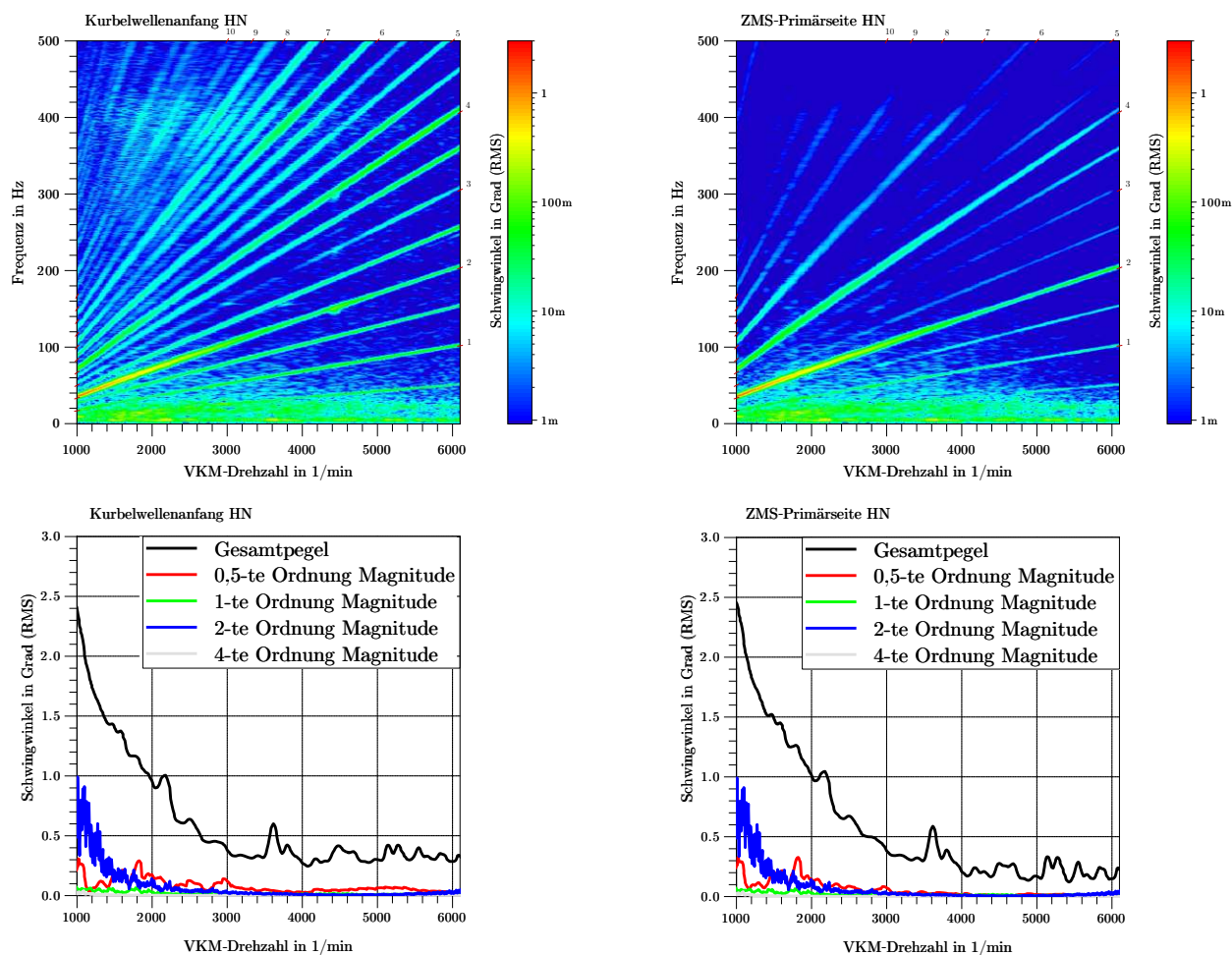


Abbildung 72: **Oben:** Campbell-Diagrammdarstellung Kurbelwellenanfang und ZMS-Primärseite (HN) **Unten:** Einzelordnungsdiagramm Kurbelwellenanfang und ZMS-Primärseite (HN)

5.2.3 Steuergerätdaten

Neben der erwartbaren Veränderung des Torsionsschwingungsverhaltens durch eine gezielte Systemverstimmung zeigt dieses Kapitel Wechselwirkungen der Torsionsschwingungen mit dem errechneten Drehmoment des Steuergerätes.

Abbildung 73 stellt den zeitlichen Verlauf zweier Drehmomentverläufe während einer Vollastrampe und anschließender Schubphase mit der optimalen und der verstimmten Antriebsstrangkonfiguration dar. Die optimal ausgelegte Konfiguration mit den HN Elastomerbändern zeigt bis ca. 185 Nm ein stabiles Verhalten und weist danach moderate Oberschwingungen im Signalverlauf auf. Im Gegensatz dazu zeigt das Drehmomentsignal mit den SN Elastomerbändern einen Verlauf mit Oberschwingungen über der kompletten Messdauer. Unterschiede im zeitlichen Drehmomentverlauf sind, besonders in den Bereichen der angeregten Kurbelwellen-Torsionseigenfrequenz, erkennbar. In diesem Bereich ergeben sich Unterschiede bis zu 5% des berechneten Drehmomentes. Die Betriebsbedingungen für beide Vollastrampen können Tabelle 15 entnommen werden.

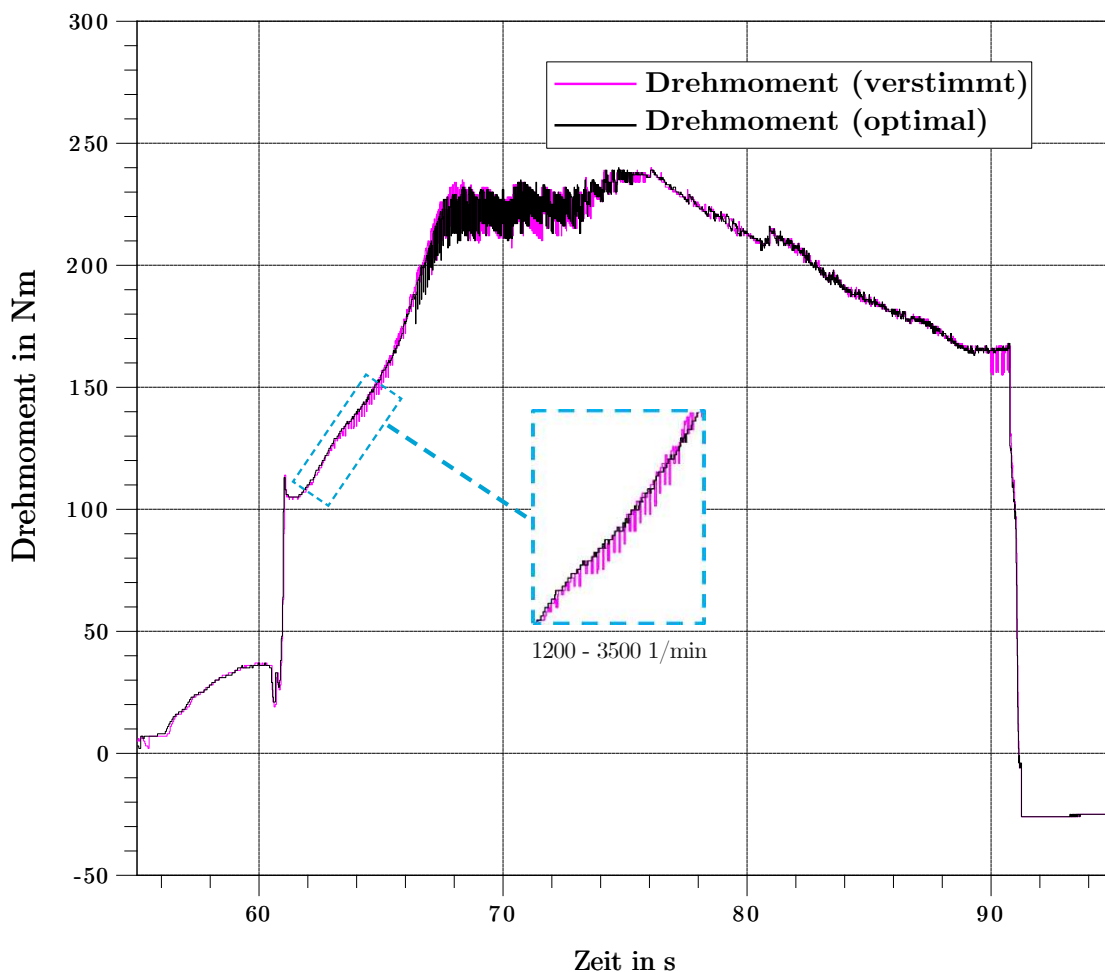


Abbildung 73: CAN-Drehmomentverläufe

Tabelle 15: Betriebsparameter während der Vollastrampe aus Abbildung 73

Parameter	SN (60 s - 90 s)	HN (60 s - 90 s)
Drosselklappenwinkel in %	0 - 100 - 0	0 - 100 - 0
Motordrehzahl in 1/min	720 - 6300 (min.-max.)	720 - 6300 (min.-max.)
Motoröltemperatur in ° C	100 - 109 (min.-max.)	97 - 105 (min.-max.)
Kühlmitteltemperatur in ° C	94 - 104 (min.-max.)	92 - 102 (min.-max.)
Ansauglufttemperatur in ° C	26	27
Effektiver Mitteldruck in bar	-0,5 - 19,9 (min.-max.)	-0,5 - 20,1 (min.-max.)
Absoluter Ladedruck in bar	0,4 - 2,2 (min.-max.)	0,4 - 2,2 (min.-max.)
Öldruck in bar	2 - 4,2 (min.-max.)	2 - 4,2 (min.-max.)
Druck nach Katalysator in bar	0,994 - 0,997 (min.-max.)	0,994 - 0,997 (min.-max.)
Lambdawert	0,99 - 1,57 (min.-max.)	0,99 - 1,58 (min.-max.)

Der erhöhte Anteil von Oberschwingungen im Antriebsstrang mit den SN Elastomerbändern kann ich auch in anderen Betriebspunkten und Zuständen beobachtet werden. Zusätzliche Betrachtungen zweier stationärer Betriebspunkte bei 2000 1/min und 20% Drosselklappenwinkel (ca. 65 Nm) sowie 720 1/min und 0% Drosselklappenwinkel (ca. -15 Nm, geschleppt) zeigen ein analoges Verhalten. In diesen Punkten kommt es zu Abweichungen des berechneten Drehmomentes von ca. 2% bis 5%. Die Ursache für die Abweichungen in der Drehmomentberechnung wird im folgenden Kapitel aufgezeigt und diskutiert.

5.3 Diskussion

Obwohl die Berechnungen und Eingriffe eines Steuergerätes nach DIN 60050-351 [115] eindeutig der Regelungstechnik zuordenbar sind, hat sich diese Bezeichnung im deutschen Sprachgebrauch etabliert. Steuergeräte nach dem Stand der Technik sind leistungsfähige Echtzeitrechner, die im Fahrzeug über Bus-Systeme miteinander kommunizieren und komplexe Regelungsaufgaben übernehmen [116]. Damit diese Berechnungen in wenigen Millisekunden durchgeführt werden können, besitzen moderne Steuergeräte Taktgeber mit bis zu 150 MHz und Quantisierungen bis zu 32 Bit. Die Hauptaufgabe des VKM-Steuergerätes besteht darin, das Drehmoment der VKM, basierend auf dem Fahrerwunsch, einzustellen.

Im Gegensatz zur VKM-Drehzahl wird das VKM-Drehmoment in KFZ-Antriebssträngen nicht direkt gemessen, sondern muss durch Berechnungen abgeschätzt werden [117]. Die allgemeinen Stellgrößen für diesen Prozess sind die Menge an Kraftstoff sowie Luft, die der VKM für das jeweilige Arbeitsspiel zur Verfügung gestellt werden [118]. Die Drehmomentregelung des Steuergerätes beeinflusst die Drosselklappenstellung und das Einspritzsystem so, dass der Fahrpedalwunsch umgesetzt werden kann. Die Ausgangsgrößen Drehmoment und Drehzahl werden anschließend in den Antriebsstrang eingeleitet. Abbildung 75 zeigt eine vereinfachte Kontrollstruktur eines VKM-Steuergerätes. Die Regelung des Drehmomentes wird durch Kennfelder, die im Steuergerät hinterlegt sind, und Modellannahmen berechnet. Detaillierte Betrachtungen von modellbasierten Ansätzen zur Softwareentwicklung von Steuergeräten können z.B. in [119], [120] und [121] nachgeschlagen werden. Die applizierte Steuergerätesoftware ist in der Regel das Ergebnis eines iterativen Entwicklungsprozesses und wird von den OEMs unter Verschluss gehalten. Eine exakte Analyse der hinterlegten Berechnungsvorschriften, für das in dieser Arbeit verwendete Steuergerät, ist deshalb nicht möglich. Zur Ursachenidentifikation für die Drehmomentschwankungen mit dem verstimmten Antriebsstrang ist die Kenntnis des Programmablaufs jedoch nicht zwingend notwendig. Weil die Prüfstandmessungen mit dem identischen Steuergerät durchgeführt werden, ohne dessen Parametrierung zu verändern, müssen die Unterschiede aus den gemessenen Größen resultieren. Deshalb zeigt Abbildung 74 sämtliche Sensoren, die mit dem in dieser Arbeit verwendeten VKM-Steuergerät verbunden sind.

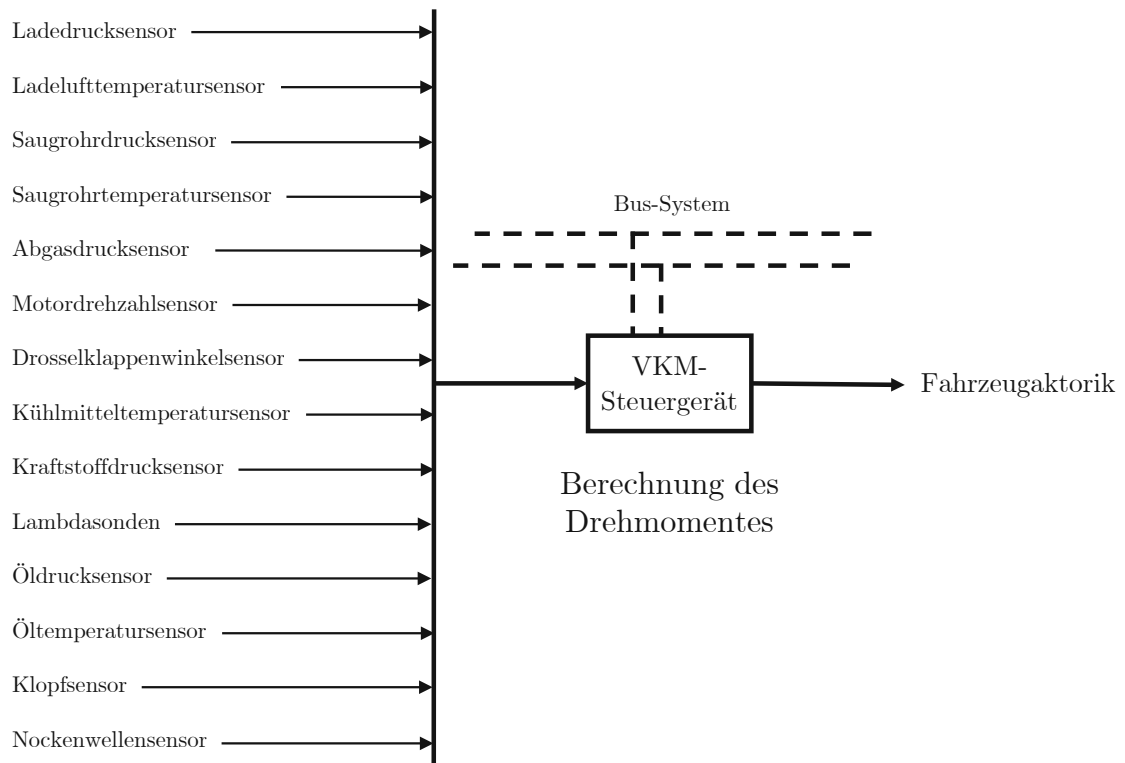


Abbildung 74: Sensoreingangsgrößen in das VKM-Steuergerät für die untersuchte VKM in Anlehnung an [82]

Betrachtet man zusätzlich Abbildung 75, wird deutlich, dass die Berechnungen der Drehmomentkontrollstruktur in einem Steuergerät nach dem Stand der Technik im betriebswarmen Zustand ausschließlich von den hervorgehobenen Messgrößen beeinflusst werden. Wie in Kapitel 5.2.3, Tabelle 15 beschrieben, sind die Betriebsbedingungen für beide Vollastrampen nahezu identisch. Aufgrund der vergleichsweise trägen Signalerfassung und nahezu quasi-stationären Verläufe der gemessenen Temperatur- und Druckdaten kommen diese physikalischen Größen, als Haupteinflussfaktoren der Drehmomentberechnung, nicht in Frage. Die Rampen werden mit sprunghaft und vollständig geöffneter Drosselklappe gefahren. Deshalb kann ein Einfluss der Drosselklappe ausgeschlossen werden. Die Lambda- und Klopfensordaten zeigen ebenfalls keine signifikanten Unterschiede während der Vollastrampen.

Als verbleibende Messgröße, die einen Einfluss auf die Drehmomentberechnung hat und mit ausreichend hoher Dynamik erfasst werden kann, ist die VKM-Drehzahl. Die bereits beschriebenen, erhöhten Schwingwinkel der Kurbelwelle führen zu einer oszillierenden Drehmomentberechnung. Diese Schlussfolgerung deckt sich auch mit Untersuchungen, die das VKM-Drehzahlsignal z.B. mit Fehlzündungen, Zylinderdruckverläufen und Schadensanalysen von einzelnen Zylindern in Verbindung bringen [122], [123] und [124].

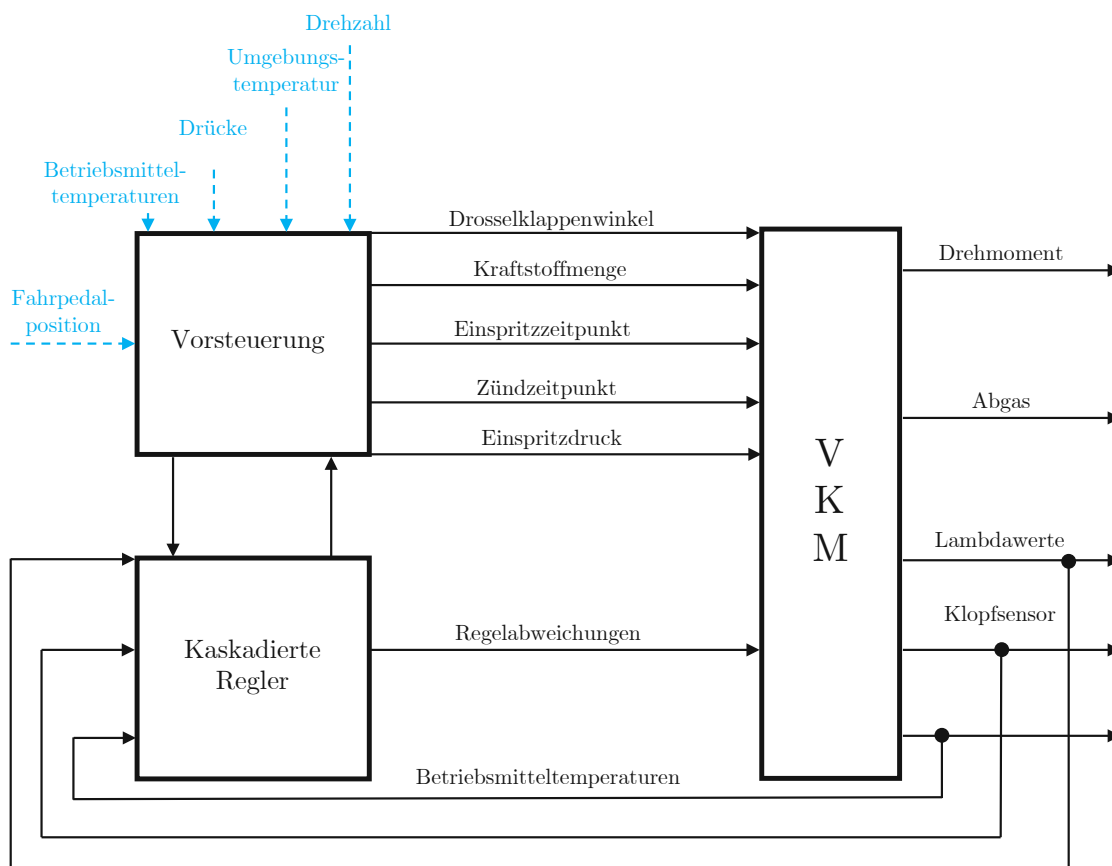


Abbildung 75: Schematische Drehmomentkontrollstruktur eines VKM-Steuergerätes in Anlehnung an [125]

Diese gemeinsame Betrachtung der Schwingungs- und Steuergerätdaten verdeutlicht zusätzlich den Mehrwert eines optimal ausgelegten Prüfstandantriebsstranges. Die Abweichungen des errechneten Drehmomentes der Motorsteuerung liegen zwar nur im einstelligen Prozentbereich, können aber eindeutig mit einer angeregten Torsionseigenfrequenz in Verbindung gebracht werden.

Die Struktur- und Torsionsschwingungsergebnisse des entwickelten Prüfstandantriebsstranges zeigen, dass der komplette Betriebsdrehzahlbereich für Untersuchungen genutzt werden kann, ohne Bauteilschäden zu riskieren. Zusätzlich kann der entwickelte Prüfstandantriebsstrang das Fahrzeugverhalten der VKM und des ZMS, im Zwei- und Vierzylinderbetrieb, hinreichend genau nachstellen.

6 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird eine Methode beschrieben, die das Struktur- und Torsionsschwingungsverhalten unter realen Fahrbedingungen und unter Rollenprüfstandbedingungen im Gesamtfahrzeug auf den Betrieb am VKM-Prüfstand projiziert. Die Bedeutung eines fahrzeugnahen Prüfstandbetriebs wird durch eine gezielte torsionale Verstimmung des erarbeiteten Prüfstandantriebsstranges und die daraus resultierende Beeinflussung des berechneten Drehmomentes des Steuergerätes verdeutlicht. Auf Basis der Gesamtfahrzeuguntersuchungen wird gezeigt, dass mit Ausnahme der Fahrzeugvertikaldynamik reproduzierbare Struktur- und Torsionsschwingungsergebnisse am Rollenprüfstand im Vergleich zum Realbetrieb erzielt werden können. Anschließend werden die Messergebnisse aus den Realfahrten und den Rollenprüfstandfahrten einander gegenübergestellt und bewertet. Der Vergleich der VKM-Schwingschnelle in Fahrzeuginnen- und -außenrichtung ergibt gut korrelierende Ordnungsverläufe und die daraus resultierenden Gesamtpegel. Analog dazu zeigt der Vergleich der Schwingwinkel der Pleuellwelle und des Pleuellmassenschwungrades für den Zwei- und Vierzylinderbetrieb identische Ergebnisse.

Durch Ableitungen aus den Gesamtfahrzeuguntersuchungen wird eine Methode erarbeitet, die eine Reduktion der mechanischen Komponenten des Fahrzeugantriebsstranges erlaubt und dennoch einen fahrzeugnahen Betrieb hinsichtlich des Struktur- und Torsionsschwingungsverhaltens der VKM am Prüfstand ermöglicht. Die Methode stützt sich dabei auf die Annahme, dass ein Prüfstandantriebsstrang maschinendynamisch möglichst dem Fahrzeugantriebsstrang entsprechen sollte. Die Validierung der Methode erfolgt mit einem Prüfstandaufbau mit einem baugleichen 1,5l Turbo-Otto-Motor wie aus den Gesamtfahrzeugmessungen mit einem Fokus auf Praxisnähe. Neben der Integration des Fahrzeugmotor- und Getriebelagers, dem Fahrzeug-Zweimassenschwungrades und der Fahrzeug-Drehmomentstütze werden die weiteren Komponenten des Aufbaus so gestaltet, dass ein fahrzeugnaher Betrieb darstellbar ist. Hierzu wird ein einstufiger Getriebedummy entwickelt, welcher den Getriebe-Differential-Verbund aus dem Fahrzeug ersetzt. Der Getriebedummy ermöglicht einen fahrzeugähnlichen Aufbau am Prüfstand und bietet eine rotatorische Anbindung in Pleuellwellenachsrichtung. Dabei werden die Massenverteilung und die Trägheit des Fahrzeugverbundes nachgebildet. Als torsional entkoppelndes Element dient eine elastische Pleuellkupplung. Die Drehsteifigkeit der Pleuellkupplung wird mit einer Simulation so abgestimmt, dass mit dem Prüfstandantriebsstrang fahrzeugnahe Ergebnisse hinsichtlich des VKM-Verhaltens erzielt werden können. Die Prüfstandmessungen werden mit den Daten der Fahrzeugmessungen verglichen und bewertet. Es wird gezeigt, dass mit dem entwickelten Prüfstandaufbau ein fahrzeugähnlicher Betrieb möglich ist. Geringe Unterschiede des Schwingschnellengespitzungspegels der VKM können auf die Restunwuchten der Prüfstandkomponenten und die verbleibenden maschinendynamischen Unterschiede zwischen Fahrzeug und Prüfstand zurückgeführt werden. Dennoch kann gezeigt werden, dass im Vergleich zu einer Standardprüfstandkonfiguration die energetische Zusammensetzung des Gesamtpegels und das Betriebsschwingverhalten mit der entwickelten Konfiguration fahrzeugnäher nachgestellt werden kann. Stellvertretend für das komplette Betriebsschwingverhalten wird die Betriebsschwingform der

VKM bei 202 Hz verglichen und ergibt zufriedenstellende Ergebnisse.

Die Prüfstandergebnisse der Torsionsschwingungen zeigen ein identisches Verhalten zum Fahrzeugantriebsstrang im Zwei- und Vierzylinderbetrieb für die Kurbelwelle und das Zweimassenschwungrad. Es können dabei die Schwingwinkelgesamtpegel der Gesamtfahrzeuguntersuchungen, bezogen auf die VKM, nachgestellt werden.

Der Stand der Technik zeigt, dass Torsionsschwingungsanalysen mit hohem Applikations- und Korrekturaufwand verbunden sind. Zur automatischen Korrektur von Drehzahlensignalen mit Stoß-, Pulslücken- oder Doppelpulsfehlern wird ein Korrekturalgorithmus entwickelt. Der präsentierte Algorithmus nutzt ein digitales Filter mit einem gleitenden Mittelwertfenster zur Identifikation von Ausreißern. Die Verifikation mit einer kommerziellen Korrekturalgorithmus-Software bestätigt die Funktionsweise. Um Prüfstandaufbauten ohne Drehzahl- oder Drehmomentmessstellen torsional überwachen zu können, wird ein Torsionsschwingungsmodell des Prüfstandaufbaus mit nicht-linearen Torsionssteifigkeiten entwickelt. Die Integration des Simulationsmodells wird mit drei Parametern des CAN-Busses realisiert und mit einem gemessenen Drehzahlensignal validiert. Die Ergebnisse zeigen, dass die Simulation den Antriebsstrang im Zwei- und Vierzylinderbetrieb im relevanten Frequenzbereich abbilden kann. Geringe Abweichungen der Simulation können durch den Detaillierungsgrad der Simulation begründet werden.

Eine gezielte torsionale Verstimmung des Prüfstandantriebsstranges kann unter identischen Testbedingungen zu einer Beeinflussung des berechneten Drehmomentes des Steuergerätes führen. Dazu wird die Torsionssteifigkeit der Klauenkupplung mit Elastomerbändern mit größeren Shorehärten verändert. Die bewusste Verstimmung führt in einzelnen Drehzahlbereichen zu Abweichungen des berechneten Drehmomentes im Steuergerät von ca. 5% bis 10%. Als Ursache für diesen Unterschied kann das drehschwingungsbehaftete Kurbelwellen-Drehzahlensignal der VKM identifiziert werden.

Die durchgeführten Gesamtfahrzeug- und Prüfstanduntersuchungen zeigen das strukturdynamische und torsionale Optimierungspotential von VKM-Prüfstandaufbauten gegenüber dem Stand der Technik auf. Zusätzlich zeigt der Vergleich des berechneten Drehmomentes des Steuergerätes der optimalen und einer verstimmten Prüfstandkonfiguration die Bedeutung von abgestimmten Prüfstandantriebssträngen auf.

7 Ausblick

Auf Basis der bereits durchgeführten Untersuchungen beschreibt dieses Kapitel mögliche Forschungsbereiche an denen zukünftige wissenschaftliche Arbeiten anknüpfen könnten.

Das fahrzeugnahe Strukturdynamikverhalten des entwickelten Prüfstandaufbaus könnte mit den Weiterentwicklungen der Transferpfadanalyse kombiniert und für höhere Frequenzbereiche angewendet werden. Diese hybride Kombination könnte einen fahrzeugähnlichen Betrieb am Prüfstand mit NVH-Simulationen und Prädiktionen bis zur menschlichen Wahrnehmung in der Fahrgastzelle ermöglichen. Damit besteht die Chance, einen weiteren Aspekt der Fahrzeugentwicklung zu einem früheren Zeitpunkt im Entwicklungsprozess zu parallelisieren.

Die Entwicklungen in der Automobilindustrie und der Gesetzgebung zeigen, dass das Downsizing von VKM weiter vorangetrieben werden wird, sowie Strategien zur Verbrauchsminimierung weiter an Bedeutung gewinnen werden. Eine Methode zur Verbrauchsminimierung ist die Deaktivierung von Zylindern im Teillastbereich einer VKM. Zukünftige Prüfstandkonzepte müssen in der Lage sein, den Betrieb mit deaktivierten Zylindern fahrzeugähnlich darstellen zu können.

Zusätzlich könnte eine einfache Torsionsschwingungsüberwachung einer VKM mit dem entwickelten Korrekturalgorithmus auf Basis des vorhandenen Kurbelwellendrehzahlsignals implementiert werden. In Kombination mit einer strukturdynamischen Überwachung, analog zu der Überwachung einer Prüfstandbelastungsmaschine, könnte ein wartungsärmer Prüfstandbetrieb realisiert werden.

Computer und Echtzeitrechensysteme nach dem Stand der Technik ermöglichen es, das entwickelte Torsionsschwingungsmodell als digitalen Zwilling eines kompletten Prüfstandaufbaus einzusetzen. Dazu müssten zukünftige Arbeiten die maschinendynamischen Daten der VKM und der Antriebsstrangkomponenten bestimmen und anpassen. Die VKM-Daten könnten mit der Unterstützung eines OEM vergleichsweise einfach implementiert werden. Die nicht-linearen Eigenschaften weiterer Prüfstandkomponenten (Zweimassenschwungräder, Elastomerbänder, etc.) müssten experimentell ermittelt werden. Als erste Erweiterung könnten empirische Charakterisierungen der Elastomerbänder mit der SN Shorehärte und anschließenden Simulationen mit dem verstimmten Prüfstandantriebsstrang erfolgen.

Zukünftige Untersuchungen könnten zusätzlich die rein maschinendynamischen Betrachtungen um den Einfluss der vorgestellten Regelstrategien zur Torsionsschwingungsdämpfung erweitern. Geringfügige maschinendynamische Verstimmungen des Prüfstandantriebsstranges könnten so in ausgewählten Bereichen dennoch akzeptabel sein und trotzdem hinreichend genau das Fahrzeugverhalten abbilden. Die gezeigten Wechselwirkungen zwischen Torsionsschwingungen und dem berechneten Drehmoment des Steuergerätes sollten von zukünftigen Arbeiten, hinsichtlich der Relevanz für die VKM-Steuergeräte-Applikation, bewertet werden. Darüber hinaus sollten weitere Betriebspunkte in anderen Betriebszuständen der VKM (z.B. Kaltstartphase, Zweizylinderbetrieb, etc.) experimentell untersucht werden. Die Literatur bestätigt, dass die Regelung des Steuergerätes speziell in der Kaltstartphase von der Standardbetriebsstrategie abweicht. Deshalb könnte es in diesen Betriebszuständen zu einer noch größeren Abweichung bei der Drehmomentberechnung kommen.

Literaturverzeichnis

- [1] M. Arndt et. al, Real Drive Emissions (RDE): Gesetzgebung, Vorgehensweise, Messtechnik Motorische Maßnahmen Abgasnachbehandlung Auswirkungen, 1. Auflage 2019, Ser. ATZ/MTZ-Fachbuch. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2018, ISBN: 978-3-658-21079-3.
- [2] A. Koch et. al, “Untersuchung und Optimierung des Einflusses von niedrig auflösenden Rotorlagegebern auf die Fahrbarkeitsfunktionen elektrifizierter Fahrzeugantriebssysteme mittels eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstands”, Serif.cfg Forschung im Ingenieurwesen, Jg. 84, Nr. 2, S. 191–204, 2020, ISSN: 0015-7899. DOI: 10.1007/s10010-020-00399-x.
- [3] J. H. Elm, J. Viehöfer und J.-W. Biermann, “Investigation of NVH Characteristics of a Downsizing Vehicle”, SAE International Journal of Engines, Jg. 7, Nr. 3, S. 1563–1571, 2014, ISSN: 1946-3944. DOI: 10.4271/2014-01-2042.
- [4] J. Yoo, K. Pfeiffer und K.-T. Kang, “Front Loading NVH Test on the Highly Dynamic Powertrain Test Bed”, in SAE Technical Paper Series, 2011. DOI: 10.4271/2011-01-1512.
- [5] C. Burroughs, Hrsg., Operational Transfer Path Analysis Predicting Contributions to the Vehicle Interior Noise for Different Excitations from the same Sound Source, Red Hook: Curran, 2012, ISBN: 9781627485609.
- [6] A. El Mahmoudi et al., “In-Situ Source Characterization for NVH Analysis of the Engine-Transmission Unit”, in Dynamic Substructures, Volume 4, Springer, 2021, S. 79–91, ISBN: 978-3-030-47629-8.
- [7] P. Bohn, “Wechselwirkungen von Schwingungen zwischen Motor-Getriebe-Verbund und Kurbeltrieb als Grundlage für Körperschallanalysen”, Dissertation, Technische Universität Berlin, 2007.
- [8] A. S. Mendes und P. S. Meirelles, “Application of the Hardware-in-the-Loop Technique to an Elastomeric Torsional Vibration Damper”, SAE International Journal of Engines, Jg. 6, Nr. 4, S. 2004–2014, 2013, ISSN: 1946-3936.
- [9] H. Wu und G. Wu, “Driveline Torsional Analysis and Clutch Damper Optimization for Reducing Gear Rattle”, Shock and Vibration, Jg. 2016, S. 1–24, 2016, ISSN: 1070-9622. DOI: 10.1155/2016/8434625.
- [10] M. Wipfler und R. Bauer, “Regelungstechnische Methoden zur Drehschwingungsdämpfung eines Wellenstrangs am Beispiel eines Motorprüfstands”, Elektrotechnik und Informationstechnik, Jg. 133, Nr. 2, S. 142–152, 2016, ISSN: 0932-383X. DOI: 10.1007/s00502-016-0388-8.
- [11] J. Andert, F. Xia, S. Klein, D. Guse, R. Savelsberg, R. Tharmakulasingham, M. Thewes und J. Scharf, “Road-to-rig-to-desktop: Virtual Development using Real-Time Engine Modelling and Powertrain Co-Simulation”, International Journal of Engine Research, Jg. 20, Nr. 7, S. 686–695, 2019, ISSN: 1468-0874.

- [12] H. Naunheimer und B. Bertsche, Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion, 3. Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2019, ISBN: 978-3-662-58882-6.
- [13] E. Brommundt und D. Sachau, Schwingungslehre mit Maschinendynamik, 3., erweiterte und überarbeitete Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018, ISBN: 978-3-658-17961-8.
- [14] H. Dresig und F. Holzweißig, Maschinendynamik, 12., aktualisierte Auflage. Berlin und Heidelberg: Springer, 2016, ISBN: 978-3-662-52712-2.
- [15] S. Vöth, Dynamik schwingungsfähiger Systeme: Von der Modellbildung bis zur Betriebsfestigkeitsrechnung mit MATLAB/SIMULINK, 1. Aufl., Ser. Studium Technik. Wiesbaden: Vieweg, 2006, ISBN: 3-8348-0111-9.
- [16] H. Dresig und A. Fidlin, Schwingungen mechanischer Antriebssysteme: Modellbildung, Berechnung, Analyse, Synthese, 3., überarbeitete und erweiterte Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2014, ISBN: 978-3-642-24117-8.
- [17] A. Enderich, H. Fastl, S. Kerber, J. Hobelsberger, R. Jebasinski, D. de Klerk, T. Moosmayr, E.-U. Saemann und P. Zeller, Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch, 3. Auflage, Ser. ATZ/MTZ-Fachbuch Ser. Wiesbaden: Vieweg, 2017, ISBN: 978-3-658-18519-0.
- [18] D. Dinkler, Einführung in die Strukturmechanik: Modelle und Anwendungen, Ser. Lehrbuch. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2016, ISBN: 978-3-658-15070-9.
- [19] M. Knaebel, H. Jäger und R. Mastel, Technische Schwingungslehre: Grundlagen - Modellbildung - Anwendungen, 9., überarbeitete Auflage, Ser. Lehrbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016, ISBN: 978-3-658-13792-2.
- [20] K. Magnus, K. Popp und W. Sextro, Schwingungen. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016, ISBN: 978-3-658-13820-2. DOI: 10.1007/978-3-658-13821-9.
- [21] R. Ceschi und J.-L. Gautier, Fourier analysis. London, UK und Hoboken, NJ: ISTE Ltd, 2017, ISBN: 1786301091.
- [22] P. F. Orłowski, Praktische Regeltechnik: Anwendungsorientierte Einführung für Maschinenbauer und Elektrotechniker, 8., bearbeitete Auflage, Ser. VDI-Buch. Berlin und Heidelberg: Springer, 2009, ISBN: 978-3-642-01735-3.
- [23] T. Thümmel et. al, "Messung und Interpretation von Wasserfalldiagrammen für nichtlineare Antriebssysteme", VDI Berichte, Jg. 1416, S. 457-470, 1998, ISSN: 0083-5560.
- [24] Müller BBM Vibroakustik Systeme GmbH, PAK und MKII, 2021. Adresse: www.paksystem.co.kr/v3/files/catalog/PAKMKIIHB1104.pdf (besucht am 02.10.2021).
- [25] H. Rottengruber, W. Henze und T. Luft, Hrsg., Motor- und Aggregate-Akustik: 8. Magdeburger Symposium. 2014, ISBN: 978-3-944722-10-8.
- [26] H.-J. Weidemann, Schwingungsanalyse in der Antriebstechnik. Springer Berlin Heidelberg, 2003, ISBN: 978-3-642-55850-4. DOI: 10.1007/978-3-642-55850-4.

- [27] G. Wachtmeister, Motormechanik, 2017. Adresse: <https://www.mw.tum.de/lvk/lehre/vorlesungen-und-praktika/sommersemester/vorlesungen/motormechanik/> (besucht am 05.10.2021).
- [28] T. Arens, F. Hettlich, C. Karpfinger, U. Kockelkorn, K. Lichtenegger und H. Stachel, Mathematik, 4. Auflage, Ser. Lehrbuch. Berlin: Springer Spektrum, 2018, ISBN: 978-3-662-56740-1.
- [29] Taschenbuch für den Maschinenbau, 25., neu bearbeitete und aktualisierte Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2018, ISBN: 978-3-662-54804-2.
- [30] K. Schreiner, Basiswissen Verbrennungsmotor. Morgan Kaufmann, 2020, ISBN: 978-3-658-29225-6.
- [31] D. Janković, “Analyse eines neuen hybridfähigen Motorenprüfstandes”, Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2017.
- [32] M. Luegmair, “Simulation der Fahrzeugakustik in der frühen Entwicklungsphase”, Automotive CAE Grand Challenge, 2016. Adresse: https://www.researchgate.net/profile/Marinus-Luegmair/publication/348481083_Acoustic_simulation_trends_in_car_body_development_and_their_predictive_quality_from_the_engineering_perspective/links/6000b542a6fdccdb8534528/Acoustic-simulation-trends-in-car-body-development-and-their-predictive-quality-from-the-engineering-perspective.pdf (besucht am 09.10.2021).
- [33] S. Azadi, M. Azadi und F. Zahedi, “NVH analysis and Improvement of a Vehicle Body Structure using DOE Method”, Journal of Mechanical Science and Technology, Jg. 23, Nr. 11, S. 2980–2989, 2009, ISSN: 1738-494X. DOI: 10.1007/s12206-009-0909-z.
- [34] M. Häußler, Modular Sound and Vibration Engineering by Substructuring: Listening to Machines During Virtual Design, Dissertation. Universitätsbibliothek der Technischen Universität München, 2021. Adresse: <https://mediatum.ub.tum.de/1550333>.
- [35] Automobiltechnische Zeitschrift, Automotive Acoustics Conference 2019: Internationale ATZ-Fachtagung. Morgan Kaufmann, 2020, ISBN: 978-3-658-27668-3.
- [36] D. Höfler, “Akustisch innovative Motorkonzepte”, Dissertation, Technische Universität Graz, 2006.
- [37] M. Géradin und D. J. Rixen, Mechanical Vibrations: Theory and Application to Structural Dynamics. John Wiley & Sons, 2014, ISBN: 1118900197.
- [38] V. Zoul und P. Kováč, “A brief Overview about the Development of Torsional Vibration Calculation and Education of Methods for their Calculation”, Scientific Journal of Silesian University of Technology. Series Transport, Jg. 99, S. 205–211, 2018, ISSN: 02093324. DOI: 10.20858/sjsutst.2018.99.19.
- [39] A. Laschet, Simulation von Antriebssystemen: Modellbildung der Schwingungssysteme und Beispiele aus der Antriebstechnik. Springer-Verlag, 2013, ISBN: 3642835317.
- [40] tectos gmbh, tShaft: Wellen- und Verifikationstool, 2020. Adresse: http://wordpress.tectos.at/wp-content/uploads/2020/06/tShaft.pdf?_ga=2.102701510.619873273.1631004778-1892943929.1589258833 (besucht am 07.09.2021).

- [41] Electric Rotors and Drives in Torsional Vibration Analysis and Design, Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 2013. DOI: <https://doi.org/10.21423/R1363D>.
- [42] R. Muszynski und J. Deskur, "Damping of Torsional Vibrations in High-Dynamic Industrial Drives", IEEE Transactions on Industrial Electronics, Jg. 57, Nr. 2, S. 544–552, 2009, ISSN: 0278-0046.
- [43] VDI 2039, Drehschwingungen im Antriebsstrang: Berechnung, Messung, Reduzierung, Düsseldorf, 2016-06-01. Adresse: <https://www.vdi.de/richtlinien/details/vdi-2039-drehschwingungen-im-antriebsstrang-berechnung-messung-reduzierung> (besucht am 03.10.2021).
- [44] K. Borgeest, Messtechnik und Prüfstände für Verbrennungsmotoren: Messungen am Motor, Abgasanalytik, Prüfstände und Medienversorgung. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016, ISBN: 978-3-658-10117-6.
- [45] A. J. Martyr und M. A. Plint, Engine testing: The Design, Building, Modification and use of Powertrain Test Facilities. Butterworth-Heinemann, 2012, ISBN: 978-0-08-096949-7.
- [46] DIN ISO 10816-3:2018-01, Mechanische Schwingungen - Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen - Teil 3: Industrielle Maschinen mit einer Nennleistung über 15kW und Nenndrehzahlen zwischen 120 1/min und 15000 1/min bei Messungen am Aufstellungsort, Berlin. DOI: 10.31030/2761519.
- [47] DIN ISO 10816-6:2015-07, Mechanische Schwingungen- Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen- Teil 6: Hubkolbenmaschinen mit einer Leistung über 100kW, Berlin. DOI: 10.31030/2318748.
- [48] DIN 1311-1:2000-02, Schwingungen und schwingungsfähige Systeme, Berlin. DOI: 10.31030/7528109.
- [49] S.-K. Au, Operational Modal Analysis. Springer Singapur, 2017, ISBN: 978-981-10-4117-4. DOI: 10.1007/978-981-10-4118-1.
- [50] M. Möser, Modalanalyse. Springer Berlin Heidelberg, 2020, ISBN: 978-3-662-60927-9. DOI: 10.1007/978-3-662-60928-6.
- [51] T. Kuttner und A. Rohnen, Praxis der Schwingungsmessung. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, ISBN: 978-3-658-25047-8. DOI: 10.1007/978-3-658-25048-5.
- [52] R. Gasch, R. Nordmann und H. Pfützner, Rotordynamik. Springer Berlin Heidelberg, 2002, ISBN: 978-3-540-41240-3. DOI: 10.1007/3-540-33884-5.
- [53] K. Janssens und L. Britte, "Comparison of Torsional Vibration Measurement Techniques", in Advances in Condition Monitoring of Machinery in Non-Stationary Operations, Ser. Lecture Notes in Mechanical Engineering, G. Dalpiaz, R. Rubini, G. D'Elia, M. Cocconcelli, F. Chaari, R. Zimroz, W. Bartelmus und M. Haddar, Hrsg., Springer Berlin Heidelberg, 2014, S. 453–463, ISBN: 978-3-642-39347-1. DOI: 10.1007/978-3-642-39348-8_39.
- [54] A. Mertins, Signaltheorie. Wiesbaden: Vieweg und Teubner, 2010, ISBN: 978-3-8348-0737-3. DOI: 10.1007/978-3-8348-9381-9.

- [55] A. Brandt, *Noise and Vibration Analysis: Signal Analysis and Experimental Procedures*. Chichester: Wiley, 2011, ISBN: 9780470746448.
- [56] Müller BBM Vibroakustik Systeme GmbH, PAK und MKII, 2021. Adresse: www.paksystem.co.kr/v3/files/catalog/PAKMKIIHB1104.pdf (besucht am 02. 10. 2021).
- [57] Siemens AG, SCADAS, 2021. Adresse: https://www.plm.automation.siemens.com/media/global/de/Siemens%20SW%20Simcenter%20SCADAS%20-%20e-Book_tcm53-55840.pdf (besucht am 01. 11. 2021).
- [58] K. Janssens, P. van Vlierberghe und P. D'Hondt, "Zebra Tape Butt Joint Algorithm for Torsional Vibrations", in *Structural Dynamics*, Volume 3, Springer, 2011, S. 213–223. DOI: 10.1007/978-1-4419-9834-7_19.
- [59] J. W. Verheij, "Multi-path Sound Transfer from Resiliently Mounted Shipboard Machinery: Experimental Methods for Analyzing and Improving Noise Control", Dissertation, Technische Universität Delft, 1982. Adresse: <https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid:30d02e94-2fce-4b88-ab8f-6a58a08f0c06/datastream/OBJ/download> (besucht am 05. 10. 2021).
- [60] J. S. Bendat, "System Identification from Multiple Input/Output Data", *Journal of Sound and Vibration*, Jg. 49, Nr. 3, S. 293–308, 1976, ISSN: 0022460X. DOI: 10.1016/0022-460X(76)90422-3.
- [61] M. Boone, Hrsg., *Proceedings / NAG/DAGA 2009, International Conference on Acoustics*. Berlin: DEGA, 2009, ISBN: 978-3-9808659-6-8.
- [62] D. de Klerk und D. J. Rixen, "Component Transfer Path Analysis Method with Compensation for Test Bench Dynamics", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Jg. 24, Nr. 6, S. 1693–1710, 2010, ISSN: 08883270. DOI: 10.1016/j.ymsp.2010.01.006.
- [63] T. B. Juang, K. E. Harvey, M. W. Burzlaff und P. J. Rockett, "Analytical and Experimental Development to Improve Powertrain System Induced Vehicle NVH Issues", Ser. SAE Technical Paper Series, 2006. DOI: 10.4271/2006-01-1533.
- [64] tectos gmbh, t2200 Serie: Bogenfederkupplung, Graz, 2021. Adresse: https://doc-0o-bk-apps-viewer.googleusercontent.com/viewer/secure/pdf/3nb9bdfcv3e2h2k1cmql0ee9cvc5l0le/3nj1vso42v3af9m3486kas4mn8dddgk5/1634294175000/lantern/*/ACFrOgCHTQVt3T-DLzDkKN4FPdJ5Wpqn0foaxF-J0Q7D79YRRcKutuuYt8mofaCNvJO4w0-HxY43paTbY819LVqZuNQE_FUgrxzUIFEtSvyBL38SjHaxDpg6kD8RECV-hvuWI4-jGb-xtIkcafuI?print=true (besucht am 12. 10. 2021).
- [65] A. Albers, Hrsg., *Fortschritte beim ZMS-Geräuschkomfort für moderne Kraftfahrzeuge*, 1994. Adresse: https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/_shared_media/08_media_library/01_publications/schaeffler_2/symposia_1/downloads_11/1_ZMS.pdf (besucht am 15. 10. 2021).
- [66] Q. Li Song, P. Li Zeng, S. P. Zhang, J. D. Zhou und H. E. Niu, "Design and Analysis of a Dual Mass Flywheel with Continuously Variable Stiffness Based on Compensation Principle", *Mechanism and Machine Theory*, Jg. 79, S. 124–140, 2014, ISSN: 0094114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2014.04.004.

- [67] A. Albers, N. Bursac und S. Rapp, “PGE–Produktgenerationsentwicklung am Beispiel des Zweimassenschwungrads”, *Forschung im Ingenieurwesen*, Jg. 81, Nr. 1, S. 13–31, 2017, ISSN: 0015-7899.
- [68] M. Wipfler, “Regelungstechnische Methoden zur Dämpfung von Drehschwingungen bei Prüfständen”, Dissertation, Technische Universität Graz, 2018. Adresse: <https://diglib.tugraz.at/download.php?id=5b83d33cc7334&location=browse>.
- [69] J. Andert, S. Klein, R. Savelsberg, S. Pischinger und K. Hameyer, “Virtual Shaft: Synchronized Motion Control for Real Time Testing of Automotive Powertrains”, *Control Engineering Practice*, Jg. 56, S. 101–110, 2016, ISSN: 09670661. DOI: 10.1016/j.conengprac.2016.08.005.
- [70] M. Saigo, N. Tanaka und D. H. Nam, “Torsional Vibration Suppression by Wave-Absorption Control with Imaginary System”, *Journal of Sound and Vibration*, Jg. 270, Nr. 4-5, S. 657–672, 2004, ISSN: 0022460X. DOI: 10.1016/S0022-460X(03)00185-8.
- [71] J. Pfleghaar, “Energieeffiziente aktive Dämpfung von Torsionsschwingungen im KFZ-Antriebsstrang”, Diss., Technische Universität München, 2014.
- [72] M. Troncossi und E. Mucchi, Hrsg., *Torsional Vibration Analysis of a Test Rig Driveline Equipped with a Flexible Coupling*, 2014, ISBN: 978-960-474-402-2.
- [73] M. Cocconcelli, M. Troncossi, E. Mucchi, A. Agazzi, A. Rivola, R. Rubini, G. Dalpiaz und P. Galvín, “Numerical and Experimental Dynamic Analysis of IC Engine Test Beds Equipped with Highly Flexible Couplings”, *Shock and Vibration*, Jg. 2017, S. 5 802 702, 2017, ISSN: 1070-9622. DOI: 10.1155/2017/5802702.
- [74] T. Parikyan, “Design Analysis Tasks in Simulation of Engine and Powertrain Dynamics: An Overview”, in *Advances in Mechanism and Machine Science*, Ser. Mechanisms and Machine Science, T. Uhl, Hrsg., Bd. 73, Cham: Springer International Publishing, 2019, S. 893–902, ISBN: 978-3-030-20130-2. DOI: 10.1007/978-3-030-20131-9_89.
- [75] DIN 1940-1, *Mechanische Schwingungen - Anforderungen an die Auswuchtgüte von Rotoren in konstantem (starrem) Zustand*, 2004. Adresse: <https://www.beuth.de/de/norm/din-iso-1940-1/69486039> (besucht am 10. 10. 2021).
- [76] 4. VDI-Fachtagung Schwingungsanalyse & Identifikation, Nichtredigierter Manuskriptdruck, Ser. VDI-Berichte. Düsseldorf: VDI Verlag GmbH, 2016, Bd. 2259, ISBN: 978-3-18-092259-1.
- [77] D. Höfler und S. Maxl, *Frontload im Entwicklungsprozess: Road-to-Rig Methodik durch innovative Messtechnik*, tectos gmbh, Hrsg., 41. Internationales Wiener Motorensymposium, 2020. Adresse: https://wiener-motorensymposium.at/fileadmin/Media/Motorensymposium/Symposien/41_Symposium_2020/Material_Temp/Programm_2020.pdf (besucht am 06. 08. 2021).
- [78] H. Walzl, *Vom Design zum Produkt - Produkt- und Betriebsmittelentwicklung*, Technische Universität Chemnitz, Hrsg., Chemnitz, 2020. Adresse: <https://www.tu-chemnitz.de/tu/termine/2020?mb> (besucht am 05. 12. 2021).

- [79] G. Conway, A. Joshi, F. Leach und García, “A Review of Current and Future Powertrain Technologies and Trends in 2020”, *Transportation Engineering*, Jg. 5, S. 100 080, 2021, ISSN: 2666691X. DOI: 10.1016/j.treng.2021.100080.
- [80] IHS Markit, Light Vehicle Powertrain Forecast Sample, IHSMarkit, Hrsg., 2021. Adresse: <https://cdn.ihsmarket.com/www/prot/pdf/0519/Automotive-LV-Powertrain-sample.pdf> (besucht am 28. 12. 2021).
- [81] Volkswagen AG, Das Aktive Zylindermanagement ACT beim 1,4 l - 103 kW - TSI - Motor: Konstruktion und Funktion, Nummer: 000.2812.67.00, After Sales Qualifizierung, Hrsg., 2012.
- [82] Volkswagen AG, Die 1,5l-96/110 kW-TSI-Motoren EA211 EVO: Konstruktion und Funktion Nummer: 000.2813.12.00, After Sales Qualifizierung, Hrsg., 2018.
- [83] Society of Automotive Engineers of Japan, Gasoline Engines, SAEJ, Hrsg., Japan, 2018. Adresse: https://www.jsae.or.jp/en/publications/yearbook_e/2018/docu/12_Gasoline_Engines.pdf (besucht am 29. 09. 2021).
- [84] PCB Piezotronics, Triaxial ICP Beschleunigungssensor: 356A16, USA, 2008. Adresse: https://www.synotech.de/produkte_skript/downloads/specs/356A16_specs.pdf (besucht am 22. 09. 2021).
- [85] Optel Texys Paris, Bedienungsanleitung 152 G7 TTL, Paris, 2016. Adresse: <https://www.optel-texys.com/de/download/152-g7-4-243.html> (besucht am 22. 09. 2021).
- [86] TSI Transducer Systems Inc., RS304-172, 2021. Adresse: <https://usermanual.wiki/m/d0fdf0862c45107fbc07e59bd1d49d7d336e560cbaee5dba6ed91738ed4081e4.pdf> (besucht am 21. 09. 2021).
- [87] O. Dossing, Structural Testing: Part 1: Mechanical Mobility Measurements, Brüel&Kjaer, Hrsg., 1988. Adresse: <https://www.bksv.com/en/knowledge/blog/vibration/structural-testing-part-one#download>.
- [88] J. C. Eidson, Measurement, Control, and Communication using IEEE 1588. Springer Science & Business Media, 2006, ISBN: 1846282519.
- [89] M. Meyer, Signalverarbeitung: Analoge und digitale Signale, Systeme und Filter, 9., korrigierte Auflage, Ser. Lehrbuch. Wiesbaden und Heidelberg: Springer Vieweg, 2021, ISBN: 978-3-658-32800-9.
- [90] M. Weilenmann, C. Bach und C. Rudy, “Aspects of Instantaneous Emission Measurement”, *International Journal of Vehicle Design*, Jg. 27, Nr. 1-4, S. 94–104, 2001, ISSN: 0143-3369.
- [91] M. Weilenmann, P. Soltic und D. Ajtay, “Describing and Compensating Gas Transport Dynamics for Accurate Instantaneous Emission Measurement”, *Atmospheric Environment*, Jg. 37, Nr. 37, S. 5137–5145, 2003, ISSN: 1352-2310.
- [92] AVL List GmbH, M.O.V.E Gas PEMS iS: Product Guide, Graz, 2017. Adresse: https://www.avl.com/documents/10138/0/08-PEMS-2012---AVL+MOVE+Gas_PM-PEMS+WS_r2-Schindler.pdf/5eccbccc-4de6-4f9c-940a-4162f25759f9 (besucht am 16. 09. 2021).
- [93] Müller-BBM VibroAkustik Systeme GmbH, PAK MKII, 2021. Adresse: <http://paksystem.co.kr/v3/files/catalog/PAKMKIIHB1104.pdf> (besucht am 21. 09. 2021).

- [94] Dewetron GmbH, Dewetron Product Guide: DEWE2-A4L, Grambach, 2021. Adresse: <https://ccc.dewetron.com/dl/5da84f44-fce0-4402-8f11-6556d9c49a3c> (besucht am 21. 09. 2021).
- [95] Volkswagen AG, Reparaturleitfaden: Arteon 2018, Golf 2017, Golf Sportsvan 2018, Golf Variant 2017, T-Roc 2018: 4-Zyl. Direkteinspritzer (1,5 l-Motor, 4V, EA 211 EVO, Turbolader Nummer: D4B8069B097), Technischer Kundendienst, Hrsg., 2017.
- [96] J. Hauber und K. Huber, Einsatz mobiler Messtechnik zur Bestimmung der Effizienz des Antriebsstrangs von Hybridfahrzeugen im Fahrversuch und am Rollenprüfstand, 2016. Adresse: <https://www.econstor.eu/handle/10419/202589> (besucht am 26. 10. 2021).
- [97] S. Hofmann, Numerische Integration von Beschleunigungssignalen, Technische Universität Clausthal, Hrsg., Technische Universität Clausthal, 2013. Adresse: https://www.imw.tu-clausthal.de/fileadmin/IMW/documents/Institutsmitteilungen/2013/107-118_Hofmann_Numerische.pdf (besucht am 21. 09. 2021).
- [98] tectos gmbh, tLEA Gearbox Dummy, Graz, 2018. Adresse: https://www.tectos.at/wp-content/uploads/2020/07/tLEA_ds_en.pdf?_ga=2.73163091.1584982590.1629993886-1892943929.1589258833 (besucht am 26. 08. 2021).
- [99] ZF Race Engineering GmbH, Racing Clutch System (RCS): ZF Race Engineering Product Range, Schweinfurt, 2021. Adresse: https://www.zf.com/products/media/zf_race_engineering/motorsports/downloads_2/Racing-Clutch-System_EN.pdf (besucht am 23. 09. 2021).
- [100] HKE-tec eK, Technisches Datenblatt / Sepzifikation: Messwiderstand Pt100 Nummer: HKEWTB6PTAA31, HKE-tec eK, Hrsg., Pfarrkirchen, 2021.
- [101] S. Santhosh, V. Velmurugan, V. Paramasivam und S. Thanikaikarasan, “Experimental Investigation and Comparative Analysis of Rubber Engine Mount Vibration and Noise Characteristics”, *Materials Today: Proceedings*, Jg. 21, S. 638–642, 2020, ISSN: 22147853. DOI: 10.1016/j.matpr.2019.06.730.
- [102] J.-F. Hu und R. Singh, “Improved Torque Roll Axis Decoupling Axiom for a Powertrain Mounting System in the Presence of a Compliant Base”, *Journal of Sound and Vibration*, Jg. 331, Nr. 7, S. 1498–1518, 2012, ISSN: 0022460X. DOI: 10.1016/j.jsv.2011.11.022.
- [103] A. El Hafidi, B. Martin, A. Loredo und E. Jego, “Vibration Reduction on City Buses: Determination of Optimal Position of Engine Mounts”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Jg. 24, Nr. 7, S. 2198–2209, 2010, ISSN: 08883270. DOI: 10.1016/j.ymsp.2010.04.001.
- [104] tectos gmbh, t1000-1500 Series: Ealstomer Claw Coupling, Graz, 2021. Adresse: www.tectos.at/wp-content/uploads/2020/07/t1000-1500_ds_en.pdf?_ga=2.51215721.1584982590.1629993886-1892943929.1589258833 (besucht am 26. 08. 2021).
- [105] Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, T12 HP Digitaler Aufnehmer: Datenblatt, Darmstadt, 2021. Adresse: <https://www.hbm.com/fileadmin/mediapool/hbmdoc/technical/B04583.pdf> (besucht am 27. 08. 2021).

- [106] tectos gmbh, t70x Series CV Joint Shafts, Graz, 2021. Adresse: https://www.tectos.at/wp-content/uploads/2020/07/t700_ds_en.pdf?_ga=2.152554105.1584982590.1629993886-1892943929.1589258833 (besucht am 26. 08. 2021).
- [107] W. Mayer, Simulationstechnische Analyse von Elastomerklauekupplungen der t1000: Serie HN, tectos gmbh, Hrsg., Graz, 2011.
- [108] M. Kimmerstorfer, "Modellbildung und Simulation von Wellenantriebssträngen mit nichtlinearen Elastomerkupplungen", Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 2012.
- [109] Optel Texys Paris, 2mm - 5mm - 10mm - 20mm: MRL2-MRL5-MRL10-MRL20, 2021. Adresse: <https://www.optel-texys.com/de/download/614c35fdf0077-Fr/> (besucht am 23. 09. 2021).
- [110] AVL List GmbH, AVL Dynamometers and Actuators, 2021. Adresse: https://www.avl.com/html/static/ITS_ONLINE/PDFs/E/3_TESTING_EQUIPMENT_1_E.pdf (besucht am 10. 10. 2021).
- [111] AVL List GmbH, AVL Prüfstandsautomatisierung: Puma Open 2, 2021. Adresse: https://www.avl.com/html/static/ITS_ONLINE/PDFs/D/13_TESTING_TOOLS_1_D.pdf (besucht am 10. 10. 2021).
- [112] S. Baumann und K. Uwe, Identifikation und Behandlung von Ausreißern in Flugbetriebsdaten für Machine Learning Modelle, Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, Hrsg., 2018. Adresse: <https://www.dglr.de/publikationen/2018/480169.pdf> (besucht am 28. 09. 2021).
- [113] R. K. Pearson, Y. Neuvo und Astola, "Generalized Hampel Filters", EURASIP Journal on Advances in Signal Processing, Jg. 2016, Nr. 1, 2016. DOI: 10.1186/s13634-016-0383-6.
- [114] The MathWorks Inc., Simulink: User's Guide, 2020. Adresse: https://de.mathworks.com/help/pdf_doc/simulink/simulink_ug.pdf (besucht am 09. 07. 2021).
- [115] DIN 60050-351:2014-09, Internationales Elektrotechnisches Wörterbuch - Leittechnik, Berlin. DOI: 10.31030/2159569.
- [116] T. Streichert und M. Traub, Elektrik/Elektronik-Architekturen im Kraftfahrzeug. Springer Berlin Heidelberg, 2012, ISBN: 978-3-642-25477-2. DOI: 10.1007/978-3-642-25478-9.
- [117] A. Danninger und M. Bachinger, Hrsg., Online Calculation of Diesel Engine Torque Dynamics, IEEE, 2014, ISBN: 1479974099.
- [118] L. Guzzella und C. Onder, Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems. Springer Science & Business Media, 2009, ISBN: 3642107753.
- [119] H. Eichelseder, Hrsg., Grundlagen und Technologien des Ottomotors. Vienna: Springer Vienna, 2008, ISBN: 978-3-211-25774-6. DOI: 10.1007/978-3-211-47104-3.
- [120] R. Isermann, Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe. Springer, 2010, ISBN: 3834808555.
- [121] M. Temmler, Steuergerätaugliche Verbrennungsoptimierung mit physikalischen Modellansätzen. Springer-Verlag, 2014, ISBN: 3658076534.
- [122] IAV GmbH, Hrsg., State Observer Based Analysis of Crankshaft Speed Measurements with Application to Misfire Detection, IEEE, 2005, ISBN: 0780391373.

- [123] M. Geveci, A. W. Osburn und M. A. Franchek, “An Investigation of Crankshaft Oscillations for Cylinder Health Diagnostics”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Jg. 19, Nr. 5, S. 1107–1134, 2005, ISSN: 08883270.
- [124] D. Moro, N. Cavina und F. Ponti, “In-Cylinder Pressure Reconstruction Based on Instantaneous Engine Speed Signal”, *J. Eng. Gas Turbines Power*, Jg. 124, Nr. 1, S. 220–225, 2002, ISSN: 0742-4795.
- [125] R. Isermann, *Combustion Engine Diagnosis*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2017, ISBN: 978-3-662-49466-0. DOI: 10.1007/978-3-662-49467-7.

Abbildungsverzeichnis

1	Frequenzbereiche und der zugehörige Wahrnehmungsanteil in Anlehnung an [17]	6
2	Translatorischer Einmassenschwinger in Anlehnung an [19]	8
3	Rotatorischer Einmassenschwinger in Anlehnung an [19]	8
4	Vergrößerungsfunktionen in Abhängigkeit der Dämpfung	10
5	Schematischer Zusammenhang des Zeit- und Frequenzbereiches	10
6	Qualitative Bode-Diagrammdarstellung einer komplexen Größe in Anlehnung an [22]	11
7	Schematische Darstellung eines Wasserfalldiagramms in Anlehnung an [23]	12
8	Schematische Geometriebeziehungen eines Einzylindermotors	14
9	Qualitativer Drehmomentverlauf eines Zwei- und Vierzylinderreihenmotors nach [30]	16
10	Links: Schematische Darstellung einer VKM inklusive des Koordinatensystems; Rechts: Schematische Darstellung des Kurbelsterns und der Kurbelwelle für einen Zwei- und Vierzylinderreihenmotor	17
11	Qualitativer Zusammenhang des Komplexitätsgrades und der erreichbaren Frequenz für NVH-Simulationen in Anlehnung an [17]	19
12	Schematische Darstellung einer VKM-Anregungsberechnung eines Torsionsschwin- gungsmodells in Anlehnung an [40]	22
13	Schematische Beziehungen einer BSA in Anlehnung an [49]	24
14	Schematische Darstellung einer BSA für Prüfstanduntersuchungen mit einer VKM .	25
15	Messung mit einem induktiven (links) und einem optischen Drehzahlsensor (rechts) .	26
16	Drehzahlverlauf während einer Umdrehung inklusive Messfehler	27
17	Torsionsschwingungsmodellierung einer VKM mit vier Zylindern inklusive ZMS in Anlehnung an [16]	30
18	Schnittbild eines Prüfstand-ZMS in Anlehnung an [64]	30
19	Links: Qualitative Darstellung einer vereinfachten Drehmoment-Verdrehwinkel- Kurve eines ZMS; Rechts: Qualitative Darstellung einer Hysterese-Drehmoment- Verdrehwinkel-Kurve eines ZMS	31
20	Grundlegende Prüfstandregelstruktur in Anlehnung an [68]	32
21	Schematische Darstellung eines mechanischen Prüfstandaufbaus in Anlehnung an [44]	34
22	Schematische Darstellung der Auslegungsphasen eines Prüfstandantriebsstranges in Anlehnung an [74]	34
23	Forschungsfahrzeug (VW Golf 7 1,5 TSI DADA) und Eigenschaftsspinne nach [78] .	40
24	Schematische Positionsskizze der applizierten Beschleunigungs- und Drehzahlsensoren im Forschungsfahrzeug	42

25	Schematische Datenflüsse der DAQ im Forschungsfahrzeug	43
26	Links: Drei identisch gefahrene RDE-FZG Rampen; Rechts: Drei identisch gefahrene ROL-FZG Rampen; Vergleich des Schwingschnellengesamtpegels für eine Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung	47
27	Vergleich des Schwingschnellengesamtpegels der VKM einer RDE-FZG und einer ROL-FZG Rampe in Fahrzeuglängsrichtung	48
28	Links: Campbell-Diagrammdarstellung; Rechts: Schwingschnelleneinzelordnungen Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung (RDE-FZG)	49
29	Links: Campbell-Diagrammdarstellung; Rechts: Schwingschnelleneinzelordnungen Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung (ROL-FZG)	49
30	Links: Drei identisch gefahrene RDE-FZG Rampen; Rechts: Drei identisch gefahrene ROL-FZG Rampen; Vergleich des Schwingschnellengesamtpegels für eine Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung	50
31	Vergleich des Schwingschnellengesamtpegels der VKM einer RDE-FZG und einer ROL-FZG Rampe in Fahrzeugquerrichtung	51
32	Links: Campbell-Diagrammdarstellung; Rechts: Schwingschnelleneinzelordnungen Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung (RDE-FZG)	52
33	Links: Campbell-Diagrammdarstellung; Rechts: Schwingschnelleneinzelordnungen Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung (ROL-FZG)	52
34	Links: Schwingwinkel am vorderen Kurbelwellenende; Rechts: Schwingwinkel an der ZMS-Primärseite	53
35	Links: Schwingwinkel an der ZMS-Primärseite im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb; Rechts: Schwingwinkel an der ZMS-Sekundärseite im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb	54
36	Oben: Spektrum der ZMS-Primär (links)- und Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während einer RDE-FZG Fahrt; Unten: Einzelordnungsdarstellung der ZMS-Primär (links)- und Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während einer RDE-FZG Fahrt	55
37	Oben: Spektrum der ZMS-Primär (links)- und Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während einer ROL-FZG Fahrt; Unten: Einzelordnungsdarstellung der ZMS-Primär (links)- und Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während einer ROL-FZG Fahrt	56
38	Mechanische Komponenten des Prüfstandantriebsstranges	59
39	Unterschiedliche Drehmomentenachsen zwischen dem Forschungsfahrzeug und einem konventionellen Prüfstandaufbau	60
40	Kohärenz zwischen dem Beschleunigungssignal der Drehmomentstütze in Abstützungsrichtung für die Fahrzeug- und Prüfstandkonfiguration	61

41	Schematische Darstellung der Ersatzträgheiten des Torsionsschwingungsmodells . . .	62
42	Schematische Darstellung der Torsionseigenformen des Prüfstandantriebsstranges . .	64
43	Schematische Darstellung des mechatronischen Versuchsaufbaus am Prüfstand	65
44	CAN-VKM-Drehzahlprofil einer RDE-FZG Gesamtfahrzeugmessung	67
45	Schematische Darstellung einer Drehzahlmessstelle	68
46	Konzeptionelle Darstellung des Torsionsschwingungsmodells	70
47	Schematische Übersicht des Torsionsschwingungsmodells in Simulink	72
48	Berechnung eines Drehmoments in Simulink	72
49	Berechnung einer Drehzahl in Simulink	72
50	Vergleich des Gesamtpegels der Schwingschnelle in Fahrzeuginnenrichtung für die VKM	75
51	Links: Campbell-Diagrammdarstellung; Rechts: Schwingschnelleneinzelordnungen Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung (BASIS-PST)	76
52	Links: Campbell-Diagrammdarstellung; Rechts: Schwingschnelleneinzelordnungen Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung (NEU-PST)	76
53	Vergleich des Schwingschnellengesamtpegels für eine Vollastrampe in Fahrzeugquer- richtung für die VKM	77
54	Links: Campbell-Diagrammdarstellung; Rechts: Schwingschnelleneinzelordnungen Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung (BASIS-PST)	78
55	Links: Campbell-Diagrammdarstellung; Rechts: Schwingschnelleneinzelordnungen Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung (NEU-PST)	78
56	Links: Schwingwinkel am Kurbelwellenanfang; Rechts: Schwingwinkel an der ZMS- Primärseite	80
57	Links: Schwingwinkel an der ZMS-Primärseite im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb; Rechts: Schwingwinkel an der ZMS-Sekundärseite im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb	81
58	Oben: Spektrum der ZMS-Primär (links)- und -Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während einer NEU-PST Prüfstandfahrt; Unten: Einzelordnungsdarstellung der ZMS-Primär (links)- und -Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während einer NEU-PST Prüfstandfahrt	82
59	Appliziertes Schwarz-Weiß-Band [109] inklusive Stoßfehler und optischem Drehzahl- sensor [85] am TVD (Kurbelwellenanfang)	83
60	Links: Campbell-Diagrammdarstellung der Drehzahlrohdaten; Rechts: Campbell- Diagrammdarstellung der Korrektur nach dem Stand der Technik mit einer kommer- ziellen Software [56]	83
61	Links: Campbell-Diagrammdarstellung der Drehzahlrohdaten; Rechts: Campbell- Diagrammdarstellung der Korrektur mit dem entwickelten automatischen Algorithmus	84
62	Links: Campbell-Diagrammdarstellung ZMS-Primärseite Messung; Rechts: Campbell-Diagrammdarstellung ZMS-Primärseite Simulation	85

63	Oben: Spektrum der ZMS-Primär (links)- und -Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während der Simulation; Unten: Einzelordnungsdarstellung der ZMS-Primär (links)- und -Sekundärseite (rechts) im Vierzylinder - Zweizylinder (ACT) - Vierzylinderbetrieb während der Simulation	86
64	Schematische Darstellung der Variation der Torsionssteifigkeit mit der Klauenkupplung	90
65	Links: Campbell-Diagrammdarstellung des Drehmomentrohsignals mit HN Einsatz (optimale Auslegung) Rechts: Campbell-Diagrammdarstellung des Drehmomentrohsignals mit SN Einsatz (Systemverstimmung)	91
66	Vergleich des Gesamtpegels der Schwingschnelle in Fahrzeuglängsrichtung für die VKM	92
67	Links: Campbell-Diagrammdarstellung (SN - verstimmt); Rechts: Schwingschnellen-einzelordnungen Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung (SN - verstimmt)	93
68	Vergleich des Gesamtpegels der Schwingschnelle in Fahrzeugquerrichtung für die VKM	93
69	Links: Campbell-Diagrammdarstellung (SN - verstimmt); Rechts: Schwingschnelleneinzelordnungen Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung (SN - verstimmt) .	94
70	Links: Schwingwinkel am Kurbelwellenanfang; Rechts: Schwingwinkel an der ZMS-Primärseite	95
71	Oben: Campbell-Diagrammdarstellung Kurbelwellenanfang und ZMS-Primärseite (SN) Unten: Einzelordnungsdarstellung Kurbelwellenanfang und ZMS-Primärseite (SN)	96
72	Oben: Campbell-Diagrammdarstellung Kurbelwellenanfang und ZMS-Primärseite (HN) Unten: Einzelordnungsdarstellung Kurbelwellenanfang und ZMS-Primärseite (HN)	97
73	CAN-Drehmomentverläufe	98
74	Sensoreingangsgrößen in das VKM-Steuergerät für die untersuchte VKM in Anlehnung an [82]	100
75	Schematische Drehmomentkontrollstruktur eines VKM-Steuergerätes in Anlehnung an [125]	101

Tabellenverzeichnis

1	Freie Massenkräfte und -momente für Zwei- und Vierzylinderreihenmotoren ohne Ausgleich nach [29] ¹	18
2	Komplexitätsgrade von Torsionsschwingungsmodellen in Antriebssträngen in Anlehnung an [14]	21
3	Daten der VKM des Forschungsfahrzeuges [81], [82], [83]	40
4	Positionen der 3D-Beschleunigungssensoren [84] im Forschungsfahrzeug	41
5	Positionen der Drehzahlsensoren ([85] und [86]) im Forschungsfahrzeug	41
6	Überblick der verwendeten Messtechnik für die Gesamtfahrzeuguntersuchungen	44
7	Parametereinstellungen für die spektrale Ergebnisbewertung	45
8	Technische Daten des Getriebedummys in Anlehnung an [98]	60
9	Trägheits-, Steifigkeits- und Dämpfungswerte für die Torsionsschwingungssimulation ²	63
10	Daten der elektrischen Belastungsmaschine [110]	66
11	Positionen der 3D-Beschleunigungssensoren [84] für den Prüfstandaufbau	66
12	Positionen der Drehzahlsensoren ([85] und [86]) für den Prüfstandaufbau	66
13	Schematische Darstellung der Betriebsschwingform bei 202 Hz der 2. Ordnung	79
14	Daten der Elastomerbänder für die Klauenkupplung nach [104]	91
15	Betriebsparameter während der Vollastrampe aus Abbildung 73	98

Anhang

A	Fahrzeug- und Verbrennungskraftmaschinen-Daten	xvii
B	Messergebnisse der Realfahrtuntersuchungen	xxii
C	Messergebnisse der Rollenprüfstanduntersuchungen	xxxix
D	Messergebnisse der Prüfstanduntersuchungen	lv

A Fahrzeug- und Verbrennungskraftmaschinen-Daten

Tabelle A1: Daten Forschungsfahrzeuges

Parameter	Wert
Typ	VW Golf 1.5 TSI DADA
Abgasklasse	Euro 6/2016/646ZD
Reifen	225/45R17 91W Hankook Ventus S1 Evo 2
Eigentümer	tectos gmbh

Tabelle A2: Daten VKM der Prüfstanduntersuchungen

Parameter	Wert
Typ	VW Golf 1,5 TSI DADA
Abgasklasse	Euro 6/2016/646ZD
Eigentümer	IFA TU Wien

Tabelle A3: 3D STL Modell Fahrzeuggetriebe

Parameter	Wert
Gesamtmasse in kg	44,2 kg inkl. Differential

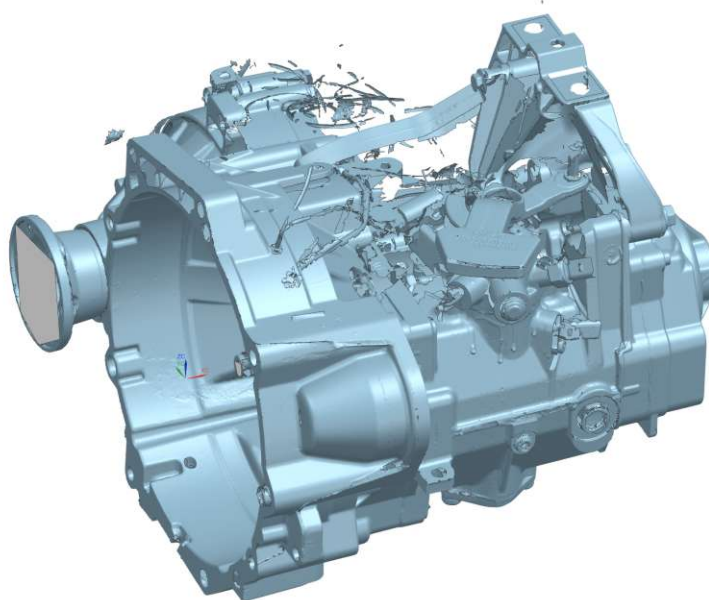


Abbildung A1: 3D Scan STL CAD Modell Getriebe-Differential-Verbund des Forschungsfahrzeuges

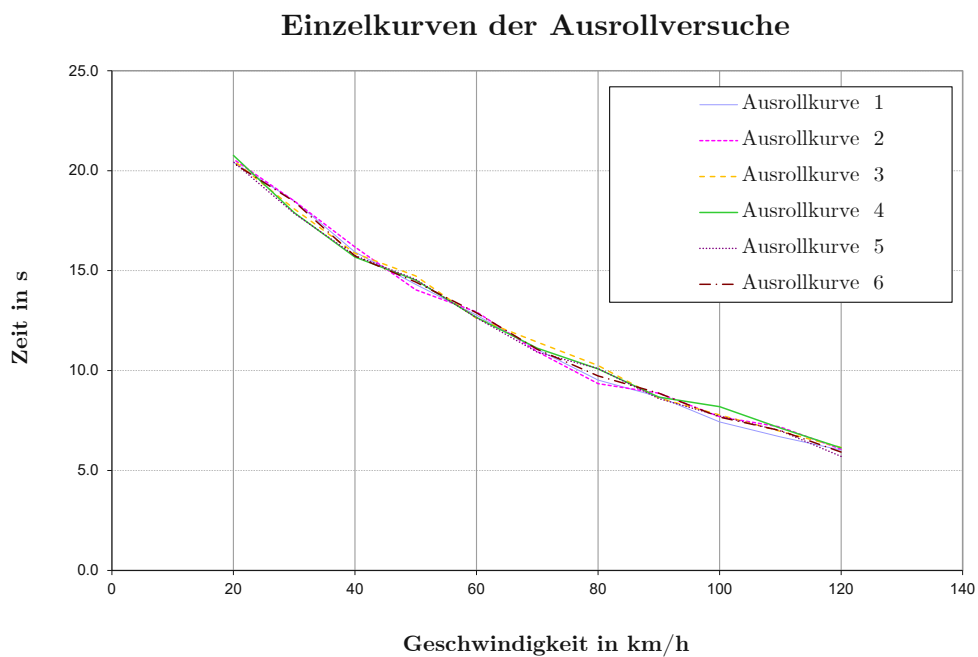


Abbildung A2: Ausrollkurven für das Rollenprüfstandsetup

Polynom der korrigierten Ausrollkurve:

$$Y = 25,305 + 0,2573 * x + 0,0008 * x^2 \quad (A1)$$

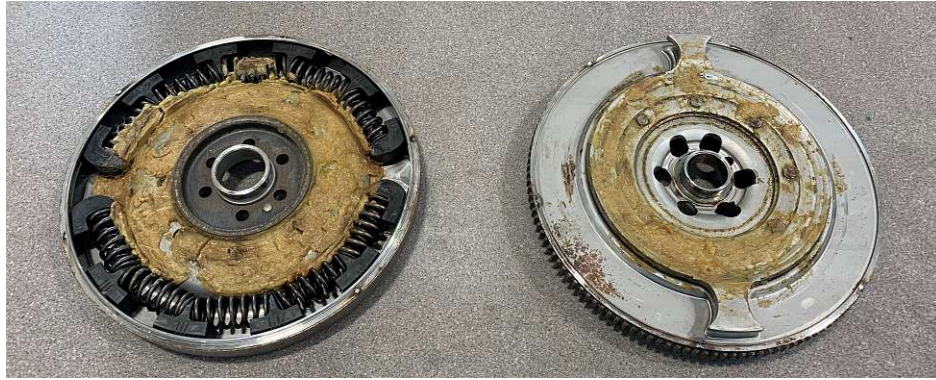


Abbildung A3: Schnittansicht des ZMS des Forschungsfahrzeuges

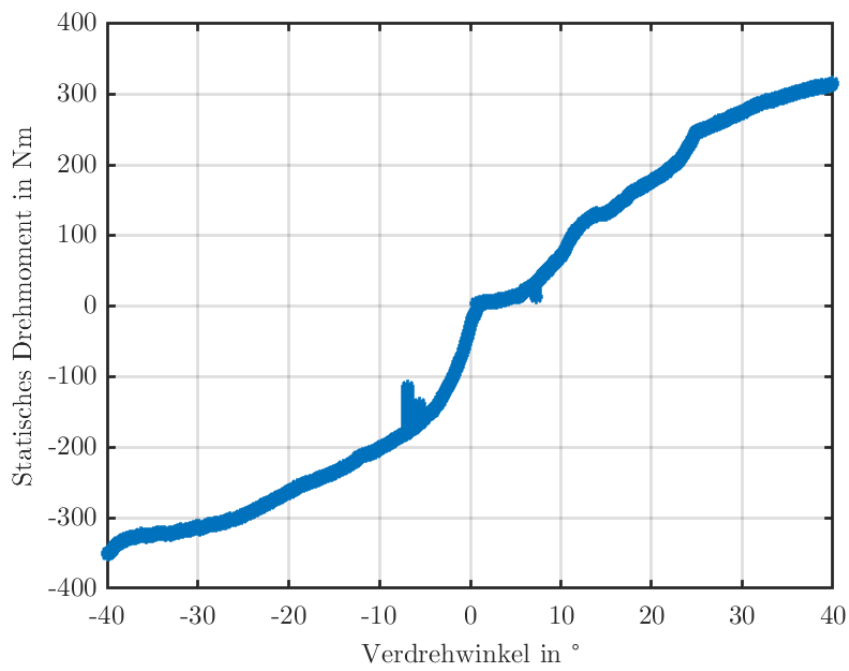


Abbildung A4: Schnittansicht des ZMS des Forschungsfahrzeuges

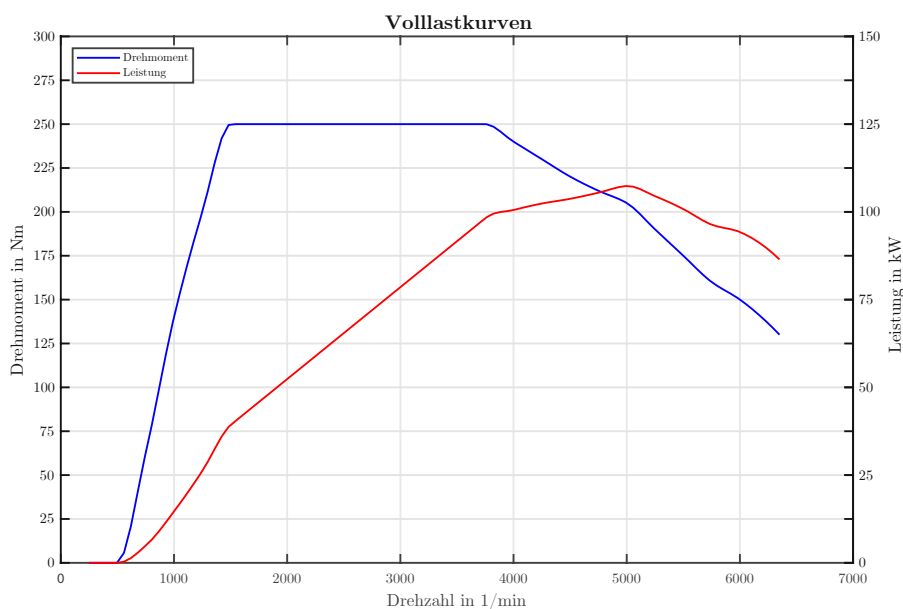
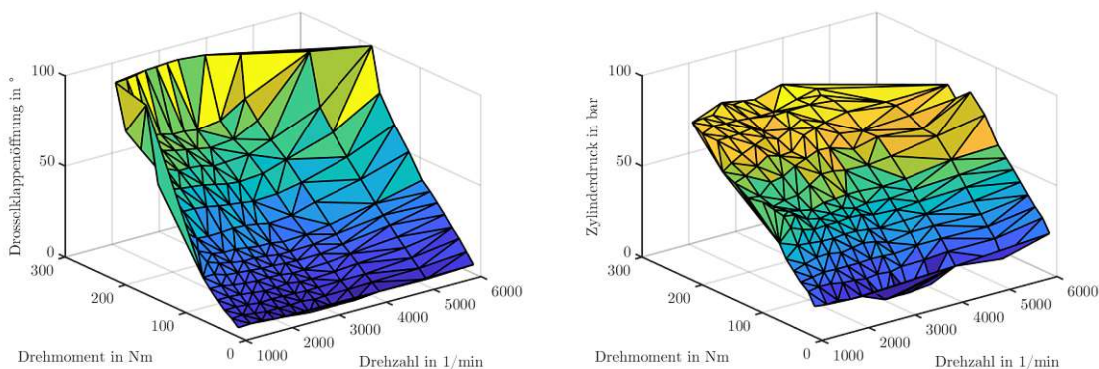


Abbildung A5: **Oben Links:** Gemessenes Kennfeld der Zylinderdruckdaten; **Oben Rechts:** Gemessenes Kennfeld des Drehomentes; **Unten:** Vollastkurven der Simulation

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

t_{vorKat}	=	nicht berücksichtigt
t_{Lambda}	=	$f(\text{VKM-Drehzahl, VKM-Drehmoment, Ladedruck})$
$t_{\text{PEMS}(i)}$	=	konstant und bekannt für i
$\dot{V}_{\text{Abgasanlage}}$		nicht konstant; ideale Mischung angenommen
\dot{V}_{PEMS}		konstant; bekannte Totzeit

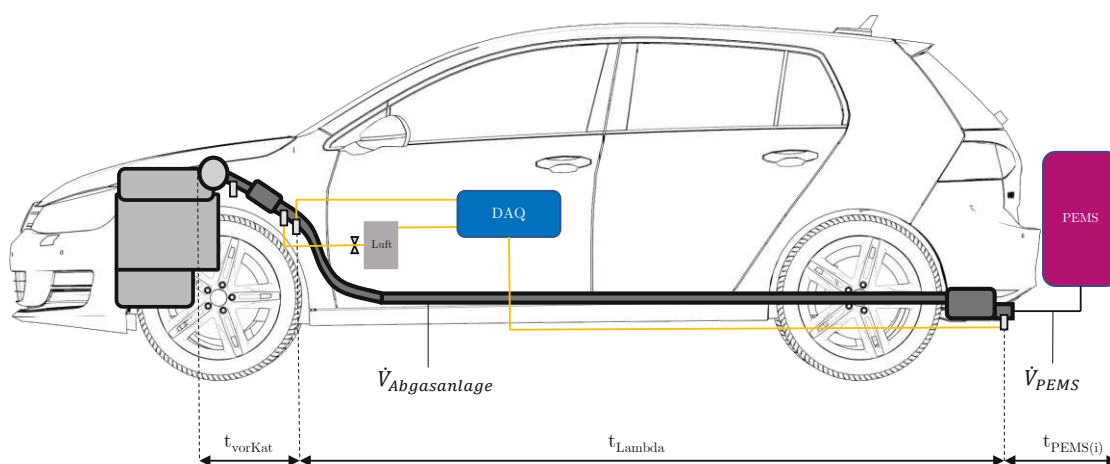


Abbildung A6: Methode zur Totzeitbestimmung der Abgasemissionen

Bestimmung der gesamten Totzeit für jeden Betriebspunkt:

$$t_{\text{totGesamt}} = t_{\text{vorKatalysator}} + t_{\text{Lambda}} + t_{\text{PEMS}} \quad (\text{A2})$$

B Messergebnisse der Realfahrtuntersuchungen



3D-Beschleunigungssensor
Drehmomentstütze



3D-Beschleunigungssensor
Getriebe



3D-Beschleunigungssensor
Abgasturbolader



3D-Beschleunigungssensor
Karosserie rechts hinten



3D-Beschleunigungssensor Rad rechts/links vorne



Abbildung B1: Fotodokumentation 1 der Messstellen für RDE-FZG und ROL-FZG



3D-Beschleunigungssensor
Rad rechts hinten



3D-Beschleunigungssensor
Karosserie links hinten



3D-Beschleunigungssensor
Rad rechts hinten



3D-Beschleunigungssensor
Drehmomentstütze Fahrzeug

Abbildung B2: Fotodokumentation 2 der Messstellen für RDE-FZG und ROL-FZG

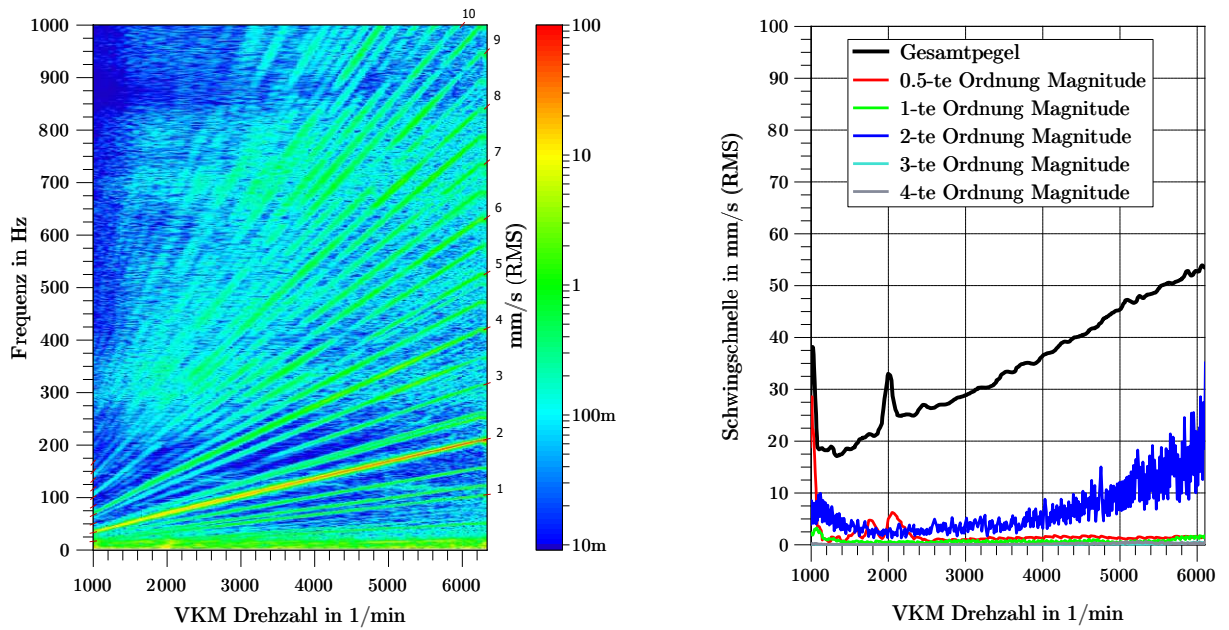


Abbildung B3: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; MotorM

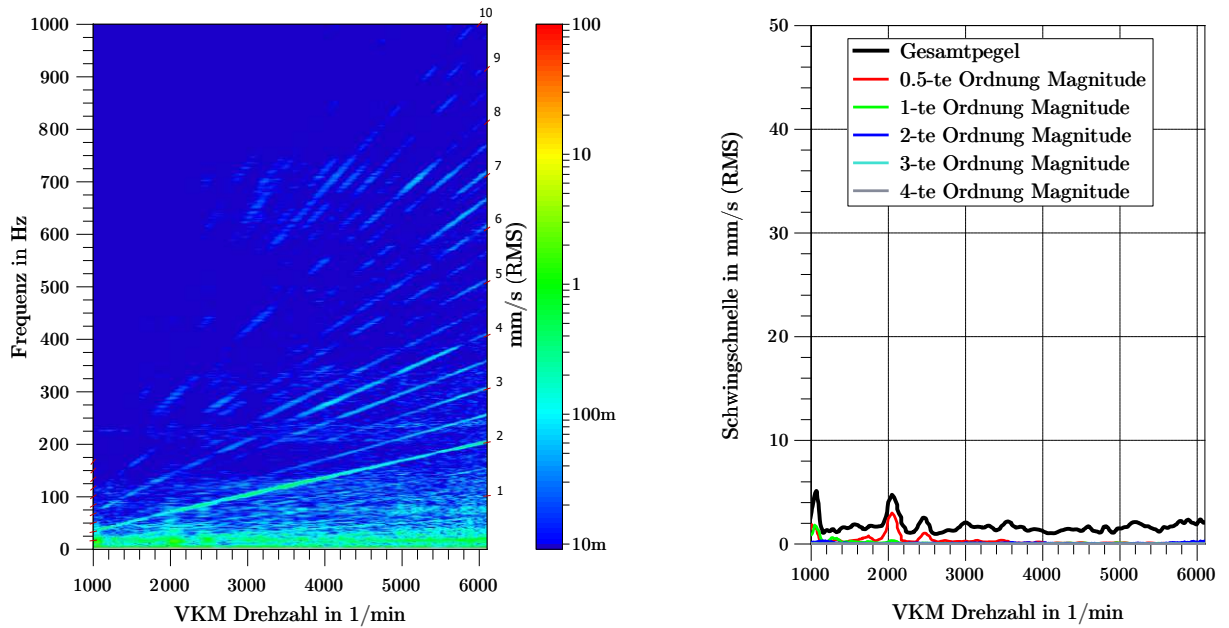


Abbildung B4: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung; MotorFZG

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

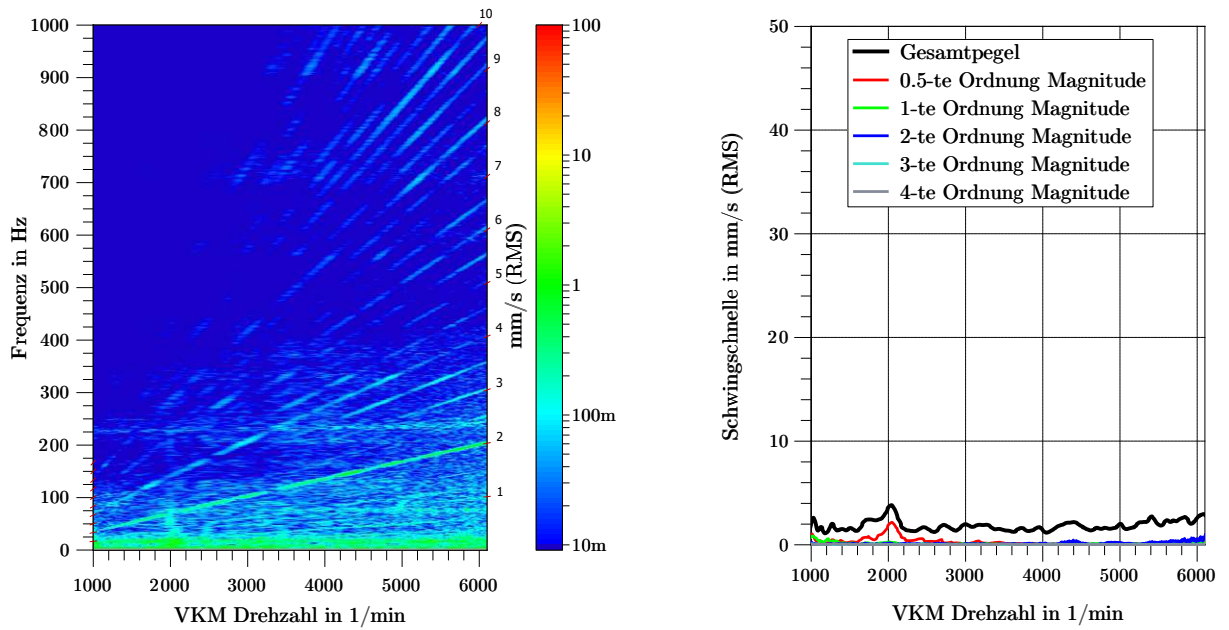


Abbildung B5: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; MotorFZG

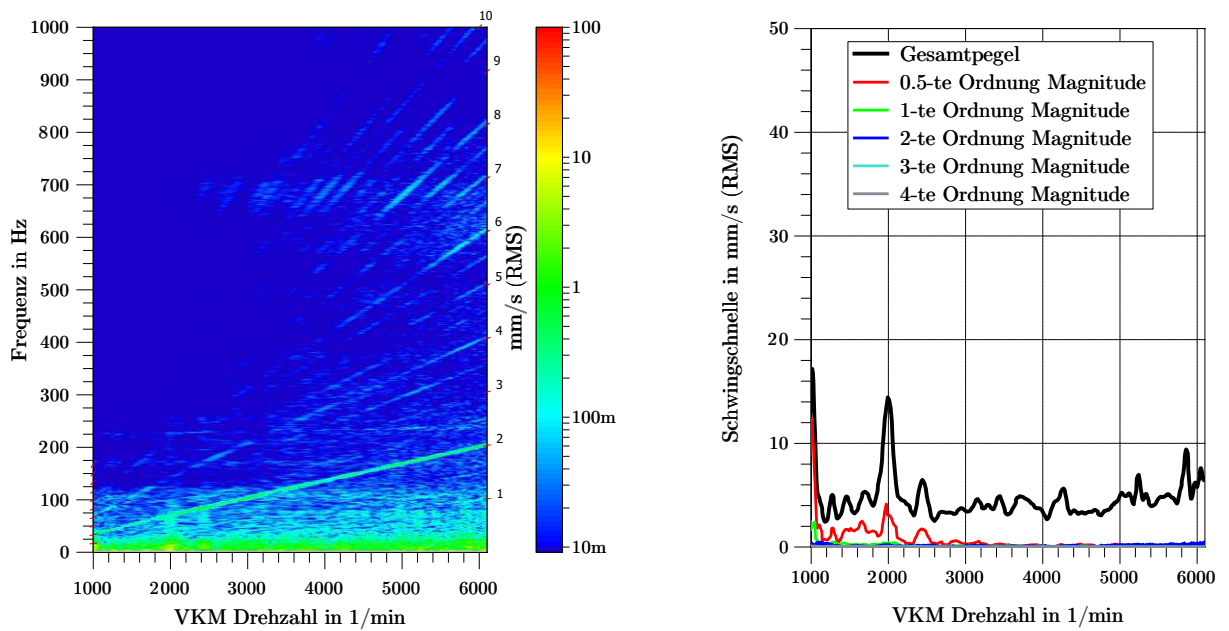


Abbildung B6: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; MotorFZG

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

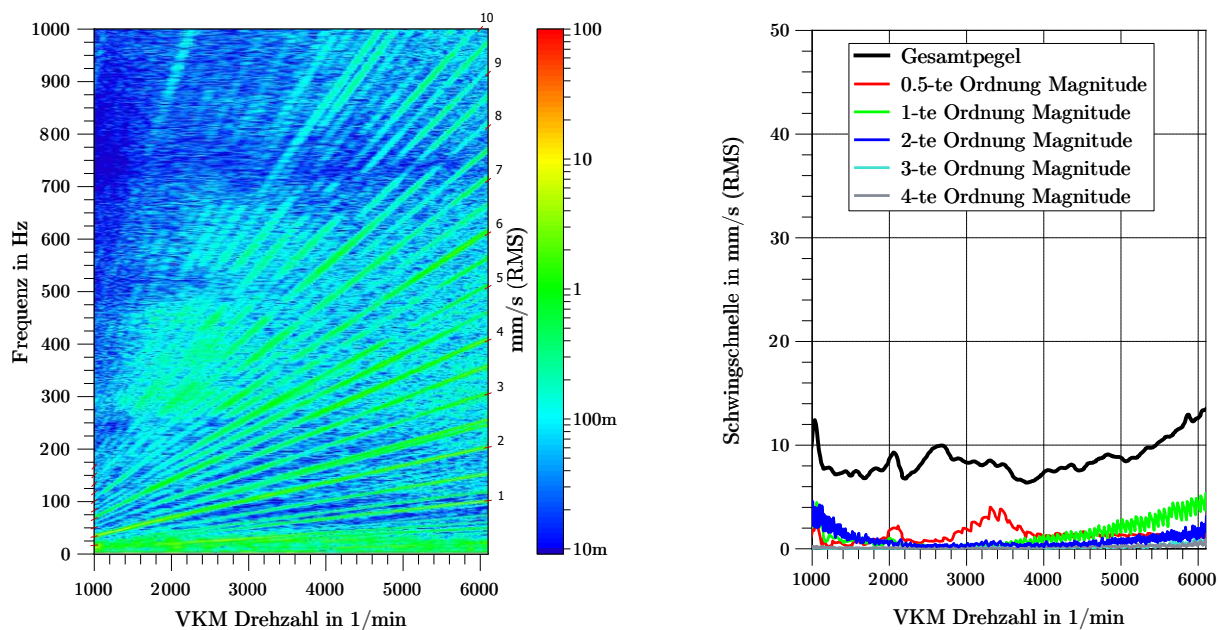


Abbildung B7: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; GetrM

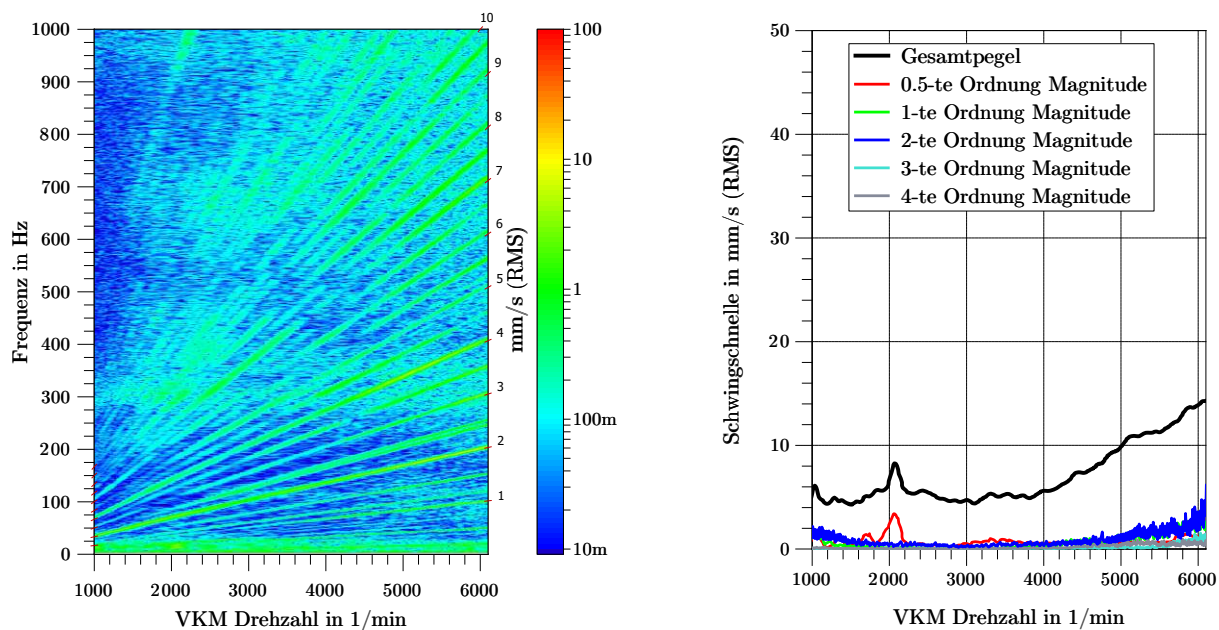


Abbildung B8: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; GetrM

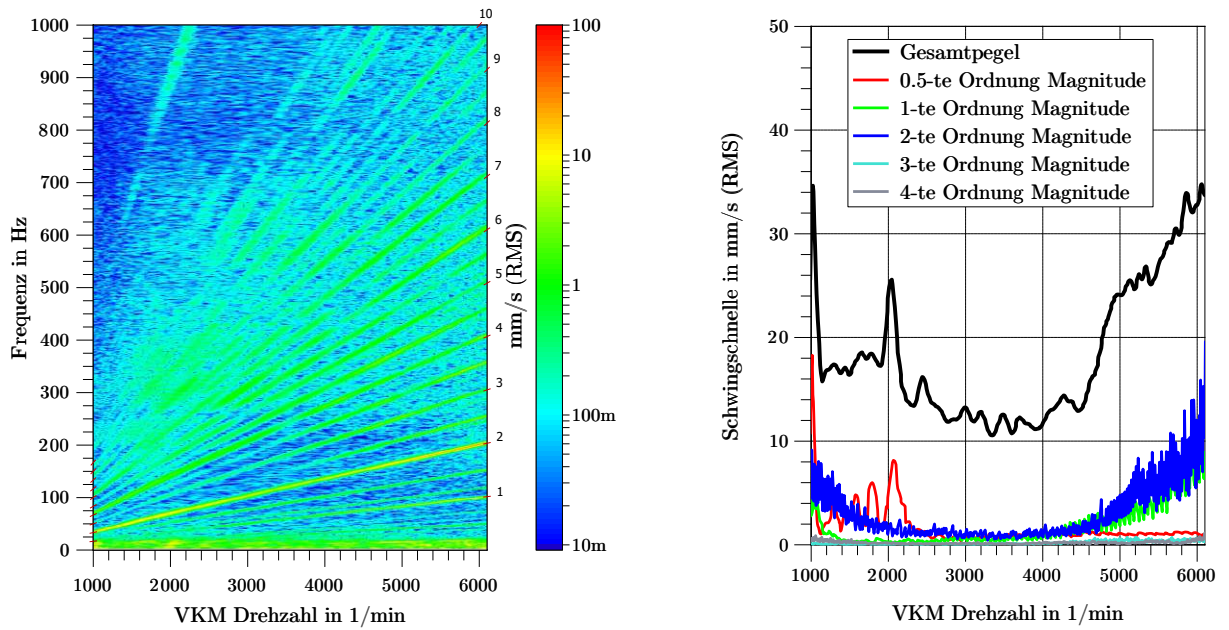


Abbildung B9: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; GetrM

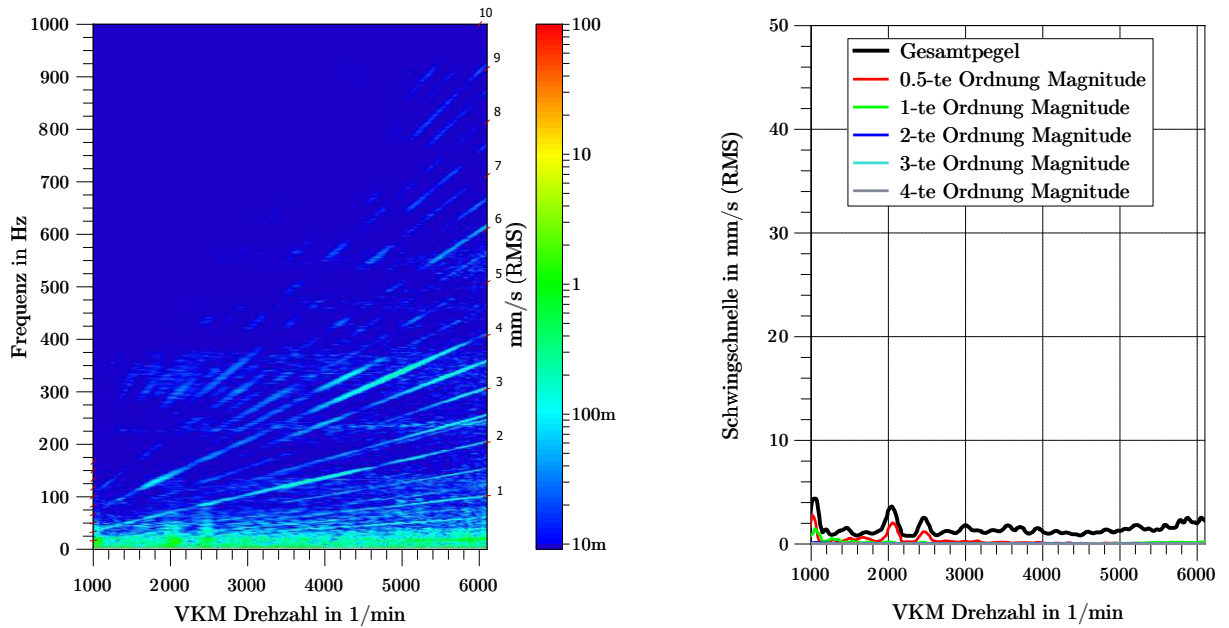


Abbildung B10: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung; GetrFZG

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

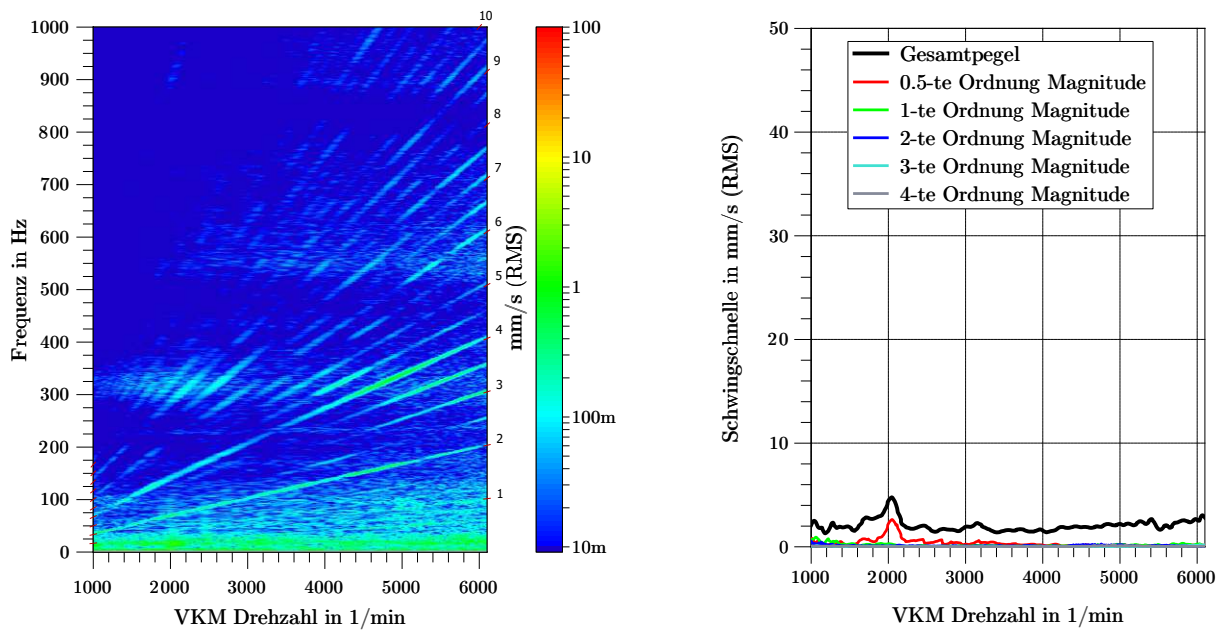


Abbildung B11: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; GetrFZG

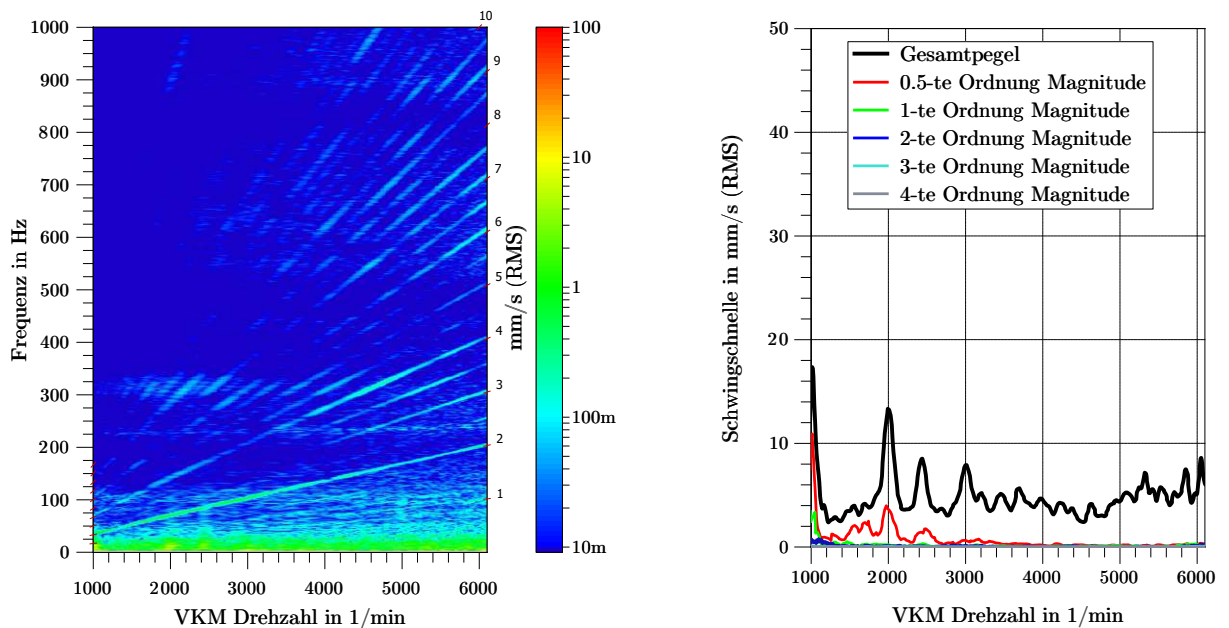


Abbildung B12: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; GetrFZG

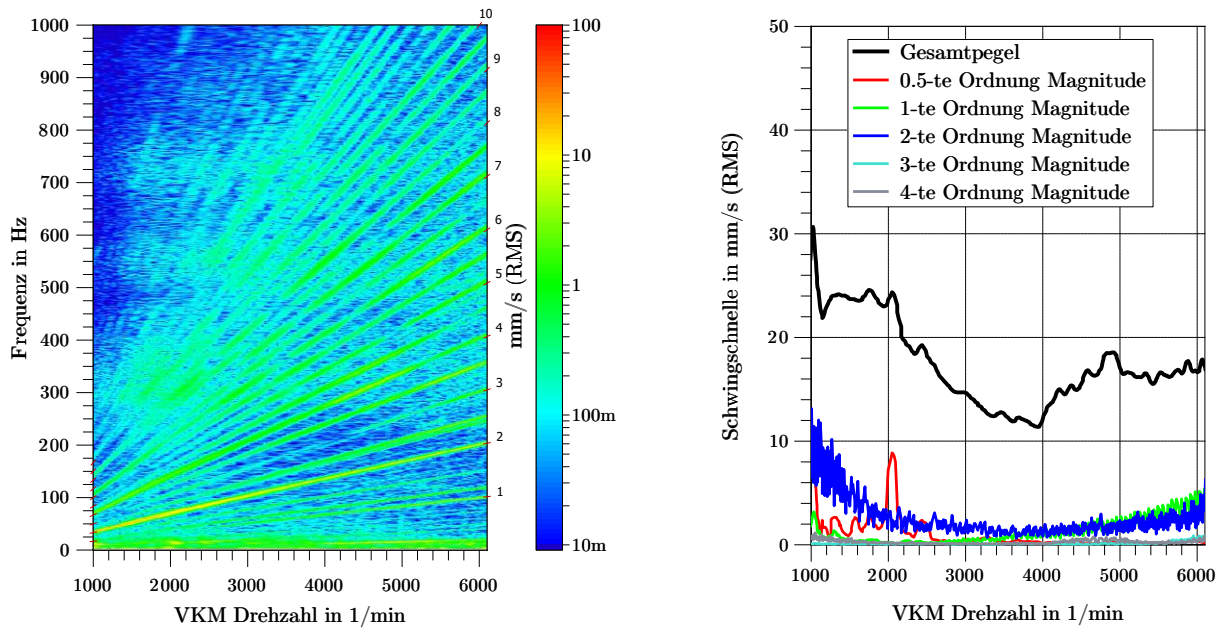


Abbildung B13: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; DrehM

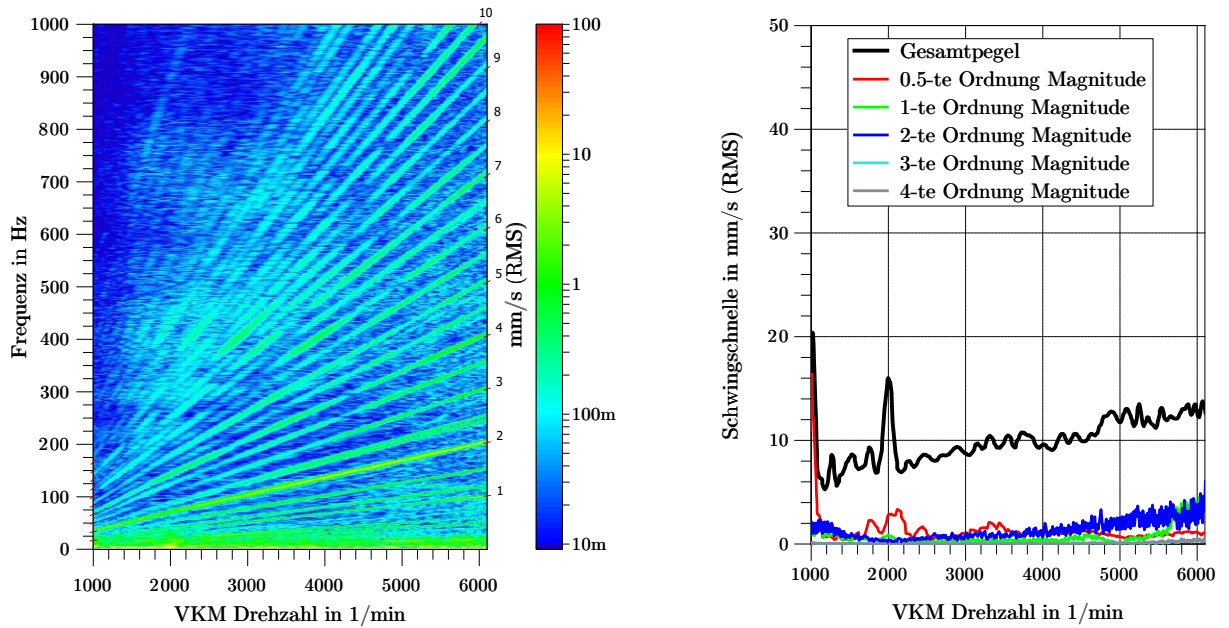


Abbildung B14: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; DrehM

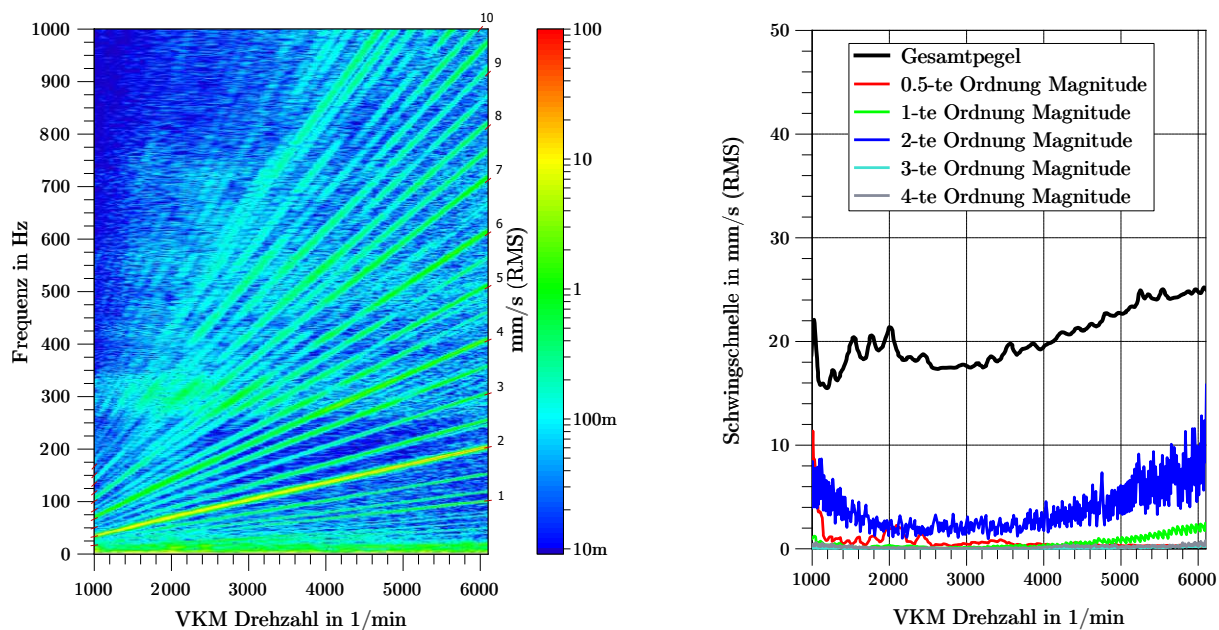


Abbildung B15: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; DrehM

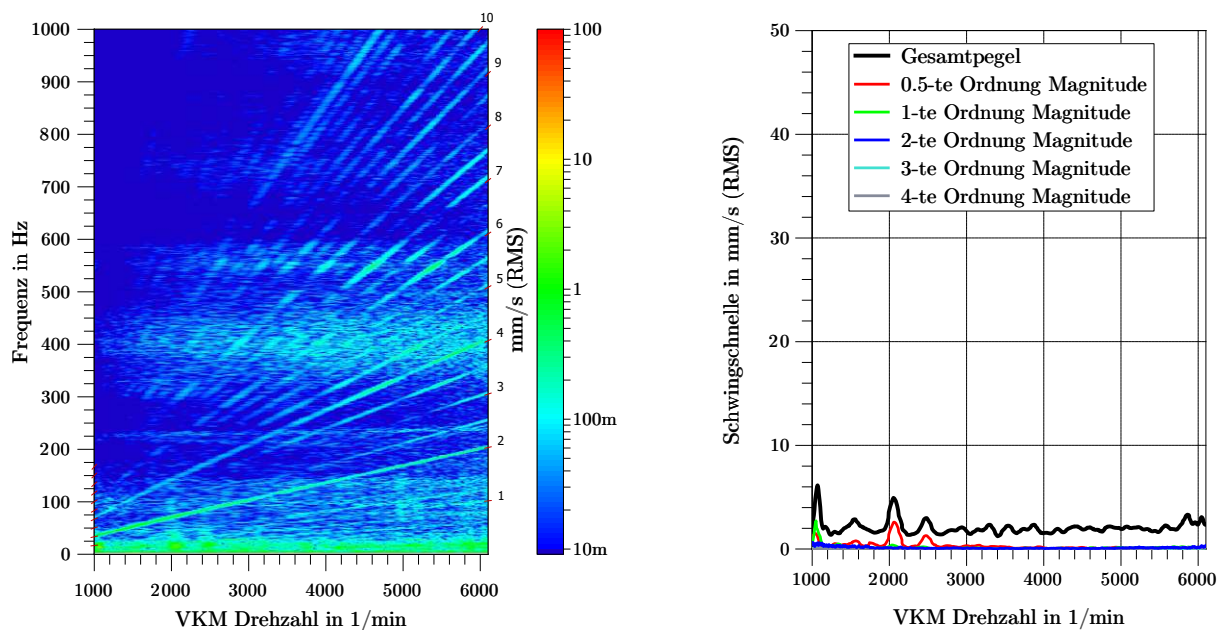


Abbildung B16: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; DrehFZG

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

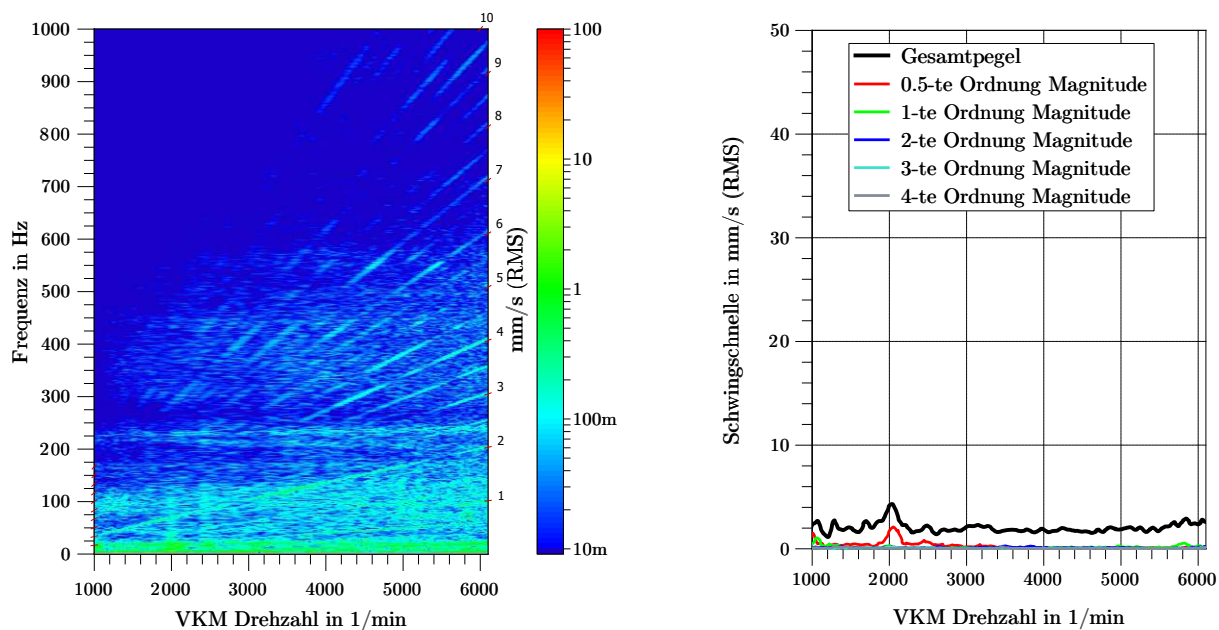


Abbildung B17: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; DrehFZG

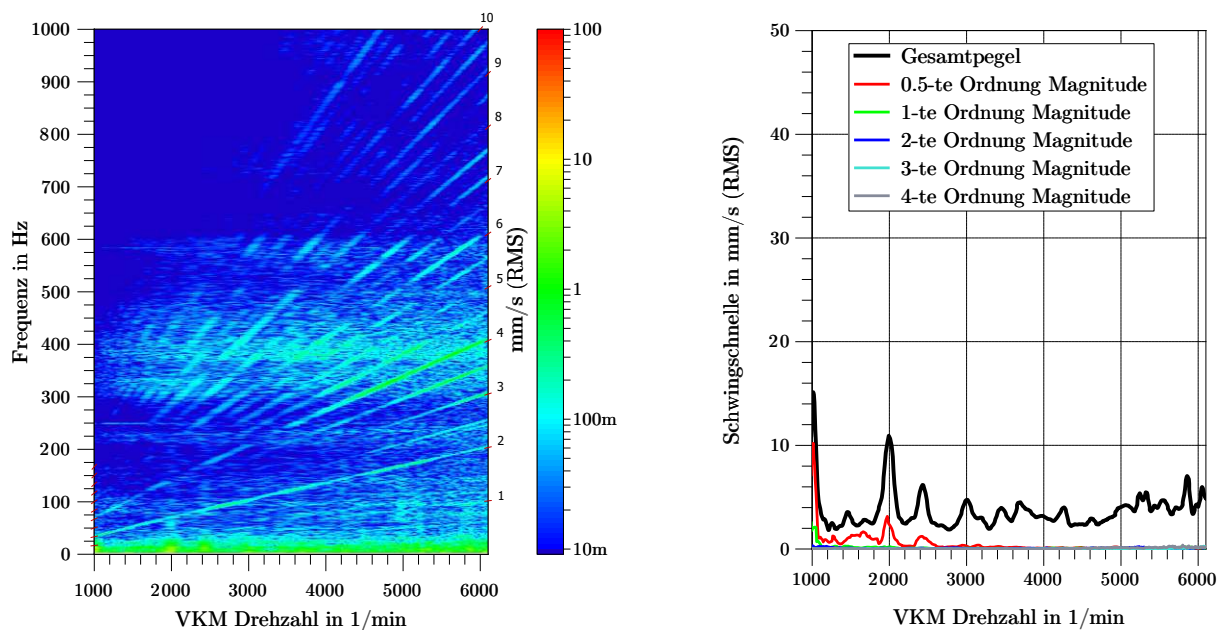


Abbildung B18: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; DrehFZG

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

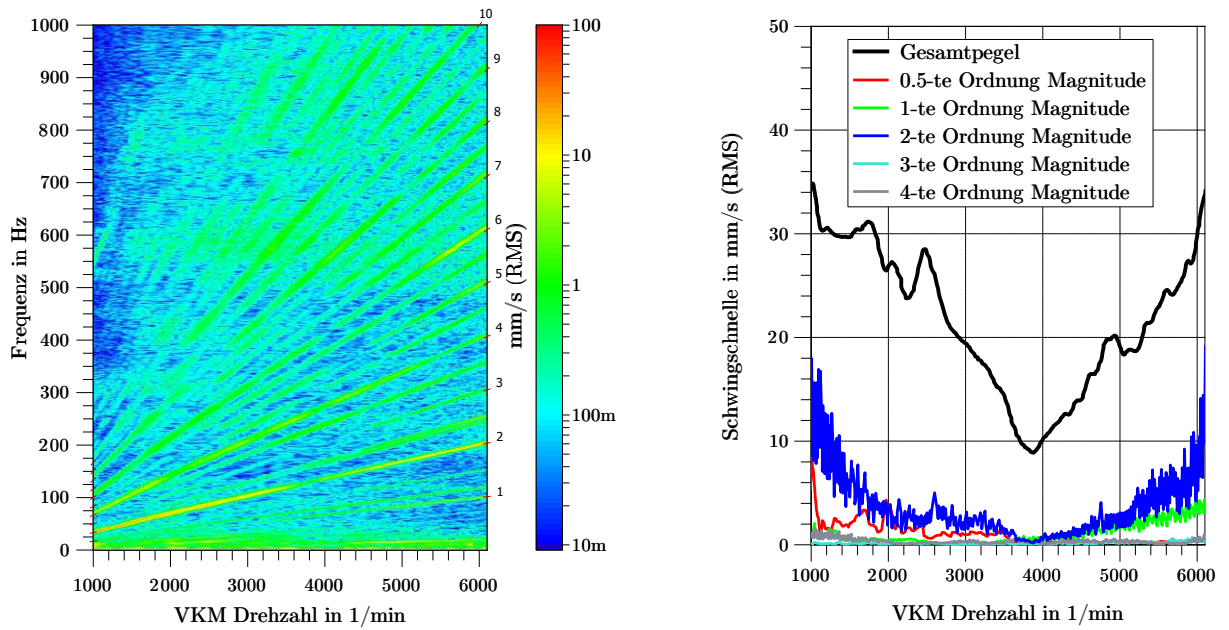


Abbildung B19: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; TurboV

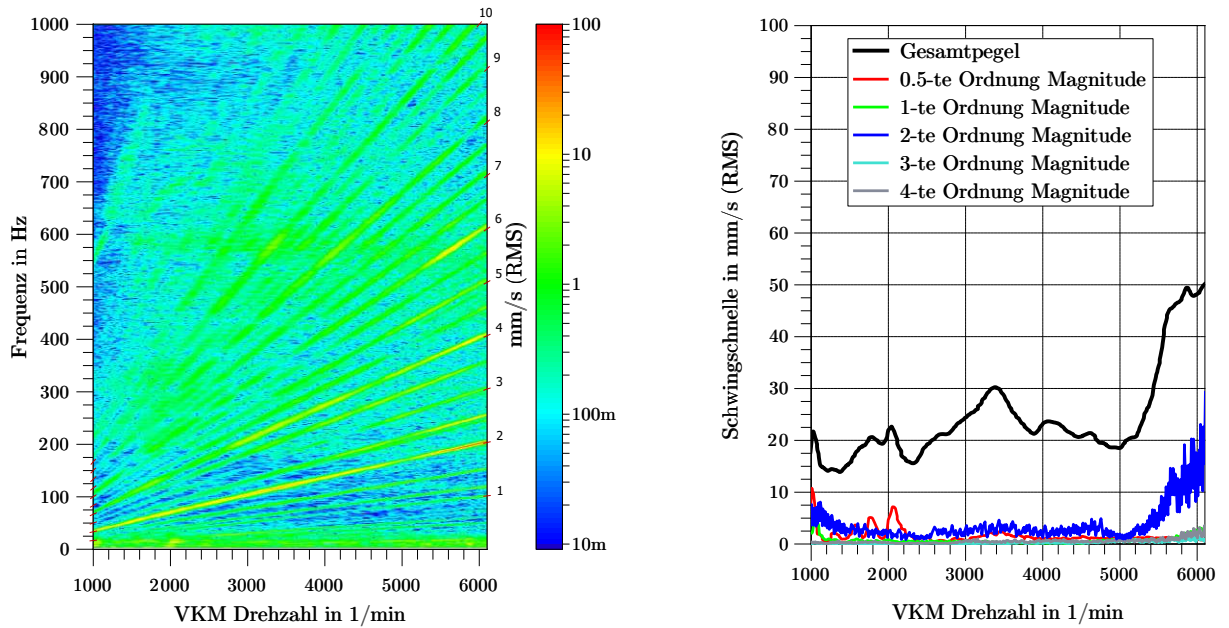


Abbildung B20: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; TurboV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

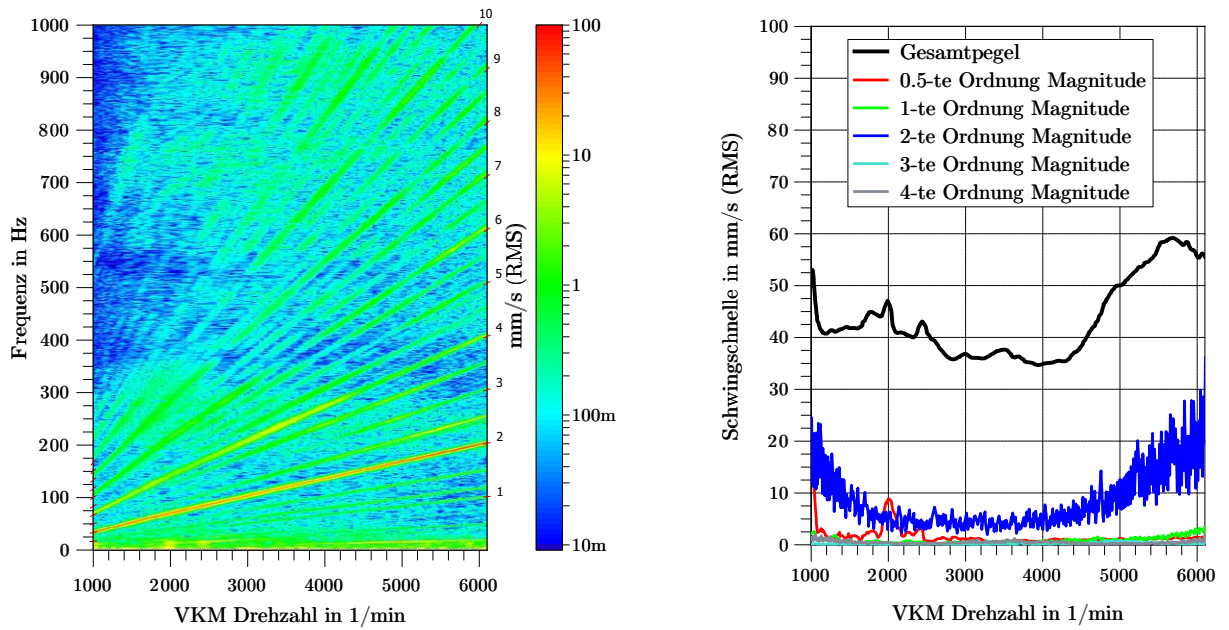


Abbildung B21: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; TurboV

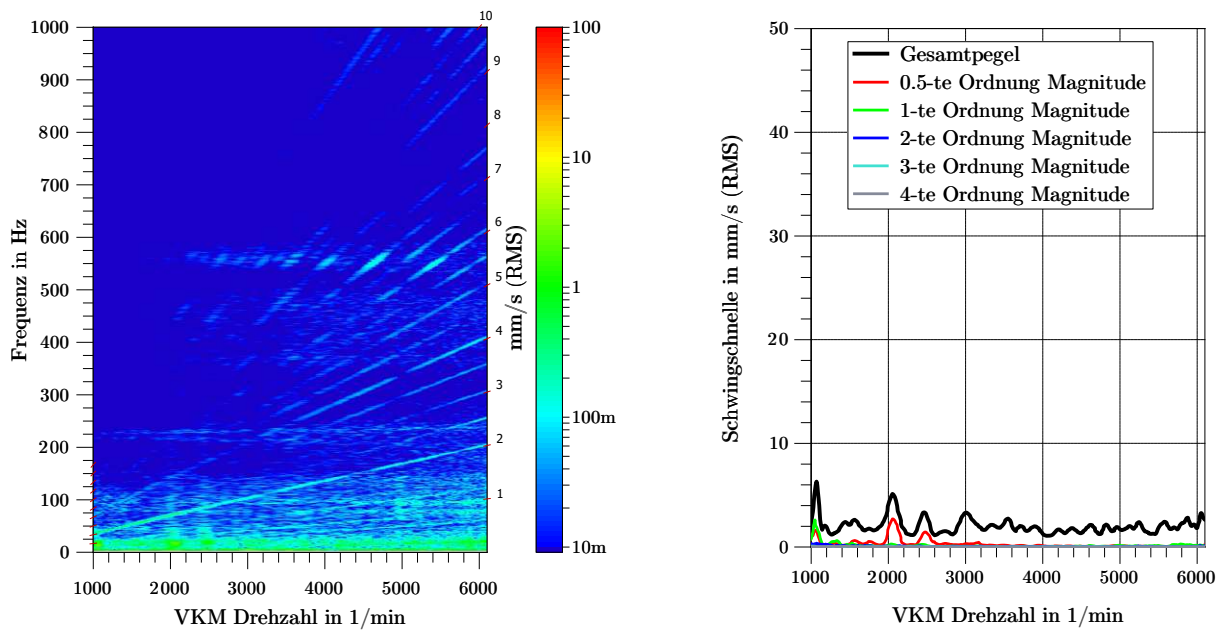


Abbildung B22: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung; KarLV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

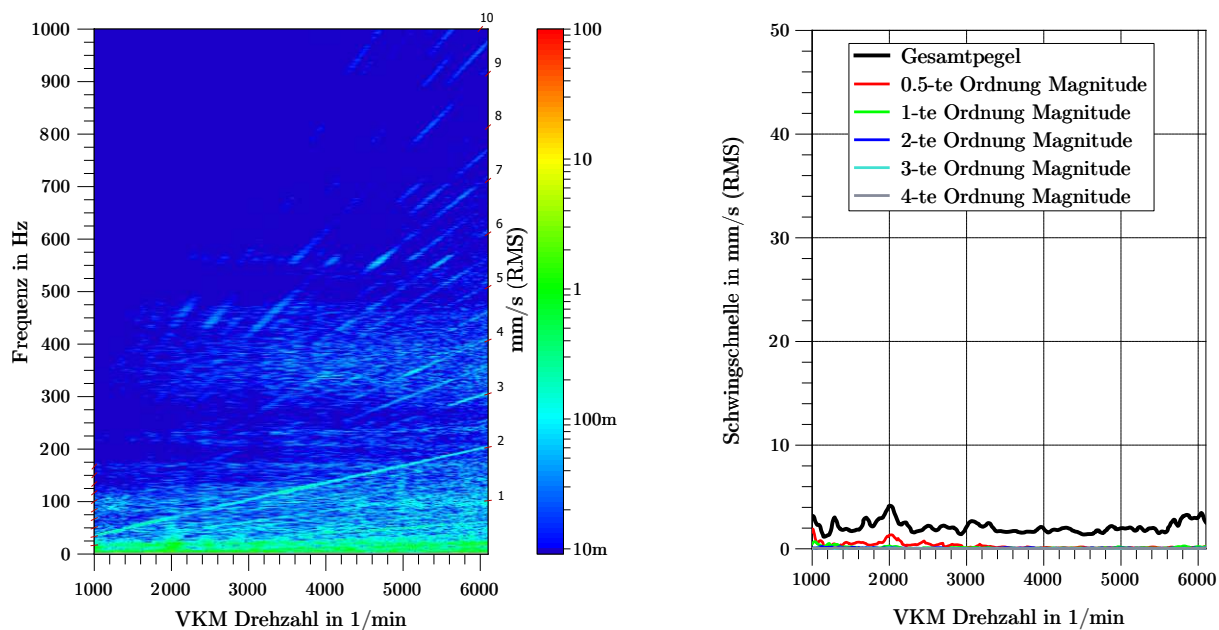


Abbildung B23: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; KarLV

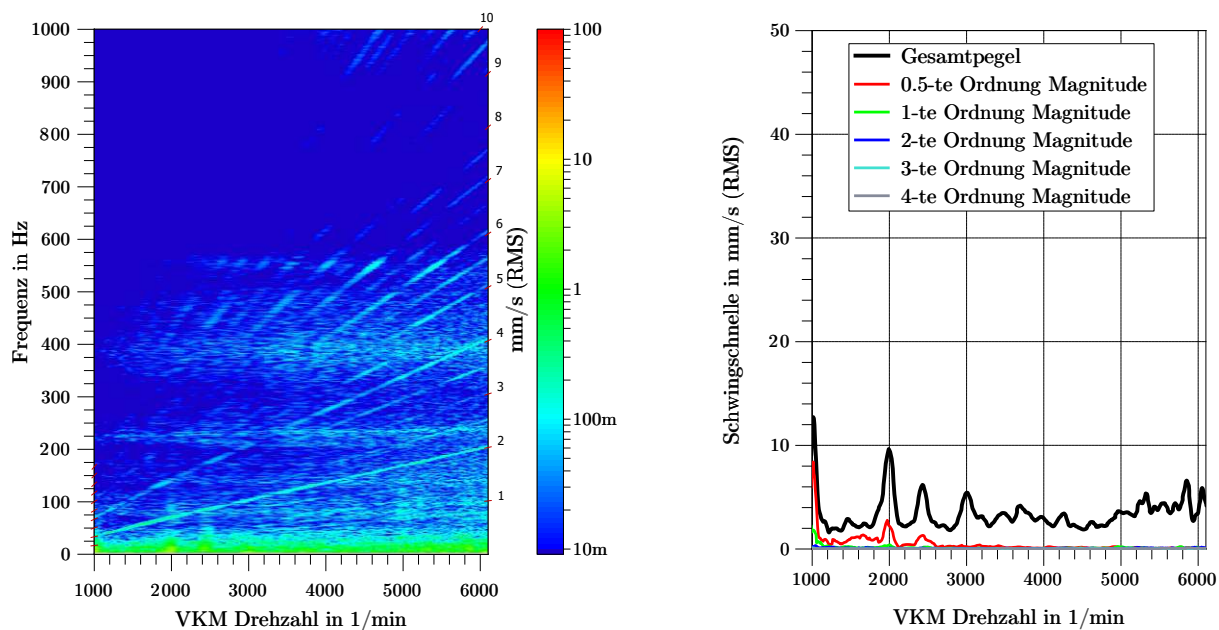


Abbildung B24: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; KarLV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

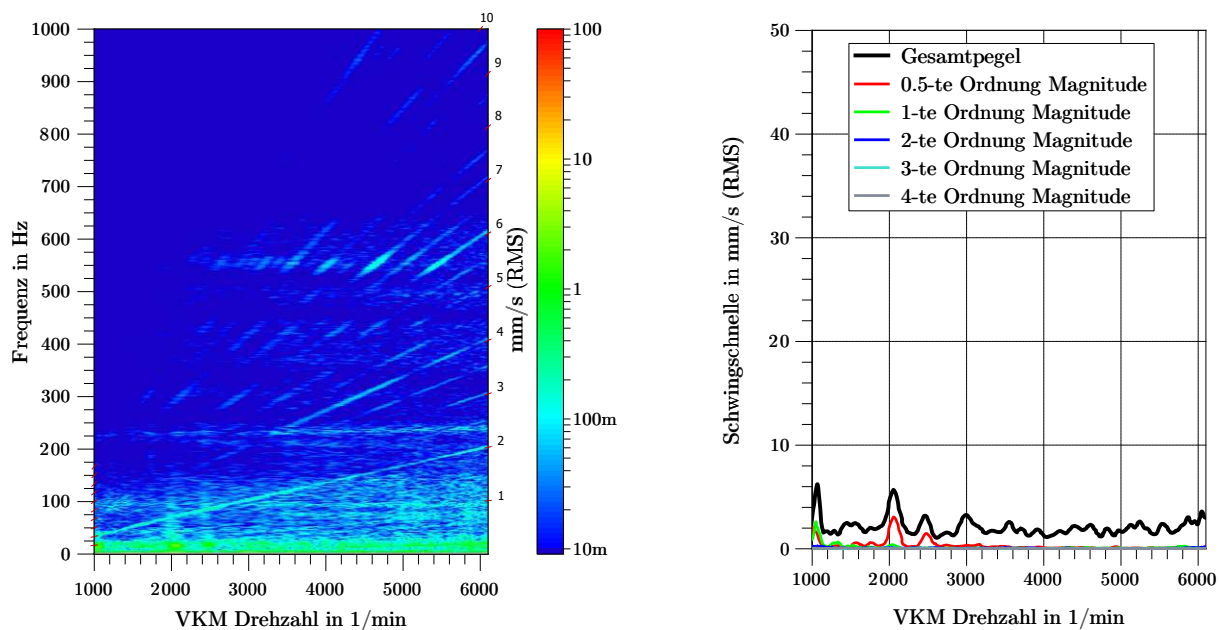


Abbildung B25: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; KarRV

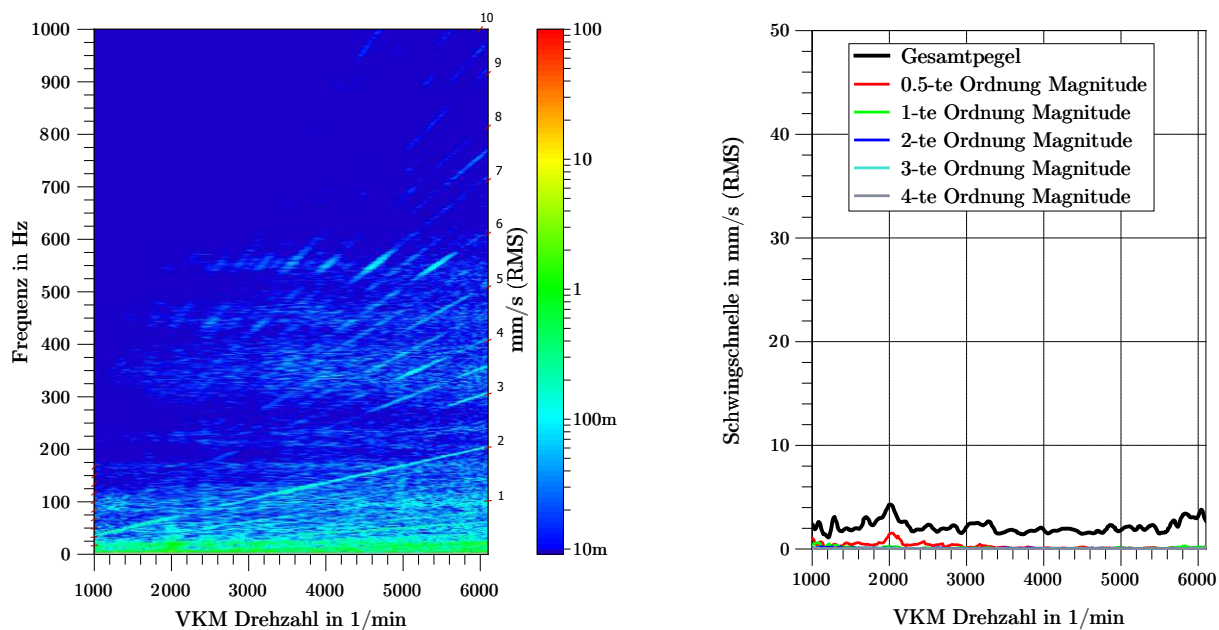


Abbildung B26: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; KarRV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

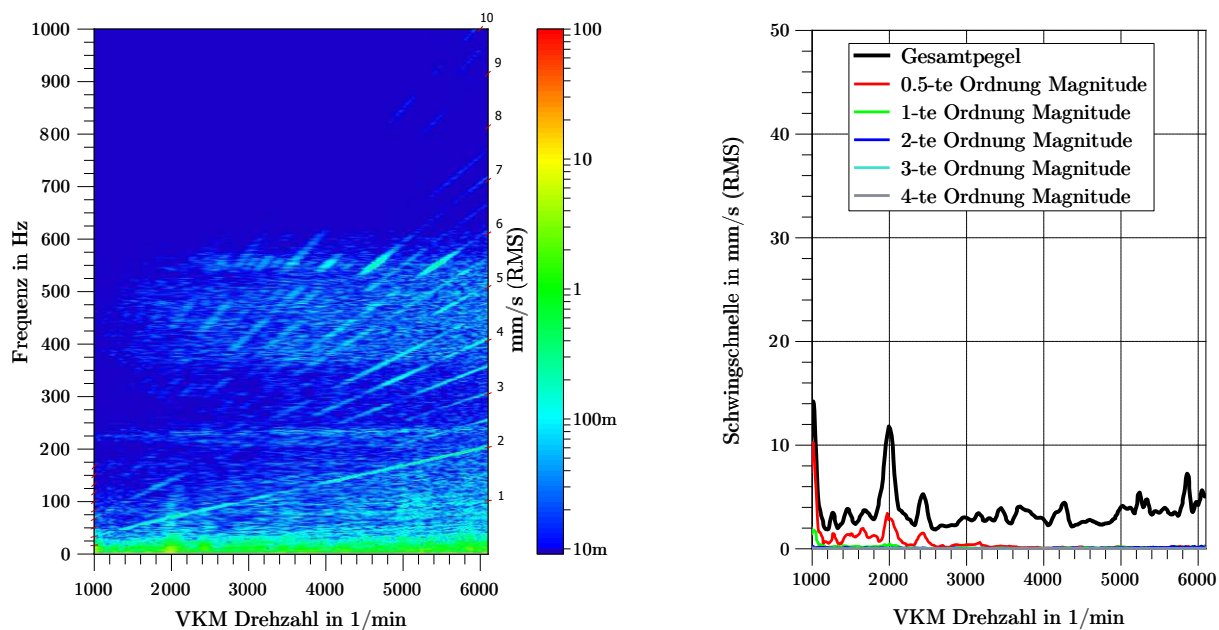


Abbildung B27: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; KarRV

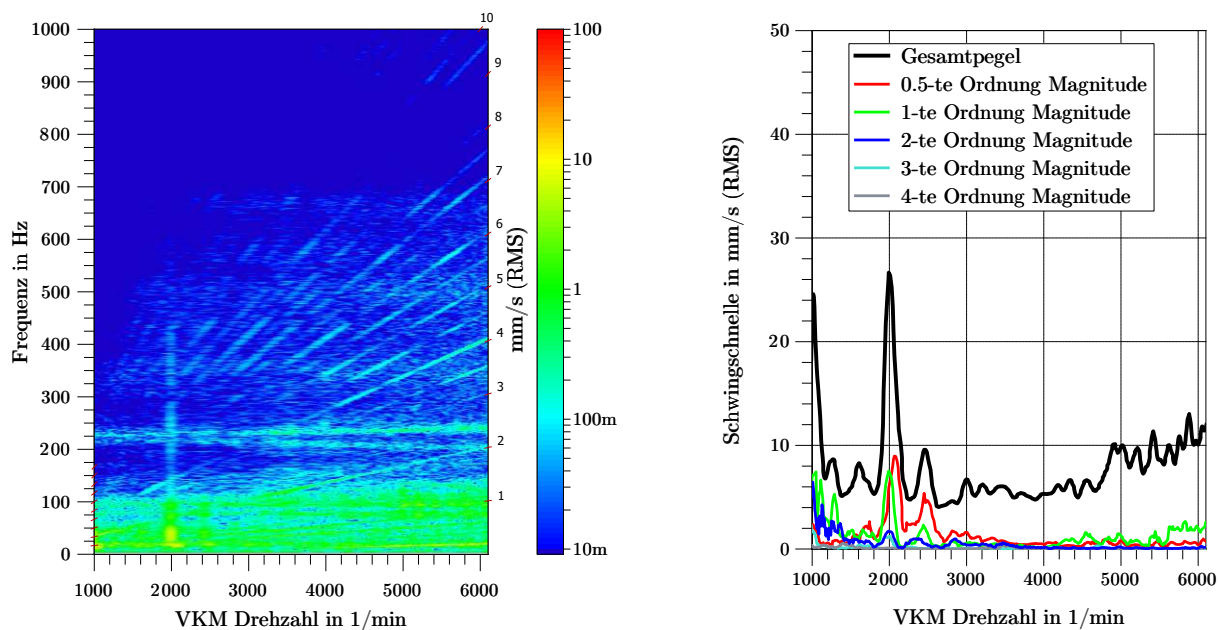


Abbildung B28: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; RadRV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

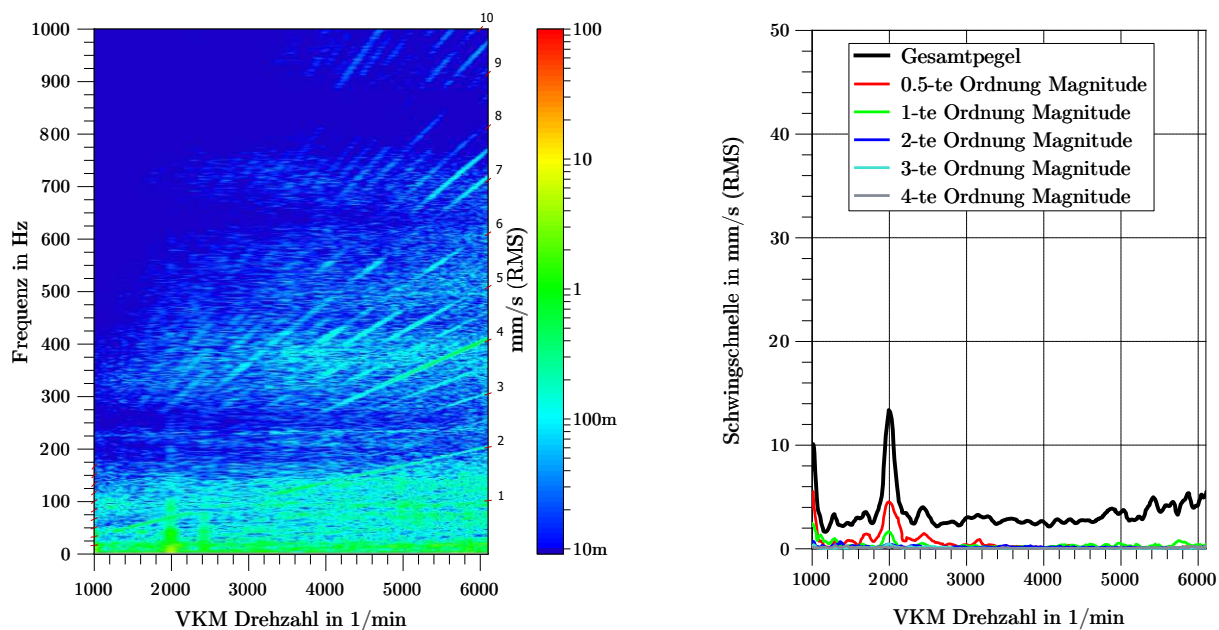


Abbildung B29: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; RadRV

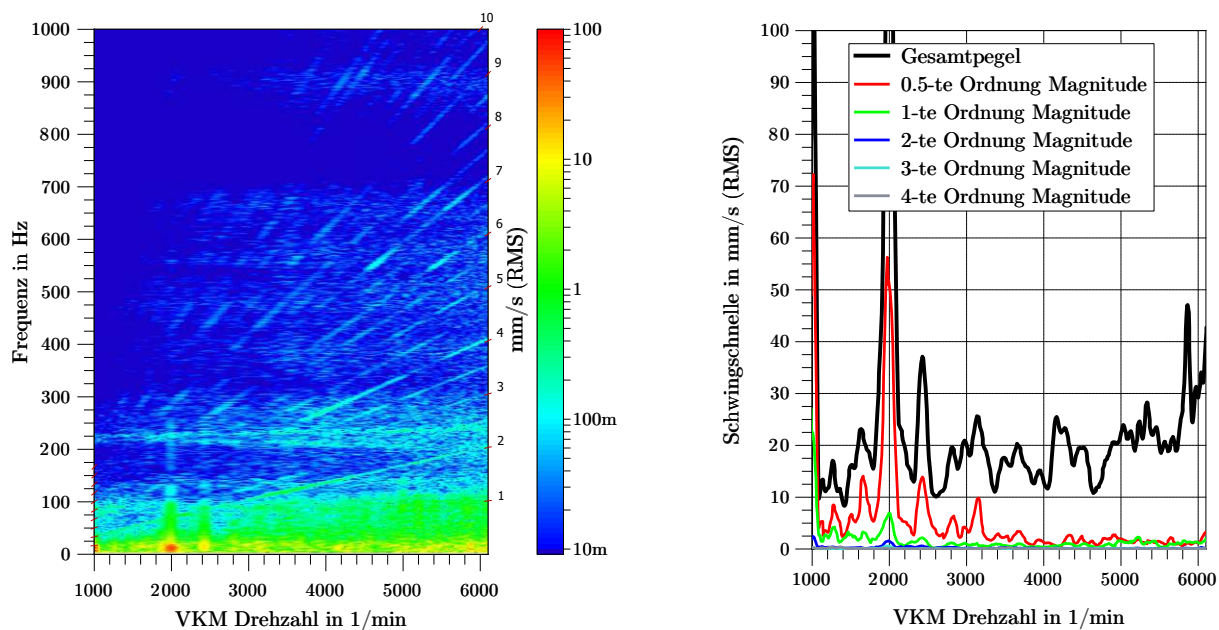


Abbildung B30: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; RadRV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

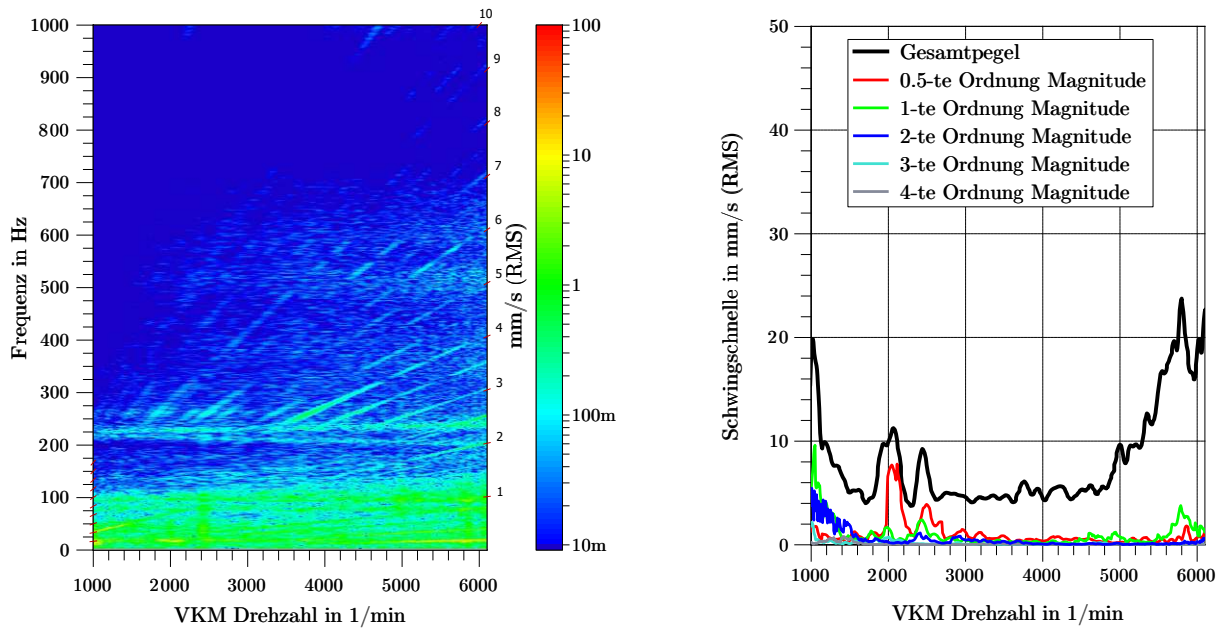


Abbildung B31: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; RadLV

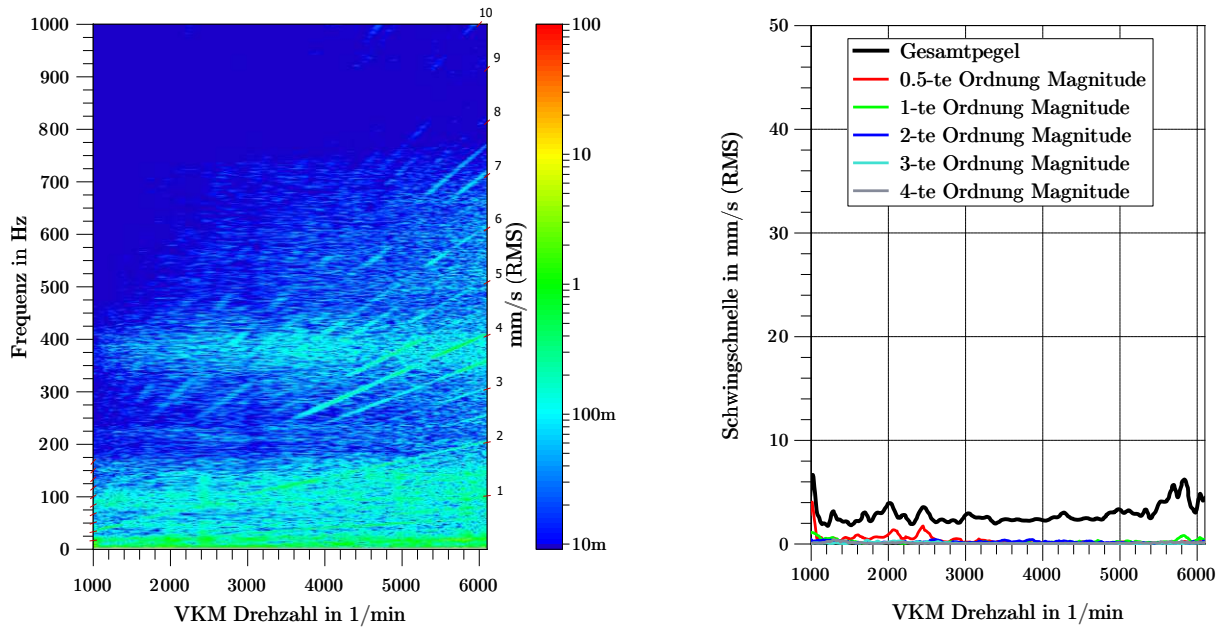


Abbildung B32: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; RadLV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

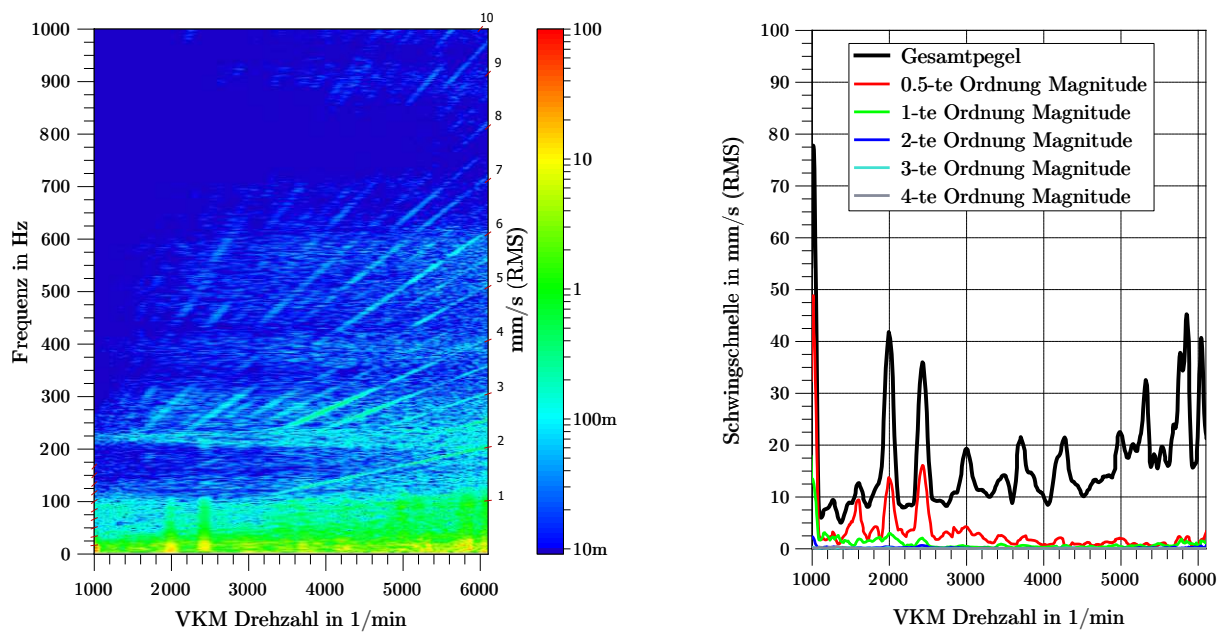


Abbildung B33: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen RDE-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; RadLV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

C Messergebnisse der Rollenprüfstanduntersuchungen

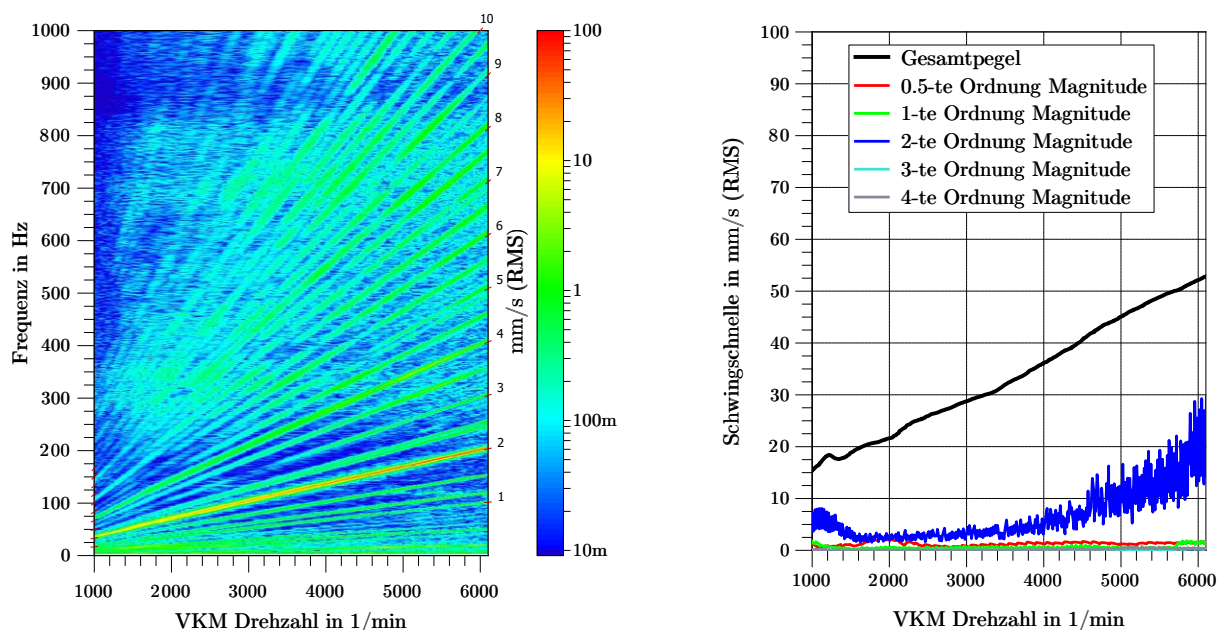


Abbildung C1: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingungseinzelspektren ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; MotorM

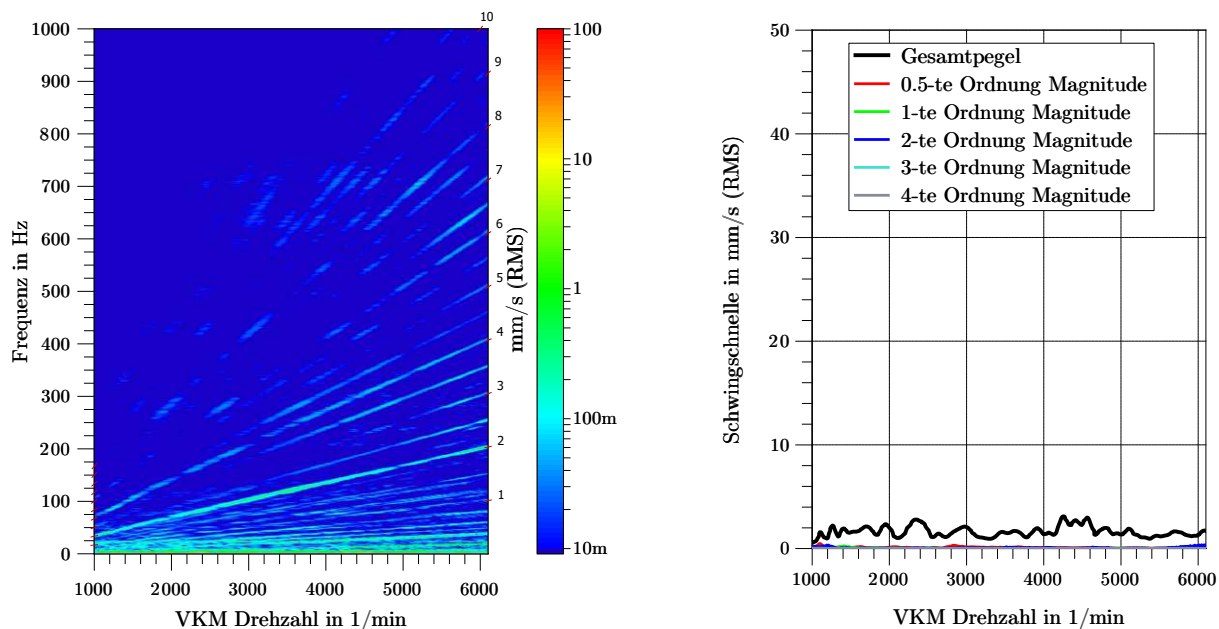


Abbildung C2: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingungseinzelspektren ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung; MotorFZG

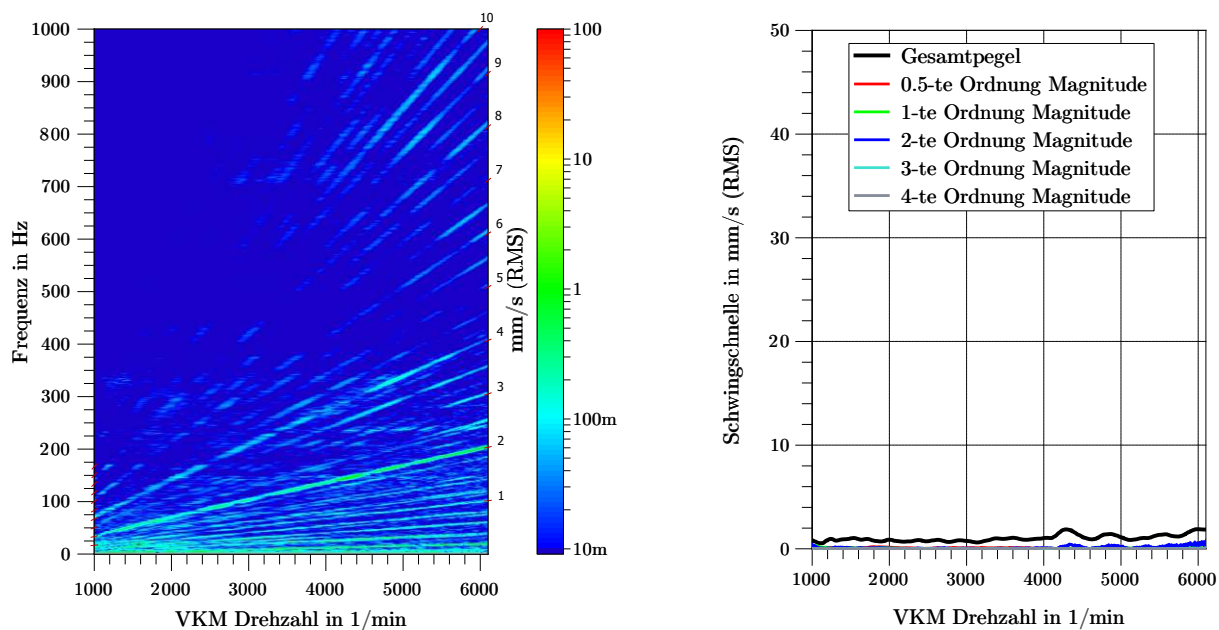


Abbildung C3: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; MotorFZG

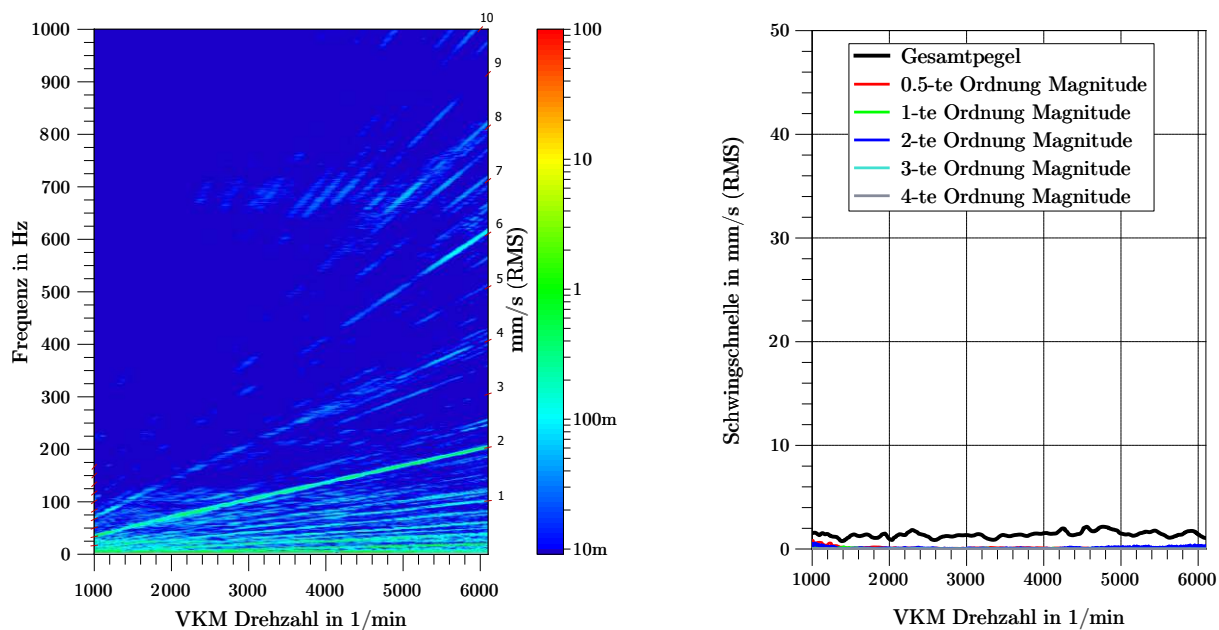


Abbildung C4: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; MotorFZG

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

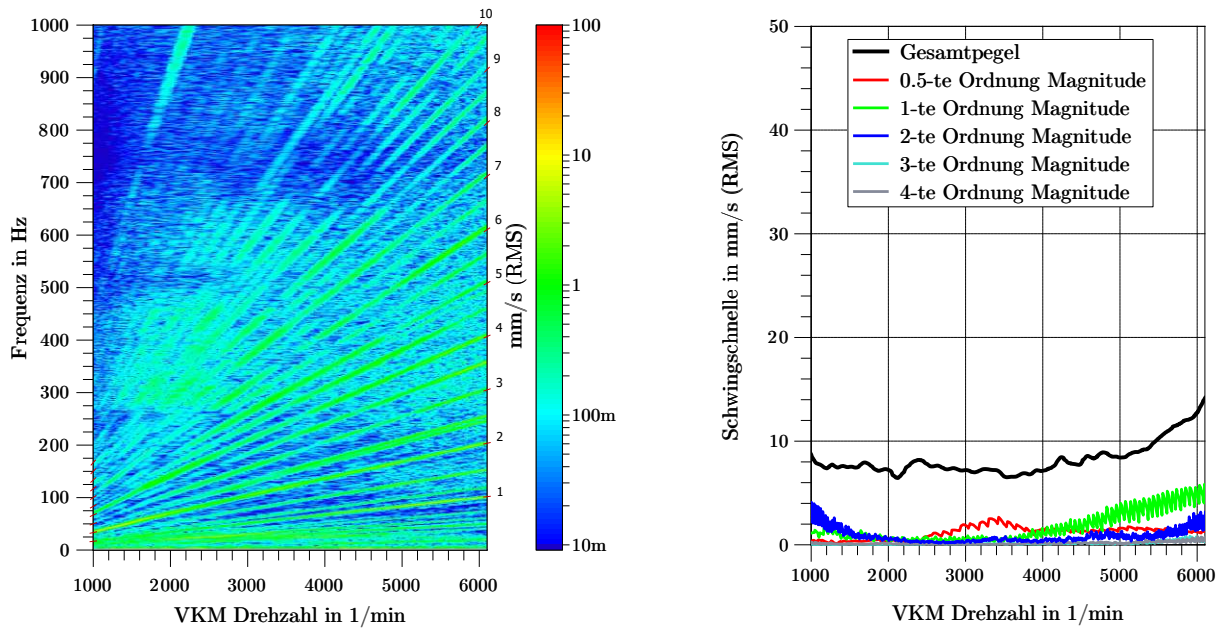


Abbildung C5: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung; GetrM

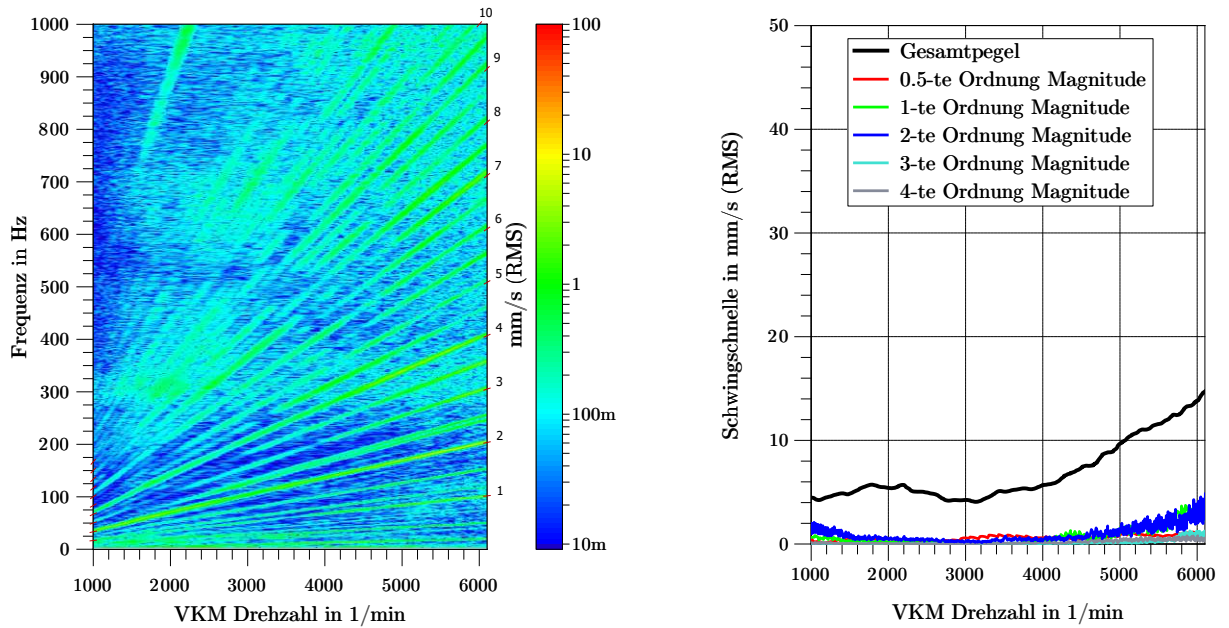


Abbildung C6: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; GetrM

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

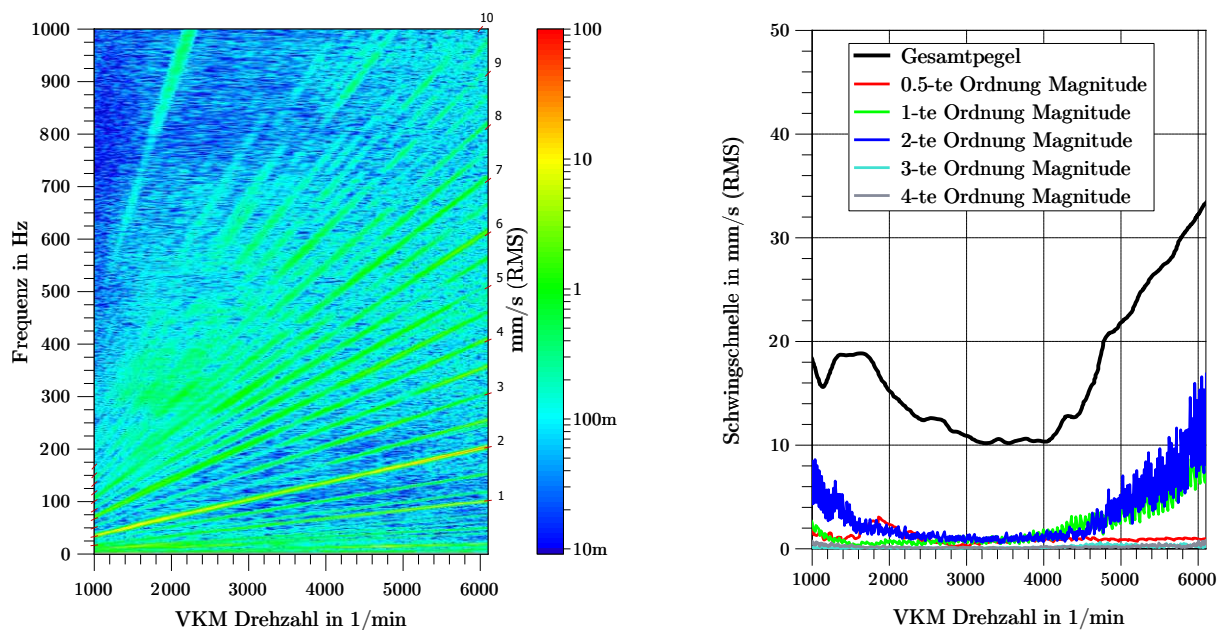


Abbildung C7: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; GetrM

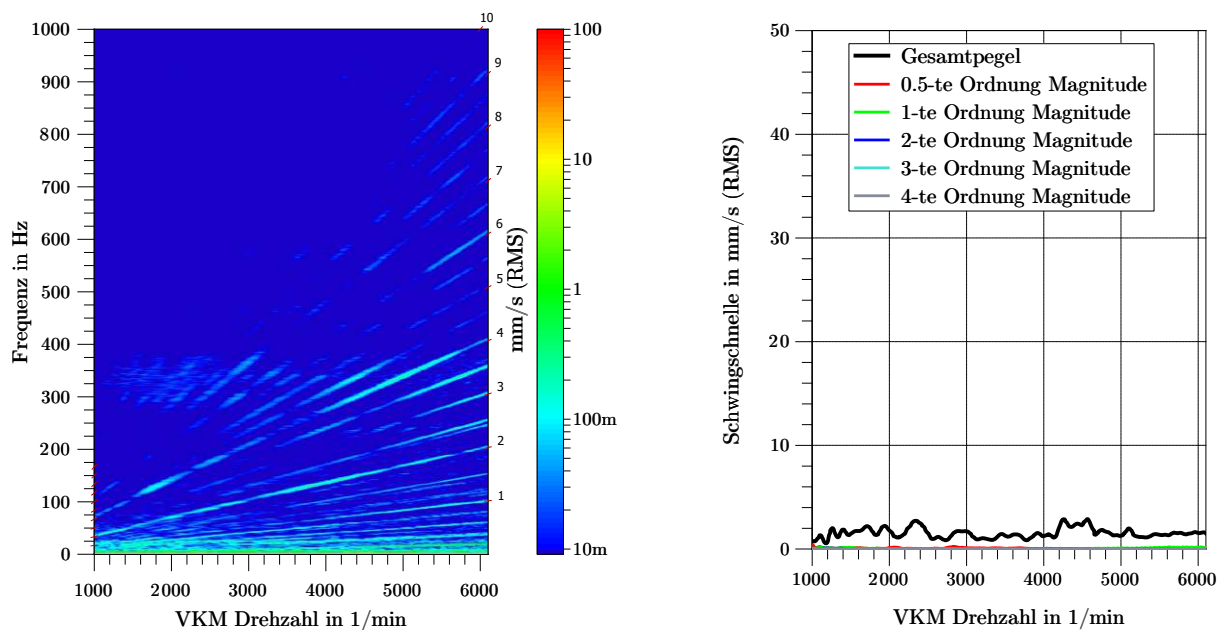


Abbildung C8: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung; GetrFZG

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

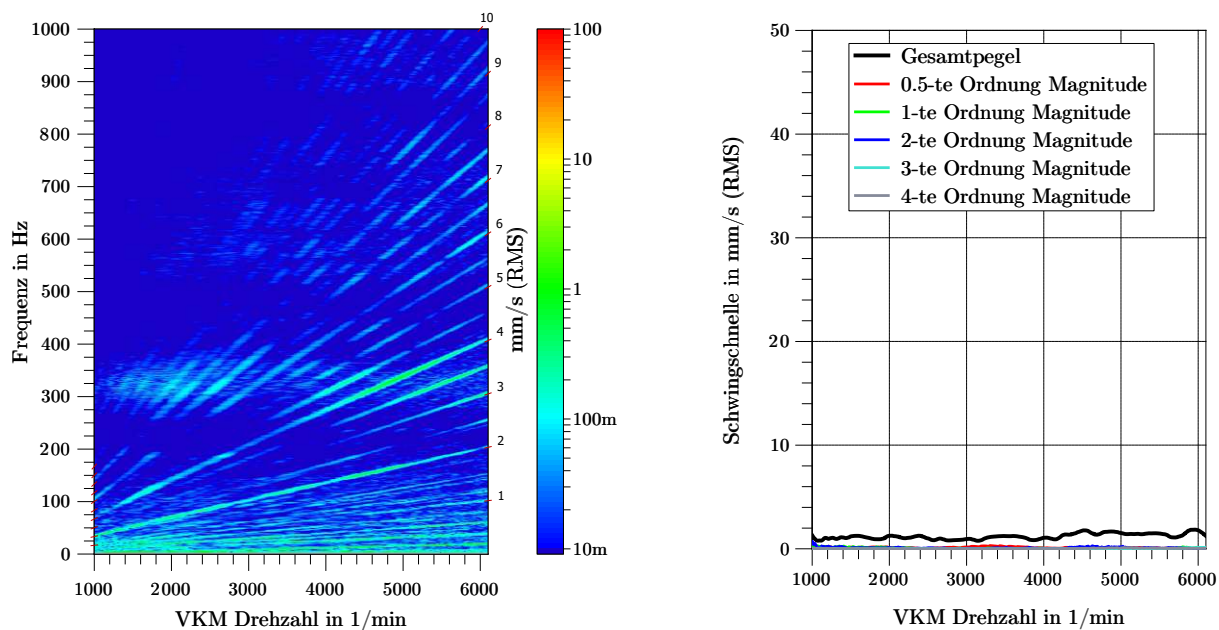


Abbildung C9: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; GetrFZG

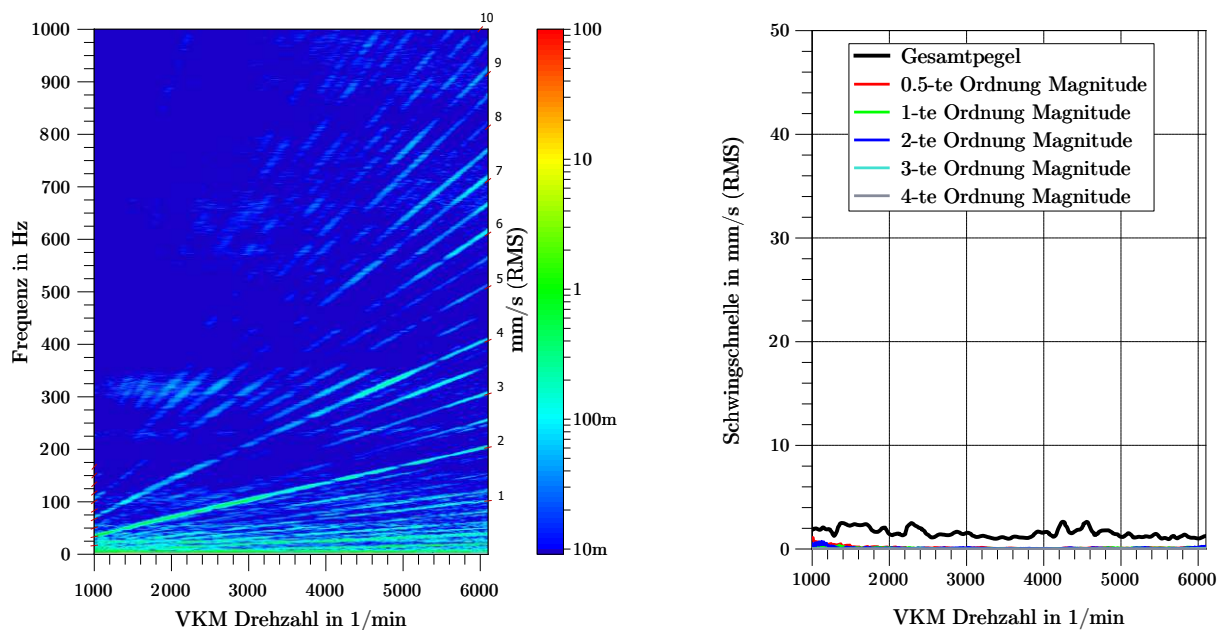


Abbildung C10: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; GetrFZG

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

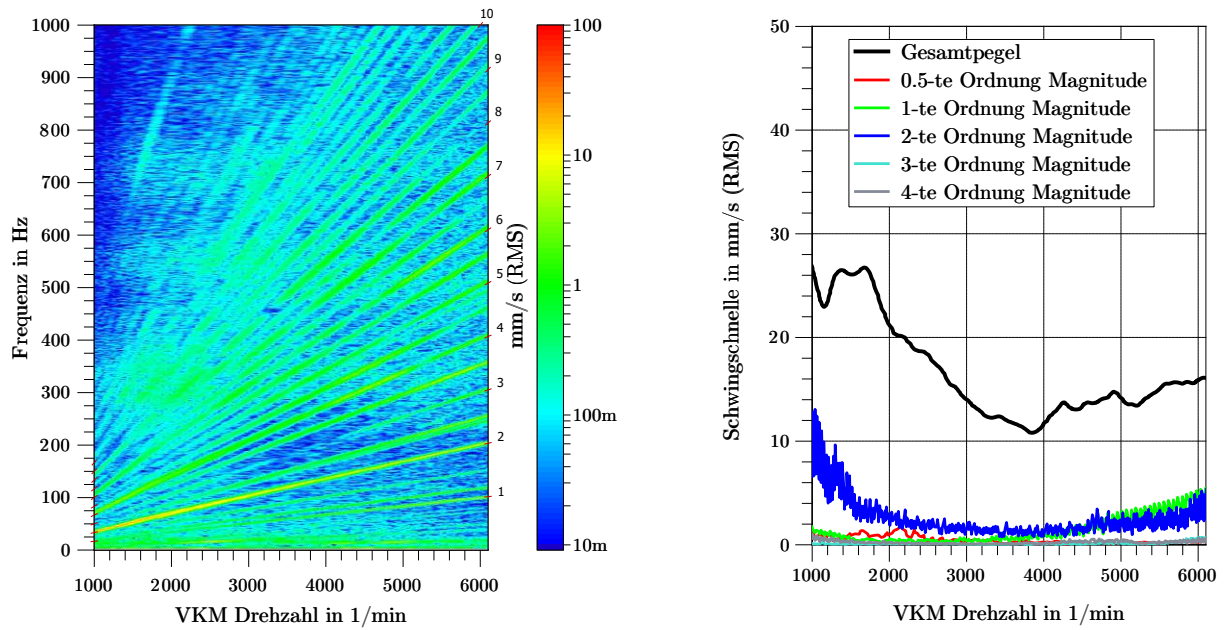


Abbildung C11: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; DrehM

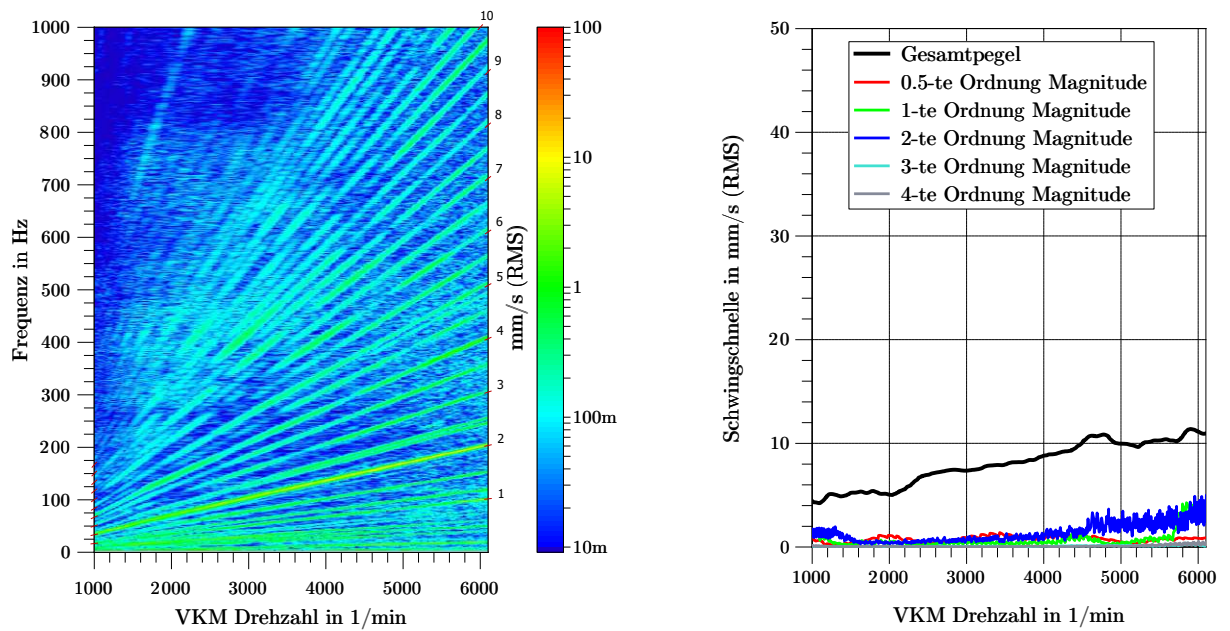


Abbildung C12: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; DrehM

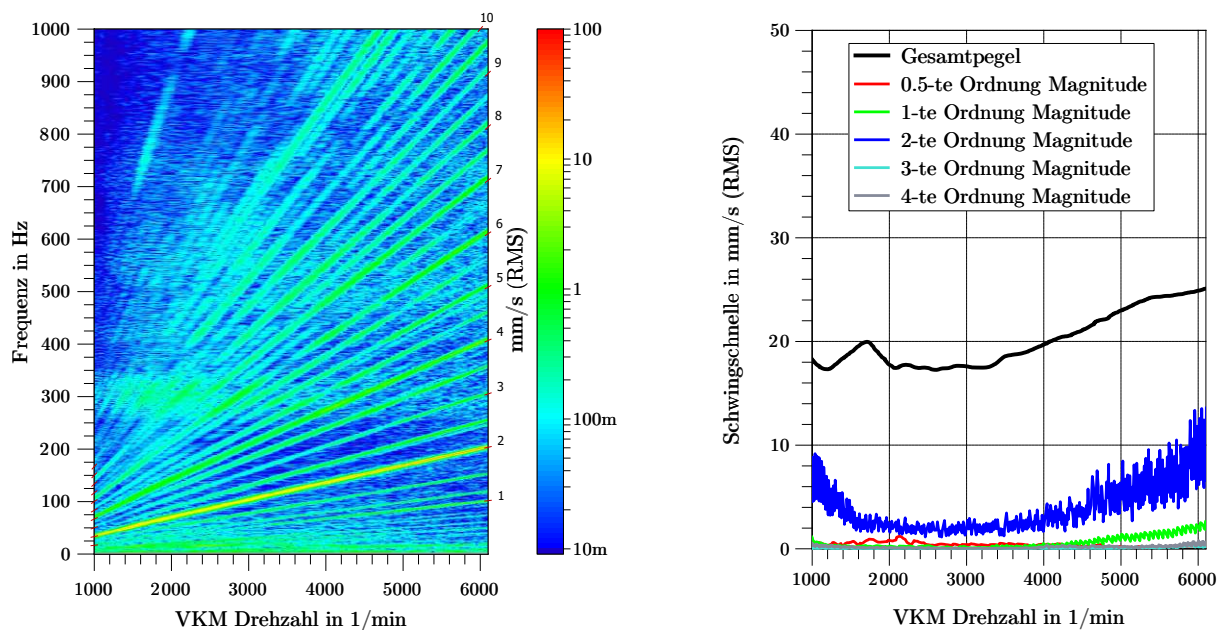


Abbildung C13: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; DrehM

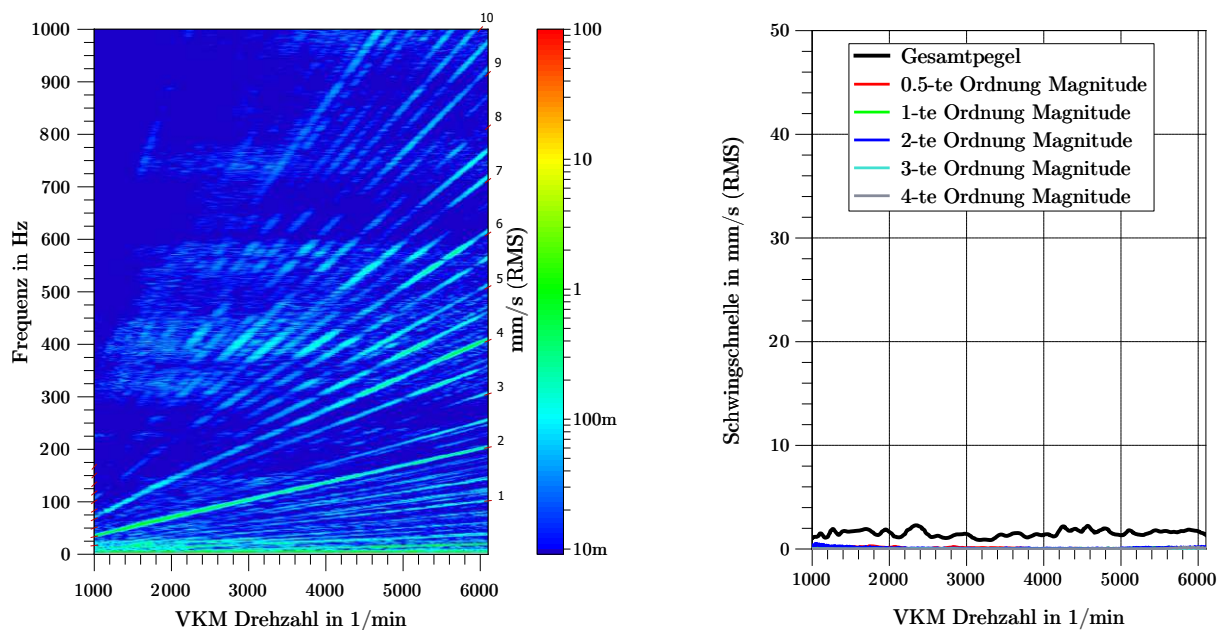


Abbildung C14: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung; DrehFZG

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

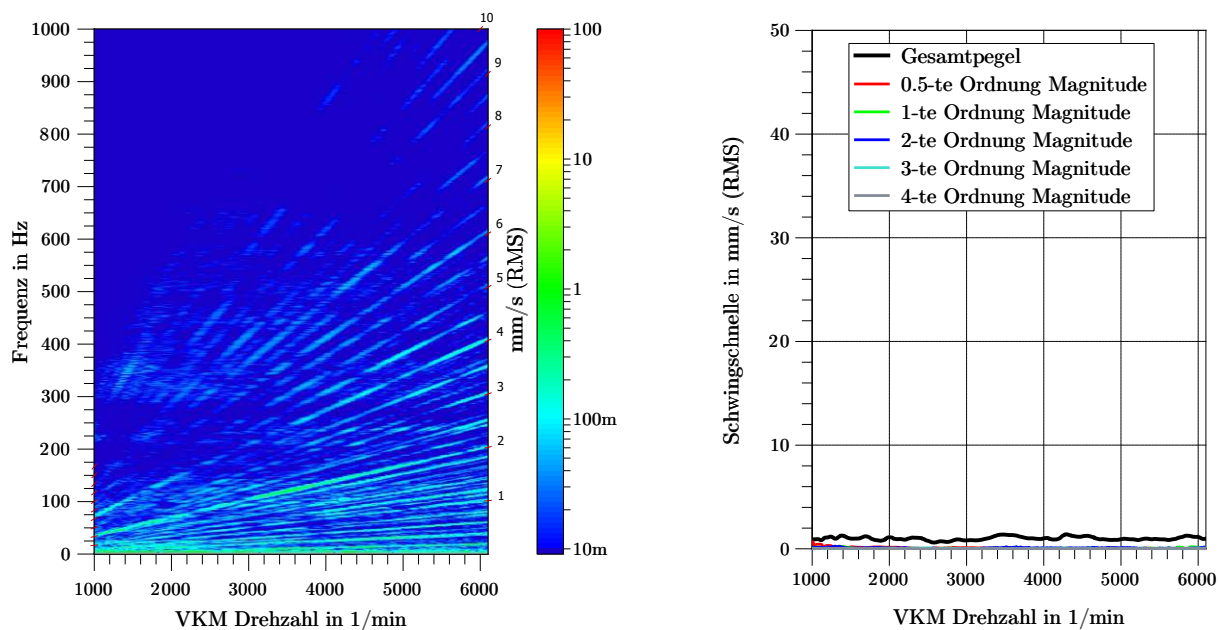


Abbildung C15: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; DrehFZG

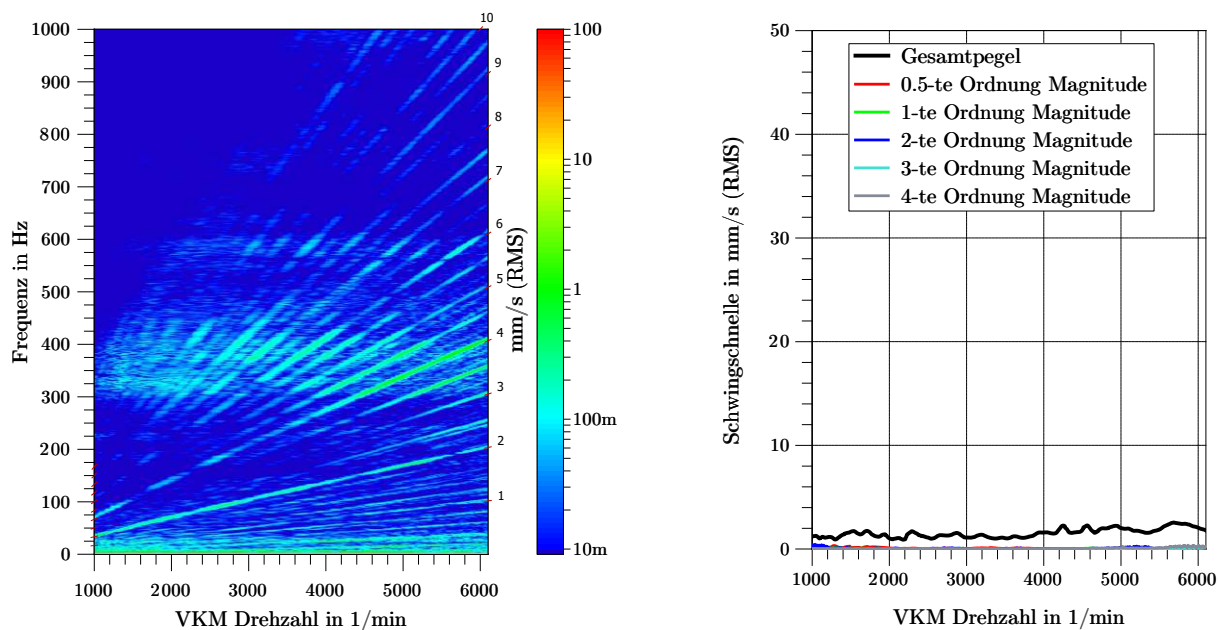


Abbildung C16: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; DrehFZG

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

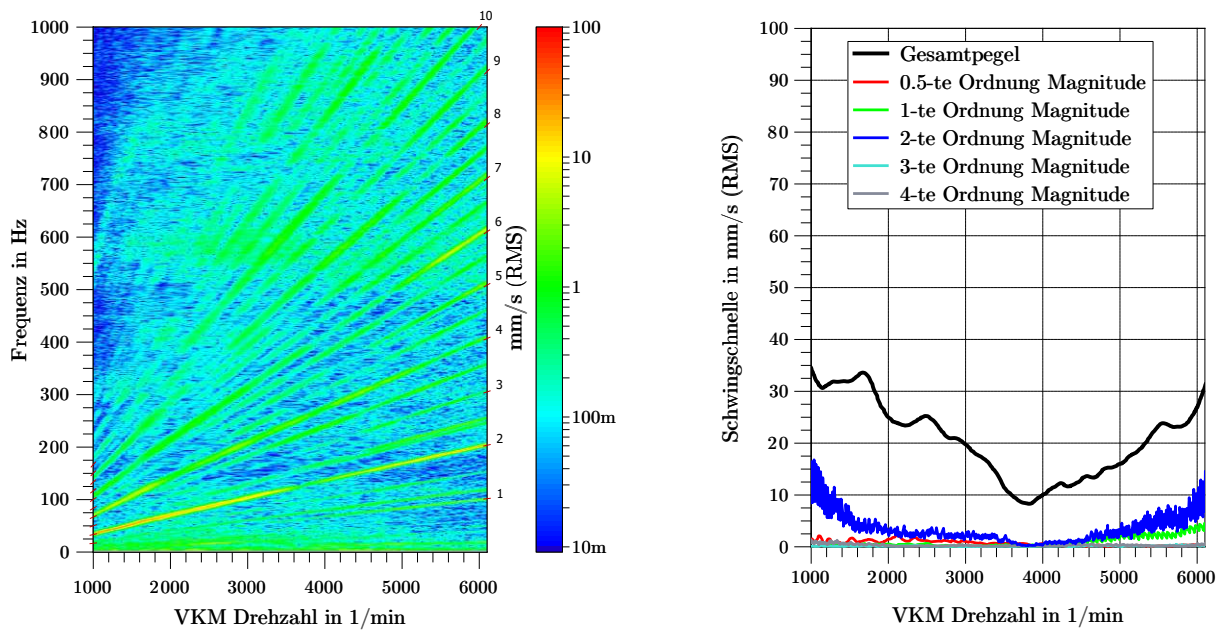


Abbildung C17: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen
ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; TurboV

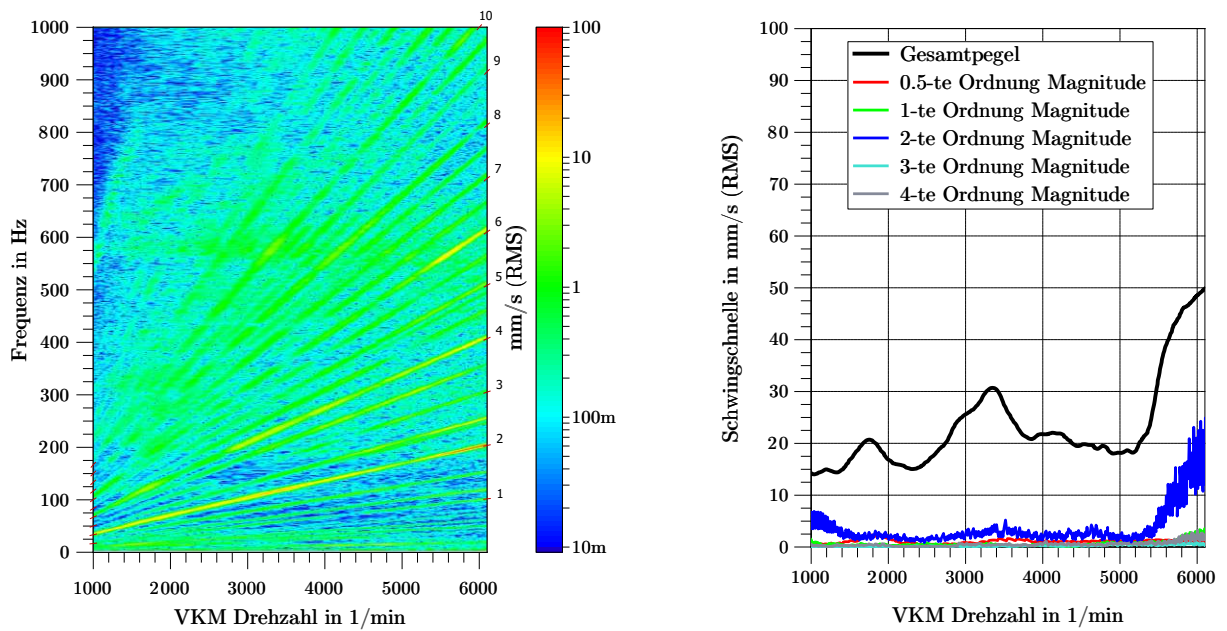


Abbildung C18: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen
ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; TurboV

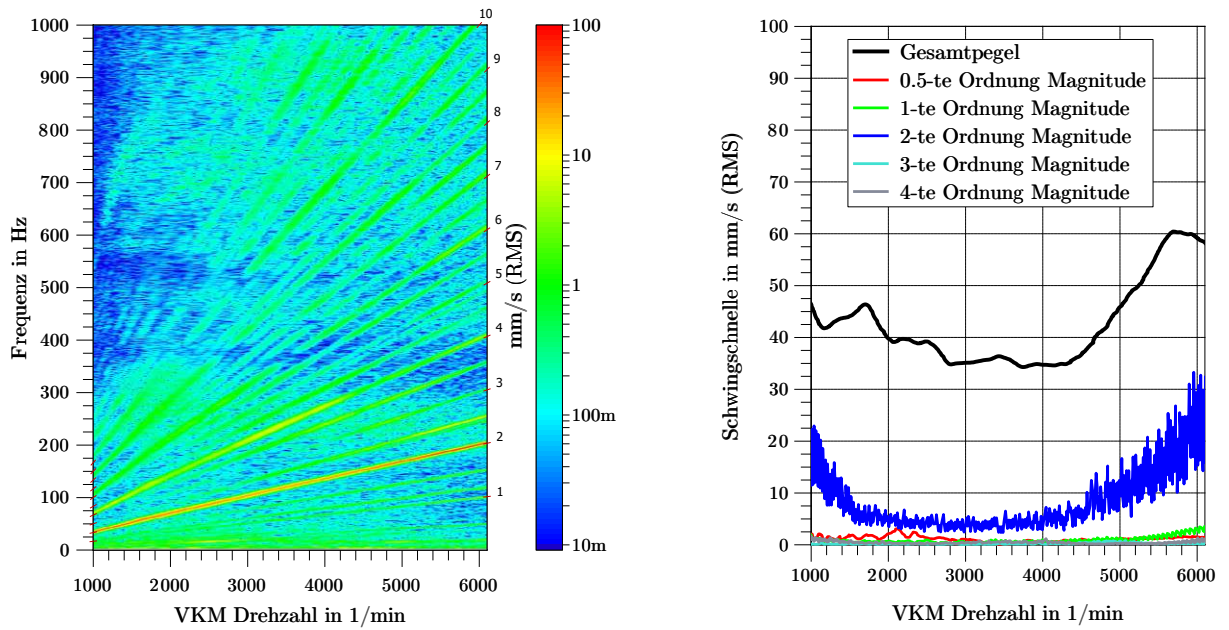


Abbildung C19: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; TurboV

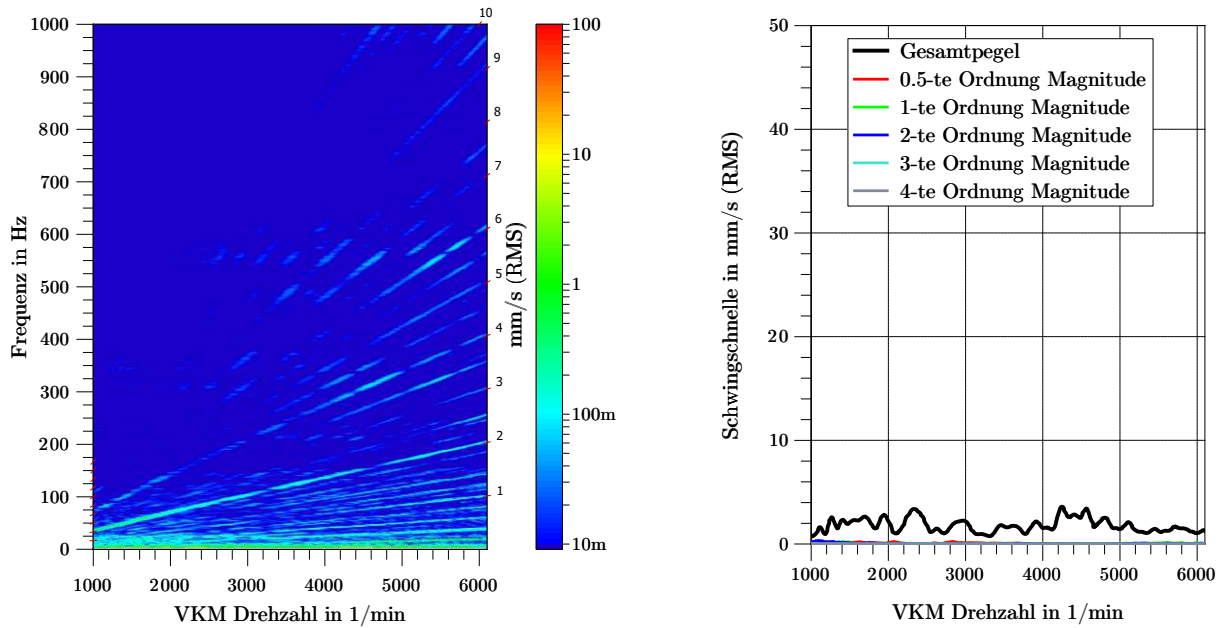


Abbildung C20: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; KarLV

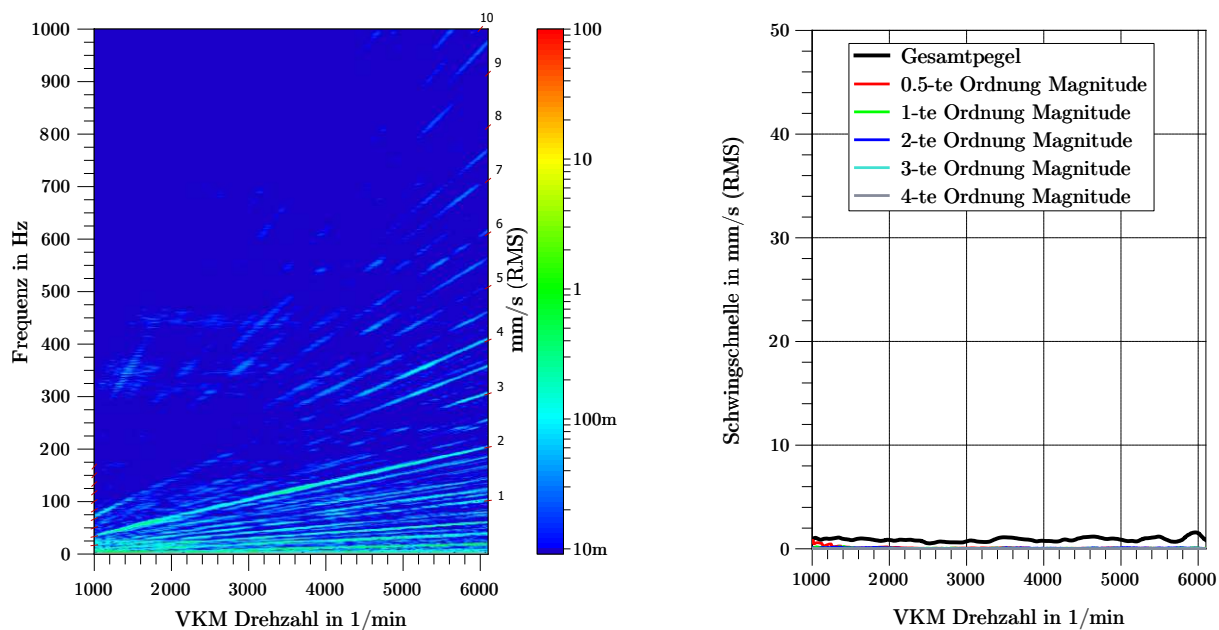


Abbildung C21: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; KarLV

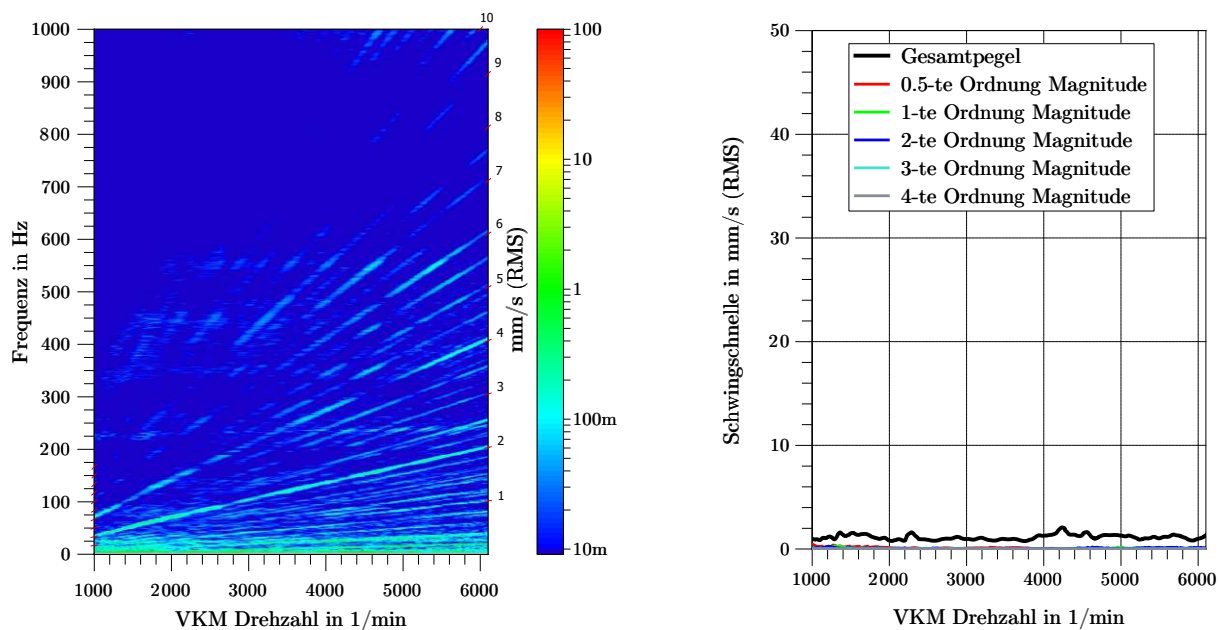


Abbildung C22: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; KarLV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

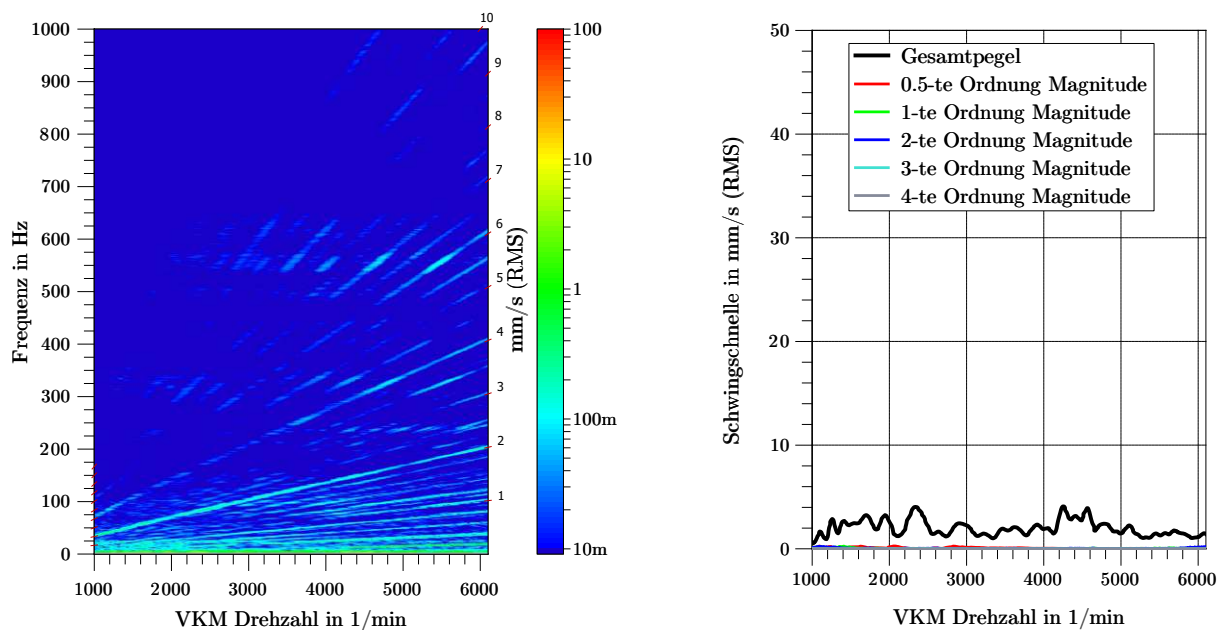


Abbildung C23: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; KarRV

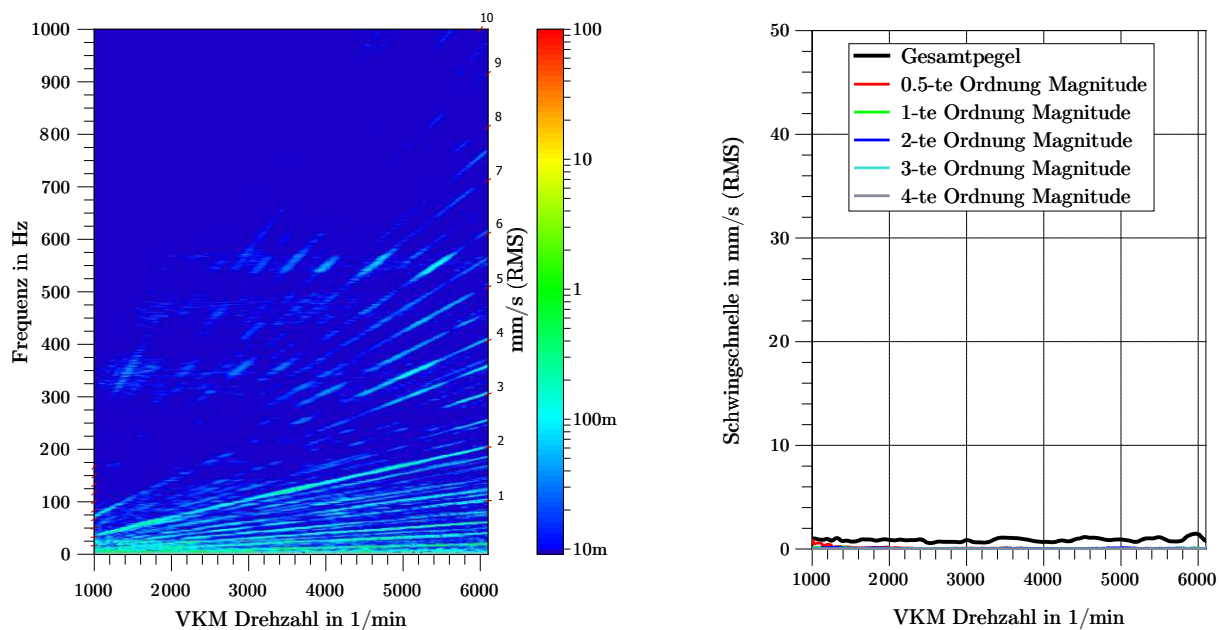


Abbildung C24: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; KarRV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

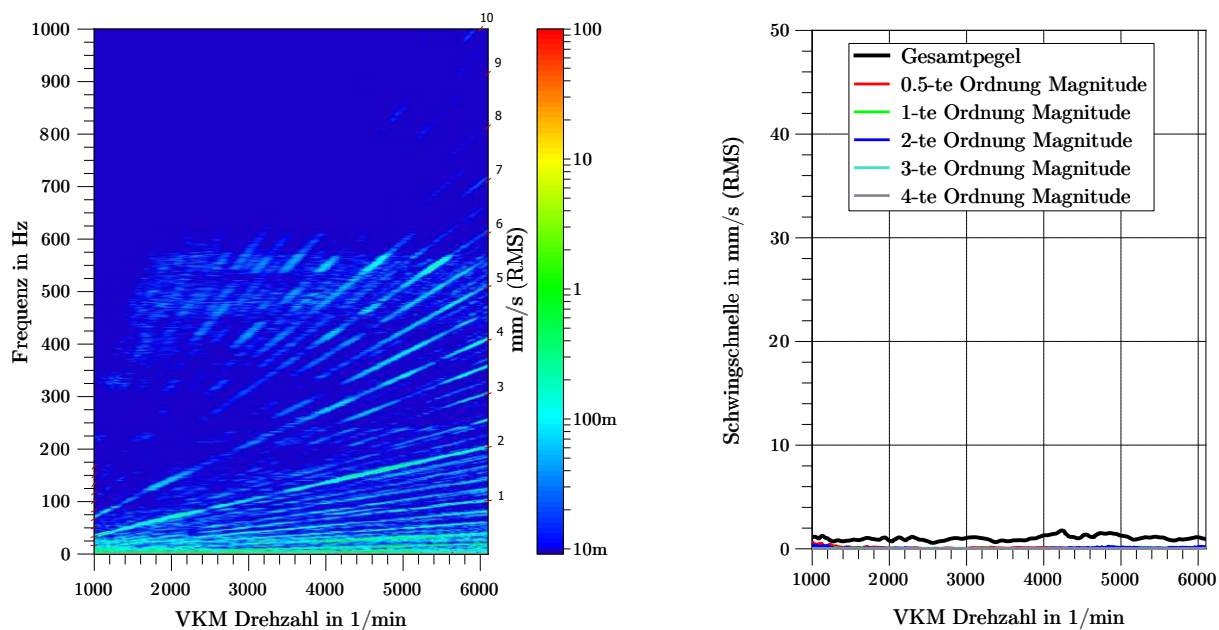


Abbildung C25: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; KarRV

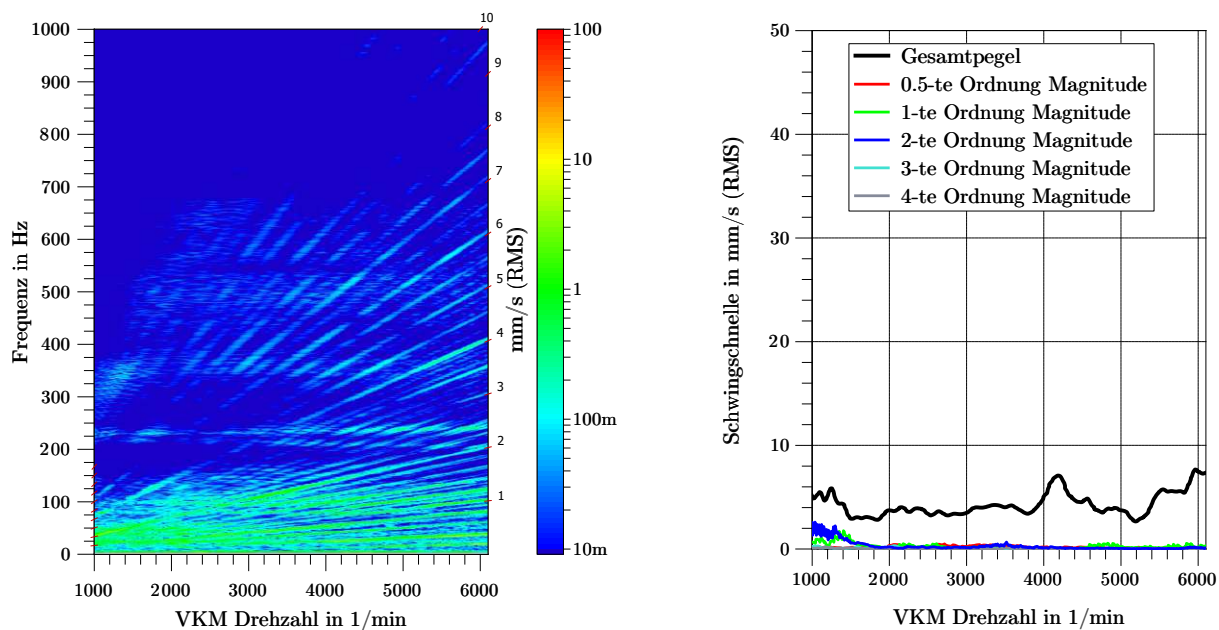


Abbildung C26: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; RadRV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

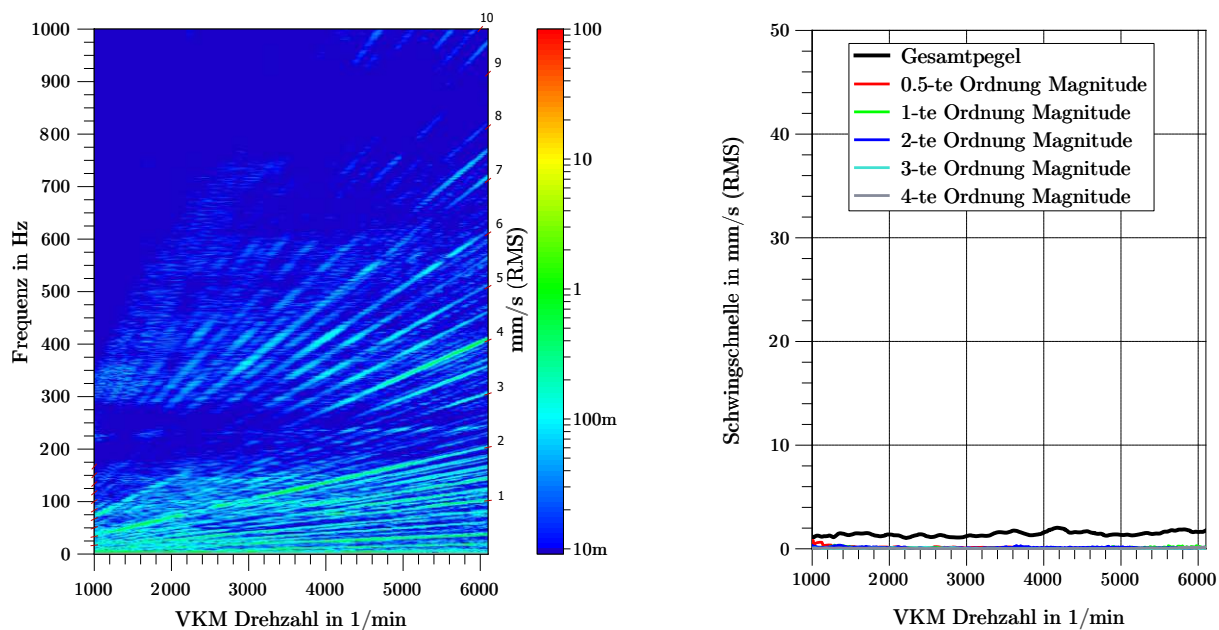


Abbildung C27: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; RadRV

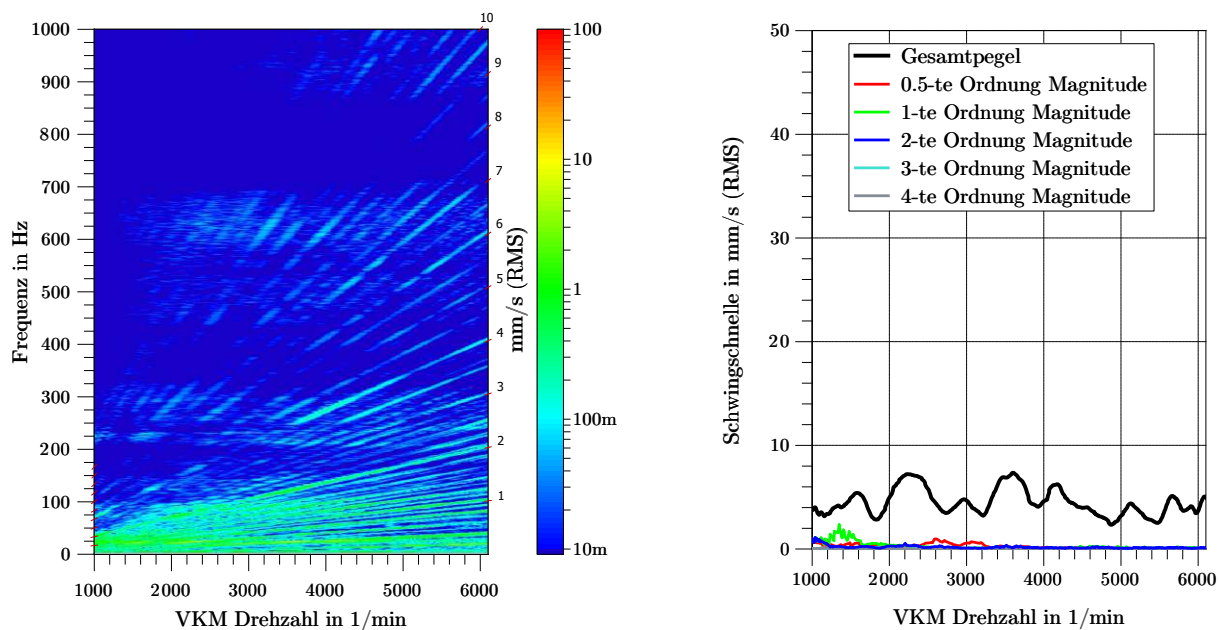


Abbildung C28: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; RadRV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

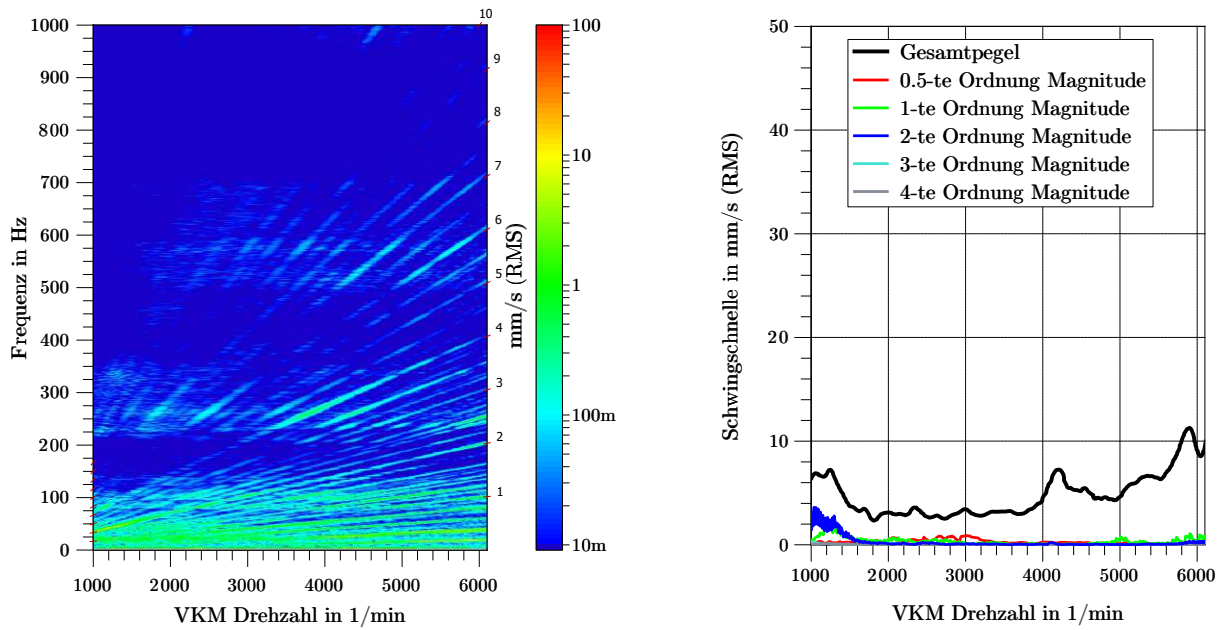


Abbildung C29: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; RadLV

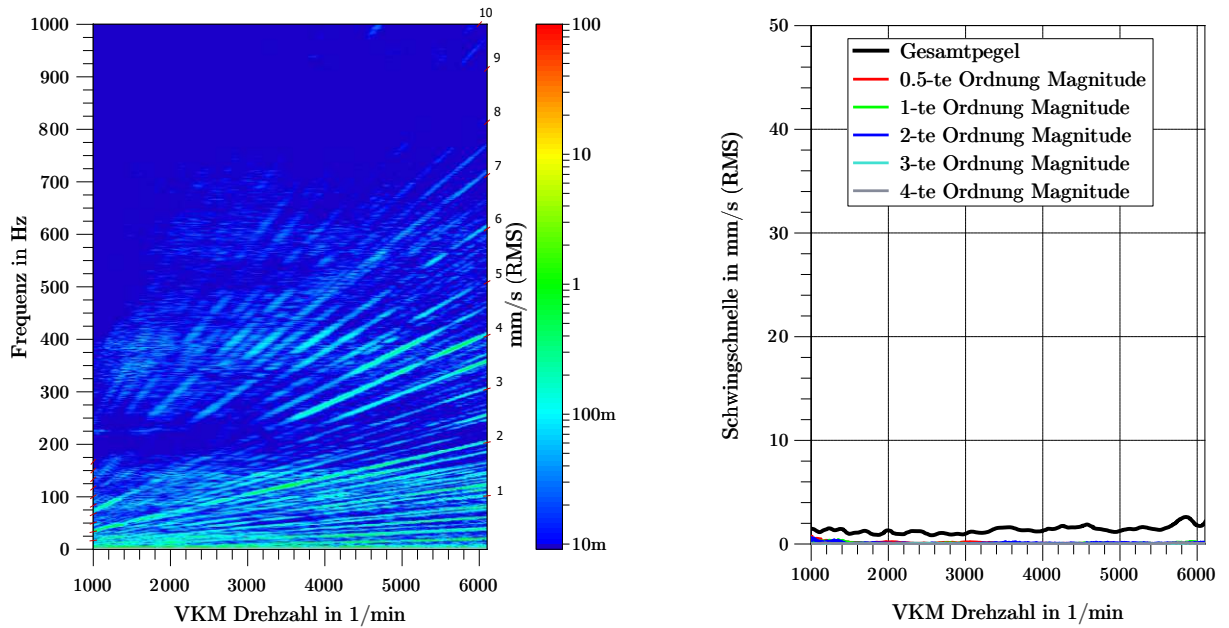


Abbildung C30: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; RadLV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

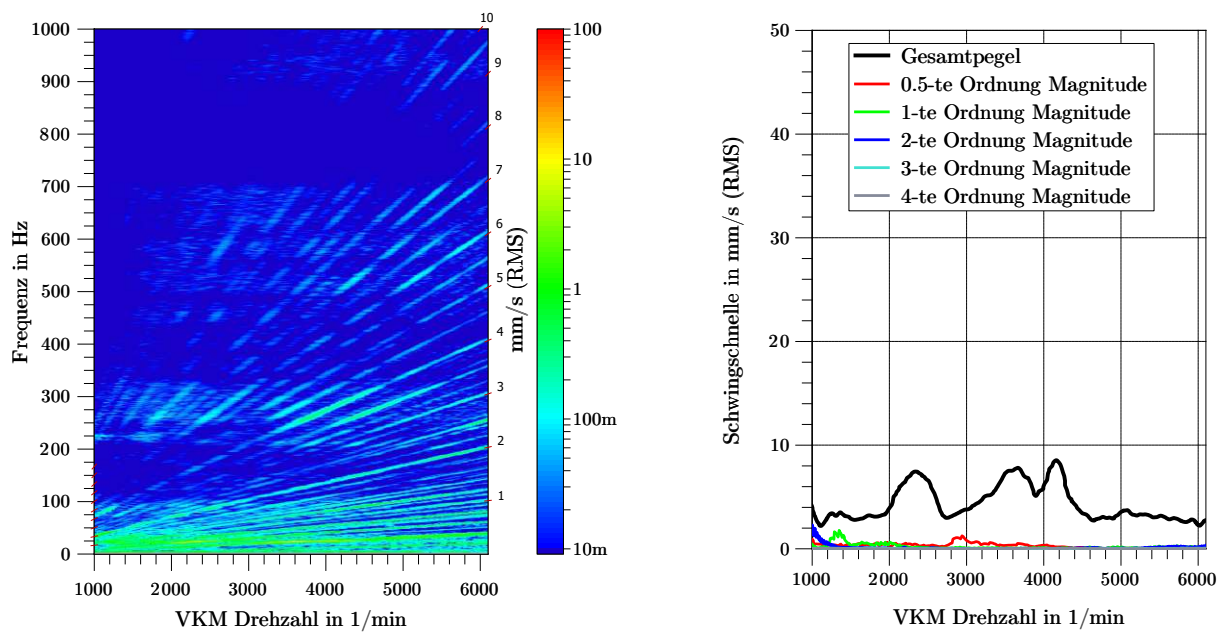
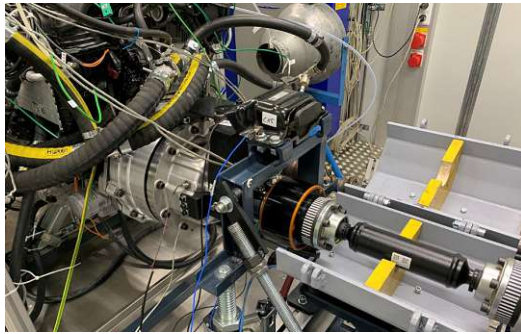


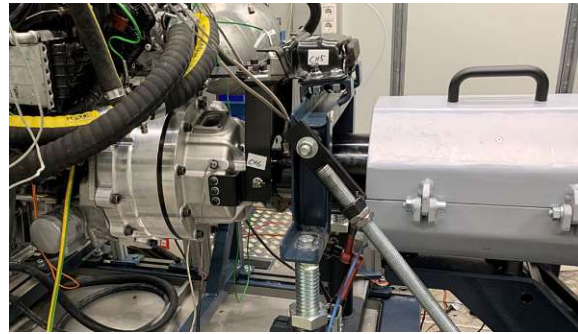
Abbildung C31: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen ROL-FZG Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; RadLV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

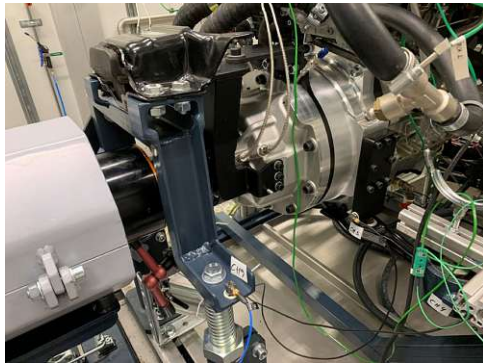
D Messergebnisse der Prüfstanduntersuchungen



Gesamtaufbau ENG



Gesamtaufbau
Getriebedummy



Gesamtaufbau ENG
Drehmomentstütze



Gesamtaufbau ENG
Abgasanlage

Abbildung D1: Fotodokumentation der Messstellen für ENG

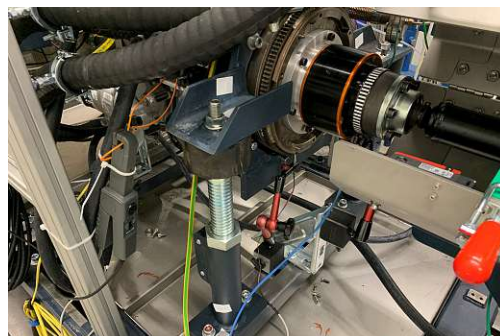


Abbildung D2: Fotodokumentation der Messstellen für BASIS-PST; Messstellen identisch zu NEU-PST

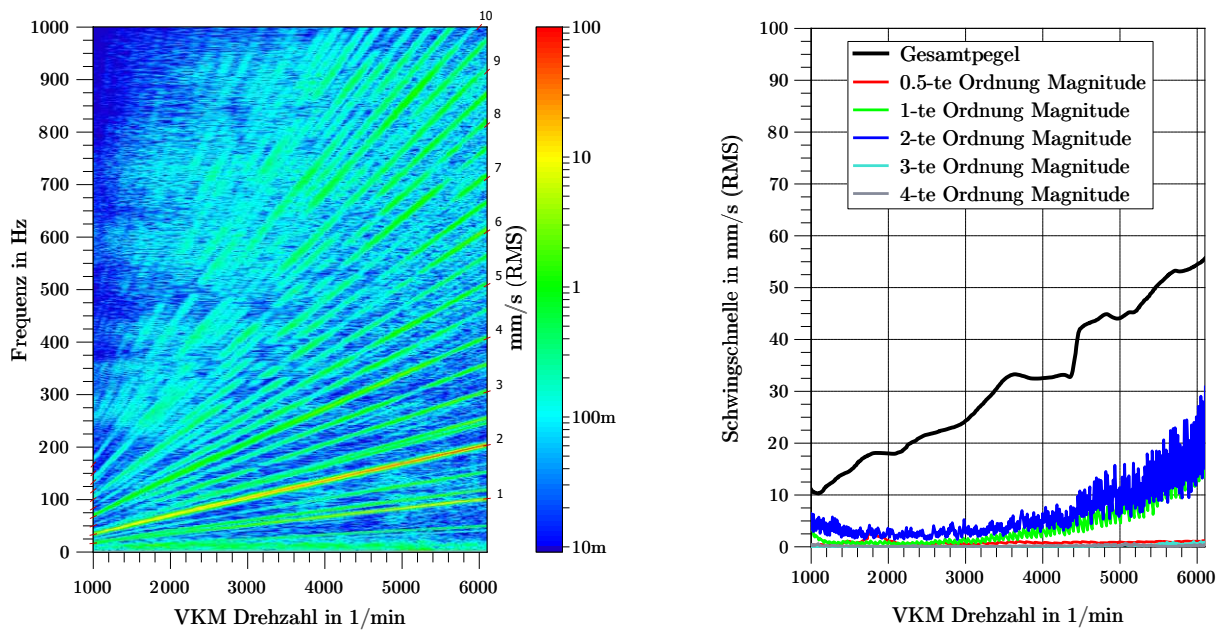


Abbildung D3: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; MotorM

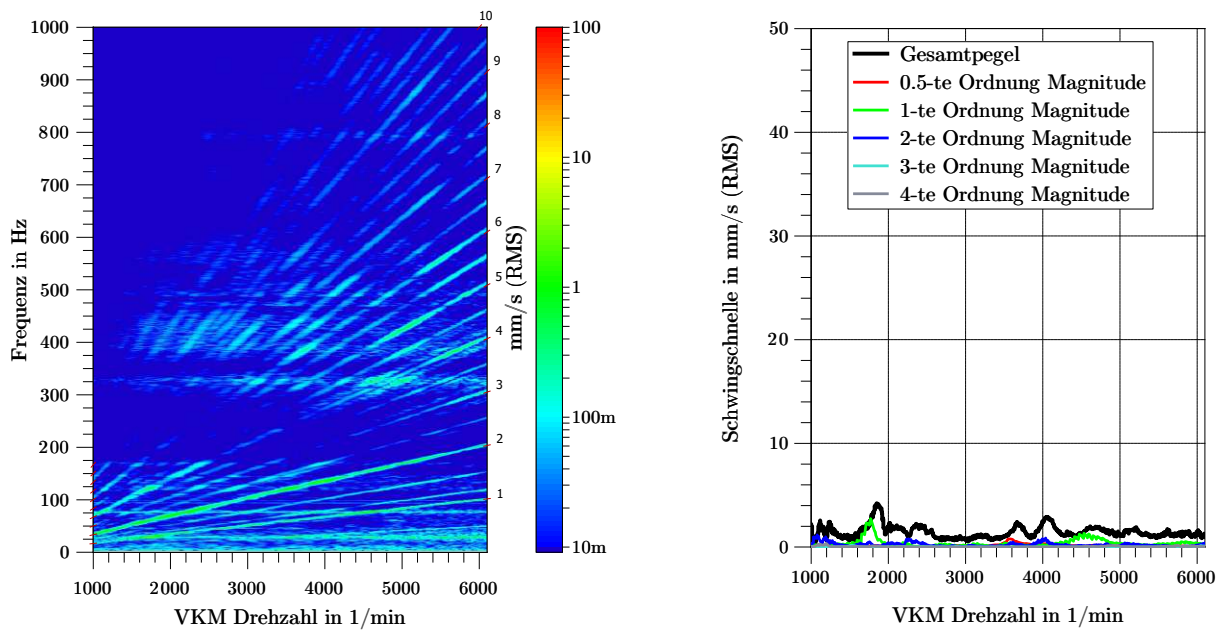


Abbildung D4: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; MotorPST-NEU

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

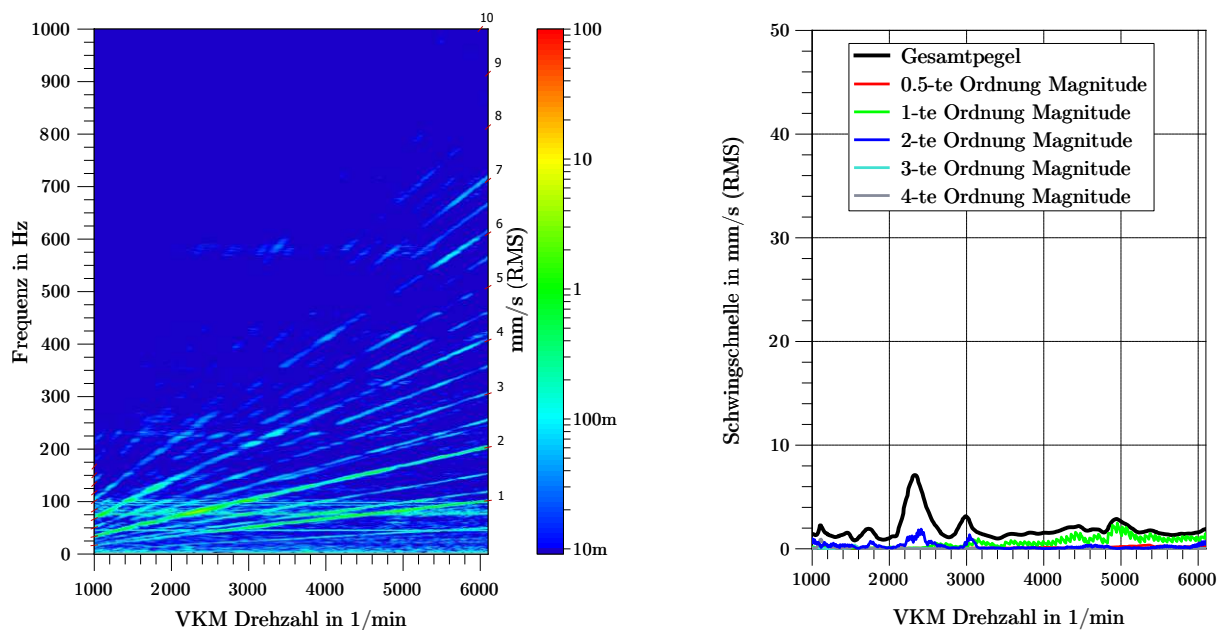


Abbildung D5: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung; MotorPST-NEU

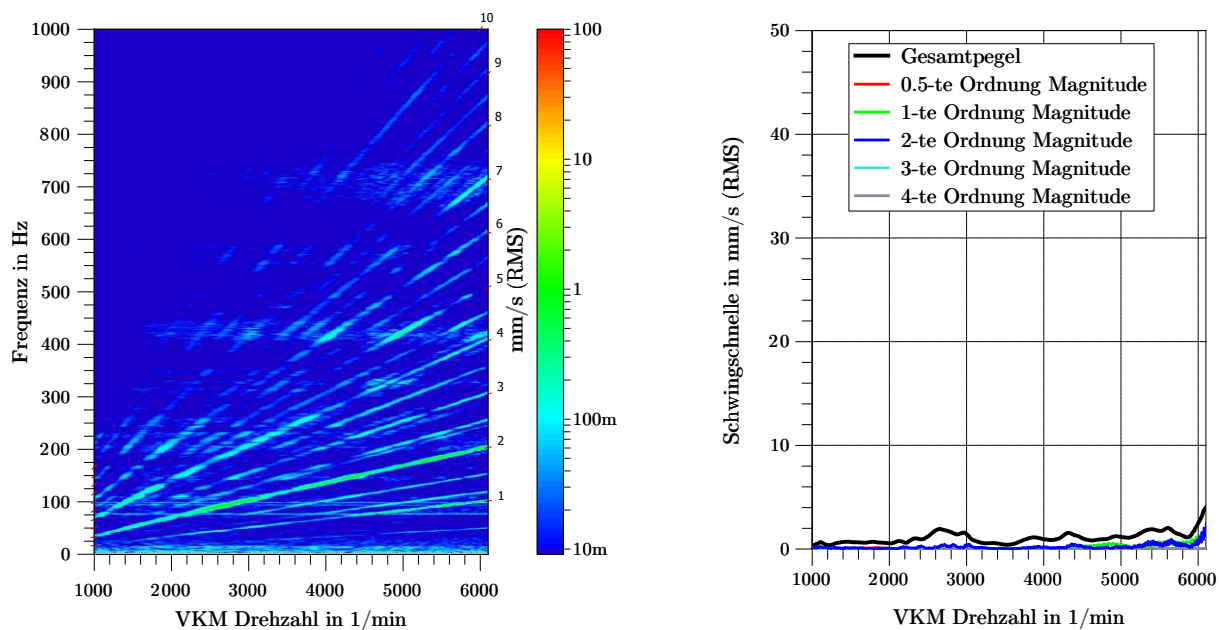


Abbildung D6: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; MotorPST-NEU

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

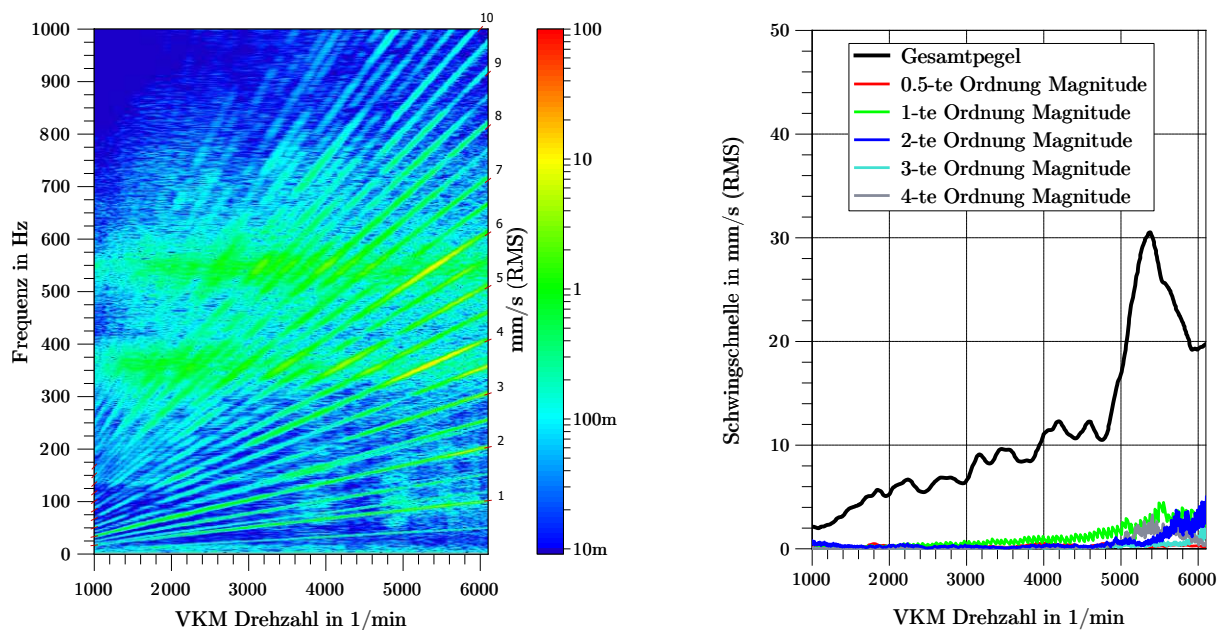


Abbildung D7: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; GetrM

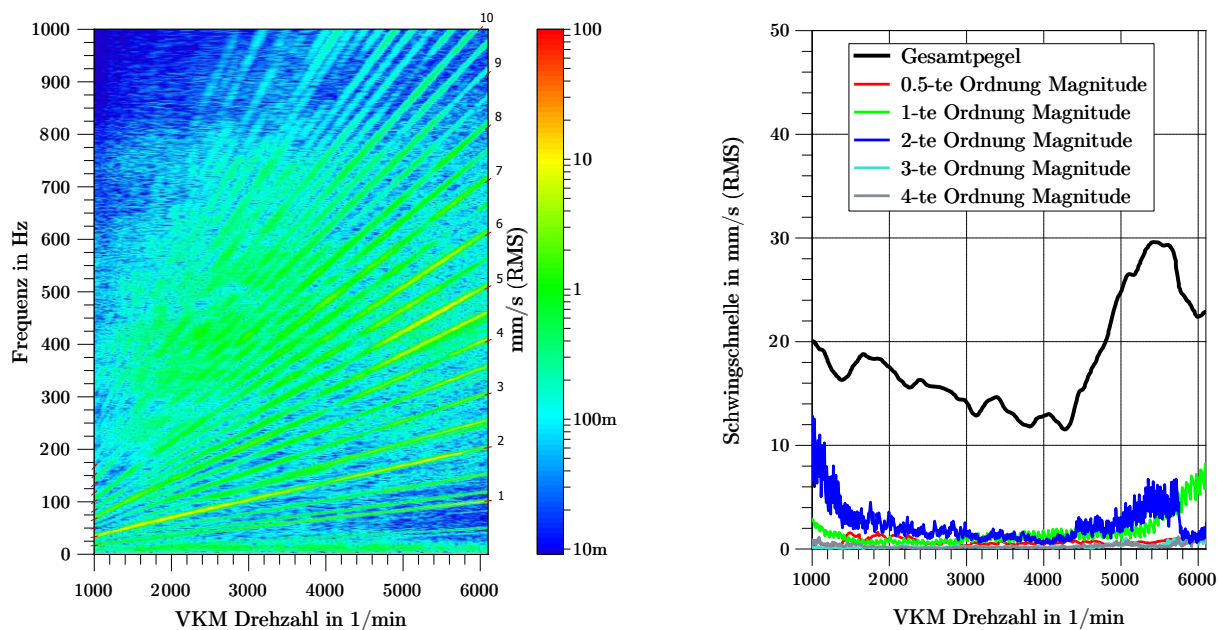


Abbildung D8: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung; GetrM

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

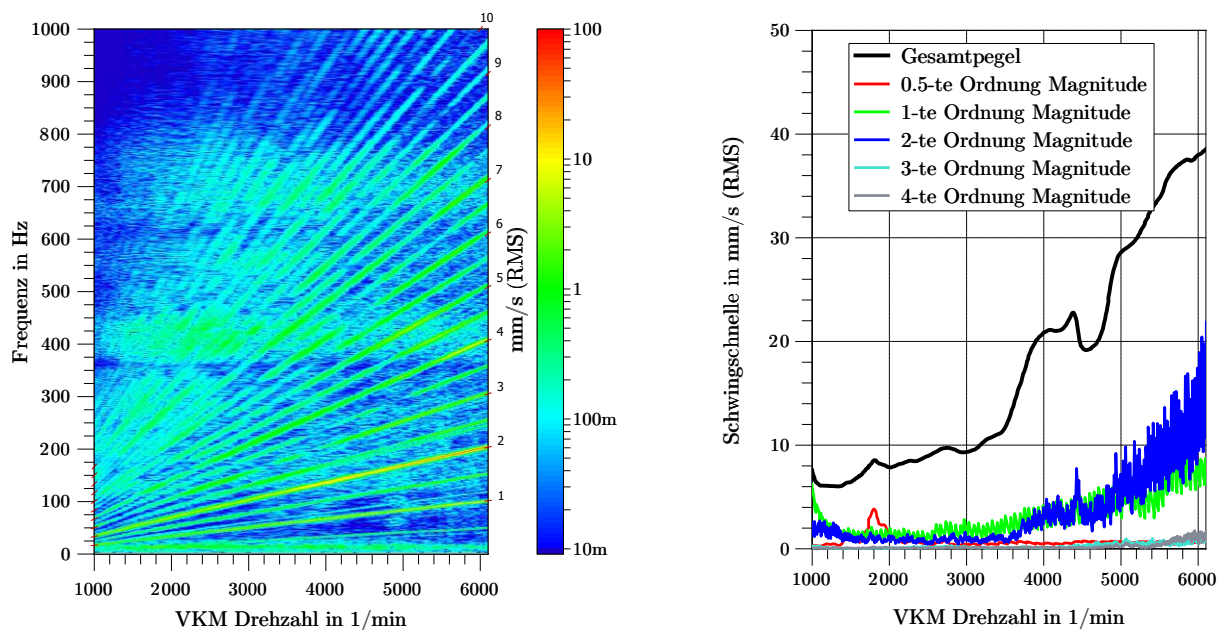


Abbildung D9: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; GetrM

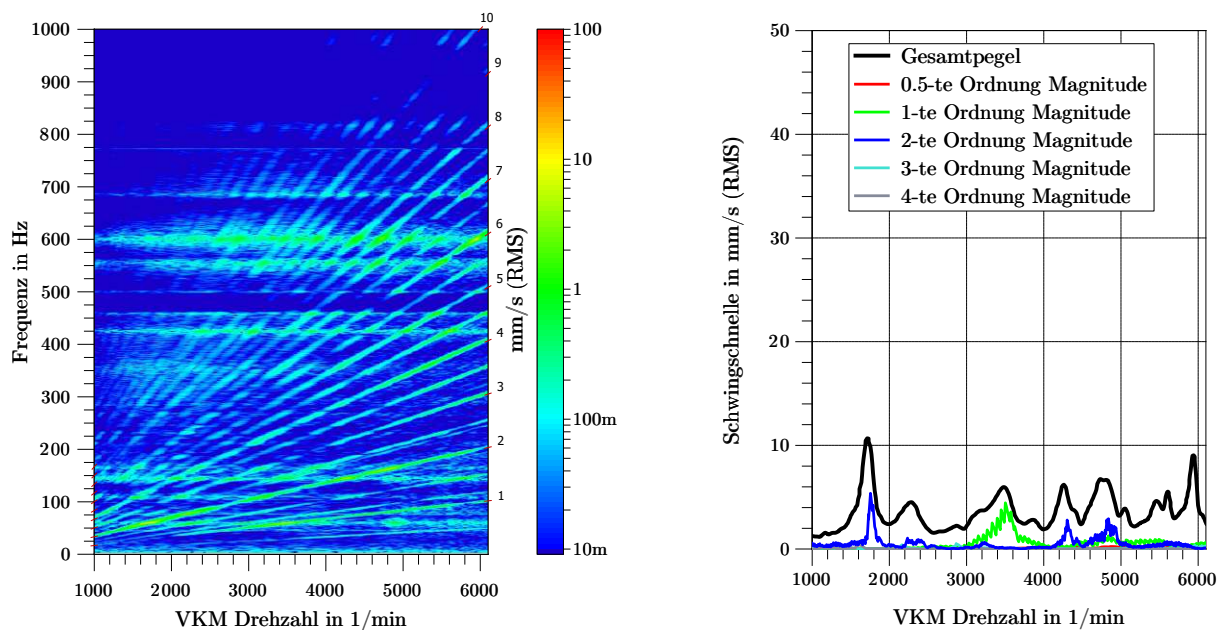


Abbildung D10: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; GetrPST-NEU

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

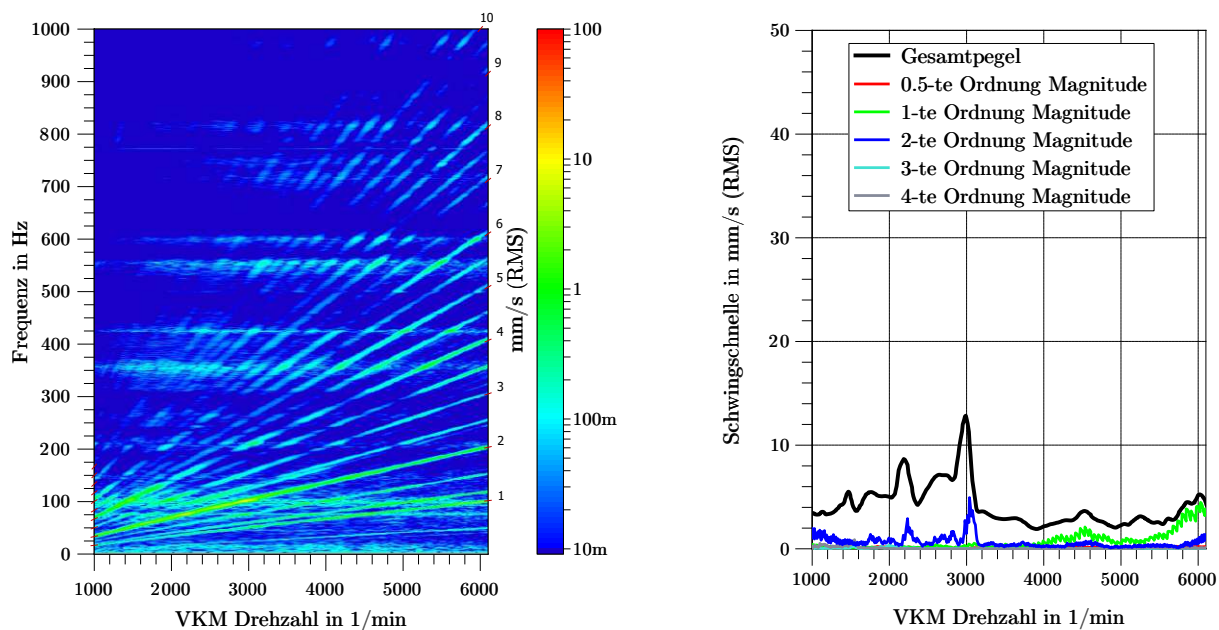


Abbildung D11: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; GetrPST-NEU

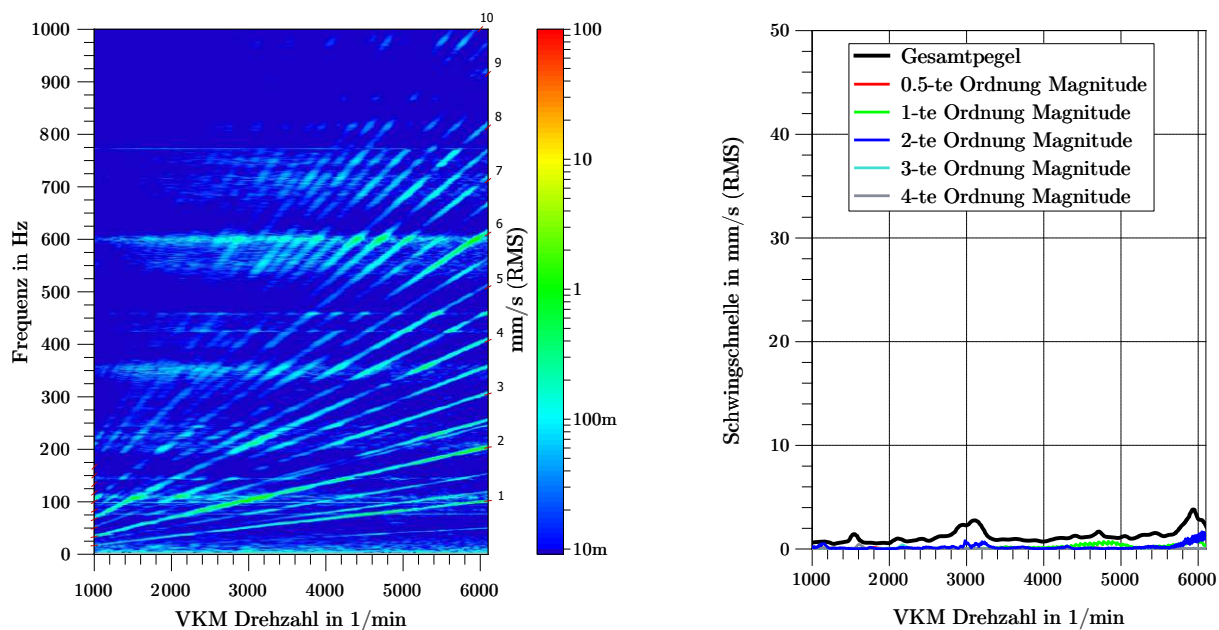


Abbildung D12: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; GetrPST-NEU

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

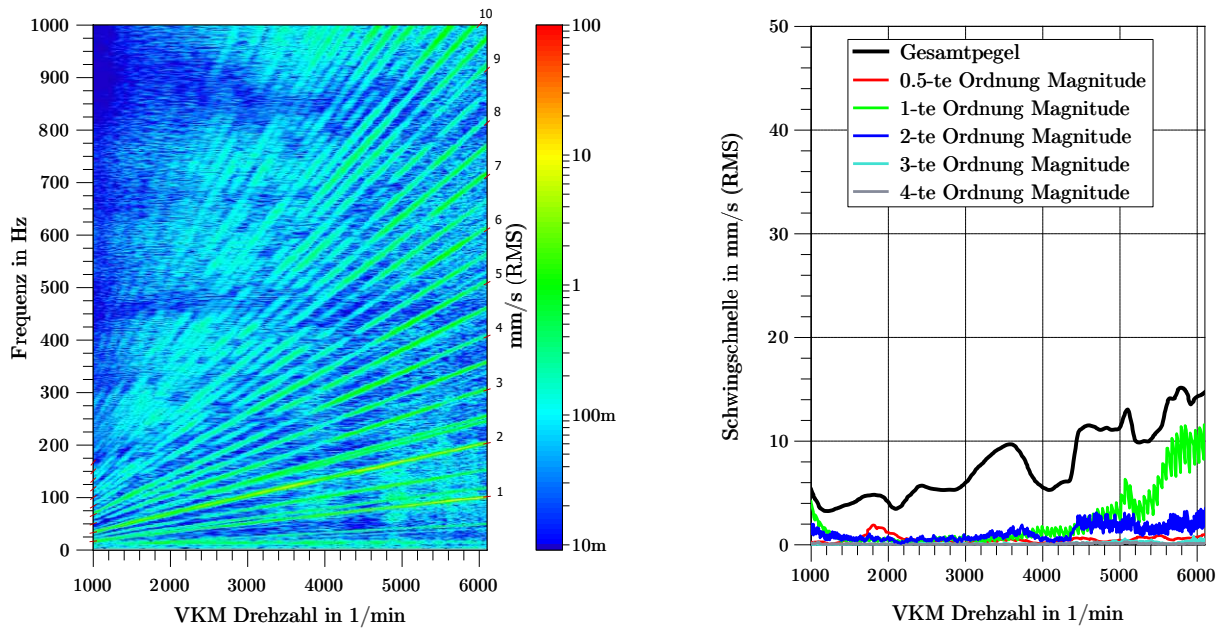


Abbildung D13: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; DrehM

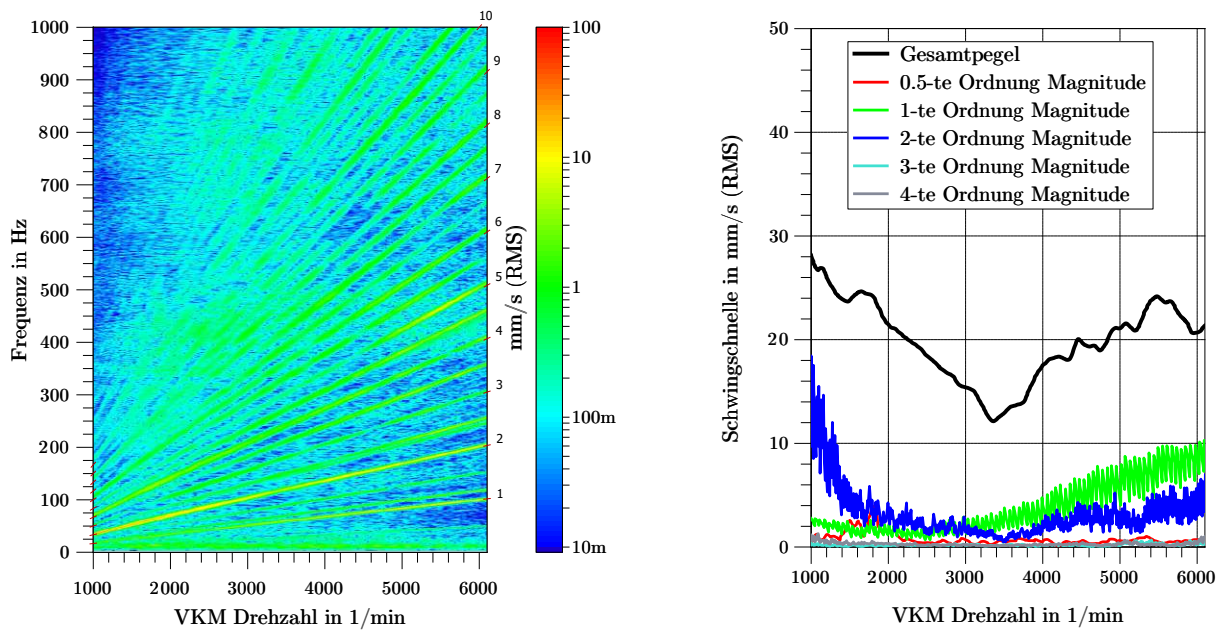


Abbildung D14: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung; DrehM

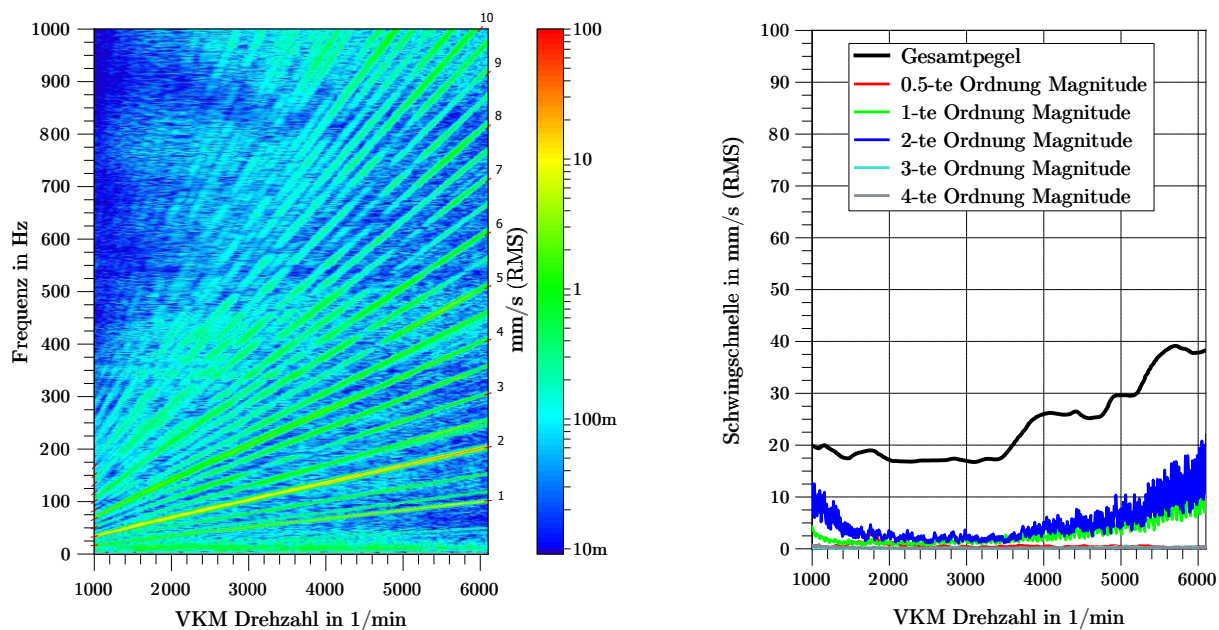


Abbildung D15: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; DrehM

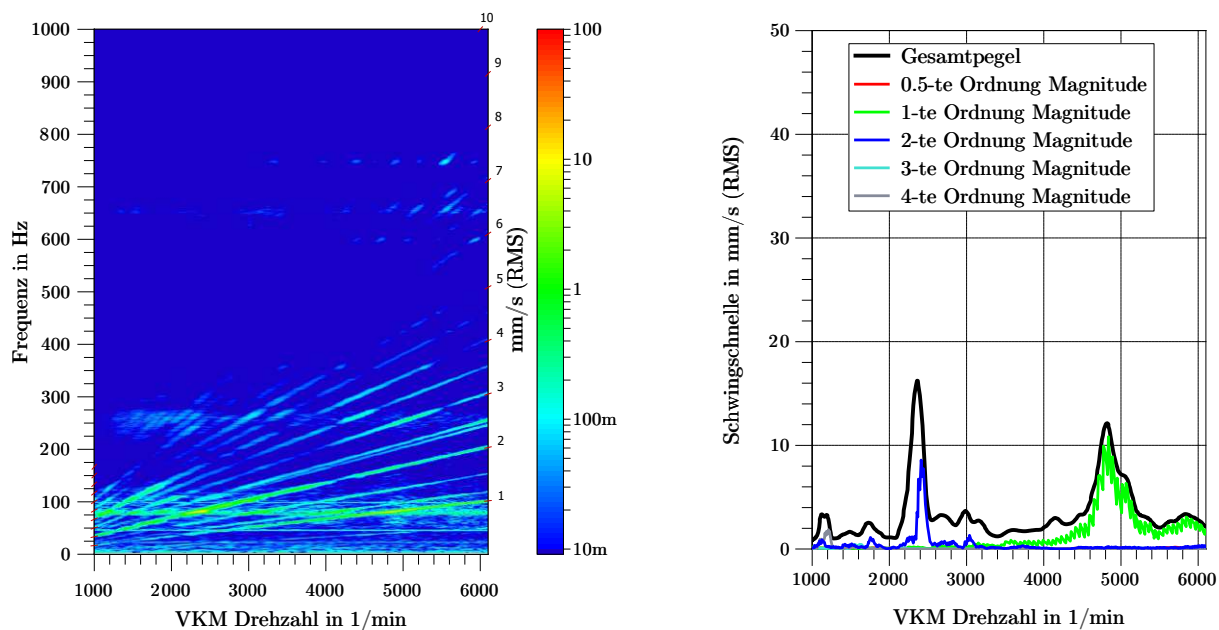


Abbildung D16: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; DrehPST-NEU

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

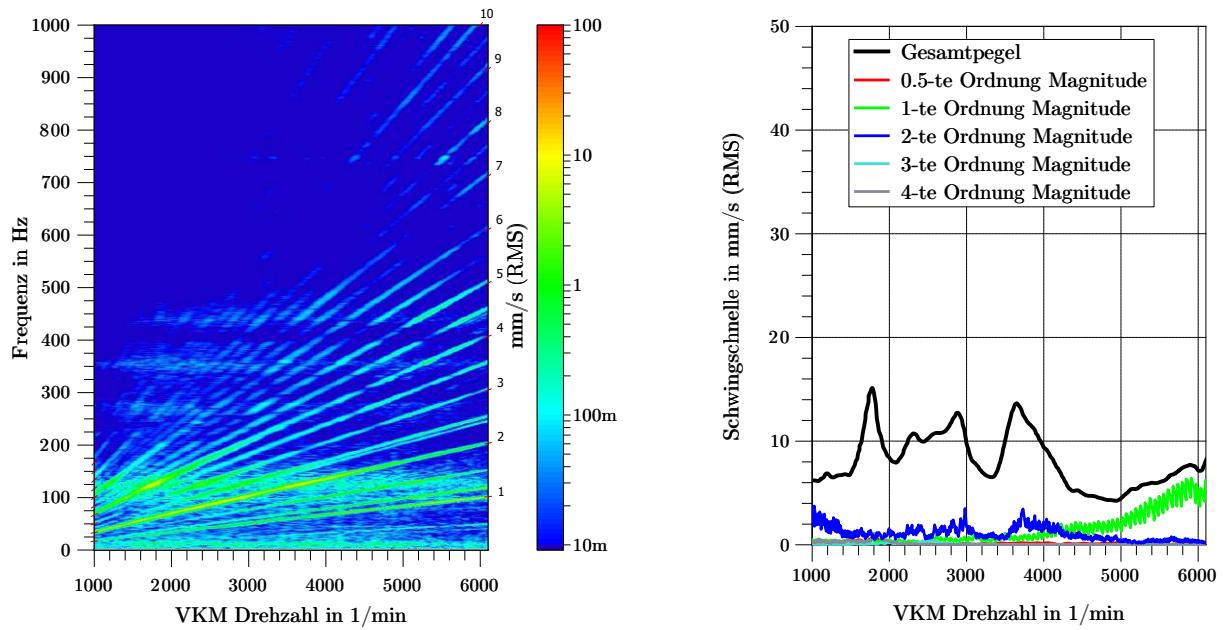


Abbildung D17: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeuginnenrichtung; DrehPST-NEU

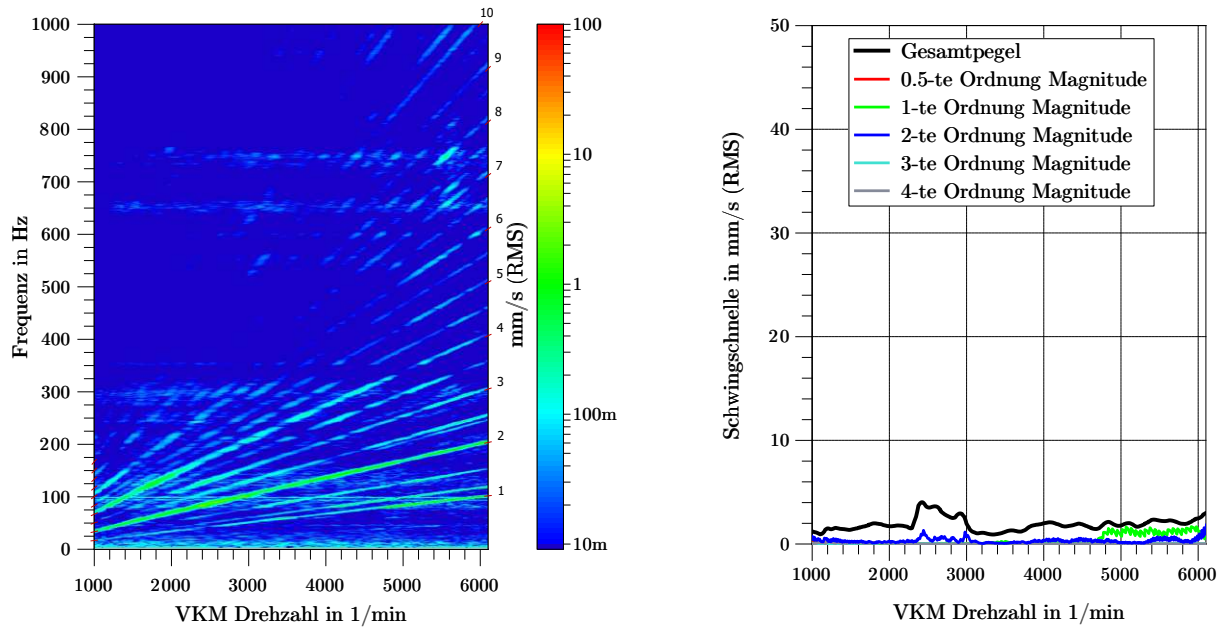


Abbildung D18: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; DrehPST-NEU

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

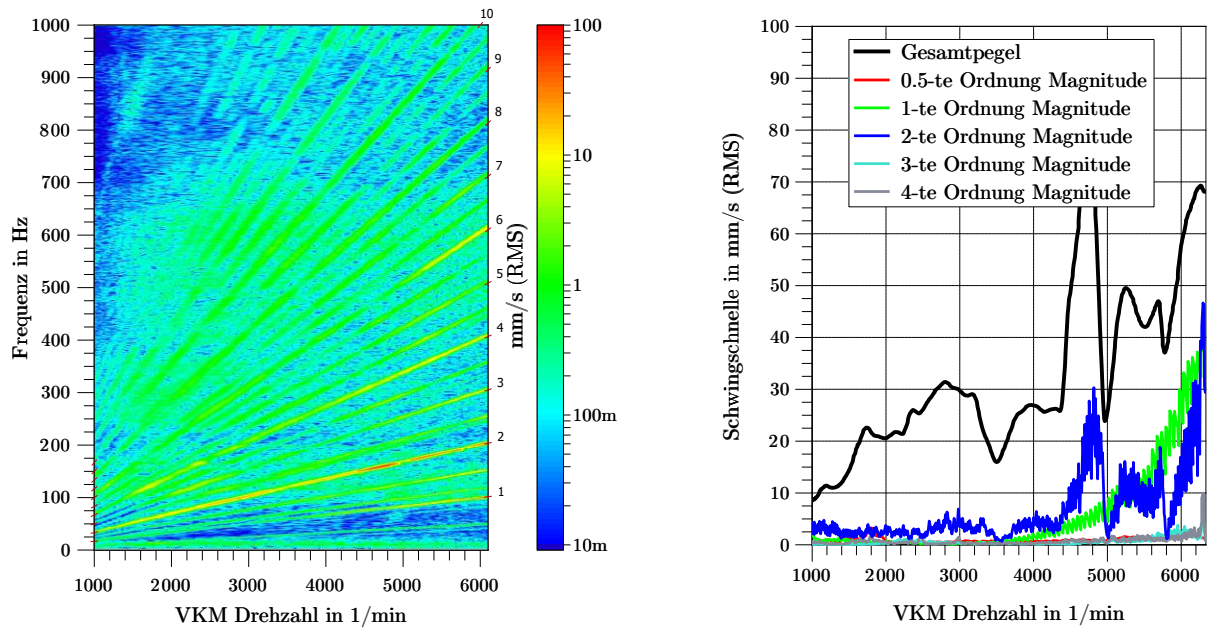


Abbildung D19: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeugquerrichtung; TurboV

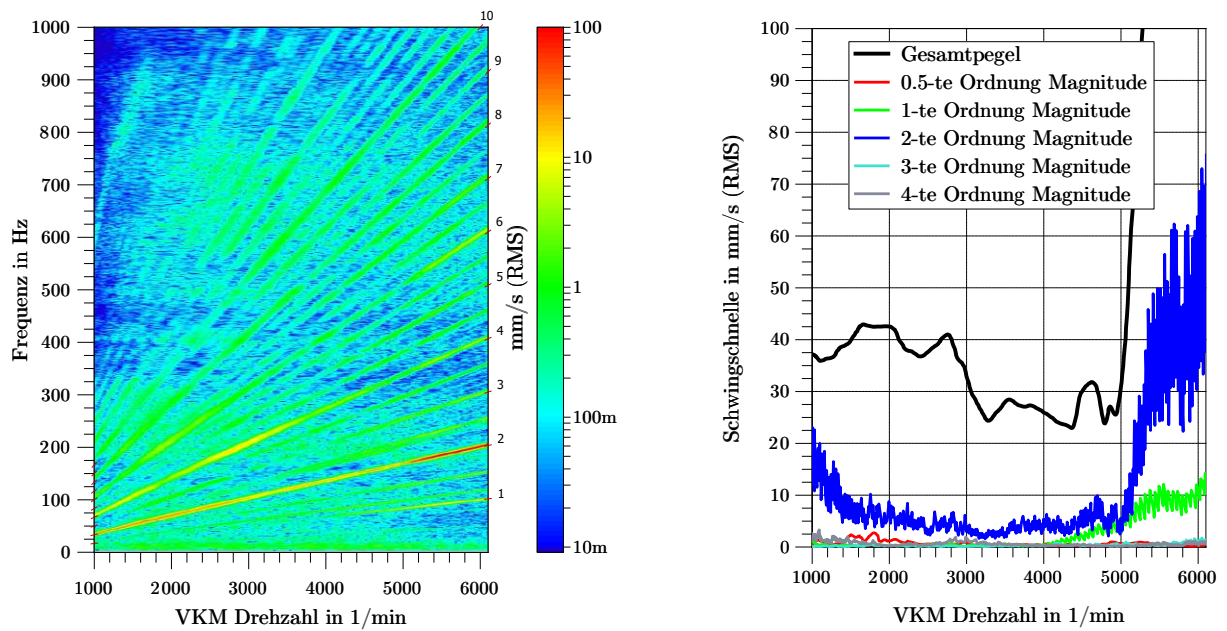


Abbildung D20: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeuglängsrichtung; TurboV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

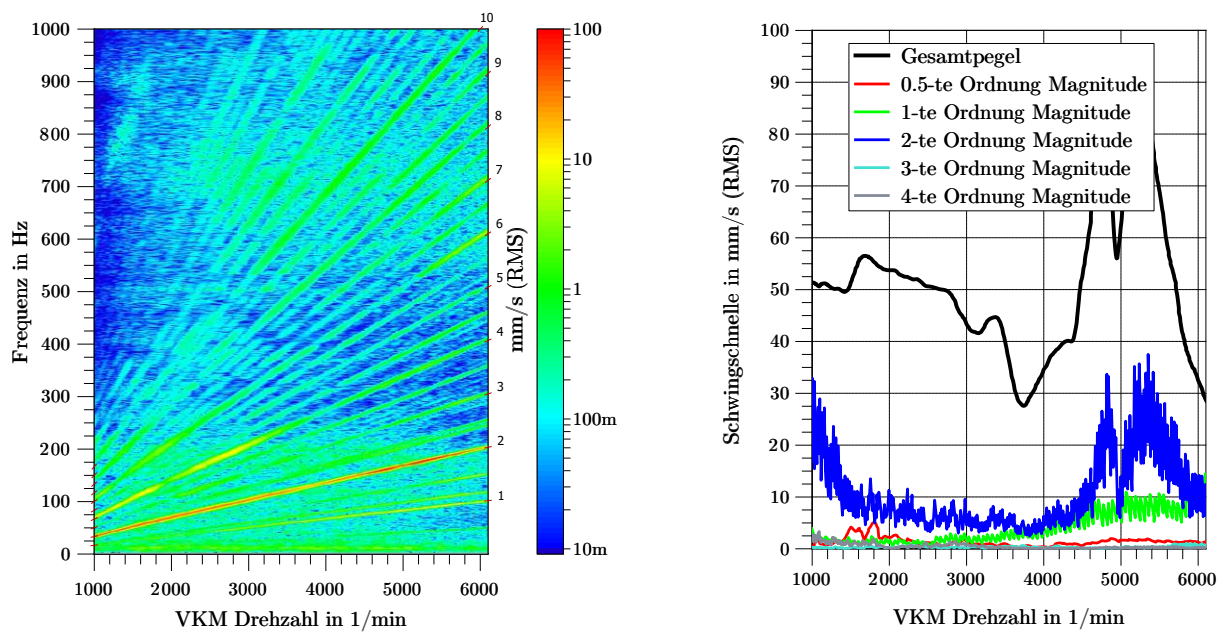


Abbildung D21: **Links:** Campbelldiagrammdarstellung; **Rechts:** Schwingschnelleneinzelordnungen NEU-PST Vollastrampe in Fahrzeugvertikalrichtung; TurboV

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Dissertation ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this doctoral thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

Lebenslauf von Stefan Maxl geboren am 17.03.1992 in Leoben, Österreich

Akademische Ausbildung

01/2019 bis 07/2022	Technische Universität Wien, Österreich - Doktoratsstudium der Technischen Wissenschaften (Dr.techn.)
04/2016 bis 05/2018	Technische Universität München, Deutschland - Master of Science (TUM) (äquivalent dem Diplomingenieur (TUM))
10/2012 bis 04/2016	Technische Universität München, Deutschland - Bachelor of Science (TUM)

Berufserfahrung

09/2018 bis heute	tectos GmbH, Österreich - Entwicklungsingenieur Mechatronik & NVH
10/2017 bis 05/2018	TUMCREATE Ltd., Singapur - Wissenschaftlicher Assistent Softwareentwicklung
09/2015 bis 01/2016	TUM FTM/IWB, Garching - Studentischer Mitarbeiter
11/2016 bis 03/2017	Batterieentwicklung