

## Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik

Manuel Bös

### Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigen- schaften von Radladern unter Berück- sichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen



Manuel Bös

**Untersuchung und Optimierung der  
Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften  
von Radladern unter Berücksichtigung der  
prozessspezifischen Randbedingungen**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik  
Band 29**

Herausgeber

**FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik**

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den eigenständigen Lehrstühlen für Bahnsystemtechnik, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen

Eine Übersicht aller bisher in dieser Schriftenreihe erschienenen Bände finden Sie am Ende des Buchs.

# **Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen**

von  
Manuel Bös

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
Fakultät für Maschinenbau, 2014

**Impressum**



Karlsruher Institut für Technologie (KIT)  
KIT Scientific Publishing  
Straße am Forum 2  
D-76131 Karlsruhe

KIT Scientific Publishing is a registered trademark of Karlsruhe  
Institute of Technology. Reprint using the book cover is not allowed.

[www.ksp.kit.edu](http://www.ksp.kit.edu)



*This document – excluding the cover – is licensed under the  
Creative Commons Attribution-Share Alike 3.0 DE License  
(CC BY-SA 3.0 DE): <http://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/de/>*



*The cover page is licensed under the Creative Commons  
Attribution-No Derivatives 3.0 DE License (CC BY-ND 3.0 DE):  
<http://creativecommons.org/licenses/by-nd/3.0/de/>*

Print on Demand 2015

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0310-1

DOI: 10.5445/KSP/1000044742

## Vorwort des Herausgebers

Die Sicherheit des Menschen, der Schutz vor schädlichen Belastungen im Betrieb einer Maschine sind Beispiele für das gesteigerte Gesundheitsbewusstsein der Menschen in einer modernen Welt. Auf der einen Seite sorgen daher gesetzliche Grenzwerte für einen sicheren Betrieb, auf der anderen Seite sind jedoch noch nicht alle Einflussfaktoren ausreichend untersucht, um zuverlässige Grenzwerte zu erhalten. Auch spielt das subjektive Empfinden des Menschen eine Rolle bei seiner Beurteilung des Maschinenverhaltens. All diese Randbedingungen beeinflussen heute die Entwicklung von Maschinen.

Die Entwicklung sicherer Fahrzeuge mit einem angenehmen Bedienerarbeitsplatz stehen daher im Fokus der Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden in der Schriftenreihe Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes mechatronisches System, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug im Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Im **Band 29** wird am Beispiel eines Radladers die Notwendigkeit zur ganzheitlichen Betrachtung des Maschinenverhaltens in den Domänen Schwingungskomfort, Fahrdynamik und Kippsicherheit aufgezeigt.

Der dargestellte Prozess auf Basis eines validierten Gesamtfahrzeugmodells erlaubt eine ganzheitliche Abstimmung von Teilsystemen sowie die quantitative Bewertung neuartiger Konzepte mit dem Ziel einer Optimierung des globalen, dynamischen Fahrzeugverhaltens. Die Erstellung und Validierung eines adäquaten Fahrzeugmodells wird dabei ebenso vorgestellt wie eine entsprechende Auswertemethodik, die es erlaubt, auf der einen Seite einen schnellen Überblick über die Zielerreichung zu erhalten, auf der anderen Seite aber auch die Möglichkeit offen lässt, Einzelergebnisse detailliert zu analysieren.

Karlsruhe, im November 2014

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer



**Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und  
Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter  
Berücksichtigung der prozessspezifischen  
Randbedingungen**

Zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor der Ingenieurwissenschaften**

der Fakultät für Maschinenbau

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte

**Dissertation**

von

Dipl.-Ing. Manuel Bös

Tag der mündlichen Prüfung: 26.11.2014

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers



## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Vorentwicklung Radlader der Liebherr-Werk Bischofshofen GmbH sowie als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für mobile Arbeitsmaschinen des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer - Leiter des Lehrstuhls für Mobile Arbeitsmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) - für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit, den fachlichen Input und die Übernahme des Hauptreferats. Ebenfalls danken möchte ich Herrn o. Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers für die Übernahme des Korreferats sowie Prof. Dr.-Ing. Carsten Proppe für den Prüfungsvorsitz.

Auf Seiten der Liebherr-Werk Bischofshofen GmbH gilt mein Dank Dr.-Ing Herbert Pfab - Leiter der Entwicklung Radlader - sowie Dipl.-Ing. Hans Knapp - Leiter des Büros Vorentwicklung und Antriebstechnik Radlader. Euch und all den aktuellen und ehemaligen Kollegen danke ich für die stetige Unterstützung, den fachlichen Austausch und das angenehme Arbeitsklima. Besonderer Dank gebührt Herrn Dipl.-Ing (FH) Thomas Esche für die initiale Betreuung und Unterstützung.

Mein persönlicher Dank gebührt meinen Eltern, die mich auf meinem Lebensweg und während meiner gesamten Ausbildung stets gefördert und unterstützt haben. Christina, dir danke ich von Herzen für die anhaltende Unterstützung und die Durchsicht der Arbeit.

Bischofshofen, im November 2014

*Manuel Bös*



*Für meinen Vater*



## Kurzfassung

Thema der Arbeit ist die Darstellung einer effizienten Vorgehensweise zur Analyse und ganzheitlichen Optimierung des globalen, dynamischen Fahrzeugverhaltens von Radladern in den Teildomänen Schwingungskomfort, Fahrdynamik sowie Kippsicherheit. Diese Optimierung kann optional bezogen auf die Fahrzeugeigenschaften in einzelnen Fahrsituationen erfolgen, womit den über einen Einsatzzyklus variierenden Anforderungen der Fahrer an das Fahrzeug Rechnung getragen werden kann.

Zur Lösung der Aufgabenstellung wird ein Prozess dargestellt, in welchem mittels Gesamtfahrzeugsimulation einzelne Fahrzeugeigenschaften untersucht und optimiert werden können. Zur Quantifizierung des Fahrzeugverhaltens werden hierzu verschiedenste virtuelle Fahrmanöver absolviert, automatisiert ausgewertet und die gewonnenen Erkenntnisse zusammengeführt, sodass dem Anwender eine Übersicht über das globale Verhalten des zugrundeliegenden Fahrzeugmodells geboten werden kann. Wird eine Anpassung dieses Modells durchgeführt - beispielsweise die Integration eines neuartigen Schwingungssystems oder die Veränderung eines beliebigen Fahrzeugparameters - so können mittels des dargestellten Prozesses anschließend automatisiert die Auswirkungen auf das Fahrzeugverhalten in den verschiedenen Teilfacetten quantifiziert werden.

Es wird somit die Möglichkeit geschaffen, Fahrzeugkonzepte bereits in frühen Phasen des Produktentstehungsprozesses quantitativ vergleichen sowie eine Vorabstimmung einzelner Systemparameter durchführen zu können.

Die Prozessgestaltung unterliegt der speziellen Randbedingung des Einsatzes in der Branche der mobilen Maschinen sowohl bzgl. Unternehmensstruktur als auch bezogen auf die Besonderheiten der Fahrzeuge.

Einer der Kernaspekte des Prozesses ist es, durch gezielte Datenverarbeitungen und -visualisierungen die Interpretierbarkeit der Ergebnisse zu maximieren. Dies erlaubt dem Anwender, effizient Studien zu den Auswirkungen der Wahl einzelner Fahrzeugparameter und -konzepte durchzuführen und ein tieferes Verständnis für die Wirkungsweisen und Zusammenhänge aufzubauen. Die Ergebnisdarstellung erfolgt in mehreren Ebenen von der Darstellung einer Verhaltens-Gesamtübersicht bis hin zu Detailanalysen der einzelnen Fahrmanöver.

Grundlage des Prozesses ist ein entwickeltes Simulationsmodell eines Radladers, welches zunächst das Verhalten des Serienfahrzeugs abbildet und als Basis für Konzeptstudien und Parameteroptimierungen dient. Hierzu wurde ein korrespondierendes Realfahrzeug mit umfangreicher Messtechnik ausgerüstet und in verschiedensten Einsatzsituationen vermessen, um eine Validierung des Status-Quo-Verhaltens durchzuführen. Das parametrisch konfigurierbare Fahrzeugmodell vereint alle relevanten Teilsysteme und Freiheitsgrade bis hin zu einer detaillierten Abbildung des Reifen-Boden-Kontaktes.

Durch eine beispielhafte Anwendung des dargestellten Simulationsprozesses werden dessen Möglichkeiten aufgezeigt. Die Anwendungen umfassen dabei beispielhafte Studien anhand der Systeme Sitzfederung, Kabinenfederung und mehrere Aspekte des Pendelsystems des Fahrzeugs. Ein exemplarisches, adaptives Systemverhalten der Pendelachse wird vorgestellt, welches es ermöglicht, bisherige Kompromisse aufzulösen und weitere Potenziale im Fahrzeugverhalten offenzulegen.

## **Abstract**

The objective of this work is to provide an efficient solution to analyze and optimize global vehicle behavior of wheel loaders in the areas of vibration comfort, vehicle dynamics and tipping safety. The optimization of these behavioral patterns can optionally be performed at the level of individual phases of the vehicle's operating cycles taking into account the varying demands of operators regarding vehicle behavior during these cycles.

To solve this problem a process is developed which utilizes full-vehicle simulation to analyze and optimize individual aspects of the vehicle's dynamic behavior. To quantify the behavior, several virtual tests and maneuvers are automatically performed and the data is processed, collected and visualized to provide the user with an overview and detailed analysis of the global dynamic vehicle behavior. If the vehicle model is altered - for example by integrating a new suspension system or by changing a basic vehicle parameter - the user can efficiently explore and quantify the effects of the changes on all the different levels of the global vehicle behavior.

Thus, the possibility is provided to quantitatively compare different vehicle concepts and variants in early stages of the product development process as well as to perform an initial parameter tuning.

The design of the process is greatly influenced by the fact, that it is supposed to be utilized in the field of mobile work machines. Special conditions include company structuring as well as specifics of the vehicles.

It is one of the core aspects of the process to ease the interpretation of results for the user by using appropriate data post-processing and visualization methods. This allows the user to efficiently perform parameter or concept studies and to develop a deep understanding of the inner relations and effects. The results are presented on several different levels ranging from a behavior overview to detailed analyses of individual maneuvers.

The foundation of the process is a multi-body simulation model of a wheel loader which represents the behavior of the series-production vehicle and serves as a base for concept studies and parameter optimization. For validation a corresponding wheel loader has been outfitted with extensive measuring equipment to be able to quantify the vehicle's dynamic behavior in several operational scenarios. The parametric vehicle model combines all relevant subsystems and degrees of freedom up to a detailed description of the tire-ground-contact.

An exemplary utilization of the developed simulation process shows its capabilities. The application comprises studies regarding the seat and cabin suspension and various aspects of the pendulum system of the vehicle. In addition, an adaptive subsystem behavior is presented to show how to solve traditional trade-offs and reveal additional potentials regarding global vehicle dynamic behavior.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b> . . . . .	<b>v</b>
<b>Kurzfassung</b> . . . . .	<b>ix</b>
<b>Abstract</b> . . . . .	<b>xi</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis</b> . . . . .	<b>xix</b>
<b>Symbolverzeichnis</b> . . . . .	<b>xxi</b>
<b>1 Einleitung</b> . . . . .	<b>1</b>
<b>2 Motivation und Stand der Technik</b> . . . . .	<b>3</b>
2.1 Radlader - Allgemeine Informationen . . . . .	3
2.1.1 Verwendung . . . . .	3
2.1.2 Aufbau . . . . .	5
2.1.3 Maschinenspezifische Besonderheiten . . . . .	8
2.2 Zukünftige Entwicklung der Einsatzprofile . . . . .	13
2.3 Motivation der Arbeit . . . . .	15
2.3.1 Arbeitshypothese . . . . .	16
2.3.2 Abgeleitete Vorgehensweise . . . . .	17
2.3.3 Berücksichtigte Rahmenbedingungen . . . . .	18
2.4 Abgrenzung zum Stand der Forschung . . . . .	19
2.4.1 Zusammenfassung existierender Arbeiten . . . . .	20
2.4.2 Abgrenzung der vorliegenden Arbeit . . . . .	25
2.5 Aufbau und Gliederung der Arbeit . . . . .	28

<b>3</b>	<b>Schwingungskomfort</b>	<b>31</b>
3.1	Motivation	31
3.2	Begriffsdefinitionen	32
3.2.1	Fahrerkomfort	32
3.2.2	Humanschwingungen	33
3.2.3	Schwingungskomfort und -diskomfort	35
3.2.4	Beanspruchung und Belastung	35
3.2.5	Wahrnehmungs- und Unterschiedsschwellen	35
3.3	Folgen der Einwirkung von GKV auf den Menschen	37
3.3.1	Akute Wirkungen	37
3.3.2	Chronische Wirkungen	38
3.4	Komfortrelevante Schwingungssysteme	39
3.4.1	Schwingungssysteme Radlader	39
3.4.2	Weitere mobile Arbeitsmaschinen	46
3.4.3	Notwendigkeit spezifischer Lösungen	48
3.5	Schwingungskomfortbewertung und -objektivierung	49
3.5.1	Relevante Normen und Richtlinien	49
3.5.2	Gesetzliche Randbedingungen	54
3.5.3	Stand der Forschung	58
3.6	Norm- und bedienerzentrierte Optimierung des Schwingungskomforts	62
<b>4</b>	<b>Schwingungstechnik</b>	<b>65</b>
4.1	Fahrzeug-Koordinatensystem	65
4.2	Grundlagen der Schwingungstechnik	66
4.2.1	Translatorischer Einmassenschwinger	67
4.2.2	Rotatorische Einmassenschwinger	71
4.2.3	Schwingungsisolierung bzw. -intensivierung	74
4.2.4	Schwingungstilgung	76
4.3	Betriebsarten von Schwingungssystemen	81

<b>5</b>	<b>Fahrdynamik und Kippsicherheit . . . . .</b>	<b>85</b>
5.1	Relevanz der Fahrdynamik . . . . .	85
5.2	Kippsicherheit von Radladern . . . . .	86
<b>6</b>	<b>Fahrzeugverhalten - Status Quo . . . . .</b>	<b>89</b>
6.1	Versuchsgerät . . . . .	89
6.2	Zu bestimmende Verhaltensweisen und abgeleitete Untersuchungen . . . . .	92
6.2.1	Schwingungskomfort . . . . .	93
6.2.2	Fahrdynamik . . . . .	93
6.2.3	Kippsicherheit . . . . .	94
6.3	Verwendete Messtechnik . . . . .	95
6.3.1	Kabinenlagerwegmessung . . . . .	96
6.3.2	Winkel- und Momentensensorik . . . . .	98
6.3.3	Druckmesstechnik . . . . .	100
6.3.4	Neigungsmessung . . . . .	100
6.3.5	Inertialsensorik . . . . .	100
6.3.6	Dynamische Radlastmessung . . . . .	101
6.3.7	Gelenkwellendrehzahl . . . . .	107
6.4	Fahrversuche . . . . .	107
6.4.1	Allgemeines . . . . .	108
6.4.2	Reproduzierbarkeit der Fahrversuche . . . . .	108
6.4.3	Fahrdynamik . . . . .	109
6.4.4	Schwingungskomfort . . . . .	123
6.5	Ergänzende statische Versuche . . . . .	130
6.6	Analytische Untersuchungen . . . . .	132
6.6.1	Kabinenlagerung . . . . .	132
6.6.2	Sitzeigenschaften . . . . .	134
6.6.3	Reifeneinfluss . . . . .	135
6.6.4	Zusammenfassung . . . . .	136
<b>7</b>	<b>Zielverhalten . . . . .</b>	<b>137</b>

7.1	Referenzzyklus . . . . .	137
7.2	Erarbeitetes Zielverhalten . . . . .	138
7.3	Quantifizierung der Optimierungspotenziale . . . . .	140
<b>8</b>	<b>Simulation . . . . .</b>	<b>143</b>
8.1	Chancen- und Risiken des Einsatzes von Simulation	144
8.2	Vorgehen und Zielsetzung . . . . .	147
8.3	Verwendete Simulationsmodelle . . . . .	149
8.3.1	Simulation von Teilsystemen . . . . .	150
8.3.2	Gesamtfahrzeugmodell . . . . .	155
8.4	Reifenmodellierung . . . . .	161
8.4.1	Anforderungen . . . . .	161
8.4.2	Verfügbare Modelle . . . . .	162
8.4.3	Reifenmodellschnittstelle FTire - SimulationX	163
8.4.4	Parametrierung und Validierung . . . . .	165
8.5	Validierung Gesamtfahrzeugmodell . . . . .	166
8.5.1	Krafteinleitung . . . . .	166
8.5.2	Eigenlenkverhalten und dynamische Radlast- verteilung . . . . .	167
8.5.3	Überschwingverhalten . . . . .	168
8.5.4	Fazit . . . . .	169
<b>9</b>	<b>Automatisierter Simulationsprozess . . . . .</b>	<b>171</b>
9.1	Motivation . . . . .	171
9.2	Kerneigenschaften . . . . .	173
9.3	Aufbau . . . . .	174
9.3.1	Toolkette . . . . .	175
9.3.2	Parameterdefinition . . . . .	180
9.3.3	Datenverarbeitungseinheit . . . . .	182
9.4	Fahrmanöver . . . . .	183
9.4.1	Schlechtwegfahrt ISO 5008 . . . . .	183
9.4.2	Schwellenüberfahrt . . . . .	184

9.4.3	Beschleunigte Kreisfahrt . . . . .	185
9.4.4	Lenkwinkelsprung . . . . .	185
9.5	Ebenen der Ergebnisdarstellung . . . . .	186
9.5.1	Erste Ergebnisebene - Eigenschaftsübersicht	186
9.5.2	Erste Ergebnisebene - Schwingungskomfort- bewertung . . . . .	191
9.5.3	Zweite Ergebnisebene - Manöverübergreifen- de Auswertungen . . . . .	193
9.6	Manöverspezifisches Postprocessing . . . . .	194
9.6.1	Abklingverhalten einer Schwingung . . . . .	197
9.6.2	Momentanpolberechnung . . . . .	199
9.6.3	Frequenzbewertung . . . . .	202
9.6.4	Schwingungs-Übertragungsverhalten . . . . .	203
9.6.5	A8-Bewertung . . . . .	207
9.6.6	Risikobewertung nach DIN Spec 45697 . . . . .	209
9.6.7	Überschwingverhalten . . . . .	210
9.6.8	Eigenlenkverhalten . . . . .	212
9.7	Sonderuntersuchungen . . . . .	213
9.7.1	Kippstabilitätsprüfung . . . . .	213
9.7.2	Bestimmung Gesamtschwerpunkt . . . . .	217
9.8	Entwicklung adaptiver Teilsysteme . . . . .	220
<b>10</b>	<b>Beispielhafte Anwendung des Simulationsprozesses . . . . .</b>	<b>221</b>
10.1	Eigenfrequenz Fahrersitz . . . . .	221
10.2	Kabinenlagerung . . . . .	223
10.3	Pendelgelenkposition . . . . .	227
10.4	Vergleich typischer Pendelkonzepte . . . . .	234
10.5	Darstellung eines adaptiven Achspendelverhaltens	241
<b>11</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick . . . . .</b>	<b>247</b>
11.1	Zusammenfassung . . . . .	247
11.2	Ausblick . . . . .	249



## Abkürzungsverzeichnis

BZ	Beladungszustand
CEAT <sub>w</sub>	Cabin Effective Amplitude Transmissibility weighted - Kabinenübertragungsfaktor
DMS	Dehnmessstreifen
EMS	Einmassenschwinger
GKV	Ganzkörper-Vibrationen
HAV	Hand-Arm-Vibrationen
HG	Hubgerüststellung
IF	Instationaritätsfaktor
LFD	Liebherr Fahrschwingungsdämpfer
MKS	Mehrkörpersimulation
MTVV	Maximum Transient Vibration Value
RLF <sub>dyn.</sub>	Dynamischer Radlastfaktor
RMQ	engl. root mean quad

RMS	engl. root mean square - Quadratischer Mittelwert
ROPS	engl. roll-over protective structure
RTF	Realtime-Faktor der Simulation
SEAT <sub>w</sub>	Seat Effective Amplitude Transmissibility weighted - Sitzübertragungsfaktor
UeSW <sub>x</sub>	Überschwingweite der Messgröße $x$
VDV	engl. vibration dose value
VTV	engl. vibration total value

# Symbolverzeichnis

$A(8)$	Tagesexpositionswert
$C_F$	Crest-Faktor
$D_{Sitz}$	Lehr'sches Dämpfungsmaß des Fahrersitzes
$F_{Rad,z,dyn}$	Dynamische Radlast
$F_{Rad,z,stat}$	Statische Radlast
$\Lambda$	Logarithmisches Dekrement
$\Phi$	Wankwinkel
$T_0$	Bezugszeitraum
$T_e$	Expositionszeit
$a_w(t_0)$	Gleitender Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung
$a_{wv}$	Schwingungsgesamtwert (ISO2631)
$a_{wT,erw.}$	Erweiterter Effektivwert
$\dot{\Psi}$	Gierwinkelgeschwindigkeit
$m_e$	Einsatzgewicht der Maschine
$a_{wT}$	Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung
$a_w(t)$	Frequenzbewertete Beschleunigung



# 1 Einleitung

Die Entwicklung mobiler Arbeitsmaschinen wie beispielsweise Radladern ist heute vielen Randbedingungen und Zwängen unterworfen. Diese reichen von immer höheren Anforderungen seitens der Kunden und des Gesetzgebers, hohem Wettbewerbsdruck bis hin zu allgemeinen Forderungen nach stetig gesteigerter Entwicklungseffizienz, kürzeren Entwicklungszyklen sowie minimierten Kosten.

Insbesondere der Radladermarkt zeichnet sich dabei durch eine hohe Vielfalt von parallel existierenden Fahrzeugkonzepten hinsichtlich Fahr- und Arbeitsantrieben, Schwingungssystemen oder Rahmenkonzepten aus. Entwickler sehen sich somit der Aufgabe gegenübergestellt, die hohe Anzahl an möglichen Kombinationen bestehender und alternativ neuer Konzepte zu bewerten und Lösungen auszuwählen, um für die aktuelle Entwicklungsaufgabe eine möglichst optimale Gesamtkonzept bereitstellen zu können.

Um ein bestmögliches Fahrzeugverhalten zu gewährleisten und die immer strengeren gesetzlichen Vorgaben - beispielsweise zum Schwingungskomfort des Maschinenführers - einhalten zu können, ist schließlich eine gesamtheitliche Abstimmung aller Teilsysteme und der verschiedenen Fahrzeugparameter für das gewählte Fahrzeugkonzept notwendig.

Hierbei sind die komplexen Zusammenhänge zwischen einzelnen Teilsystemparametern und den verschiedenen Facetten des dynamischen Fahrzeugverhaltens zu beachten, welche vielfältige Wechselwirkungen aufweisen. Aus der Motivation heraus, Entwickler mobiler Arbeitsmaschinen bei

der Aufgabe der Konzeptbewertung und Parameterabstimmung zu unterstützen, wird die Aufgabenstellung abgeleitet, einen effizienten Prozess darzustellen, welcher die globalen Auswirkungen einzelner Konzeptentscheidungen oder Parameterveränderungen auf das globale Fahrzeugverhalten aufzeigt und eine anschließende Optimierung ermöglicht. Dabei werden drei Teilfacetten des dynamischen Fahrzeugverhaltens betrachtet: Schwingungskomfort, Fahrdynamik und Kippsicherheit.

Die effiziente Quantifizierung dieser Zusammenhänge erlaubt es dem Entwickler, informierte Entscheidungen zu treffen, unnötige Entwicklungsschleifen zu minimieren und in kürzerer Zeit ein tieferes Systemverständnis und eine hohe Produktreife zu erlangen und somit ein wettbewerbsfähiges Produkt darstellen zu können. Ein besonderer Fokus liegt auf der Unterstützung der Entwicklung adaptiver Systemverhaltensweisen, die es erlauben, künftig erweiterte Potenziale bezüglich des dynamischen Fahrzeugverhaltens freizusetzen.

## **2 Motivation und Stand der Technik**

Im folgenden Kapitel werden zunächst einige Randbedingungen und Informationen zur betrachteten Fahrzeugklasse erläutert sowie auf deren Besonderheiten eingegangen. Im Anschluss erfolgt die Darstellung einer grundlegenden Arbeitshypothese, wobei darauf aufbauend die generelle Vorgehensweise abgeleitet wird.

Eine Übersicht über den Stand der Forschung, eine Abgrenzung zu diesem sowie die Gliederung der Arbeit schließen das Kapitel ab.

### **2.1 Radlader - Allgemeine Informationen**

Dieser Abschnitt ist der Darstellung des Aufbaus und der Verwendung von Radladern gewidmet. Die sich daraus ergebenden, maschinenspezifischen Randbedingungen und Anforderungen werden erläutert und bilden die Grundlage für die spätere Realisierung einer Methodik mit dem Ziel der ganzheitlichen Optimierung von Maschineneigenschaften in den Teilomänen Schwingungskomfort, Fahrdynamik und Kippsicherheit.

#### **2.1.1 Verwendung**

Radlader sind mobile Arbeitsmaschinen, die mittels ihres Hubarms und dem daran angebrachten Arbeitswerkzeug verschiedenste Aufgaben in der

Materialverladung, Rohstoffgewinnung, Industrie (z.B. Holzumschlag, Recycling), der Landwirtschaft oder dem allgemeinen Baustellenbetrieb erledigen können. Die Bandbreite reicht dabei von kleinen Hofladern für den landwirtschaftlichen Einsatz bis hin zu großen Gewinnungsgeräten mit einem Einsatzgewicht von mehr als 200 t.

Für die unterschiedlichsten Applikationen steht eine Vielzahl von Anbauwerkzeugen zur Verfügung. Diese umfassen neben verschiedensten Ladeschaufeln unter anderem Holzgreifer, Paletten- oder Steingabeln, Kehrmaschinen, Schneefräsen und -pflüge. Umfassende Paletten von Sonderoptionen stehen zur Verfügung, um die Maschinen an die unterschiedlichsten Einsatzsituationen und Umgebungsbedingungen anzupassen.

Die Verwendung von Kleinmaschinen (Einsatzgewicht  $m_e < 10\text{ t}$ ) zeichnet sich zusätzlich dadurch aus, dass diese oftmals sehr flexibel und wenig kontinuierlich eingesetzt werden. Typisch ist z.B. die Verwendung eines Radladers für die allgemeine Baustellenunterstützung, der über einen Arbeitstag verteilt oftmals von vielen Fahrern zur Erledigung unterschiedlichster Aufgaben verwendet wird. Demgegenüber zeichnen sich größere Maschinen, sogenannte Leistungsmaschinen, dadurch aus, dass diese mit zunehmendem Einsatzgewicht immer spezifischere Aufgaben übernehmen und oftmals auch von nur einem Fahrer pro Arbeitsschicht betrieben werden. Dementsprechend sind die Anforderungen an diese Maschinenklasse - beispielsweise im Bereich Schwingungskomfort - höher, da sie einen dauerhaften Arbeitsplatz für den Maschinenführer darstellen.

Im Gegensatz dazu stellen der häufige Fahrerwechsel und der höhere Anteil weniger erfahrener Bediener eine besondere Anforderung an die Entwicklung von Kleinmaschinen dar. Eine intuitive Bedienung und vorhersehbare Fahrzeugreaktionen sind hierbei wichtige Entwicklungsziele, um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten.

### 2.1.2 Aufbau

Radlader sind üblicherweise mit einem permanenten Allradantrieb ausgestattet und werden von einem Dieselmotor angetrieben. Es existieren verschiedenste Antriebsstrangkonzeppte mit spezifischen Vor- und Nachteilen, so z.B. hydrodynamische Drehmomentwandler, vollhydrostatische Antriebsstränge mit Primär- und evtl. zusätzlicher Sekundärverstellung, elektrische Antriebsstränge mit Zentral- oder Radnabenantrieb oder hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigte Konzepte. Oftmals werden diese Grundkonzepte weiterhin mit lastschaltbaren Stufengetrieben ergänzt oder im Falle des Wandlerantriebs um eine Wandlerüberbrückungskupplung erweitert.

Bezüglich des strukturellen Aufbaus der Maschinen existieren verschiedene Grundkonzepte vor allem hinsichtlich der Lenkung und des Pendelausgleichkonzeptes, die je nach Maschinengröße und Hersteller angewandt und beliebig kombiniert anzutreffen sind.

Zu unterscheiden ist generell zwischen knickgelenkten Maschinen und solchen mit Starrrahmen und einer Achsschenkellenkung (meist Allradlenkung). Bei einem knickgelenkten Fahrzeug erfolgt die Lenkung über eine relative Verdrehung von Vorder- und Hinterwagen der Maschinen um die Hochachse, die jeweils eine starre Antriebsachse tragen und mittels des sogenannten Knickgelenks drehbar verbunden sind. Beide Lenksysteme bringen hierbei prinzipbedingt verschiedene Vor- und Nachteile mit sich. Bei vergleichbarer Wendigkeit ist als Vorteil der achsschenkelgelenkten Fahrzeuge z.B. die vom Lenkwinkel unabhängige, hohe Standsicherheit zu nennen. Demgegenüber besitzen Fahrzeuge mit Knicklenkung die Möglichkeit, das Arbeitswerkzeug im Stand durch eine Lenkbewegung seitlich zu verfahren, was zusätzliche Flexibilität mit sich bringt. [42]

**Abbildung 2.1** zeigt beispielhaft den Aufbau einer Maschine mit Knicklenkung.

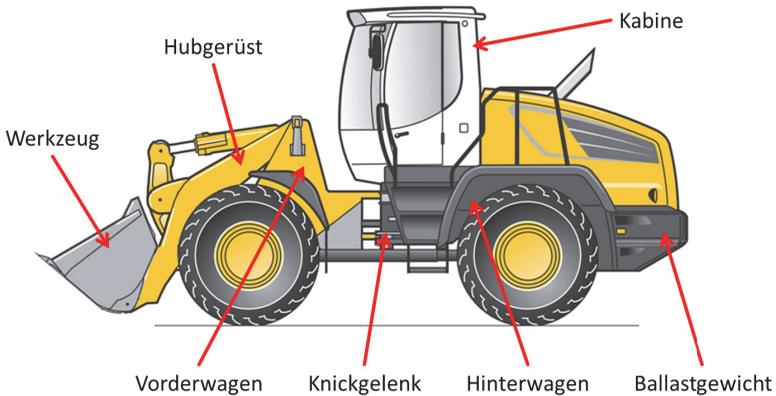


Abbildung 2.1: Seitenansicht eines knickgelenkten Radladers [3]

Auch ist bei gleicher Wendigkeit der äußere Wendekreis von Knicklenkern geringer, da sich der Hubarm mit dem Anbauwerkzeug in die Kurve dreht anstatt wie beim Starrrahmenfahrzeug tangential aus dieser hinauszuragen. Eine Kombination aus Knicklenkung und zusätzlicher Achsschenkellenkung an der Hinterachse wird durch den Hersteller *Liebherr* unter der Bezeichnung *Stereo-Lenkung* vertrieben - ein Ansatz, um die Vorteile beider Systeme zu kombinieren.

Im Bereich der Leistungsmaschinen ab einem Einsatzgewicht von rund 10 t sind auf dem Markt bis auf wenige Ausnahmen ausschließlich Maschinen mit Knicklenkung zu finden. Die Gründe mögen darin liegen, dass die hohe geforderte Robustheit der Achsen größerer Maschinen im Ladebetrieb nur mittels Starrachsen und Knicklenkung wirtschaftlich darstellbar ist.

Radlader sind nach dem Stand der Technik ohne Aufbaufederung konstruiert und bewegen sich je nach Typ im Geschwindigkeitsbereich von 0 bis ca. 40 km/h. Bedingt durch die hohen Belastungen der Fahrzeugachsen im Ladeinsatz und die geforderte Standsicherheit haben sich Aufbaufederungen bisher im Gegensatz zu anderen mobilen Maschinen nicht etabliert.

Eine Ausnahme bilden hier ausschließlich spezielle militärische Pionierfahrzeuge wie z.B. der *JCB HMEE*, die deutlich höhere Fahrgeschwindigkeiten erreichen. Nichtsdestotrotz ist der Bereich Aufbaufederung am Radlader Thema aktueller Forschung und Entwicklung (siehe z.B. [52]).

Um auch ohne eine gefederte Achs- oder Radaufhängung auf unebenem Terrain stets mit allen Rädern Bodenkontakt zu halten und eine Torsion des Fahrzeugrahmens zu vermeiden, ist eine Pendelfunktion um die Längsachse üblich. Hierbei wird zwischen der Pendelung der Hinterachse relativ zum Rahmen (Achspendelung) oder einem Pendelgelenk im Bereich des Knickgelenks (Rahmenpendelung) unterschieden. Im letzteren Fall findet eine Ausgleichsbewegung um die Längsachse zwischen Vorder- und Hinterwagen statt. Auch bezüglich der Pendelfunktion sind unterschiedlichste Kombinationen dieser Grundsysteme auf dem Markt anzutreffen.

Um den Schwingungskomfort von Radladern besonders im Bereich der Leistungsmaschinen zu steigern, sind die Fahrzeuge mit verschiedenen Schwingungssystemen ausgerüstet. Diese umfassen unter anderem gefederte Sitze, Fahrschwingungstilgersysteme, elastische Kabinenlagerungen und die erwähnte Pendelausgleichsfunktion. Aufgrund der fehlenden Aufbaufederung kommt zusätzlich dem Federungsverhalten der Reifen selbst eine hohe Bedeutung zu. Eine detailliertere Erläuterung der einzelnen Schwingungssysteme wird in **Kapitel 3.4** geboten.

### 2.1.3 Maschinenspezifische Besonderheiten

Bedingt durch ihren Aufbau und die Einsatzsituationen von Radladern ergeben sich für diese Maschinenklasse bestimmte Verhaltensweisen, sowie Randbedingungen und Anforderungen an die Gestaltung der Maschinen. Diejenigen, die für das Fahrverhalten, die Kippsicherheit sowie den Schwingungskomfort relevant sind, werden in diesem Kapitel erläutert.

#### 2.1.3.1 Sitzposition

Um den Maschinenführern eine gute Rundumsicht zu gewährleisten, sind die Kabinen an Radladern typischerweise mittig zwischen den Achsen montiert und relativ hoch angeordnet. Die Höhe der Sitzfläche über Grund liegt bei einem typischen Kleinradlader von 5 t Einsatzgewicht je nach Typ im Bereich 1500 - 1800 mm bei PKW-ähnlicher Grundfläche der Fahrzeuge. Bei größeren Leistungsmaschinen kann die Sitzhöhe dabei noch deutlich über diesen Bereich hinausgehen.

Dies führt aufgrund der Hebelverhältnisse dazu, dass die translatorischen Beschleunigungen auf den Maschinenführer bei Offroad-Betrieb aufgrund von Wank- und Nickbewegungen der Maschine im Vergleich zu anderen Fahrzeugen sehr hoch ausfallen. Deutlich wird dies vor allem bei der Analyse von Schwingungsmessungen während der Fahrt über unebenes Terrain (siehe **Kapitel 6.4.4**).

#### 2.1.3.2 Prozess-Feedback

Eine wichtige Randbedingung, die bei der Auslegung von Schwingungssystemen an Radladern betrachtet werden muss, ist die für den Fahrer notwendige Rückmeldung über den ausgeführten Arbeitsprozess, die Stand-

sicherheit und weiterer Eindrücke, sodass er seine Aufgabe im Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt bestmöglich ausführen kann.

Dieses sogenannte Prozess-Feedback nimmt der Bediener eines Radladers mit mehreren Sinneskanälen wahr. Während nach [37] bis zu 90 % der Informationen zur Prozessführung über den optischen Sinneskanal aufgenommen werden, haben Gespräche mit professionellen Versuchsfahrern im Rahmen dieser Arbeit die Wichtigkeit des Prozessfeedbacks über den Sinneskanal des Spürens - abhängig von der aktuellen Einsatzsituation - deutlich gemacht.

Eine sehr starke Entkopplung des Fahrers von der Maschine durch den Einsatz von Schwingungssystemen ist daher je nach Einsatzsituation kontraproduktiv, da der Fahrer zwar messbar besseren Schwingungskomfort genießt, die geforderte Produktivität und Kontrollierbarkeit allerdings aufgrund des eingeschränkten Prozessfeedbacks negativ beeinflusst wird.

**Abbildung 2.2** zeigt eine Darstellung des genannten Regelkreises zwischen Fahrer, Fahrzeug und Umwelt.

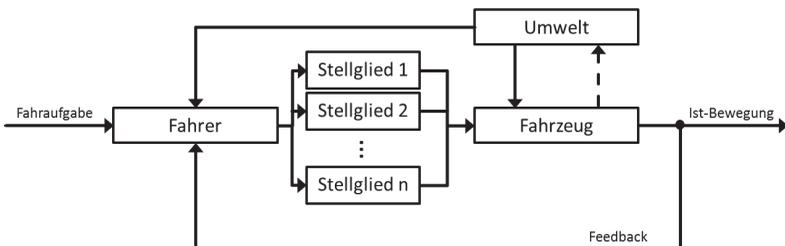


Abbildung 2.2: Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt angelehnt an [50]

Im dargestellten Regelkreis leitet der Fahrer Steuerkommandos über die Stellglieder (z.B. Lenkrad, Gaspedal, ...) an das Fahrzeug weiter. Deswegen wird sein Verhalten parallel dazu durch die Umwelt beeinflusst, beispielsweise durch Bodenunebenheiten oder Traktionsverhältnisse. Es stellt sich

eine Bewegung des Fahrzeugs ein (Ist-Bewegung), welche der Fahrer über den Rückkopplungskanal (Feedback) über die verschiedenen Sinneskanäle wahrnimmt und hieraus entsprechende Steuerungskorrekturen ableitet.

Während die Umwelt den Fahrer und dessen Wahrnehmung auch direkt beeinflussen kann (z.B. Sichtverhältnisse), so besteht ebenfalls eine Verbindung von Fahrzeug in Richtung Umwelt. Diese kann beispielsweise nach [50] eine Reaktion von Verkehrsteilnehmern auf die Position des eigenen Fahrzeugs darstellen, insbesondere im Falle mobiler Arbeitsmaschinen besteht aber auch direkt die Möglichkeit, mittels der vom Fahrzeug bereitgestellten Werkzeuge Einfluss auf die Umgebung zu nehmen.

Fahrer von Radladern nutzen beispielsweise die Schaufel, um während Leerfahrten die Fahrwege von herabgefallenem Material und somit potenziellen, komfortrelevanten Hindernissen zu befreien. Sie beeinflussen somit die Auswirkungen der Umwelt auf das Fahrzeug im darauffolgenden Arbeitszyklus.

### 2.1.3.3 Konfigurationsvielfalt

Eine weitere Besonderheit der Maschinenklasse Radlader betrifft die hohe Vielfalt von unterschiedlichen Fahrzeugkonfigurationen, wobei sich die Wahl verfügbarer Optionen auf das Schwingungskomfort-, Fahr- und Kippverhalten auswirken kann. So sind z.B. unterschiedlichste Reifentypen verfügbar, die je nach Einsatzbedingung Verwendung finden. Diese reichen von luftgefüllten Reifen mit je nach Robustheitsklasse stark unterschiedlichen Vertikalsteifigkeiten über ausgeschäumte, bis hin zu Vollgummireifen und beeinflussen das Schwingungsverhalten der Maschine stark. Für weitere Informationen zum Thema Reifen siehe **Kapitel 3.4.1.4**.

Zusätzlich zur Wahl des Reifens wird der Aufbau weiterhin stark durch Sonderoptionen beeinflusst, wie z.B. zusätzliche Ballastgewichte oder unterschiedlich schwere Anbauwerkzeuge.

#### **2.1.3.4 Einsatzbedingungen und geforderte Robustheit**

Hohe Fahrzeugmassen in Kombination mit fehlender Aufbaufederung und relativ weichen Reifen führen dazu, dass die in das Fahrzeug eingeleiteten Anregungen von niederfrequentem Charakter sind und zusätzlich mit einzelnen Stößen überlagert sein können. Typischerweise liegen die energiehaltigen Beschleunigungen in einem Bereich von ca. 0 - 5 Hz (siehe **Kapitel 6**), was eine Isolation durch Schwingungssysteme bei gleichzeitiger Rücksichtnahme auf die Forderung nach geringen Federwegen zur Herausforderung werden lässt.

Weiterhin sei auf die hohe geforderte Robustheit sowie Verfügbarkeit hingewiesen, die an Radlader bzw. Erdbaumaschinen im Allgemeinen im Einsatz gestellt werden. Dies stellt eine Randbedingung an die Ausführung von Schwingungssystemen dar und kann als einer der Gründe angesehen werden, warum Radlader nach dem Stand der Technik beispielsweise im Vergleich zu mobilen Landmaschinen mit weniger komplexer Schwingungstechnik ausgerüstet sind.

Die geforderte Robustheit ist oftmals direkt aus geltender Normung abzuleiten. So existieren Normwerke zum Überrollschutzaufbau, aus welchen hervorgeht, dass eine Erdbaumaschine im Falle eines Überschlags einen geeigneten Überlebensraum für den Fahrer sicherstellen muss. Hierbei werden Prüfungen festgelegt, die sicherstellen, dass die Fahrerkabine und die zugehörige Kabinenlagerung den hohen zu erwartenden Kräften standhalten. [2]

Aufgrund der hohen Einsatzgewichte fallen dabei die Anforderungen an die Robustheit so hoch aus, dass sich bisher trotz der Komfortsteigerungspotenziale im Radladereinsatz weder Aufbaufederungen noch niederfrequent gefederte Fahrerinnen zur Isolation von störenden Schwingungen und Stößen durchgesetzt haben (siehe hierzu **Kapitel 3.4.2**).

### 2.1.3.5 Einsatzgewichte und Massenverteilung

Aufgrund des noch vor der Vorderachse montierten Arbeitswerkzeugs (z.B. Schaufel, Gabel oder Greifer) und der relativ hohen Nutzlast im Verhältnis zum Eigengewicht des Fahrzeugs, liegt zwischen dem beladenen und dem unbeladenen Zustand eine starke Schwerpunktsverschiebung vor. Beispielsweise weist der in dieser Arbeit betrachtete Radlader *Liebherr L528* bei rund 11 t Eigengewicht eine Zuladung von ca. 4 t auf.

Um diese hohen Zuladungen bewältigen zu können, liegt der Schwerpunkt im unbeladenen Zustand typischerweise zwischen Fahrzeugmitte und der Hinterachse und wandert bei voller Beladung auf eine Position zwischen Fahrzeugmitte und Vorderachse.

Die Ergebnisse einer Untersuchung der Schwerpunktsverschiebung sowie der Radlastverteilung aufgrund der Beladung am Beispiel des Radladers *Liebherr L528* werden in **Kapitel 6.5** dargestellt.

### 2.1.3.6 Zyklische Betriebsweise - Variabilität des Sollverhaltens

Radlader werden typischerweise in zyklischen Arbeitsprozessen betrieben, wobei die Zykluszeit meist im Bereich  $t_{\text{Zyklus}} = 30 - 120$  s liegt. Während dieses Zyklus wird der Radlader dabei etwa zur Hälfte der Zeit im beladenen bzw. unbeladenen Zustand betrieben - mit den entsprechenden Auswirkungen auf die Massenverteilung und damit den statischen Radlasten.

Betrachtet man einen Zyklus weiterhin als Zusammensetzung unterschiedlicher Zyklusphasen, so fällt auf, dass die Anforderungen der Bediener an das Verhalten bezüglich Schwingungsisolierung und Prozessfeedback der Maschine je nach aktueller Phase deutlich unterschiedlich ausfallen können.

Dies kann bei der Abstimmung von Schwingungssystemen zur Darstellung gewisser Verhaltensweisen unterschiedlich berücksichtigt werden - beispielsweise durch Wahl eines Kompromisses in der Auslegung über verschiedene Zyklusphasen hinweg oder dem Etablieren von situationsabhängigem, d.h. adaptivem Verhalten. Weitere Informationen zu diesem Thema sind in **Kapitel 7** zu finden.

## 2.2 Zukünftige Entwicklung der Einsatzprofile

Radlader sind nach dem Stand der Technik vor allem für produktives und effizientes Arbeiten in geringen Geschwindigkeitsbereichen optimiert. Die Einsatzprofile unterliegen dabei allerdings einer ständigen Anpassung an die verfügbare Technologie. Als Beispiel kann die Etablierung immer effizienterer Antriebssysteme der Maschinen genannt werden, beispielsweise durch Wandler-Überbrückungskupplungen, diesel-elektrische oder leistungsverzweigte Fahrtriebe wie sie heute von vielen Herstellern und Forschungsgruppen untersucht und entwickelt werden.

Der Anstieg der Effizienz ermöglicht dabei zukünftig den Transport von geladenem Material über eine Strecke vom Lade- zum Endladeort direkt durch die Lademaschine, welche bisher nur von einer Kombination aus Lademaschine und Transportmaschine (z.B. Muldenkipper) wirtschaftlich darstellbar war. Die wirtschaftliche Transportentfernung für einen Radlader liegt nach [44] bei rund 10 - 200 m. Darüber hinaus ist es für den Betreiber wirtschaftlicher, dem Ladegerät ein oder mehrere Transportgeräte zur Seite zu stellen oder ein alternatives Konzept zu verfolgen. Eine Verlängerung

der wirtschaftlichen Transportentfernungen durch gesteigerte Antriebseffizienz bedeutet damit auch direkt eine steigende Bedeutung der Fahrdynamik und des Schwingungskomforts der Maschinen.

Neben durch höhere wirtschaftliche Transportentfernungen entstehenden, neuen Einsatzprofilen mit hohem Fahranteil kann weiterhin eine Veränderung bestehender Einsatzprofile erwartet werden. Während einige Phasen bestehender Arbeitszyklen zukünftig schneller durchfahren werden können, da die zur Verfügung stehende Bruttoleistung durch gesteigerte Antriebseffizienz zu höherer, verfügbarer Nettoleistung und somit zur Steigerung von Beschleunigung und Endgeschwindigkeit führen kann, zeichnen sich auch weitere Einflüsse ab.

So zeigen im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Fahrerinterviews auf, dass die Produktivität der Maschine insbesondere bei Einsatzprofilen mit höherem Fahranteil und unebenen Untergründen durch andere Größen als die Maschinenleistung limitiert ist. Dies wird durch Messungen bestätigt, welche aufzeigen, dass die zur Verfügung stehende Leistung der Maschinen meist nur kurzzeitig im Ladebetrieb ausgenutzt wird und vor allem im Fahrbetrieb hohe Reserven verbleiben. Limitierende Größen in diesen Einsatzprofilen sind vielmehr der subjektive Schwingungskomfort sowie potenzieller Materialverlust durch Maschinenschwingungen oder die subjektiv erlebte Fahrsicherheit.

Untersuchungen des Hauses *Liebherr* zeigen den Effekt auf, dass eine gesteigerte Schwingungsisolierung insbesondere in Einsatzprofilen mit höherem Fahranteil zu einer Erhöhung der durchschnittlichen Fahrgeschwindigkeit führt. Der Bediener steigert die Fahrgeschwindigkeit demnach in einem Maße, welches schließlich zu einer zum Urzustand vergleichbaren Schwingungsbelastung führt. Bei erhöhter Schwingungsisolierung wird dieses „innere Komfortlimit“ bei einer höheren Fahrgeschwindigkeit erreicht.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass sowohl die Einführung effizienterer Antriebssysteme als auch die geforderte Steigerung des Schwingungskomforts der Maschinen zukünftig das Potenzial haben, die Menge der Einsatzprofile mit hohem Fahranteil zu erhöhen. Gleichzeitig wird eine Steigerung der durchschnittlichen Fahrgeschwindigkeit in Einsatzprofilen erwartet, welche heute durch das Schwingungsverhalten der Maschine in ihrer Produktivität limitiert sind. All dies führt dazu, dass den Themenfeldern Fahrdynamik, Kippsicherheit sowie Schwingungskomfort zukünftig ein höherer Stellenwert in der Entwicklung dieser Fahrzeugklasse zukommen wird.

Während die Steigerung des Schwingungskomforts dabei unter anderem gesetzlich getrieben ist (siehe **Kapitel 3.5.2**), ergeben sich die gesteigerten Anforderungen an die parallelen Themenfelder aufgrund der oben beschriebenen Zusammenhänge. Dabei ist zu beachten, dass eine Änderung an einem Fahrzeugparameter oder an der Abstimmung eines beliebigen Schwingungssystems möglicherweise auf mehrere Teilomänen des Fahrzeugverhaltens Einfluss nehmen kann. Ebenso verhält es sich mit der Wahl eines bestimmten Konzeptes beispielsweise des Pendelausgleichs- oder Lenksystems.

Diese Arbeit soll einen Beitrag dazu leisten, eine gesamtheitliche Bewertung der Wahl dieser Faktoren zu ermöglichen und eine Optimierung im Hinblick auf das globale Fahrzeugverhalten zu unterstützen.

### **2.3 Motivation der Arbeit**

Im folgenden Kapitel wird die Motivation und Zielsetzung der Arbeit dargestellt. Zu Beginn steht dabei die Aufstellung einer zentrale Arbeitshypothese, wovon anschließend die Vorgehensweise der Arbeit abgeleitet wird.

### 2.3.1 Arbeitshypothese

Eine mobile Arbeitsmaschine - hier am Beispiel Radlader - kann abstrakt als Komplex aus mehreren, verschiedenartigen Schwingungssystemen betrachtet werden. Die Gesamtheit der Schwingungssysteme, deren Anordnung und Abstimmung aufeinander sowie eine Menge an Fahrzeugparametern definieren das globale Verhalten der Maschine. Zusätzlich stehen verschiedenste Varianten grundlegender Rahmenkonzepte (Pendelsystem, Lenkkonzept) zur Verfügung, deren Auswahl und Gestaltung das globale Fahrzeugverhalten ebenfalls beeinflussen.

Zu diesem Verhalten werden verschiedene Unterkategorien gezählt, wie zum Beispiel Schwingungskomfort des Bedieners, Fahrdynamik, Kippsicherheit, Bedienergonomie, Effizienz oder Leistungsfähigkeit.

**Abbildung 2.3** zeigt schematisch die in dieser Arbeit berücksichtigten Teil-domänen des globalen Fahrzeugverhaltens.

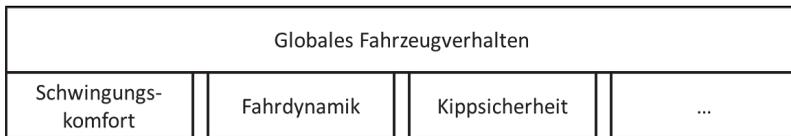


Abbildung 2.3: Globales Fahrzeugverhalten mit den in dieser Arbeit berücksichtigten Teildomänen

Dabei besteht kein einfacher Zusammenhang zwischen einem bestimmten Teilverhalten des Fahrzeugs und der Gestaltung und Abstimmung eines bestimmten Schwingungssystems bzw. der Wahl eines Rahmenkonzeptes oder Fahrzeugparameters. Vielmehr bildet sich das globale Fahrzeugverhalten durch die Gesamtheit der vorhandenen Systeme und deren Abstimmung zueinander heraus und die Veränderung eines einzelnen Parameters kann Auswirkungen auf mehrere Teildomänen des globalen Fahrzeugverhaltens mit sich bringen. Die Arbeitshypothese lautet daher:

*„Eine einzelne Rekonfiguration eines Schwingungssystems eines Fahrzeugs oder das Hinzufügen oder Entfernen eines solchen, die Auswahl und Gestaltung von Rahmenkonzepten sowie die Variation eines Fahrzeugparameters mag sowohl positive als auch negative Auswirkungen auf einzelne Teilverhaltensweisen der Maschine mit sich bringen. Die Summe dieser Teilverhaltensweisen bildet das globale Verhalten, welches demnach durch eine einzelne Konfigurationsänderung in mehreren Teilfacetten verändert werden kann.“*

### **2.3.2 Abgeleitete Vorgehensweise**

Legt man die definierte Arbeitshypothese zugrunde, wird die Aufgabe der Arbeit abgeleitet, einen durchgehenden Prozesses zur Analyse und Optimierung der Eigenschaften von Radladern in den Teildomänen Schwingungskomfort, Fahrdynamik und Kippsicherheit abzubilden. Ziel ist es, die Auswirkungen von Änderungen einzelner Teilsystem- oder Komponenteneigenschaften auf verschiedenste Facetten des dynamischen Gesamtfahrzeugverhaltens zu bewerten, um eine gesamtheitliche Abstimmung und Optimierung zu ermöglichen.

Das Zielverhalten der Maschine soll dabei sowohl allgemein in Form einer optimalen Kompromissfindung der Eigenschaften über verschiedenste, typische Einsatzszenarien, als auch für einzelne Phasen dieser Arbeitszyklen optimiert abgebildet werden können. In letzterem Fall ist es Aufgabe des zu entwickelnden Prozesses, die Entwicklung von adaptiven Teilsystemen aktiv zu unterstützen. Die Menge der für die verschiedenen Phasen ermittelten, optimalen Konfigurationen spannt den geforderten Variationsraum für eine adaptive Anpassung der Teilsysteme auf und legt somit einen wichtigen Grundstein für deren Realisierung. Hierzu werden die unterschiedlichen Einsatzsituationen, in denen sich die Maschinen bewegen, getrennt

auf ihre Anforderungen seitens der Fahrer untersucht. Die Erkenntnisse dieser Untersuchungen sind in **Kapitel 7** dargestellt.

Um die Analysen und Optimierungen möglichst zeit- und kosteneffizient darzustellen, sollen diese in einer frühen Phase des Entwicklungsprozesses durchgeführt werden können, in der die Möglichkeiten der Einflussnahme auf die Fahrzeugkonfiguration noch weitreichender und die Änderungskosten geringer sind als in späteren Phasen der Entwicklung. Die Nutzung von Simulationswerkzeugen sowie eine umfassende Automatisierung aller notwendigen Schritte ist hierbei notwendig.

Der breite Fokus über die einzelnen Teildomänen des Gesamtverhaltens hinaus wird dabei angesetzt, um zu verhindern, dass eine Optimierung innerhalb einer dieser Domänen zu einer eventuell unerkannten negativen Beeinflussung einer der Anderen führt. Solche unbeachteten Auswirkungen von zu schmalen Betrachtungsfokus zeigen sich andernfalls in späteren Entwicklungsphasen z.B. an ersten realen Prototypen oder schlimmstenfalls erst im Kundeneinsatz. In diesem Fall sind allerdings die zeitlichen und finanziellen Aufwände zur Behebung der entstandenen Probleme deutlich höher, weshalb dies durch den zu entwickelnden Prozess möglichst verhindert werden soll.

### **2.3.3 Berücksichtigte Rahmenbedingungen**

Eine besondere Rahmenbedingung für die spätere Anwendbarkeit des Prozesses stellt der geplante Einsatz in der Branche der mobilen Arbeitsmaschinen dar. Diese ist geprägt durch eine hohe Variantenvielfalt der Produkte bei gleichzeitig eingeschränkten Entwicklungskapazitäten. Beispielsweise ist es nicht unüblich, dass die Kompetenz zur Mehrkörpersimulation sowie das Fachwissen bezüglich Schwingungskomfort, Fahrdynamik und anderer Domänen in den Händen einzelner oder weniger Personen liegen. Somit sind grundlegend andere Randbedingungen gegeben, als sie

beispielsweise in der Automobilindustrie vorzufinden sind, wo große Entwicklungsteams mit Fachbereichen für die verschiedensten Teilaspekte des Fahrzeugverhaltens über Abteilungsgrenzen hinweg zusammenarbeiten.

Für den zu entwickelnden Prozess bedeutet dies, dass der Fokus auf die effiziente Nutzung durch eine Einzelperson gelegt wird. Zusätzlich wird die Forderung gestellt, alle notwendigen, virtuellen Untersuchungen mit einem einzelnen, zentralen Fahrzeugmodell durchzuführen, da branchentypisch keine Spezialmodelle für unterschiedlichste Betrachtungen zur Verfügung stehen. Das Modellierungskonzept bzw. das Detaillierungslevel ist dabei so zu wählen, dass bei hinreichend genauer Abbildung des Fahrzeugverhaltens in den verschiedenen Domänen kurze Rechenzeiten auf handelsüblichen Workstations erreicht werden.

Eine effiziente Arbeit des Benutzers - dessen Aufgabe es ist, die Ergebnisse der vielfältigen Untersuchungen in verschiedenen Teildomänen des Fahrzeugverhaltens zu bewerten - wird aktiv unterstützt, indem an die Aufgabenstellung angepasste Datenverarbeitungs- und Visualisierungskonzepte erarbeitet werden, welche die Aufgabe der Ergebnisinterpretation möglichst einfach und intuitiv gestalten. Zusätzlich werden branchen- und fahrzeugrelevante Normen und deren Bewertungsverfahren berücksichtigt.

## **2.4 Abgrenzung zum Stand der Forschung**

In der Literatur existieren verschiedenste Arbeiten im Umfeld mobiler Arbeitsmaschinen, welche sich den Themenfeldern Schwingungskomfort, Fahrverhalten sowie Kippsicherheit widmen. In diesem Kapitel wird ein Überblick über den Stand der Forschung geboten und anschließend eine Abgrenzung der vorliegenden Arbeit durchgeführt. Zusätzlich zu Arbeiten technischer Natur beschäftigt sich dieses Kapitel mit der Forschung im Bereich effizienter Entwicklungsmethodik und -verfahren.

## 2.4.1 Zusammenfassung existierender Arbeiten

### 2.4.1.1 Technische Arbeiten

*Günthner, Fischer* und *Ebner* stellen in [29] Ergebnisse einer Human-schwingungsuntersuchung von Flurförderfahrzeugen vor. Motivation war es, repräsentative Belastungsdaten für diese Branche zu generieren, um Betreiber bei der gesetzlich geforderten Gefährdungsbeurteilung zu unterstützen. Hierzu werden sechs Fahrzeuge in realen Applikationen vermessen und die Einflüsse von Grundparametern wie Beladungszustand und Fahr-geschwindigkeit erarbeitet. Parallel dazu erfolgen virtuelle Untersuchungen mithilfe der Methode der MKS (Mehrkörpersimulation). Die Fahrzeugmodelle sind dabei allerdings auf die Abbildung des Status-Quo beschränkt - es werden keine Optimierungen durchgeführt.

Ebenfalls im Bereich Flurförderfahrzeuge ist die Arbeit von *Schmalzl* [57] angesiedelt. Mithilfe eines detaillierten, hybriden Mehrkörpermodells untersucht er das Schwingungsverhalten von Schmalgangstaplern in verschiedenen Konfigurationen, wobei ein besonderer Fokus auf der Anregung durch reale, unebene Hallenböden liegt.

In [35] beschäftigt sich *Hauck* mit der Optimierung gefederter Fahrer-sitze für den Traktoreneinsatz. Ergebnis der Arbeit ist ein semi-aktives Schwingungssystem, bei dem eine automatische und stufenlose Anpassung der Sitzdämpfung erfolgt. Es werden deutliche Verringerungen der Fahrerbelastung im Vergleich zu einem optimierten, passiven Schwingsitz erreicht.

*Kirstein* zeigt in [40] Ergebnisse einer Optimierung des Schwingungskomforts von knickgelenkten Muldenkippern auf. Auch in dieser Arbeit kommt ein Mehrkörpersystem des Fahrzeugs zum Einsatz, welches nach Abschluss der Validierung als Basis für die Optimierung des Schwingungskomforts

dient. Diese erfolgt dabei automatisiert mittels vier verschiedener Optimierungsalgorithmen, wobei der zur Verfügung gestellte Parameterraum vorher manuell definiert wurde. Die Bewertung des Schwingungskomforts basiert dabei auf genormten Kennwerten nach ISO2631.

In [52] führt *Rehnberg* Untersuchungen zu Achsfederungen an Radladern durch. Ziele sind eine verringerte Fahrerbelastung und höhere Fahrgeschwindigkeiten auf unebenem Untergrund. Aufgrund der großen Verschiebung des Schwerpunktes und der Achslasten je nach Beladungszustand wird eine Niveauregulierung umgesetzt. Die Methoden reichen von analytischen Betrachtungen über Mehrkörpersimulation bis hin zu Untersuchungen an einem maßstäblich verkleinerten Modell des Radladers.

Über die Entwicklung eines passiven Kabinenfederungssystems für Traktoren wird von *Thomas* in [61] berichtet. Zur Darstellung des Gesamtsystems in der Simulation erfolgt eine Kopplung von verschiedenen Softwaretools zur Abbildung der Mechanik- und Hydraulikkomponenten. Die Untersuchungen umfassen Simulationen verschiedenster Konfigurationen eines Traktors (mit/ohne Heckanbaugerät oder Vorderachsfederung) in Kombination mit unterschiedlichen Ausprägungen der Sitz- und Kabinenfederung. Untersucht wird der Einfluss auf Schwingungskomfort und Kontrollierbarkeit des Fahrzeugs bei der Überfahrt unebener Untergründe. Es konnten gute Korrelationen zwischen subjektiven Komfortbeurteilungen der einzelnen Varianten und objektiven Kennwerten entsprechend der gültigen Normwerke (frequenzbewertete Beschleunigungseffektivwerte) hergestellt werden.

*Kremb* und *Schindler* stellen in [43] den Aufbau und die Validierung eines detaillierten Modells eines Mobilkrans vor. Dabei liegt ein besonderer Fokus auf der realistischen Abbildung der hydropneumatischen Achsfederung des Fahrzeugs, wofür eine Simulationskopplung realisiert wird. Das Modell wird anhand von Daten aus zahlreich durchgeführten Fahrversuchen im Bereich Schwingungskomfort und Fahrdynamik validiert.

Das Fahr- und insbesondere Kippverhalten von Radladern wird von *Küppers* in [42] untersucht. Hierzu werden drei Fahrzeuge mit unterschiedlichen Lenkkonzepten (Knick-, Achsschenkel- und Kombinationslenkung) mit Messtechnik ausgestattet und in verschiedenen Fahrmanövern vermessen. Anschließend erfolgt die Abbildung des Fahrzeugverhaltens in einer Simulationsumgebung, welche virtuelle Untersuchungen zulässt. Einen Kernpunkt der Arbeit bildet die Darstellung eines Sicherheitssystems, welches den Fahrer über die aktuelle Standsicherheit der Maschine informiert.

Auch *Gies* beschäftigt sich in [30] mit dem Fahrverhalten von Radladern unterschiedlicher Lenkkonzepte. Die Schwerpunkte liegen dabei auf dem vertikalen Schwingungsverhalten, der Kippsicherheit und dem Lenkverhalten. Hierzu werden Fahrversuche mit drei messtechnisch ausgestatteten Fahrzeugen durchgeführt und der Status-Quo dargestellt. Anschließend erfolgt eine Bewertung verschiedenster Lenk- und Pendelkonzepte anhand eines Simulationsmodells und es werden die Einflüsse von Fahrzeugparametern wie des Radstandes oder der Sitzposition untersucht. Zusätzlich erfolgt eine detaillierte Untersuchung und Optimierung des passiven Fahrschwingungstilgers und eine Bewertung eines aktiven Tilgersystems.

*Steiner* stellt in [60] die Optimierung des passiven Schwingungstilgers eines Radladers vor. Ausgehend von Messungen an einem Versuchsfahrzeug wird ein erstelltes Simulationsmodell des Schwingungssystems aus mechanischen und hydraulischen Komponenten validiert, mit dem anschließend eine Optimierung des Tilgerverhaltens erarbeitet wird. Dabei wird das Ziel verfolgt, die passiven Eigenschaften des Tilgers in verschiedenen Belastungszuständen zu optimieren.

Auch *Ikonen* beschäftigt sich in [38] mit dem hydraulisch-mechanischen Schwingungstilger eines Radladers. Dabei wird ein aktives Verhalten dargestellt, mit dem Ziel den Schwingungskomfort des Fahrers und die Bewegungen der Schaufel für minimiertem Materialverlust zu verbessern. Zur

Untersuchung der Leistungsfähigkeit in Abhängigkeit der gewählten Regelparameter wird ein vereinfachtes, mathematisches Dynamikmodell des Radladers eingesetzt.

*Dudzinski* und *Skurjat* geben in [27] Einblicke in ihre Untersuchungen zur Fahrstabilität von knickgelenkten Baumaschinen. Hierzu wird ein Mehrkörpermodell eines Radladers erstellt, welches unter Anderem die Elastizität des hydraulischen Lenksystems nachbildet. Nach einer einseitigen Überfahrt über ein Hindernis erfolgt die Bewertung der Fahrstabilität in Abhängigkeit der Steifigkeit des Lenksystems, welche in der Realität beispielsweise durch gelöste Luft im Hydraulikfluid verschiedene Werte annehmen kann. Zusätzlich werden Untersuchungen der Fahrstabilität in Abhängigkeit des Antriebskonzeptes (Heck-, Front-, Allradantrieb) vorgestellt.

*Voigt* untersucht in [63] das Schwingungsverhalten eines Radladers mithilfe der Mehrkörpersimulation. Der besondere Fokus liegt dabei auf dem Pendelsystem des Fahrzeugs, wobei zwischen Knick-Pendel-Gelenk, Pendelachse und einer Kombinationslösung unterschieden wird.

### 2.4.1.2 Methodische Arbeiten

*Schröter* beschreibt in [58] das am Institut für Produktentwicklung (IPEK) am KIT entwickelte X-in-the-Loop-Framework (Vorarbeiten siehe [14] bzw. [24]) und entwickelt dieses in seiner Arbeit weiter. Das X ist hierbei die sogenannte Unit-Under-Test, welche je nach Entwicklungsaufgabe beispielsweise eine einzelne Fahrzeugkomponente, das Gesamtfahrzeug, ein Assistenzsystem oder den Fahrer selbst darstellen kann. Kernelement der Herangehensweise ist dabei, dass zu jedem Zeitpunkt im Entwicklungsprozess die Interaktion von Fahrer, Fahrzeug und Umwelt berücksichtigt werden kann. Die beteiligten Elemente in diesem Spannungsfeld können hierbei aus beliebigen Kombinationen realer (Komponentenprüfstände, Rollenprüfstände, Fahrer) oder virtueller Komponenten (Simulationsmodelle)

zusammengestellt werden, um in jeder Phase der Entwicklung eine Betrachtung des Gesamtsystemverhaltens zu ermöglichen. *Schröter* erweitert dieses Konzept um automatisierte Optimierungsmodule, um am Beispiel eines Assistenzsystems zur Förderung eines kraftstoffeffizienteren Fahrbetriebs das Systemverhalten effizient zu erarbeiten.

Der erwähnte X-in-the-Loop-Ansatz wird von *Schille et al* in [56] angewendet, um ungleichförmigkeitserregte NVH-Phänomene an einem Fahrzeug-Antriebsstrang zu untersuchen und die Wirksamkeit von Abhilfemaßnahmen zu bewerten. Hierzu wird mit dem *XiL-Manöver-Tool* ein neuartiges Element geschaffen. Diese dynamische Datenbank enthält alle manöverspezifischen Informationen wie Manöverbeschreibung, Validierungsstrategie, Bewertungskriterien, notwendige Messtechnik und Prüfstands-konfiguration. Die definierten Manöver umfassen verschiedene Kombinationen von Drehzahl- und Drehmomenthochläufen und entsprechende Versuchsrandbedingungen und werden an einem Akustik-Rollenprüfstand absolviert. Der relevante Antriebsstrang und die zugehörige Messtechnik sind dabei real am Prüfstand vorhanden, wobei der Ansatz erlaubt, Teile des betrachteten technischen Systems durch virtuelle Komponenten zu ersetzen.

*Schyr, Reiß* und *Otto* stellen in [59] eine Methode zur virtuellen Validierung von Fahrzeugeigenschaften eines Radladers basierend auf der Software IPG TruckMaker vor. Auch dieser Ansatz erlaubt es, beliebige reale oder virtuelle Teilkomponenten des Fahrzeugs zu einem Gesamtfahrzeug zu kombinieren und dieses im Kontext von Fahrer und Umwelt manöverbasierten Tests zu unterziehen. Der Fokus der Schrift liegt auf der Untersuchung der Energieeffizienz sowie der Fahr- und Arbeitsleistung und beleuchtet die Möglichkeiten der Plattform, auch simulierte Fehler in Steuergeräte einzubringen, um die entsprechenden Kompensationsmaßnahmen der Fahrzeugsteuerung zu prüfen.

*Albers et al* stellen in [15] eine Vorgehensweise zur virtuellen Bewertung der Eigenschaften von PKW-Kupplungen im Kontext des gesamten Antriebsstrangs unter der Bezeichnung *Virtual Clutch Development Model* vor. Der Fokus liegt dabei auf der Untersuchung von NVH-Phänomenen. Das geschaffene Tool erlaubt es, die Effekte von Designänderungen an der Fahrzeugkupplung mittels manöverbasierter Simulation zu quantifizieren (*Virtual Prototyping*). Hierbei werden der restliche Antriebsstrang sowie das Fahrzeug in je nach betrachtetem Phänomen unterschiedlicher Komplexität hinzumodelliert, wobei ein globaler Super-User den für jedes Manöver relevanten Grad der Modelldetaillierung festlegt. Zur Untersuchungen verschiedenster Kupplungsphänomene werden entsprechende Manöver (z.B. Motorstart) durchgeführt, wobei eine automatisierte Quantifizierung der Eigenschaften mittels implementierter Bewertungsroutinen erfolgt. Aus einer umfangreichen Bibliothek von Teilkomponenten können unterschiedlichste Antriebsstrangkonfigurationen erstellt werden.

### 2.4.2 Abgrenzung der vorliegenden Arbeit

Die im vorherigen Kapitel dargestellten Arbeiten befassen sich mit Teilbereichen des Fahrzeugverhaltens mobiler Arbeitsmaschinen bzw. allgemein mit effizienter Entwicklungsmethodik. Hierbei wird ersichtlich, dass der Bedarf an einer ganzheitlichen, in verschiedensten Aspekten auf das Fahrzeug Radlader sowie der Branche der mobilen Arbeitsmaschinen zugeschnittenen Herangehensweise derzeit nicht befriedigt wird.

Die Zusammenfassung der technischen Arbeiten in **Kapitel 2.4.1.1** in diesem Umfeld zeigt, dass Teilsysteme mobiler Arbeitsmaschinen derzeit meist auf Komponenten- oder Teilsystemebene untersucht und entwickelt werden. Die möglichen Einflüsse einer veränderten Komponenteneigenschaft auf die verschiedensten Facetten des Gesamtfahrzeugverhaltens werden dabei nur beschränkt berücksichtigt, da z.B. Schwingungssysteme nur mit der

Domäne Schwingungskomfort in Verbindung gebracht werden. Arbeiten, in denen Gesamtfahrzeugeigenschaften quantifiziert werden, bewegen sich meist nur innerhalb einer Domäne oder es werden keine Verbindungen zwischen Gesamtfahrzeugeigenschaften und der Fahrzeugkonfiguration bzw. Eigenschaften einzelner Komponenten hergestellt.

Der Überblick der methodischen Arbeiten in **Kapitel 2.4.1.2** veranschaulicht demgegenüber, dass es branchen- und anwendungsfremd sehr wohl Ansätze gibt, wobei hier primär die automobilnahe Forschung mit dem Fokus auf NVH-Phänomene interessante Lösungen präsentiert. Ein Beispiel ist das in [15] beschriebene *Virtual Clutch Development Model*, bei dem mittels manöverbasierter Simulation Auswirkungen von Veränderungen an der Komponente „Kupplung“ im Kontext des gesamten Antriebsstrangs untersucht und quantifiziert werden können. Auch das in [58] und [56] beschriebene *X-in-the-Loop Framework* eignet sich für diese Art von Fragestellungen, insbesondere da in jeder Entwicklungsphase die Verbindung zwischen betrachtetem technischen System, Restfahrzeug, Fahrer und Umwelt berücksichtigt wird. Hier fehlt es allerdings an einer konkreten und angepassten Umsetzung an die hier gestellte Aufgabe.

Folgende Auflistung fasst beschriebene und weitere Unterschiede der vorliegenden Arbeit zum Stand der Forschung zusammen.

- Entsprechend der Arbeitshypothese erfolgt bewusst eine umfangreiche Betrachtung verschiedenster Fahrzeugverhaltensweisen (Schwingungskomfort, Fahrdynamik, Kippsicherheit) anstatt einer Beschränkung auf eine der Teildomänen.
- Keine Fokussierung auf die Optimierung eines bestimmten, technischen Systems am betrachteten Fahrzeug. Stattdessen wird mittels der dargestellten Herangehensweise die Möglichkeit geschaffen, beliebige bestehende und neuartige Systeme zu untersuchen und Optimierungen an verschiedensten Teilsystemen quantitativ zu verglei-

chen. Gleichzeitig wird die Interaktion der Teilsysteme berücksichtigt, um eine gesamtheitliche Abstimmung zu unterstützen.

- Berücksichtigung der variierenden Fahreranforderungen an das Fahrzeugverhalten je nach Betriebssituation. Hiermit wird die Entwicklung adaptiver Teilsysteme unterstützt, um weitere Verbesserungen des Fahrzeugverhaltens unter Berücksichtigung bestehender Zielkonflikte erzielen zu können.
- Ausgeweitete Herangehensweise bei der Bewertung des erreichten Schwingungskomfortniveaus
  - Keine Beschränkung auf „genormte“ Bewertungsverfahren der Schwingungskomfortbewertung
  - Verzicht auf die Festlegung auf ein bestimmtes Bewertungsverfahren, sondern parallele Anwendung verschiedenster Ansätze. Somit bleibt für den Anwender evident, inwiefern sich die Wahl des Bewertungsverfahrens lenkend auf die Fahrzeugoptimierung auswirkt
  - Berücksichtigung der Stoßhaltigkeit von Schwingungen
  - Keine Limitierung auf eine Raumachse bei der Schwingungskomfortbewertung
  - Berücksichtigung von länderspezifischen Unterschieden in der Vibrationsgesetzgebung
- Automatisierung der angestellten Untersuchungen mit Schwerpunkt auf leichter Interpretierbarkeit der Ergebnisse und Unterstützung des Verstehens der beteiligten Entstehungseffekte durch Realisierung angepasster Visualisierungen

Das manöverbasierte Quantifizieren der Fahrzeugeigenschaften orientiert sich an der intuitiven Vorgehensweise von professionellen Versuchsfahrern,

wobei sich für das Fahrzeug Radlader spezifische Randbedingungen ergeben. Der Mangel an etablierten Fahrmanövern gepaart mit der hohen Variabilität im Betrieb durch die Möglichkeit des Verfahrens der Arbeitsausrüstung (Schwerpunkt, Gesamtmasse) sowie der einzigartige Fahrzeugaufbau bzgl. Lenksystem (Knicklenkung), fehlender Aufbaufederung und spezifischen Schwingungssystemen machen neuartige Manöverdefinitionen sowie insbesondere angepasste Bewertungsverfahren notwendig. Zusätzlich gilt es, fahrzeugspezifische Entwicklungsfragestellungen sowie gesetzliche Randbedingungen zu berücksichtigen.

Ebenso ist an die in **Kapitel 2.3.3** genannten Randbedingungen zu erinnern, die aus der Anwendung in der Branche der mobilen Arbeitsmaschinen herrühren. Diese beeinflussen die Gestaltung des Prozesses in der Art, dass das generierte Verfahren trotz des breiten Betrachtungsfokus von einer einzelnen Person beherrschbar sein muss. Dies führt zur Notwendigkeit der Entwicklung von Visualisierungen und Datenverarbeitungsroutinen, welche eine besonders intuitive und erleichterte Interpretierbarkeit der Ergebnisse erlauben.

Es besteht somit Bedarf an einem Werkzeug, welches in mehreren der genannten Aspekte auf das Fahrzeug Radlader zugeschnitten ist und neuartige Bewertungsverfahren hinsichtlich Fahrdynamik, Kippsicherheit und insbesondere Schwingungskomfort in effizienter Weise integriert.

### 2.5 Aufbau und Gliederung der Arbeit

Die folgenden **Kapitel 3** bzw. **5** geben einen Überblick über die Relevanz von Schwingungskomfort sowie Fahrdynamik und Kippsicherheit mobiler Arbeitsmaschinen, insbesondere Radladern und zeigen den Stand der Technik auf. Einige grundlegende Aspekte der Schwingungstechnik werden zusätzlich in **Kapitel 4** erläutert.

Während der darauffolgenden Phase der Bestimmung des Status Quo in **Kapitel 6** wird der Aufbau und die Anwendung eines messtechnisch ausgestatteten Versuchsradladers vorgestellt. Die Durchführung von Fahrversuchen im Bereich der genannten Teildomänen dient dabei dazu, das aktuelle Serienverhalten als Basis für künftige Optimierungen objektiv festzuhalten. Zusätzlich werden einige analytische Untersuchungen anhand der in **Kapitel 4** erarbeiteten Grundlagen dargestellt.

In **Kapitel 7** erfolgt anschließend die Definition der gewünschten Verhaltensweisen auf Basis von Fahrerbefragungen, wobei diese auf der Ebene der Zyklusphasen definiert werden.

Die generierten Messdaten werden in **Kapitel 8** verwendet, um ein Gesamtfahrzeugmodell des betrachteten Radladers bzw. Modelle verschiedenster Teilsysteme zu validieren.

Das entstehende Radladermodell wird in einen automatisierten, manöverbasierten Simulationsprozess eingegliedert (siehe **Kapitel 9**). Mittels dieser Lösung werden die geforderten, umfangreichen Analysen des Fahrzeugverhaltens realisiert. Das Ziel liegt dabei darin, Einflüsse einzelner Komponenten- oder Teilsystemeigenschaften auf das globale, dynamische Fahrzeugverhalten zu identifizieren und eine gesamtheitliche Abstimmung zu ermöglichen.

Anhand beispielhafter Untersuchungen verschiedener technischer Systeme des betrachteten Radladers wird der entwickelte Simulationsprozess in **Kapitel 10** angewendet. Einflüsse einzelner Fahrzeugparameter auf das Gesamtverhalten werden dabei aufgezeigt und ein mögliches, adaptives Systemverhalten eines Teilsystems zur Lösung bestehender Zielkonflikte dargestellt.

Den Abschluss der Arbeit bildet **Kapitel 11**, in dem die Erkenntnisse zusammengefasst und ein Ausblick geboten werden.



## 3 Schwingungskomfort

Das vorliegende Kapitel befasst sich mit dem Schwingungskomfort mobiler Arbeitsmaschinen und insbesondere Radladern. In den folgenden Abschnitten werden einige Begriffsdefinitionen und Abgrenzungen zum Thema Schwingungskomfort vorgenommen, die negativen Auswirkungen von Vibrationen und Stößen auf den menschlichen Körper erläutert sowie der Stand der Technik im Bereich Schwingungssysteme an Radladern und anderen mobilen Arbeitsmaschinen dargelegt.

Den Abschluss des Kapitels bildet ein Überblick über die gesetzlichen Randbedingungen sowie den Stand der Forschung im Bereich Schwingungsbewertung und -objektivierung.

### 3.1 Motivation

Objektiv betrachtet ist gerade in der Branche der mobilen Maschinen der Bedarf an schwingungsreduzierenden Maßnahmen sehr deutlich. Die Fahrzeuge werden üblicherweise auf unebenen Untergründen bewegt, arbeiten über komplette Arbeitsschichten mit demselben Bediener und verlangen diesem ein hohes Maß an Konzentration und Präzision in der Bedienung ab. [20]

Aufgrund der in **Kapitel 2.1.3** genannten, maschinenspezifischen Besonderheiten von Radladern, wie hoher Sitzposition und fehlender, niederfrequenter Aufbau- oder Kabinenfederung, können, je nach Einsatzszenario,

nennenswerte Fahrerbelastungen in Form von Beschleunigungs- und Stoßeinwirkung entstehen. Diese wirken sich sowohl kurz- als auch langfristig beeinträchtigend auf den menschlichen Körper aus, wie in **Kapitel 3.3** näher erläutert wird.

Neben der Prävention gesundheitlicher Beeinträchtigungen existieren weitere Gründe, die Schwingungsbelastung von Radladerfahrern zu reduzieren. Wie bereits in **Kapitel 2.2** angedeutet, liegt je nach Einsatzprofil der Maschinen oftmals eine Limitierung der maximalen Umschlagsleistung und Produktivität durch das vorherrschende Schwingungskomfortniveau vor (siehe **Kapitel 7.3**).

Nicht zuletzt wird der Fokus der Maschinenbetreiber auf das Themengebiet aktuell zusätzlich durch legislative Randbedingungen wie den nationalen Umsetzungen der EU-Richtlinie 2002/44 EG geschärft, sodass Schwingungskomfoteigenschaften immer häufiger bei der Beschaffung von Maschinen Berücksichtigung finden.

## **3.2 Begriffsdefinitionen**

In den folgenden Unterkapiteln werden einige der Begriffe im Themenumfeld Schwingungskomfort definiert und voneinander abgegrenzt.

### **3.2.1 Fahrerkomfort**

Der subjektiv empfundene Komfort eines Maschinenführers setzt sich aus unterschiedlichen Sinneseindrücken zu einem Gesamteindruck zusammen. Diese Einzeleindrücke umfassen beispielsweise den Schwingungskomfort bzw. -diskomfort, den ergonomischen, statischen Sitzkomfort, die klimatischen Bedingungen, den Lärm- oder Geräuschpegel in der Fahrerkabine

und die Übersicht über die Umgebung zur Einschätzung von Gefahren und Risiken (angelehnt an [46] und [39]).

### **3.2.2 Humanschwingungen**

Schwingungen, welche von außen auf den Menschen einwirken, werden unter dem Begriff „Humanschwingungen“ zusammengefasst [29]. Diese treten beispielsweise beim Betrieb von Maschinen, Anlagen oder Fahrzeugen oder der Arbeit mit handgeführten Werkzeugen auf. Es hat sich daher die Trennung dieses Themenfelds in die Untergruppen GKV (Ganzkörper-Vibrationen) und HAV (Hand-Arm-Vibrationen) etabliert.

#### **3.2.2.1 Ganzkörper-Vibration (GKV)**

Mechanische Schwingungen im Frequenzbereich zwischen 0,1 und 80 Hz werden als Ganzkörper-Vibrationen bezeichnet, wenn diese in den stehenden, sitzenden oder liegenden menschlichen Körper eingeleitet werden [12]. Nach [8] bzw. [1] liegt dabei der für die Beurteilung der Beeinträchtigung von Gesundheit, Wohlbefinden und Leistungsfähigkeit relevante Bereich bei 0,5 - 80 Hz, wohingegen der Bereich 0,1 - 0,5 Hz maßgebend für die Beeinträchtigung durch Kinetosen angesehen wird.

Ganzkörper-Vibrationen treten vor allem beim Betrieb von Fahrzeugen aller Art auf, so auch bei mobilen Arbeitsmaschinen. Die Einleitung erfolgt beim stehenden Menschen über die Füße, beim sitzenden Menschen über Gesäß, Füße und Rücken und beim liegenden Menschen über die Auflagefläche. Zu den möglichen Folgen der Einwirkung von GKV auf den Menschen siehe **Kapitel 3.3**.

#### **3.2.2.2 Hand-Arm-Vibration (HAV)**

In Abgrenzung zur Ganzkörper-Vibration wird die Hand-Arm-Vibration definiert, bei der die Schwingungen in das Hand-Arm-System des Menschen eingeleitet werden. Der beobachtete Frequenzbereich liegt hier zwischen 8 Hz und 1000 Hz. Mögliche Schädigungen umfassen vor allem Knochen- und Gelenkschäden sowie Störungen der Durchblutung und neurologische Erkrankungen. Die Hand-Arm-Vibration tritt bevorzugt bei der Arbeit mit handgeführten Geräten mit rotierenden oder oszillierenden Teilen wie etwa Elektrowerkzeugen oder dem Halten von schwingenden Werkstücken oder Bedienelementen auf. [12]

Bezogen auf die hier betrachtete Fahrzeugklasse Radlader kann die Einleitung von Schwingungen über die Bedienelemente wie Lenkrad oder Joystick prinzipiell als Hand-Arm-Vibration behandelt werden. Da die Vibrationsamplituden am Hand-Arm-System allerdings vergleichsweise gering ausfallen, wird in der Literatur keine Verbindung zwischen Fahrzeugführern und Hand-Arm-Vibrationen hergestellt. Auch in offiziellen Abhandlungen zu Hand-Arm-Vibrationen wie [9] erscheint kein Hinweis auf die Bedienelemente von Fahrzeugen. Zusätzlich sind bei im Rahmen dieser Arbeit befragten Fahrern keine der für HAV bekannten Symptome bekannt.

Es kann daher davon ausgegangen werden, dass die beim Führen von Fahrzeugen auftretenden Hand-Arm-Vibrationen als sehr gering einzustufen sind, wenn diese mit HAV beispielsweise beim Betreiben von handgeführten Werkzeugen verglichen werden. Die Erkenntnisse in [29] bei der Untersuchung von Flurförderfahrzeugen bestätigen diese Annahme.

Im Rahmen dieser Arbeit wird die HAV daher nicht weiter betrachtet.

### **3.2.3 Schwingungskomfort und -diskomfort**

Schwingungskomfort und -diskomfort stellen nach aktuellem Verständnis keine linear abhängigen Gegensätze dar, sondern werden als orthogonale Größen und somit unabhängige Dimensionen verstanden. Demnach beschreibt der Diskomfort das Erleiden äußerer Umstände anhand biomechanischer und physiologischer Faktoren, wohingegen der Komfort das subjektive „Gefallen“ beschreibt, welches individuell geprägt ist und sich somit einer Objektivierung entzieht. [41]

Analog zu anderen Arbeiten in diesem Themenfeld (z.B. [41], [46]) wird im Rahmen dieser Arbeit aufgrund des etablierten Sprachgebrauchs fortan die Bezeichnung Schwingungskomfort für die Beschreibung des Schwingungsdiskomforts verwendet.

### **3.2.4 Beanspruchung und Belastung**

Nach [8] wird zwischen der Belastung als Gesamtheit der äußeren Bedingungen und Anforderungen in der vorliegenden Umgebung und der Beanspruchung unterschieden. Die Beanspruchung stellt dabei die Auswirkung der Belastung auf eine Person in Abhängigkeit ihrer individuellen Eigenschaften dar. Die Beanspruchung wird somit durch eine von außen einwirkende Schwingungsbelastung verursacht.

### **3.2.5 Wahrnehmungs- und Unterschiedsschwellen**

Die subjektive Wahrnehmung von Schwingungen reicht von der Wahrnehmungsschwelle bis zur Schmerzgrenze, bei der die Wahrnehmung in Schmerz übergeht. Beide Größen sind hierbei individuell verschieden, wobei Faktoren wie Lärm, Temperatur, Alter, Geschlecht und ausgeführte Tätigkeit einen Einfluss auf die Schwellenwerte haben. In aktuellen Norm-

schriften wird die Wahrnehmungsschwelle bei sinusförmiger Anregung mit  $a_{wT,z} = 0,015 \text{ m/s}^2$  angegeben. [8]

Während Wahrnehmungsschwelle und Schmerzgrenze im Umfeld mobiler Arbeitsmaschinen von untergeordneter Bedeutung sind, ist für die Optimierung des subjektiv empfundenen Schwingungskomforts die Kenntnis von Unterschiedsschwellen in der Wahrnehmung von hoher Wichtigkeit.

Die Unterschiedsschwelle ist dabei als der prozentuelle Unterschied zweier Anregungen definiert, welche gerade noch subjektiv voneinander unterschieden werden können. Bereits im 19. Jahrhundert wurden durch *Ernst Heinrich Weber* Untersuchungen zu Unterschiedsschwellen verschiedener Sinneskanäle durchgeführt, woraus das *Weber'sche Gesetz* hervorgegangen ist:

$$k = \frac{U_s}{S} \quad (3.1)$$

Dieses besagt, dass das Verhältnis der Unterschiedsschwelle  $U_s$  und dem Basisreiz  $S$  einer Konstanten - dem Weber-Quotienten  $k$  - entspricht. [36]

*Griffin* und *Mansfield* stellen in [32] Untersuchungen zu Unterschiedsschwellen bei Sitzvibrationen im Automotive-Umfeld an. Unabhängig von der Höhe der absoluten Beschleunigung und der Wellenform der Schwingung zeigt sich hierbei eine konstante Unterschiedsschwelle, wonach das *Weber'sche Gesetz* auch in diesem Anwendungsfall Gültigkeit besitzt. Die ermittelte Unterschiedsschwelle beträgt 13 %.

Eine weitere Untersuchung bezüglich gerade spürbarer Vibrationsunterschiede wird von *Bellmann et al* mit dem Fokus auf vertikale, periodische Schwingungen durchgeführt. Hierbei zeigt sich, dass die Unterschiedsschwelle bezüglich das Vibrationsniveaus im Bereich 5 - 50 Hz annähernd unabhängig von der Anregungsfrequenz bei rund 19 % liegt. [16]

### 3.3 Folgen der Einwirkung von GKV auf den Menschen

Die akuten bis chronischen Folgen von Schwingungseinwirkungen auf den Menschen sind Gegenstand aktueller Forschung. Die folgenden Unterkapitel geben einen Überblick über die direkten bzw. akuten Wirkungen von Schwingungsbelastung und den langfristigen bzw. chronischen Folgen.

#### 3.3.1 Akute Wirkungen

Die akuten Folgen der Einwirkung von GKV auf den Menschen umfassen unter anderem die Beeinträchtigung der Sinneswahrnehmung, erhöhte Muskelarbeit, um den Körper zu stabilisieren und somit potenziell beschleunigte Ermüdung sowie allgemeines Unbehaglichkeitsempfinden. Letzteres ist z.B. durch in Resonanz befindliche Organe oder übermäßige Ausgleichsbewegungen der Augen begründet. [35] [21]

So konnte beispielsweise in [25] nachgewiesen werden, dass Personen unter Einfluss von Schwingungen mit einem Effektivwert von  $1 \text{ m/s}^2$  im Bereich von 1 bis 80 Hz für die visuelle Erfassung von Zahlenkombinationen deutlich mehr Zeit benötigen als sich in Ruhe befindende Versuchsteilnehmer. Gleichzeitig nimmt auch die sensumotorische Leistungsfähigkeit der Fahrer ab. So wird in [35] von einem Tracking-Test berichtet, bei dem Fahrer in simulierten LKW-Fahrten einer vorgegebenen Spur möglichst genau folgen müssen. Unter Schwingungseinfluss mit einem Effektivwert von  $2 \text{ m/s}^2$  schnitten die Versuchspersonen dabei signifikant schlechter ab.

Umgelegt auf die Aufgaben eines Maschinenführers führt der akute Einfluss von GKV somit allgemein zu einer gesteigerten Wahrscheinlichkeit von Ausfallszeiten (Unfälle, Fahrerausfälle) sowie einer negativ beeinflussten Produktivität.

#### 3.3.2 Chronische Wirkungen

Zu den häufigsten chronischen Folgen von Ganzkörper-Vibrationen auf Fahrer von Offroad-Fahrzeugen gelten degenerative Veränderungen der Lendenwirbelsäule. Die Kombination von sitzender Haltung und damit direkter Nähe der Lendenwirbelsäule zur Einleitungsstelle der Schwingungen, dauerhafter Kompression der Wirbelkörper und lang anhaltender Schwingungsbelastung beeinträchtigen den Stoffwechsel des Bandscheibengewebes und beschleunigen damit degenerative Veränderungen. Vor allem Resonanzschwingungen des Rumpfes und der Wirbelsäule im Bereich von 3 - 5 Hz führen zusätzlich zu einer hohen Relativbewegung der Wirbelkörper und damit beschleunigter Abnutzung. [34]

Die besonders für ungefederte Arbeitsmaschinen typischen, stoßhaltigen Fahrerbelastungen stehen weiterhin im Verdacht, den menschlichen Körper bei gleichem Effektivwert stärker zu schädigen als eine äquivalente harmonische Schwingung [48]. Stoßhaltige Anregungen entstehen beispielsweise bei der Fahrt über unebenes Gelände oder Einzelhindernisse (z.B. Schlaglöcher, Steine, Bahnschwellen und Entwässerungsrinnen) sowie im Arbeitsprozess durch den Kontakt des Arbeitswerkzeugs (z.B. Schaufel) mit der Umgebung.

Um dem Gesundheitsrisiko durch Einwirkung von GKV Rechnung zu tragen, wurde von Seiten des Gesetzgebers die Berufskrankheit *BK2110* in Deutschland anerkannt, welche den Titel „Bandscheibenbedingte Erkrankungen der Lendenwirbelsäule durch langjährige, vorwiegend vertikale Einwirkung von Ganzkörperschwingungen im Sitzen“ trägt. [10]

Neben der degenerativen Veränderung der Lendenwirbelsäule werden nach [35] in der betroffenen Risikogruppe oft Erkrankungen und Beschwerden im Bereich des Magens wie beispielsweise Geschwüre festgestellt. Als Grund wird die Eigenfrequenz des Magens mit etwa 4 - 5 Hz angesehen, ein

besonders bei ungefederten Erdbaumaschinen häufig dominierender Frequenzbereich. Das Gewebe des Magens ist daher durch das Auftreten von Resonanz sehr hohen Beschleunigungen ausgesetzt. Die Einwirkung von GKV wird hierbei als ein entscheidender Faktor neben Lärm, klimatischen Bedingungen, psychischer Belastung und unphysiologischer Ernährung angesehen.

### 3.4 Komfortrelevante Schwingungssysteme

Um die Schwingungsbelastung von Fahrzeug und Fahrer im Betrieb zu mindern, sind moderne mobile Arbeitsmaschinen mit unterschiedlichsten Schwingungssystemen ausgerüstet. Generell trifft man auf dem Markt auf ein großes Spektrum unterschiedlichster Lösungen, die oftmals sehr spezifisch auf die Anforderungen einzelner Fahrzeugklassen zugeschnitten sind.

In den folgenden Abschnitten wird der Stand der Technik im Bereich Radlader und weiterer mobiler Maschinen aufgezeigt.

#### 3.4.1 Schwingungssysteme Radlader

Die folgenden Unterkapitel geben einen Überblick über den Stand der Technik von Schwingungssystemen im Radladereinsatz. Dieser ergibt sich aus den maschinenspezifischen Besonderheiten und den Anforderungen der Bediener und Betreiber dieser Fahrzeugklasse (siehe **Kapitel 2.1.3**).

##### 3.4.1.1 Sitztechnik

Moderne Radlader sind heute ausnahmslos mit vertikal gefederten Sitzen ausgestattet. Unterschieden wird dabei zwischen mechanisch und pneumatisch gefederten Systemen, wobei letztere besonders geringe Eigenfrequen-

zen für eine optimale Isolation der vertikalen Beschleunigungen erreichen. Die Federwege bewegen sich dabei im Bereich um 100 mm mit Eigenfrequenzen bis hinunter in den Bereich um 1 Hz. Weiterhin sind vertikal pneumatisch gefederte Sitze sowohl mit passiver als auch semiaktiver Federung anzutreffen. Beispielhaft bietet die *Grammer AG* mit dem *MSG 97 EAC* einen semiaktiv vertikal gefederten Sitz für Radlader an, der seine vertikale Federsteifigkeit hochdynamisch an die aktuelle Schwingungssituation anpasst. Mittels eines zusätzlichen Luftvolumens, welches von der pneumatischen Vertikalfederung wahlweise abgekoppelt werden kann, stehen dem Sitz effektiv zwei Federsteifigkeiten und somit zwei Übertragungsfunktionen zur Verfügung. Die Kombination beider Übertragungsfunktionen durch die semiaktive Betriebsweise führt zu optimiertem Übertragungsverhalten über einen weiten Frequenzbereich. [51]

**Abbildung 3.1** zeigt eine Darstellung der Funktionsweise der semiaktiven Sitzfederung.

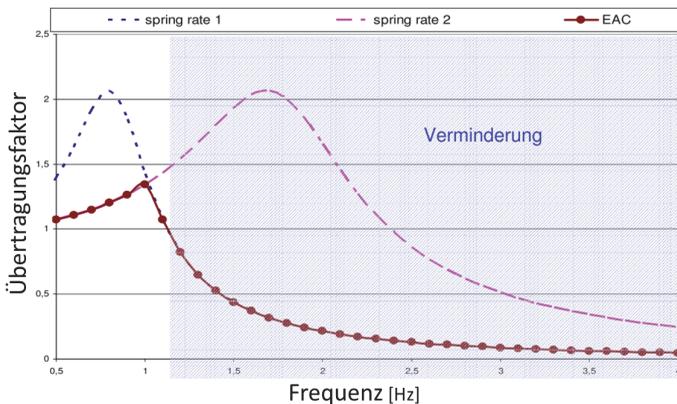


Abbildung 3.1: Funktionsweise des *Grammer MSG 97 EAC* [51]

Sitze von Radladern sind weiterhin mit weiteren, horizontalen Freiheitsgraden verfügbar, die sowohl in Fahrtrichtung („Längshorizontalfederung“) als auch quer zur Fahrtrichtung („Seitenhorizontalfederung“) bzw. kombiniert anzutreffen sind.

### 3.4.1.2 Fahrschwingungstilger

Als Fahrschwingungstilger (auch Fahrschwingungsdämpfer) wird an modernen Radladern ein Schwingungstilgersystem bezeichnet, bei welchem die Masse des Hubgerüsts inklusive Schaufel und Beladung hydropneumatisch abgefedert wird, um eine elastisch aufgehängte Tilgermasse zu bilden. Der somit geschaffene Schwingungstilger hilft bei korrekter Abstimmung, wahlweise die Hub- oder Nickschwingung der Hauptmasse des Fahrzeugs zu beruhigen. Zum Prinzip der Schwingungstilgung siehe **Kapitel 4.2.4**.

Die Bodenseite der für die Hubbewegung des Arbeitswerkzeugs vorhandenen Hydraulikzylinder werden zur Darstellung des Federungssystems über ein zusätzliches Ventil mit hydropneumatischen Speichern verbunden. Eine zusätzliche Verbindung der stangenseitigen Zylinderanschlüsse zum Hydrauliktank führt schließlich dazu, dass sich das Hubgerüt frei schwingend bewegen kann.

Zur Realisierung der Tilgerwirkung muss die Eigenfrequenz der Tilgermasse auf die zu tilgende Schwingungsfrequenz abgestimmt werden. Hierbei ergeben sich insbesondere bei der Anwendung am Radlader spezifische Probleme. Zum Einen ist die Schaufelfüllung und damit die Tilgermasse veränderlich. Durch diesen Effekt würde sich bei gleicher, angenommener Federsteifigkeit die Tilgerfrequenz entsprechend verändern. Zusätzlich reagieren hydropneumatische Federungssysteme mit einer Steifigkeitsänderung bei Änderung der Vorspannung bzw. Last, sodass hier ein weiterer Verstimmungseffekt auftritt. [60]

Zum Anderen ist auch die Nick- bzw. Hubeigenfrequenz der Fahrzeuge stark von der Konfiguration und dabei besonders von der Wahl der Reifen und deren Fülldruck abhängig, da die vorherrschenden Vertikalsteifigkeiten einer großen Bandbreite unterliegen. In **Kapitel 3.4.1.4** wird hierzu eine entsprechende Analyse vorgestellt.

Um eine stets optimale Tilgerwirkung sicherzustellen, ist es somit notwendig, das Tilgersystem zunächst an die Massenverteilung (Anbauoptionen) und die gewählten Reifen anzupassen. Um auch während des Betriebs in jedem Beladungszustand optimale Systemwirksamkeit zu gewährleisten, ist weiterhin eine Anpassung der Steifigkeit des hydropneumatischen Federungssystems an die aktuelle Beladung (Tilgermasse) notwendig. Hierzu existieren bereits Systeme, welche mit mehreren Hydrospeichern und unterschiedlichen Fülldrücken ausgerüstet sind, um je nach anliegendem Lastdruck eine beladungsabhängig optimale Systemsteifigkeit und somit Tilgerwirkung darstellen zu können.

#### **3.4.1.3 Kabinenlagerung**

Die Kabinenlagerung moderner Radlader zielt auf die effektive Isolation von Körperschall zwischen Rahmen und Fahrerkabine ab. Als störende Schwingungsquellen sind hierbei vor allem Dieselmotor, Hydraulik- und Antriebsstrangkomponenten sowie die Reifen (Abrollgeräusch des meist groben Reifenprofils) zu nennen. [18]

Alle bekannten Systeme sind dabei als Vierpunktlagerung aufgebaut, wobei die vier Kabinenlager meist in einer horizontalen Ebene in der Nähe der Ecken des etwa rechteckigen Kabinenbodens angeordnet sind. Die Kabine hat aufgrund dieses Aufbaus alle sechs räumlichen Freiheitsgrade relativ zum Fahrzeugrahmen. Aufgrund der relativ steifen Lager kann auf zusätzliche, explizite Einschränkungen von Freiheitsgraden, wie zum Beispiel über Panhardstäbe, verzichtet werden.

Die Lager selbst sind als Elastomerlager in verschiedensten Formen ausgeführt, wobei diese optional mit zusätzlichen mechanischen Reibdämpfern oder hydraulischen Dämpfungselementen ausgerüstet sind. Die sogenannten „Hydrolager“ - Elastomerlager mit hydraulischem Dämpfungsglied - stellen dabei nach aktuellem Stand der Technik die effektivste Lösung zur Isolation der maschinenspezifischen Lärmquellen dar und sind in Leistungsradladern aller namhaften Hersteller anzutreffen.

Im Gegensatz zu anderen mobilen Maschinen - insbesondere landwirtschaftlichen Traktoren - existieren bisher keine Systeme, die auf die Isolation von niederfrequenten, energiereichen Schwingungen und Stößen in Sinne der Humanschwingungsbetrachtung ausgelegt sind. Konträr dazu wirken bekannte Kabinenlagerungen von Radladern sogar verstärkend auf diese Anregungen, da die Nick-, Wank- und Hubeigenfrequenzen der Kabinen oft ungünstig mit den Anregungsfrequenzen des Gesamtfahrzeugs zusammenfallen. Diese Tatsache wird in **Kapitel 6.6.1** intensiver untersucht, indem analytisch berechnete Übertragungsfunktionen einer Kabinenlagerung entsprechenden Anregungsspektren gegenübergestellt werden.

Die Umsetzung einer gegenüber den angesprochenen, niederfrequenten und energiereichen Schwingungen isolierend ausgelegten Kabinenlagerung - wie sie z.B. an Traktoren anzutreffen ist - ist aus mehreren Gründen problematisch. Zum Einen seien hier die geforderte Robustheit und die harten Einsatzbedingungen in Baumaschinenumfeld genannt, die generell gegen den Einsatz komplexer Kabinenfederungssysteme mit großen Federwegen sprechen.

Desweiteren fordern Normwerke zum Überrollschutz ROPS (engl. roll-over protective structure) wie [2] von jeder mobilen Maschine, dass im Falle eines Sonderereignisses wie des Überschlags, die Kabine weder vom Rahmen getrennt, noch über ein bestimmtes Maß verformt werden darf und gleichzeitig eine gewisse Verformungsenergie aufnehmen muss. Die festgelegten Prüfkräfte und Energien richten sich dabei nach der Fahrzeugmasse,

womit an eine Kabinenlagerung eines schweren Leistungsradladers sehr hohe Robustheitsanforderungen gestellt werden.

Aufgrund der zyklischen, instationären Betriebsweise der Radlader mit Zykluszeiten im Bereich von 30 bis 120 Sekunden ergeben sich weitere Einschränkungen für den Einsatz niederfrequenter Kabinenfederungen. Um dem Maschinenbediener das für den produktiven Arbeitsbetrieb notwendige Prozess-Feedback zu gewähren, ist eine zu effektive Isolation innerhalb gewisser Zyklusphasen kontraproduktiv, wohingegen in anderen Zyklusphasen eine hohe Isolationsrate durchaus gewünscht ist. Dies führt zu der Forderung an ein zumindest adaptives Schwingungsverhalten.

Um den Zielkonflikt zwischen Isolation und Feedback situationsabhängig aufzulösen, ist beispielsweise eine Anpassung der Dämpfung bis hin zur Blockierung denkbar. Aufgrund der kurzen Zykluszeiten ist eine manuelle Einstellung durch den Maschinenführer allerdings nicht praxisgerecht, was die Komplexität eines entsprechenden Systems weiter erhöht. [20]

All diese Gründe zeigen auf, warum niederfrequent gefederte Kabinen zur Isolation von energiehaltigen Schwingungen und Stößen an Radladern bisher nicht umgesetzt wurden.

#### 3.4.1.4 Reifen

Insbesondere große Leistungsradlader werden typischerweise speziell für ihren geplanten Einsatz konfiguriert. Neben einer Vielzahl von Anbauwerkzeugen und Optionen steht hierzu auch eine große Anzahl unterschiedlichster Reifen zur Verfügung, wie in **Kapitel 2.1.3.3** dargestellt wurde.

Aus schwingungstechnischer Sicht betrachtet fällt hier vor allem die große Bandbreite an Vertikalsteifigkeiten ins Gewicht, da diese mangels Achsfederungen einen dominanten Einfluss auf das Schwingungsverhalten des Gesamtfahrzeugs haben. Die geänderten Anregungsfrequenzen erfordern

somit auch die Neuabstimmung der nachfolgenden Systeme wie Kabinenlagerung und Sitzfederung, um jeweils optimales Systemverhalten zu erreichen.

Die Ergebnisse einer Untersuchung zum Einfluss der vertikalen Reifensteifigkeiten auf das Schwingungsverhalten des betrachteten Fahrzeugs werden in **Kapitel 6.6.3** dargestellt.

### 3.4.1.5 Pendelausgleich

Radlader sind ausnahmslos mit einem Pendelausgleich ausgestattet. Dieser ist je nach Hersteller und Fahrzeugtyp entweder über eine um die Fahrzeuglängsachse frei pendelnde Hinterachse, über eine analog ausgeführte Ausgleichsmöglichkeit im Bereich des Knickgelenks („Knick-Pendelgelenk“) oder über Kombinationen dieser Prinzipien dargestellt.

Der Pendelausgleich erfüllt dabei mehrere Funktionen. Zum einen sorgt er dafür, dass stets alle vier Räder auch bei unebenem Untergrund Bodenkontakt halten können und stellt somit eine ausreichende Traktion sicher. Gleichzeitig verhindert er in ebendieser Situation, dass eine starke Rahmenverwindung aufgrund einseitiger Krafteinleitung in den Fahrzeugrahmen auftritt.

Für das Schwingungsverhalten des Gesamtfahrzeugs hat die Wahl und Ausführung des Pendelkonzepts große Bedeutung. Dies betrifft vor allem die Anregung des Fahrzeugrahmens über die Reifen und das Wankverhalten des Radladers. Eine beispielhafte simulatorische Untersuchung zu dieser Thematik ist in **Kapitel 10** zu finden.

## **3.4.2 Weitere mobile Arbeitsmaschinen**

Zusätzlich zu den bereits beschriebenen Systemen am Radlader haben sich in anderen mobilen Maschinen alternative oder zusätzliche Systeme etabliert. In diesem Kapitel wird ein Überblick über diese Systeme gegeben sowie die Eignung für den Radladereinsatz diskutiert.

### **3.4.2.1 Aufbaufederung**

Vor allem landwirtschaftliche Fahrzeuge und insbesondere Traktoren sind heute nach dem Stand der Technik oftmals mit Aufbaufederungen ausgerüstet. Diese werden bei Standardtraktoren vornehmlich über gefederte Vorderachsen dargestellt, für besonders hohe Fahrgeschwindigkeiten und Transportleistungen werden darüber hinaus allerdings auch vollgefederte Fahrzeuge angeboten.

Mittels Aufbaufederungen wird die Einleitung von Schwingungen in den Fahrzeugrahmen an der Quelle reduziert sowie die dynamische Radlastschwankung gemindert, was insbesondere bei hohen Fahrgeschwindigkeiten notwendig wird, um das Fahrzeug sicher und komfortabel betreiben zu können.

Radlader stellen durch ihre sehr hohen Achslasten insbesondere an der Vorderachse während des Ladevorgangs sowie durch die geforderte Standsicherheit bei beladener Schaufel hohe Anforderungen an eine potenzielle Aufbaufederung. Die zu erwartende positive Beeinflussung des Fahrverhaltens (siehe [52]) steht dabei einem sehr hohen Aufwand in der Umsetzung entgegen, weshalb sich bisher keine Lösung am Markt etabliert hat.

### 3.4.2.2 Niederfrequent abgestimmte Kabinenfedern

Im Bereich der landwirtschaftlichen Zugmaschinen sind heute von allen namhaften Herstellern niederfrequent abgestimmte Kabinenfedern erhältlich, welche eine Isolation gegenüber den energiereichen, niederfrequenten Schwingungen in Sinne der Humanschwingungsbetrachtung ermöglichen.

Wie in [20] aufgezeigt, stellen vor allem der zyklische Betrieb mit kurzen Zykluszeiten im Radladereinsatz, das geforderte Prozessfeedback über den Sinneskanal des Spürens sowie die hohen Robustheitsanforderungen aufgrund der Normwerke zum Überrollschutzaufbau besonders hohe Anforderungen an eine Kabinenfeder dar. Eine wirtschaftliche Lösung hat sich somit bisher nicht etabliert.

### 3.4.2.3 Aktive Sitzfederung

*John Deere* bietet mit dem *Active Seat* eine aktive Sitzfederung für seine Großtraktoren an. Während die erste Version des Sitzes noch mit hydraulischem Aktuator ausgerüstet war, um dynamische Kräfte in die Sitzmechanik einzubringen, so ist die aktuelle Version *Active Seat II* mit einem elektromotorischen Antrieb versehen. Hauptvorteil dieser Änderung ist die nochmals gesteigerte Dynamik für eine wirksamere Schwingungsisolierung sowie die drastische Reduktion des Leistungsbedarfs um ca. 90 % zum Vorgängermodell.

Die Regelung des aktiven Sitzes verfolgt dabei das Ziel, das Sitzpolster und damit den Bediener auf global konstanter Höhe zu halten - unabhängig von der vertikalen Bewegung des Kabinenbodens. Dies resultiert in einer starken Reduktion der vertikalen Beschleunigungen auf den Fahrer. [54]

Ein System mit aktiver Vertikalfederung eignet sich prinzipiell auch für den Einsatz in einem Radlader. Insbesondere die aktuelle Version mit elektri-

schem Antrieb und damit stark verringertem Leistungsbedarf ist von Interesse. Wie in **Kapitel 6** allerdings dargelegt wird, ist die vertikale Schwingungsrichtung nicht unbedingt diejenige mit dem höchsten Einfluss auf die gesamte Schwingungsbelastung des Fahrers. Eine starke Reduktion dieses Schwingungsanteils durch eine aktive Sitzfederung hat damit nur beschränktes Potenzial zur Minderung der gesamten Fahrerbelastung.

Gleichzeitig ist zu befürchten, dass eine zu starke Entkopplung des Bedieners von den Vertikalschwingungen der Kabine dazu führen könnte, dass das für den Arbeitsprozess notwendige Prozessfeedback über den Sinneskanal des Spürens beeinträchtigt wird. Mangels geeigneter Sitze zur Prüfung dieses Sachverhaltes können im Rahmen dieser Arbeit allerdings keine Aussagen dazu getroffen werden.

#### **3.4.3 Notwendigkeit spezifischer Lösungen**

Der Blick auf den Stand der Technik komfortrelevanter Schwingungssysteme in der Branche der mobilen Arbeitsmaschinen zeigt, dass sich je nach Fahrzeugtyp sehr spezifische Lösungen etabliert haben. Wie anhand der Beispiele Sitz-, Kabinen- und Aufbaufederung bereits erläutert, ist ein Technologietransfer von einer Fahrzeugklasse in eine andere aufgrund der stark unterschiedlichen Randbedingungen meist nicht zielführend.

Die Notwendigkeit der Entwicklung und Abstimmung maschinenspezifischer Lösungen bei gleichzeitiger Forderung nach minimierten Entwicklungszeiten bei beschränkten Kapazitäten fordert die Anwendung effizienter Entwicklungsmethoden.

## 3.5 Schwingungskomfortbewertung und -objektivierung

Das folgende Kapitel beschreibt die gesetzlichen Randbedingungen zum Thema Schwingungskomfortbewertung und gibt einen Überblick über den Stand der Forschung im Bereich der Objektivierung.

Objektivierung bezeichnet dabei den Versuch der Forschung und Normung Zusammenhänge zwischen subjektiv erlebtem Schwingungskomfort bzw. gesundheitlichen Auswirkungen auf den Fahrer und objektiven Daten aus Messungen oder Simulationen herzustellen. Hierzu werden sowohl genormte als auch weiterführende Verfahren der aktuellen Literatur vorgestellt.

### 3.5.1 Relevante Normen und Richtlinien

Im Jahre 1963 wurde mit Herausgabe der *VDI 2057* [8] in Deutschland erstmals ein Bewertungsverfahren zum Thema Schwingungskomfort festgelegt. Im Jahre 1974 erfolgte die Erstveröffentlichung des internationalen Pendantes *ISO 2631* [1], welche seitdem mehrfach überarbeitet und dem aktuellen Stand der Forschung angepasst wurde. Im Jahre 2002 erfolgte eine inhaltliche Anpassung der regionalen Norm *VDI 2057* an die *ISO 2631*, sodass beide Normen heute den gleichen Stand repräsentieren. [46]

Die beiden genannten Normen unterscheiden in der Bewertung zwischen den Bereichen Komfort, Leistungsfähigkeit und Gesundheit. Diese Bereiche werden in der Bewertung beispielsweise durch Gewichtungsfaktoren einzelner Schwingungsrichtungen berücksichtigt.

Grundlage der Bewertung stellt der RMS (engl. root mean square - Quadratischer Mittelwert) der frequenzbewerteten Beschleunigung  $a_w(t)$  dar, in der Norm als  $a_{wT}$  bezeichnet. Die Beschleunigungen werden dabei an

den Einleitungsstellen in den Körper (Sitzfläche, Rückenlehne, Füße) ermittelt. Ist dies nicht möglich, so muss der Übertragungspfad zwischen Einleitungsstelle und tatsächlicher Messposition berücksichtigt werden.

$$a_{wT} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt} \quad (3.2)$$

Zusätzlich zur Nutzung des bewerteten Beschleunigungseffektivwerts ist die Bestimmung des Crest-Faktors  $C_F$  vorgesehen. Dieser beschreibt das Maximum eines Beschleunigungszeitverlaufs im Verhältnis zum entsprechenden Effektivwert  $a_{wT}$ .

$$C_F = \frac{\max(|a_w(t)|)}{a_{wT}} \quad (3.3)$$

Liegt ein Crest-Faktor  $C_F > 9$  vor - beispielsweise bei einer stoßhaltigen oder transienten Anregung - so wird die Anwendung zusätzlicher Bewertungsmethoden empfohlen. Diese umfassen die Nutzung eines gleitenden Effektivwertes (engl. Running RMS) und die VDV-Methode. [1]

Der gleitende Effektivwert  $a_w(t_0)$  berechnet sich anhand folgender Formel:

$$a_w(t_0) = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{t_0-\tau}^{t_0} [a_w(t)]^2 dt} \quad (3.4)$$

Diese kann nach [1] auch mittels folgender Formel approximiert werden:

$$a_w(t_0) = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{-\infty}^{t_0} [a_w(t)]^2 \exp\left(\frac{t-t_0}{\tau}\right) dt} \quad (3.5)$$

Während **Formel 3.4** dabei zu jedem Zeitpunkt den klassischen RMS im zurückliegenden Zeitfenster der Breite  $\tau$  berechnet, wird in **Formel 3.5** zu jedem Zeitpunkt das komplette, zurückliegende Signal betrachtet, wobei die Gewichtung der einzelnen Zeitpunkte exponentiell mit dem Abstand zum aktuellen Zeitpunkt abnimmt. Die Zeitkonstante  $\tau$  wird von der *ISO 2631* auf  $\tau = 1$  s festgelegt, wohingegen die *VDI 2057*  $\tau = 0,125$  s empfiehlt.

Der Maximalwert des gleitenden Effektivwerts wird als MTVV (Maximum Transient Vibration Value) bezeichnet.

$$MTVV = \max(|a_{w\tau}|) \quad (3.6)$$

**Abbildung 3.2** zeigt die Anwendung des gleitenden Effektivwerts und die Bestimmung des MTVV für ein beliebiges Beschleunigungs-Zeit-Signal.

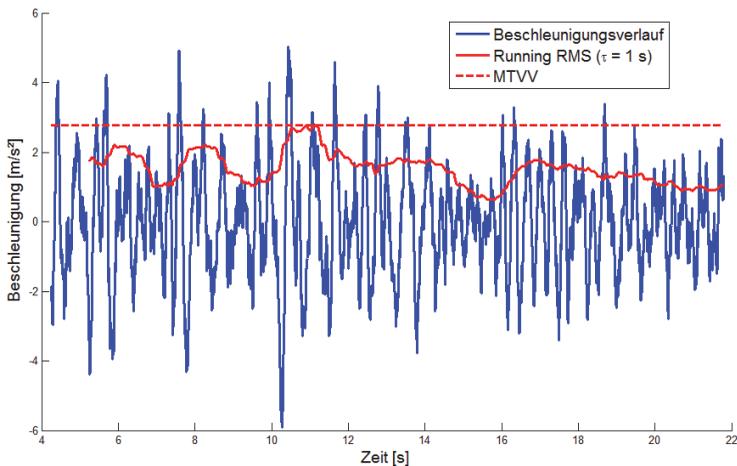


Abbildung 3.2: Anwendung des gleitenden Effektivwerts und Bestimmung des MTVV

Unter VDV (engl. vibration dose value) wird ein Mittelwert verstanden, welcher die vierte statt der zweiten Potenz nutzt und somit sensibler auf einzelne Stoßanteile reagiert als der quadratische Mittelwert. Er ist im Gegensatz zum RMQ (engl. root mean quad), welcher analog bestimmt wird, zusätzlich abhängig von der Versuchsdauer, da auf eine Normierung auf diese verzichtet wird.

$$VDV = \sqrt[4]{\int_0^T a_w^4(t) dt} \quad (3.7)$$

$$RMQ = \sqrt[4]{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^4(t) dt} \quad (3.8)$$

Es wird weiterhin ein Schwingungsgesamtwert VTV (engl. vibration total value) - bezeichnet als  $a_{wv}$  - definiert, um mehraxiale Schwingungen bewerten zu können. Dieser setzt sich zusammen aus

$$a_{wv} = \sqrt{k_x^2 \cdot a_{wT,x}^2 + k_y^2 \cdot a_{wT,y}^2 + k_z^2 \cdot a_{wT,z}^2} \quad (3.9)$$

und entspricht somit einer gewichteten Vektorsumme der Effektivwerte der drei Beschleunigungsrichtungen.

Die Faktoren  $k_x$ ,  $k_y$  und  $k_z$  werden genutzt, um die Empfindlichkeit des menschlichen Körpers bezüglich der Schwingungsrichtung einfließen zu lassen. Bei der Bewertung der Gesundheit liegen diese für die horizontalen Richtungen bei  $k_x = k_y = 1,4$  sowie  $k_z = 1$ , während für die Bewertung des Wohlbefindens (Komfort)  $k_x = k_y = k_z = 1$  angesetzt wird.

### 3.5.1.1 Frequenzbewertung

Da der Mensch im Allgemeinen eine auf ihn wirkende Ganzkörperschwingung subjektiv je nach Einleitungsstelle, -richtung und Frequenz unterschiedlich stark wahrnimmt [12], sind in der aktuellen Norm *VDI 2057* verschiedene Frequenzbewertungsfunktionen vorgesehen.

Ermittelte Messdaten werden nach dem Stand der Technik entsprechend dieser Funktionen einer Gewichtung im Frequenzbereich unterzogen, um der Empfindsamkeit des Menschen Rechnung zu tragen. **Abbildung 3.3** zeigt die Frequenzbewertungskurven nach *VDI 2057*, welche für den sitzenden Menschen Gültigkeit haben und somit für den Einsatz bei der Bewertung von Schwingungen am Fahrersitz eines Radladers relevant sind. Dabei gilt die Bewertungskurve *W<sub>k</sub>* für vertikale Beschleunigungen bzw. die Kurve *W<sub>d</sub>* für horizontale Beschleunigungen in Längs- und Querrichtung.

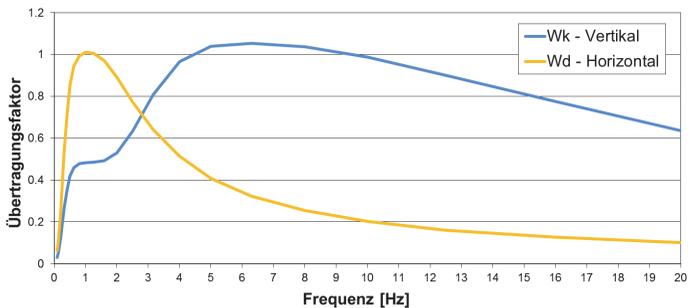


Abbildung 3.3: Frequenzbewertungskurven *W<sub>k</sub>* bzw. *W<sub>d</sub>* für den sitzenden Menschen nach *VDI 2057*

Es ist zu erkennen, dass der sitzende Mensch insbesondere im Bereich um 1-2 Hz eine hohe Empfindlichkeit aufweist, wobei für die vertikale Schwingungsrichtung der relevante Bereich ab ca. 3 Hz beginnt und zwi-

schen 5 und 8 Hz eine maximale Empfindlichkeit vorliegt. Mit steigender Frequenz fällt diese anschließend ab.

Die dargestellte Frequenzbewertung entspricht dem Stand der Normung. Während einige Arbeiten wie beispielsweise [61] eine gute Korrelation zwischen frequenzbewerteten Effektivwerten und subjektiven Komfortbewertungen nachweisen können, zeigen andere Studien Defizite dieses Ansatzes auf. Ein Überblick über die bestehenden Erkenntnisse in diesem Zusammenhang wird in **Kapitel 3.5.3** geboten.

#### **3.5.2 Gesetzliche Randbedingungen**

Bereits vor der Jahrtausendwende existierten nationale Arbeitsschutzgesetze, welche die Arbeitgeber in die Pflicht nahmen, eine Gefährdungsbeurteilung unter anderem bezüglich Vibrationsbelastung von Arbeitnehmern durchzuführen. [29]

Im Jahre 2002 erließ das europäische Parlament die Richtlinie 2002/44/EG, welche „Mindestvorschriften zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch physikalische Einwirkung (Vibrationen)“ vorschreibt, womit europaweit einheitliche Mindeststandards bezüglich der Messmethodik, Datenverarbeitung und Bewertung geschaffen wurden [4]. Die EU-Mitgliedsstaaten haben diese Mindestvorschriften seitdem in nationales Recht überführt und dabei teilweise zusätzlich verschärft. Somit stehen Arbeitgeber in Europa in der Pflicht, eine Gefährdungsbeurteilung mit entsprechender Dokumentation für ihre Arbeitnehmer durchzuführen, sofern nicht ausgeschlossen werden kann, dass diese Vibrationen ausgesetzt sein können.

Grundlage der Bewertung ist die Tagesexposition A(8), welche sich als der höchste der Effektivwerte der drei orthogonalen, frequenzbewerteten Be-

schleunigungen berechnet. Die beiden horizontalen Schwingungsrichtungen werden dabei mit Faktoren  $k_x = k_y = 1,4$  gewichtet.

$$A(8) = \max(1,4 \cdot a_{wT,x}, 1,4 \cdot a_{wT,y}, a_{wT,z}) \quad (3.10)$$

Zur Bestimmung der Tagesexposition  $A(8)$  ist weiters die tatsächliche Expositionszeit  $T_e$  zu ermitteln. Da während des Bezugszeitraums eines Arbeitstages von  $T_0 = 8$  h Zeitanteile ohne Vibrationsexposition auftreten (Pausen, Wartezeiten, Maschinenleerlauf), sind diese wie folgt zu berücksichtigen:

$$A(8) = a_{wT,T_e} \sqrt{\frac{T_e}{T_0}} \quad (3.11)$$

Mit  $A(8) = 0,5 \text{ m/s}^2$  wird der sogenannte Auslösewert definiert, ab dessen Überschreiten die Arbeitgeber folgende Auflagen erfüllen müssen:

- Schwingungsbelastung möglichst durch organisatorische oder technische Maßnahmen mindern
- Unterrichtung und Unterweisung der Beschäftigten
- Anbieten arbeitsmedizinischer Vorsorgeuntersuchungen und Beratungen

Bei Überschreitung des Grenzwertes von  $A(8) = 1,15 \text{ m/s}^2$  sind weiterhin folgende Maßnahmen zu ergreifen:

- Sofortiges Beschäftigungsverbot
- Durchführen arbeitsmedizinischer Pflichtuntersuchungen

Während einige EU-Länder die Mindestvorschriften der europäischen Union ohne Änderungen umgesetzt haben, wurden durch andere Mitgliedsstaaten Verschärfungen in Form von abgesenkten Grenzwerten oder Anpassungen der Bewertungsmethode vorgenommen. Dies liegt unter anderem darin begründet, dass durch die Umsetzung der EU-Richtlinie in nationales Recht keine Aufweichung der bisher national gültigen Bewertungsansätze erfolgen darf [48]. In Deutschland ist die nationale Umsetzung der Richtlinie in der „Verordnung zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibration (LärmVibrationsArbSchV)“ aufgegangen. [6]

**Abbildung 3.4** fasst die verschiedenen Änderungen der EU-Richtlinie bei der Umsetzung in nationales Recht zusammen.

National unterschiedliche Festlegungen für Grenzwerte der Schwingungsbelastung A(8) in den EU-Mitgliedsstaaten						
Anwendung in:	Anmerkungen zur Schwingungsbelastung:	Auslösewerte [m/s <sup>2</sup> ]		Grenzwerte [m/s <sup>2</sup> ]		
EU-Mitgliedsstaaten	Umsetzung nach RL 2002/44/EG	unter 0,5	ab 0,5	ab 1,15		
Österreich	Berechnung zur Vektorsumme	unter 0,5	ab 0,5	ab 1,15		
Schweden	Grenzwert auf 1,10 m/s <sup>2</sup> herabgesetzt	unter 0,5	ab 0,5	ab 1,10		
Italien	Grenzwert auf 1,0 m/s <sup>2</sup> herabgesetzt	unter 0,5	ab 0,5	ab 1,0		
Spanien	Grenzwert in z-Richtung auf 0,8 m/s <sup>2</sup> herabgesetzt	unter 0,5	ab 0,5	A(8)x ab 1,15	A(8)y ab 1,15	A(8)z ab 0,8
Deutschland	Grenzwert in z-Richtung auf 0,8 m/s <sup>2</sup> herabgesetzt	unter 0,5	ab 0,5	A(8)x ab 1,15	A(8)y ab 1,15	A(8)z ab 0,8

Abbildung 3.4: Nationale Umsetzungen der EU-Richtlinie 2002/44/EG [11]

Während die von einigen Mitgliedsstaaten abgesenkten Grenzwerte für die vertikalen Schwingungen aufgrund der effektiven, isolierend ausgelegten Schwingsitze im Radladereinsatz typischerweise kein Problem darstellen, führt insbesondere das Verfahren nach österreichischem Recht in jedem Fall zu einer deutlich strengeren Bewertung. Hierbei wird der A(8)-Wert durch Bildung der Vektorsumme aller drei Schwingungsrichtungen ge-

wonnen, anstatt diesen ausschließlich dem Maximum der drei Einzelwerte gleichzusetzen, wie in **Gleichung 3.10** dargestellt. [5]

$$A(8)_{Oesterreich} = \sqrt{1,4^2 \cdot a_{wT,x}^2 + 1,4^2 \cdot a_{wT,y}^2 + a_{wT,z}^2} \quad (3.12)$$

Die EU-Richtlinie 2002/44/EG und ihre nationalen Umsetzungen richten sich bezüglich Ganzkörper-Vibrationen primär an die Betreiber mobiler Arbeitsmaschinen. Diese fordern wiederum von den Herstellern der Fahrzeuge entsprechend vibrationsarme Maschinen, sodass die Minderung der Schwingungsbelastung der Bediener zu einem aktuellen Entwicklungsschwerpunkt der OEMs avanciert. Problematisch ist hierbei, dass beispielsweise für Radlader kein definierter Arbeits- oder Fahrzyklus existiert, sodass eine herstellerübergreifende Vergleichbarkeit von Schwingungskennwerten derzeit nicht gegeben ist.

Der große Einfluss des Bedienerverhaltens, die Vielfalt der möglichen Einsatzsituationen von Radladern und deren umfangreiche Ausrüstungsoptionen, die zum Teil das Schwingungsverhalten maßgeblich beeinflussen, führen dazu, dass spezifische Schwingungskennwerte mit hoher Verlässlichkeit ausschließlich durch eine lokale Messung gewonnen werden können. Da die Richtlinie allerdings ausdrücklich eine Schätzung der Exposition, die Nutzung von Herstellerdaten oder vergleichbarer Quellen gestattet, stehen Anwendern verschiedenste Möglichkeiten offen.

Beispielsweise existieren öffentliche Datenbanken, welche Schwingungswerte verschiedenster Maschinentypen, Konfigurationen und Einsatzbedingungen enthalten, die zum Vergleich herangezogen werden können. Der „Katalog repräsentativer Lärm- und Vibrationsdaten am Arbeitsplatz“ (KARLA) des Landesamtes für Arbeitsschutz Potsdam stellt hierzu beispielsweise annähernd 3000 Immisionswerte zu Ganzkörper-Schwingungen zur Verfügung. [49]

#### 3.5.3 Stand der Forschung

Während die Bewertungsmethoden nach gültiger Normung ([8], [1]), d.h. primär die Nutzung des Effektivwertes der frequenzbewerteten Beschleunigung, als Stand der Technik für Endanwender gelten, arbeiten Forschungsgruppen stetig daran, ein besseres Verständnis für die Wirkung von Vibrationen und Stößen auf den menschlichen Körper zu erlangen. Dies betrifft sowohl dessen Schädigungsverhalten unter Schwingungseinfluss, als auch die Zusammenhänge zwischen subjektiven Empfindungen und objektiv beschreibbaren Schwingungskenngrößen (Objektivierung). Im vorliegenden Kapitel wird ein Überblick über einige dieser Arbeiten gegeben, welche sowohl Defizite in den aktuellen Normwerken aufzeigen als auch alternative oder weiterführende Verfahren vorstellen.

*Knauer* beschreibt in [41], dass die Übertragbarkeit von Frequenzbewertungskurven auf reale, d.h. regellose Schwingungssignale höchst fragwürdig ist, da diese aufgrund von Untersuchungen mit periodischen Schwingungen ermittelt wurden. Nach einer Literaturrecherche kommt er zu dem Schluss, dass in den seltensten Fällen eine Korrelation zwischen objektiven Bewertungsgrößen und subjektivem Komfortempfinden gefunden wird. Als Begründung führt er aufgrund von Gesprächen mit professionellen Testfahrern an, dass für die in den meisten Korrelationsuntersuchungen genutzten, stationären Anregungen sehr schwer subjektive Absoluturteile gefunden werden können. Testfahrer beurteilten den Komfort eines Fahrzeugs viel eher anhand von charakteristischen Ereignissen während des Testzyklus, wobei die überwiegende Zeit, welche durch stationäre Anregungen ausgefüllt wird, nicht in die Gesamtbewertung einfließe.

Die Bewertung anhand von Instationaritäten findet allerdings in etablierten Methoden kaum Berücksichtigung. Er erarbeitet daher eine Methode basierend auf dem menschlichen Beurteilungsprozess, wonach zunächst eine Vorfilterung erfolgt, durch welche komfortrelevante Zeitabschnitte

selektiert werden. Es wird die Methode der *Random Forests* angewandt, welche ähnlich zu der Anwendung künstlicher, neuronaler Netze eine Bewertung von Daten ermöglicht, nachdem dem System Trainingsdatensätze aus Probandenuntersuchungen zur Verfügung gestellt wurden. Anhand von Prüfstandsversuchen wird eine prinzipielle Anwendbarkeit des Verfahrens für die Komfortbewertung in der betrachteten Automotive-Anwendung geschlossen.

Die unterschiedliche Wirkung periodischer und stochastischer Schwingungen auf den Menschen bei gleichem Effektivwert wird von *Dupuis et al.* in [26] durch die Anwendung von Elektromyogrammen dargestellt. Während der Körper periodischen Schwingungen mit aktiver Muskelarbeit zur Stabilisation begegnet, führen stochastische Schwingungen aufgrund der fehlenden Vorhersehbarkeit zu statischer Muskelverspannung ohne Erholungsphasen. Die Unterschiede in der Muskelarbeit führen zu unterschiedlichen Entlastungen des Skelettes und beeinflussen die Eigenfrequenzen einzelner Organe.

Der in der Normung etablierte Crest-Faktor  $C_F$ , welcher das Verhältnis des Maximums eines Schwingungssignals zu dessen Effektivwert darstellt, wird von mehreren Autoren als untauglich empfunden, da dieser weder die Anzahl der Stöße noch deren Verteilung im Zeitsignal berücksichtigt. [41]

*Griffin* zeigt in [31] einige Schwächen der aktuellen Normansätze auf. So sei beispielsweise bekannt, dass sich die Wirkmechanismen des menschlichen Körpers je nach Betrachtungsgröße (Komfort, Gesundheit, Leistungsfähigkeit) unterscheiden, da jeweils Bewegungen unterschiedlicher Körperteile und Organe mit unterschiedlichen Eigenfrequenzen relevant sind. Mangels besserem Verständnis für die Wirkmechanismen werden allerdings nach dem Stand der Normung beispielsweise bei der Bewertung von Komfort und Gesundheit die gleichen Frequenzbewertungsfunktionen angesetzt.

Die Übertragbarkeit von im Laborumfeld erarbeiteten Bewertungsmethoden - meist basierend auf einachsigen Schwingungen - auf reale Schwingungssignale (mehrachsig, potenziell verschiedene Frequenzanteile und Amplituden) wird weiterhin in Frage gestellt. So wird beispielsweise der Phasenversatz zwischen einzelnen Schwingungsrichtungen bisher in keinem Normansatz berücksichtigt, obwohl Studien zeigen, dass beispielsweise eine Leseaufgabe durch zweiachsige Schwingungen in Phase deutlich weniger erschwert wird als durch einer Kombination der Schwingungen mit Phasenversatz. Ähnliche Erkenntnisse konnten bei der Komfortbeurteilung gewonnen werden. So bewerten sitzende Probanden den subjektiven Schwingungskomfort schlechter, wenn Füße und Sitzpolster gegenphasig anstatt gleichphasig schwingen.

Weiterhin kritisiert *Griffin* die Annahme, dass die Variablen Frequenz, Amplitude und Schwingungsdauer als unabhängig betrachtet werden. So ist beispielsweise die Anwendung der gleichen Frequenzbewertungsfunktionen unabhängig von der vorliegenden Amplitude vorgesehen. Es wird auf eine Studie verwiesen, die demgegenüber aufzeigt, dass sich die Resonanzfrequenzen des menschlichen Körpers sowie die Übertragungsfunktionen zwischen unterschiedlichen Körperteilen abhängig von der Vibrationsamplitude verändern.

In [48] weist *Mohr* darauf hin, dass stoßhaltige Signale aufgrund der Erkenntnisse mehrerer Studien den menschlichen Körper stärker schädigen als harmonische Schwingungen gleichen Effektivwerts. Die in der aktuellen Normung festgehaltenen Methoden zur Bewertung dieser Effekte seien allerdings in der Praxis schlecht handhabbar.

Er stellt daher ein alternatives Verfahren vor, welches ohne eine Stoßdefinition auskommt. Stattdessen wird der Kennwert IF (Instationaritätsfaktor) eines Zeitsignals bestimmt, indem die Amplitudendichte des Signals analysiert wird. Dieser Faktor wird mit dem Effektivwert des Signals multipliziert, um den „erweiterten Effektivwert“  $a_{wT,erw.}$  zu bilden. Die darge-

stellte Methode hat den Vorteil, dass die etablierten Normverfahren beibehalten werden können, die für die Gesundheitsgefährdung mitbestimmende Signalform allerdings zusätzlich berücksichtigt wird.

Der Instationaritätsfaktor  $IF$  berechnet sich aus der vierten Wurzel der Kurtosis des Signals im Verhältnis zur Kurtosis einer Sinusschwingung und ist somit unabhängig von der Schwingungsdauer oder -amplitude.

$$IF = \sqrt[4]{\frac{Ku}{Ku_{Sinus}}} \quad (3.13)$$

$$a_{wT,erw.} = a_{wT} \cdot IF \quad (3.14)$$

Da die gängigen Frequenzbewertungsfunktionen basierend auf Sinusschwingungen erarbeitet wurden, behalten etablierte Verfahren weiterhin Gültigkeit, da der Instationaritätsfaktor im Falle einer Sinusanregung zu Eins wird. Gleichmäßig regellose Signale werden um 19 % stärker bewertet und bei stoßhaltigen Signalen kann der Wert noch höher ausfallen.

Im Juni 2012 wurde der Normvorschlag *DIN SPEC 45697* [13] veröffentlicht, in welchem ein Verfahren zur Bewertung stoßhaltiger GKV darstellt wird. Diese ist anzuwenden, wenn der Instationaritätsfaktor mindestens einer Schwingungsrichtung den Wert  $IF = 1,6$  überschreitet. Ist dieser Wert überschritten, so ist die beiliegende Software anzuwenden, welche basierend auf anatomiebasierten FE-Modellen des Menschen Wirbelsäulenkräfte und Risikofaktoren für eine Schädigung verschiedener Wirbelkörper basierend auf einem vorzugebenen Schwingungssignal bestimmt.

Während die zugrundeliegenden FE-Modelle nach eigenen Angaben intensiv validiert wurden und somit eine realistische Berechnung der Wirbelsäulenkräfte erwartet werden kann, hat der Anwender aufgrund der Komplexität des Verfahrens leider keinen Einblick in die inneren Abläufe der

Software. Aktuell kann diese nur manuell bedient werden, indem der Anwender Beschleunigungszeitreihen im korrekten Format vorgibt und mehrere Bedienschritte absolviert, bis die Risikofaktoren schließlich berechnet werden.

Somit eignet sich diese Herangehensweise prinzipiell für die Optimierung von Schwingungssystemen mit Hinblick auf minimale Wirbelsäulenschädigung nach aktuellsten wissenschaftlichen Erkenntnissen. Die manuelle Bedienung schränkt die Praxistauglichkeit der Methodik allerdings stark ein, da somit eine Einbindung der Berechnungsalgorithmen in das automatisierte Datenpostprocessing von Mess- oder Simulationsdaten derzeit nicht möglich ist.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Literaturrecherche einerseits Defizite der in der Normung festgelegten Bewertungsverfahren aufzeigt, andererseits aufgrund der Komplexität des Themenumfelds aber kaum allgemein gültige und durch den Endanwender nutzbare Verbesserungsvorschläge erbringt. Eine Ausnahme bildet das Bewertungsverfahren nach *Mohr*, welches es erlaubt, die für die Schädigung des Körpers relevante Signalform einer Schwingung mit in die Bewertung einfließen zu lassen. Insbesondere im Fall von multiaxialen, regellosen und stoßhaltigen Schwingungen - wie sie in der Realität beim Betrieb mobiler Arbeitsmaschinen auftreten - besteht weiterhin Forschungsbedarf im Bereich der Objektivierung.

### **3.6 Norm- und bedienerzentrierte Optimierung des Schwingungskomforts**

Wie in **Kapitel 3.5** dargestellt, existieren verschiedenste Verfahren im Bereich der Schwingungskomfortbewertung - beispielsweise zur Beurteilung des subjektiven Schwingungskomforts oder einer möglichen gesundheitlichen Schädigung des menschlichen Körpers.

Aufgrund dieser Erkenntnis ist im Verlauf der Entwicklung und Abstimmung von Teilsystemen daher die Frage zu stellen, nach welchen der verfügbaren Kriterien eine Optimierung erfolgen soll. So wird eine nach Normkriterien (Frequenzbewertung, Effektivwertbildung, Horizontalgewichtung) erfolgte Optimierung bestmögliche Ergebnisse bei einer Bewertung des Schwingungskomforts durch unabhängige Institutionen (z.B. Berufsgenossenschaften, externe Dienstleister, Fachzeitschriften) nach sich ziehen - dies bedeutet allerdings nicht, dass damit auch das Optimum in Bezug auf die Gesundheit des Bedieners oder dessen subjektives Komfortempfinden (Bedienerzentrierte Optimierung) erreicht wird.

Die Wahl und Gewichtung einzelner Bewertungsmethoden hat somit eine lenkende Wirkung auf den gesamten Abstimmungsprozess des Fahrzeugs und kann nicht allgemeingültig beantwortet werden. Es ist vielmehr eine Frage der Philosophie einzelner Unternehmen, wie Schwerpunkte zwischen den verfügbaren Ansätzen gesetzt werden sollen.

Aufgrund dieser Tatsache wird im Rahmen dieser Arbeit keine Empfehlung zur Nutzung gewisser Methoden ausgesprochen. Vielmehr wird der Aufgabe insofern Rechnung getragen, dass der in **Kapitel 9** dargestellte Prozess zur Unterstützung der Entwicklung und Abstimmung von Fahrzeugkonzepten und Schwingungssystemen verschiedene mögliche Bewertungsansätze parallel vereint und somit dem Anwender stets die Möglichkeit eröffnet, eine fundierte Entscheidung zu treffen.



## 4 Schwingungstechnik

In den folgenden Unterkapiteln werden die Grundlagen der Schwingungstechnik erläutert, die für das Verständnis der am Realfahrzeug untersuchten Verhaltensweisen und den davon abgeleiteten Lösungsansätzen relevant sind. Weiterhin erfolgt eine Definition verschiedener Schwingungssysteme nach ihrer Betriebsart und Wirkungsweise.

### 4.1 Fahrzeug-Koordinatensystem

Die Definition der einzelnen Schwingungsrichtungen erfolgt anhand eines Fahrzeug-Koordinatensystems in Anlehnung an die Norm ISO 70000 (siehe **Abbildung 4.1**).

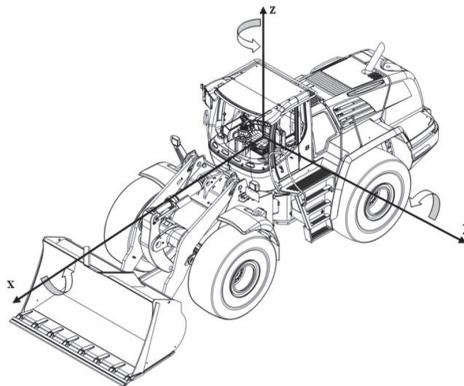


Abbildung 4.1: Fahrzeug-Koordinatensystem nach ISO 70000 [18]

Die Bewegungen des Fahrzeugs im Raum können in drei translatorische und drei rotatorische Bewegungen unterteilt werden:

Translation:

- Entlang der X-Achse: Longitudinalbewegung
- Entlang der Y-Achse: Lateralbewegung
- Entlang der Z-Achse: Hubbewegung

Rotation:

- Rotation um X-Achse: Wanken (Wankwinkel  $\Phi$ )
- Rotation um Y-Achse: Nicken (Nickwinkel  $\Theta$ )
- Rotation um Z-Achse: Gieren (Gierwinkel  $\Psi$ )

Die Freiheitsgrade Nicken und Wanken werden auch als sekundäre Vertikalfreiheitsgrade bezeichnet, da sich die entsprechenden Bewegungen aus Vertikalbewegungen der Lagerpunkte ergeben. Diese Lagerpunkte werden im Falle des Gesamtfahrzeugs durch die Reifen bzw. im Falle der Vier-Punkt-Kabinenlagerung durch die Kabinenlager dargestellt.

### 4.2 Grundlagen der Schwingungstechnik

Bezüglich der Möglichkeiten zur Verminderung einer Fahrerbelastung durch Reduktion von einwirkenden Schwingungen und Stößen können die Prinzipien der Schwingungsisolation oder der Schwingungstilgung eingesetzt werden. Zusätzlich zur Isolation kann eine Verminderung der Belastung weiterhin durch eine Verringerung einer Schwingungsintensivierung eines ungünstig abgestimmten Federungssystems erfolgen. Da diese Auslegungsart aber grundlegend von der Schwingungsisolation abweicht, werden die Fälle getrennt betrachtet.

Zur Erläuterung der angesprochenen Grundprinzipien werden zunächst einige grundlegende Ersatzmodelle diskutiert.

### 4.2.1 Translatorischer Einmassenschwinger

Am Beispiel des translatorischen EMS (Einmassenschwinger) aus **Abbildung 4.2** werden im Folgenden einige zum Verständnis notwendige Zusammenhänge erläutert [35].

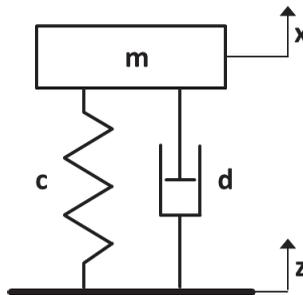


Abbildung 4.2: Translatorischer Einmassenschwinger

Das System besitzt einen translatorischen Freiheitsgrad (Koordinate  $x$ ) und wird über den Fußpunkt (Koordinate  $z$ ) angeregt. Nach dem Freischnitt der Masse  $m$  wird mittels eines Kräftegleichgewichts die Bewegungsgleichung abgeleitet. Hierbei repräsentiert  $c$  die Steifigkeit der Feder und  $d$  die Dämpfungskonstante des viskosen Dämpfers.

$$\sum_i F_i = m\ddot{x}(t) + d(\dot{x}(t) - \dot{z}(t)) + c(x(t) - z(t)) = 0 \quad (4.1)$$

Nach Einführung der ungedämpften Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (4.2)$$

und des Lehr'schen Dämpfungsmaßes  $D$

$$D = \frac{1}{2} \frac{d\omega_0}{c} \quad (4.3)$$

kann **Gleichung 4.1** wie folgt umgeformt werden:

$$\ddot{x}(t) + 2D\omega_0(\dot{x}(t) - \dot{z}(t)) + \omega_0^2(x(t) - z(t)) = 0 \quad (4.4)$$

Wird nun eine harmonische Fußpunktanregung vorausgesetzt

$$z(t) = z_0 \cos(\Omega t) \quad (4.5)$$

und das Verhältnis  $\eta$  von Anregungsfrequenz  $\Omega$  zu Eigenfrequenz  $\omega_0$  definiert,

$$\eta = \frac{\Omega}{\omega_0} \quad (4.6)$$

so ergibt sich für die Bewegungsgleichung des Systems:

$$\ddot{x}(t) + 2D\omega_0\dot{x}(t) + \omega_0^2x(t) - \omega_0^2z_0 \cos(\eta\omega_0t) + 2D\eta\omega_0^2 \sin(\eta\omega_0t) = 0 \quad (4.7)$$

Diese Differentialgleichung zweiter Ordnung beschreibt das Systemverhalten vollständig.

Wird das System harmonisch mit der Anregungsfrequenz  $\Omega$  erregt, so wird sich diese Frequenz auch in der erzwungenen Bewegung des Schwingers wiederfinden. Zur Lösung der **Gleichung 4.7** wird daher folgender Ansatz gewählt:

$$x(t) = z_0 V(\eta) \cos(\eta \omega_0 t - \phi) \quad (4.8)$$

Dies bedeutet anschaulich eine Schwingung, welche um einen Phasenwinkel  $\phi$  der Erregerschwingung nacheilt und die Amplitude  $z_0 V(\eta)$  aufweist. Der Faktor  $V(\eta)$  gibt dabei das Verhältnis der Schwingungsamplitude zur Erregeramplitude an. Ist  $V(\eta) < 1$ , so liegt eine Schwingungsisolierung bzw. -verminderung vor, im Falle  $V(\eta) > 1$  eine Verstärkung der Schwingung.

Nach Einsetzen von **Gleichung 4.8** in **Gleichung 4.7** folgt:

$$\begin{aligned} & -2z_0 D\eta V(\eta) \sin(\eta \omega_0 t - \phi) + (z_0 V(\eta) - z_0 V(\eta) \eta^2) \cos(\eta \omega_0 t - \phi) \\ & - z_0 \cos(\eta \omega_0 t) + 2z_0 D\eta \sin(\eta \omega_0 t) = 0 \end{aligned} \quad (4.9)$$

Im nächsten Schritt werden die Additionstheoreme auf **Gleichung 4.9** angewendet

$$\sin(\eta \omega_0 t - \phi) = \sin(\eta \omega_0 t) \cos(\phi) - \sin(\phi) \cos(\eta \omega_0 t) \quad (4.10)$$

$$\cos(\eta \omega_0 t - \phi) = \cos(\eta \omega_0 t) \cos(\phi) + \sin(\phi) \sin(\eta \omega_0 t) \quad (4.11)$$

und nach dem Sortieren der Glieder und dem Ausklammern ergibt sich:

$$\begin{aligned} & \sin(\eta \omega_0 t) \left[ -2z_0 D\eta V(\eta) \cos(\phi) + (z_0 V(\eta) - z_0 V(\eta) \eta^2) \sin(\phi) + 2z_0 D\eta \right] \\ & + \cos(\eta \omega_0 t) \left[ 2z_0 D\eta V(\eta) \sin(\phi) + (z_0 V(\eta) - z_0 V(\eta) \eta^2) \cos(\phi) - z_0 \right] = 0 \end{aligned} \quad (4.12)$$

Um eine Lösung dieser Gleichung zu jedem beliebigen Zeitpunkt  $t$  zu erreichen, müssen die beiden eckigen Klammern für sich zu Null werden.

Nach Auflösen einer der Gleichungen nach  $\phi$  und Einsetzen in die andere Gleichung folgt für die Verstärkungsfunktion  $V(\eta)$ :

$$V(\eta) = \sqrt{\frac{1 + 4D^2\eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \quad (4.13)$$

Für die Phasenfunktion  $\phi(\eta)$  folgt:

$$\phi(\eta) = \arctan \frac{2D\eta^3}{(4D^2 - 1)\eta^2 + 1} \quad (4.14)$$

**Abbildung 4.3** zeigt den Verlauf der Verstärkungsfunktion  $V(\eta)$  in Abhängigkeit des Frequenzverhältnisses  $\eta$  für verschiedene Dämpfungsmaße  $D$ .

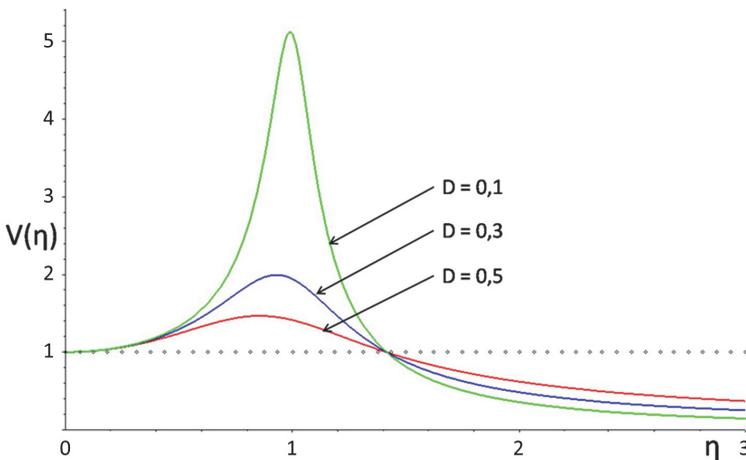


Abbildung 4.3: Verstärkungsfunktion eines linearen Einmassenschwingers

### 4.2.2 Rotatorische Einmassenschwinger

Einige der Schwingungssysteme des betrachteten Fahrzeugs wie beispielsweise die elastisch gelagerte Kabine führen neben translatorischen zusätzlich rotatorische Bewegungen aus. Es gilt daher zu überprüfen, ob bei einer Rotationsbewegung einer Masse eine ähnliche Verstärkungsfunktion abgeleitet werden kann.

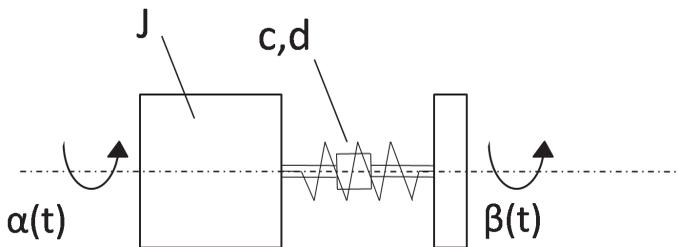


Abbildung 4.4: Rotatorischer Einmassenschwinger

Das zu untersuchende Modell ist hierbei im ersten Schritt ein rotatorischer Einmassenschwinger, wie er in **Abbildung 4.4** dargestellt ist. Analog zum translatorischen Einmassenschwinger ist die Drehmasse  $J$  in diesem Fall rotatorisch gelagert (Koordinate  $\alpha$ ) und über eine Drehfeder (Steifigkeit  $c$ ) und einen entsprechenden Dämpfer (Dämpfungskonstante  $d$ ) mit einem rotatorisch erregten Körper (Koordinate  $\beta$ ) verbunden.

Nach dem Freischneiden der Drehmasse  $J$  folgt nach Aufstellen eines Momentengleichgewichts die Bewegungsgleichung des Systems:

$$\sum_i M_i = J\ddot{\alpha}(t) + d(\dot{\alpha}(t) - \dot{\beta}(t)) + c(\alpha(t) - \beta(t)) = 0 \quad (4.15)$$

Im Gegensatz zum translatorischen Einmassenschwinger ist die Masse  $m$  des betrachteten Körpers in diesem Fall nicht von Bedeutung. An ihre Stelle tritt das Trägheitsmoment  $J$  des entsprechenden Körpers bezüglich seiner Drehachse. Die Eigenfrequenz des Systems  $\omega_0$  ergibt sich zu

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{J}} \quad (4.16)$$

und das Dämpfungsmaß  $D$  entspricht

$$D = \frac{1}{2} \frac{d\omega_0}{c} \quad (4.17)$$

wonach analog zum translatorischen System der Lösungsansatz

$$\alpha(t) = \beta_0 V(\eta) \cos(\eta \omega_0 t - \phi) \quad (4.18)$$

zur Bewegungsgleichung

$$\begin{aligned} & -2\beta_0 D \eta V(\eta) \sin(\eta \omega_0 t - \phi) + (\beta_0 V(\eta) - \beta_0 V(\eta) \eta^2) \cos(\eta \omega_0 t - \phi) \\ & - \beta_0 \cos(\eta \omega_0 t) + 2\beta_0 D \eta \sin(\eta \omega_0 t) = 0 \end{aligned} \quad (4.19)$$

führt. Wird diese Bewegungsgleichung mit der **Gleichung 4.9** verglichen, so ist deren Ähnlichkeit festzustellen. Es folgt die gleiche Lösung für den rotatorischen Einmassenschwinger und damit der gleiche Verlauf der Verstärkungsfunktion  $V(\eta)$  über dem Frequenzverhältnis  $\eta$ . Einzig die abweichenden Größen, welche zur Beeinflussung des Systems herangezogen werden, müssen beachtet werden. Statt der Masse  $m$  wird im rotatorischen

Fall das Trägheitsmoment  $J$  herangezogen, womit sich Eigenfrequenz und Dämpfungsmaß bestimmen und auslegen lassen.

Im vorliegenden Fall der Kabinenlagerung ist die rotierende Masse nicht wie in diesem ersten Modell rotatorisch gelagert und angeregt, sondern stützt sich im eben betrachteten Fall mittels zweier translatorischer Federn am Fahrzeugrahmen ab. Die Federn sind mit einem Abstand  $l$  von der Drehachse entfernt angeordnet. Um für diesen Fall analytische Aussagen zur Auslegung treffen zu können, wird ein entsprechend erweitertes Modell des rotatorischen Einmassenschwingers aufgebaut, wie es in **Abbildung 4.5** dargestellt ist. Unter Annahme symmetrischer Abmessungen wird im Folgenden die Bewegungsgleichung auch für dieses Ersatzmodell aufgestellt und gelöst.

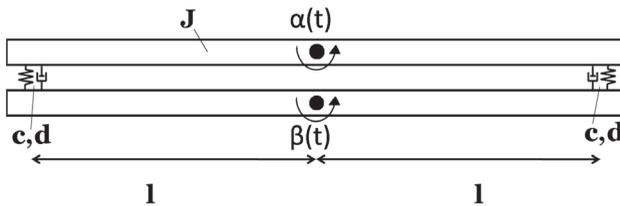


Abbildung 4.5: Erweiterter rotatorischer Einmassenschwinger

Nach dem Freischneiden der rotierend gelagerten Masse ergibt sich für das Momentengleichgewicht:

$$\sum_i M_i = J \ddot{\alpha}(t) + F_r l - F_l l = 0 \quad (4.20)$$

Die Kräfte  $F_r$  und  $F_l$  setzen sich unter der Annahme kleiner Winkel  $\alpha(t)$  sowie  $\beta(t)$  dabei wie folgt zusammen:

$$F_r = l(\alpha(t) - \beta(t))c + l(\dot{\alpha}(t) - \dot{\beta}(t))d \quad (4.21)$$

$$F_l = -l(\alpha(t) - \beta(t))c - l(\dot{\alpha}(t) - \dot{\beta}(t))d \quad (4.22)$$

Nach dem Einsetzen der **Gleichungen 4.21** und **4.22** in **4.20** folgt damit:

$$J\ddot{\alpha}(t) + 2l^2c(\alpha(t) - \beta(t)) + 2l^2d(\dot{\alpha}(t) - \dot{\beta}(t)) = 0 \quad (4.23)$$

Die Eigenfrequenz  $\omega_0$  eines solchen Systems ergibt sich zu

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{2cl^2}{J}} \quad (4.24)$$

und das Dämpfungsmaß  $D$  entspricht wiederum

$$D = \frac{1}{2} \frac{d\omega_0}{c} \quad (4.25)$$

Der weitere Lösungsweg folgt analog zu den beiden bisher beschriebenen Einmassenschwingern. Die resultierende Verstärkungsfunktion ist identisch mit den bisher betrachteten Systemen.

### 4.2.3 Schwingungsisolierung bzw. -intensivierung

Am Beispiel der in **Kapitel 4.2.1** erläuterten Einmassenschwinger und den aus den Bewegungsgleichungen entstehenden Übertragungsfunktionen ist ersichtlich, dass eine Antwortschwingung eines solchen Systems ab einem Frequenzverhältnis  $\eta = \sqrt{2}$  eine geringere Amplitude aufweist als die Erregerschwingung. Somit wird der Isolationsbereich eines solchen Systems

für alle  $\eta > \sqrt{2}$  definiert und man spricht in diesen Arbeitspunkten von Schwingungsisolation.

Isolierend ausgelegte Federungssysteme weisen aufgrund des relativ kleinen Verhältnisses von Federsteifigkeit zur abgefederten Masse bzw. Trägheit große Federwege auf. Da diese oftmals zum Beispiel aus Bauraumgründen nicht gewünscht sind, ist eine isolierende Auslegung vor allem gegenüber niederfrequenten Erregerschwingungen nicht immer problemlos umsetzbar.

Ein Beispiel für ein isolierend ausgelegtes Federungssystem am Radlader ist der vertikal gefederte Fahrersitz. In **Kapitel 6.6.2** wird für diesen eine analytische Herleitung der Übertragungsfunktion vorgestellt.

Analog zur Schwingungsisolation kann der Bereich der Schwingungsverstärkung bzw. -intensivierung definiert werden. Für alle  $0 < \eta < \sqrt{2}$  weist die Antwortschwingung eine größere Amplitude als die Erregerschwingung auf. Da bei realen Schwingungssystemen meist keine definierte Anregungsfrequenz, sondern ein breites Frequenzband vorliegt, besteht immer die Möglichkeit, dass ein Teil dieses Anregungsspektrums im Verstärkungsbereich der jeweilig betrachteten Übertragungsfunktion liegt. Haben diese Schwingungsanteile bei einer Gesamtbetrachtung einen hohen Einfluss, so kann eine Verminderung der Gesamtschwingungsamplitude dadurch erreicht werden, dass die Verstärkung in diesem Frequenzbereich durch Anheben der Eigenfrequenz vermindert wird.

Der Vorteil einer solchen Problemlösungsstrategie ist vor allem im Federwegbedarf zu sehen. Hat der Wechsel auf eine isolierende Auslegung (Absenkung der Eigenfrequenz) eine starke Zunahme des benötigten Federwegs zur Folge, so bringt der Ansatz der Versteifung (Anhebung der Eigenfrequenz) im Gegensatz dazu eine Verminderung der Federwege mit sich. Allerdings ist die Wirksamkeit des Ansatzes limitiert, da die Amplitudenverstärkung bei einem betrachteten Frequenzverhältnis  $\eta_0$  mittels Verstei-

fung von einem Wert  $V(\eta_0) > 1$  maximal auf  $V(\eta_0) = 1$  abgesenkt werden kann. Nur mit dem Ansatz der Isolation kann in den Bereich  $V(\eta_0) < 1$  vorgedrungen werden.

Ein Beispiel für ein bezogen auf die für die Humanschwingungsbetrachtung relevanten, energiehaltigen Schwingungen am Radlader im Bereich 1 bis 5 Hz intensivierend ausgelegtes System ist die Radlader-typische Vier-Punkt-Kabinenlagerung in Kombination mit Elastomerlagern. Diese Art der Lagerung ist heute bei nahezu allen auf dem Markt befindlichen Maschinen verbaut und entspricht dem Stand der Technik.

In **Kapitel 6.6.1** wird eine Herleitung der Übertragungsfunktionen der Kabine zum Nachweis der intensivierenden Auslegung dargestellt.

### 4.2.4 Schwingungstilgung

Eine weitere Möglichkeit, die Schwingungsamplituden einer elastisch gelagerten Masse zu reduzieren, besteht in der Methode der Schwingungstilgung. Dieser Ansatz wird bei Radladern nach dem Stand der Technik in Form von Fahrschwingungstilgern (vgl. **Kapitel 3.4.1.2**) umgesetzt.

Anhand eines translatorischen Einmassenschwingers mit zusätzlich elastisch angekoppelter Tilgermasse  $m_T$  (siehe **Abbildung 4.6**) wird die Wirkungsweise und optimale Abstimmung im Folgenden erläutert.

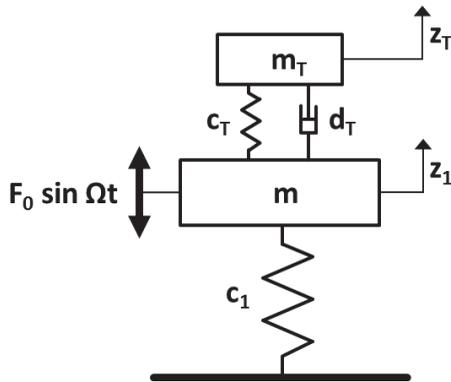


Abbildung 4.6: Translatorischer Einmassenschwinger mit angekoppelter Tilgermasse

Aufgrund der zusätzlich angebrachten Tilgermasse verfügt das System über zwei translatorische Freiheitsgrade. Die Bewegungsgleichungen ergeben sich somit zu:

$$m\ddot{z}_1 + c_1 z_1 + c_T(z_1 - z_T) + d_T(\dot{z}_1 - \dot{z}_T) = F_0 \sin(\omega t) \quad (4.26)$$

$$m_T \ddot{z}_T + c_T(z_T - z_1) + d_T(\dot{z}_T - \dot{z}_1) = 0 \quad (4.27)$$

Aufgabe des Schwingungstilgers ist es, die Schwingungsamplituden der Hauptmasse auf ein Minimum zu reduzieren. Weithin bekannt sind hierzu die Auslegungsregeln von *Den Hartog* [22], nach welchen das optimale Frequenzverhältnis  $\delta$  sowie das optimale Dämpfungsmaß  $\lambda$  abhängig vom Verhältnis  $\mu$  der Tilgermasse zur Hauptmasse bestimmt werden können.

Das Massenverhältnis  $\mu$  ist dabei wie folgt definiert:

$$\mu = \frac{m_T}{m} \quad (4.28)$$

Für eine optimale Tilgerwirkung ergibt sich nach [22] eine optimale Tilgerwirkung bei einem Frequenzverhältnis  $\delta_{opt}$  von

$$\delta_{opt} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (4.29)$$

sowie einem Dämpfungsmaß  $\lambda_{opt}$  mit

$$\lambda_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)}}. \quad (4.30)$$

Die Untersuchungen von *Den Hartog* zeigen weiterhin, dass die Wirksamkeit des Tilgers sehr stark von der Wahl des Frequenzverhältnisses abhängig ist. Kleinere Abweichungen von der optimalen Auslegung führen demnach zu einem hohen Verlust der Effektivität. Weniger kritisch ist hingegen die Wahl des Dämpfungsmaßes.

Um diese Erkenntnisse zu prüfen und zu quantifizieren, wurden im Rahmen dieser Arbeit Untersuchungen anhand des translatorischen Einmassenschwingers mit aufgesetzter Tilgermasse aus **Abbildung 4.6** in der Simulation durchgeführt. Zusätzlich wurde eine Dämpfung der Hauptmasse (Dämpfungsmaß  $\lambda_m$ ) hinzugefügt, um auch deren Einfluss bestimmen zu können. Folgende Verhaltensweisen wurden untersucht:

- Einfluss des Massenverhältnisses  $\mu$
- Bedeutung des Dämpfungsmaßes  $\lambda_m$  der Hauptmasse
- Effektivitätsminderung durch Abweichungen vom optimalen Frequenzverhältnis  $\delta_{opt}$  bzw. Dämpfungsmaß des Tilgers  $\lambda_{opt}$

Durch die Einführung von Verstimmungsfaktoren bezüglich der optimalen Tilgerfrequenz und des Dämpfungsmaßes konnten die theoretischen Erkenntnisse *Den Hartogs* bestätigt werden (siehe hierzu **Abbildung 4.7**).

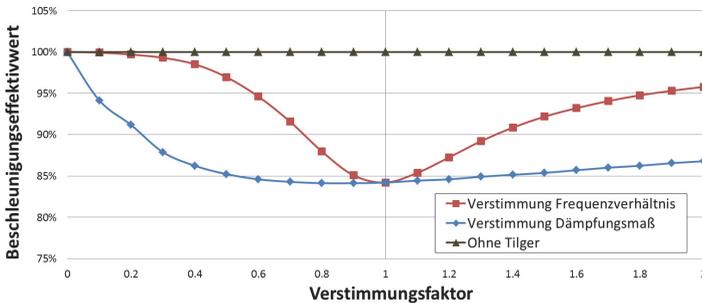


Abbildung 4.7: Verlust der Wirksamkeit eines translatorischen Tilgers ( $\mu = 0,1$ ) bei Abweichung von optimaler Tilgerfrequenz und Dämpfungsmaß

Die Anregung besteht in diesem Fall aus einem Sinus-Chirp (0 - 3 Hz), wobei die Eigenfrequenz des Einmassenschwingers (Hauptmasse  $m$ ) bei 1,5 Hz liegt. Es ist zu erkennen, dass der Tilger in seiner optimalen Einstellung nach *Den Hartog* (Verstimmungsfaktoren = 1) eine Reduktion des Beschleunigungseffektivwertes auf 84 % des Referenzniveaus ohne angekoppelten Tilger erreicht. Eine Abweichung vom optimalen Dämpfungsmaß zeigt dabei über weite Bereiche wenig Einfluss auf die Effektivität des Tilgers, wobei die Reaktion auf Verstimmungen des Frequenzverhältnisses weitaus stärker ausfällt. Ebenso ist festzustellen, dass durch falsche Tilgereinstellungen keine Erhöhungen der Beschleunigungen der Hauptmasse erzeugt werden können.

Aufgrund der Tatsache, dass die zu tilgende Masse in einer realen Anwendung meist ebenfalls bedämpft ist, wird im Unterschied zu den Arbeiten *Den Hartogs* ein gedämpfter Einmassenschwinger (Dämpfungsmaß  $\lambda_m$ ) betrachtet. Während im oberen Beispiel das Dämpfungsmaß der Hauptmasse  $\lambda_m = 0,2$  konstant gehalten wurde, wird dessen Einfluss auf die Tilgerwirksamkeit im Folgenden untersucht. Es zeigt sich, dass bei steigendem Dämpfungsmaß  $\lambda_m$  der Hauptmasse die Wirksamkeit des aufgesetzten Tilgers stark abnimmt (**Abbildung 4.8**).

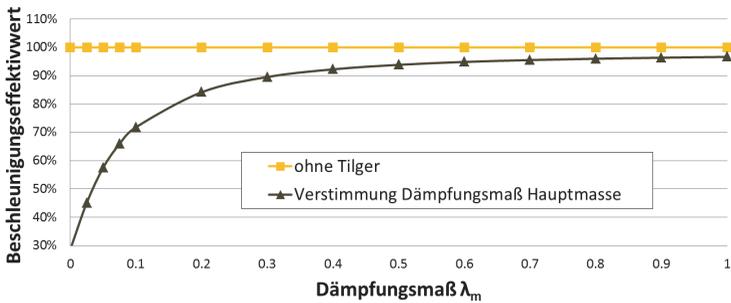


Abbildung 4.8: Minderung der relativen Wirksamkeit eines optimal abgestimmten Schwingungstilgers ( $\mu = 0,1$ ) bei Erhöhung der Bedämpfung der Hauptmasse

Während der jeweils optimal abgestimmte Tilger eine Reduktion des Beschleunigungseffektivwertes auf 30 % des Referenzwertes erreicht, schwächt sich dieser Effekt mit höherer Bedämpfung der Hauptmasse stark ab.

Die letzte Untersuchung betrifft den Einfluss des Massenverhältnisses  $\mu$ . Wie erwartet zeigt sich hier eine höhere Wirksamkeit des Schwingungstilgers bei steigendem Massenverhältnis (**Abbildung 4.9**).

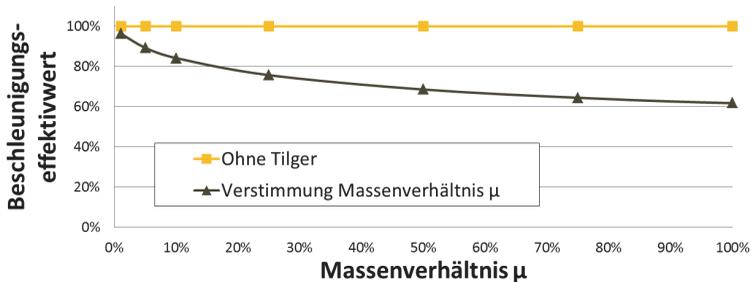


Abbildung 4.9: Steigerung der Wirksamkeit eines optimal abgestimmten Schwingungstilgers ( $\lambda_m = 0,2$ ) mit erhöhtem Massenverhältnis  $\mu$

Umgelegt auf das am Radlader verwendete System Fahrschwingungstilger können folgende Erkenntnisse abgeleitet werden:

- Für optimale Wirksamkeit ist insbesondere auf eine korrekte Abstimmung der Tilgerfrequenz zu achten
- Das Dämpfungsmaß des Tilgers ist von untergeordneter Bedeutung für die Wirksamkeit
- Es kann eine höhere Wirkung bei beladener Schaufel erwartet werden (günstigeres Massenverhältnis  $\mu$ )
- Eine Erhöhung der Dämpfung der Hauptmasse - z.B. durch Integration einer Achsfederung oder höher dämpfender Reifen - wird die Effektivität des Schwingungstilgers reduzieren

### 4.3 Betriebsarten von Schwingungssystemen

Schwingungssysteme können nach ihrer Betriebsart klassifiziert werden. In der Literatur hat sich dabei folgende Einteilung etabliert [35]:

#### Passiv

Passive Systeme verfügen über konstante Eigenschaften (z.B. Steifigkeit und Dämpfung), wobei keine äußere Energiezufuhr erfolgt. Die beteiligten Komponenten können Energie sowohl zwischenspeichern (Federung) als auch dissipieren (Dämpfung). Passive Systeme sind auf einen Zwei-Quadranten-Betrieb beschränkt, d.h. Kräfte können jeweils nur entgegen der Bewegungsrichtung aufgebracht werden.

#### Adaptiv

Adaptive Schwingungssysteme können als eine Erweiterung der passiven Systeme angesehen werden, wobei zusätzlich eine Verstellbarkeit der passiven Eigenschaften einer oder mehrerer Komponenten

(z.B. Steifigkeit, Dämpfung) möglich ist. Die Verstellung kann dabei manuell oder automatisch aufgrund von Eingangsgrößen erfolgen, die Regelung geschieht dabei aber in jedem Fall mit einer Frequenz, welche deutlich unterhalb der vorherrschenden Schwingungsfrequenz liegt. Mittels adaptiver Systeme kann somit eine Anpassung an sich langsam verändernde Zustände (z.B. Straßen- oder Offroad-Betrieb, Beladung, Fahrgeschwindigkeit) erfolgen.

### **Semiaktiv**

Analog zum adaptiven System verfügt das semiaktive System ausschließlich über die Möglichkeit, seine passiven Eigenschaften zu verändern. Der Unterschied liegt in der Regelfrequenz, sodass semiaktive Systeme im Gegensatz zu adaptiven Schwingungssystemen auf kurzfristige Änderungen in der Anregung reagieren können. Die Anpassung der passiven Eigenschaften erfolgt kontinuierlich, wobei die Frequenz der Regelaktivität im Bereich der Anregungsfrequenz liegt. Aufgrund der höheren Forderungen an die Regelfrequenz ist im Gegensatz zum adaptiven System ausschließlich eine automatische Verstellung der passiven Eigenschaften möglich, ein manuelles Eingreifen findet nicht statt.

### **Aktiv**

Im Unterschied zu den drei bisher genannten Systemvarianten wird bei einem aktiven System Energie bzw. Leistung aktiv hinzugefügt um Kräfte auf das angeschlossene Objekt auszuüben. Die Regelfrequenz ist mindestens so hoch wie die des semiaktiven Systems, während zusätzlich ein Vier-Quadranten-Betrieb ermöglicht wird. Die Kräfte können somit beliebig unabhängig von der aktuellen Bewegungsrichtung aufgebracht werden. Während aktive Systeme das höchste Potenzial zur Minderung von Schwingungen besitzen, bringen sie auch die höchsten Anforderungen an Signalverarbeitung und

Stellgliederdynamik mit sich und weisen einen je nach abgestützter Masse nicht unerheblichen Energiebedarf auf.

Nach dem Stand der Technik sind Radlader vor allem mit passiven Schwingungssystemen ausgerüstet. Eine Ausnahme bildet der Fahrersitz, welcher je nach Ausführung sowohl adaptives, als auch semiaktives Verhalten darstellen kann.

Während die automatische Einstellung der Steifigkeit auf die Fahrermasse („Fahrergewichtseinstellung“) als adaptives Verhalten klassiziert werden kann, verfügen einige Sitze zusätzlich über eine hochfrequent variable Steifigkeit, womit das Schwingungsverhalten kontinuierlich an die Schwingungssituation angepasst wird (semiaktives Verhalten).



## **5 Fahrdynamik und Kippsicherheit**

Die folgenden Kapitel beschäftigen sich mit der Fahrdynamik und Kippsicherheit mobiler Arbeitsmaschinen und insbesondere Radladern. Die Relevanz der Themen wird dargestellt sowie deren Entwicklung aufgrund anhaltender Markttrends diskutiert.

Insbesondere die an großen Leistungsradladern übliche Knicklenkung, die hohen Radlastschwankungen aufgrund fehlender Aufbaufederung, die hohe Schwerpunktlage und die starke Schwerpunktsverschiebung zwischen dem beladenen und unbeladenen Zustand stellen besondere Faktoren dieser Maschinenklasse hinsichtlich der Fahrdynamik und Kippsicherheit dar.

### **5.1 Relevanz der Fahrdynamik**

Ist die Fahrdynamik in der PKW-Industrie aufgrund der vergleichsweise hohen Fahrgeschwindigkeiten schon seit jeher ein wichtiges Kriterium bei der Entwicklung von Fahrzeugen und der Beurteilung durch den Kunden, so stellt sie im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen ein vergleichsweise junges Thema dar. Die Relevanz der Fahrdynamik eines Fahrzeuges ist höher, je schneller sich dieses bewegt und somit gemäß der Marktentwicklung hin zu höheren Durchschnitts- sowie maximalen Fahrgeschwindigkeiten einiger Maschinenklassen auch im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen von steigender Wichtigkeit.

Während insbesondere die maximale Fahrgeschwindigkeit landwirtschaftlicher Traktoren in den letzten Jahren stark anstieg und im gleichen Zuge

technische Systeme Einzug hielten, die es erlauben, diese Fahrgeschwindigkeiten sicher und komfortabel umzusetzen, liegt die übliche Fahrgeschwindigkeit bei Radladern weiterhin auf vergleichsweise niedrigem Niveau. Durch anhaltende Markttrends kann allerdings zukünftig eine Veränderung der Einsatzsituationen hin zu höheren Durchschnittsgeschwindigkeiten und längeren Fahrtstrecken erwartet werden - siehe hierzu **Kapitel 2.2**.

Die ständig alternierende Schwerpunktsposition in Längsrichtung während der Arbeitszyklen zwischen unbeladenem und beladenem Zustand führt dabei beispielsweise zu einer Änderung des Eigenlenkverhaltens im querdynamischen Grenzbereich, wie in **Kapitel 6** dargestellt wird. Mit steigenden Fahrgeschwindigkeiten muss diesen Themenstellungen zukünftig höhere Beachtung seitens der Entwicklung geschenkt werden.

Diese Arbeit leistet hierzu einen Beitrag, indem zum einen fahrdynamische Untersuchungen an dem zur Verfügung stehenden Versuchsfahrzeug durchgeführt werden um den Status Quo festzustellen und zum anderen das in **Kapitel 9** dargestellte Werkzeug zur Bewertung von Einflussfaktoren und zur Optimierung des globalen Fahrzeugverhaltens die Fahrdynamik explizit mit einschließt.

### 5.2 Kippsicherheit von Radladern

Im Bereich der Kippsicherheit kann zwischen statischer und dynamischer Kippsicherheit unterschieden werden, wobei letztere Trägheitskräfte aufgrund von Beschleunigungs- oder Verzögerungsvorgängen bzw. Kurvenfahrten mit einbezieht. Insbesondere die Möglichkeit, die Last während des Betriebs mit dem Hubarm in ihrer Höhe zu verändern und damit den Gesamtschwerpunkt des Fahrzeugs in hohem Maße zu beeinflussen, führt zur Möglichkeit, kippkritische Zustände herbeizuführen. Zusätzlich besteht

durch die in größeren Radladern dominierende Knicklenkung die Problematik, dass sich sowohl die Schwerpunktlage des Fahrzeugs, als auch die Aufstandspunkte in Form der Radpositionen in der horizontalen Ebene je nach Lenkwinkel verändern. Die Kippsicherheit der Maschinen im statischen sowie dynamischen Fall ist damit stark abhängig von der Beladung des Fahrzeugs, der Position des Hubgerüsts sowie des aktuellen Lenkwinkels.

Zur Adressierung dieser Problematik werden im Rahmen dieser Arbeit Untersuchungen zur Kippsicherheit am Realfahrzeug durchgeführt (siehe **Kapitel 6.5**) sowie eine systematische Bewertung der statischen sowie dynamischen Kippsicherheit innerhalb des in **Kapitel 9** dargestellten Simulationsprozesses implementiert.



## 6 Fahrzeugverhalten - Status Quo

Dieses Kapitel beschreibt die Bestimmung des Status-Quo-Verhaltens des betrachteten Fahrzeugs bezüglich Schwingungskomfort, Fahrdynamik und Kippsicherheit. Ausgehend von den zu bestimmenden Verhaltensweisen wurden hierzu Fahrmanöver ausgewählt und durchgeführt. Die Auswahl und Installation der für die Quantifizierung notwendigen Messtechnik wird ebenso beschrieben wie die Ergebnisse der Untersuchungen. Neben der Quantifizierung des Status Quo der aktuellen Maschine dienen die Ergebnisse im späteren Verlauf der Arbeit vor allem der Validierung eines korrespondierenden Simulationsmodells.

### 6.1 Versuchsgerät

Für die nachfolgenden Untersuchungen wird ein Radlader vom Typ *Liebherr L528* eingesetzt. **Tabelle 6.1** zeigt einige technische Daten.

Typ	Liebherr L528
Einsatzgewicht	11.100 kg
Schaufelinhalt (ISO 7546)	2,2 m <sup>3</sup>
Motorleistung (ISO 9249)	86 kW
Gesamtlänge	6.930 mm
Achsabstand	2.850 mm
Schaufelbreite	2.500 mm
Reifendimension	17.5R25 Michelin XHA

Tabelle 6.1: Technische Daten des betrachteten Fahrzeugs

Besonderheiten dieser Fahrzeugklasse sind die mit bis zu 40 km/h relativ hohen maximalen Fahrgeschwindigkeiten und die große Anzahl verschiedener möglicher Einsatzprofile. Somit sind die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen insbesondere für diese Klasse von Radladern relevant.

**Abbildung 6.1** zeigt das verwendete Fahrzeug.



Abbildung 6.1: Versuchsgerät Liebherr L528

Bezüglich der in **Kapitel 3.4** beschriebenen, typischen Varianten von Rahmenkonzepten und Schwingungssystemen ist die Maschine wie folgt ausgerüstet:

### **Lenkung**

Der Radlader ist mit einer hydraulischen Knicklenkung ausgestattet. Dabei sind Vorder- und Hinterwagen über einen Drehfreiheitsgrad um die Hochachse verbunden. Die Knickbewegung wird über

einen einzelnen Hydraulikzylinder gesteuert, womit sich eine von der Lenkrichtung abhängige, asymmetrische Lenkübersetzung ergibt. Diese resultiert aus den unterschiedlich großen Kolbenflächen des Lenkzylinders je nach Bewegungsrichtung. Die Lenkung verfügt über keine Selbstzentrierung, wie sie von achsschenkelgelenkten PKW bekannt ist, da hierzu die entsprechenden Rückstellkräfte an den Rädern nicht zur Verfügung stehen.

### **Pendelsystem**

Das Fahrzeug ist mit einer starr mit dem Vorderwagen verbundenen Vorderachse ausgestattet. Der Pendelausgleich geschieht über die im Hinterwagen um die Fahrzeuglängsachse drehbar gelagerte Hinterachse. Das Knickgelenk verfügt ausschließlich über den Lenkfreiheitsgrad und stellt somit keinen Teil des Pendelsystems dar. Somit entspricht das Fahrzeug bezüglich des Pendelsystems dem typischen Aufbau der Radlader dieser Größenklasse und größerer Maschinen.

### **Kabinenlagerung**

Die Kabine ist über eine ebene Vierpunktlagerung mit dem Hinterwagen verbunden. Im vorliegenden Fall werden Elastomer-Kabinenlager mit hydraulischer Dämpfung (Hydrolager) eingesetzt.

### **Fahrersitz**

Der Fahrersitz des Versuchsträgers verfügt über eine passive, vertikale Luftfederung mit hydraulischer Dämpfung. Die Federung ist einstellbar auf die Masse des Fahrers um immer eine optimale Nulllage bzw. Ausgangsposition im verfügbaren Federweg zu gewährleisten.

### **Fahrschwingungstilger**

Der Radlader ist mit der Option LFD (Liebherr Fahrschwingungsdämpfer) ausgestattet. Bei diesem System handelt es sich um einen passiven Schwingungstilger, bei dem das Hubgerüst mit Schaufel und Ladung elastisch abgestützt wird, indem die Hubzylinder ab ei-

ner gewissen Mindestgeschwindigkeit über ein Ventilmodul mit hydraulischen Membranspeichern verbunden werden. Über den Vordruck der Speicher wird die Tilgerfrequenz abgestimmt.

## Reifen

Das vorliegende Fahrzeug ist mit Reifen der Kategorie L3 vom Typ *Michelin 17.R25 XHA* ausgerüstet. Diese Reifen für den universellen Einsatz verfügen über ein spezielles, vibrationsarmes Profil und eine geringere Vertikalsteifigkeit im Vergleich zu ebenfalls erhältlichen Reifen höherer Robustheitsklassen z.B. für den Schrottschlag oder Steinbruchbetrieb.

## 6.2 Zu bestimmende Verhaltensweisen und abgeleitete Untersuchungen

Bevor die notwendige Messtechnik und die durchzuführenden Fahrmanöver und Versuche definiert werden können, ist eine Festlegung der zu untersuchenden Eigenschaften notwendig. Da im späteren Verlauf der Arbeit entsprechend der Arbeitshypothese eine ganzheitliche Optimierung des Fahrzeugverhaltens in den Teilbereichen Schwingungskomfort, Fahrdynamik und Kippsicherheit gefordert ist, wird der Status Quo ebenfalls hinsichtlich dieser Themenbereiche untersucht. Die abgeleiteten Fahrmanöver orientieren sich an den einzelnen Phasen eines typischen Ladezyklus der Maschine, womit eine hohe Praxisnähe gegeben ist.

Die folgenden Unterkapitel geben einen Überblick über die zu bestimmenden Verhaltensweisen sowie die Fahrmanöver, welche durchgeführt werden, um Einblicke in diese zu gewinnen. Eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Fahrmanöver sowie die Ergebnisse der Untersuchungen sind in **Kapitel 6.4** zu finden.

### 6.2.1 Schwingungskomfort

Im Bereich des Schwingungskomforts soll primär das Verhalten des Fahrzeugs während der Überfahrt über einen unebenen Weg sowie über ein einzelnes Hindernis untersucht werden. Von Interesse sind dabei die Einflüsse von Grundparametern wie Beladungszustand und Fahrgeschwindigkeit auf die Ergebnisse, die Übertragungsverhaltensweisen einzelner Schwingungssysteme und das Abklingverhalten der Schwingungen nach der Anregung.

Während in realen Anwendungen beliebig geformte, unebene Untergründe und Einzelhindernisse auftreten, wird an die für die Untersuchung notwendigen Fahrversuche die Forderung gestellt, dass diese reproduzierbar durchgeführt werden können. Es werden daher ausschließlich Schlechtwege und Einzelhindernisse mit geometrisch definiertem Profil verwendet.

Folgende Fahrversuche werden definiert:

- Fahrt auf einer genormten Schlechtwegstrecke nach ISO 5008
- Einseitige Überfahrt eines Einzelhindernisses
- Gerade, symmetrische Überfahrt eines Einzelhindernisses

### 6.2.2 Fahrdynamik

Die fahrdynamischen Untersuchungen haben das Ziel, Einblicke in das Eigenlenkverhalten, das querdynamische Übergangsverhalten, das Lastwechselverhalten sowie die Kontrollierbarkeit bei Spurwechseln oder beim Durchfahren enger Gassen zu gewähren. Diese Verhaltensweisen sind in der realen Applikation der Maschine insbesondere während Ladezyklen mit größeren Transportentfernungen (Load&Carry-Zyklus) sowie bei Überstellungsfahrten relevant.

Die gewählten, fahrdynamischen Untersuchungen werden in folgender Auflistung zusammengefasst:

- Gassenfahrt
- Doppelter Fahrspurwechsel
- Beschleunigte Kreisfahrt
- Stationäre Kreisfahrt mit Lastwechsel
- Lenkwinkelsprung

### 6.2.3 Kippsicherheit

Das Ziel der Kippsicherheitsuntersuchungen ist die Quantifizierung der Einflüsse von Fahrzeugparametern wie Beladungszustand, Hubgerüststellung und Lenkwinkel auf die maximal ertragbare, statische Neigung der Maschine in Längs- und Querrichtung (Statisches Kippen) sowie auf die maximal erreichbare Längs- bzw. Querbeschleunigung während Beschleunigungs- und Verzögerungsmanövern sowie Kurvenfahrten (Dynamisches Kippen). Diese Untersuchungen sind insbesondere für knickgelenkte Radlader relevant, da sowohl der aktuelle Lenkeinschlag als auch die Position der Arbeitsausrüstung inklusive Beladung einen hohen Einfluss auf die Standsicherheitsreserven ausüben.

Aufgrund des Risikos für Maschine, Fahrer und Umfeld bei der Durchführung von Kippuntersuchungen sowie der hohen Anzahl möglicher Parameterkombinationen wurde entschieden, dass ein Großteil dieser Untersuchungen im späteren Verlauf der Arbeit mittels des zu erstellenden Radlader-Simulationsmodells virtuell durchgeführt wird. Im Rahmen der in diesem Kapitel beschriebenen Messungen werden lediglich die Erkenntnisse aus der stationären Kreisfahrt für eine messtechnische Quantifizierung

der querdynamischen Kippsicherheit herangezogen. Zusätzlich werden einige statische Berechnungen vorgestellt.

### 6.3 Verwendete Messtechnik

Das zur Verfügung stehende Versuchsfahrzeug wird im Rahmen der Arbeit mit umfangreicher Messtechnik ausgerüstet um alle relevanten Daten während der Versuchsfahrten aufzeichnen zu können. Die Definition der verwendeten Messtechnik wird dabei durch die Anforderung beeinflusst, im späteren Verlauf der Arbeit ein Simulationsmodell des Radladers mittels der Messdaten validieren zu können.

Zur Aufzeichnung der Messdaten dient das Fahrzeugsteuergerät des Radladers (Typ *PME Master 4*). Aufgrund der verfügbaren Schnittstellen, besteht die Möglichkeit, beliebige Sensoren mit analogem Strom-, Spannungs-, Widerstands- oder Frequenzgang sowie digitale CAN-Sensoren anzubinden.

Die Aufzeichnungsrate wird durch die Arbeitsfrequenz des Hauptsteuergerätes bestimmt und beträgt in diesem Fall 100 Hz. Für die bestehenden Messaufgaben ist dies ausreichend hoch, da am realen Fahrzeug hauptsächlich Schwingungen im Bereich 0 - 10 Hz auftreten und das Abtasttheorem nach *Nyquist/Shannon* somit keine Aliasing-Probleme erwarten lässt. [18]

Um trotz allem Aliasing-Effekte durch etwaige Schwingungsanteile höherer Frequenzen zu vermeiden, ist vor der Analog-Digital-Wandlung eine analoge Tiefpassfilterung implementiert.

**Tabelle 6.2** zeigt eine Übersicht der am Versuchsfahrzeug verbauten Messtechnik.

Messgröße	Sensortyp
Federweg Kabinenlager	4x MicroEpsilon optoNCDT 1302
Winkel Hubgerüst	1x FSG MH-II-MU-i/G100
Winkel Pendelachse	1x FSG MH-II-MU-i/G100
Winkel Knickgelenk	1x FSG MH-II-MU-i/G100
Winkel Lenkrad	1x Lorenz DR-2112
Drehmoment Lenkrad	1x Lorenz DR-2112
Hydraulikdruck Hubzylinder	2x Hydrotechnik HD 3403-18-A4.33
Hydraulikdruck Lenkzylinder	2x Hydrotechnik HD 3403-18-A4.33
Inertialmodul Sitz	1x Liebherr Inertialeinheit (ADIS16350)
Inertialmodul Kabine	1x Liebherr Inertialeinheit (ADIS16350)
Inertialmodul Rahmen	1x Liebherr Inertialeinheit (ADIS16350)
Radlasten (DMS)	4x Messverstärker Typ HBM RM4220
Gelenkwellendrehzahl	1x Lenord&Bauer GEL 2475
Neigung	1x Moba 99-00

Tabelle 6.2: Am Versuchsfahrzeug verbaute Messtechnik

### 6.3.1 Kabinenlagerwegmessung

Zur Federwegsmessung der Kabinenlager werden optische Sensoren des Typs *MicroEpsilon optoNCDT 1302* verwendet. Diese ermöglichen mittels Lasertriangulation eine berührungsfreie und hochgenaue Messung mit einer Auflösung von 200  $\mu\text{m}$ .

Zu beachten ist, dass die Sensoren aufgrund der Montagesituation nicht in den Symmetrieachsen der Kabinenlager messen, sondern mehrere Zentimeter neben diesen. Da die Kabine relativ zum hinteren Fahrzeugrahmen neben reinen Hubbewegungen vor allem Wank- und Nickbewegungen durchführt, führt dies zur Fehlinterpretation der tatsächlichen Federwege. Die reale Bewegung der Kabine setzt sich dabei aus einer Kombination der genannten Bewegungen zusammen, womit sich dieses Problem nicht durch geometrische Korrekturfaktoren lösen lässt. **Abbildung 6.2** veranschaulicht die Einbausituation.

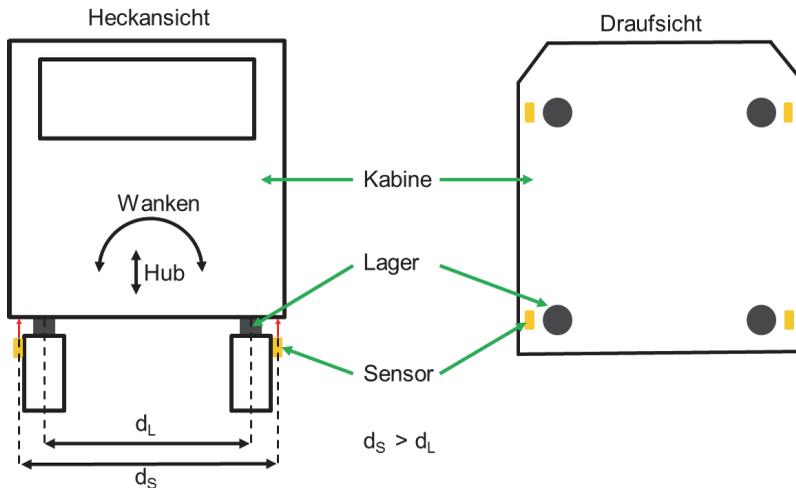


Abbildung 6.2: Montagesituation der Kabinenlager-Wegmesstechnik

Zur Lösung dieser Aufgabe wird eine spezielle Berechnungsmethode innerhalb der Auswerterroutinen für die Messergebnisse umgesetzt. Diese basiert auf dem Ansatz, dass bereits drei der vier Wegmessungen zwischen Rahmen und Kabinenboden dessen relative Lage eindeutig beschreiben und dies unabhängig davon, wo die Sensoren platziert sind. Aus drei gemessenen Abständen an verschiedenen Positionen kann somit eine Ebenengleichung des Kabinenbodens aufgestellt werden. Im nächsten Schritt werden Geraden definiert, die entlang der Symmetrieachse der einzelnen Kabinenlager platziert werden. Der Schnitt der Ebene des Kabinenbodens mit jeder dieser Geraden ergibt den Abstand zwischen Rahmenebene und Kabinenboden an der Stelle der Kabinenlager. Dieser Abstand entspricht dem gesuchten Federweg des Kabinenlagers unabhängig davon, ob dieser durch eine Wank-, Nick- oder Hubbewegung zustande gekommen ist. Für eine Veranschaulichung des beschriebenen Verfahren siehe **Abbildung 6.3**.

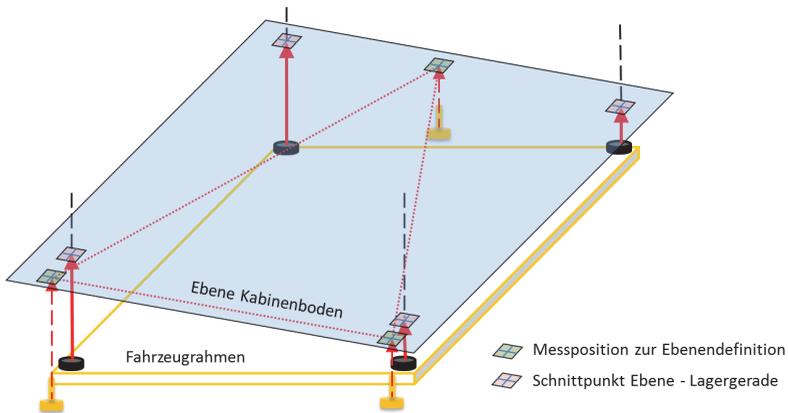


Abbildung 6.3: Prinzip der Bestimmung der Kabinenlagerauslenkungen

Da dieser Ansatz nur unter der Randbedingung ideal steifer Körper Gültigkeit besitzt, wird zusätzlich die vierte Wegmessung herangezogen. Somit besteht die Möglichkeit vier verschiedene Ebenengleichungen für den Kabinenboden aus einem Satz Wegmessungen zu generieren, womit eine Bewertung der Genauigkeit der Annahme steifer Körper ermöglicht wird. Durch das Mitteln der vier errechneten Ebenen und das Messen der Abstände möglichst nahe am tatsächlichen Kabinenlager werden im Auswerteprozess Fehler minimiert. Gleichzeitig wird bei zu großen Abweichungen der einzel bestimmten Ebenen gewarnt, sodass die Ergebnisqualität immer transparent bleibt.

Haupteinsatzzweck der Kabinenlagerwegmessung ist die Generierung von Daten zur späteren Validierung des korrespondierenden Simulationsmodells dieses Teilsystems.

### 6.3.2 Winkel- und Momentensensorik

Das Versuchsfahrzeug wird mit insgesamt vier Winkelgebern ausgerüstet, wobei drei davon vom Typ *FSG MH-II-MU-i/G100* direkt am Fahrzeugrah-

men montiert werden. Diese werden genutzt um den Relativwinkel Hubgerüst - Vorderwagen (Hubwinkel), Vorderwagen - Hinterwagen (Lenkwinkel) und Pendelachse - Hinterwagen (Pendelwinkel) zu erfassen.

Die erfassten Winkel dienen zur Analyse der Bewegung und des Schwingungsverhaltens der einzelnen Baugruppen zueinander und zur Validierung der korrespondierenden Teilmodelle in der nachfolgenden Simulation.

**Abbildung 6.4** zeigt eine beispielhafte Darstellung der Montagesituation des Winkelgebers am Hubgerüst.



Abbildung 6.4: Montagesituation des Winkelgebers zur Bestimmung des aktuellen Hubwinkels

Der vierte verwendete Sensor ist ein kombinierter Winkelgeber und Drehmomentensensor vom Typ *Lorenz DR-2112*, welcher die Aufgabe hat, die Fahrereingabe am Lenkrad zu quantifizieren. Zur Montage wurde dafür eine spezielle Messlenksäule gefertigt, die den Sensor aufnimmt und dabei die gleiche gewohnte Ergonomie und Schnittstellengestaltung für den Fahrer beibehält.

### 6.3.3 Druckmesstechnik

Bei der Untersuchung des Verhaltens hydraulisch-mechanischer Schwingungssysteme stellt Druckmesstechnik einen wichtigen Bestandteil dar. So können bei Kenntnis der wirksamen Querschnittsflächen direkt Rückschlüsse auf vorherrschende Kräfte gezogen werden. Ist wie im vorliegenden Fall neben den absoluten, quasistatischen Druckwerten auch das dynamische Verhalten dieser Größen von Interesse, so stellt dies besondere Anforderungen an die Dynamik der Sensoren. Der für Druckmessung innerhalb der Hub- sowie Lenkhydraulik eingesetzte Drucksensor *Hydro-technik HD 3403-18-A4.33* zeichnet sich hierbei insbesondere durch eine hohe Messdynamik aus.

### 6.3.4 Neigungsmessung

Der verwendete Neigungssensor vom Typ *Moba 99-00* findet vor allem in quasistatischen Versuchen Verwendung, da dieser auf der Messung der Erdbeschleunigung basiert und bei der Neigungsbestimmung keine Kompensation dynamischer Horizontalbeschleunigungen implementiert ist. So wird er beispielsweise verwendet, um die Neigung von Versuchsf lächen vor den eigentlichen Fahrversuchen zu quantifizieren.

### 6.3.5 Inertialsensorik

Bei Untersuchungen in den Bereichen Schwingungskomfort und Fahrdynamik sind Inertialsensoren unabdingbar. Diese vereinen triaxiale Beschleunigungssensoren zur Messung der translatorischen Beschleunigungen und triaxiale Gyroskope zur Messung der rotatorischen Winkelgeschwindigkeiten in einem Gehäuse.

Am verwendeten Versuchsfahrzeug werden drei *Liebherr* Inertialmodule verwendet, wobei diese lotrecht übereinander jeweils am hinteren Fahrzeugrahmen, Kabinenboden und Sitzpolster montiert sind. Der intern verwendete Sensor der Module wird von der Firma *Analog Devices* unter der Bezeichnung *ADIS16350* angeboten. Zur Funktionsweise der Sensoren sei auf [18] verwiesen.

**Abbildung 6.5** zeigt die Einbausituation eines der Inertialmodule sowie des Neigungssensors.



Abbildung 6.5: Einbausituation von Inertial- und Neigungssensoren am Fahrzeug-Hinterwagen

### 6.3.6 Dynamische Radlastmessung

Die Kenntnis der dynamischen, vertikalen Radaufstandskräfte (Radlasten) während der absolvierten Fahrversuche ermöglicht interessante Einblicke in das Schwingungsverhalten des Fahrzeugs und unterstützt die Quantifizierung von dynamischer Kippsicherheit und Kontrollierbarkeit (Radlastschwankung). Das im Rahmen der Arbeit verwendete Versuchsfahrzeug wird daher mit einem Radlastmesssystem ausgerüstet.

### 6.3.6.1 Anforderungen und Konzepte

An einigen mobilen Arbeitsmaschinen wie zum Beispiel Teleskopladern existieren bereits heute serienmäßige Radlastmesssysteme zur Überwachung der quasistatischen Standsicherheit. So wird beispielsweise in der Teleskopladerserie der Firmengruppe *Liebherr* ein auf DMS (Dehnmessstreifen) basierendes Radlastmesssystem verwendet, welches basierend auf den Radlasten an der Hinterachse die Standsicherheitsreserven um die Querachse überwacht. Auf der Oberseite der Achse sind dazu DMS installiert, die aus der Verformung aufgrund des vorherrschenden Biegemoments die Radlasten bestimmen. Werden definierte Radlasten unterschritten, so wird die weitere Erhöhung des Lastmoments durch Eingriff in die Steuerung verhindert.

Da im vorliegenden Fall allerdings die dynamische Radlast während der Fahrt unter Einfluss von Quer- und Längskräften am Reifen von Bedeutung ist, kann ein solches System mangels Störkraftkompensation nicht verwendet werden, da beispielsweise Querkräfte im Reifenlatsch ebenfalls ein entsprechendes Biegemoment hervorrufen. Auch kommerzielle Messfelgen, wie sie beispielsweise im Automotive-Bereich eingesetzt werden, werden aufgrund der hohen vorherrschenden Radlasten und großen Reifendurchmesser und damit verbundenen Kosten nicht berücksichtigt.

Um das Problem des Einflusses von Seitenkräften auf die aus der Biegeverformung der Achse bestimmte Radlast zu beheben, kann ein weiteres Paar DMS an einer zweiten Position auf Ober- bzw. Unterseite der Achse angebracht werden. Hierdurch besteht die Möglichkeit, den Einfluss der Seitenkräfte zu bestimmen und rechnerisch zu kompensieren. Grund dafür ist, dass das aus einer Seitenkraft entstehende Biegemoment an beiden Messpositionen gleich groß (Hebelarm  $l_y$ ), das aus einer Vertikalkraft aufgrund der unterschiedlich langen Hebelarme  $l_{z1}$  bzw.  $l_{z2}$  allerdings je nach Messposition unterschiedlich hoch ausfällt. Bei Kenntnis der Hebelarme

kann demnach eine Kompensation erfolgen. **Abbildung 6.6** dient zur Erläuterung des Ansatzes.

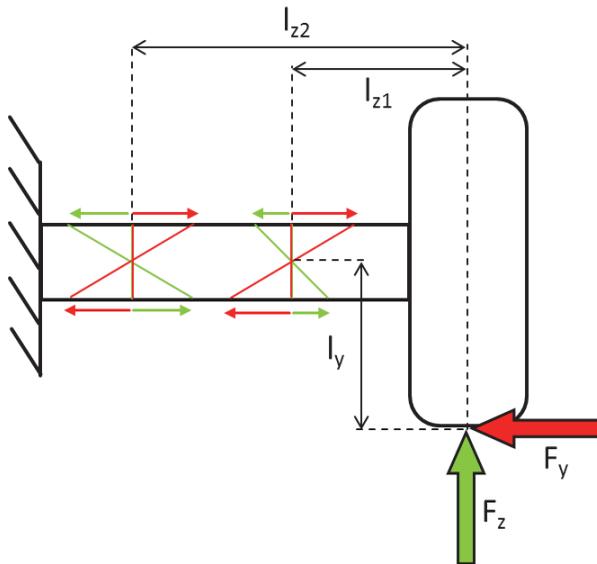


Abbildung 6.6: Kombination zweier DMS-Messstellen zur Kompensation von Seitenkräften

Bei praktischer Anwendung an der Radlader-Achse zeigt sich allerdings die Problematik, dass die zur Verfügung stehende Achsbreite zur Applikation der DMS insbesondere an der Vorderachse sehr kurz ausfällt. Gleichzeitig verschiebt sich der Angriffspunkt einer aus allen Kontaktkräften zusammengesetzten Vertikalkraft je nach Fahrsituation zusätzlich entlang der Reifenbreite. Es kann daher bei dieser Anwendung nicht von bekannten Hebelverhältnissen zur Umsetzung des oben genannten Ansatzes zur Störkraftkompensation ausgegangen werden.

**Abbildung 6.7** zeigt die Einbausituation anhand der Vorderachse des betrachteten Fahrzeugs.



Abbildung 6.7: Einbausituation der Vorderachse

Da sich aufgrund der dargestellten Problematik die Messung der Verformung aufgrund von Biegemomenten der Achse zur Bestimmung der anliegenden Radlast als untauglich erweist, besteht Bedarf an einem alternativen Ansatz. Die Tatsache, dass eine Vertikalkraft am Reifen neben einem Biegemoment zusätzlich eine Querkraft innerhalb des Achskörpers induziert, wird hierzu untersucht.

Aus der Betrachtung eines infinitesimalen Elements des Achskörpers unter Querkrafteinfluss und dem Zusammenfassen der aus dem Kräftegleichgewicht gefolgerten Kräfte kann abgeleitet werden, dass sich die entstehenden Kräfte in einer Verformung in einem  $45^\circ$ -Winkel zur Achse zeigen. Der besondere Vorteil dieses Ansatzes liegt dabei in der Unabhängigkeit von Hebelarmen zwischen der Messposition und den für die Verformung ursächlichen Radkräften, womit sich dieser Aufbau insbesondere für die vorliegende Einbausituation eignet.

**Abbildung 6.8** visualisiert die wirksamen Kräfte.

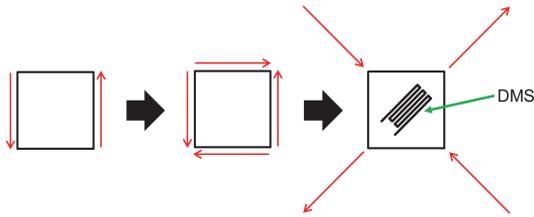


Abbildung 6.8: Herleitung der Verformung im  $45^\circ$ -Winkel eines infinitesimalen Elements unter Querkrafteinfluss und Platzierung des DMS

Ein Applizieren der DMS an der Vorder- und Rückseite der Achse auf der neutralen Faser der Biegung führt zu einem Aufbau, welcher bei korrekter Verschaltung als Vollbrücke eine theoretisch optimale Kompensation von Längs- und Querkräften im Reifenlatsch mit sich bringt. Ein ähnliches Konzept wurde ebenfalls in [42] mit Erfolg angewendet.

### 6.3.6.2 Umsetzung und Validierung

Um das tatsächliche Kompensationsvermögen des favorisierten Ansatzes zur Radlastmessung bezüglich Längs- und Querkräften zu quantifizieren, wird zunächst an einer Achse eine entsprechende DMS-Vollbrückenschaltung aufgebaut. Es erfolgt eine Kalibrierung mittels einer Radlastwaage, welche ein lineares Verhältnis zwischen DMS-Signal und der tatsächlich anliegenden Vertikallast aufzeigt (**Abbildung 6.9**).

Zur Quantifizierung der Einflüsse von Seiten- bzw. Längskräften im Reifenlatsch auf die Messung der vertikalen Radlast werden diese Störkräfte in einem weiteren Versuchsaufbau kontrolliert durch Hydraulikzylinder aufgebracht. Die Bestimmung der anliegenden Kräfte erfolgt hierbei über eine Druckmessung im Zylinder. **Abbildung 6.10** stellt den zugrundeliegenden Versuchsaufbau dar.

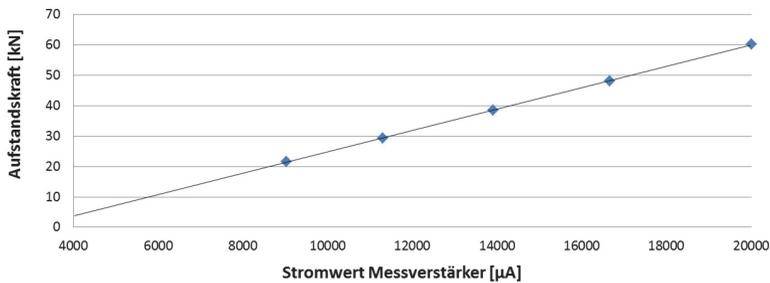


Abbildung 6.9: Lineare Ausgleichskurve durch verschiedene Arbeitspunkte des DMS-Radlastmesssystems



Abbildung 6.10: Versuchsaufbau zur Aufbringung von Längs- sowie Querkräften im Reifenlatsch

Die Untersuchungen zeigen eine sehr zufriedenstellende Kompensation der Seiten- bzw. Längskräfte, wobei der relative Fehler selbst im querdynamischen Grenzbereich bei maximal möglicher Seitenkraft am Rad bei unter 12 % liegt und mit sinkender Querkraft am Reifen annähernd linear abnimmt. Da sich die meisten Versuche bei deutlich geringeren Querbeseleunigungen abspielen, ist somit generell eine Eignung des Systems für die geplanten Untersuchungen gegeben. In Folge erfolgt daher ein Aufbau dieses DMS-Messkonzeptes an allen vier Rädern des Versuchsfahrzeugs. Als Messverstärker dienen vier Einheiten vom Typ *HBM RM4220*.

Abbildung 6.11 zeigt die Einbausituation an der Vorderachse.



Abbildung 6.11: Realisierung des DMS-Radlastmesskonzepts

### 6.3.7 Gelenkwelldrehzahl

Zur Bestimmung der Fahrgeschwindigkeit wird auf die Messung der Gelenkwelldrehzahl zurückgegriffen. Hierzu kommt ein induktiver Sensor des Typs *Lenord&Bauer GEL 2475* zum Einsatz, welcher an eine mechanisch speziell bearbeitete Version der an der Gelenkwelle angeflanschten Bremsscheibe für die Parkbremse montiert wird. Über Kalibriermessungen wird anschließend der Zusammenhang zwischen Gelenkwelldrehzahl und tatsächlicher Fahrgeschwindigkeit bestimmt.

## 6.4 Fahrversuche

In den folgenden Unterkapiteln werden die in **Kapitel 6.2** definierten Fahrversuche detailliert beschrieben sowie die Ergebnisse aus den Fahrversuchen diskutiert.

### **6.4.1 Allgemeines**

Fahrmanöver können generell in die Bereiche „Closed-Loop“ sowie „Open-Loop“ aufgliedert werden. In ersteren agiert der Fahrer als Regler und korrigiert den Kurs des Fahrzeugs während des Versuchs basierend auf seinen Eindrücken ständig nach. Es besteht in geschlossener Regelkreis zwischen Fahrer und Fahrzeug/Umwelt [30]. Bei der Interpretation der Ergebnisse ist daher zu beachten, dass diese durch den Fahrer und dessen Erfahrung und Können sowie seines aktuellen Zustands beeinflusst werden.

Demgegenüber agiert der Fahrer in einem Open-Loop-Manöver als reines Steuerelement und gibt vorher festgelegte Steuerkommandos an das Fahrzeug weiter, ohne auf dessen Verhalten zu reagieren. Die Ergebnisse stellen daher das reine Maschinenverhalten unter gegebenen Randbedingungen dar, was sich positiv auf die erreichbare Reproduzierbarkeit der Versuche auswirkt. Die Vorteile der Open-Loop-Manöver sind insbesondere bei der späteren Nachstellung der Fahrversuche innerhalb einer Simulationsumgebung wichtig, da somit auf eine aufwändige und potenziell fehlerbehaftete Modellierung des Fahrerverhaltens verzichtet werden kann.

### **6.4.2 Reproduzierbarkeit der Fahrversuche**

Während der Fahrversuche wird besonderer Wert auf die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse gelegt. Dies ist insbesondere relevant, da die im späteren Verlauf der Arbeit vorgestellten Simulationsmodelle des betrachteten Fahrzeugs anhand der erhobenen Messdaten validiert werden. Somit muss durch geeignete Maßnahmen sichergestellt sein, dass zunächst die Reproduzierbarkeit der realen Versuche gegeben ist, bevor diese als Grundlage einer Modellvalidierung herangezogen werden.

Vor jeder Versuchsreihe wird das Testfahrzeug warm gefahren und der Reifendruck kontrolliert, sodass vergleichbare Ausgangsbedingungen vorherrschen. Zur Beladung des Fahrzeugs während der Versuchsreihen werden definiert Stahlballaste in die Schaufel eingelegt anstatt auf Schüttgut zurückzugreifen.

Im Bereich der Open-Loop Manöver wird für jeden Fahrversuch zunächst eine Testphase ohne Messdatenaufzeichnung angesetzt, sodass sich der Fahrer an den Versuchsablauf gewöhnen und sich auf eventuelle Schwierigkeiten oder Besonderheiten einstellen kann. Anschließend wird der Versuch mindestens drei Mal wiederholt und die Ergebnisse in Form von Zeitverläufen qualitativ bewertet. Liegen größere Abweichungen vor, so ist die Ursache des Problems festzustellen und der Versuch zu wiederholen, bis eine zufriedenstellende Reproduzierbarkeit der Ergebnisse erreicht wird.

### **6.4.3 Fahrdynamik**

Im Bereich der Fahrdynamik werden sowohl Closed-Loop-, als auch Open-Loop-Manöver durchgeführt, um die zu bestimmenden Verhaltensweisen abzudecken.

#### **6.4.3.1 Closed-Loop-Manöver**

Das Ziel der verwendeten Closed-Loop-Manöver ist die Quantifizierung der Kontrollierbarkeit der Maschine bei höheren Fahrgeschwindigkeiten. Durch den geschlossenen Regelkreis und den Einfluss des jeweiligen Fahrers ist es notwendig, die Versuche jeweils mit mehreren Fahrern durchzuführen.

### 6.4.3.1.1 Gassenfahrt

Die Aufgabe des Radladerfahrers während der Gassenfahrt ist es, eine schmale, gerade Gasse mit konstanter Geschwindigkeit zu durchfahren und dabei innerhalb der seitlichen Begrenzungen zu bleiben. Die Gassenbreite ist hierbei auf 110 % der maximalen Fahrzeugbreite festgelegt. Im Falle der Durchfahrt mit einem knickgelenkten Radlader ohne selbstzentrierendes Lenksystem besteht die Notwendigkeit, ständige Kurskorrekturen vorzunehmen. **Abbildung 6.12** zeigt eine symbolische Darstellung des Versuchsablaufs.



Abbildung 6.12: Fahrmanöver Gassenfahrt

Zur Quantifizierung des Korrekturbedarfs durch den Fahrer wird für drei Testpersonen eine Häufigkeitsverteilung des Knickwinkels berechnet (siehe **Abbildung 6.13**).

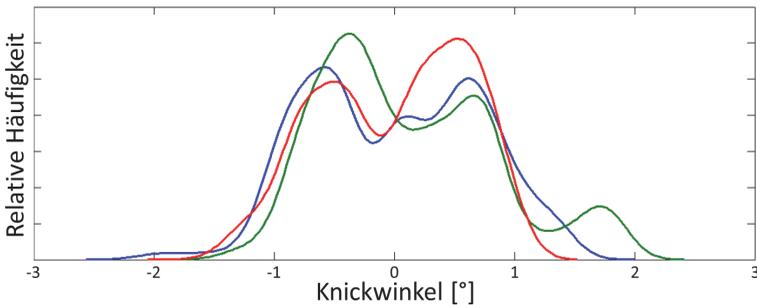


Abbildung 6.13: Häufigkeitsverteilungen des Knickwinkels während der Gassenfahrt (20 km/h) für drei verschiedene Fahrer

Wie deutlich zu erkennen ist, spiegeln die Häufigkeitsverteilungen aller drei Fahrer die Problematik der fehlenden Selbstzentrierung der hydraulischen Lenkanlage wieder. Während sich die Lenkwinkel während der Gassenfahrt im Bereich  $\pm 1^\circ$  bewegen, treten dabei jeweils rechts und links der Nullposition Maximalwerte der relativen Häufigkeiten auf. Es erfolgt somit ein ständiges Pendeln über die Mittenposition hinweg. Ein signifikanter Einfluss des Beladungszustandes ist dabei nicht zu erkennen.

Aufgrund des asymmetrischen Lenksystems tritt zusätzlich ein Wandern des Lenkradwinkels über der Versuchsdauer auf, wie in **Abbildung 6.14** ersichtlich wird.

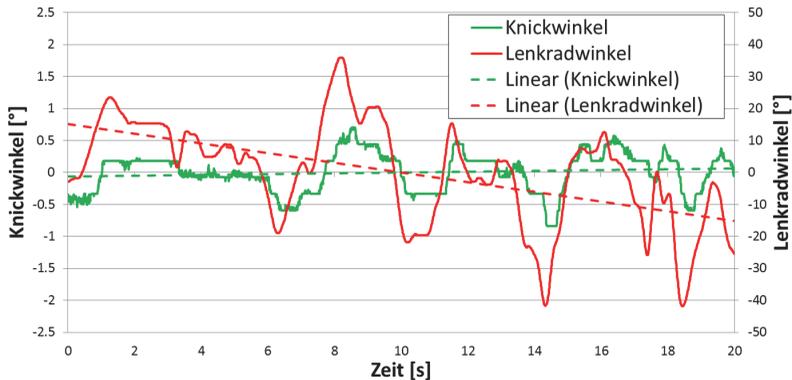


Abbildung 6.14: Beispielhafter Verlauf des Knickwinkels und Lenkradwinkels während der Gassenfahrt

Anhand der linearen Trendlinien für beide Winkelverläufe wird der Drift des Lenkradwinkels deutlich, welcher sich aufgrund der unterschiedlichen Lenkübersetzungen je nach Betätigungsrichtung ergibt.

### 6.4.3.1.2 Doppelter Fahrspurwechsel

Als weiteres Closed-Loop-Manöver wird der doppelte Fahrspurwechsel herangezogen, der Einblicke in das Verhalten des Fahrzeugs während eines Ausweichmanövers ermöglicht. Der Fahrer hat dabei die Aufgabe, aus der Geradeausfahrt innerhalb geometrisch vordefinierter Begrenzungen auf eine parallele Fahrspur und zurück zu wechseln. Auch dieses Fahrmanöver ist aus dem Bereich der Automobilindustrie bekannt und entsprechend standardisiert.

Da in der Radladeranwendung allerdings mit deutlich geringeren, erreichbaren Fahrgeschwindigkeiten gearbeitet wird, ist es notwendig, die geometrischen Randbedingungen anzupassen, sodass ein für die Testfahrer anspruchsvoller Spurwechsel entsteht. Hierzu wird auf die Geometrie des Spurwechselmanövers in [30] zurückgegriffen, wobei Längs- und Querversatz der Fahrspuren entsprechend des Quotienten der Fahrzeuglängen respektive des Spurweite der jeweils betrachteten Radlader skaliert werden. **Abbildung 6.15** zeigt die gewählten, geometrischen Abmessungen für den Fahrversuch.

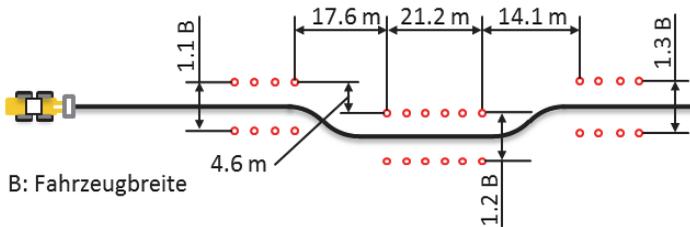


Abbildung 6.15: Fahrmanöver doppelter Fahrspurwechsel

Die Ergebnisse der Versuche in Form von Lenkradwinkelverläufen sind in **Abbildung 6.16** dargestellt. Dabei wird die Fahrgeschwindigkeit konstant auf 20 km/h eingestellt.

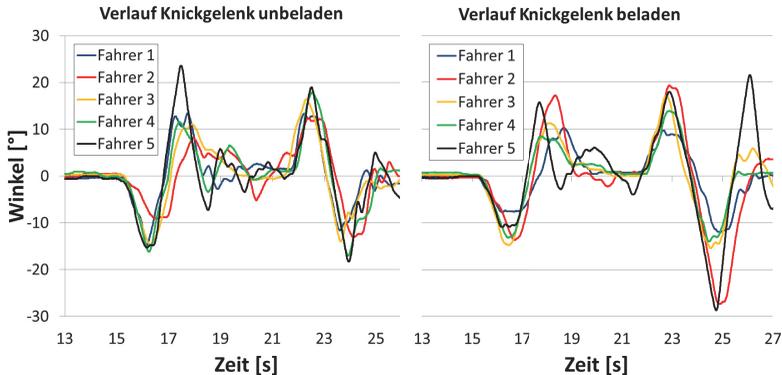


Abbildung 6.16: Knickwinkelverläufe unbeladen (links) sowie beladen (rechts) während des doppelten Fahrspurwechsels (20 km/h)

Ab Sekunde 15 erfolgt das Einlenken und anschließende Gegenlenken zur Einfahrt in die parallele Fahrspur. Während die grundsätzlichen Knickwinkelverläufe dem gleichen Muster folgen, sind im Detail doch starke Unterschiede im genutzten Knickwinkelbereich festzustellen. Ebenfalls ist der Aufwand zur Spurhaltung innerhalb der parallelen Gasse (Abschnitt 18 s - 22 s) analog zur Gassenfahrt zu erkennen. **Abbildung 6.17** zeigt die vier aufeinanderfolgenden Extremwerte des Knickwinkels für den unbeladenen Fahrspurwechsel.

Während „Fahrer 2“ beispielsweise während des Fahrmanövers den Lenkwinkelbereich  $[-13,1^\circ \dots 12,3^\circ]$  nicht verlässt, benötigt „Fahrer 5“ für den gleichen Versuch den Winkelbereich  $[-18,3^\circ \dots 23,6^\circ]$ .

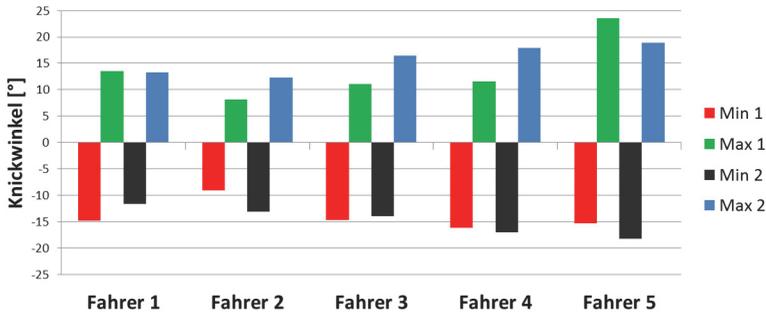


Abbildung 6.17: Aufeinanderfolgende Extremwerte des Knickwinkels beim doppelten Fahrspurwechsel (unbeladen, 20 km/h)

### 6.4.3.2 Open-Loop-Manöver

Zur Untersuchung des Eigenlenk-, Lastwechsel- und querdynamischen Übergangsverhaltens werden die im Folgenden beschriebenen Open-Loop-Manöver herangezogen.

#### 6.4.3.2.1 Kreisfahrt

Die Bestimmung des Eigenlenkverhaltens und eine erste Abschätzung der querdynamischen Kippreserven geschehen mittels des Manövers der beschleunigten Kreisfahrt. Vorteile dieser Variante gegenüber einer Menge stationärer Kreisfahrten in verschiedenen Geschwindigkeitsstufen liegen in der Möglichkeit der kontinuierlichen Darstellung des Eigenlenkverhaltens über der Fahrgeschwindigkeit, um etwaige, abrupte Verhaltensänderungen erkennen zu können, sowie dem langsamen Herantasten an die bestehenden Kippgrenzen.

Aufgrund des vorherrschenden Lenksystems des Radladers ohne Selbstzentrierung und mangels einer Versuchsfläche mit geeigneten Bodenmar-

kierungen wird die Variante der Kreisfahrt mit konstantem Lenkwinkel angewandt. **Abbildung 6.18** zeigt eine Draufsicht des Fahrversuchs, wobei die tatsächliche Fahrspur bei konstantem Lenkwinkel je nach Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs vom idealen Kreis abweichen kann.

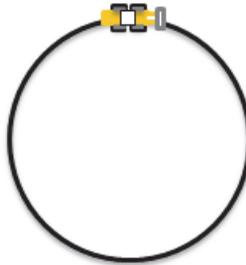


Abbildung 6.18: Fahrmanöver Kreisfahrt

Hierbei wird das Fahrzeug mit einem festgelegten Lenkwinkel bei langsam steigender Fahrgeschwindigkeit quasi-stationär im Kreis bewegt, während relevante Größen wie Gierwinkelgeschwindigkeit, Querbesehleunigung, Lenkwinkel, Fahrgeschwindigkeit und Radlasten aufgezeichnet werden. Die Fahrgeschwindigkeit wird dabei solange gesteigert, bis sich ein Gleichgewicht aus verfügbarer Antriebsleistung und Verlustleistung einstellt oder das Risiko eines kippkritischen Zustands entsteht. Dessen Erreichen wird verhindert, indem die Radlasten des Fahrzeugs während der Fahrt durch den Fahrer überwacht werden, um die verbleibenden Kippserven jederzeit einschätzen zu können.

Das Eigenlenkverhalten wird über das Verhältnis von Gierwinkelgeschwindigkeit zu Fahrgeschwindigkeit bei konstantem Lenkwinkel bestimmt. Tritt beispielsweise mit höherer Fahrgeschwindigkeit ein untersteuerndes Verhalten auf, so vergrößert sich der tatsächliche Kreisradius, womit die Gierwinkelgeschwindigkeit geringer ausfällt als bei neutralem Verhalten erwartet werden kann.

Um das real gemessene Eigenlenkverhalten dem theoretisch neutralen Verhalten gegenüberstellen zu können, wird letzteres anhand einer vereinfachten Darstellung hergeleitet (**Abbildung 6.19**).

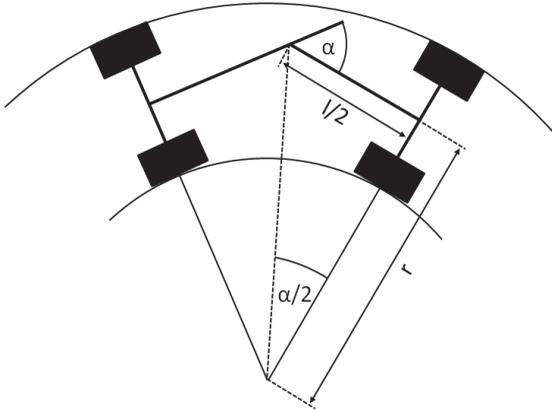


Abbildung 6.19: Kreisfahrt - Geometrische Zusammenhänge am knickgelenkten Radlader

Es ergibt sich folgender, geometrischer Zusammenhang:

$$r = \frac{\frac{l}{2}}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (6.1)$$

Für den betrachteten Radlader *Liebherr L528* ergibt sich beispielsweise bei einem Lenkwinkel von  $\alpha = 20^\circ$  und einem Achsabstand von  $l = 2,85$  m ein Kreisradius von  $r = 8,08$  m. Die theoretische Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\omega}$  abhängig von der Fahrgeschwindigkeit  $v$  ergibt sich zu

$$\dot{\omega} = \frac{v}{r} \quad (6.2)$$

Nach Einsetzen von **Gleichung 6.1** ergibt sich

$$\dot{\omega} = \frac{2vt \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{l} \quad (6.3)$$

Mittels des hergeleiteten Zusammenhangs kann nun für eine bestimmte Kombination aus Knickwinkel und Fahrgeschwindigkeit die theoretische Gierwinkelgeschwindigkeit bestimmt und mit der real gemessenen Größe verglichen werden. Die folgende **Abbildung 6.20** zeigt die Ergebnisse auf.

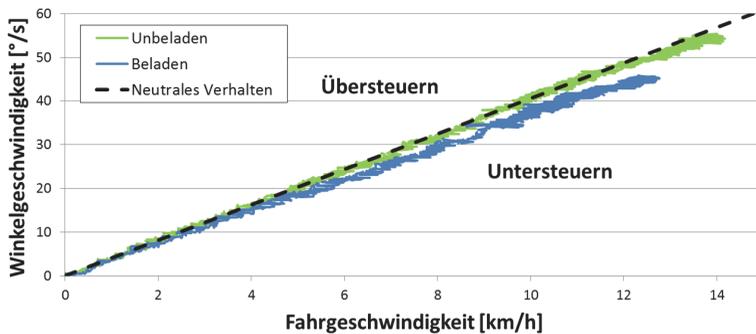


Abbildung 6.20: Eigenlenkverhalten bei Knickwinkel  $40^\circ$  und zwei Beladungszuständen im Verhältnis zum theoretisch neutralen Verhalten

Wie in **Abbildung 6.20** deutlich wird, verhält sich das Fahrzeug im Bereich geringer Fahrgeschwindigkeiten neutral. Mit steigender Fahrgeschwindigkeit zeigt sich insbesondere bei beladener Schaufel ein ausgeprägtes Untersteuerverhalten, welches weniger deutlich auch im unbeladenen Zustand aufzutreten beginnt. Dies ist positiv zu bewerten, da ein untersteuerndes Eigenlenkverhalten im Gegensatz zu einem übersteuernden Verhalten generell als stabil und besser kontrollierbar gilt. [47]

Der Einfluss des Beladungszustands ist folgendermaßen zu erklären: Durch das Aufbringen der Beladung vor der Vorderachse wandert der Gesamtschwerpunkt des Fahrzeugs näher zu dieser hin (siehe **Kapitel 6.5**). Der

Gesamtschwerpunkt kann als idealisierter Angriffspunkt der während der Kreisfahrt wirkenden Querbeschleunigung angesehen werden. Zur Aufrechterhaltung des Kräftegleichgewichts bauen sich während der Kreisfahrt entsprechende Seitenkräfte an den Reifen auf. Aus der Betrachtung des Momentengleichgewichts um die Hochachse ergibt sich dabei durch den weit vorne liegenden Schwerpunkt eine deutlich höhere Seitenkraft an den Vorderreifen, was wiederum aufgrund der Reifeneigenschaften mit höheren Schräglaufwinkeln an den Vorderreifen einher geht. Aus dem Verhältnis der höheren Schräglaufwinkel der Vorderachse zu denen der Hinterachse ergibt sich die Erhöhung des tatsächlich befahrenen Kreisradius und somit das untersteuernde Eigenlenkverhalten.

Bemerkenswert ist dabei, dass das Fahrzeug auch bei unbeladener Schaufel ein leicht untersteuerndes Verhalten zeigt, obwohl der Schwerpunkt des Gesamtfahrzeugs näher an der Hinterachse als an der Vorderachse liegt. Dieses Verhalten wird ebenfalls durch das im späteren Verlauf der Arbeit vorgestellte Simulationsmodell des Fahrzeugs dargestellt.

Zur weiteren Untersuchung dieses Verhaltens wird untersucht, inwiefern der unterschiedliche Reifendruck an Vorder- und Hinterachse der Serienmaschine einen Einfluss auf das Eigenlenkverhalten ausübt. Das Angleichen aller vier Reifendrucke auf eines der zwei ursprünglichen Druckniveaus zeigt dabei keine nennenswerten Einflüsse auf das Eigenlenkverhalten.

**Abbildung 6.21** zeigt die Radlastverläufe über der Fahrgeschwindigkeit für den beladenen und unbeladenen Zustand. Hierbei zeigen sich die großen Unterschiede der Radlasten zwischen kurveninnerer und kurvenäußerer Fahrzeugseite im beladenen Zustand bei stehendem Fahrzeug (Fahrgeschwindigkeit = 0) aufgrund der durch die Einknickbewegung verursachten, seitlichen Schwerpunktsverschiebung.

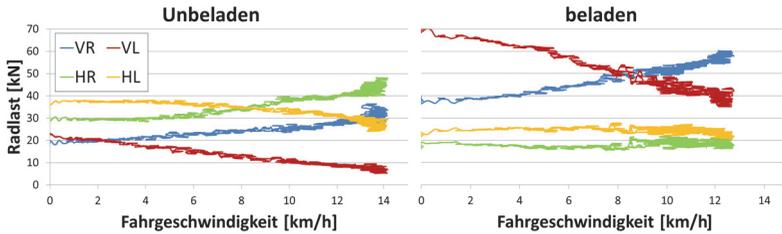


Abbildung 6.21: Veränderung der Radlasten bei steigender Fahrgeschwindigkeit während der beschleunigten Kreisfahrt mit Knickwinkel  $40^\circ$

Beim Erreichen der maximal möglichen Fahrgeschwindigkeit von ca. 14 km/h liegt im unbeladenen Zustand (linke Darstellung) nur noch eine Radlast von  $F_{Rad,z,VL} < 10$  kN am kurveninneren Rad der Vorderachse an. Somit besteht nur noch wenig Reserve bis zum Erreichen eines kippkritischen Zustandes. Durch die starke seitliche Schwerpunktsverschiebung in die kurveninnere Richtung im beladenen Zustand wird dieses Verhalten entschärft, sodass bei maximal erreichbarer Fahrgeschwindigkeit noch kein Kippen befürchtet werden muss.

Zusammenfassend kann das in beiden Beladungszuständen neutrale bis untersteuernde und somit unkritische Eigenlenkverhalten als positiv beurteilt werden. Ebenso sind keine abrupten Eigenschaftsänderungen erkennbar.

Im Bereich der dynamischen, seitlichen Kippsicherheit liegen insbesondere im unbeladenen Zustand geringe Reserven vor. Mit der aktuell zur Verfügung stehenden Motorleistung können dabei die Grenzen des Kippens zwar nicht erreicht werden, allerdings besteht die Möglichkeit, aus der schnellen Geradeausfahrt in eine Kreisfahrt mit deutlichen höheren Fahrgeschwindigkeiten einzulenken, womit die Kippgrenzen erreicht werden können. Weitere Untersuchungen zu diesem Themenkomplex in der virtuellen Welt werden im **Kapitel 9.7.1** vorgestellt.

### 6.4.3.2 Kreisfahrt mit Lastwechsel

Das Ziel der Untersuchung „Kreisfahrt mit Lastwechsel“ ist es, das Verhalten bei einem abrupten Beschleunigungs- oder Bremsmanöver während der Kreisfahrt zu quantifizieren. Hierbei wird zunächst stationär im Kreis gefahren und dann schlagartig beschleunigt bzw. abgebremst. Unerwünschte Verhaltensweisen sind z.B. ein Ausbrechen des Fahrzeugs um die Hochachse oder ähnliche, unvorhersehbare Reaktionen. Hierzu werden vor allem Gierwinkelgeschwindigkeit sowie Radlasten überwacht.

Aufgrund des beispielsweise im Vergleich zu PKWs deutlich ungünstigeren Leistungsgewichts des Radladers, konnten keine signifikanten Einflüsse bei abrupter Beschleunigung festgestellt werden. Auch ein schlagartiges Abbremsen führt aufgrund der in der stationären Kreisfahrt geringen, erreichbaren Fahrgeschwindigkeiten und damit kurzen Zeiten bis zum Stillstand des Fahrzeugs zu keiner unerwarteten Gierreaktion.

Einzig die abrupte Bremsung bei beladener Schaufel zeigt eine starke Reaktion um die Nickachse, da der nach vorne verlagerte Schwerpunkt und die fehlende Aufbaufederung dazu führen, dass sich das Heck bei schlagartigen Bremsungen heben kann. **Abbildung 6.22** zeigt hierzu den Fahrzustand bei Einleitung des Bremsvorgangs und einige Momente danach.



Abbildung 6.22: Abruptes Abbremsen des Fahrzeugs aus einer stationären Kreisfahrt mit voll beladener Schaufel

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass Lastwechsel aufgrund des ungünstigen Leistungsgewichts der Maschinen beim Beschleunigen sowie aufgrund der geringen Fahrgeschwindigkeiten und damit kurzen Reaktionsdauern bis zum Stillstand der Maschine bei Bremsmanövern eine untergeordnete Rolle spielen. Einzig das mögliche Erreichen der Grenzen der dynamischen Kippsicherheit um die Querachse bei abrupten Bremsmanövern und hoher Beladung muss beachtet werden. Eine Berücksichtigung der Untersuchung dieses Verhaltens wird als Teilziel für den darzustellenden Simulationsprozess festgehalten. Die Ausführung ist in **Kapitel 9.7.1** beschrieben.

#### 6.4.3.2.3 Lenkwinkelsprung

Die Untersuchung des querdynamischen Übergangsverhaltens geschieht mittels des Open-Loop-Manövers Lenkwinkelsprung. Hierzu wird das Fahrzeug aus der Geradeausfahrt in eine Kreisfahrt mit konstantem Lenkwinkel überführt, wobei der Übergang möglichst sprunghaft, das heißt mit maximal erreichbarer Lenkwinkelgeschwindigkeit geschieht. Bewertet wird dabei sowohl das Überschwing- als auch das Abklingverhalten typischer Zustandsgrößen wie Gierwinkelgeschwindigkeit und Wankwinkel. **Abbildung 6.23** erläutert den Versuchsablauf.

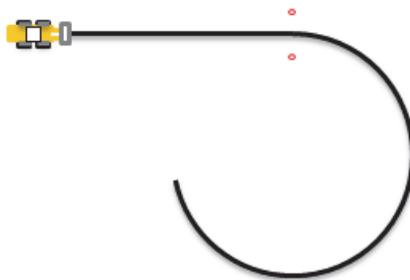


Abbildung 6.23: Fahrmanöver Lenkwinkelsprung

Die **Abbildungen 6.24** und **6.25** zeigen die Versuchsergebnisse für die zwei verschiedenen Beladungszustände auf. Der effektive Kreisradius wird dabei so festgelegt, dass kein Risiko eines dynamischen Kippens besteht.

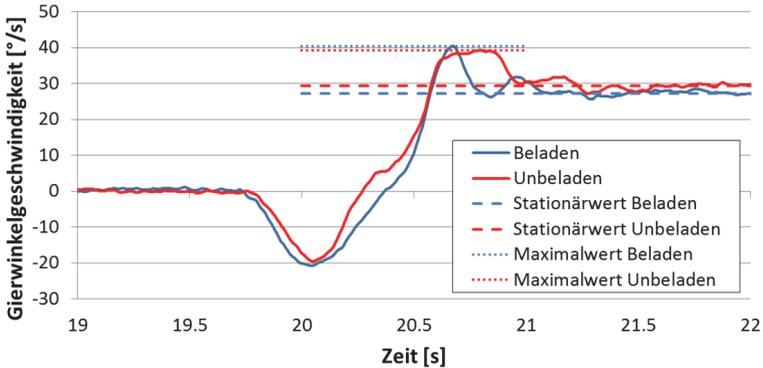


Abbildung 6.24: Ergebnisse des Fahrversuchs Lenkwinkelsprung

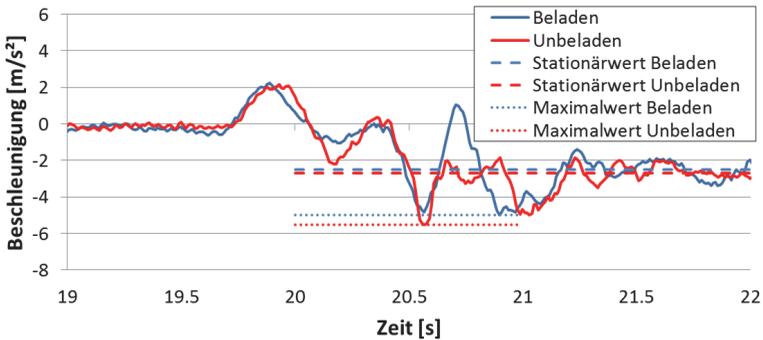


Abbildung 6.25: Ergebnisse des Fahrversuchs Lenkwinkelsprung

Sowohl am Verlauf der Gierwinkelgeschwindigkeit als auch der Querbeschleunigung ist zu erkennen, dass der Werteverlauf zunächst in die zum späteren Stationärwert entgegengesetzte Richtung ausschlägt. Dies ist durch die Knicklenkung und die Platzierung der Sensorik auf dem Hinter-

wagen zu erklären. Während des Einlenkens in eine Linkskurve dreht sich dabei der Hinterwagen zunächst im Uhrzeigersinn. Sobald sich anschließend die Seitenkräfte an den Reifen aufbauen und das Fahrzeug in die Kurve einfährt, erfolgt eine Drehung des Fahrzeugs gegen den Uhrzeigersinn. Analog ist der Vorzeichenwechsel der Querbeschleunigung zu erklären, da während des Einlenkens der Bereich um das Knickgelenk zunächst in die kurvenäußere Richtung beschleunigt wird.

Es ist zu erkennen, dass die Überschwingweiten der Gierwinkelgeschwindigkeit und Querbeschleunigung für beide Beladungszustände ähnlich hoch ausfallen, wobei sich im beladenen Zustand ein niedrigerer Betrag des jeweiligen Stationärwerts einstellt. Dies ist durch das stärker untersteuernde Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs zu erklären, womit bei gleichem Knickwinkel ein größerer Kreisradius befahren wird (siehe **Kapitel 6.4.3.2.1**).

Im Querbeschleunigungsverlauf während des Lenkwinkelsprungs ist im beladenen Zustand zusätzlich eine höhere Schwingamplitude nach dem ersten Überschwingen festzustellen.

#### **6.4.4 Schwingungskomfort**

Die Untersuchungen zum Schwingungskomfortverhalten des betrachteten Radladers beschränken sich ausschließlich auf Open-Loop-Manöver. Um maximale Reproduzierbarkeit zu gewährleisten, werden sowohl Schlechtwege mit geometrisch definiertem Bodenprofil als auch ebenso definierte Einzelhindernisse überfahren.

##### **6.4.4.1 Schlechtwegfahrt**

In realen Einsatzsituationen werden Radlader mit großer Häufigkeit auf unebenen Fahrbahnen, sogenannten Schlechtwegen betrieben. Um die für

die Versuchsdurchführung notwendige Reproduzierbarkeit zu gewährleisten, wird im Rahmen dieser Arbeit auf geometrisch definierte Schlechtwegstrecken zurückgegriffen. Da keine standardisierte Schlechtwegstrecke für Baumaschinen existiert, werden die Messfahrten auf einer landwirtschaftlichen Strecke (ISO 5008 smooth track) nach [7] durchgeführt. Diese Schlechtwegstrecke verfügt über unterschiedliche Bodenprofile für die rechte bzw. linke Fahrspur und hat damit neben Hub- und Nickbewegungen ebenfalls eine Wankanregung des Fahrzeugs zur Folge.

**Abbildungen 6.26** und **6.27** zeigen eine Draufsicht auf den prinzipiellen Versuchsablauf sowie das Versuchsfahrzeug auf der Schlechtwegstrecke.



Abbildung 6.26: Fahrmanöver Schlechtwegfahrt



Abbildung 6.27: Versuchsfahrzeug auf der Schlechtwegstrecke nach ISO5008 (smooth track)

Untersucht werden der Einfluss des Beladungszustands, des Fahrerschwingungstilgers sowie der Fahrgeschwindigkeit auf die Beschleunigungen an

Fahrersitz und Kabinenboden. Bewertungsgröße ist dabei der Effektivwert der Beschleunigungen in den drei Raumrichtungen. **Abbildung 6.28** zeigt eine Übersicht über die Ergebnisse.

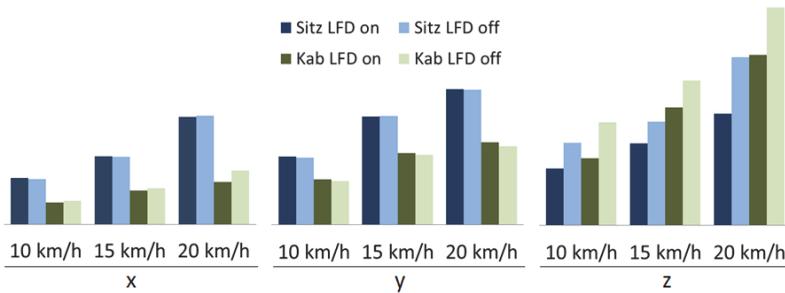


Abbildung 6.28: Beschleunigungseffektivwerte an Kabinenboden und Fahrersitz für das unbeladene Fahrzeug

Es ist zu erkennen, dass ein positiver Einfluss des Fahrerschwingungstilgers (LFD) auf die Vertikalschwingungen vorliegt. Hierbei werden Reduktionen zwischen 18,4 % und 34,8 % (Mittelwert 27,2 %) über alle Konfigurationen am unbeladenen sowie 6,9 % bis 33,7 % (Mittelwert 19 %) am beladenen Fahrzeug erreicht.

Weiterhin ist aus den dargestellten Daten die Isolationswirkung des Fahrersitzes auf die Vertikalschwingungen quantifizierbar. Die Reduktion beträgt im Mittel 25,6 % (unbeladen) bzw. 21,7 % für das beladene Fahrzeug.

In den beiden horizontalen Schwingungsrichtungen treten demgegenüber am Fahrersitz jeweils deutlich höhere Amplituden im Verhältnis zum Niveau am Kabinenboden auf. Dies ist durch die zugrundeliegende Anregung und die Sensorplatzierung zu erklären. Aufgrund der Tatsache, dass sich die horizontalen Beschleunigungen vornehmlich aus Wank- und Nickbewegungen ergeben und gegenüber den jeweiligen Momentanpolen aufgrund der Sensorplatzierung unterschiedlich lange Hebelarme auftreten, werden

an dem weiter oben liegenden Sitzsensor entsprechend höhere Amplituden aufgezeichnet. Für weitere Erläuterungen hierzu siehe **Kapitel 8.3.2.2**.

Bezüglich der Lage der absoluten Amplitudenniveaus für den Betrachtungspunkt Fahrersitz stellt die horizontale Querbeschleunigung die dominierende Größe für alle Fahrgeschwindigkeiten dar. Da die horizontalen Schwingungsrichtungen - wie in **Kapitel 3.5** dargestellt - zusätzlich je nach Bewertungsansatz aufgrund ihres höheren Schädigungspotenzials stärker gewichtet werden, ist dies eine besonders alarmierende Erkenntnis.

**Abbildung 6.29** gibt einen beispielhaften Überblick über die Frequenzinhalte der Beschleunigungen an Kabinenboden und Fahrersitz für das unbeladene Fahrzeug mit aktivem Fahrschwingungstilger und einer Fahrgeschwindigkeit von 20 km/h.

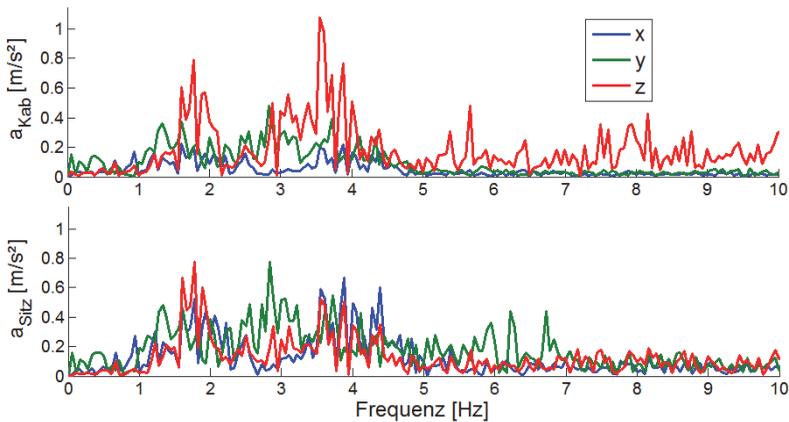


Abbildung 6.29: Amplitudenspektren an Kabinenboden und Fahrersitz für das unbeladene Fahrzeug (LFD aktiv, 20 km/h)

Während die Vertikalbeschleunigung durch den vorhandenen Schwingsitz ab ca. 2 Hz verringert wird, sind an den Spektren der Horizontalbeschleunigungen die höheren Amplituden am Fahrersitz aufgrund der Sensorplatzierung über einen Großteil des Frequenzbereichs erkennbar. Insgesamt zeigt

sich der stark niederfrequente Charakter der vorliegenden Schwingungen, welcher eine besondere Herausforderungen für deren Isolation unter gleichzeitiger Einhaltung begrenzter Federwege darstellt.

#### 6.4.4.2 Einzelhindernisse

Ergänzend zu den stochastischen Anregungen wird das Verhalten bei der Überfahrt von Einzelhindernissen untersucht. Im realen Arbeitseinsatz treten diese zum Beispiel in Form von Schlaglöchern, herabgefallenen Steinen, Bahnschwellen oder Entwässerungsrinnen auf und werden als besonders unangenehm beziehungsweise produktivitätsmindernd wahrgenommen. Anregungen erfolgen sowohl symmetrisch zur Fahrtrichtung (symmetrische Schwellenüberfahrt) als auch asymmetrisch (einseitige Schwellenüberfahrt). **Abbildung 6.30** verdeutlicht den Versuchsablauf.



Abbildung 6.30: Fahrmanöver Schwellenüberfahrt einseitig und symmetrisch

**Abbildung 6.31** zeigt den Querschnitt der für die Einzelhindernisüberfahrten genutzten Bodenschwelle.

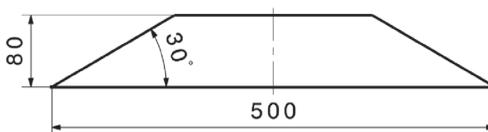


Abbildung 6.31: Querschnittsprofil der verwendeten Bodenschwelle

Betrachtungsgrößen in diesem Versuch sind die Sitzbeschleunigungen in den drei Raumrichtungen sowie die Radlasten und deren Abklingverhalten nach der Anregung. Untersucht wird wiederum der Einfluss des Beladungszustands sowie des Fahrschwingungstilgers.

Um die Reproduzierbarkeit der Versuchsdurchführung zu maximieren, wird die Schwelle ausschließlich mit der Vorderachse überfahren und nach Passieren dieser herausgezogen, um eine Zweitanregung durch die Hinterachse zu vermeiden. Dies steigert die Wiederholbarkeit des Versuchs deutlich, da das Fahrzeug durch die Erstanregung in starke Nickschwingungen verfällt und die Achslast der Hinterachse somit stark schwankt. Minimale Variationen in der Fahrgeschwindigkeit des Radladers und damit dem Zeitpunkt des Auftreffens der Hinterachse auf die Schwelle würden damit beispielsweise dazu führen, dass die Zweitanregung des Fahrzeugs an der Hinterachse je nach aktueller Radlast deutlich unterschiedlich ausfällt.

**Abbildung 6.32** zeigt den Einfluss des Fahrschwingungstilgers auf.

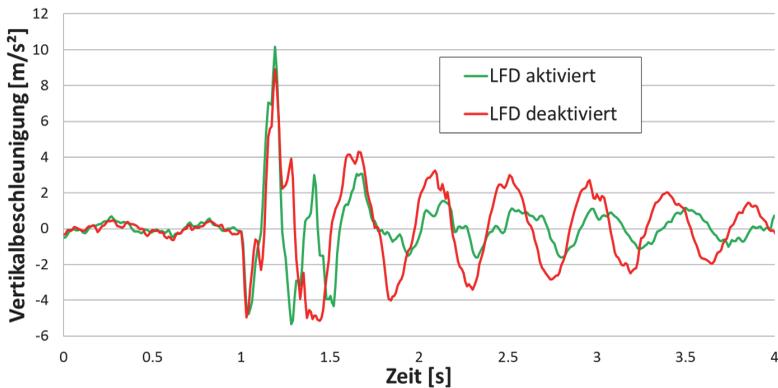


Abbildung 6.32: Vertikalbeschleunigung des Fahrzeugrahmens nach symmetrischer Schwellenüberfahrt mit aktivem sowie deaktiviertem Fahrschwingungstilger (beladenes Fahrzeug)

Es ist zu erkennen, dass das installierte Tilgersystem das Abklingverhalten der nach der Stoßanregung resultierenden Schwingung begünstigt, auf die Amplitude des Maximalausschlags allerdings keine Auswirkung hat. Dies deckt sich mit den Ergebnissen in [60].

**Abbildung 6.33** zeigt die Vertikalschwingungen in Abhängigkeit des Beladungszustands.

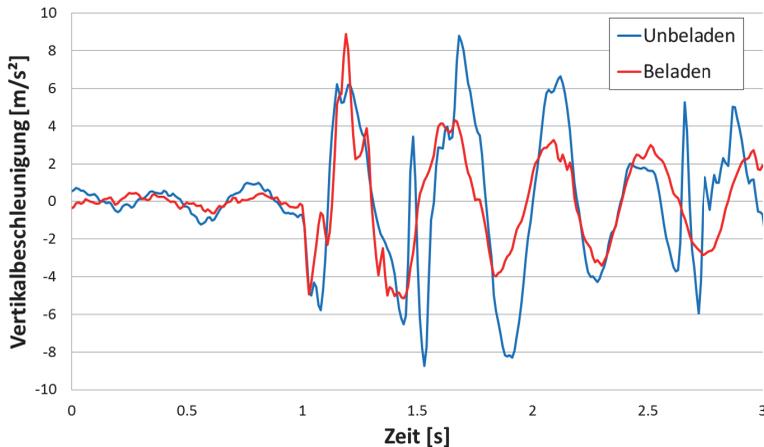


Abbildung 6.33: Vertikalbeschleunigung des Fahrzeugrahmens nach symmetrischer Schwellenüberfahrt mit beladener und unbeladener Schaufel (LFD deaktiviert)

Wie erwartet zeigt sich durch die Erhöhung der Gesamtmasse und die damit gesteigerte Trägheit eine Reduktion der Schwingungsamplituden im beladenen Zustand, wobei insbesondere der Erstausschlag nicht von einer Verbesserung profitiert.

## 6.5 Ergänzende statische Versuche

Das Ziel der statischen Untersuchungen ist es, die Schwerpunktsverlagerung der Maschine in Abhängigkeit von Beladungszustand und Knickwinkel zu quantifizieren. **Abbildung 6.34** zeigt die Achslastverteilung im unbeladenen und beladenen Zustand sowie die daraus bestimmte Lage des Schwerpunktes in X-Richtung des Fahrzeugs auf.

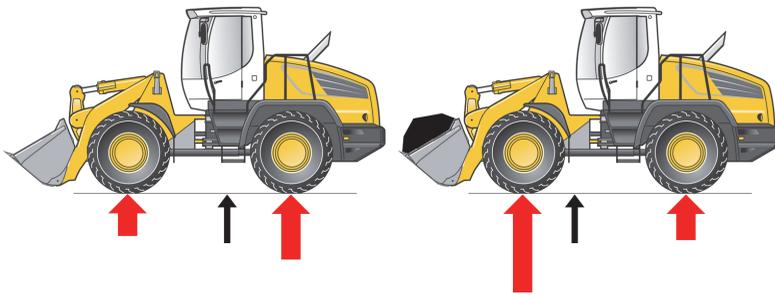


Abbildung 6.34: Schwerpunktsverlagerung und Achslastverteilung in Abhängigkeit des Beladungszustandes

Eine weitere Besonderheit knickgelenkter Radlader ist die Verlagerung des Schwerpunktes sowie der vier Reifenpositionen während der Lenkbewegung. **Abbildung 6.35** zeigt eine Draufsicht der Radaufstandspunkte und des Gesamtschwerpunktes der Maschine für die Knickwinkel  $0^\circ$  bzw.  $40^\circ$ .

Die Kippachsen des Fahrzeugs werden in dieser Darstellung durch die Verbindung der Radaufstandspunkte der Vorderachse und dem Pendelgelenk der Hinterachse dargestellt. **Abbildung 6.36** zeigt die berechneten Abstände zwischen Schwerpunkt und Kippachsen über dem Knickwinkel.

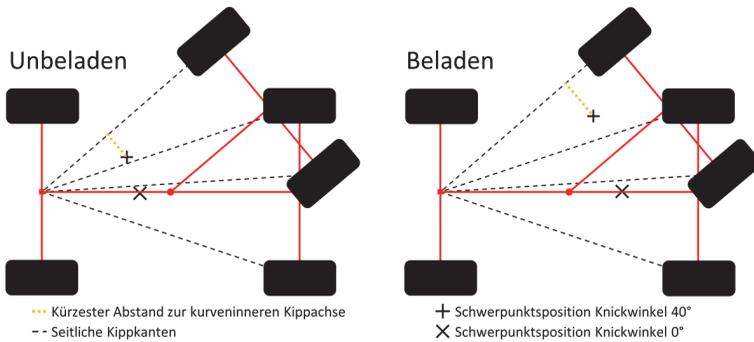


Abbildung 6.35: Veränderung der Radaufstandspunkte sowie der Position des Fahrzeugschwerpunktes während einer Einknickbewegung im beladenen sowie unbeladenen Zustand

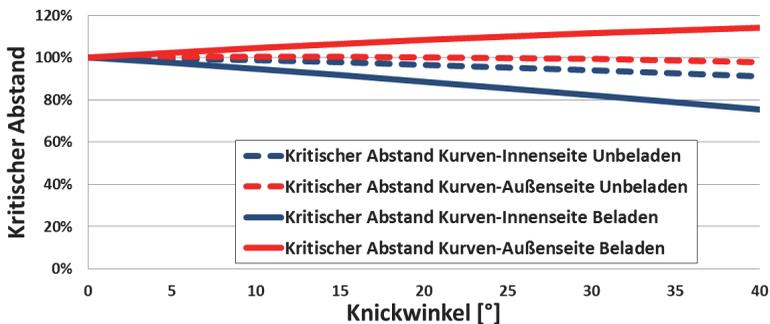


Abbildung 6.36: Abstand des Fahrzeugschwerpunkts von den seitlichen Kippachsen bei unbeladenem (links) sowie beladenem Fahrzeug (rechts)

Im beladenen Zustand ist zu erkennen, dass sich der Abstand zwischen Fahrzeugschwerpunkt und kurveninnerer Kippachse mit steigendem Knickwinkel verringert, womit die statischen Kippreserven in diese Richtung abnehmen. Dies ist beispielsweise bei der Fahrt an geneigten Flächen relevant, sofern hangabwärts eingelenkt wird. Die Verschiebung des Schwerpunkts weg von der kurvenäußeren Kippachse hat demgegenüber eine Stei-

gerung der statischen Kippsicherheit in dieser Richtung zur Folge. Gleiches gilt für das dynamische Kippen in einer Kurven- oder Kreisfahrt, da hierfür das Kippen in die kurvenäußere Richtung relevant ist.

Im unbeladenen Zustand zeigt sich aufgrund der veränderten Schwerpunktlage hingegen nur eine weniger stark ausgeprägte Veränderung des Abstands zur kurveninneren Seite, wohingegen der Abstand zur kurvenäußeren Kippkante vom Knickwinkel unbeeinflusst bleibt. Weitere Untersuchungen zur statischen sowie dynamischen Kippsicherheit mithilfe des virtuellen Radladermodells werden in **Kapitel 9.7.1** dargestellt.

## 6.6 Analytische Untersuchungen

Um ein tieferes Verständnis für das Zusammenspiel einzelner Schwingungssysteme des Fahrzeugs und die Entstehungseffekte hinter gemessenen Ergebnissen zu erlangen, werden in diesem Kapitel einige analytische Untersuchungen und Überlegungen vorgestellt. Diese betreffen das Übertragungsverhalten der Kabinenlagerung sowie des Fahrersitzes bezüglich niederfrequenter Schwingungen sowie den Einfluss der verwendeten Reifen.

### 6.6.1 Kabinenlagerung

Bereits in **Kapitel 4.2** wurden die Übertragungsfunktionen verschiedener Einmassenschwinger hergeleitet. Diese Erkenntnisse werden in diesem Kapitel auf die vorherrschende Kabinenlagerung angewendet, um deren Übertragungsverhalten zu ermitteln. Aufgrund der ebenen Kabinenlagerung und der zur Lagerebene relativ hohen Schwerpunktlage ergibt sich, dass die Kabine vornehmlich Hub-, Wank- und Nickbewegungen durchführt. Die Übertragungsfunktionen der drei Schwingungsmoden werden daher in diesem Kapitel analytisch hergeleitet.

Die Übertragungsfunktion der Hubbewegung kann dabei mittels des Ersatzmodells des translatorischen Einmassenschwingers abgebildet werden (siehe **Kapitel 4.2.1**). Während die Kabine in der Realität auf vier identischen Feder-Dämpfer-Elementen ruht, werden diese für die analytische Betrachtung zu einem Element zusammengefasst. Mit der Masse der Kabine  $m$ , der Federsteifigkeit  $c$  und Dämpfungskonstante  $d$  stehen alle notwendigen Parameter zur Verfügung, um die ungedämpfte Eigenfrequenz  $\omega_{Hub}$  der Hubbewegung sowie deren Dämpfungsmaß  $D_{Hub}$  zu bestimmen.

Analog wird bezüglich der Wank- und Nickbewegung verfahren. Hierzu wird das Ersatzmodell des rotatorischen Einmassenschwingers (siehe **Kapitel 4.2.2**) jeweils in einer ebenen Betrachtung angewendet, wobei beispielsweise für die Nickbewegung die beiden vorderen sowie die beiden hinteren Kabinenlager zu einem Element zusammengefasst werden. Neben dem Lagerabstand  $l$  sind weiterhin die Trägheit der Kabine  $J$  bezüglich ihrer Drehachse und die bekannten Lagersteifigkeiten und Dämpfungskonstanten notwendig. Nach Einsetzen aller notwendigen Größen können die Übertragungsfunktionen der Kabinenlagerung für die Wank-, Nick- und Hubbewegung berechnet werden. **Abbildung 6.37** zeigt die Übertragungsfunktionen der Kabinenlagerung des betrachteten Radladers.

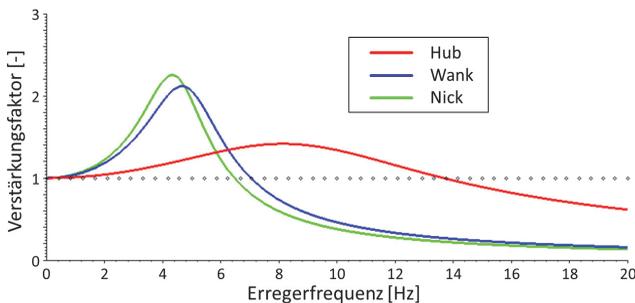


Abbildung 6.37: Analytisch berechnete Übertragungsfunktionen der primären und sekundären Vertikalfreiheitsgrade des betrachteten Radladers

Es ist zu erkennen, dass die für optimale Isolation von höherfrequentem Körperschall optimierte Kabinenlagerung eine verstärkende Wirkung bezüglich niederfrequenten Beschleunigungen aufweist. Da - wie in **Kapitel 6.4.4.1** dargestellt - die dominierenden Anregungen der Maschine in den drei Raumrichtungen gerade im Bereich 0 - 5 Hz liegen, führt dies zu einer Erhöhung der in der Kabine resultierenden Beschleunigungen auf den Fahrer.

Aufgrund dieser Erkenntnis wird der Thematik im Optimierungsteil der Arbeit (**Kapitel 10.2**) weitere Beachtung geschenkt.

### 6.6.2 Sitzeigenschaften

Analog zur Kabinenlagerung wird eine analytische Untersuchungen des Übertragungsverhaltens des vertikal gefederten Fahrersitzes durchgeführt. Dieser wird bezogen auf die niederfrequenten Anregungen am Kabinenboden im ersten Ansatz als translatorischer Einmassenschwinger modelliert.

Laut [61] kann für das Ersatzmodell des pneumatisch vertikal gefederten Fahrersitzes des im Versuchsfahrzeug verbauten Typs *Grammer MSG 95* ein Dämpfungsmaß von  $D_{Sitz} = 0,5$  herangezogen werden. Es wird eine Eigenfrequenz  $\omega_{Sitz} = 1,1$  Hz angesetzt, da es sich bei dem betrachteten Sitz um die niederfrequent gefederte Variante *AL* handelt.

Die aus diesen Angaben resultierende Übertragungsfunktion wird in **Abbildung 6.38** dargestellt und einem während einer Schlechtwegfahrt am Versuchsradlader bestimmten Anregungsspektrum am Kabinenboden gegenübergestellt.

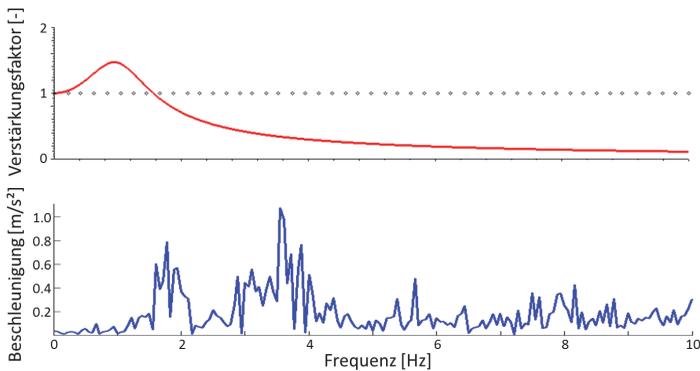


Abbildung 6.38: Übertragungsfunktion des Ersatzmodells für den Fahrersitz in Gegenüberstellung zu einem gemessenen Anregungsspektrum

Anhand der Kombination des Anregungsspektrums und der vertikalen Übertragungsfunktion des Fahrersitzes kann abgeleitet werden, dass dieser geeignet ist, um die auftretenden Vertikalschwingungen zu isolieren. Eine weitere Verringerung der Eigenfrequenz sowie des Dämpfungsmaßes kann sich zusätzlich mindernd auf das Schwingungsniveau am Fahrer auswirken. Dem stünde allerdings ein höherer Wegbedarf gegenüber, welcher ebenso nicht beliebig erhöht werden kann.

### 6.6.3 Reifeneinfluss

Wie bereits in **Kapitel 3.4.1.4** dargestellt, zeichnet sich die Maschinenklasse Radlader insbesondere durch eine hohe Vielfalt verfügbarer Reifen für die unterschiedlichsten Einsatzbedingungen aus. Eine Analyse der Reifendatenblätter zeigt dabei, dass Reifen verschiedenster Robustheitsklassen stark unterschiedliche Vertikalsteifigkeiten ausweisen können. Am Beispiel zweier häufig eingesetzter Radialreifen verschiedener Robustheitsklassen (*Michelin L3 XHA*, *Michelin L5 XLD D2*) am betrachteten Radlader zeigen sich dabei Unterschiede in den Vertikalsteifigkeiten um bis zu 50 %.

Die in **Kapitel 4.2** dargestellten Ersatzmodelle können auch hier angewendet werden, um eine erste Abschätzung der Einflüsse durch derart veränderte Reifensteifigkeiten durchzuführen. Die Anwendung erfolgt analog zur Analyse der Kabinenlagerung für die Eigenmoden Hubbewegung, Wankbewegung und Nickbewegung. Aus den hergeleiteten Formeln ist ersichtlich, dass die Steifigkeit der Ersatzfeder, welche hier den Reifen entspricht, wurzelförmig in die Berechnung der Eigenfrequenz der verschiedenen Freiheitsgrade eingeht. Eine Erhöhung der vertikalen Reifensteifigkeiten um 50 % lässt damit eine Veränderung der Hub-, Wank- und Nickfrequenzen des Fahrzeugs um den Faktor  $\sqrt{1,5} \approx 1,225$  erwarten.

#### 6.6.4 Zusammenfassung

Anhand der analytischen Untersuchungen zu den verschiedenen Schwingungssystemen wird ersichtlich, dass ausschließlich mit einem ganzheitlichen Betrachtungsansatz ein optimales Systemverhalten dargestellt werden kann. So kann je nach Wahl des Reifens mangels Aufbaufederung ein erheblicher Einfluss auf die Wank-, Nick- und Hubbewegung des Fahrzeugs und somit eine Verschiebung der dominierenden Frequenzbereiche erwartet werden, wobei beispielsweise der Fahrschwingungstilger mit deutlichen Einbußen in der Wirksamkeit reagiert, sollten Abweichungen vom optimalen Frequenzverhältnis auftreten.

Während weiterhin die Übertragungsfunktionen der nachfolgenden Schwingungssysteme Kabine und Sitz zwar davon unbeeinflusst bleiben, so ändern sich doch die jeweiligen Anregungsspektren, womit eine erneute Optimierung der Übertragungsfunktionen auf diese Änderung notwendig sein kann. Das Unterstützen der Erkennung und Bewertung all dieser Zusammenhänge wird daher als Ziel für den zu entwickelnden Simulationsprozess festgehalten, um den Entwickler in die Lage zu versetzen, eine ganzheitliche Optimierung durchführen zu können.

## 7 Zielverhalten

Nach erfolgter Quantifizierung des Status Quo werden in diesem Kapitel die gewünschten Soll-Verhaltensweisen des Fahrzeugs als Zielgrößen für die darauffolgende Optimierungsphase festgehalten. Hierzu wird ein generischer Referenzzyklus definiert, der eine möglichst große Bandbreite typischer Einsatzsituationen enthält und an ein reales Ladespiel mit hohem Fahranteil angelehnt ist (Load&Carry-Zyklus).

### 7.1 Referenzzyklus

**Abbildung 7.1** zeigt eine schematische Darstellung des genannten Referenzzyklus. Dieser stellt einen sogenannten Load&Carry-Zyklus dar, d.h. einen Ladezyklus mit einer Fahrtstrecke zwischen Lade- und Entladeposition von einigen hundert Metern.



Abbildung 7.1: Visualisierung des definierten Referenzzyklus mit Lade- (L) und Entladeposition (E)

Die Fahrtstrecke zwischen Lade- und Entladeposition besteht hierbei aus zwei geraden Passagen, welche über eine Kurve verbunden sind. Dabei ist eine der Geraden als regelloser Schlechtweg ausgeführt und die andere Gerade entspricht einer ebenen, befestigten Fahrbahn, welche ein einseitiges und ein symmetrisches Einzelhindernis beherbergt. Der gesamte Weg zwischen Lade- und Entladeposition wird dabei in einer Richtung mit voller sowie in der Gegenrichtung mit leerer Schaufel befahren.

### 7.2 Erarbeitetes Zielverhalten

Im Rahmen der Arbeit wurden Fahrerinterviews durchgeführt, um das Zielverhalten der Maschine im Betrieb als Ausgangsbasis für eine nachfolgende Optimierung festzuhalten. Als Basis dient der in **Kapitel 7.1** beschriebene Referenzzyklus, wobei das Zielverhalten explizit für einzelne Phasen des Zyklus erfragt wurde. Somit besteht im weiteren Verlauf die Möglichkeit zur Erarbeitung einer optimalen Kompromisslösung oder einer phasenspezifischen Optimierung mit dem Ziel der Darstellung eines adaptiven Fahrzeugverhaltens.

Bei den Befragungen stellt sich heraus, dass für die gewünschten Verhaltensweisen keine absoluten Größen sondern vornehmlich Entwicklungsrichtungen sowie Randbedingungen angegeben werden können. Folgende Auflistung fasst die Ergebnisse der Befragungen zusammen.

- Schlechtwegfahrt
  - Hohe Schwingungsisolierung für komfortables Fahren im beladenen und unbeladenen Zustand bei Fahrgeschwindigkeiten bis 20 km/h
  - Hohe mögliche Fahrgeschwindigkeit auf komfortablem Niveau
  - Gute Kontrollierbarkeit der Maschine in Form von minimierten Radlastschwankungen
  - Vermeiden von Aufschaukeln der Wank- und Nickbewegungen
  - Geringe nötige Ausgleichbewegungen mit Armen und Beinen (geringe Sitzfederwege)
- Einfahrt in die Kurvenfahrt / Ausfahrt aus der Kurve
  - Minimiertes Überschwingen des Wankwinkels
  - Kein selbstständiges Eindrehen um die Hochachse (Überschwingen Gierwinkel)
- Kurvenfahrt
  - Kontrollierbares, d.h. neutrales bis untersteuerndes Eigenlenkverhalten ohne abrupte Verhaltensänderungen
  - Geringe stationäre Wankwinkel während der Kurvenfahrt
  - Minimierte Federwege etwaiger Schwingungssysteme für gesteigerte Rückmeldung
  - Hohe dynamische Kippsicherheit v.a. bei abgesenktem Hubgerüst (Transportstellung) bei allen Beladungszuständen
- Überfahren der Einzelhindernisse
  - Minimierte Auswirkungen der Stoßanregung in Form von Beschleunigungen auf den Fahrer

- Schnelles Abklingen von induzierten Nick- oder Wankbewegungen (Radlastschwankung)
- Lade- bzw. Entladephase
  - Hohe Standsicherheit auch an geneigten Flächen und bei verschiedenen Hubgerüstpositionen und Beladungszuständen sowie Knickwinkeln
  - Minimierte Wankneigung speziell bei gehobenem Hubgerüst (Hohe Wanksteifigkeit)
  - Minimierte Federwege etwaiger Schwingungssysteme für gesteigerte Rückmeldung
- Gesamtzyklus
  - Möglichst konsistentes Verhalten der Maschine unabhängig vom vorherrschenden Beladungszustand
  - Minimale Gesamtschwingungsbelastung für maximalen Fahrerkomfort sowie lange mögliche Einsatzzeiten, bevor gesetzliche Schwingungsgrenzwerte erreicht werden

### 7.3 Quantifizierung der Optimierungspotenziale

Die Quantifizierung der erreichbaren Verhaltensoptimierungen während des Referenzzyklus kann auf verschiedene Weisen durchgeführt werden. Wird eine gleichbleibende Betriebsweise in Form von Fahrgeschwindigkeitsverläufen und somit Zykluszeiten beibehalten, so können die erreichbaren Verbesserungen beispielsweise in Form einer geringeren Schwingungsdosis pro Arbeitsschicht oder einer längeren möglichen Einsatzdauer bis zum Erreichen der gesetzlich festgelegten Grenzwerte quantifiziert werden.

Aufgrund der in **Kapitel 2.1.3.2** dargestellten Tatsache, dass sich Fahrer, Fahrzeug und Umwelt allerdings in einem geschlossenen Regelkreis befinden, in dem der Fahrer ständig auf Basis seiner Eindrücke reagiert, ist im realen Einsatz mit einer Anpassung des Fahrerverhaltens an die optimierte Maschine zu rechnen. Dies wird durch Aussagen der Fahrer bestätigt, wonach der Schwingungskomfort sowie ein durch Schwingungen des Fahrzeugs induzierter Materialverlust insbesondere in Arbeitszyklen mit hohen Fahranteilen und unebenen Böden einen limitierenden Faktor für die Produktivität darstellen.

Somit kann beispielsweise nach Steigerung der Schwingungsisolation eine Anpassung des Fahrerverhaltens in Form von höheren Durchschnittsgeschwindigkeiten während Schlechtwegfahrten oder höheren Geschwindigkeiten beim Überfahren von Hindernissen anstatt einer drastischen Senkung der Vibrationsdosis erwartet werden. Das Wissen um eine erhöhte Standicherheit sowie ein optimiertes Verhalten in fahrdynamischen Manövern mag ebenso zu höheren Kurvengeschwindigkeiten oder der Ausweitung des Arbeitsbereichs auf stärker geneigte Ebenen führen.

Ein solches Verhalten wurde im Hause *Liebherr* bereits bei Versuchen mit optimierten Kabinenlagerungen an Radladern mit gesteigerter Lärm- und Schwingungsisolation beobachtet, wobei sich in gegebenen Einsatzszenarien eine Steigerung von Fahrgeschwindigkeiten aufgrund der höheren Isolation einstellte [18]. Diese mögliche Produktivitätssteigerung durch höhere Schwingungsisolation wird ebenfalls in [45] und [55] erwähnt.

Aufgrund der dargestellten Überlegungen wird als Ziel für den zu entwickelnden Prozess zur Optimierung des Fahrzeugverhaltens abgeleitet, dass dieser die verschiedenen Wege der Quantifizierung (Komfortsteigerung, Verlängerung der Einsatzzeiten sowie Produktivitätssteigerung) berücksichtigen sollte (siehe **Kapitel 9.5.3**).

**Abbildung 7.2** fasst die Möglichkeiten der Quantifizierung von Optimierungspotenzialen am Beispiel einer gesteigerten Schwingungsisolierung zusammen.

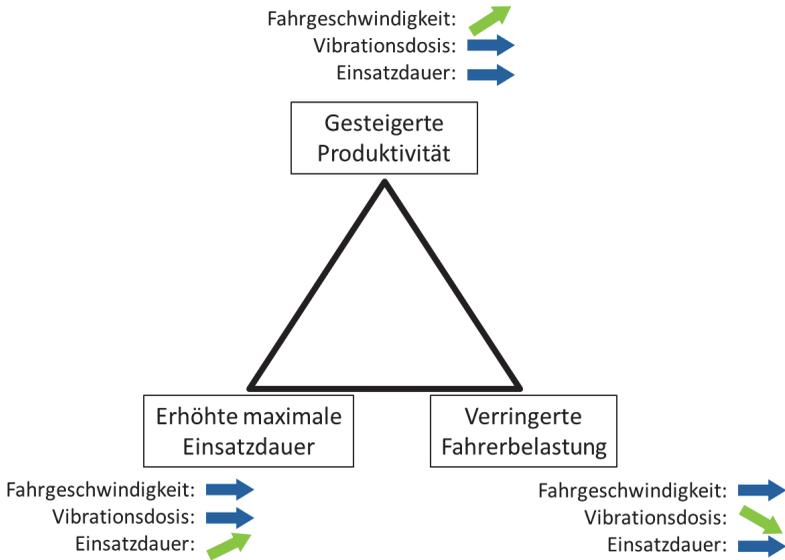


Abbildung 7.2: Möglichkeiten zur Quantifizierung der Potenziale gesteigerter Schwingungsisolierung

## 8 Simulation

Im Rahmen der Arbeit wird die numerische Simulation als Werkzeug bei der Entwicklung und Abstimmung von Rahmenkonzepten und Schwingungssystemen an Radladern herangezogen. Dieses Kapitel beschreibt die Zielsetzung dieses Ansatzes sowie die Chancen und Risiken, die mit dem Einsatz von Simulation verbunden sind.

Im zweiten Teil des Kapitels werden die erstellten Simulationsmodelle diskutiert sowie deren Validierung anhand der mit dem Versuchsfahrzeug aufgenommenen Messdaten vorgestellt. Ein besonderes Augenmerk liegt dabei auf der Modellierung der Reifeneigenschaften des Radladers, da deren Schwingungsverhalten aufgrund fehlender Aufbaufederungen die Bewegungen des Fahrzeugs maßgeblich bestimmen.

Zur Modellbildung und Simulation wird im Rahmen der Arbeit die System-simulationsumgebung *SimulationX* verwendet. Programme dieser Art erlauben die Abbildung verschiedener technischer Domänen auf einer Plattform und sind damit insbesondere für den Einsatz im Umfeld der mobilen Arbeitsmaschinen geeignet. So können beispielsweise ein- bis dreidimensionale Mechanik (Mehrkörpersimulation), Hydraulik, Pneumatik, Regelungstechnik und weitere Domänen auf einer Plattform modelliert und simuliert werden ohne den Einsatz komplexer Kopplungen verschiedener Spezialprogramme notwendig zu machen.

## 8.1 Chancen- und Risiken des Einsatzes von Simulation

In der folgenden Auflistung werden einige der Vor- und Nachteile verdeutlicht, die der Einsatz von Simulation bei der Untersuchung und Optimierung des Schwingungs-, Fahr- und Kippverhaltens von mobilen Arbeitsmaschinen mit sich bringt.

### Verfügbarkeit realer Prototypen

Ohne auf die Verfügbarkeit realer Prototypen angewiesen zu sein, können Simulationsuntersuchungen bereits in früheren Phasen der Produktentwicklung durchgeführt werden. Da insbesondere in diesen Phasen noch hohe Änderungsmöglichkeiten am Produkt bestehen, ist eine Kenntnis des dynamischen Verhaltens der Maschine besonders wertvoll. Mit steigender Produktreife besteht dabei die Möglichkeit, das Verhalten kontinuierlich simulativ zu überprüfen, um sicherzustellen, dass die gewünschten Produkteigenschaften erreicht werden.

### Reproduzierbarkeit

Eine besondere Herausforderungen bei der Durchführung von Experimenten im realen Versuchsumfeld stellt die Reproduzierbarkeit dar. Es ist dabei notwendig, möglichst alle Einflüsse aus Umgebung (Wetter, Temperatur, Reibwerte, Bodenprofil), Fahrer (Erfahrung, Zustand) und Fahrzeug (Systemeigenschaften, Verschleiß) zu kontrollieren.

Für all die genannten Punkte treten in der Simulation keine ungewollten Variationen auf, sodass bei gleichbleibenden Eingaben gleichbleibende Resultate erwartet werden können.

### Verfügbarkeit von Testumgebungen

Die Verfügbarkeit von geometrisch definierten Einzelhindernissen und Schlechtwegstrecken für reproduzierbare Fahrzeuganregungen ist essenziell in der Abstimmung von Schwingungssystemen und

dem Vergleich von Rahmenkonzepten im Fahrversuch. Für mobile Arbeitsmaschinen mit hohen Einsatzgewichten bedeutet dies oftmals einen erheblichen finanziellen und organisatorischen Aufwand.

Virtuelle Umgebungen bringt hierbei den Vorteil mit sich, dass beliebige Strecken mit geringem Aufwand erstellt und reproduzierbar genutzt werden können.

### **Freiheit in der Fahrzeugkonfiguration**

Insbesondere im Umfeld schwerer mobiler Arbeitsmaschinen bedeutet ein Umbau am Fahrzeug oftmals einen beträchtlichen Arbeitsaufwand. In einer Simulationsumgebung ist ein Modell hingegen frei konfigurierbar, sodass effizient Parameterstudien und Variantenvergleiche durchgeführt werden können.

Dies ist insbesondere wichtig, da durch den uneingeschränkten Umgang mit dem Modell ein tiefes Systemverständnis gefördert wird, indem Einflussfaktoren systematisch untersucht werden können. Somit können bestehende Systeme optimiert oder neue Konzepte effizient geprüft und abgestimmt werden.

### **Analyse**

Ein weiterer Vorteil der virtuellen Umgebung besteht in den umfassenden Analysemöglichkeiten. Das Aufzeichnen beliebig vieler Zustandsgrößen ohne gesteigerten Aufwand in Form von kostspieliger Messtechnik ermöglicht interessante Einblicke in das Systemverhalten.

Gleichzeitig eröffnet die freie Platzierbarkeit von Sensoren im Raum Möglichkeiten zur Analyse, die die Interpretierbarkeit der Ergebnisse maßgeblich fördern kann (siehe **Kapitel 8.3.2**).

### **Automatisierung**

Die Automatisierung von Abläufen in der Simulation hilft dabei,

die Effizienz in der Entwicklung von Schwingungssystemen weiter zu steigern. So können beispielsweise umfangreiche Variantenrechnungen automatisiert auch außerhalb der Arbeitszeiten durchgeführt werden, sodass die beschränkt zur Verfügung stehende Zeit optimal genutzt werden kann.

Neben all den genannten Vorteilen ist beim Einsatz der Simulation auch mit Einschränkungen im Vergleich zu realen Versuchsumgebungen zu rechnen. Dies betrifft vor allem mögliche Fehlabbildungen der Realität durch Abstraktionen und Annahmen, sodass, um die Ergebnisqualität korrekt einschätzen zu können, das Wissen um die Unzulänglichkeiten der Modelle bei der Ergebnisinterpretation stets präsent sein muss.

Eine weitere Einschränkung der Simulation insbesondere im Kontext von Schwingungssystemen und Komfortuntersuchungen liegt in der Tatsache, dass die Ergebnisse einer klassischen Simulation ausschließlich rein objektiver Natur sind. Im realen Fahrversuch besteht hingegen die Möglichkeit, subjektive Bewertungen von erfahrenen Fahrern einzuholen. Es entsteht somit der Bedarf nach Objektivierungs- und Bewertungsansätzen, um aus objektiven Daten heraus beispielsweise ein Schwingungskomfortniveau bewerten zu können. In **Kapitel 3.5** wurde hierzu der Stand der Forschung vorgestellt.

Eine Möglichkeit zur Umgehung der Notwendigkeit von objektiven Bewertungskriterien bietet die Nutzung von Fahr simulatoren. Diese erlauben es, reale Fahrer mit virtuellen Fahrzeugen in Verbindung zu bringen, sodass diese analog zum realen Fahrzeug subjektive Bewertungen zum Fahrzeugverhalten durchführen können. Hierdurch ergeben sich interessante Möglichkeiten, gleichzeitig gehen aber einige der Vorteile der Simulation wie die Möglichkeit zur Durchführung umfangreicher Parameterstudien bei geringem Versuchsaufwand verloren.

Um eine ausreichende Immersion für den Fahrer im Simulator zu erzeugen und somit realistische Bewertungen zu ermöglichen, kann ein erheblicher Aufwand notwendig sein (hohe mechanische Dynamik, evtl. 3D-Sicht, Geräusche). Der Einsatz von Fahrsimulatoren bleibt daher interessant für spezielle Fragestellungen, kann aber weder den klassischen Fahrversuch, noch die Fahrzeugsimulation ersetzen. [20]

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Simulation bereits heute ein unentbehrliches Werkzeug in der Entwicklung und Abstimmung von Systemen an mobilen Arbeitsmaschinen darstellt. Gleichzeitig bleibt der Fahrversuch mittels realer Prototypen unverzichtbar, was nicht zuletzt an den Unzulänglichkeiten der bestehenden Objektivierungsmethoden und den stark variierenden Vorlieben einzelner Individuen bei der Abstimmung von Teilsystemen liegt. Die Nutzung von Fahrsimulatoren bietet die Option, beide Ansätze mit ihren Vor- und Nachteilen zu vereinen.

Durch den Einsatz von Simulation wird ein besseres Systemverständnis in frühen Phasen der Entwicklung ermöglicht, sodass erste reale Prototypen bereits eine sehr hohe Produktreife erreichen beziehungsweise neue Konzepte intensiv auf ihre Eignung geprüft werden können, bevor beträchtlicher Aufwand in eine reale Erprobung fließt.

## 8.2 Vorgehen und Zielsetzung

Ein Teilziel dieser Arbeit ist die Erstellung eines validierten Gesamtfahrzeugmodells des betrachteten Radladertyps, welches die verschiedenen Verhaltensdynamiken wie Schwingungskomfort, Fahrdynamik und Kippsicherheit hinreichend abdeckt. Hierbei wird zunächst der Status Quo basierend auf den getätigten Messungen am Realfahrzeug abgebildet. Das validierte Modell dient anschließend als Ausgangsbasis für nachfolgende Studien am virtuellen Fahrzeug und ist integraler Bestandteil des in **Kapitel 9** entwickelten, automatisierten Simulationsprozesses.

Der Aufbau des Fahrzeugmodells und der Detaillierungsgrad der integrierten Teilsysteme richtet sich dabei nach der gestellten Aufgabe und der gewünschten Betrachtungstiefe. Die Schwingungssysteme des betrachteten Radladers sind vielfältig und beherbergen in der Realität sowohl mechanische, hydraulische, pneumatische als auch elektronische Komponenten. Während es zwar möglich ist, alle diese Systeme physikalisch korrekt zu modellieren, so führte dies zu einer maximalen Modellkomplexität und einem hohen Bedarf an Rechenzeit. Dies ist nicht im Sinne des Ansatzes, mittels des Modells weitreichende Variantenstudien und Konzeptvergleiche durchzuführen.

Am Beispiel des Fahrschwingungstilgers soll diese Problematik erläutert werden: Der Fahrschwingungstilger stellt - wie in **Abschnitt 3.4.1.2** bereits erläutert - ein hydropneumatisches Schwingungssystem dar. Um dieses physikalisch korrekt zu modellieren, sind somit hydraulische und mechanische Komponenten notwendig. Unter der Annahme der Verfügbarkeit aller notwendiger Parameter würde man in die Lage versetzt werden, mittels des Modells beispielsweise Druckkollektive eines angeschlossenen Hydrospeichers während einer virtuellen Schlechtwegfahrt abzuleiten.

Für die Darstellung eines möglichst realistischen Fahrverhaltens und Schwingungskomforts am Gesamtfahrzeugmodell ist es bezüglich des Teilmodells Fahrschwingungstilger allerdings ausschließlich notwendig, dass dieser die korrekte Tilgerwirkung zeigt. Zusätzlich ist eine Einstellbarkeit in seinen Grundeigenschaften Eigenfrequenz und Dämpfungsmaß gefordert. Demnach ist es zielführend, ein abstrahiertes, mechanisches Ersatzmodell zu generieren, welches die genannten Eigenschaften darstellt.

Zusammenfassend wird daher die Vorgehensweise abgeleitet, die Teilsysteme des Gesamtfahrzeugmodells möglichst in Form mechanischer Ersatzmodelle darzustellen, die deren Verhalten hinreichend genau abbilden, ohne die tatsächliche physikalische Wirkungsweise im Detail zu modellieren. Der objektorientierte Ansatz beim Aufbau des Gesamtfahrzeugmodells

lässt dabei allerdings die Möglichkeit offen, einzelne Teilsysteme bei Bedarf modular gegen eine komplexere Darstellung auszutauschen.

Weiterhin werden aufgrund der Tatsache, dass die Rahmenstrukturen des Radladers für die sehr hohen Belastungen während des Grabprozesses ausgelegt wurden, diese, bezogen auf die aktuelle Aufgabenstellung, als Starrkörper angenommen. Diese Annahme hat sich unter anderem in [43] bei der Simulation einer mobilen Arbeitsmaschine bestätigt.

### **8.3 Verwendete Simulationsmodelle**

Während ein komplexes Gesamtfahrzeugmodell eines Radladers mit allen relevanten Schwingungssystemen, einem komplexen Reifenmodell und vielfältigen Freiheitsgraden die meiste Flexibilität bietet, so bedingt es auch ein Maximum an Aufwand hinsichtlich Parametrierung, Validierung und Rechenzeit.

Teilsystemmodelle beispielsweise der Kabinenlagerung, Sitzfederung oder des Fahrschwingungstilgers zeichnen sich demgegenüber dadurch aus, dass ihre Komplexität weit geringer ausfällt und somit die Validierung und der Umgang mit dem Modell stark vereinfacht sind. Gleichzeitig ist ihr Nutzen auch stark auf Untersuchungen am betrachteten System beschränkt und Untersuchungen von Systeminteraktionen und ganzheitliche Abstimmungsarbeiten werden nicht ermöglicht. Auch können nicht alle relevanten Systeme im Teilsystem-Kontext simuliert werden, da spätestens bei Betrachtung des für viele Verhaltensdomänen wichtigen Pendelausgleichssystems ein Gesamtfahrzeugmodell inklusive Rad-Boden-Kontakten notwendig wird.

Analog zum „divide and conquer“-Ansatz der Informatik wird daher der Weg beschritten, die wichtigsten Schwingungssysteme zunächst auf Teilsystemebene abzubilden. Aufgrund der deutlich verringerten Komplexität gestaltet sich die Validierung auf dieser Ebene einfacher.

Im nachfolgenden Schritt werden die validierten Teilmodelle in einem Gesamtfahrzeugmodell kombiniert und eine abschließende Gesamtfahrzeugvalidierung durchgeführt. Dies wird insbesondere durch den objektorientierten Modellierungsansatz der verwendeten Simulationsumgebung unterstützt. **Abbildung 8.1** zeigt eine schematische Darstellung der Vorgehensweise.

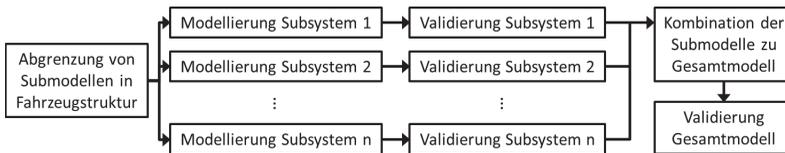


Abbildung 8.1: Gewählter Modellierungs- und Validierungsprozess nach dem Prinzip „divide and conquer“

### 8.3.1 Simulation von Teilsystemen

Anhand der Modellierung und Validierung des Schwingungssystems Kabinenlagerung wird die Vorgehensweise auf Teilsystemebene im folgenden beschrieben.

Aufgrund des Ziels minimaler Modellkomplexität bei maximaler Abbildungsgüte wird dabei zunächst die Annahme linearer Feder-Dämpfer-Einheiten getroffen und geprüft, welches Maß an Abbildungsgüte erreicht werden kann. Zeigt sich die Notwendigkeit einer komplexeren Modellierung der Lagereigenschaften, so wird diese im zweiten Schritt angepasst, bis die gewünschte Ergebnisqualität erreicht wird.

#### 8.3.1.1 Teilsystem Kabinenlagerung

Das 3D-MKS-Modell des Teilsystems Kabinenlagerung wird aus zwei Starrkörpern aufgebaut, die die beiden Baugruppen „Kabine“ und „Hinter-

wagen“ repräsentieren. Die beiden Körper sind durch vier in diesem Fall linear modellierte Feder-Dämpfer-Einheiten verbunden, die die eigentlichen Kabinenlager darstellen. **Abbildung 8.2** zeigt die schematische Modelldarstellung und die entsprechende 3D-Repräsentation des Aufbaus.

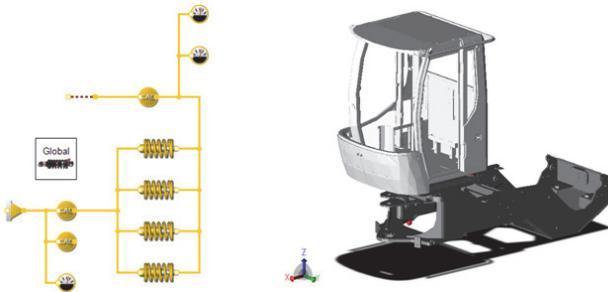


Abbildung 8.2: Modellierung der Kabinenlagerung schematisch bzw. in der 3D-Ansicht

Zur Anregung des Teilsystemmodells dient eine *3D-Vorgabe*, die es erlaubt, den daran angekoppelten Hinterwagen in bis zu sechs Freiheitsgraden frei im Raum zu bewegen. Um das Verhalten der Kabinenlagerung während verschiedener Fahrsituationen beurteilen zu können, werden mehrere Sätze vorbereiteter Messdaten der am Realfahrzeug montierten Inertialsensoren im Modell hinterlegt. Somit wird die reproduzierbare Anregung des Hinterwagens ermöglicht.

Die Beurteilung der Bewegungen von Hinterwagen und Kabine und des Übertragungsverhaltens von Schwingungen geschieht mittels virtueller Sensoren, die es erlauben, unter anderem Beschleunigungssignale aufzuzeichnen. Die Option, diese Sensoren frei im Raum zu platzieren, ist dabei eine wichtige Grundlage für eine spätere Verhaltensanalyse (siehe **Kapitel 8.3.2.2**).

Nachdem damit der Aufbau der Grundstruktur abgeschlossen ist, besteht die Aufgabe darin, eine realistische Parametrierung durchzuführen. Folgende Informationen sind für dieses Modell erforderlich:

- Starrkörpereigenschaften der Kabine
  - Masse
  - Trägheitstensor
  - Schwerpunkt
- Positionen der Kabinenlager
- Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Kabinenlager

Die Starrkörpereigenschaften der Kabine werden durch Superposition der entsprechenden Kennwerte der einzelnen Bauteile der Kabine via CAD ermittelt. Da die Lagerpositionen bekannt sind, besteht die verbleibende Aufgabe darin, die passenden Ersatzsteifigkeiten und -dämpfungseigenschaften der als linear abgebildeten Lagermodelle zu definieren. Ausgangspunkt ist dabei eine Herstellerinformation zur statischen Steifigkeit des Lagers ohne weitere Details zum Dämpfungsverhalten.

Der nun vollständige Satz Modellparameter dient im Folgenden als Ausgangsbasis für erste Untersuchungen der Abbildungsgüte des Gesamtmodells. Mittels der im folgenden beschriebenen Methode der Parameteridentifikation wird anschließend eine Optimierung der Ausgangsparameter mit dem Ziel einer optimalen Abbildungsgüte durchgeführt.

### **8.3.1.2 Parameteridentifikation**

Im Prozess der Modellierung und Parametrierung eines schwingungsrelevanten Teilsystems einer mobilen Arbeitsmaschine ist der Anwender mit verschiedenen Arten notwendiger Eingabegrößen konfrontiert. Während

einige wie Abmessungen, Massen oder Trägheitseigenschaften verlässlich und leicht zu bestimmen sind, existieren ebenso Größen, die unbekannt sind und im ersten Schritt eher geschätzt als konkret bestimmt werden können. [19]

Im Falle der Modellierung der Kabinenlagerung des betrachteten Radladers sind dies zum Beispiel die Dämpfungs- und dynamischen Steifigkeitseigenschaften der Ersatzmodelle der Kabinenlager. Mithilfe der Methode der Parameteridentifikation besteht die Möglichkeit, die für eine bestmögliche Abbildungsgüte notwendige Parameteroptimierung durchzuführen.

Die Grundidee dieser Vorgehensweise liegt darin, eine Umgebung zu schaffen, in der die Ein- und Ausgangssignale eines Systems aus einer Messung am Realsystem bekannt sind und das Systemverhalten in der Simulation ausschließlich von einer oder wenigen unabhängigen, unbekanntem Größen abhängt. Diese unbekanntem Parameter sind nun iterativ zu verändern, bis das simulierte Systemverhalten dem gemessenen Realverhalten möglichst nahe kommt. Eine anschauliche Beschreibung der Methode ist unter anderem in [43] zu finden.

Im Falle der Kabinenlagerung sind die bekannten Ergebnisse beispielsweise gemessene Kabinenbeschleunigungen und Federwege der einzelnen Lager unter bekannter Anregung durch den Hinterwagen. Beim Start des Optimierungsprozesses liegt ausschließlich eine statische Steifigkeit, jedoch keine Information zur Dämpfung für die verbauten Kabinenlager vor. **Abbildung 8.3** stellt die Modellgüte nach der Anpassung der unbekanntem Parameter dar. Die ermittelte Lagersteifigkeit für optimales Verhalten liegt in diesem Fall rund 19 % höher als die vorhandene statische Steifigkeit, was aufgrund der Eigenschaft von Elastomeren, unter dynamischer Belastung zu verhärten, plausibel ist. [53]

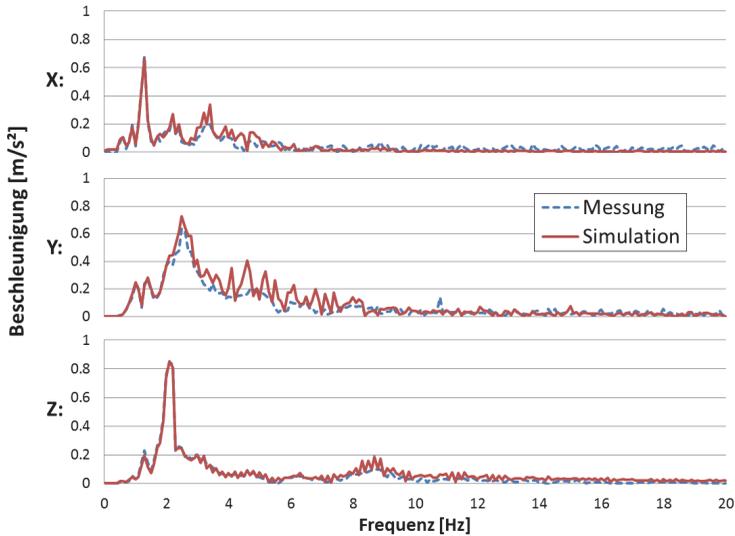


Abbildung 8.3: Schwingungsverhalten des Kabinenlagerungssystems nach erfolgter Parameteroptimierung

Um bei späterer Rekonfiguration des Schwingungssystems zu gewährleisten, dass sich dessen Verhalten realistisch entsprechend der Änderung anpasst, ist besonders in der Phase der Parameteridentifikation darauf zu achten, dass ausschließlich „ehrliche“ Annahmen bezüglich der unbekannt GröÙen getätigt werden dürfen. So mag es beispielsweise möglich sein, das Status-Quo-Verhalten der Kabinenlagerung auch durch eine Anpassung der Lagerpositionen oder das Zuweisen verschiedener Lagereigenschaften an unterschiedlichen Lagerpositionen abzubilden, da diese GröÙen allerdings keine zu verändernden Unbekannten darstellen, würde damit jeglicher nachfolgender Untersuchung am Modell die Grundlage entzogen.

### 8.3.2 Gesamtfahrzeugmodell

Analog zum beschriebenen Vorgehen bei der Modellierung und Parametrierung des Systems Kabinenlagerung werden die weiteren Teilsysteme Sitzfederung und Fahrschwingungstilger modelliert und auf Teilsystemebene validiert. Aufgrund des objektorientierten Modellierungsansatzes ist es darauffolgend möglich, diese Teilmodelle mitsamt ihrer validierten Parameter in ein Gesamtfahrzeugmodell zu integrieren. Um dieses zu Komplettieren sind zusätzliche Baugruppen notwendig, die sich aus dem strukturellen Aufbau des Realfahrzeugs ergeben.

Das entstehende Gesamtfahrzeugmodell verfügt über 20 - 22 Freiheitsgrade je nach Konfiguration der Sitzfederung (Quer- bzw. Längshorizontalfederung optional). Eine Auflistung aller Modellfreiheitsgrade ist **Tabelle 8.1** zu entnehmen. In dieser dem Fahrzeugmodell zugeordneten Auflistung sind dabei ausschließlich die rotatorischen Freiheitsgrade der Reifen berücksichtigt, da deren elastische Eigenschaften im extern angekoppelten Reifenmodell dargestellt werden.

Zu beachten ist weiterhin, dass das Modell lediglich über einen Hubgerüst-Freiheitsgrad (Schwingungstilgerfunktion) verfügt, während das Realfahrzeug derer zwei besitzt (siehe **Kapitel 8.3.2.3**).

Freiheitsgrade	Typ	Anzahl
Fahrzeugrahmen	Starrkörper	6
Kabine	Starrkörper	6
Reifen	Rotatorisch	4
Knickgelenk	Rotatorisch	1
Hubgerüst (Fahrschwingungstilger)	Rotatorisch	1
Sitz	Translatorisch	1 - 3
Pendelachse	Rotatorisch	1
<b>Gesamt</b>		<b>20 - 22</b>

Tabelle 8.1: Freiheitsgrade des Gesamtfahrzeugmodells in der Grundkonfiguration

Das Gesamtfahrzeugmodell wird ausschließlich für den Umgang mit Open-Loop-Fahrmanövern vorbereitet. Die Verläufe aller zur Manövergestaltung notwendigen Eingabesignale werden somit über der Simulationszeit direkt vorgegeben. Diese Vorgehensweise stellt sicher, dass die reinen Fahrzeugeigenschaften ohne Einfluss des möglicherweise fehlerbehafteten Verhaltens eines Fahrermodells abgebildet werden, was insbesondere bei der späteren Rekonfiguration des Modells für Variantenstudien von Vorteil ist.

### 8.3.2.1 Parametrischer Modellaufbau

Um der Anforderung gerecht zu werden, mithilfe des Modells effizient verschiedene Fahrmanöver für umfangreiche Verhaltensuntersuchungen durchzuführen zu können, wird ein parametrischer Modellaufbau verwirklicht.

Für die Grundparameter Beladungszustand und Hubgerüstposition wird eine globale Definitionsmöglichkeit mit je drei möglichen Zuständen geschaffen. Alle abhängigen Modellgrößen (Relativwinkel, Massen- und Sichtbarkeitseigenschaften, Vorspannkräfte) werden zustandsabhängig automatisch angepasst, sodass die Grundkonfiguration des Fahrzeugs für jeden virtuellen Fahrversuch global festgelegt werden kann und mögliche Bedienfehler bestmöglich verhindert werden. **Abbildung 8.4** stellt die verfügbaren Varianten der Parameter BZ (Beladungszustand) sowie HG (Hubgerüststellung) zum Simulationsstart dar. Für jede Kombination aus Beladungszustand (unbeladen, halb beladen, voll beladen) und Hubgerüstposition (Transportstellung, Horizontalposition, Obere Position) wird die Vorspannkraft des Schwingungssystems Fahrerschwingungstilger so gewählt, dass sich das Hubgerüst bereits bei Simulationstart in einem abgeklungenen Zustand befindet. Dieses Prinzip wird ebenfalls bei der Kabinenlagerung und Sitzfederung angewendet, sodass sich das virtuelle Gesamtfahrzeugmodell zum Simulationsstart in Ruhe befindet und keine Simulationszeit für Einschwingvorgänge aufgewendet werden muss.

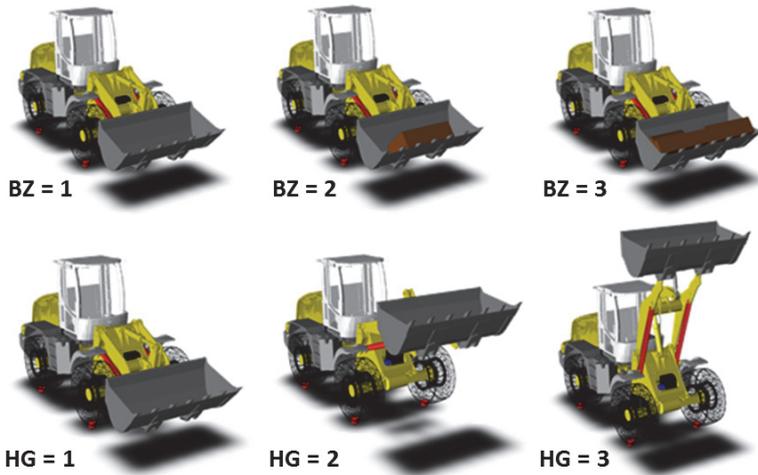


Abbildung 8.4: Parametrischer Aufbau des Gesamtfahrzeugmodells

### 8.3.2.2 Sensorplatzierung

Im Gegensatz zu realen Versuchsumgebungen bestehen in der Simulation nur minimale Zwänge, was die Platzierung von Körpern oder Sensoren zueinander betrifft. Dieser Aspekt wird im Hinblick auf die Beschleunigungssensorik gewinnbringend genutzt, um für den Benutzer besonders leicht interpretierbare Sensordaten zu generieren.

Zur messtechnischen Bewertung der Schwingungssysteme Sitzfederung und Kabinenlagerung am Realfahrzeug wurden die Beschleunigungssensoren lotrecht übereinander am Fahrzeugrahmen, Kabinenboden und im Sitzpolster platziert. Die aufgezeichneten Sensorsignale repräsentieren somit die relative Bewegung bei einer translatorischen Relativbewegung in vertikaler Richtung.

Bei der Bewertung der Schwingungsisolierung dieser Systeme in horizontaler Richtung stößt man allerdings auf die Problematik, dass die messba-

ren translatorischen Beschleunigungen aus relativen Wank- bzw. Nickbewegungen - rotatorischen Bewegungen - stammen. Dies trifft sowohl auf die Bewegungen des Fahrzeugrahmens zur Umgebung als auch auf die der Kabine zum Fahrzeugrahmen zu.

Da die Beschleunigungssensoren allerdings auf verschiedenen Höhen im Fahrzeug angebracht werden müssen, weisen diese unterschiedlich lange Hebelarme zu den jeweiligen Drehachsen auf. Sind zusätzlich Bewegungsfreiheitsgrade wie die Kabinenlagerung zwischen zweier solcher Baugruppen eingebracht, so wird die Interpretation der Schwingungssignale erschwert, da diese sowohl durch das Schwingungsverhalten als auch durch die unterschiedlich langen Hebelarme beeinflusst werden.

Ziel ist es, das Schwingungsübertragungsverhalten der Kabinenlagerung auch in horizontalen Richtungen direkt aus den Sensorsignalen ablesbar zu gestalten. Hierzu wird der Einfluss der Hebelarme eliminiert, indem alle Sensorpositionen (rahmen-, kabinen-, sitzfest) in einem einzigen Punkt zusammengefasst werden. Somit repräsentieren die Sensorsignale einzig den Einfluss der zwischen den Körpern angebrachten Schwingungssysteme. **Abbildung 8.5** zeigt eine schematische Darstellung der Problematik.

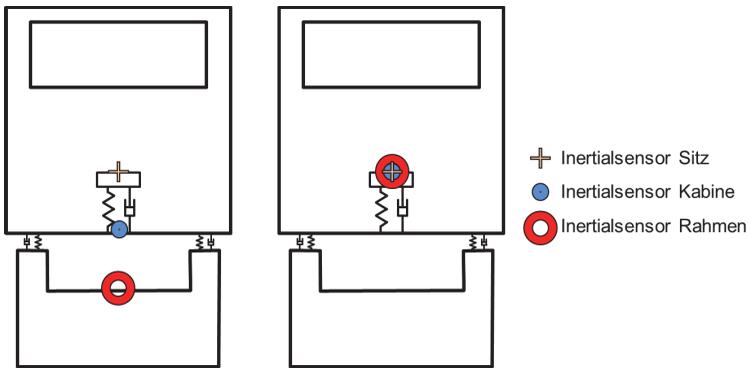


Abbildung 8.5: Platzierung der Inertialsensoren am Realfahrzeug (links) sowie Eliminierung der Hebelarmeinflüsse am Simulationsmodell (rechts) - Schematische Rückansicht

### 8.3.2.3 Behandlung der geschlossenen kinematischen Ketten der Hubkinematik

Die Hubkinematik des Realfahrzeugs stellt die beiden Freiheitsgrade Heben und Kippen dar. Sie bietet dabei einen gewissen Grad an Parallelführung der Schaufel während des Hubvorgangs, sodass deren Winkel nicht mittels des Kippfreiheitsgrades manuell nachkorrigiert werden muss. Hierbei entstehen sogenannte geschlossene, kinematische Ketten, welche besondere Herausforderungen an die Simulation stellen.

Durch die zusätzlichen Zwangsbedingungen einer geschlossenen kinematischen Kette im Vergleich zu einer offenen Kette ergibt sich die Notwendigkeit zur Lösung eines differentiell-algebraischen Gleichungssystems, wozu üblicherweise iterative Verfahren eingesetzt werden. Da dies allerdings typischerweise höhere Anforderungen an die Rechenzeiten stellt, ist nach Möglichkeit eine Modellreduktion vorzunehmen. [62]

Im Falle des aktuellen Gesamtfahrzeugmodells ist die Aufgabe der Hubkinematik auf die Wirkung des Fahrschwingungstilgers beschränkt. Aufgrund der Anforderungen an minimale Rechenzeiten wird daher auf den ungenutzten Kippfreiheitsgrad verzichtet. Gleichzeitig entfallen damit die geschlossenen kinematischen Ketten. Diese Annahme ist zulässig, da sich das Hubgerüst in der Funktion des Schwingungstilgers nur um wenige Winkelgrade bewegt und somit die Parallelführung der Schaufel und eine evtl. verbundene Schwerpunktsverschiebung des gesamten Hubarms in der Bewegung vernachlässigt werden kann.

Durch diese Modellreduktion kann der Rechenzeitbedarf des Gesamtfahrzeugmodells in diesem Fall um den Faktor Vier reduziert werden. **Abbildung 8.6** zeigt den schematischen Aufbau der Hubkinematik vor bzw. nach der Modellreduktion.

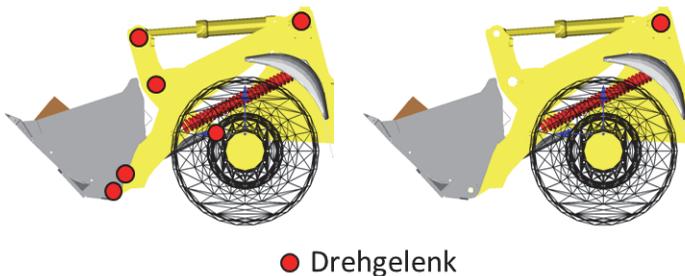


Abbildung 8.6: Gelenkpositionen des realen Hubgerüsts (links) und Vereinfachung im Modell (rechts)

## 8.4 Reifenmodellierung

Die schwingungstechnischen Eigenschaften der Reifen nehmen besonders bei un- oder teilgefederten Fahrzeugen eine Schlüsselrolle ein. Aufgrund von fehlenden Aufbaufederungen bestimmen die Federungs- und Dämpfungseigenschaften der Reifen maßgeblich die in den Fahrzeugrahmen eingeleiteten Kraftverläufe und damit seine Bewegungen. [20]

Bei der Modellierung des vorliegenden Fahrzeugs wird daher ein besonderer Fokus auf die realistische Abbildung des Reifenverhaltens gelegt. Die folgenden Abschnitte zeigen die in dieser Arbeit zugrundeliegenden Anforderungen an die Reifenmodellierung auf und beschreiben die Vorgehensweise der Parametrierung, Kopplung mit dem Radladermodell und Validierung mittels Messdaten.

### 8.4.1 Anforderungen

Folgende Auflistung stellt die erarbeiteten Anforderungen an Reifenmodelle in dieser Arbeit dar:

- Eignung für Komfortuntersuchungen (0 - 20 Hz Gültigkeit)
- Geeignet für beliebig unebene Untergründe und Einzelhindernisse
- Möglichkeiten zur freien Untergrundmodellierung
- Gültigkeit für große Bandbreite möglicher Radlasten
- Stabiler Betrieb auch bei abhebenden Rädern
- Realistisches Umschließen von kleinen Hindernissen (Enveloping)
- Flexibilität bzgl. verfügbarer Reifenparameter
- Akzeptable Rechenzeiten (max. 100 x Echtzeit)

### 8.4.2 Verfügbare Modelle

Aufgrund der Anforderungen entfallen sowohl die rein empirischen Modelle (keine kurzwelligen Anregungen, schmaler Gültigkeitsbereich) als auch die FE-Modelle (Hohe Rechenzeiten, fehlendes Wissen um Parameter). Grundsätzlich eignen sich sowohl semiempirische sowie physikalisch motivierte Modelle. Eine gute Übersicht über die Eigenschaften und Anwendungsgrenzen verschiedenster Reifenmodelle ist [17] zu entnehmen.

In dieser Arbeit wird das strukturdynamische Reifenmodell *FTire* verwendet, welches die gestellten Anforderungen erfüllt und insbesondere in den Punkten Recheneffizienz und Flexibilität bzgl. Reifendaten und Bodenmodellen Alleinstellungsmerkmale aufweist. Das externe Reifenmodell *FTire* wird mit eigenem Solver ausgeliefert und per Co-Simulation an das verwendete Systemsimulationstool *SimulationX* angebunden. Die im Rahmen dieser Arbeit erstellte Co-Simulationsschnittstelle zur Kopplung der genannten Programme wird in **Kapitel 8.4.3** beschrieben.

Am Beispiel des betrachteten Radladers der 11 t Klasse (*Liebherr L528*) mit einem Reifennennendurchmesser von 1340 mm und einer maximalen, statischen Radlast von bis zu 70 kN wird die Notwendigkeit gegenüber einer Flexibilität in der Reifenparametrierung deutlich. Können typische PKW-Reifen noch auf zahlreich vorhandenen Prüfständen statisch und dynamisch vermessen werden, so stellt die Parameterbestimmung der verwendeten Erdbewegungsreifen den Anwender vor größere Schwierigkeiten.

Je nach Anforderungen an die abzubildende Dynamik kann das verwendete Reifenmodell *FTire* hierbei mit unterschiedlich detaillierten Parametersätzen bestückt werden. Über das verfügbare Tool „*FTire Fit*“ können zudem reale Prüfstandsversuche nachgebildet werden, wobei über iteratives Parameterfitting die notwendigen Reifendaten bestimmt werden.

### 8.4.3 Reifenmodellschnittstelle FTire - SimulationX

Zu Beginn der Arbeit stand keine Schnittstelle zur Realisierung der Co-Simulation zwischen dem gewählten Systemsimulationstool *SimulationX* und dem externen Reifenmodell *FTire* zur Verfügung. Als Teilaufgabe der Arbeit wird somit ein solches Interface entwickelt.

*FTire* wird mit dem sogenannten *cosin tire interface (cti)* ausgeliefert, womit auf alle Funktionalitäten von außerhalb zugegriffen werden kann. Hierzu sind alle Funktionen in einer *Dynamic Link Library (.dll)* hinterlegt. [19]

Um die Schnittstelle zu realisieren, wird in *SimulationX* ein eigenes Objekt („Eigener Typ“) erstellt, welches wie andere Objekte in beliebige Simulationsmodelle eingebunden werden kann. Das Objekt ist mit je vier kinematischen bzw. kinetischen 3D-MKS-Anschlüssen ausgestattet, sodass es einerseits an die Fahrzeugachsen angekoppelt werden kann und andererseits die Möglichkeit bietet, die vom Reifenmodell nicht berücksichtigten Drehträgheiten (Felge, Teile des Reifens) im MKS-Modell ankoppeln zu können.

Gegenüber des Fahrzeugmodells in *SimulationX* kann die Anbindung von *FTire* durch die erstellte Schnittstelle als Kraftelement interpretiert werden. Innerhalb des Quellcodes des neuen Typs „Reifenschnittstelle“ wird die Kommunikation mittels externer Funktionsaufrufe definiert. Folgende Auflistung beschreibt die einzelnen Abläufe vor, während und nach der Simulation.

- Vor der Simulation
  - Initialisierung der Kommunikation (*ctiCallingSolver*)
  - Übergabe der Reifendatensätze (*ctiLoadTireData*)
  - Übergabe der Bodendatensätze (*ctiLoadRoadData*)

- Während jedes Berechnungsschrittes (*ctiComputeForces*)
  - Übergabe der Positionen, Orientierungen und Bewegungsgeschwindigkeiten der vier Reifen
  - Berechnung der Kontaktkräfte und -momente in *FTire*
  - Rückgabe der Kraft- und Momentenvektoren an *SimulationX*
- Nach Abschluss der Simulation
  - Beenden der Kommunikation, Freigabe der Lizenz

Wie in der Liste zu erkennen ist, werden die Pfade zu den Parameterdateien der Reifen und Bodengeometrien für jedes der vier Räder in *SimulationX* festgelegt und über das Interface an *FTire* übergeben. Somit können alle für die Darstellung eines Fahrmanövers relevanten Daten rein via *SimulationX* definiert werden, womit die Bedienbarkeit und die spätere Automatisierung dieses Prozesses deutlich vereinfacht wird.

**Abbildung 8.7** zeigt eine Visualisierung der Kommunikation der beiden Programme innerhalb jedes Rechenschritts. Die Rechenzeit  $t$ , die Felgenposition  $x$ , -orientierung  $R$ , -geschwindigkeit  $v$  und -winkelgeschwindigkeit  $om$  werden dabei in jedem Rechenschritt an *FTire* übergeben und die Kraft- und Momentenvektoren  $F$  bzw.  $M$  zurückgelesen.

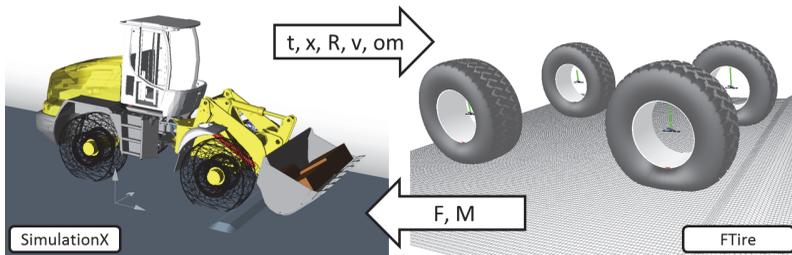


Abbildung 8.7: Prinzip der Kommunikation zwischen SimulationX und FTire

### 8.4.4 Parametrierung und Validierung

Da von den Herstellern der verfügbaren Reifen direkt keine an die Bedürfnisse von *FTire* angepassten Datensätze bezogen werden können, ist es notwendig, einen solchen Datensatz aus den beschränkt vorhandenen Reifenparametern zu generieren. Hierzu stehen sowohl die Datenblätter des betrachteten Reifens (Abmessungen, physikalischer Aufbau, statische Steifigkeitskennlinien) als auch weitere Informationen zum Längs- und Seitenkraftverhalten sowie zur Dämpfung zur Verfügung.

*FTire* stellt, wie beschrieben, das Modul *FTire-Fit* zur Verfügung, welches es ermöglicht, real durchgeführte Prüfstandsversuche virtuell nachzubilden und die für *FTire* intern notwendigen Parameter durch Verhaltensfitting iterativ zu bestimmen.

Da analog zum Beispiel der Kabinenlager (siehe **Kapitel 8.3.1.2**) auch bei der Modellierung des Reifenverhaltens insbesondere die Eigenschaften der Dämpfung nur beschränkt bekannt sind, wird das gleiche Vorgehen wie bisher verfolgt. Dabei wird zuerst ein Parametersatz aus den bekannten Parametern als Ausgangsbasis erstellt und mittels Parameteridentifikation eine nachfolgende Optimierung der Parameter mit dem Ziel optimaler Abbildungsgüte durchgeführt. Die variablen Eigenschaften während der Parameteridentifikation betreffen auch hier vor allem das Dämpfungsverhalten des Reifens.

Nachdem die von *FTire* benötigten Reifenparameter mittels *FTire-Fit* bestimmt wurden, ist bereits sichergestellt, dass das Modellverhalten in den zugrundeliegenden Testszenarien und Lastfällen dem vorgegebenen Sollverhalten bestmöglich entspricht. Die im zweiten Schritt erfolgte Validierung des Reifenverhaltens bei virtuellen Versuchen mit dem Gesamtfahrzeug wird im folgenden Kapitel vorgestellt.

## 8.5 Validierung Gesamtfahrzeugmodell

In diesem Abschnitt wird ein Überblick über die erreichte Abbildungsgüte des Gesamtfahrzeugmodells geboten, indem Ergebnisse aus realen sowie korrespondierenden virtuellen Fahrversuchen gegenübergestellt werden.

### 8.5.1 Krafteinleitung

Bei der Durchführung von Einzelhindernisüberfahrten und Schlechtwegstrecken kommt der realistischen Krafteinleitung der Reifen in den Fahrzeugrahmen große Bedeutung zu. **Abbildung 8.8** gibt einen beispielhaften Einblick in die erreichte Abbildungsgüte während einer Schwellenüberfahrt. Zum Zeitpunkt  $t = t_1$  treffen dabei die Vorderräder auf das Hindernis.

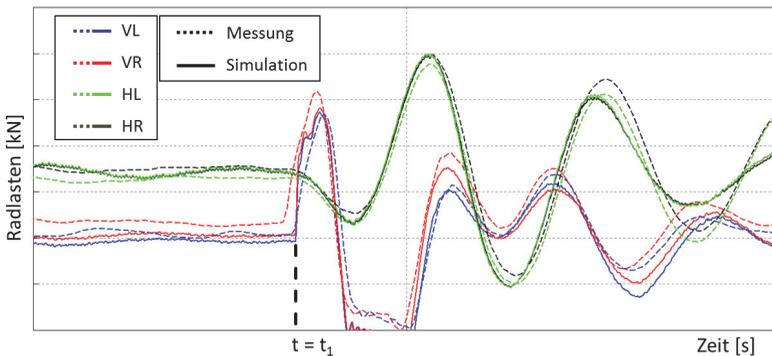


Abbildung 8.8: Radlastverläufe über der Zeit während einer Schwellenüberfahrt mit 20 km/h.

Um die Reproduzierbarkeit des realen Fahrversuchs zu erhöhen, wird die Schwelle ausschließlich mit der Vorderachse überfahren. Wie in der ver-

gleichenden Darstellung zu erkennen ist, liegt dabei eine zufriedenstellende Übereinstimmung der gemessenen und simulierten Radlastverläufe vor.

### 8.5.2 Eigenlenkverhalten und dynamische Radlastverteilung

Die Prüfung der Abbildungsgüte des Fahrzeugmodells während der beschleunigten Kreisfahrt erfolgt über die Gegenüberstellung des realen und simulierten Eigenlenkverhaltens sowie der Radlastverteilung während des Manövers. **Abbildung 8.9** zeigt die die Verläufe der Gierwinkelgeschwindigkeit über der Fahrgeschwindigkeit zur Quantifizierung des Eigenlenkverhaltens in beiden Beladungszuständen.

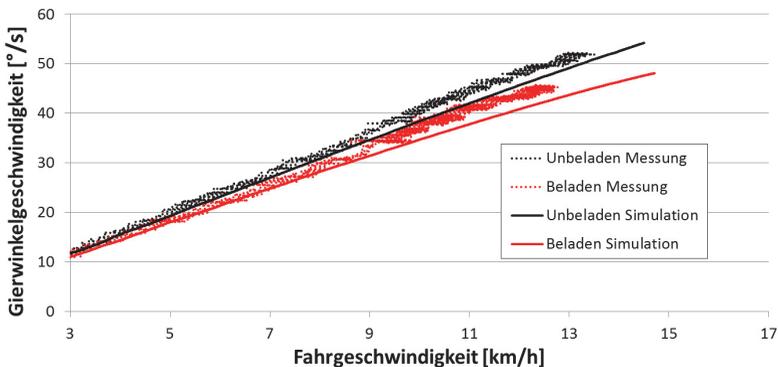


Abbildung 8.9: Gierwinkelgeschwindigkeit über der Fahrgeschwindigkeit von realem und virtuellem Fahrzeug während der beschleunigten Kreisfahrt

Es ist zu erkennen, dass die Tendenz des Fahrzeugs, bereits im unbeladenen Zustand ein untersteuerndes Eigenlenkverhalten darzustellen, von dem virtuellen Fahrzeug ebenfalls dargestellt wird. Auch das weiter verstärkte Untersteuerverhalten mit steigender Beladung wird analog zum realen Fahrzeugverhalten realistisch abgebildet. Allerdings zeigt sich am virtuel-

len Radlader unabhängig von der Beladung ein stärkeres Untersteuerverhalten. Da das grundsätzliche Verhalten allerdings hinreichend genau abgebildet wird, erfolgt keine weitere Optimierung der Reifenkennlinien.

**Abbildung 8.10** zeigt die Verteilung der Radlasten über der Fahrgeschwindigkeit während der beschleunigten Kreisfahrt. Deren realistische Abbildung ist notwendig, um anhand des virtuellen Fahrmanövers im späteren Verlauf das dynamische Kippverhalten quantifizieren zu können.

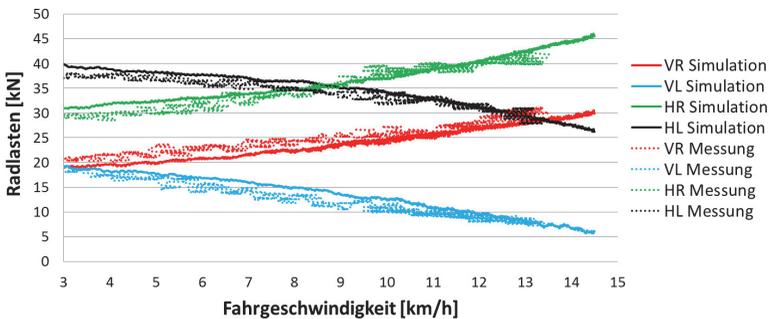


Abbildung 8.10: Radlastverteilung des unbeladenen Fahrzeugs über der Fahrgeschwindigkeit während der beschleunigten Kreisfahrt

Das Modell zeigt eine hinreichend genaue Abbildung der Radlastverteilung während des Fahrmanövers, sodass einer virtuellen Untersuchung des seitlichen, dynamischen Kippverhaltens nichts im Wege steht.

### 8.5.3 Überschwingverhalten

Ziel der Simulation des Fahrmanövers „Lenkwinkelsprung“ ist die Quantifizierung des Überschwing- und Abklingverhaltens. **Abbildung 8.11** zeigt beispielhaft das Überschwingverhalten der Gierwinkelgeschwindigkeit während eines Lenkwinkelsprungs mit 20 km/h bei unbeladenem Fahrzeug. Das

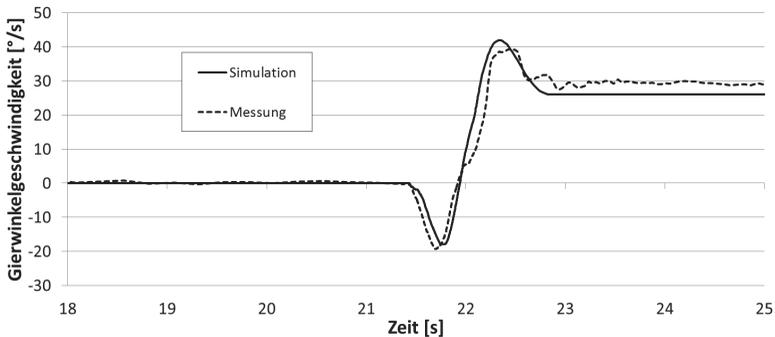


Abbildung 8.11: Überschwingverhalten der Gierwinkelgeschwindigkeit während des Lenkwinkelsprungs (unbelasten)

Modell stellt das Überschwingverhalten des Realfahrzeugs hinreichend genau dar, wobei sich aufgrund der bereits beschriebenen Neigung zu stärkerem Untersteuerverhalten für das Simulationsmodell ein geringeres Niveau der Gierwinkelgeschwindigkeit in der anschließenden, stationären Kreisfahrt einstellt ( $t > 23$  s).

### 8.5.4 Fazit

Wie in den vorherigen Kapiteln dargestellt wurde, kann das reale Fahrzeugverhalten in den betrachteten Teilbereichen für die gestellte Aufgabe hinreichend genau wiedergegeben werden. Somit steht ein parametrisches Gesamtfahrzeugmodell zur Verfügung, welches sich für Untersuchungen in den Bereichen Schwingungskomfort, Fahrdynamik und Kippverhalten eignet.

In dem im nächsten Kapitel vorgestellten, automatisierten Simulationsprozess stellt das validierte Gesamtfahrzeugmodell die Basis für weitere Untersuchungen und Optimierungen dar.



## 9 Automatisierter Simulationsprozess

Innerhalb der folgenden Unterkapitel wird der in dieser Arbeit entwickelte, automatisierte Simulationsprozess vorgestellt. Vorbild dieses Ansatzes ist die intuitive Herangehensweise von professionellen Versuchsfahrern bei der Verhaltensbewertung realer Prototypen.

Wird ein Testfahrer mit der Aufgabe betraut, ein Fahrzeug zu bewerten, so wird er verschiedenste typische Betriebszyklen durchfahren und weitere, oft über Jahre entstandene Testszenarien absolvieren, um einen differenzierten Gesamteindruck zu gewinnen. Dieser kann sowohl rein subjektiv als auch mit objektiven Daten durch einzelne Verhaltensmessungen gestützt sein. Mittels dieses differenzierten Gesamteindrucks wird wiederum die Entwicklung in die Lage versetzt, die nächsten Schritte zielgerichtet zu setzen.

### 9.1 Motivation

Das erstellte und validierte Gesamtfahrzeugmodell schafft die Möglichkeit, die Auswirkungen von Veränderungen an Teilsystemen der Maschine oder die Wirksamkeit neuer Konzepte realistisch vorherzusagen. Um eine Beschränkung auf eine einzelne Verhaltensdomäne entsprechend der Arbeitshypothese (siehe **Kapitel 2.3.1**) zu vermeiden, ist es dabei notwendig, das rekonfigurierte Simulationsmodell verschiedene Fahrmanöver absolvieren zu lassen und diese manöverspezifisch auszuwerten sowie die Ergebnisse zu interpretieren.

Die manuelle Konfiguration des Fahrzeugmodells zur Durchführung verschiedenster Fahrmanöver ist nicht nur zeitaufwändig, sondern auch fehleranfällig. Zusätzlich sind zur Auswertung der verschiedenen, immer wiederkehrenden Fahrmanöver jeweils spezifische Ergebnisgrößen relevant, welche je nach betrachtetem Fahrzeugverhalten unterschiedlich verarbeitet und visualisiert werden sollten, um eine effektive Interpretation zu unterstützen.

Es wird daher ein auf die Aufgabe zugeschnittener Simulationsprozess zur Automatisierung dieser Aufgaben entwickelt. Dieser soll den Anwender in die Lage versetzen, die Auswirkungen einer Rekonfiguration des verfügbaren Gesamtfahrzeugmodells auf das globale Fahrzeugverhalten bezüglich Fahrdynamik, Schwingungskomfort und Kippsicherheit effizient bewerten zu können. Ziel ist es, die einfache Interpretation der Ergebnisse und das Erkennen von Entstehungseffekten und Zusammenhängen dabei durch eine angepasste Datenverarbeitung und -visualisierung aktiv zu unterstützen.

Der Prozess soll sowohl die Analyse und Optimierung bestehender, passiver Systeme ermöglichen, als auch die Entwicklung neuartiger Ansätze mit adaptivem bzw. (semi-)aktivem Verhalten, um bestehende Zielkonflikte aufzulösen. Neuartige Konzepte jedweder Art sollen virtuell integriert und ihr globales Potenzial effizient untersucht werden können. Ein besonderer Fokus liegt dabei auf der Unterstützung einer ganzheitlichen Abstimmung der Teilsysteme, um maximale Potenziale erschließen zu können.

**Abbildung 9.1** zeigt eine prinzipielle Darstellung der beschriebenen Herangehensweise zur Bestimmung des globalen Fahrzeugverhaltens eines zentralen Fahrzeugmodells anhand verschiedenster Fahrmanöver und zugeordneten, manöverspezifischen Datenauswertungen. Die tatsächlich zum Einsatz kommenden Fahrmanöver sowie die angekoppelten Auswerterroutinen werden im späteren Verlauf dieses Kapitels erläutert.

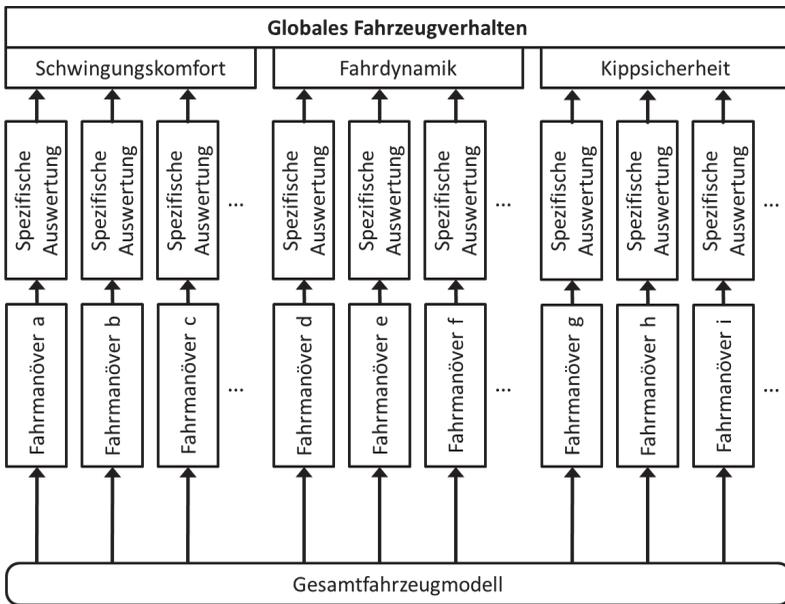


Abbildung 9.1: Bestimmung des globalen Fahrzeugverhaltens anhand verschiedener Fahrmanöver und zugeordneten, manöverspezifischen Datenauswertungen

## 9.2 Kerneigenschaften

Der entwickelte Simulationsprozess verfügt über folgende Kerneigenschaften, deren Umsetzung in den nachfolgenden Kapiteln näher beschrieben wird:

- Integration von Fahrmanövern zur Prüfung des Fahrzeugverhaltens in den Domänen Fahrdynamik, Schwingungskomfort und Kippsicherheit
- Manöverspezifische Datenauswertung - Unterstützung bei der Interpretation des Fahrzeugverhaltens

- Fokus auf die ganzheitliche Abstimmung aller vorhandenen Teilsysteme und grundlegenden Fahrzeugparameter
- Mehrere Ebenen der Ergebnisvisualisierung - Gesamtüberblick über das globale Fahrzeugverhalten und weitreichende Detailauswertungen
- Erstellen von Ablagestrukturen zur übersichtlichen Organisation der Ergebnisse
- Aktive Unterstützung des Erkennens von Entstehungseffekten einzelner Ergebnisse durch spezifische Untersuchungen
- Darstellung von Sonderuntersuchungen zur systematischen Prüfung der Kippstabilität und des Gesamtschwerpunkts des Fahrzeugs
- Automatisierte Variantenstudien - Durchführung aller gewählten Fahrmanöver und Sonderuntersuchungen mit mehreren, zentral definierbaren Modellvarianten
- Flexible Bedienung - Die Menge der durchgeführten Fahrmanöver und Sonderuntersuchungen ist frei wählbar
- Vorherige Abschätzung der Gesamtrechnzeit - Planbarkeit zeitaufwändiger Berechnungen wird unterstützt
- Konsequenter modularer Aufbau - Hinzufügen von Fahrmanövern und Zuweisen von Auswerterroutinen ohne Codeeingriff möglich

### 9.3 Aufbau

Der automatisierte Simulationsprozess besteht aus den Komponenten Simulationssteuerung, Gesamtfahrzeugmodell, zentrale Parameterdatenbank und einer Datenauswertungseinheit.

In den folgenden Unterkapiteln werden die einzelnen Komponenten des Simulationsprozesses detaillierter beschrieben und die Interaktion der beteiligten Softwaretools erläutert.

### 9.3.1 Toolkette

Zur Realisierung der einzelnen Teilmodule des entwickelten Simulationsprozesses wird auf verbreitete, kommerzielle Softwareprogramme zurückgegriffen.

Simulationssteuerung und Datenauswertungseinheit sind in *Mathworks Matlab* realisiert und weiter untergliedert in einzelne Skripte und Funktionen um die Modularität und Übersicht zu fördern.

Die Darstellung der Parametersätze zur Definition der einzelnen Fahrmanöver und Sonderuntersuchungen sowie die Vorgaben für die Variantenstudien werden mittels *Microsoft Excel* realisiert. Die angebundene Simulationssteuerung ist dabei so aufgebaut, dass ein in *Excel* zusätzlich definiertes Fahrmanöver automatisch erkannt und bei Start des Prozesses entsprechend zur Auswahl gestellt wird.

Zur Modellierung und Simulation des Radladers werden - wie in **Kapitel 8** erläutert - *ITI SimulationX* sowie *cosin FTire* verwendet. **Abbildung 9.2** zeigt eine Übersicht der Interaktionen aller beteiligter Softwaretools. *Matlab* dient innerhalb des Prozesses als Master, welcher ebenfalls die Benutzerschnittstelle darstellt. Zum Prozessstart werden alle Parameter zur Definition der einzelnen Vorgänge aus *Excel* importiert, wonach der Anwender über die *Matlab*-Benutzerschnittstelle definiert, welche Fahrmanöver, Variantenstudien und Sonderuntersuchungen durchgeführt werden.

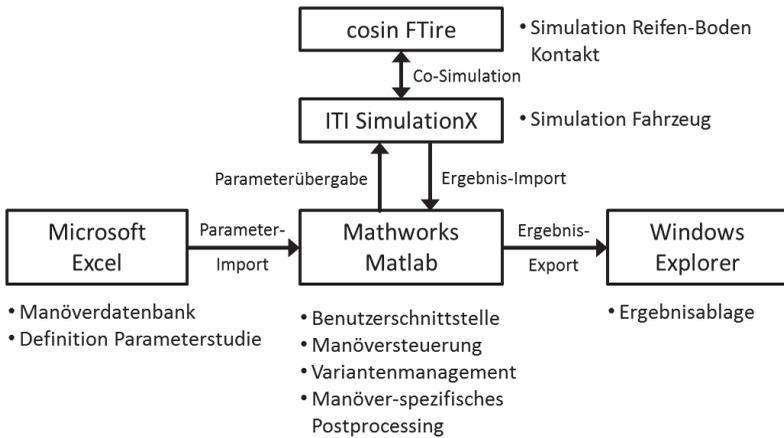


Abbildung 9.2: Interaktionen der einzelnen Softwareprogramme innerhalb des Simulationsprozesses

Neben beliebigen Parameterstudien am primären Simulationsmodell ist es hierbei möglich, bis zu drei Pfade zu alternativen Simulationsmodellen anzugeben. Diese im Weiteren als zusätzliche Varianten behandelten Modelle können vom Benutzer im Vorfeld beliebig angepasst werden - so z.B. auch in ihrer Modellstruktur, um über Parameterveränderungen hinausgehende Vergleichsstudien zu unterstützen.

Für jede Auswahl wird dabei die erwartete Gesamtrechenzeit in Echtzeit berechnet und dargestellt, womit eine zeitliche Planung von umfangreichen Variantenstudien, beispielsweise über Nacht, unterstützt wird. Hierzu werden die für die gewählten Fahrmanöver definierten Simulationszeiten  $T_i$  aufsummiert und mit dem RTF (Realtime-Faktor der Simulation) sowie der Anzahl an Fahrzeugvarianten  $n$  multipliziert. Da die im Folgenden beschriebenen Sonderuntersuchungen ebenfalls für sich eine Kombination von Fahrmanövern darstellen, erfolgt deren Zeitschätzung analog.

$$T_{Fahrmanoever} = n \cdot RTF \cdot \sum_i T_i T_{Gesamt} = T_{Fahrmanoever} + \sum_j T_{Sonderunt.} \quad (9.1)$$

Der Realtime-Faktor stellt dabei das Verhältnis von Rechenzeit zur Simulationszeit dar, wobei  $RTF = 10$  beispielsweise bedeutet, dass 10 Sekunden Rechenzeit für eine Sekunde Simulationszeit aufgewendet werden müssen. Der  $RTF$  wird dabei einmalig für die bestehende Kombination aus Simulationskonfiguration und Rechenhardware ermittelt und als Parameter hinterlegt.

**Abbildung 9.3** zeigt eine Darstellung der Benutzerschnittstelle. Nach Bestätigung der zu erwartenden Gesamtdauer der Simulationen durch den Benutzer werden die gewählten Fahrmanöver und Sonderuntersuchungen sukzessive von allen Modellvarianten abgearbeitet, indem die importierten Parametersätze von *Matlab* über die *COM-Schnittstelle* nach *SimulationX* übergeben werden und dort die Simulation ferngesteuert ausgelöst wird.

Im Falle einer aktiven Variantenstudie wird die Rekonfiguration des Simulationsmodells ebenfalls von *Matlab* über die *COM-Schnittstelle* vorgenommen.

Nach Abschluss jeder einzelnen Simulationsrechnung erfolgt der Reimport der Ergebnisdaten nach *Matlab*, womit alle Ergebnisverläufe im *Matlab*-Workspace für weiteres Postprocessing zur Verfügung stehen. Schließlich werden nach erfolgtem Postprocessing alle Ergebnisse und Visualisierungen in einer eigens generierten Ordnerstruktur übersichtlich abgelegt, wobei die verschiedenen Ebenen der Ergebnisdarstellung hierbei zur Geltung kommen. **Abbildung 9.4** erläutert den beschriebenen Ablauf.

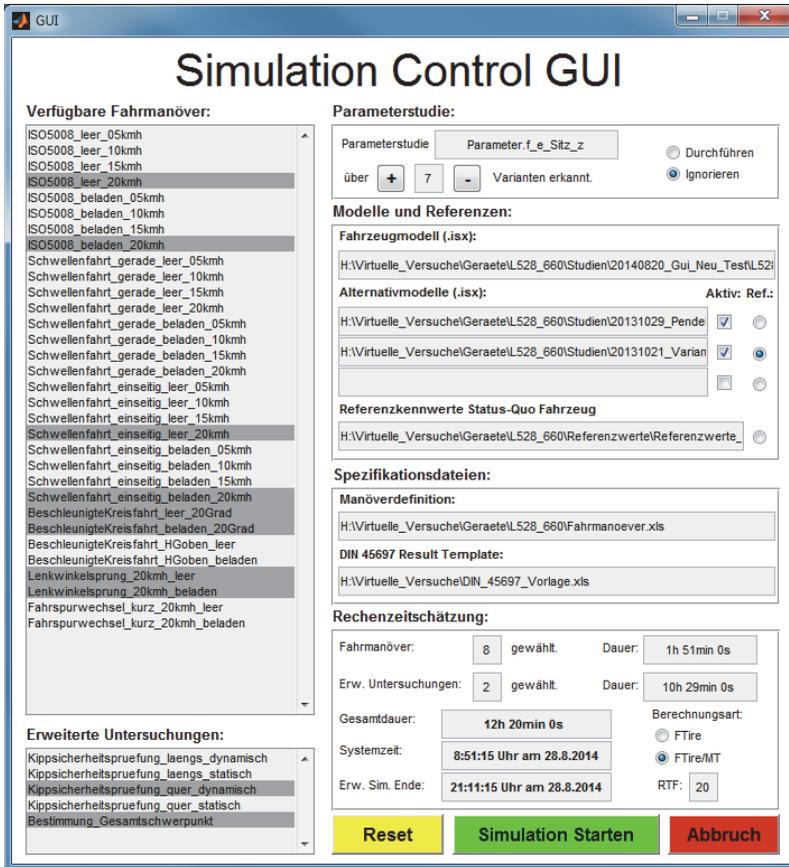


Abbildung 9.3: Benutzerschnittstelle der Simulationssteuerung

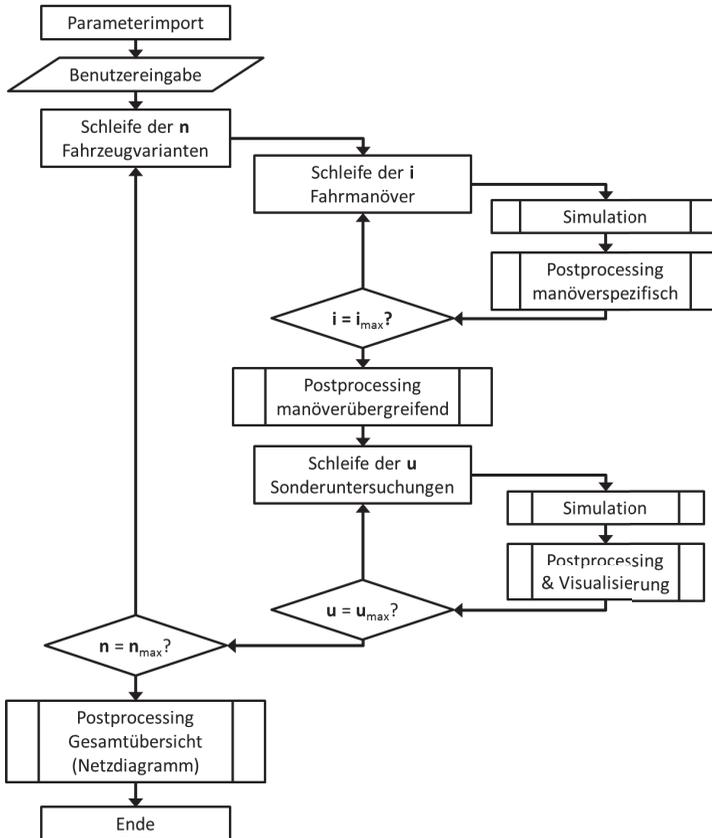


Abbildung 9.4: Schematischer Ablauf innerhalb des Simulationsprozesses

### 9.3.2 Parameterdefinition

Die Manöverdefinition ist auf die Durchführung von Open-Loop-Fahrmanövern abgestimmt, da hiermit das reine Maschinenverhalten abgeprüft wird und kein Einfluss eines Fahrermodells auf die Ergebnisse besteht. Die Erweiterung um die Fähigkeit, Closed-Loop-Manöver durchführen zu können, besteht, wird zur Lösung der aktuellen Aufgabenstellung jedoch nicht verfolgt.

**Tabelle 9.1** zeigt den Umfang eines Datensatzes, der zur vollständigen Definition eines Fahrmanövers notwendig ist. In diesem Beispiel wird eine Überfahrt einer ISO5008-Schlechtwegstrecke in einer gewissen Fahrzeugkonfiguration definiert.

<b>Parameter</b>	<b>Beispielhafte Ausprägung</b>
Manövername	ISO5008_beladen_20kmh
Zugeordnete Auswerteroutinen	10011110100101010110100101
t_Datenauswertung	4.25 s
t_max	21.8 s
Startposition	{-15.2,0,0} m
Geschwindigkeitskennlinie	v_Kennlinie_0_0_20_20
Lenkwinkelkennlinie	Lenkwinkel_0
Hubgerüstposition	1
Beladungszustand	3
Reifendatensatz Vorderachse	C:\Reifendaten\Vorderreifen.tir
Reifendatensatz Hinterachse	C:\Reifendaten\Hinterreifen.tir
Bodenmodell VR	C:\Bodendaten\ISO5008.rgr
Bodenmodell VL	C:\Bodendaten\ISO5008.rgr
Bodenmodell HR	C:\Bodendaten\ISO5008.rgr
Bodenmodell HL	C:\Bodendaten\ISO5008.rgr
Gravitationsvektor	{0,0,-gravity}

Tabelle 9.1: Datensatz zur vollständigen Definition eines Open-Loop Fahrmanövers

Der bereits in **Kapitel 8.3.2** beschriebene, parametrische Modellaufbau erlaubt es, die Stellung des Hubgerüsts und den Beladungszustand mittels eines einzelnen Zahlenwertes zu definieren. Ausgehend von dieser globalen Definition werden modellintern weitere, vordefinierte Parameter abgerufen.

Die Definition des Zeitpunktes  $t_{\text{Datenauswertung}}$  dient zur Festlegung des Zeitfensters, welches für das Postprocessing relevant ist. Während die Simulation Ergebnisverläufe für den Zeitraum von  $t = 0$  bis  $t = t_{\text{max}}$  generiert, wird für das Postprocessing ausschließlich der Bereich zwischen  $t = t_{\text{Datenauswertung}}$  bis  $t = t_{\text{max}}$  herangezogen. Am Beispiel der Schlechtwegfahrt nach ISO5008 wird damit die Beschleunigung des Fahrzeugs auf die konstante Prüfgeschwindigkeit und das Auffahren auf den Schlechtweg aus der Ergebnisbetrachtung entfernt.

Im gleichen Anwendungsbeispiel dient die Definition des Parameters *Startposition* dazu, den Radlader so weit vor den Schlechtweg zu platzieren, dass er nach Ende seiner Beschleunigungsphase gerade auf diesen auffährt.

Zur Festlegung der Sollverläufe für Fahrgeschwindigkeit und Lenkwinkel wird der Weg beschritten, alle notwendigen Kennlinien direkt in das Simulationsmodell zu integrieren und via *Matlab* zu steuern, welche der Kennlinien im aktuellen Simulationsdurchlauf mit den jeweiligen Aktuatoren verknüpft werden.

Weiterhin wird die Möglichkeit geschaffen, den Gravitationsvektor zu variieren, um Fahrversuche auf geneigten Ebenen darstellen zu können. Neben konstanten Verhältnissen können dabei auch zeitabhängige Funktionen hinterlegt werden, was beispielsweise bei der Prüfung der statischen Kippsicherheit (siehe **Kapitel 9.7.1**) genutzt wird.

### 9.3.3 Datenverarbeitungseinheit

Zur Auswertung der Ergebnisse wird ein standardisierter Datensatz des Modells definiert, welcher unabhängig vom durchgeführten Fahrmanöver nach Beendigung der Simulation an *Matlab* übergeben wird. Dieser Datensatz stellt die Gesamtheit der für alle Teilauswertungen notwendigen Ergebnisse dar und besteht aus Zeitverläufen verschiedener Kräfte, Relativwinkel, Positionen, Federwegen, Beschleunigungen und dergleichen.

Um die manöverspezifische Datenauswertung möglichst modular und erweiterbar zu gestalten, werden zunächst alle notwendigen Ergebnisdiagramme und Berechnungsroutinen in Form von Codemodulen in der Datenverarbeitungsroutine verwirklicht. Die Kopplung eines Fahrmanövers mit einer spezifischen Teilmenge der implementierten Auswerteroutinen geschieht schließlich über die Manöverdatenbank (siehe **Kapitel 9.6**).

Dieser Ansatz erlaubt es, bei der Definition weiterer Fahrmanöver direkt in *Excel* die zugeordneten Ergebnisvisualisierungen festzulegen, sodass nur in den *Matlab*-Code eingegriffen werden muss, sofern neuartige Auswerteroutinen kreiert werden. Ebenso kann eine neu definierte Auswerteroutine flexibel mit beliebigen bestehenden und neuen Fahrmanövern verknüpft werden.

Zusätzlich zum standardisierten Datensatz, der nach jeder Berechnung an *Matlab* übergeben und verarbeitet wird, wird die Möglichkeit geschaffen, beliebige zusätzliche Ergebnisvariablen der Simulationsumgebung via *Excel* zu definieren, die ebenfalls übertragen und visualisiert werden. Diese Option kann beispielsweise genutzt werden, um nach erfolgter Integration eines neuartigen Teilsystems in das virtuelle Fahrzeugmodell weitere Zustandsgrößen zu überwachen, die im ursprünglichen Radladermodell nicht vorhanden waren.

## 9.4 Fahrmanöver

Die implementierten Open-Loop-Fahrmanöver stellen die Grundlage zur Untersuchung des Fahrzeugverhaltens dar. Analog zur Definition der Fahrmanöver im experimentellen Abschnitt der Arbeit (siehe **Kapitel 6**) ist es auch in der Simulation notwendig, zur Bestimmung verschiedenster Verhaltensweisen Fahrmanöver zu absolvieren und spezifisch auszuwerten.

Die folgenden Kapitel beschreiben die implementierten Fahrmanöver zur Erfassung des Verhaltens in den Teildomänen Fahrdynamik, Schwingungskomfort und Kippsicherheit.

### 9.4.1 Schlechtwegfahrt ISO 5008

Analog zu den realen Versuchen mit dem messtechnisch ausgestatteten Fahrzeug wird die Schlechtwegstrecke *ISO 5008 smooth track* nach [7] in der Simulation implementiert. Die Verfügbarkeit dieses Bodenprofils in der Realität ermöglicht es damit jederzeit im späteren Verlauf eines Entwicklungsprojektes einen Prototypen reproduzierbar zu vermessen, um die Vorhersagegenauigkeit der Simulation rückwirkend prüfen zu können.

Zur Realisierung des Bodenprofils wird auf die in der angegebenen Norm hinterlegte Tabelle zurückgegriffen, welche die Höhen der in regelmäßigem Abstand angeordneten Elemente auf beiden Fahrspuren enthält. Es entsteht eine Schlechtwegstrecke mit einer Länge von 100 m mit zwei unterschiedlich profilierten Fahrspuren, sodass neben Hub- und Nickbewegungen auch Wankbewegungen bei der Überfahrt angeregt werden.

Die definierten Fahrmanöver umfassen das Überfahren der Strecke mit 5, 10, 15 sowie 20 km/h in Kombination mit den Beladungszuständen „Leere Schaufel“ sowie „Volle Beladung“. Da die Gesamtlänge der Strecke

konstant bleibt, wird die Simulationszeit je nach Fahrgeschwindigkeit entsprechend angepasst, sodass die Streckenlänge jeweils komplett überfahren wird. Jedes Manöver beginnt dabei auf einem ebenen Untergrund vor der Schlechtwegstrecke, woraufhin das Fahrzeug beschleunigt wird sowie Zeit bekommt auszuschwingen, bevor es mit konstanter Fahrgeschwindigkeit über das Bodenprofil fährt.

Der für die Datenauswertung relevante Zeitabschnitt beginnt mit dem Zeitpunkt, an dem die Hinterachse des Fahrzeugs auf den Weg aufgefahren ist und endet mit dem Erreichen des Streckenendes durch die Vorderachse.

### 9.4.2 Schwellenüberfahrt

Parallel zur Gestaltung der Schlechtwegfahrten wird auch bei der Darstellung der Hindernisüberfahrten darauf geachtet, dass die Versuche jederzeit mit dem korrespondierenden Realfahrzeug nachgestellt werden können. Demnach erfolgt die geometrische Definition der Schwelle entsprechend des real vorhandenen und in **Kapitel 6.4.4.2** beschriebenen Profils.

Die Möglichkeit der unabhängigen Zuweisung von Bodenprofilen zu einzelnen Instanzen des Reifenmodells wird genutzt, um eine einseitige sowie eine symmetrische Schwellenüberfahrt zu definieren. Im Falle der einseitigen Schwellenüberfahrt wird einem der Vorderräder dabei ein ebenes Bodenprofil zugewiesen.

Eine Zweitanregung durch die Hinterachse kann mit diesem Ansatz analog zu den Realversuchen ebenfalls durch das Zuweisen ebener Untergründe an den Hinterrädern verhindert werden.

### 9.4.3 Beschleunigte Kreisfahrt

Die Untersuchung des Eigenlenkverhaltens des Simulationsmodells sowie dessen querdynamischen Kippverhaltens geschieht mithilfe des Fahrmanövers „Beschleunigte Kreisfahrt“, wobei analog zum experimentellen Teil der Arbeit die Ausführung mit konstantem Knickwinkel gewählt wird. Zusätzlich zur Ausführung im realen Fahrversuch kann das Fahrzeug in der virtuellen Welt allerdings bis über die Stabilitätsgrenze des querdynamischen Kippens hinaus beschleunigt werden, womit die Lage dieser Grenze quantifiziert werden kann.

Zu Beginn der Simulationszeit erfolgt ein Einknicken auf den definierten Knickwinkel sowie eine Zeitphase zum Abklingen auftretender Schwingungen. Der für die Datenauswertung relevante Zeitabschnitt beginnt mit der Beschleunigung des Fahrzeugs entlang der Kreisbahn.

### 9.4.4 Lenkwinkelsprung

Die Praxisnähe des Fahrmanövers „Lenkwinkelsprung“ wird gewahrt, indem die maximale Knickwinkelgeschwindigkeit des realen Radladers bei der Definition der Lenkkennlinie beachtet wird. Anstatt einer mathematischen Sprungfunktion wird daher eine lineare Rampenfunktion hinterlegt, welche in ihrer Steigung an die im Realversuch bestimmte Knickwinkelgeschwindigkeit angelehnt ist.

Zu Simulationsbeginn wird das Fahrzeug beschleunigt und auf eine konstante Fahrgeschwindigkeit gebracht. Sobald ein stationärer Zustand erreicht wird, beginnt der Zeitraum der Datenerfassung. Der eigentliche Lenkwinkelsprung erfolgt entsprechend der beschriebenen Kennlinie. Anschließend wird die Simulation einige Sekunden weitergeführt, sodass Über- und Ausschwingvorgänge protokolliert werden können.

## 9.5 Ebenen der Ergebnisdarstellung

Mit Hinblick auf die Möglichkeit mittels des automatisierten Simulationsprozesses in kurzer Zeit große Mengen an Ergebnissen zu generieren, besteht die Notwendigkeit, diese dem Benutzer möglichst übersichtlich und leicht interpretierbar zur Verfügung zu stellen.

Es wird daher ein Konzept realisiert, welches drei Ebenen der Ergebnisdarstellung umfasst. Die oberste Ebene wird dabei durch eine Gesamtübersicht über das globale Fahrzeugverhalten dargestellt, welche auf skalaren Kennwerten zur Quantifizierung von Schwingungskomfort, Fahrdynamik und Kippsicherheit beruht. Erkennt der Benutzer nach Rekonfiguration des virtuellen Radladermodells eine Änderung des Fahrzeugverhaltens in einer dieser Teildomänen, so stehen in der zweiten und dritten Ergebnisebene spezifische Detailauswertungen zur Verfügung, die im nächsten Kapitel näher beschrieben werden.

Die folgende Auflistung beschreibt die drei implementierten Ergebnisebenen:

- Gesamtübersicht des globalen Verhaltens aller Fahrzeugvarianten durch Einzahlwerte - bestimmt anhand mehrerer, unterschiedlicher Fahrmanöver
- Manöverübergreifende Ergebnisse - Darstellung spezieller Verhaltenseigenschaften (Bsp. Schwingungskennwerte) bei verschiedenen Ausprägungen des gleichen Basismanövers
- Manöverspezifische Detailauswertungen

### 9.5.1 Erste Ergebnisebene - Eigenschaftsübersicht

Zur Visualisierung der einzahligen Verhaltenskennwerte in der Gesamtübersicht wird auf ein sogenanntes Netzdiagramm zurückgegriffen. Dieses

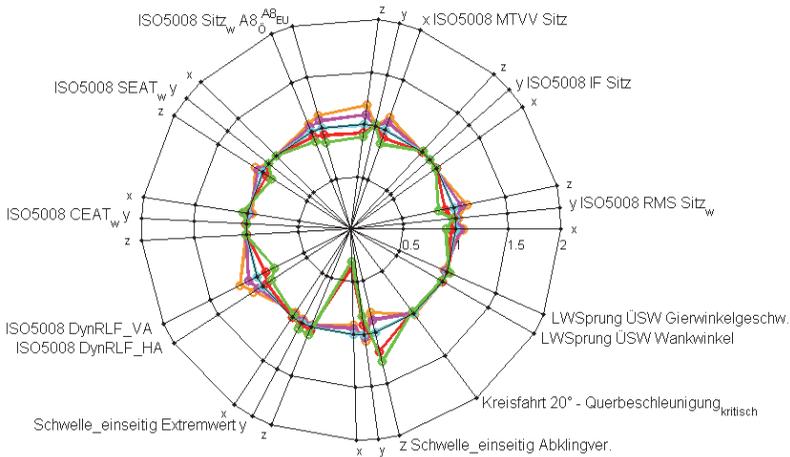


Abbildung 9.5: Beispielhafte Darstellung des gruppierten Netzdiagramms für eine Variantenrechnung am unbeladenen Fahrzeugmodell

erlaubt die übersichtliche Darstellung des globalen Verhaltens unterschiedlicher Fahrzeugvarianten anhand durch Linien verbundener Punkte auf mehreren, radial verlaufenden Eigenschaftsachsen. **Abbildung 9.5** zeigt eine beispielhafte Darstellung des realisierten Übersichtsdiagramms.

Im Gegensatz zu üblicherweise verwendeten Netzdiagrammen mit konstantem Winkel zwischen den Achsen wird in diesem Fall die Möglichkeit geschaffen, Achsen beliebig zu gruppieren. Somit können einzahlige Kennwerte beispielsweise für die drei Schwingungsrichtungen X, Y und Z getrennt dargestellt und für gesteigerte Übersichtlichkeit als Gruppe zusammengefasst werden.

Alle einzahligen Kennwerte werden während des Postprocessings auf das Verhalten des Status-Quo-Fahrzeugs normiert, sodass problemlos Kennwerte verschiedener Größenordnungen dargestellt werden können. Neben a priori abgespeicherten Kennwerten des Serienfahrzeugs besteht ebenfalls die Möglichkeit, innerhalb der graphischen Benutzeroberfläche eines der

optional definierbaren Alternativmodelle als Normierungsreferenz anzugeben (**Abbildung 9.3**).

Die Kennwerte werden insofern vorbereitet, dass eine logische Verbesserung immer einer Vergrößerung des Kennwertes entspricht und der entsprechende Punkt weiter vom Zentrum des Diagramms dargestellt wird. Dies ist notwendig, da sowohl Kennwerte verwendet werden, deren Erhöhung einer Verhaltensverbesserung entspricht (z.B. maximal vom Gesetzgeber gestattete Einsatzzeit bei vorherrschendem Schwingungsniveau) als auch solche, deren Verminderung als positiv zu beurteilen ist (z.B. Radlastschwankung).

Somit ist für den Benutzer auf einen Blick ersichtlich, in welchen Verhaltensdomänen logische Verbesserungen oder Verschlechterungen aufgrund der Anpassungen am Simulationsmodell erfolgt sind. Im Falle einer Variantenstudie wird das Verhalten aller Parametervarianten und zusätzlich das der Alternativmodelle dargestellt, sodass der Einfluss der Variationen auf das globale Fahrzeugverhalten ersichtlich wird.

Zur Darstellung des kompletten Netzdiagramms ist die Durchführung der folgenden Fahrmanöver notwendig:

- Schlechtwegfahrt (20 km/h)
- Schwellenfahrt einseitig (20 km/h)
- Lenkwinkelsprung (20 km/h)
- Beschleunigte Kreisfahrt

Für den beladenen und unbeladenen Zustand wird dabei jeweils ein eigenes Diagramm erstellt. Wird während der Manöverauswahl nur eine Teilmenge der genannten Fahrmanöver gewählt, so werden die nicht bestimmbar Kennwerte in der Visualisierung zu Null gesetzt.

Kennwert	Variable	Fahrmanöver
$RMS_w$	$a_{w,Sitz}$	ISO 5008 smooth track
$RMQ_w$	$a_{w,Sitz}$	ISO 5008 smooth track
IF	$a_{Sitz}$	ISO 5008 smooth track
$MTVV_w$	$a_{w,Sitz}$	ISO 5008 smooth track
$A8_{EU}$	$a_{w,Sitz}$	ISO 5008 smooth track
$A8_{Oe}$	$a_{w,Sitz}$	ISO 5008 smooth track
$SEAT_w$	$a_{w,Sitz}, a_{w,Kab}$	ISO 5008 smooth track
$CEAT_w$	$a_{w,Kab}, a_{w,Rahmen}$	ISO 5008 smooth track
$RLF_{dyn.}$	$F_{Rad,z,i}$	ISO 5008 smooth track
$a_{Sitz,max}$	$a_{Sitz}$	Schwellenfahrt einseitig
Log. Dekrement $\Lambda$	$a_{Sitz}$	Schwellenfahrt einseitig
$a_{y,krit.}$	$F_{Rad,z,i}, a_y$	Beschleunigte Kreisfahrt
$UeSW_{\Phi}$	$\Phi$	Lenkwinkelsprung
$UeSW_{\Psi}$	$\Psi$	Lenkwinkelsprung

Tabelle 9.2: Übersicht über die in das Übersichtsdiagramm implementierten, skalaren Verhaltenskennwerte

**Tabelle 9.2** umfasst die im Netzdiagramm dargestellten Verhaltenskennwerte, den jeweils zugrundeliegenden Werteverlauf sowie das zur Bestimmung notwendige Fahrmanöver. Die berechneten Kennwerte werden im weiteren Verlauf erläutert.

Zur Quantifizierung des Schwingungskomforts am Fahrersitz dienen die bereits in **Kapitel 3.5** erläuterten Kennwerte RMS, RMQ, IF sowie MTVV, wobei ein tiefgestelltes w (weighted) anzeigt, dass der Kennwert auf Basis des frequenzbewerteten Beschleunigungssignals berechnet wird. Zusätzlich werden die ebenfalls erläuterten A8-Werte für Europa sowie nach der alternativen Herangehensweise nach österreichischem Recht dargestellt.

Der Faktor  $SEAT_w$  (Seat Effective Amplitude Transmissibility weighted - Sitzübertragungsfaktor) beschreibt das Schwingungsübertragungsverhalten des Fahrersitzes als Quotient des bewerteten Beschleunigungseffektivwertes von Sitzpolster und Kabinenboden.

$$SEAT_w = \frac{RMS_{w,Sitz}}{RMS_{w,Kab}} \quad (9.2)$$

Analog hierzu wird der  $CEAT_w$  (Cabin Effective Amplitude Transmissibility weighted - Kabinenübertragungsfaktor) definiert.

$$CEAT_w = \frac{RMS_{w,Kab}}{RMS_{w,Rahmen}} \quad (9.3)$$

Der Kennwert  $RLF_{dyn}$ . (Dynamischer Radlastfaktor) ist definiert als das Verhältnis der Standardabweichung der dynamischen Radlast  $F_{Rad,z,dyn}$  zur statischen Radlast  $F_{Rad,z,stat}$  (siehe [61]):

$$RLF_{dyn} = \frac{\sigma(F_{Rad,z,dyn})}{F_{Rad,z,stat}} = \frac{\sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [F_{Rad,z}(t) - F_{Rad,z,stat}]^2 dt}}{F_{Rad,z,stat}} \quad (9.4)$$

Es werden dynamische Radlastfaktoren während der Schlechtwegfahrt für alle vier Reifen ermittelt, wobei im Netzdiagramm aus Gründen der Übersichtlichkeit jeweils nur die gemittelten Radlastfaktoren der Vorderachse sowie der Hinterachse dargestellt werden. Der dynamische Radlastfaktor stellt ein Maß der Kontrollierbarkeit dar. [61]

Das Abklingverhalten der Beschleunigungen am Fahrersitz nach einer Stoßanregung (Einzelhindernisüberfahrt) wird über das logarithmische Dekrement  $\Lambda$  bestimmt. Dieses stellt das logarithmische Verhältnis zweier Schwingungsamplituden nach einer gewissen Betrachtungszeit dar. Ein hoher Wert bedeutet, dass die Schwingungsamplitude schnell abklingt und ist somit als positiv zu bewerten. Details zu dem implementierten Bewertungsverfahren können **Kapitel 9.6.1** entnommen werden.

Die kritische Querbeschleunigung  $a_{y,krit.}$  stellt ein Maß für die dynamische Kippsicherheit dar. Zu ihrer Bestimmung wird eine beschleunigte Kreisfahrt mit konstantem Lenkwinkel durchgeführt. Durch die stetig steigende Fahrgeschwindigkeit wird schließlich ein dynamisches Kippen eingeleitet. Die kritische Querbeschleunigung ist erreicht, sobald eine der vier Radlasten den Wert Null erreicht. Eine detailliertere Beschreibung des zugrundeliegenden Verfahrens ist in **Kapitel 9.7.1** dargestellt.

Die Überschwingweiten  $UeSW_{\Phi}$  des Wankwinkels  $\Phi$  bzw.  $UeSW_{\dot{\Psi}}$  der Gierwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\Psi}$  während des Fahrmanövers „Lenkwinkelsprung“ berechnen sich aus dem Verhältnis des jeweiligen Extremwerts zum Stationärwert der Größe. Weitere Details zum Bewertungsverfahren werden in **Kapitel 9.6.7** erläutert.

### 9.5.2 Erste Ergebnisebene - Schwingungskomfortbewertung

Zusätzlich zu jeweils einem Netzdiagramm für die beiden Beladungszustände „leer“ bzw. „beladen“ beinhaltet die erste Ergebnisebene weitere 2D-Plots, welche die im Netzdiagramm enthaltenen sowie weitere einzahlige Kennwerte über der Menge der berechneten Varianten darstellen. Somit wird es ermöglicht, die Ausprägung der einzelnen Kennwerte je nach Fahrzeugkonfiguration bei Bedarf genauer zu untersuchen. Auch hier werden die berechneten Kennwerte bezüglich einer gewählten Referenz normiert, sodass Ergebnisse beliebiger Größenordnungen miteinander verglichen werden können.

Ein besonderer Fokus liegt darauf, die Einflüsse der Wahl einer bestimmten Bewertungsmethode des Schwingungskomforts auf den Optimierungsprozess transparent zu gestalten, indem nach verschiedenen Methoden bestimmte Kennwerte des zugrundeliegenden Beschleunigungssignals am Fahrersitz in einem Diagramm über der Menge der simulierten Fahrzeugvarianten dargestellt werden. Somit wird die in **Kapitel 3.6** definierte For-

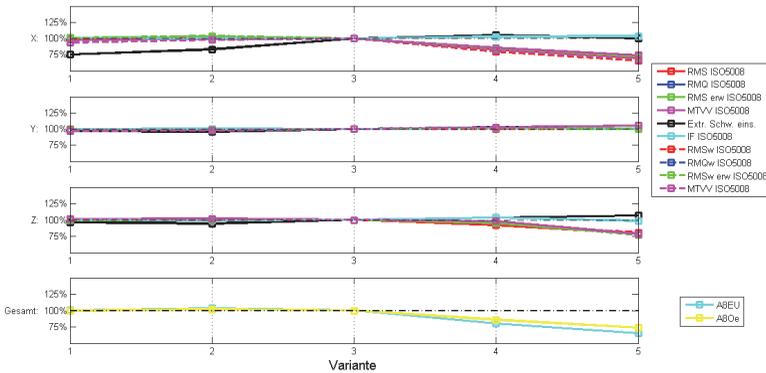


Abbildung 9.6: Darstellung verschiedener Schwingungskennwerte über einer Menge simulierter Fahrzeugvarianten

derung zur Schaffung dieser Transparenz erfüllt. **Abbildung 9.6** zeigt eine beispielhafte Darstellung.

Die Darstellung der berechneten Kennwerte ist aufgeteilt in die drei orthogonalen Schwingungsrichtungen am Fahrersitz sowie eine vierte Ebene zur Visualisierung von richtungsübergreifenden Kennwerten wie den A8-Werten für Europa sowie entsprechend dem abweichenden Verfahren nach österreichischem Recht. Die Darstellungen der einzelnen Schwingungsrichtungen umfassen die Kennwerte RMS, RMQ, Instationaritätsfaktor IF,  $RMS_{erw}$  und MTVV jeweils mit und ohne Frequenzbewertung nach [1] bei einer ISO 5008-Schlechtwegfahrt sowie die Extremwerte der unbewerteten Sitzbeschleunigung bei einer einseitigen Schwellenüberfahrt.

Es besteht somit die Möglichkeit, je nach Präferenz des Anwenders, der Firmenphilosophie oder den aktuellen Entwicklungszielen eine Bewertung nach verschiedenen Kriterien durchzuführen und Kompromissauslegungen unter Beachtung mehrerer Bewertungsmethoden sinnvoll zu platzieren.

### 9.5.3 Zweite Ergebnisebene - Manöverübergreifende Auswertungen

Insbesondere um die in **Kapitel 7.3** dargestellte, mögliche Anpassung des Fahrerverhaltens an ein mit höherem Schwingungskomfort ausgestattetes Fahrzeug zu berücksichtigen, werden die manöverübergreifenden Auswertungen eingeführt. Hierbei wird jeweils das gleiche Fahrmanöver - beispielsweise eine ISO 5008-Schlechtwegfahrt oder die Überfahrt eines Hindernisses - automatisiert sukzessive mit steigenden Fahrgeschwindigkeiten durchgeführt.

Es erfolgt eine Visualisierung der Ergebnisse in Form von Einzahlwerten (Effektiv-, Maximal- sowie A8-Werte der Sitzbeschleunigung) über der Fahrgeschwindigkeit für die verschiedenen Fahrzeugvarianten. Somit wird einerseits ermöglicht, die Steigerung des Schwingungskomforts bei konstant bleibender Betriebsweise abzuleiten, als auch die mögliche Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit bis zum Erreichen einer ähnlich hohen Fahrerbelastung zu bewerten. Aus letzterer Information kann je nach Zeitanteil der betrachteten Fahrsituation in einem gesamten Arbeitszyklus eine Produktivitätssteigerung abgeschätzt werden.

**Abbildung 9.7** zeigt eine beispielhafte Auswertung einer Serie von Schlechtwegfahrten mit verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten und Fahrzeugvarianten.

Die in diesem Beispiel dargestellte Fahrzeugvariante mit optimiertem Schwingungsverhalten lässt bei einer Fahrgeschwindigkeit von 20 km/h beispielsweise eine Reduktion der Fahrerbelastung (vertikale Pfeile) oder alternativ eine Steigerung der Fahrgeschwindigkeit bei konstantem Schwingungsniveau (horizontale Pfeile) erwarten.

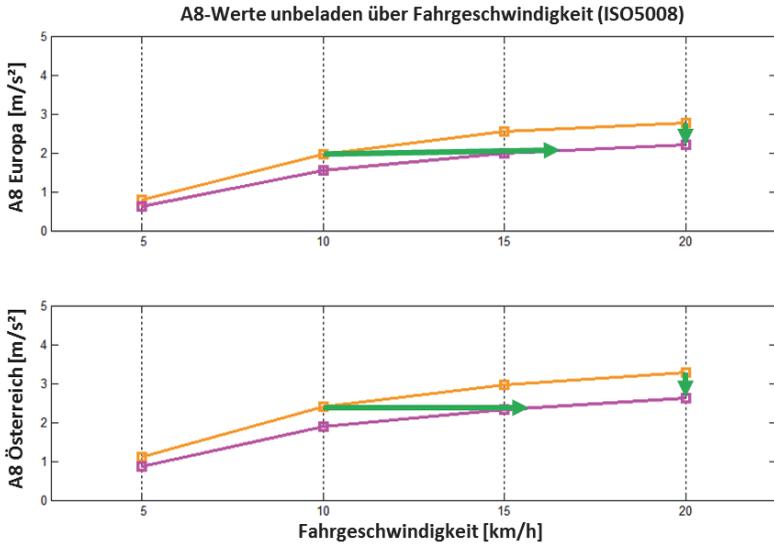


Abbildung 9.7: Beispielhafte Darstellung der zweiten Ergebnisebene - A8-Werte über der Fahrgeschwindigkeit für zwei verschiedene Fahrzeugvarianten (ISO5008-Schlechtwegstrecke)

## 9.6 Manöverspezifisches Postprocessing

Während einige Ergebnisvisualisierungen wie beispielsweise der zeitliche Verlauf der Radlasten für verschiedenste Fahrmanöver relevant sind, sind Darstellungen anderer Größen und die Berechnung abgeleiteter Werte oftmals nur für einzelne Fahrmanöver sinnvoll. Beispielhaft kann die Darstellung der Gierwinkelgeschwindigkeit über der Fahrgeschwindigkeit genannt werden, welche ausschließlich für das Fahrmanöver „Beschleunigte Kreisfahrt“ angewendet wird. Wie bereits in **Kapitel 9.3.3** angedeutet, wird daher ein manöverspezifisches Postprocessing implementiert.

Innerhalb der Definition eines jeden Fahrmanövers wird eine Zahlenfolge aus den Komponenten Null und Eins festgelegt, die die Information enthält,

welche der im Programmcode hinterlegten Auswerteroutinen nach Durchführung des Fahrmanövers abgearbeitet werden (Siehe **Tabelle 9.1** „Zugeordnete Auswerteroutinen“). Eine Eins an erster Stelle bedeutet dabei, dass Auswerteroutine #1 durchgeführt wird, bei einer Null an zweiter Stelle wird Auswerteroutine #2 übersprungen und so weiter.

Mit diesem Ansatz ist es möglich, beliebige Fahrmanöver zusätzlich in der Manöverdatenbank zu definieren und jedem Einzelnen eine spezifische Teilmenge der implementierten Auswerteroutinen ohne Codeeingriff zuzuweisen. Gleichzeitig können neu implementierte Auswerteroutinen beliebigen Fahrmanövern zugeordnet werden.

**Tabelle 9.3** gibt eine Übersicht über die den jeweiligen Fahrmanövern zugeordneten Auswerteroutinen.

Neben der Darstellung der zeitlichen Verläufe von Ergebnisgrößen und der Bereitstellung von Kennwerten wie Maximal-, Minimal- oder Effektivwerte zur einfachen, quantitativen Vergleichbarkeit sind weitere, detaillierte Auswerteroutinen implementiert. Der Fokus liegt dabei in der Unterstützung einer möglichst einfachen Ergebnisinterpretation, der Förderung eines globalen Systemverständnisses und dem Erkennen von Entstehungseffekten einzelner Resultate.

Die nachfolgenden Abschnitte geben einen Überblick über die implementierten Berechnungs- und Auswerteroutinen.

Auswerteroutine	SWF	SÜ	BKF	LWS
<b>Zeitverläufe</b>				
Reifenkräfte $F_{Rad,x,y,z}$	X	X	X	X
Beschleunigungen $a_{Sitz}$	X	X		
Beschleunigungen $a_{Kabine}$	X	X		
Beschleunigungen $a_{Rahmen}$	X	X	X	X
Wankwinkel $\Phi$	X	X	X	X
Nickwinkel $\Theta$	X	X	X	X
Winkel Hubarm	X	X		
Winkel Pendelachse	X	X	X	X
Knickwinkel			X	X
Federweg Sitz	X	X		
Federwege Kabinenlager	X	X	X	X
Fahrgeschwindigkeit $v$	X	X	X	X
Globalposition Rahmen	X	X	X	X
<b>Frequenzanalysen</b>				
Beschleunigungen $a_{Sitz}$	X	X		
Beschleunigungen $a_{Kabine}$	X	X		
Beschleunigungen $a_{Rahmen}$	X	X		
<b>Spezifische Darstellungen und erweiterte Visualisierung</b>				
$F_{Rad,z}$ über $v$			X	
$F_{Rad,z}$ über $a_y$			X	
Gierwinkelgeschw. $\dot{\Psi}$ über $v$			X	
Häufigkeit Momentanpole	X			
SEAT, CEAT	X	X		
Übertragungsfunktionen Kab.	X	X		
Übertragungsfunktionen Sitz	X	X		
A8-Bewertung	X			
Abklingverhalten		X		
Kippverhalten			X	
Überschwingverhalten $a_y, \dot{\Psi}$				X
DIN 45697 Export	X			

Tabelle 9.3: Zuordnung der Auswerteroutinen zu den Fahrmanövern Schlechtwegfahrt (SWF), Schwellenüberfahrt (SÜ), Beschleunigte Kreisfahrt (BKF) und Lenkwinkelsprung (LWS)

### 9.6.1 Abklingverhalten einer Schwingung

Um das Abklingverhalten einer Schwingung zu quantifizieren, wird das logarithmische Dekrement  $\Lambda$  eingeführt. Dieses ist nach [23] wie folgt definiert:

$$\Lambda = \frac{1}{n} \cdot \ln \frac{q_k}{q_{k+n}} \quad (9.5)$$

Dabei stellen  $q_k$  sowie  $q_{k+n}$  Amplituden zweier Maxima der Schwingung dar, wobei jeweils  $n$  volle Schwingungsperioden zwischen diesen Maxima liegen.

Bei der Bewertung des Abklingverhaltens realer Schwingungen - beispielsweise einer Sitzbeschleunigung am betrachteten Gesamtfahrzeugmodell - mittels dieser Methode, tritt das Problem auf, dass das Verhältnis der Amplituden aufeinanderfolgender Maxima nicht immer konstant ist und somit die Bewertung stark davon abhängig ist, welche der Schwingungsmaxima betrachtet werden.

Der Grund liegt darin, dass mehrere physikalische Effekte wie Schwingungsdämpfung, Reibung und Schwingungstilgung beteiligt sein können. Zusätzlich stellt sich der betrachtete Verlauf oftmals als eine Superposition verschiedener, abklingender Schwingungen dar, welche mit verschiedenen Eigenfrequenzen behaftet sind und in der Überlagerung ein unregelmäßig abklingendes Signal erzeugen. Im Falle der Sitzbeschleunigung nach einer Stoßanregung des Gesamtfahrzeugs sind beispielsweise die Reifen-, Kabinen- und Sitzdämpfung sowie der Fahrschwingungstilger am Abklingverhalten beteiligt.

Gegenüber der zu erstellenden Auswerteroutine wird eine hohe Robustheit bezüglich dieser Unregelmäßigkeiten gefordert. Die vorliegende Problematik wird daher wie folgt gelöst:

Anstatt das Amplitudenverhältnis zweier Maxima mit fest vorgegebener Anzahl von  $n$  Zwischenperioden zu bestimmen, wird mittels Polynomfitting eine Ausgleichskurve durch die Maxima gelegt. Das logarithmische Dekrement wird darauffolgend auf Basis der Amplitude des Hauptmaximums sowie des Funktionswertes der Ausgleichskurve nach einer festgelegten Zeit von  $\Delta t = 0.5$  s bestimmt. **Abbildung 9.8** verdeutlicht die beschriebene Vorgehensweise.

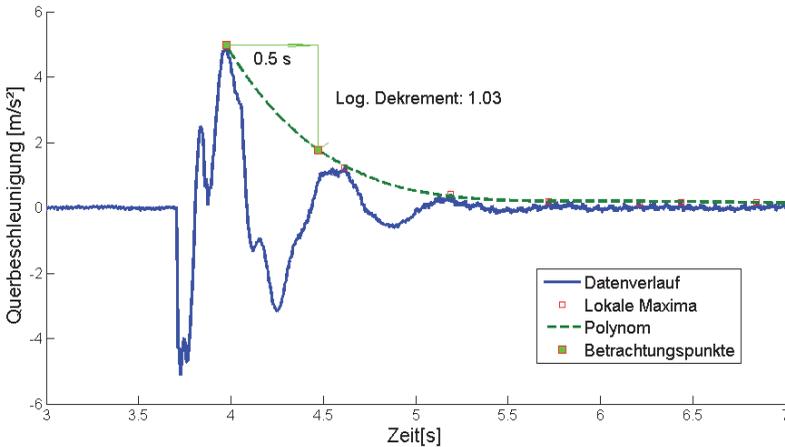


Abbildung 9.8: Darstellung einer robusten Quantifizierung des Abklingverhaltens superpositionierter Schwingungen mittels Ausgleichspolynom

Durch Nutzung der Ausgleichskurve ist das Ergebnis unabhängig von der tatsächlichen Höhe einzelner, lokaler Maxima und deren Unregelmäßigkeiten aufgrund von superpositionierten Schwingungen. Der entstehende Kennwert wird basierend auf der angepassten Bestimmungsweise als  $\Lambda_{0.5s}$  bezeichnet.

$$\Lambda_{0.5s} = \ln \frac{q_{t=t_0}}{q_{t=(t_0+0.5s)}} \quad (9.6)$$

Der Zeitpunkt  $t_0$  bezeichnet dabei den des Hauptmaximums der Schwingung nach einer Stoßanregung.

### 9.6.2 Momentanpolberechnung

Wie bereits in **Kapitel 2.1.3.1** beschrieben, resultieren die störenden Horizontalbeschleunigungen am Fahrersitz maßgeblich aus Wank- und Nickbewegungen des Fahrzeugs bei der Überfahrt von unebenen Untergründen oder Einzelhindernissen. Die translatorische Beschleunigung am Fahrersitz ergibt sich dabei aus dem Produkt der Rotationsbeschleunigung des Fahrzeugs und dem Hebelarm zwischen dem Momentanpol der Bewegung und der Messposition. Zur Reduktion der Horizontalbeschleunigungen am Fahrersitz können demnach zwei Lösungsansätze verfolgt werden: Verringerung der Wank- bzw. Nickwinkelbeschleunigungen sowie Verkürzung der jeweils relevanten Hebelarme.

Um der gestellten Anforderung gerecht zu werden, mittels des automatisierten Simulationsprozesses Entstehungseffekte von Ergebnissen transparent zu gestalten sowie ein hohes Systemverständnis aktiv zu fördern, wird eine Routine zur Berechnung der Momentanpole des Fahrzeugs während der Überfahrt von Schlechtwegstrecken implementiert. Werden nun Veränderungen am virtuellen Fahrzeug durchgeführt, so besteht hiermit die Möglichkeit, die Auswirkung der Anpassungen auf die Lage der Momentanpole zu überwachen und etwaige Auswirkungen auf die Horizontalbeschleunigungen am Fahrersitz zu erkennen.

Nach [33] ist der Momentanpol als derjenige Punkt definiert, um den die Bewegung eines Körpers als reine Drehbewegung dargestellt werden kann. Zur Bestimmung dieses Punktes kann die Tatsache genutzt werden, dass die einzelnen Körper des zugrundeliegenden Simulationsmodells als Starrkörper modelliert wurden. Am Beispiel der Bestimmung der X-Position der

Nickdrehachse wird im Folgenden die implementierte Berechnungsmethode aufgezeigt.

Zur Berechnung der Lage der Nickdrehachse werden zwei Beschleunigungssensoren in einem Abstand  $\Delta l$  am Fahrzeugrahmen (Starrkörper) entlang der X-Achse des Fahrzeugs hintereinander platziert. Wird ein einzelner Zeitschritt der Simulation betrachtet, so stehen in diesem zwei unterschiedliche, skalare Werte der momentanen Vertikalbeschleunigung an den Sensorkoordinaten zur Verfügung. Durch die Anwendung des Strahlensatzes kann damit bei bekanntem Sensorabstand  $\Delta l$  die Lage der momentanen Drehachse in X-Richtung bestimmt werden. **Abbildung 9.9** verdeutlicht das Berechnungsprinzip.

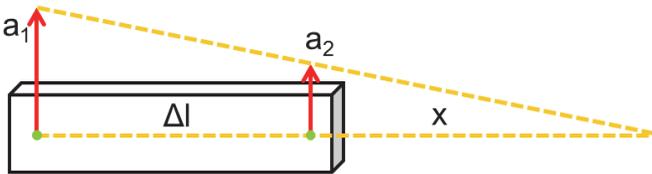


Abbildung 9.9: Auswertung zweier translatorischer Beschleunigungen und Anwendung des Strahlensatzes zur Bestimmung der momentanen Drehachse

Die Anwendung des Strahlensatzes führt zu

$$\frac{a_1}{\Delta l + x} = \frac{a_2}{x} \quad (9.7)$$

und nach Umformen schließlich zur gesuchten Länge  $x$  über

$$x = \Delta l \frac{a_2}{a_1 - a_2} \quad (9.8)$$

Analog hierzu wird die vertikale Lage der Nickdrehachse über die Auswertung der Longitudinalbeschleunigungen sowie die vertikale Lage der

Wankdrehachse über die Lateralbeschleunigungen zweier lotrecht übereinander montierter Sensoren in jedem Zeitschritt bestimmt.

Da die Momentanpole typischerweise keine konstanten Positionen über der Simulationszeit beibehalten, folgt anschließend eine Berechnung der Häufigkeitsverteilungen der einzelnen Positionen. Die Berechnungsroutine ermittelt dabei schließlich automatisiert das Maximum der drei Häufigkeitsverteilungen und bestimmt damit die häufigste Position der Momentanpole relativ zum Fahrzeugrahmen. **Abbildung 9.10** zeigt eine Darstellung der berechneten Häufigkeitsverteilungen der Momentanpolpositionen am Beispiel des Status-Quo-Fahrzeugmodells nach einer Schlechtwegüberfahrt.

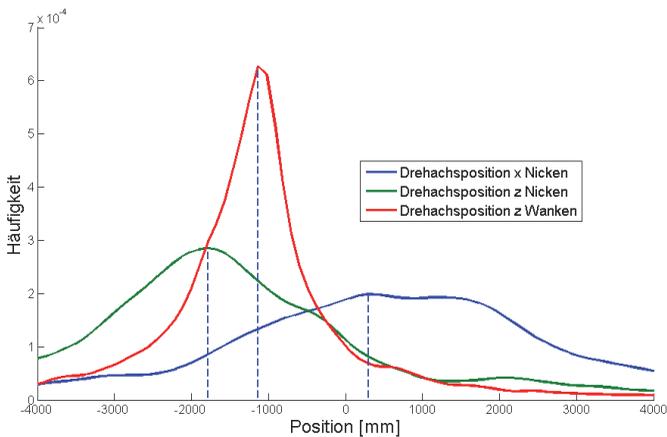


Abbildung 9.10: Häufigkeitsverteilung der Momentanpolpositionen des Fahrzeugrahmens während einer Schlechtwegfahrt

Es ist zu erkennen, dass die vertikale Position der Wankdrehachse deutlich weniger Variationsbreite aufweist als die beiden anderen Positionen. Dies ist durch das Vorhandensein des Pendelgelenks an der Hinterachse zu erklären, da dieses eine definierte Wankdrehachse vorgibt.

Die Position der Nickdrehachse ist demgegenüber vielmehr eine Folge der Wahl von Fahrzeugschwerpunkt, Trägheits- sowie Reifeneigenschaften und nicht durch eine real vorhandene Drehachse vorgegeben.

Als weitere Hilfestellung zur Bewertung dieser Ergebnisse werden die Positionen der maximalen Aufenthaltshäufigkeiten im letzten Schritt in eine Seitenansicht des Fahrzeugs geplottet (siehe **Abbildung 9.11**). Bei einer Änderung der Fahrzeugkonfiguration kann somit direkt erkannt werden, inwiefern dies die Lage der Wank- sowie Nickdrehachse und somit die daraus resultierenden Horizontalbeschleunigungen am Fahrersitz beeinflusst.

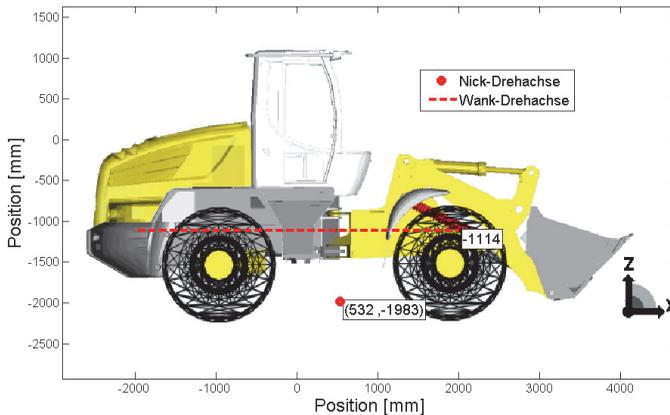


Abbildung 9.11: Visualisierung der häufigsten Positionen der Wank- und Nickdrehachse in einer ebenen Darstellung des Fahrzeugmodells

### 9.6.3 Frequenzbewertung

Die Frequenzbewertung von Beschleunigungssignalen nach gültiger Normung erfolgt mithilfe von Übertragungsfunktionen. Die Parametrierung dieser ist der Norm ISO 2631-1:1997 Anhang A [1] entnommen.

Zur Realisierung wird ein *Simulink*-Modell bestehend aus gekoppelten Übertragungsfunktionen erstellt, welches von *Matlab* die zu bewertenden Beschleunigungs-Zeit-Verläufe erhält und die bewerteten Zeitverläufe zurückmeldet. Der Vorteil der Implementierung in *Matlab* anstatt direkt in *SimulationX* liegt darin, dass das Frequenzbewertungsskript somit auch für alternative Anwendungen - beispielsweise der Frequenzbewertung von Messdaten des Realfahrzeugs - eingesetzt werden kann.

### 9.6.4 Schwingungs-Übertragungsverhalten

Um die Schwingungskennwerte am Fahrersitz des Gesamtfahrzeugs effektiv zu reduzieren, ist eine ganzheitliche Abstimmung aller beteiligten Schwingungssysteme notwendig. Das komplexe Zusammenspiel der Systeme und die Fortpflanzung der Schwingungen bis hin zum Fahrersitz wird hierbei durch die im folgenden präsentierte Methode transparent gestaltet, sodass ein globales Verständnis des Verhaltens und eine anschließende, gezielte Optimierung ermöglicht werden.

Im ersten Schritt wird eine Visualisierung skalarer Schwingungskennwerte und Übertragungsfaktoren dargestellt. Durch die in **Kapitel 8.3.2.2** dargestellte Platzierung der rahmen-, kabinen- sowie sitzfesten Beschleunigungssensorik ohne initiale Positionsdifferenz können Schwingungskennwerte wie RMS,  $RMS_w$ , RMQ, der Instationaritätsfaktor IF sowie die Übertragungskennwerte SEAT und CEAT bzw.  $SEAT_w$  und  $CEAT_w$  direkt aus den Sensorsignalen berechnet werden.

**Abbildung 9.12** zeigt die realisierte Visualisierung. Die Balkendiagramme zur Rechten dienen dabei zusätzlich zur gesteigerten Interpretierbarkeit der Fortpflanzung von Beschleunigungseffektivwerten in den drei Schwingungsrichtungen.

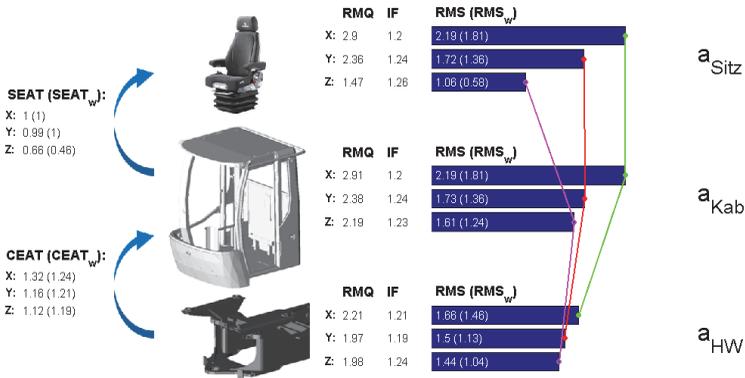


Abbildung 9.12: Darstellung von skalaren Schwingungskennwerten und Übertragungsfaktoren zwischen Fahrzeugrahmen, Kabine und Fahrersitz

In diesem Beispiel zeigt sich die bereits in **Kapitel 6.6** analytisch hergeleitete Verstärkung der Beschleunigungen durch die Kabinenlagerung (CEAT > 1) sowie die hohe Isolationswirkung des Fahrersitzes bezüglich Vertikalbeschleunigungen.

Neben dieser Übersichtsdarstellung wird eine weitere Analysemöglichkeit realisiert, indem das Übertragungsverhalten im Frequenzbereich dargestellt wird (Siehe **Abbildung 9.13**). Zur Wahrung der Übersicht wird für jede Schwingungsrichtung ein solches Diagramm automatisiert für alle Varianten des Fahrmanövers Schlechtwegfahrt erstellt.

Das realisierte Diagramm zeigt von unten nach oben die Amplitudenspektren von Fahrzeugrahmen, Kabine und Fahrersitz. Zusätzlich werden die Übertragungsfunktionen Rahmen→Kabine sowie Kabine→Sitz durch Division der jeweiligen Spektren gebildet und dargestellt. Die auf diesem Weg aus den Beschleunigungsspektren hergeleiteten Übertragungsfunktionen entsprechen den analytisch hergeleiteten Funktionen aus **Kapitel 6.6**.

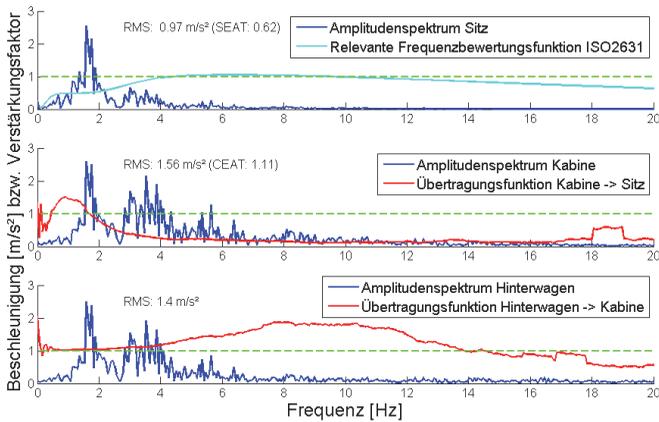


Abbildung 9.13: Darstellung der Amplitudenspektren an Fahrzeugrahmen, Kabine und Fahrersitz sowie die daraus berechneten Übertragungsfunktionen und die zugehörige Frequenzbewertungskurve nach [1] am Beispiel der Vertikalbeschleunigung

Somit sieht der Nutzer auf einen Blick, welche dominierenden Frequenzanteile vorliegen und mit welchem Übertragungsverhalten diese in das nachfolgende Schwingungssystem weitergeleitet werden.

Zusammen mit dem Amplitudenspektrum am Fahrersitz wird im oberen Diagramm zusätzlich die für diese Schwingungsrichtung relevante Frequenzbewertungskurve nach [1] dargestellt. Diese kann ebenfalls als Übertragungsfunktion aufgefasst werden, wobei sie die Schnittstelle zum menschlichen Empfinden bildet.

Am dargestellten Beispiel der Vertikalbeschleunigung ist zu sehen, dass die Kabinenlagerung die im Fahrzeugrahmen vorliegenden Beschleunigungen vor allem ab 2 Hz verstärkt, wobei erfreulicherweise der Bereich maximaler Amplituden im Bereich 0 - 2 Hz nur minimal intensiviert wird. Es ergibt sich ein Übertragungsfaktor  $CEAT_z$  von 1,11.

Die Übertragungsfunktion des Sitzes ist ebenfalls zufriedenstellend abgestimmt, sodass ein Großteil des in der Kabine vorliegenden, vertikalen Anregungsspektrums im Isolationsbereich der Übertragungsfunktion liegt. Bei Betrachtung der für das resultierende Spektrum am Fahrersitz relevanten Frequenzbewertungsfunktion nach ISO 2631 zeigt sich zusätzlich, dass die Bereiche maximaler Intensität im Bereich 0 - 2,5 Hz vom Menschen nur mit reduzierter Sensibilität wahrgenommen werden.

Die beiden dargestellten Visualisierungen geben in zugänglicher Form einen Überblick über das Übertragungsverhalten der Schwingungssysteme Kabinenlagerung und Sitzfederung. Dies ist nicht nur für eine Abstimmung der genannten Systeme relevant, sondern ebenfalls bei Variation beliebiger, anderer Teilsysteme wie Fahrschwingungstilger, Pendelsystem oder Reifen hilfreich, um die resultierenden Auswirkungen auf die Sitzbeschleunigungen nachvollziehen zu können.

Wird beispielsweise ein alternativer Reifentyp an das Fahrzeug montiert, so mag dies Auswirkungen in Form eines veränderten Amplitudenspektrums im Fahrzeugrahmen nach sich ziehen, wobei die Fortpflanzung dieser Schwingungen bis hin zum Fahrersitz untersucht und die Tauglichkeit der gewählten Systemabstimmungen (Übertragungsfunktionen) überprüft werden können.

### 9.6.5 A8-Bewertung

Eine Teilaufgabe des dargestellten Prozesses ist es, den Entwickler bei der Bewertung und Optimierung des Schwingungsniveaus mit Hinblick auf die EU-Richtlinie 2002/44/EG zu unterstützen. Hierzu wird der A8-Wert herangezogen, für welchen Auslöse- und Grenzwerte definiert wurden. Wie in **Kapitel 3.5.2** dargestellt, existieren national allerdings teils unterschiedliche Herangehensweisen bei der Bestimmung der A8-Werte sowie angepasste Niveaus der festgelegten Grenzwerte. Die entsprechenden Berechnungsformeln sowie die nationalen Besonderheiten wurden bereits in dem genannten Kapitel erläutert.

Es wird ein Berechnungsskript dargestellt, welches den A8-Wert sowie die maximalen Einsatzzeiten unter den gegebenen Schwingungsbedingungen bis zum Erreichen der festgelegten Grenzwerte bestimmt. Die Auswerterroutine wird dabei dem Fahrmanöver Schlechtwegfahrt in seinen verschiedenen Ausprägungen zugeordnet.

Die Visualisierung der Schwingungskennwerte  $A8_{EU}$  sowie  $A8_{Oesterreich}$  wird mittels Balkendiagrammen dargestellt, wobei der Auslösewert sowie verschiedene, national gültige Grenzwerte in Form zusätzlicher Linien zur direkten Vergleichbarkeit hinterlegt sind. Bei der Visualisierung der Einsatzzeiten wird ebenfalls entsprechend der Länder mit nationalen Ausnahmen und der übrigen EU unterschieden.

Ziel der Visualisierung ist es, eine möglichst einfache Interpretation zu ermöglichen. Gleichzeitig werden die nationalen Anpassungen berücksichtigt - beispielsweise die veränderte Berechnung des A8-Wertes nach österreichischem Recht sowie die abgesenkten Grenzwerte der EU-Mitgliedsstaaten Deutschland, Italien, Schweden und Spanien.

**Abbildung 9.14** zeigt die resultierende Visualisierung.

## 9 Automatisierter Simulationsprozess

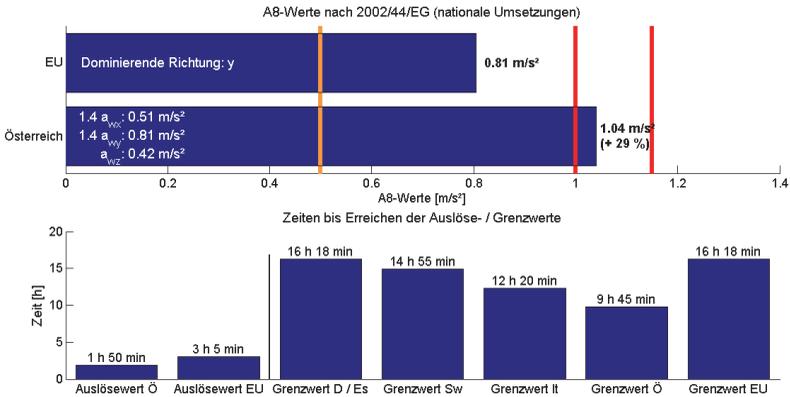


Abbildung 9.14: A8-Bewertung nach 2002/44/EG mit Berücksichtigung nationaler Anpassungen der EU-Länder

Das vorliegende Beispiel zeigt auf, dass das zugrundeliegende Fahrzeug für das Manöver „Schlechtwegfahrt\_ISO5008\_20km/h\_beladen“ eine Bewertung von  $A8_{EU} = 0,81 \text{ m/s}^2$  erhält, wobei die angepasste Herangehensweise nach österreichischem Recht bereits einen Wert von  $A8_{Öe} = 1,04 \text{ m/s}^2$  nach sich zieht. Dieses Fahrmanöver kann demnach je nach betrachtetem Land zwischen 1 h 50 Minuten und 3 Stunden 5 Minuten dauerhaft durchgeführt werden, bis die nationalen Auslösewerte erreicht werden.

Dabei ist besonders darauf zu achten, dass sich der A8-Wert aus dem Maximalwert der in den drei orthogonalen Schwingungsrichtungen bestimmten, frequenzbewerteten Effektivwerte zusammensetzt. Somit zeigt sich keine Änderung der Bewertung oder der damit verbundenen Einsatzzeiten, wenn beispielsweise das Schwingungsniveau entlang einer der beiden untergeordneten Schwingungsrichtungen abgesenkt wird, obwohl dies einer Minderung der Fahrerbelastung gleich kommt. Die Ausnahme bildet hier das Verfahren nach österreichischem Recht, welches alle drei Schwingungsrichtungen über eine gewichtete Vektorsummenbildung berücksichtigt.

### 9.6.6 Risikobewertung nach DIN Spec 45697

Wie bereits in **Kapitel 3.5.3** beschrieben, besteht mit der der *DIN Spec 45697* beiliegenden Software die Möglichkeit, die Risikofaktoren für eine Wirbelsäulenschädigung unter gegebenem Schwingungseinfluss nach aktuellsten, wissenschaftlichen Erkenntnissen zu bestimmen. Hierzu ist eine manuelle Vorgabe von Beschleunigungs-Zeit-Verläufen am Sitzpolster des Fahrersitzes sowie optional an bis zu drei weiteren Stellen (Rückenlehne, Pedale, Joystick) notwendig. [13]

Da die Software einige manuelle Bedienschritte erwartet, kann die Berechnung der Risikofaktoren aktuell nicht nahtlos in den automatisierten Simulationsprozess eingebunden werden. Stattdessen wird eine Lösung geschaffen, welche die nötigen manuellen Bedienschritte bestmöglich minimiert.

Für jede Fahrsituation, für die die Risikofaktoren bestimmt werden sollen, besteht die Notwendigkeit, die Zeitreihen der Beschleunigungen an den bis zu vier Messstellen in Form von .txt-Dateien abzulegen. Zusätzlich müssen die Pfade zu diesen Dateien und weitere Angaben in einem der Software beiliegenden *Excel*-Worksheet definiert werden.

Zur Integration der Risikobewertung in den Simulationsprozess werden diese Schritte automatisiert, sodass nach Durchführung von Schlechtwegfahrten mit beliebigen Fahrzeugvarianten all die notwendigen Zeitreihen zur weiteren Verarbeitung automatisch im geforderten Format abgespeichert werden und das *Excel*-Worksheet direkt aus *Matlab* heraus ausgefüllt wird. Zur manuellen Berechnung der Risikofaktoren für all die durchgeführten Varianten ist damit ausschließlich der Start des der Norm beiliegenden Programms und darin die Pfadangabe des bereits vorbereiteten *Excel*-Worksheets notwendig.

Die *DIN Spec 45697* empfiehlt, die Risikobewertung ab einem Instationaritätsfaktor IF des untersuchten Beschleunigungsverlaufs von  $IF > 1,6$  durchzuführen. Dies wird berücksichtigt, indem die Bedingung nach der Simulation einer jeden Schlechtwegfahrt überprüft wird. Bei Überschreitung des Grenzwertes wird dem Benutzer empfohlen, die Risikobewertung mittels der bereits vorbereiteten Daten durchzuführen.

Mit Integration der Risikobewertung nach *DIN Spec 45697* besteht somit die Möglichkeit, eine Optimierung des Fahrzeugverhaltens auf minimale, langfristige Wirbelsäulenschädigung nach aktuellstem Stand der Forschung durchzuführen.

### 9.6.7 Überschwingverhalten

Zur automatisierten Bewertung des Überschwingverhaltens von Zustandsgrößen wird eine Routine dargestellt, welche den Kennwert  $UeSW_x$  (Überschwingweite der Messgröße  $x$ ) berechnet. Diese aus der Regelungstechnik bekannte Größe zur Bewertung einer Sprungantwort ist definiert als das Verhältnis des Maximalwertes einer Messgröße  $x$  nach erfolgter Sprunganregung und dem sich einstellenden Stationärwert.

$$UeSW_x = \frac{\max(x)}{x_{t \rightarrow \infty}} \quad (9.9)$$

Die entsprechende Routine wird innerhalb des Simulationsprozesses vor allem zur Quantifizierung des Überschwingens von Wankwinkel  $\Phi$  sowie Gierwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\Psi}$  den verschiedenen Variationen des Fahrmanövers „Lenkwinkelsprung“ zugeordnet.

Geringe Überschwingweiten der genannten Größen sind anzustreben für eine hohe Kontrollierbarkeit bei abrupten Lenkmanövern. [30]

**Abbildung 9.15** zeigt eine beispielhafte Auswertung der Überschwingweite des Wankwinkels und der Gierwinkelgeschwindigkeit nach einem Lenkwinkelsprung bei 20 km/h.

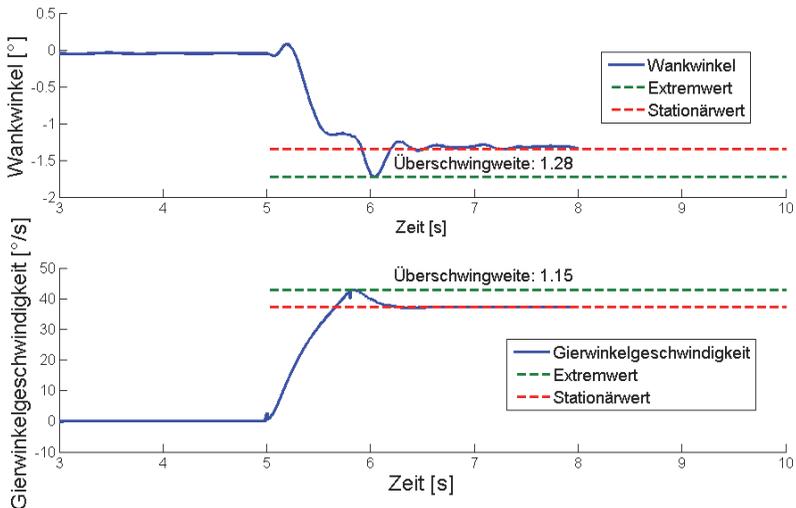


Abbildung 9.15: Automatisierte Bestimmung der Überschwingweite von Zustandsgrößen

Zur einfacheren Interpretierbarkeit wird der Verlauf der Gierwinkelgeschwindigkeit automatisch um den Anteil der aus dem Einlenken erzeugten Drehung des hinteren Fahrzeugrahmens (Verlauf Knickwinkelgeschwindigkeit) korrigiert, sodass rein der Einfluss der Kurvenfahrt verbleibt. Somit zeigt sich im Gegensatz zu den in **Kapitel 6.4.3.2.3** dargestellten, am Realfahrzeug gemessenen und unkorrigierten Verläufen kein anfängliches Schwingen in die entgegengesetzte Richtung.

### 9.6.8 Eigenlenkverhalten

Wie in **Kapitel 6.4.3.2.1** beschrieben, wird zur Untersuchung des Eigenlenkverhaltens die Gierwinkelgeschwindigkeit über der Fahrgeschwindigkeit während einer beschleunigten Kreisfahrt aufgetragen. Eine zusätzlich eingeblendete Gerade visualisiert das theoretische, neutrale Verhalten, dessen Herleitung im genannten Kapitel bereits beschrieben wurde. Damit besteht die Möglichkeit, sicherzustellen, dass das Ziel eines neutralen bis untersteuernden Verhaltens ohne abrupte Eigenschaftsänderungen erreicht wird. **Abbildung 9.16** zeigt eine beispielhafte Auswertung des Eigenlenkverhaltens durch die dargestellte Routine.

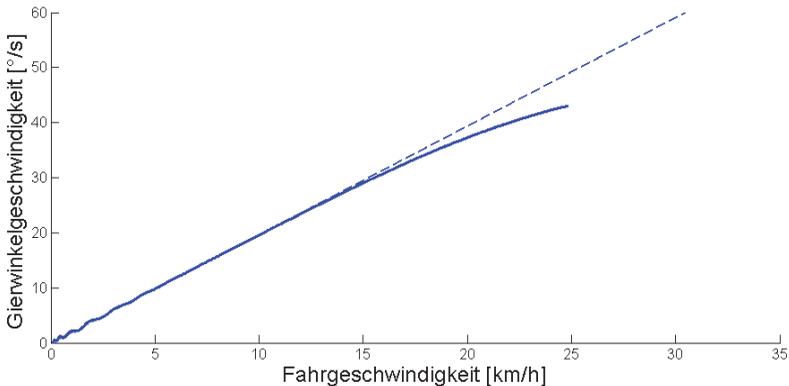


Abbildung 9.16: Gegenüberstellung des simulierten sowie des theoretisch neutralen Eigenlenkverhaltens am Beispiel einer beschleunigten Kreisfahrt

In diesem Beispiel ist zu erkennen, dass das Fahrzeug ab ca. 15 km/h eine Degression der Gierwinkelgeschwindigkeit über der Fahrgeschwindigkeit zeigt. Hieraus lässt sich bei konstantem Lenkwinkel eine Vergrößerung des tatsächlich befahrenen Kreisradius ableiten, womit ein untersteuerndes Verhalten vorliegt.

## 9.7 Sonderuntersuchungen

Neben den einzelnen Fahrmanövern zur Überprüfung verschiedenster Verhaltensweisen werden weiterhin als Sonderuntersuchungen bezeichnete Prüfungen in den Prozess implementiert. Diese umfassen zum einen eine automatisierte, umfassende Prüfung der statischen sowie dynamischen Kippsicherheit und zum anderen die Bestimmung des Gesamtschwerpunkts der Maschine.

Beide Untersuchungen zeigen in ihren Ergebnissen übersichtlich die Abhängigkeit der betrachteten Größen (Kippsicherheitsreserve bzw. Gesamtschwerpunkt) von den Grundparametern Hubgerüstposition, Beladungszustand und Lenkwinkel auf. Hierzu werden spezielle virtuelle Versuche zur Bestimmung der gesuchten Größen durchgeführt und ausgewertet und das Fahrzeugmodell systematisch in seinen Grundparametern variiert, um die Abhängigkeiten darzustellen.

### 9.7.1 Kippstabilitätsprüfung

Wie bereits in **Kapitel 2** erläutert, stellen insbesondere die Knicklenkung und die hohe Schwerpunktsverschiebung zwischen beladenem und unbeladenem Zustand spezifische Eigenschaften von Radladern dar.

Die Möglichkeit, die hohe und noch vor der Vorderachse gelegene Beladung in einem weiten Bereich in der Vertikalen durch das Hubgerüst zu bewegen, verstärkt die Variabilität des Schwerpunktes weiter. Gleichzeitig besteht ein Einfluss des aktuellen Knickwinkels auf die Position der Kippachsen, wie in **Kapitel 6.5** dargestellt wurde.

Kommen im Betrieb noch statische oder dynamische Horizontalbeschleunigungen - beispielsweise durch das Arbeiten an geneigten Flächen, schnelle Kurvenfahrten oder Bremsmanöver hinzu - so können durch ungünsti-

ge Verkettungen der Parameter Beladung, Hubgerüstposition, Knickwinkel und Horizontalbeschleunigung kippkritische Zustände entstehen.

Mithilfe der im Simulationsprozess implementierten Sonderuntersuchungen können die Grenzen der Kippsicherheit in Abhängigkeit der genannten Fahrzeugparameter quantifiziert werden. Da die Untersuchungen mittels des zentralen Gesamtfahrzeugmodells erfolgen, werden die Auswirkungen von Änderungen an der Fahrzeugkonfiguration auf das Kippverhalten direkt ersichtlich.

Die Sonderuntersuchungen zum Kippverhalten des Fahrzeugs sind aufgeteilt in die folgenden vier Teiluntersuchungen, welche unabhängig voneinander durchgeführt werden können:

- quer-statische,
- quer-dynamische,
- längs-statische sowie
- längs-dynamische Kippuntersuchung

Innerhalb der einzelnen Untersuchungen wird das Fahrzeug systematisch in seinen Grundparameter Beladungszustand, Hubgerüstwinkel und Knickwinkel variiert und in jeder Konfiguration dem jeweiligen Prüfzyklus unterzogen. Am Beispiel der quer-statischen Prüfung umfasst der Gesamttest dabei 81 einzelne Simulationen, welche sich aus drei Beladungszuständen (0 %, 50 %, 100 %), drei Hubgerüstpositionen (unten, Mittelstellung, oben) sowie neun Knickwinkeln ( $-40^\circ$ ,  $-30^\circ$ , ...,  $+40^\circ$ ) zusammen setzen.

Während der statischen Prüfungen wird die Ebene, auf der das Fahrzeug steht, im Neigungswinkel verändert, bis das Fahrzeug den kippkritischen Zustand erreicht. Die Neigung der Ebene geschieht dabei längs bzw. quer

zum Fahrzeug, wobei bei eingeknicktem Fahrzeug um die Winkelhalbierende zwischen Vorder- und Hinterwagen bzw. senkrecht dazu gekippt wird.

Im Gegensatz zur statischen Prüfung befindet sich das Fahrzeug bei der dynamischen Prüfung in Bewegung und wird ausschließlich auf der horizontalen Ebene betrieben. Die Bestimmung des querdynamisch kritischen Zustands erfolgt dabei über eine Kreisfahrt mit konstantem Knickwinkel und stetig steigender Fahrgeschwindigkeit, wobei während der längsdynamischen Prüfung eine Beschleunigung in bzw. gegen die Fahrtrichtung bei Knickwinkel Null über den Fahrantrieb aufgebracht wird.

### 9.7.1.1 Bestimmung des kritischen Kippzustands

Das Kriterium für die Definition des kritischen Zustandes in allen Kippprüfungen ist die Radlast bzw. vertikale Aufstandskraft  $F_{Rad,z}$ . Der kippkritische Zustand ist erreicht, sobald die Bedingung

$$F_{Rad,z,i} > 0 \quad (9.10)$$

nicht mehr erfüllt ist. Zu diesem Zeitpunkt hat mindestens eines der Räder  $i$  den Bodenkontakt verloren.

Da der Kippzeitpunkt einer unbekanntem Fahrzeugkonfiguration nicht a priori bekannt ist, ist die Festlegung der notwendigen Simulationszeit für jeden Prüfzyklus nicht eindeutig möglich. Kippt das Fahrzeug später als erwartet, so würde die Kippbedingung eventuell nicht während der Simulationszeit erreicht.

Um den kippkritischen Neigungswinkel bzw. die kritische Längs- oder Querbeschleunigung trotz allem robust bestimmen zu können, ist eine Extrapolationsroutine implementiert. **Abbildung 9.17** erläutert dessen Funk-

tion. Dabei wird jedem Radlastverlauf ein Polynom dritter Ordnung mittels Parameterfitting zugeordnet und deren Schnittpunkte mit der Gerade  $F_{Rad,z} = 0$  bestimmt. Das Minimum des Vektors der berechneten Schnittpunkte definiert die kritische Kippbeschleunigung im dynamischen bzw. die kritische Hangneigung während des statischen Kippversuchs.

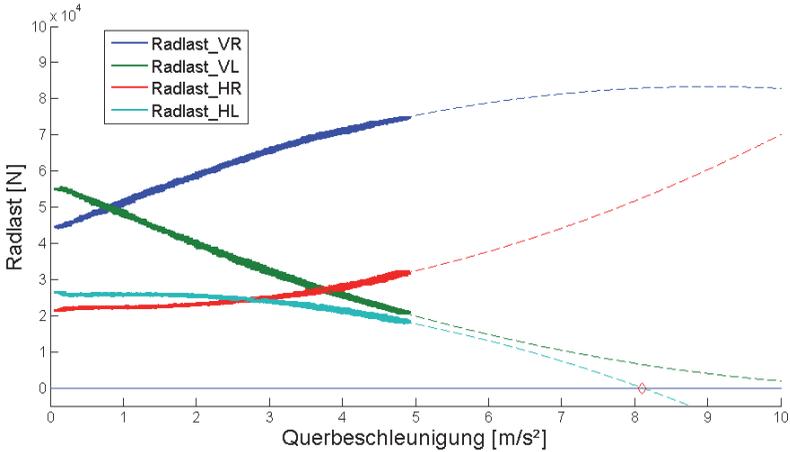


Abbildung 9.17: Extrapolation der Simulationsergebnisse zur robusten Bestimmung des kritischen Kippzeitpunktes

Um eine optimale Genauigkeit zu erreichen, wird die Simulationszeit für das Status-Quo Fahrzeug trotzdem für jede der Einzeluntersuchungen optimiert, um möglichst kurze Extrapolationsstrecken und somit minimale Fehler zu erhalten.

### 9.7.1.2 Visualisierungskonzept

Bei der Durchführung der systematischen Kippsicherheitsuntersuchungen entstehen viele dutzend Parametertripel (Beladungszustand, Knickwinkel, Hubgerüststellung), denen jeweils der in der Auswertung bestimmte kri-

tische Neigungswinkel (statische Untersuchungen) bzw. die Quer- oder Längsbeschleunigung (dynamische Untersuchungen) zugeordnet sind.

Ziel der Visualisierung ist es, die Einflüsse der Grundparameter auf das Ergebnis möglichst leicht erkennen zu können. Es wird daher eine anschauliche, dreidimensionale Oberflächendarstellung gewählt. **Abbildung 9.18** zeigt ein beispielhaftes Ergebnis.

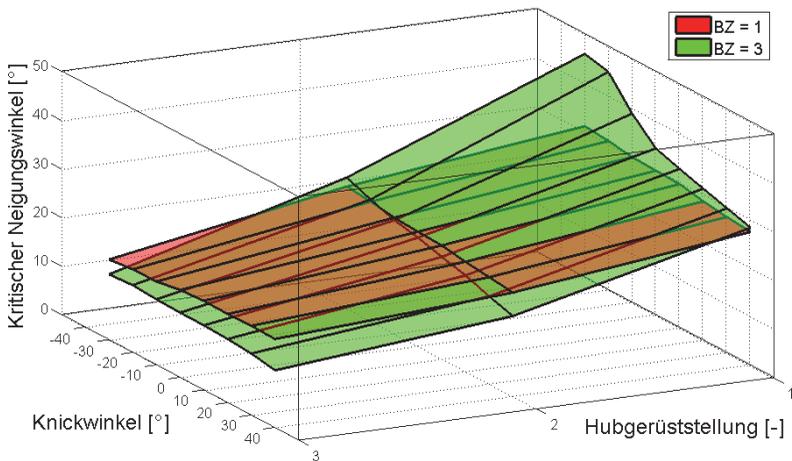


Abbildung 9.18: Quer-statisches Kippverhalten des betrachteten Radladermodells für zwei fixierte Beladungszustände

Da die Oberflächendarstellung nur drei Dimensionen zulässt, wird die vierte verfügbare Dimension jeweils fixiert. Um alle Abhängigkeiten zu visualisieren, sind verschiedene Ebenendarstellungen mit jeweils unterschiedlichen, fixierten Parametern implementiert.

### 9.7.2 Bestimmung Gesamtschwerpunkt

Die Lage des Gesamtschwerpunkts der Maschine im beladenen und unbeladenen Zustand ist von hoher Wichtigkeit für verschiedenste Betrachtun-

gen der Standsicherheit und Schwingungsdynamik. Die üblichen 3D-CAD-Programme, welche in der Entwicklung mobiler Arbeitsmaschinen angewandt werden, bieten typischerweise Methoden an, um Gesamtschwerpunkte kompletter Baugruppen berechnen zu können. Deren Anwendung ist allerdings im Falle eines gesamten Fahrzeugsmodells oftmals nicht zielführend, da hierzu beispielsweise Dichteinformationen aller Bauteile konsequent hinterlegt werden müssen, was zusätzlichen Aufwand für die Konstruktion bedeutet und daher in der Praxis oftmals vernachlässigt wird.

Zusätzlich enthalten 3D-CAD-Modelle typischerweise nicht alle relevanten Komponenten des Fahrzeugs in einer Form, die für die korrekte Berechnung des Gesamtschwerpunkts notwendig ist. So stellen Zulieferer aus Gründen des Know-How-Schutzes beispielsweise meist Schalenmodelle ihrer Komponenten für virtuelle Einbauuntersuchungen zur Verfügung, welche mangels Volumen keine Masseneigenschaften besitzen.

Da das dem Simulationsprozess zugrunde liegende 3D-MKS-Modell des Radladers die Massenverteilung der Maschine hinreichend genau abbildet, wird zur Abhilfe daher eine Gesamtschwerpunktsbestimmung auf Basis von Simulationsuntersuchungen implementiert.

Um Abhängigkeiten von etwaigen Berechnungsmethoden einer spezifischen Simulationssoftware zu vermeiden, ist die implementierte Lösung stattdessen an die Herangehensweise bei der Schwerpunktbestimmung von Realfahrzeugen angelehnt. Die zugrundeliegenden Formeln sind in [44] beschrieben.

Durch eine Analyse der vier statischen Radlasten der Maschine beim Stand auf einer horizontalen Ebene erfolgt durch Auswertung der Radlasten und der Bildung von Momentengleichgewichten die Bestimmung der Schwerpunktlage entlang der X- und Y-Achse des Fahrzeug-Koordinatensystems. Eine weitere Auswertung der statischen Radlasten beim Stand an einer um einen vorgegebenen Winkel  $\alpha$  geneigten Ebene führt schließlich zur Be-

stimmung der Schwerpunktlage in Z-Richtung. **Abbildung 9.19** zeigt beide betrachteten Zustände.

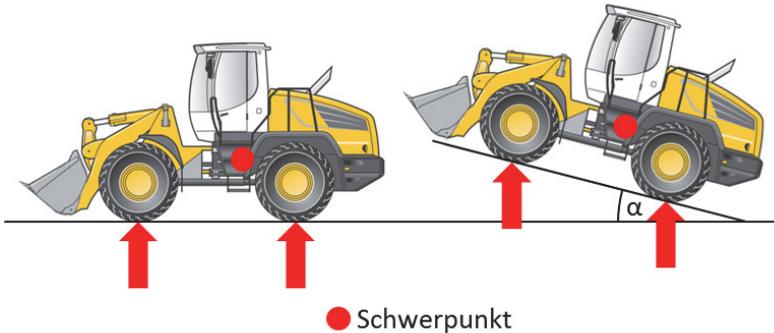


Abbildung 9.19: Zweistufiges Verfahren zur Bestimmung des Fahrzeugschwerpunktes nach [44]

Zur Realisierung der Ebenenneigung wird die Möglichkeit genutzt, den Gravitationsvektor zeitabhängig veränderlich definieren zu können, sodass die einzelnen Radlasten zunächst bei vertikalem Gravitationsvektor bestimmt werden und anschließend im gleichen Simulationslauf eine Neigung bis auf einen vorgegebenen Winkel zusammen mit einer zweiten Auswertung der statischen Radlasten erfolgen.

Die Sonderuntersuchung „Bestimmung Gesamtschwerpunkt“ setzt sich dabei aus insgesamt neun verschiedenen Prüfungen zusammen, wobei Kombinationen aus drei verschiedenen Beladungszuständen (unbeladen, halbe Beladung, Nennbeladung) und drei Hubgerüststellungen (Untere Position, horizontale Position, obere Position) kombiniert werden. Anschließend erfolgt die Projektion der neun berechneten Schwerpunktlagen in eine Seitenansicht der Maschine.

## 9.8 Entwicklung adaptiver Teilsysteme

Bereits in **Kapitel 7** wurde dargestellt, dass die Anforderungen, welche die Fahrzeugführer an das Verhalten der Maschine stellen, stark abhängig von der aktuellen Einsatzsituation ausfallen. Der dargestellte, automatisierte Simulationsprozess zur Untersuchung und Optimierung des globalen Verhaltens wird dabei der Anforderung gerecht, neben einer Verbesserung des passiven Fahrzeugverhaltens über alle Fahrsituationen ebenfalls eine spezifische Optimierung bezüglich einzelner Abschnitte eines Arbeitszyklus durchzuführen.

Einzelne Phasen typischer Einsatzzyklen mit höherem Fahranteil - beispielsweise der in **Kapitel 7.1** dargestellte Referenzzyklus - werden innerhalb des Prozesses in Form einzelner Fahrmanöver abgebildet. Da zu den verschiedenen Phasen unterschiedliche Zielverhaltensweisen vorliegen, kann somit eine Optimierung des Fahrzeugverhaltens auf Manöverebene erfolgen. Die hieraus entstehenden, manöverspezifischen Optimalkonfigurationen spannen schließlich den Raum der durch eine adaptive Systemanpassung abzubildenden Parametersätze auf.

Somit wird die Grundlage zur Entwicklung adaptiver Teilsysteme geschaffen, welches es erlauben, durch Auflösung von Kompromissen zusätzliche Potenziale freizulegen.

Zur Verdeutlichung dieser Eigenschaft des Simulationsprozesses wird in **Kapitel 10** beispielhaft eine manöverspezifische Optimierung als Grundlage zur Entwicklung eines adaptiven Schwingungssystems vorgestellt.

## 10 Beispielhafte Anwendung des Simulationsprozesses

Zur Validierung des automatisierten Simulationsprozesses werden im folgenden beispielhaft die Auswirkungen verschiedener Fahrzeugparameter auf das globale Verhalten untersucht. Diese Untersuchungen umfassen:

- Bestimmung des Einflusses der Sitz-Eigenfrequenz
- Optimierung des Übertragungsverhaltens der Kabinenlagerung
- Konzeptvergleich Pendelsysteme: Achspendelung/Rahmenpendelung
- Untersuchung des Parameters Pendelgelenkhöhe

Zusätzlich zu diesen Variantenuntersuchungen wird ein weiterentwickeltes Pendelachskonzept vorgestellt. Dieses Beispiel zeigt auf, inwiefern die Entwicklung adaptiver Systemverhaltensweisen mittels des dargestellten Prozesses unterstützt werden kann.

### 10.1 Eigenfrequenz Fahrersitz

Als erstes Beispiel wird eine Variantenrechnung bezüglich der Sitzeigenfrequenz durchgeführt. Die Untersuchung umfasst sieben gleichmäßig verteilte Sitzeigenfrequenzen zwischen 0,8 Hz und 2,0 Hz bei Beibehaltung des Lehr'schen Dämpfungsmaßes von  $D_{Sitz} = 0,5$ .

**Abbildung 10.1** zeigt die Eigenschaftsübersicht des unbeladenen Fahrzeugs.

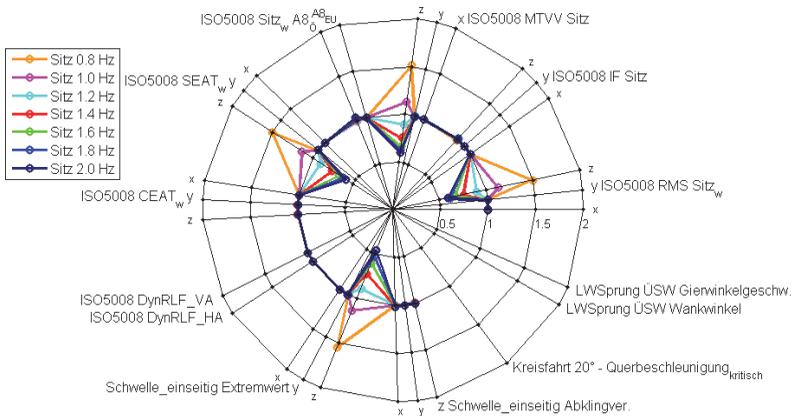


Abbildung 10.1: Eigenschaftsübersicht des unbeladenen Fahrzeugs bei Variation der Sitzeigenfrequenz

Wie erwartet zeigt sich ausschließlich ein Einfluss der Sitzvarianten auf die vertikalen Schwingungskennwerte des Fahrzeugs, wobei relative Verbesserungen und Verschlechterungen der Kennwerte um bis zu  $\pm 50\%$  im Vergleich zum Referenzsitz (Eigenfrequenz 1,1 Hz) erreicht werden.

Die Abbildung ist weiterhin ein Beispiel für ein Netzdiagramm, bei welchem Eigenschaftsachsen aufgrund von fehlenden Fahrmanövern nur teilweise ausgefüllt sind. Um Rechenzeit einzusparen, wurde in diesem Variantenvergleich bewusst auf die Fahrmanöver Kreisfahrt und Lenkwinkel-sprung verzichtet, da keine Einflüsse erwartet werden.

Zu beachten ist weiterhin, dass trotz des je nach Sitzvariante deutlich variierenden Niveaus der Vertikalschwingungen kein Einfluss auf den A8-Wert nach europäischem Recht besteht. Selbst bei stark verringerter, vertikaler Isolationsfähigkeit des Fahrersitzes sind es die Horizontalbeschleunigungen, welche den A8-Wert bestimmen. Kommt die veränderte Herangehensweise nach österreichischem Recht zum Tragen (Vektorsummenbildung statt Maximalwertansatz), so ist immerhin ein leichter Einfluss der

veränderten Sitzeigenfrequenz erkennbar. Dieser liegt bei der niedrigsten Eigenfrequenz von 0,8 Hz bei einer Verbesserung von rund 1 %, wohingegen sich bei der höchsten betrachteten Eigenfrequenz von 2 Hz eine Verschlechterung von 4 % in Relation zum Referenzsitz ergibt. Dies veranschaulicht die Dominanz der horizontalen Schwingungsanteile bei der Bewertung der Gesamtbelastung.

Der erhöhten Isolationswirkung steht aufgrund der mit sinkender Eigenfrequenz weicher abgestimmten Sitzfederung ein erhöhter Bedarf an Federweg gegenüber. **Abbildung 10.2** gibt einen Überblick über den während einer Schlechtwegfahrt mit 20 km/h genutzten Sitzfederweg.

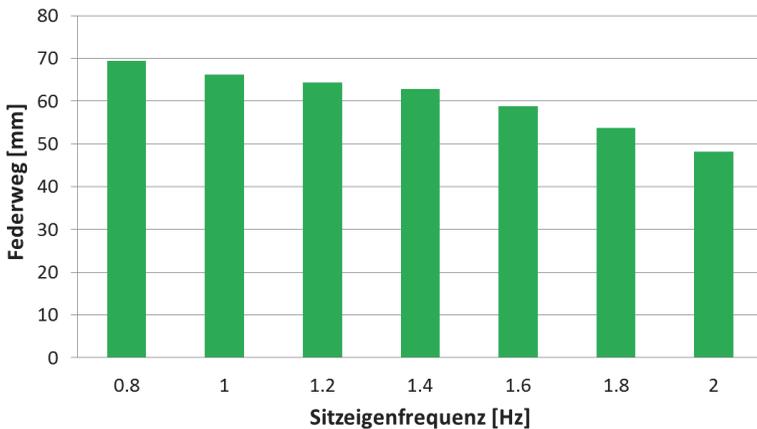


Abbildung 10.2: Genutzter Bereich des Sitzfederwegs in Abhängigkeit von dessen Eigenfrequenz (ISO 5008, unbeladen, 20 km/h)

## 10.2 Kabinenlagerung

Wie in **Kapitel 6.6.1** anhand analytischer Untersuchungen dargestellt wurde, liegt bei Verwendung der Serien-Kabinenlagerung eine Verstärkung nie-

derfrequenter Beschleunigung vor. Simulationsuntersuchungen am Status-Quo-Modell zeigen dabei beispielsweise für die Y-Richtung Übertragungsfaktoren von  $CEAT_{y,w} = 1,18$  (beladen) bzw.  $CEAT_{y,w} = 1,21$  (unbeladen) auf.

Um die genannte Verstärkung zu reduzieren, wird am virtuellen Fahrzeug beispielhaft eine alternative Wank-Übertragungsfunktion der Kabinenlagerung mit gesteigerter Wankeigenfrequenz implementiert. Dies entspricht dem in **Kapitel 4.2.3** dargestellten Ansatz der „Verringerung der Schwingungsintensivierung“ durch Versteifung. Technisch wird dies gelöst, indem im Simulationsmodell zusätzliche Stützlager zwischen Fahrzeugrahmen und der Rückseite der Kabine angebracht werden. **Abbildung 10.3** zeigt eine Prinzipdarstellung der Modellanpassung.

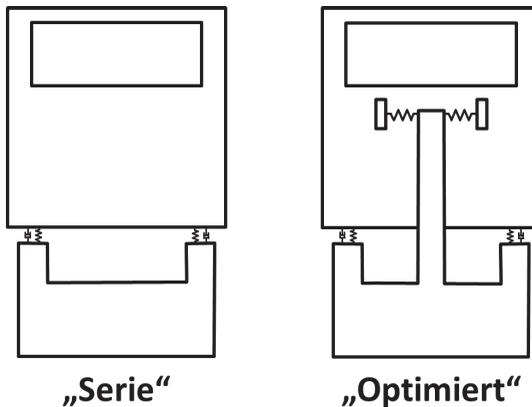


Abbildung 10.3: Anbringung zusätzlicher Stützlager zur gezielten Optimierung der Wank-Übertragungsfunktion

Abbildung 10.4 zeigt die Eigenschaftsübersicht für das unbeladene sowie das beladene Fahrzeug.

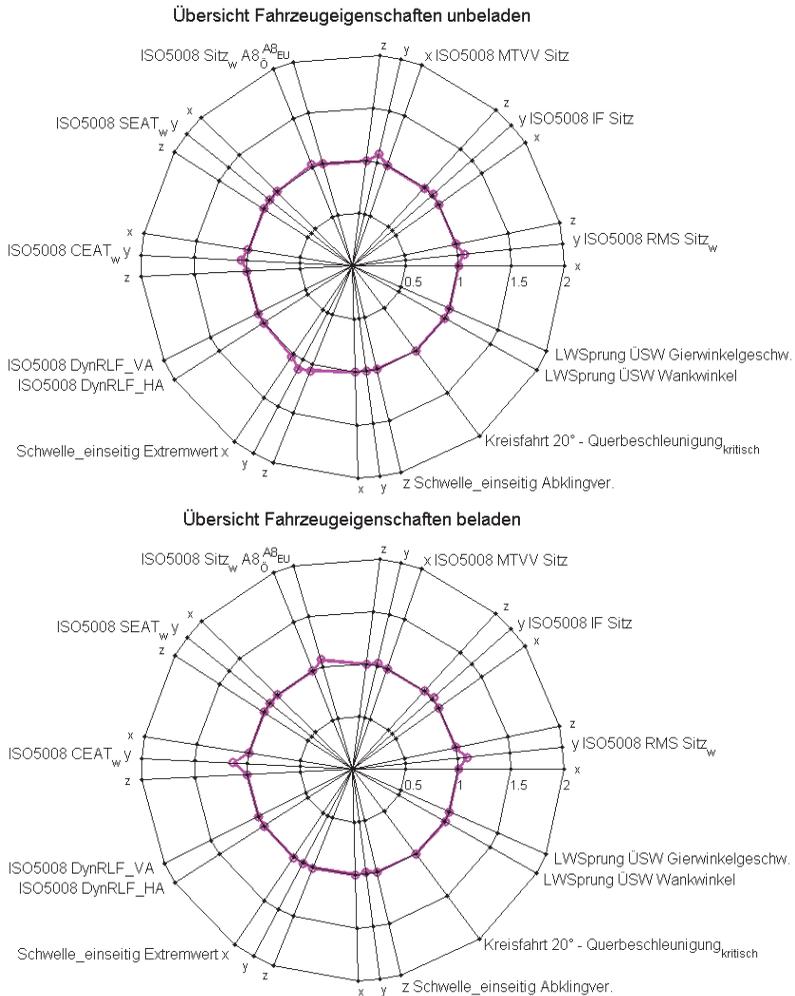


Abbildung 10.4: Eigenschaftsübersicht für das Fahrzeug mit alternativer Kabinen-Wankübertragungsfunktion

Wie erwartet zeigt die Übersicht in beiden Beladungszuständen eine Verbesserung des Übertragungsfaktors  $CEAT_{w,y}$ . Die absoluten Werte nach der Optimierung liegen im unbeladenen Zustand bei  $CEAT_{w,y} = 1,06$  (Serie: 1,21) bzw. bei beladenem Fahrzeug bei  $CEAT_{w,y} = 1,04$  (Serie: 1,18).

Aufgrund des optimierten Übertragungsverhaltens der Kabinenlagerung stellen sich während der Schlechtwegüberfahrt je nach Beladungszustand um 7,6 - 9 % reduzierte Beschleunigungseffektivwerte  $RMS_{w,y}$  am Fahrersitz ein. Dies wird begleitet von weiteren, positiven Änderungen der Kennwerte MTVV, IF und den A8-Werten. Insbesondere im unbeladenen Zustand zeigen sich ebenfalls Verbesserungen bezüglich der Extremwerte der Querbeschleunigung bei einer einseitigen Hindernisüberfahrt.

**Abbildung 10.5** zeigt die resultierenden Übertragungsfunktionen „Rahmen → Kabine“ sowie die zugrundeliegenden Beschleunigungsspektren am Fahrzeugrahmen für das Serienfahrzeug sowie nach der Optimierung. Die Diagramme entsprechen jeweils dem unteren Abschnitt des in **Kapitel 9.6.4** erläuterten Diagramms zur Visualisierung des Übertragungsverhaltens „Rahmen → Kabine → Fahrer“.

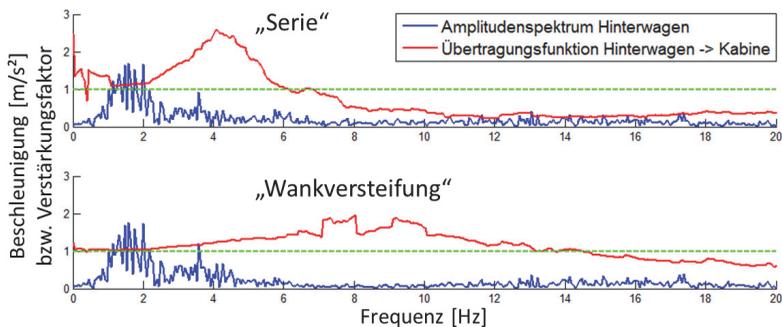


Abbildung 10.5: Vergleich der Anregungsspektren am Fahrzeugrahmen und den Wank-Übertragungsfunktionen der Kabinenlagerungen

Es ist zu erkennen, dass die Wankübertragungsfunktion hin zu höheren Frequenzen gestreckt wird (Erhöhung Wank-Eigenfrequenz), sowie eine Stauung entlang der Y-Achse auftritt (Verringerung Dämpfungsmaß). Letzteres tritt auf, da keine zusätzlichen Dämpfungsglieder eingebracht wurden und somit bei steigender Eigenfrequenz und gleichbleibenden Dämpfungskonstanten der Bauteile eine Verringerung des dimensionslosen, Lehr'schen Dämpfungsmaßes auftritt. Die Grundlagen hierzu wurden in **Kapitel 4.2** erläutert.

Bei Gegenüberstellung der beiden Wank-Übertragungsfunktionen wird der Optimierungsansatz deutlich. Während im Fall der Serienlagerung hohe Verstärkungsfaktoren der Wankübertragungsfunktion mit nennenswerten Anregungsbeschleunigungen im Frequenzbereich 2 - 6 Hz zusammen treffen und entsprechend starke Reaktionen in der Kabine hervorrufen, wird in der optimierten Variante die Verstärkung in einen Bereich verschoben, in dem nur minimale Anregungen vorliegen.

Zusätzlich zur Veränderung der Übertragungsfunktion „Rahmen → Kabine“ zeigt sich durch die nun mit einer veränderten Elastizität angebundene Kabine ebenfalls eine Rückwirkung auf das Beschleunigungsspektrum am Fahrzeugrahmen selbst. Dies ist einer der Gründe, warum einzelne Schwingungssysteme nur bedingt auf Teilsystemebene optimiert werden können und bestätigt den gewählten Ansatz der Gesamtfahrzeugsimulation.

### 10.3 Pendelgelenkposition

Dieser Abschnitt fasst die Erkenntnisse aus Parameterstudien zur Höhe des Pendelgelenks der Hinterachse zusammen. Mittels des dargestellten Simulationsprozesses besteht die Möglichkeit, die dynamischen Auswirkungen der Pendelgelenklage zu untersuchen. **Abbildung 10.6** zeigt eine Übersicht über das globale Fahrzeugverhalten des unbeladenen Radladers.

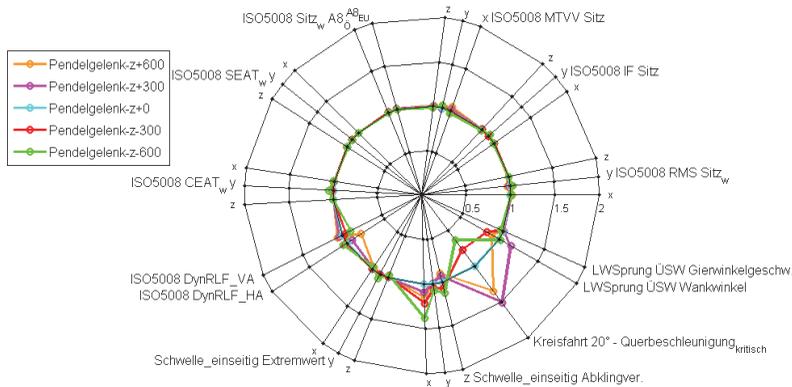


Abbildung 10.6: Eigenschaftsübersicht des unbelasteten Fahrzeugs bei Variation der Pendelgelenkhöhe

Die Höhe des Pendelgelenks zwischen Fahrzeugrahmen und Hinterachse wird in dieser Studie systematisch variiert, wobei die relativen Verschiebungen zum Ausgangszustand dabei - 600 mm, - 300 mm, + 300 mm sowie + 600 mm betragen.

Im Gegensatz zur Untersuchung des Teilsystems Fahrersitz, welcher das Ende der Übertragungskette von den Reifen bis zum Fahrer darstellt, bestimmt die Ausführung des Pendelsystems maßgeblich unterschiedlichste Verhaltensweisen des Fahrzeugs.

Die auffälligste Auswirkung der Pendelgelenkhöhe betrifft das seitliche, dynamische Kippverhalten während einer beschleunigten Kreisfahrt. Hierbei zeigen sich zunächst größere Kippreserven mit höher liegendem Pendelgelenk, wobei die Variante „+ 600 mm“ diesen Trend nicht fortführen kann. Zur genaueren Untersuchung besteht in einem solchen Fall die Option, auf die automatisiert erstellten Detailanalysen (Ergebnisebene 3) zurückzugreifen. Exemplarisch sind daher die entsprechenden Diagramme der fünf Varianten in **Abbildung 10.7** dargestellt.

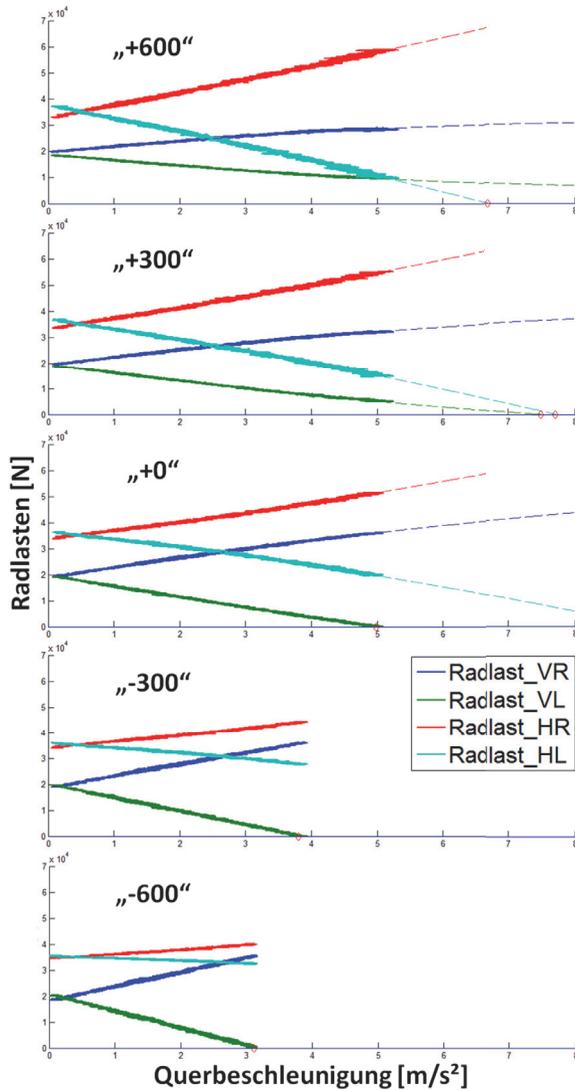


Abbildung 10.7: Detailanalyse der Radlastverteilungen aller Varianten während der beschleunigten Kreisfahrt (unbeladenes Fahrzeug)

Die Radlastverläufe der fünf Varianten zeigen anschaulich die Veränderung des Lastverteilungsverhaltens für das unbeladene Fahrzeug auf. Hierbei wird ersichtlich, warum Variante „+ 600 mm“ einen Rückschritt darstellt. Während der Zeitpunkt, zu dem das kurveninnere Hinterrad den Bodenkontakt verliert, mit steigender Pendelgelenkhöhe stetig zu höheren Querbeschleunigungen verschoben wird, erfolgt diese Verschiebung am kurveninneren Vorderrad in entgegengesetzter Weise. Variante „+ 300 mm“ stellt dabei ein lokales Maximum der Überlagerung beider Trends dar. Bei weiterer Erhöhung des Pendelgelenks bestimmt fortan das kurveninnere Vorderrad den Kippzeitpunkt, womit der Trend umgekehrt wird.

Das beladene Fahrzeug zeigt ein analoges Verhalten, wobei die maximalen Kippreserven in dieser Konfiguration bereits mit der Serienvariante „+ 0 mm“ erreicht werden. Jegliche Erhöhung oder Absenkung der Pendelgelenkposition führt zur Reduktion der Kippreserven. Betrachtet man allerdings die Absolutwerte der maximal ertragbaren Querbeschleunigung während des Fahrmanövers in beiden Beladungszuständen, so stellt sich Variante „+ 300 mm“ trotz allem als bestmöglicher Kompromiss aller Ausprägungen bezogen auf das seitliche, dynamische Kippverhalten dar.

**Abbildung 10.8** zeigt die absoluten Kippgrenzen für beide Beladungszustände auf.

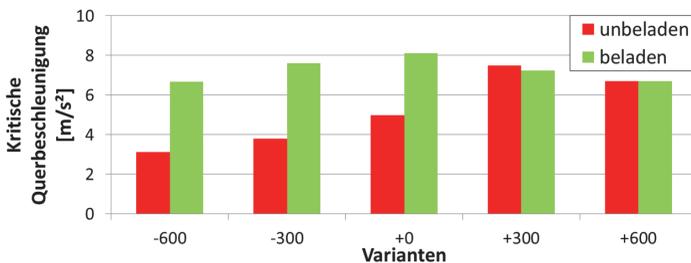


Abbildung 10.8: Kritische Querbeschleunigung im beladenen und unbeladenen Zustand für die fünf untersuchten Pendelgelenkhöhen

Während der Verlust an Kippreserve im beladenen Zustand von Variante „+ 300 mm“ gegenüber der Serienvariante „+ 0 mm“ gering ausfällt ( $8 \text{ m/s}^2$  auf  $7,1 \text{ m/s}^2$ ), so steigert sich die Kippreserve im unbeladenen Zustand von  $5 \text{ m/s}^2$  (Variante „+ 0 mm“) auf  $7,4 \text{ m/s}^2$  (Variante „+ 300 mm“). Die annähernde Angleichung der dynamischen Kippgrenzen in beiden Beladungszuständen erfüllt zusätzlich die gesetzte Forderung, ein über den Gesamtzyklus möglichst konsistentes und von Beladungszustand unabhängiges Fahrzeugverhalten abzubilden.

Neben der Kippsicherheit bestehen - wie im Netzdiagramm ersichtlich wird - weitere Auswirkungen der Pendelgelenkhöhe auf verschiedenste Verhaltensweisen des Fahrzeugs. Beispielsweise zeigt sich ein Einfluss auf das Abklingverhalten nach Stoßanregung während einer einseitigen Schwellenüberfahrt, die Beeinflussung dynamischer Radlastfaktoren während der Schlechtwegfahrt (Kontrollierbarkeit) sowie eine Veränderung der Beschleunigungseffektivwerte am Fahrersitz in Querrichtung.

Durch weitere, automatisiert erstellte Detailanalysen besteht die Möglichkeit, jeden dieser Teileffekte weiter zu untersuchen. So zeigt sich mit Anhebung der Pendelachshöhe beispielsweise eine Verringerung des Effektivwerts der Querbeschleunigung am Fahrersitz.

Während beispielhaft für die Varianten „- 600 mm“ und „+ 300 mm“ rahmenseitig nahezu identische Beschleunigungseffektivwerte in Querrichtung vorliegen ( $1,48$  bzw.  $1,49 \text{ m/s}^2$ ), so ist die Veränderung des zugrundeliegenden Frequenzspektrums dafür verantwortlich, dass sich am kabinenseitigen Sensor bereits merkliche Unterschiede im Effektivwert abzeichnen.

Durch die Verschiebung des Anregungsspektrums am Hinterwagen hin zu niedrigeren Frequenzen rückt die Hauptanregung im Bereich um 2 Hz weiter weg vom Verstärkungsbereich der Übertragungsfunktion Rahmen → Kabine, womit die Variante „+ 300 mm“ eine geringere Verstärkung der

Querbeschleunigungen durch die Kabinenlagerung erfährt als die Variante „- 600 mm“. Die Kabinenlagerung wird somit in einem anderen Arbeitspunkt betrieben. **Abbildung 10.9** visualisiert das Schwingungsübertragungsverhalten der Kabinen- und Sitzfederung für die beiden genannten Varianten.

Im Netzdiagramm ist der beschriebene Einfluss bei der Betrachtung des Kabinen-Übertragungsfaktors  $CEAT_{w,y}$  für die Querrichtung erkennbar. Dieser Kennwert zeigt eine Verstärkung der Querbeschleunigungen um den Faktor 1,17 für Variante „- 600 mm“ bzw. 1,11 für die Variante „+ 300 mm“. Bei gleichem Effektivwert der Anregung am Fahrzeugrahmen ergeben sich somit kabinenseitig unterschiedliche Beschleunigungsniveaus. Diese liegen exemplarisch bei  $RMS_y = 1,73 \text{ m/s}^2$  für Variante „- 600 mm“ bzw.  $RMS_y = 1,65 \text{ m/s}^2$  für die Variante „+ 300 mm“. Der prozentuelle Unterschied von 4,8 % liegt dabei zwar unter den aus **Kapitel 3.2.5** bekannten Unterschiedsschwellen der subjektiven Wahrnehmung, für eine objektive Schwingungsbetrachtung ist diese Differenz allerdings trotz allem relevant. Da der Fahrersitz in der Querrichtung in diesem Fall ohne Schwingungsfreiheitsgrad ausgelegt ist, beeinflusst dieser die Schwingungen nicht weiter.

Anhand des vorliegenden Beispiels „Variation Pendelachshöhe“ zeigt sich anschaulich, wie durch Anpassung eines einzelnen Parameters unterschiedlichste Verhaltensweisen des Radladers beeinflusst werden können. Die Arbeitshypothese wird hiermit bestätigt. Mittels des dargestellten Prozesses besteht dabei die Möglichkeit, diese Einflüsse global zu erkennen und zu quantifizieren (Ergebnisebene 1 und 2) sowie die Entstehungseffekte und Wirkungsweisen näher zu untersuchen (Ergebnisebene 3).

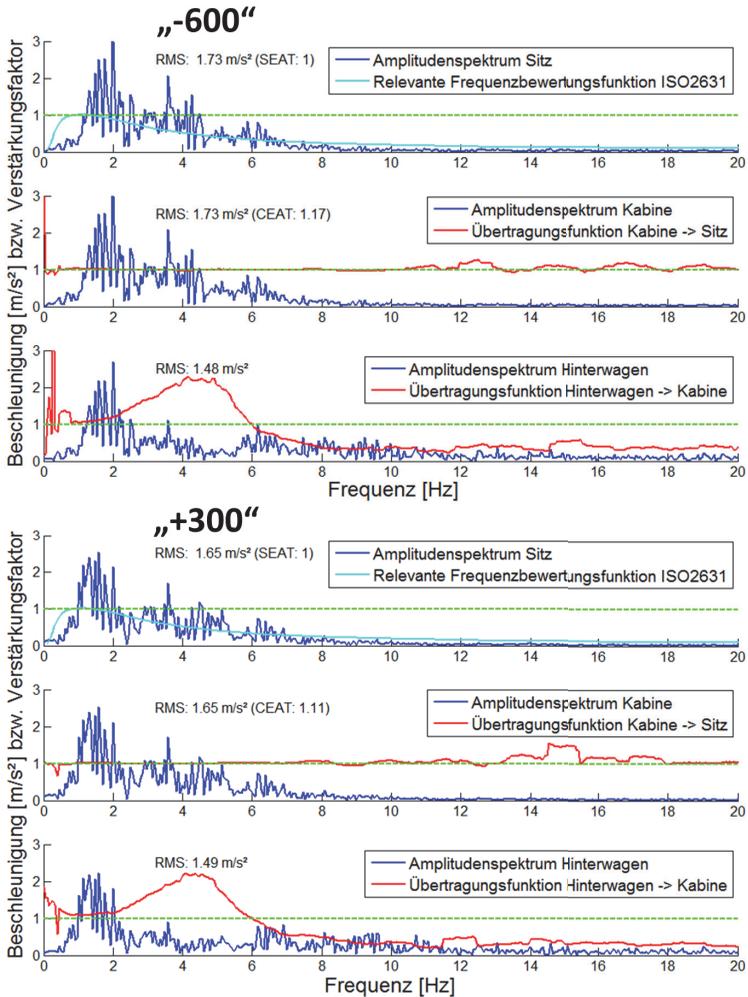


Abbildung 10.9: Fortpflanzung der Querbeschleunigung im Frequenzbereich von Hinterwagen (unten) über Kabine (Mitte) zum Fahrersitz (oben) für zwei Pendelgelenkhöhen

## 10.4 Vergleich typischer Pendelkonzepte

Wie in **Kapitel 2** beschrieben, sind auf dem Markt verschiedenste Ausführungen des Pendel-Ausgleichssystems anzutreffen. Mittels des automatisierten Simulationsprozesses werden in diesem Anwendungsbeispiel zwei typische Systeme - Achspendelung und Rahmenpendelung - unter gleichen Randbedingungen miteinander verglichen.

**Abbildung 10.10** zeigt die beiden betrachteten Positionen des Pendelgelenks am Fahrzeugmodell. Während das Serienfahrzeug mit einem Pendelgelenk zwischen hinterem Fahrzeugrahmen und der Hinterachse ausgestattet ist (Achspendelung), wird der Pendelfreiheitsgrad in der alternativen Konfiguration zwischen Vorder- und Hinterwagen im Bereich des Knickgelenks angesiedelt (Rahmenpendelung). Die Position des Gelenks in der Vertikalen bleibt dabei in diesem Prinzipversuch unverändert.

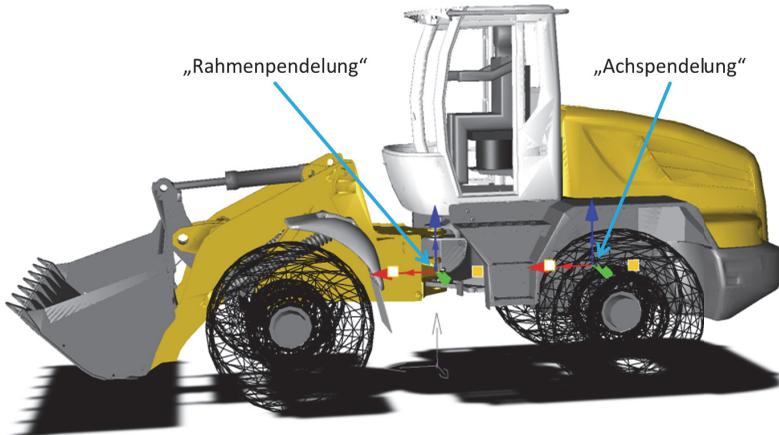


Abbildung 10.10: Betrachtete Positionen des Pendelgelenks für die Konzepte Achspendelung und Rahmenpendelung

Die sich nach der automatisierten Bewertung der globalen, dynamischen Fahrzeugeigenschaften ergebenden Übersichtsdiagramme sind in **Abbildung 10.11** für beide Beladungszustände dargestellt.

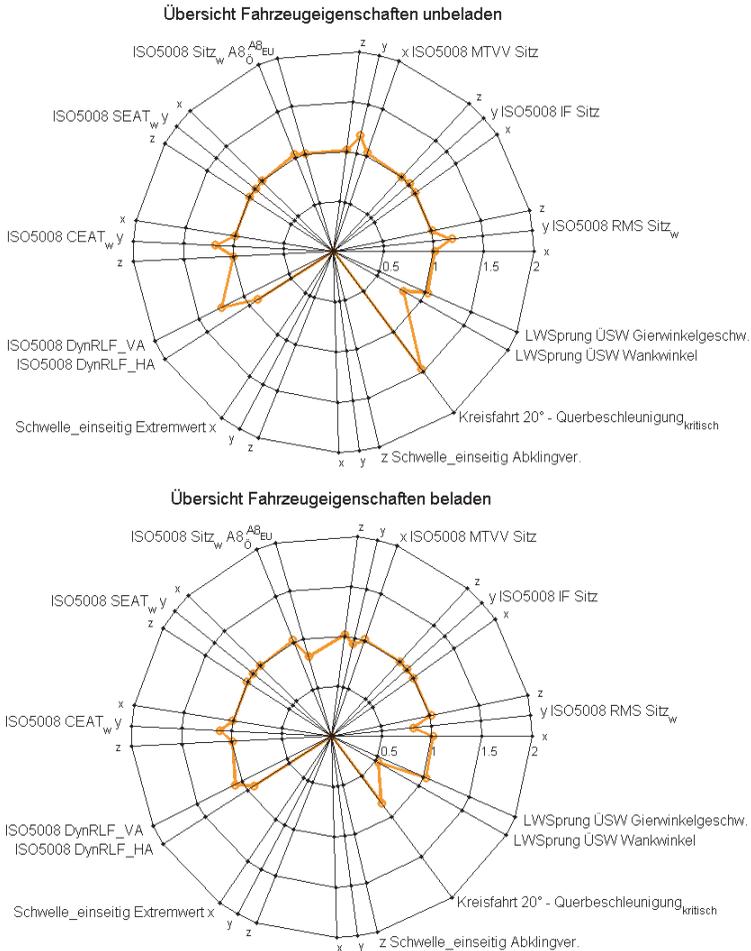


Abbildung 10.11: Übersicht über das dynamische Verhalten des Fahrzeugs mit Rahmenpendelung in unbeladenen (oben) sowie beladenen Zustand (unten) normiert auf das Verhalten des Serienfahrzeugs

Der üblicherweise verfolgte Ansatz, das Hindernis bei der einseitigen Schwellenüberfahrt aus Gründen der Reproduzierbarkeit ausschließlich mit der Vorderachse zu befahren, ist für ein Fahrzeug mit Rahmenpendelung und einer auf dem Hinterwagen angeordneten Fahrerkabine nicht zielführend. Das Manöver wird daher im Versuchsplan durch eine Variante ersetzt, bei welcher die Hindernisse mit beiden Achsen überfahren werden. Durch die damit verbundene Doppelanregung sind die einzahligen Kennwerte für die Maximalbeschleunigungen und das Abklingverhalten nach einseitiger Schwellenüberfahrt nicht länger repräsentativ und werden in den Übersichtsdiagrammen zu Null gesetzt. Zur Quantifizierung muss daher in diesem Fall auf die Detailanalysen zurückgegriffen werden.

Wie von einer solch einschneidenden Änderung im Fahrzeugkonzept erwartet, sind weitreichende Einflüsse im Verhalten erkennbar. Diese reichen von positiven wie negativen Änderungen im Schwingungskomfort über ein deutlich beeinflusstes, dynamisches Kippverhalten bis zu auffällig hohen Verschlechterungen bzgl. des Überschwingensverhaltens des Wankwinkels im Manöver Lenkwinkelsprung.

Das Übertragungsverhalten der Kabinenlagerung bezüglich Querbeschleunigung zeigt in beiden Beladungszuständen ein verbessertes Verhalten in Form reduzierter  $CEAT_{w,y}$ -Werte, wobei dies bei unveränderter Übertragungsfunktion „Rahmen → Kabine“ auf die veränderte spektrale Verteilung der Anregung im Fahrzeugrahmen zurückzuführen ist. Dies wird besonders deutlich im unbeladenen Zustand, in welchem der Beschleunigungseffektivwert beider Varianten während einer Schlechtwegfahrt in Querrichtung rahmenseitig annähernd gleich ausfällt ( $1,47 \text{ m/s}^2$  zu  $1,45 \text{ m/s}^2$ ), aufgrund der geringeren Beschleunigungsanteile im Verstärkungsbereich der Übertragungsfunktion kabinenseitig allerdings bei der Variante „Rahmenpendelung“ um 15,9 % niedrigere Beschleunigungen feststellbar sind.

Im beladenen Zustand zeigt sich rahmenseitig bereits ein um 36,4 % höherer Beschleunigungseffektivwert in der Querrichtung, sodass - selbst unter

Berücksichtigung des verbesserten Übertragungsfaktors  $CEAT_{w,y}$  - kabinenseitig eine Verschlechterung um 21,7 % verbleibt.

Ein grundlegender Verhaltensunterschied beider Pendelkonzepte wird bei Betrachtung des Manövers „Hindernisüberfahrt einseitig“ deutlich. **Abbildung 10.12** zeigt die resultierenden Sitzbeschleunigungen beider Varianten, wobei die Zeitpunkte  $t_{VA}$  sowie  $t_{HA}$  jeweils das Auftreffen der Vorder- respektive der Hinterachse auf das Hindernis kennzeichnen.

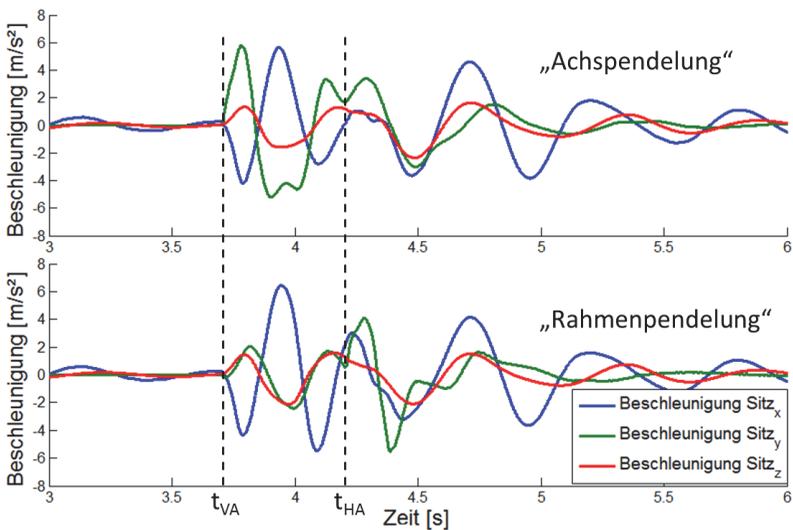


Abbildung 10.12: Sitzbeschleunigungen bei der einseitigen Hindernisüberfahrt für beiden Fahrzeugvarianten (unbeladen)

Während sich beim Konzept „Achspendelung“ eine einseitige Anregung an der Vorderachse direkt als laterale Sitzbeschleunigung zeigt und die Anregung der Hinterachse in den Hintergrund tritt, zeigt das Rahmenpendelkonzept ein umgekehrtes Verhalten. Da hier die Kabine hauptsächlich von der Hinterachse angeregt wird, ergibt sich ein grundlegend unterschiedliches Verhalten. Die Maximalbeschleunigung entsteht somit beim Auftreffen der

Hinterachse auf das Hindernis - im Gegensatz zur Achspendelung, bei der die maximale Querbeschleunigung bereits beim Auftreffen der Vorderachse erzeugt wird.

Die lateralen, dynamischen Kippreserven werden über das veränderte Abstützverhalten des Fahrzeugs unter Querbeschleunigung charakterisiert. **Abbildung 10.13** zeigt exemplarisch für den unbeladenen Zustand den Unterschied beider Varianten auf.

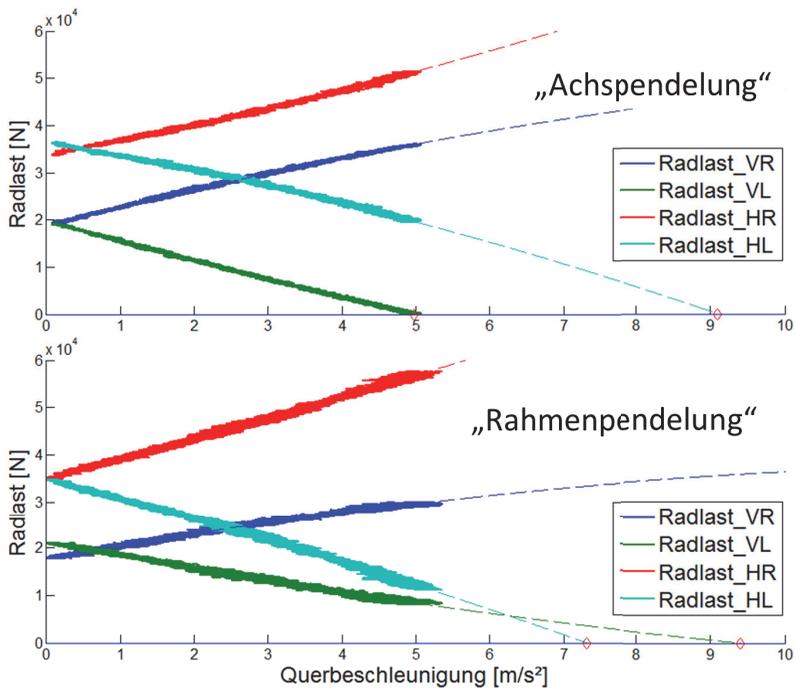


Abbildung 10.13: Querdynamisches Kippverhalten beider Varianten im unbeladenen Zustand

Durch die veränderte Radlastverteilung unter Einfluss von Querbeschleunigung wird das Erreichen des Kippkriteriums verschoben. **Abbildung 10.14** fasst die absoluten Werte der Kippgrenzen beider Varianten zusammen.

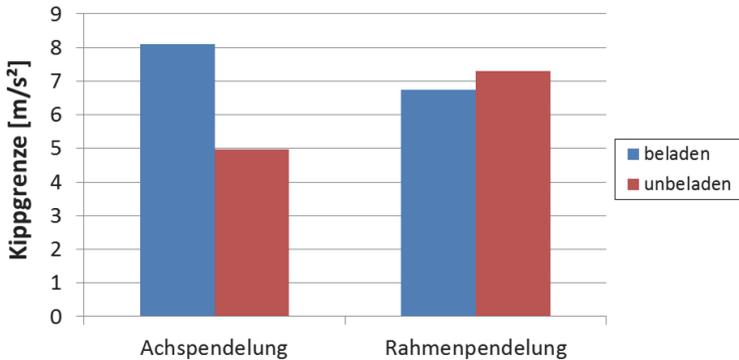


Abbildung 10.14: Querdynamisches Kippverhalten - Absolutvergleich

Es ist zu erkennen, dass sich die Absolutwerte der ertragbaren Querbeschleunigungen in der Variante „Rahmenpendelung“ angleichen. Dieses nun vom Beladungszustand annähernd unabhängige Verhalten konnte ebenfalls durch Veränderung der Gelenkhöhe in der Variante „Achspendelung“ erzeugt werden (siehe **Kapitel 10.3**) und ist generell wünschenswert.

Ein besonderer Unterschied zwischen beiden Pendelkonzepten wird bei Betrachtung des Überschwingverhaltens bei schlagartigen Lenkmanövern deutlich. **Abbildung 10.15** veranschaulicht das Überschwingverhalten des Wankwinkels während des Manövers „Lenkwinkelsprung“ am Beispiel des unbeladenen Fahrzeugs.

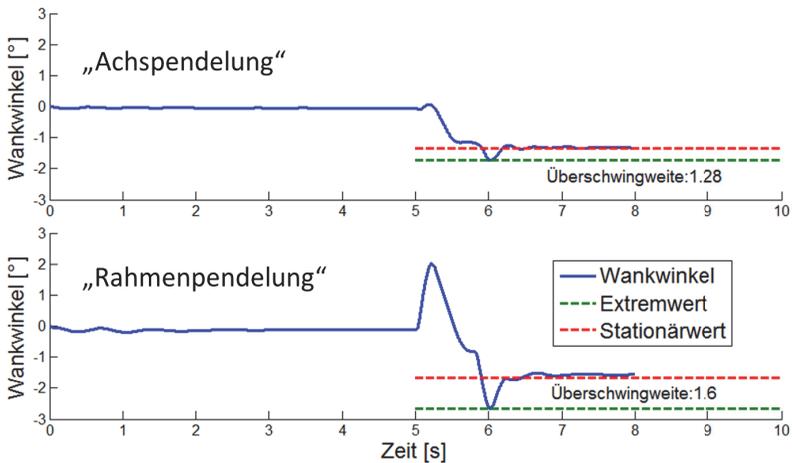


Abbildung 10.15: Lenkwinkelsprung - Überschwingverhalten des Wankwinkels des hinteren Fahrzeugrahmens für beide Varianten

Während das Serienfahrzeug mit Achspendelsystem ein Überschwingen von 28 % im Wankwinkel zeigt, fällt bei der Variante „Rahmenpendelung“ neben des auf 60 % gestiegenen Überschwingens vor allem ein starkes Gegenschwingen zu Beginn des Einlenkvorgangs auf. Zusätzlich stellt sich ein größerer, stationärer Wankwinkel in der Kreisfahrt ein. Alle diese Erkenntnisse widersprechen den Forderungen, die in **Kapitel 7** an das Fahrverhalten gestellt wurden.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Wahl des Pendelkonzepts weitreichende Einflüsse auf verschiedene Facetten des dynamischen Fahrzeugverhaltens mit sich bringt. Gleichzeitig ist dies ein Beispiel für einen Konzeptvergleich, welcher im realen Versuchsbetrieb nur mittels immensen Aufwands dargestellt werden könnte und welcher mithilfe des automatisierten Simulationsprozesses effizient und unter reproduzierbaren Bedingungen im Rahmen von Minuten umgesetzt werden kann.

## 10.5 Darstellung eines adaptiven Achspendelverhaltens

Anhand der Pendelachse wird im letzten Anwendungsbeispiel die Unterstützung der Entwicklung adaptiver Systemvarianten durch den Simulationsprozess dargestellt. Es konnte bereits aufgezeigt werden, dass durch die Änderung eines einzelnen Parameters verschiedenste Fahrzeugeigenschaften beeinflusst werden können. In den meisten Fällen werden diese Einflüsse dabei je nach betrachtetem Teilverhalten sowohl negativ als auch positiv ausfallen.

Im exemplarischen Fall zweier vorliegender Systemvarianten a und b bedeutet dies, dass sowohl Variante a Vorteile gegenüber Variante b bietet, einige Teilbereiche des globalen Fahrzeugverhaltens allerdings von Variante b zufriedenstellender abgebildet werden. Die klassische Lösung besteht dabei darin, einen möglichst optimalen, passiven Kompromiss zu realisieren, der die Kombination von Vor- und Nachteilen in sich vereint.

Aufgrund der in **Kapitel 7** dargestellten Tatsache, dass sich die Anforderungen der Fahrer an das Maschinenverhalten allerdings über dem Verlauf eines typischen Arbeitszyklus ändern, können durch situationsabhängiges, adaptives Systemverhalten weitere Potenziale gegenüber einer passiven Kompromissauslegung ausgeschöpft werden.

Um das Beispiel zweier verfügbarer Systemzustände fortzuführen, wird alternativ zum Status-Quo-Verhalten des Fahrzeugs eine Variante mit gesperrtem Pendel-Freiheitsgrad dargestellt. Es ergeben sich die Zustände „Hinterachse frei pendelnd“ und „Pendelung gesperrt“.

**Abbildung 10.16** zeigt das simulierte Fahrzeugverhalten des Radladers mit gesperrtem Pendel-Freiheitsgrad.

## 10 Beispielhafte Anwendung des Simulationsprozesses

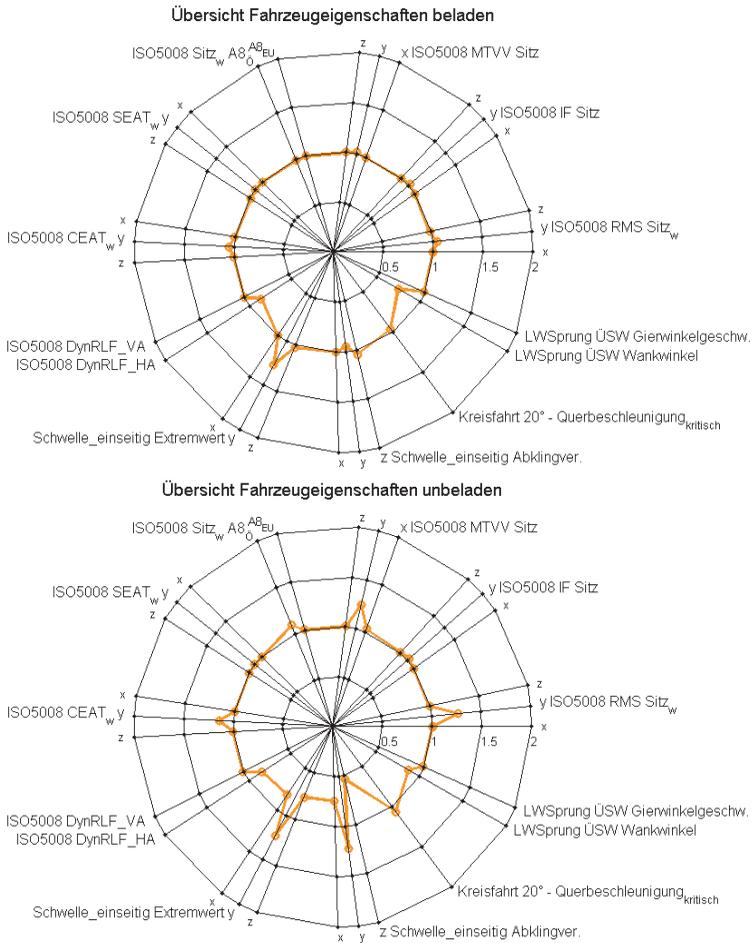


Abbildung 10.16: Eigenschaftsübersicht des beladenen (oben) und unbeladenen Fahrzeugs (unten) bei gesperrtem Pendel-Freiheitsgrad normiert auf die Kennwerte des Serienfahrzeugs

Es ist zu erkennen, dass die lateralen Sitzschwingungen durch die Sperrung der Pendelachse stark reduziert werden können. Bezüglich des Kennwerts  $\text{RMS}_{w,y}$  liegt eine Verringerung um 29,7 % (unbeladen) bzw. 7,6 % (beladen) vor. Dies wird zusätzlich von einem leichten Rückgang der Stoßhaltigkeit (Instationaritätsfaktor IF) von rund 2,5 % begleitet.

Aufgrund der veränderten Lastabstützung bei fahrdynamischen Manövern ergibt sich allerdings durch Sperrung der Pendelachse ein höheres Überschwingen des Wankwinkels während des Lenkwinkelsprungs. Zusätzlich wird die dynamische, seitliche Kippstabilität während der beschleunigten Kreisfahrt beeinflusst. Während das unbeladene Fahrzeug eine Erhöhung der Kippreserven um 6 % zeigt, verringern sich diese im beladenen Zustand um ca. 4,5 %.

In beiden Beladungszuständen zeigt sich eine Steigerung der dynamischen Radlastschwankungen an der Hinterachse. Während des Manövers „Schwellenfahrt einseitig“ ist demgegenüber allerdings eine Minderung der maximalen Schwingungsamplituden in Querrichtung zu erkennen, wobei dies im unbeladenen Zustand mit einer gleichzeitigen Erhöhung der Extremwerte in Längs- und Vertikalrichtung einher geht.

Der automatisierte Simulationsprozess zeigt somit bereits bei diesem Minimalbeispiel mit zwei möglichen Zuständen die verschiedenen Vor- und Nachteile beider Konfigurationen auf. Unter Berücksichtigung der variablen Fahreranforderungen über einen typischen Arbeitszyklus wird damit die Grundlage geschaffen, ein situationsabhängiges, adaptives Systemverhalten zu definieren. **Tabelle 10.1** zeigt eine beispielhafte Ausführung im Bezug auf den Referenzzyklus.

Zyklusphase	unbeladen	beladen
Schlechtwegfahrt	Pendelung gesperrt	frei pendelnd
Einfahrt in die Kurvenfahrt	frei pendelnd	frei pendelnd
Kurvenfahrt	Pendelung gesperrt	frei pendelnd
Ausfahrt aus der Kurvenfahrt	frei pendelnd	frei pendelnd
Hindernisüberfahrt	frei pendelnd	Pendelung gesperrt
Lade- bzw. Entladephase	Pendelung gesperrt	Pendelung gesperrt

Tabelle 10.1: Mögliches, situationsabhängiges Systemverhalten der adaptiven Pendelachssperre

Die Phase der Schlechtwegfahrt erlaubt im unbeladenen Zustand eine deutliche Steigerung des Schwingungskomforts durch die gesperrte Pendelachse. Da das absolute Schwingungsniveau des Referenzmodells im beladenen Zustand bereits niedriger ausfällt ( $RMS_{Sitz,y,laden} = 1,29 \text{ m/s}^2$  bzw.  $RMS_{Sitz,y,unladen} = 1,70 \text{ m/s}^2$ ) und die erreichbaren Reduktionen durch das Sperren der Pendelachse vergleichsweise gering sind, wird hier der Systemzustand „frei pendelnd“ gewählt. Dieser lässt aufgrund der niedrigeren Radlastschwankungen eine höhere Kontrollierbarkeit erwarten.

Während des Ein- und Ausfahrens bei Kurvenfahrten ist geringes Überschwingen von Wankwinkel- und Gierwinkelgeschwindigkeit gefordert. Hierbei zeigen sich für beide Beladungszustände Vorteile der Lösung „Hinterachse frei pendelnd“. Innerhalb der Kurvenfahrt gilt dabei, dass im unbeladenen Zustand höhere Kippreserven mit gesperrtem Pendelfreiheitsgrad erreicht werden können, womit diese Konfiguration favorisiert wird.

Die Sperrung der Pendelung bei einer Hindernisüberfahrt mit beladenem Fahrzeug führt zur Reduktion der maximalen Beschleunigungsamplituden in Querrichtung, wobei gleichzeitig nur vernachlässigbare Zusatzeffekte auftreten. Im unbeladenen Zustand folgt stattdessen eine drastische Verschlechterung der Schwingungsamplituden in Längs- und Vertikalrichtung und deren Abklingverhalten, wonach die freie Pendelung bevorzugt wird.

Während der Lade- und Entladephase wird schließlich der Zustand der gesperrten Pendelung definiert, da somit eine höhere Standsicherheit bei gehobener, beladener Schaufel und abrupten Lenkmanövern besteht.

Im Zuge einer Realisierung des beispielhaften Systems ist darauf zu achten, dass weitere Einflussfaktoren - beispielsweise die zusätzliche Torsionsbelastung des Fahrzeugrahmens durch das Sperren des Pendelfreiheitsgrades - bestehen, die durch den aktuellen Prozess nicht abgebildet werden.



# 11 Zusammenfassung und Ausblick

## 11.1 Zusammenfassung

Es wurde eine durchgängige Vorgehensweise zur Analyse und Optimierung des globalen Fahrzeugverhaltens von Radladern in den Teildomänen Schwingungskomfort, Fahrdynamik sowie Kippsicherheit vorgestellt. Ausgehend von einer zentralen Arbeitshypothese, nach der mit einer einzelnen Parametervariation potenziell Veränderungen verschiedenster Teilfacetten des Fahrzeugverhaltens einhergehen, wurde ein ganzheitlicher Betrachtungsansatz gewählt.

Aufgrund der Anforderung, mittels der dargestellten Herangehensweise bereits in frühen Phasen des Produktentstehungsprozesses effiziente Verhaltensstudien verschiedener Fahrzeugkonzepte und eine Abstimmung einzelner Parameter durchführen zu können, wurde als Basis für Untersuchungen die Gesamtfahrzeugsimulation gewählt. Hiermit lassen sich mittels eines zentralen Modells alle relevanten Verhaltensweisen darstellen und die komplexen Interaktionen verschiedener Systeme beurteilen. Zusätzlich besteht die Möglichkeit, Optimierungsmaßnahmen an unterschiedlichen Teilsystemen des Fahrzeugmodells quantitativ zu vergleichen. Die Arbeit beschreibt den Aufbau eines parametrischen Mehrkörpermodells, welches alle für die Betrachtung relevanten Freiheitsgrade umfasst.

Die Ausrüstung eines korrespondierenden Realfahrzeugs mit Messtechnik sowie die Durchführung und Auswertung von Fahrversuchen wurde vorgestellt. Die Versuchsergebnisse bilden die Basis zur Validierung des virtuel-

len Fahrzeugmodells. Durchgeführte Fahrmanöver umfassen dabei sowohl typische Fahrdynamik-Untersuchungen im offenen und geschlossenen Regelkreis als auch Manöver zur Quantifizierung von Schwingungskomfort und Kippsicherheit.

Die Bestimmung des Verhaltens des virtuellen Radladermodells in den genannten Verhaltensdomänen erfolgt analog zum realen Versuchsbetrieb anhand verschiedener Fahrmanöver. Die fehlerträchtige Parametrierung des Fahrzeugs zur Durchführung eines Fahrversuchs wurde dabei automatisiert, sodass eine Menge von Fahrmanövern nach einmaliger Definition ohne Benutzereingriff ausgeführt werden kann. Ergänzt werden die zur Verfügung stehenden Fahrmanöver durch sogenannte „Erweiterte Untersuchungen“ zur umfangreichen Prüfung des statischen sowie dynamischen Kippverhaltens sowie der Bestimmung des Gesamtschwerpunktes des Fahrzeugs in Abhängigkeit verschiedener Grundparameter. Die Schnittstelle zum Anwender bildet dabei eine graphische Benutzeroberfläche, über welche die gewünschten Tests und Untersuchungen ausgewählt werden können. Diese umfasst eine Lösung zur a-priori-Schätzung der benötigten Rechenzeit, sodass umfangreiche Studien effizient geplant werden können.

Um das Fahrzeugverhalten in seinen Teilfacetten quantifizieren und darstellen zu können, wurde eine automatisierte, manöverspezifische Auswertung der virtuellen Fahrversuche implementiert. Hierzu wurden Methoden vorgestellt, um beschreibende Kennwerte einzelner Fahrzeugverhaltensweisen robust bestimmen zu können. Im Bereich der Schwingungskomfortbewertung orientieren sich die Methoden dabei sowohl an der aktuellen Normung als auch an weiterführenden Verfahren. Gleichzeitig werden länderspezifische Unterschiede in der Vibrationsgesetzgebung berücksichtigt. Gezielte Datenverarbeitungen und -visualisierungen unterstützen dabei, die Interpretierbarkeit der Ergebnisse zu maximieren.

Zur Visualisierung gegenüber dem Anwender wurde eine Konzept vorgestellt, welches drei Ebenen der Ergebnisdarstellung umfasst. Dieses erlaubt,

ausgehend von Übersichtsdarstellungen über das gesamte Fahrzeugverhalten, über manöverübergreifende Auswertungen innerhalb einer Verhaltensdomäne, bis hin zu manöverspezifischen Detailanalysen eine effiziente Interpretation der umfangreichen Ergebnisse.

Den Abschluss der Arbeit bilden einige beispielhafte Anwendungen des Prozesses. Exemplarisch wurden Einflüsse von Grundparametern wie Sitzeigenfrequenz und Pendelachshöhe dargestellt, eine Optimierung des Übertragungsverhaltens der Kabinenlagerung vorgenommen sowie der Vergleich zweier typischer Pendelkonzepte präsentiert. Als Beispiel für ein mögliches, adaptives Systemverhalten wurde eine Studie anhand einer sperrbaren Pendelachse diskutiert. Hierbei wird durch Abbildung einzelner Phasen realer Arbeitszyklen durch individuelle Fahrmanöver innerhalb des Simulationsprozesses die Grundlage zur Entwicklung adaptiver Schwingungssysteme geschaffen, welche es ermöglichen, durch Auflösung bestehender Kompromisse bisher ungenutzte Potenziale offenzulegen.

## **11.2 Ausblick**

Der modulare Aufbau des Simulationprozesses erlaubt es, beliebige Fahrmanöver ohne Eingriff in den Quellcode einzubinden sowie neuartige Auswerte- und Visualisierungsmethoden flexibel einzelnen Manövern zuzuordnen. Gleichzeitig besteht innerhalb der verwendeten Systemsimulationsumgebung die Möglichkeit, Teilsysteme des Gesamtfahrzeugmodells modular durch komplexere Abbildungen zu ersetzen. Somit wird der Weg für eine zukünftige Erweiterung geebnet.

Die Integration von virtuellen Fahrversuchen im geschlossenen Regelkreis zwischen Fahrer und Fahrzeug bietet die Möglichkeit, die Kontrollierbarkeit und den Bedienungsaufwand während Fahrdynamikmanövern je nach Fahrzeugkonfiguration zu quantifizieren. Hierzu ist die Implementierung eines

Fahrermodells notwendig, was allerdings aufgrund der Eigenschaft der Simulationsumgebung, Steuer- und Regelsysteme abbilden zu können, technisch kein Hindernis darstellt. Die Herausforderung ist es, sicherzustellen, dass sich ein virtueller Fahrer hinreichend realistisch an ein verändertes Fahrzeugverhalten anpasst, sodass belastbare Ergebnisse gewonnen werden können.

Die Ausweitung der dargestellten Methodik auf weitere Domänen des Fahrzeugverhaltens ist ebenso denkbar. Eine Erweiterung des Radladermodells um detaillierte Abbildungen von Antriebsstrang und Arbeitshydraulik böte die Möglichkeit, virtuelle Untersuchungen zur Effizienz und Leistungsfähigkeit durchzuführen um weitere Teilfacetten des globalen Fahrzeugverhaltens in den Prozess zu integrieren.

Um den Arbeitsprozess und dessen Rückwirkung auf die Maschine zu bewerten, stehen beispielsweise Methoden der Erdstoffsimulation über eine Diskrete Elemente Simulation (DEM) zur Verfügung. Die Quantifizierung des Bedienungsaufwands eines virtuellen Fahrers im Arbeitsprozess eines Radladers wird beispielsweise in [28] aufgezeigt. Für all diese Ansätze kann allerdings aufgrund der damit deutlich steigenden Anforderungen an den Rechenaufwand des Modells empfohlen werden, die detaillierten Teilsysteme des Radladers je nach betrachtetem Phänomen modular gegen vereinfachte Darstellungen auszutauschen. Die Komplexitätsstufe einzelner Teilsysteme wird hierzu vorzugsweise innerhalb der Manöverdefinitionen hinterlegt und automatisiert abgefragt - ein Ansatz, wie er beispielsweise in [15] verfolgt wird.

Der Einsatz alternativer Fahrzeugmodelle ist ebenso denkbar. Eine Ausweitung auf Radladermodelle unterschiedlicher Größenklassen wäre beispielsweise interessant um Skalierungseffekte untersuchen zu können. Doch auch einer Anwendung des Prozesses auf andere Bau- oder Landmaschinen bzw. Flurförderfahrzeuge steht technisch nichts im Wege.

Ein weiterer möglicher Schritt ist die Implementierung automatisierter Optimierungsalgorithmen wie beispielsweise in [40] oder [58]. Im dargestellten Prozess erfolgen die Bewertung der Ergebnisse und die nachfolgende Optimierung bisher manuell. Die Nutzung von Optimierern macht es dabei erforderlich, die verschiedenen Randbedingungen zu definieren und Teilergebnisse zu gewichten, um eine „Gesamtnote“ berechnen zu können. Dies ist insbesondere bei der Bewertung von Ganzkörper-Vibrationen problematisch, da es eine Frage der Herstellerphilosophie sein kann, ob beispielsweise eine Optimierung auf subjektiv erlebten Schwingungskomfort, bestmögliches Abschneiden bei normgerechten Messungen oder minimierte Wirbelsäulenschädigung (Gesundheit) erfolgen soll.

Eine wichtige Weiterentwicklung des gesamten Prozesses von der Verfügbarkeit von CAD-Daten bis hin zur virtuellen Eigenschaftsbewertung stellt die künftige Automatisierung der Modellgenerierung dar. Dieser in der vorliegenden Arbeit für einen exemplarischen Maschinentyp manuell durchgeführte Schritt stellt bezüglich Effizienz des Gesamtprozesses einen Flaschenhals dar, insbesondere da branchentypisch eine Vielzahl verschiedener Maschinengrößen von einer kleinen Entwicklungsabteilung betreut werden. Eine aktuelle Nachfolgearbeit befasst sich daher mit der Automatisierung der Schritte CAD-Daten-Export, GUI-basiertes Generieren der Modellstrukturen und Datenbank-basierte Parametrierung. Die entstehenden Modelle können nahtlos in den in dieser Arbeit dargestellten Prozess integriert werden. Hierbei wird die Tatsache genutzt, dass validierte Teilmodelle oder -komponenten aufgrund des objektorientierten Modellierungsansatzes beliebig wiederverwendet werden können.

Zur Realisierung von mittels des Prozesses erarbeiteten, adaptiven Systemverhaltensweisen besteht die Notwendigkeit, die unterschiedlichen Fahrsituationen zunächst robust zu erkennen. Hierzu sind weitere Arbeiten notwendig, um bereits vorhandene Ansätze weiter zu entwickeln.



# Abbildungsverzeichnis

2.1	Seitenansicht eines knickgelenkten Radladers [3] . . . . .	6
2.2	Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt . . . . .	9
2.3	Globales Fahrzeugverhalten mit den in dieser Arbeit berücksichtigten Teildomänen . . . . .	16
3.1	Funktionsweise des <i>Grammer MSG 97 EAC</i> [51] . . . . .	40
3.2	Anwendung des gleitenden Effektivwerts und Bestimmung des MTVV . . . . .	51
3.3	Frequenzbewertungskurven $W_k$ bzw. $W_d$ für den sitzenden Menschen nach VDI 2057 . . . . .	53
3.4	Nationale Umsetzungen der EU-Richtlinie 2002/44/EG [11]	56
4.1	Fahrzeug-Koordinatensystem nach ISO 70000 . . . . .	65
4.2	Translatorischer Einmassenschwinger . . . . .	67
4.3	Verstärkungsfunktion eines linearen Einmassenschwingers	70
4.4	Rotatorischer Einmassenschwinger . . . . .	71
4.5	Erweiterter rotatorischer Einmassenschwinger . . . . .	73
4.6	Translatorischer Einmassenschwinger mit angekoppelter Tilgermasse . . . . .	77
4.7	Verlust der Wirksamkeit eines translatorischen Tilgers ( $\mu = 0,1$ ) bei Abweichung von optimaler Tilgerfrequenz und Dämpfungsmaß . . . . .	79

---

4.8	Minderung der relativen Wirksamkeit eines optimal abgestimmten Schwingungstilgers ( $\mu = 0,1$ ) bei Erhöhung der Bedämpfung der Hauptmasse . . . . .	80
4.9	Steigerung der Wirksamkeit eines optimal abgestimmten Schwingungstilgers ( $\lambda_m = 0,2$ ) mit erhöhtem Massenverhältnis $\mu$ . . . . .	80
6.1	Versuchsgerät Liebherr L528 . . . . .	90
6.2	Montagesituation der Kabinenlager-Wegmesstechnik . . . . .	97
6.3	Prinzip der Bestimmung der Kabinenlagerauslenkungen . . . . .	98
6.4	Montagesituation des Winkelgebers zur Bestimmung des aktuellen Hubwinkels . . . . .	99
6.5	Einbausituation von Inertial- und Neigungssensorik am Fahrzeug-Hinterwagen . . . . .	101
6.6	Kombination zweier DMS-Messstellen zur Kompensation von Seitenkrafteinflüssen . . . . .	103
6.7	Einbausituation der Vorderachse . . . . .	104
6.8	Herleitung der Verformung im $45^\circ$ -Winkel eines infinitesimalen Elements unter Querkrafteinfluss und Platzierung des DMS . . . . .	105
6.9	Lineare Ausgleichskurve durch verschiedene Arbeitspunkte des DMS-Radlastmesssystems . . . . .	106
6.10	Versuchsaufbau zur Aufbringung von Längs- sowie Querkraften im Reifenlatsch . . . . .	106
6.11	Realisierung des DMS-Radlastmesskonzepts . . . . .	107
6.12	Fahrmanöver Gassenfahrt . . . . .	110
6.13	Häufigkeitsverteilungen des Knickwinkels während der Gassenfahrt (20 km/h) für drei verschiedene Fahrer . . . . .	110
6.14	Beispielhafter Verlauf des Knickwinkels und Lenkradwinkels während der Gassenfahrt . . . . .	111
6.15	Fahrmanöver doppelter Fahrspurwechsel . . . . .	112

---

6.16	Knickwinkelverläufe unbeladen sowie beladen während des doppelten Fahrspurwechsels (20 km/h) . . . . .	113
6.17	Aufeinanderfolgende Extremwerte des Knickwinkels beim doppelten Fahrspurwechsel (unbeladen, 20 km/h . . . . .	114
6.18	Fahrmanöver Kreisfahrt . . . . .	115
6.19	Kreisfahrt - Geometrische Zusammenhänge am knickgelenkten Radlader . . . . .	116
6.20	Eigenlenkverhalten bei Knickwinkel 40° und zwei Beladungszuständen im Verhältnis zum theoretisch neutralen Verhalten	117
6.21	Veränderung der Radlasten bei steigender Fahrgeschwindigkeit während der beschleunigten Kreisfahrt mit Knickwinkel 40° . . . . .	119
6.22	Abruptes Abbremsen des Fahrzeugs aus einer stationären Kreisfahrt mit voll beladener Schaufel . . . . .	120
6.23	Fahrmanöver Lenkwinkelsprung . . . . .	121
6.24	Ergebnisse des Fahrversuchs Lenkwinkelsprung . . . . .	122
6.25	Ergebnisse des Fahrversuchs Lenkwinkelsprung . . . . .	122
6.26	Fahrmanöver Schlechtwegfahrt . . . . .	124
6.27	Versuchsfahrzeug auf der Schlechtwegstrecke nach ISO5008 (smooth track) . . . . .	124
6.28	Beschleunigungseffektivwerte an Kabinenboden und Fahrersitz für das unbeladene Fahrzeug . . . . .	125
6.29	Amplitudenspektren an Kabinenboden und Fahrersitz für das unbeladene Fahrzeug (LFD aktiv, 20 km/h) . . . . .	126
6.30	Fahrmanöver Schwellenüberfahrt einseitig und symmetrisch	127
6.31	Querschnittsprofil der verwendeten Bodenschwelle . . .	127
6.32	Vertikalbeschleunigung des Fahrzeugrahmens nach symmetrischer Schwellenüberfahrt mit aktivem sowie deaktiviertem Fahrschwingungstilger (beladenes Fahrzeug) . . . . .	128

6.33	Vertikalbeschleunigung des Fahrzeugrahmens nach symmetrischer Schwellenüberfahrt mit beladener und unbeladener Schaufel (LFD deaktiviert) . . . . .	129
6.34	Schwerpunktverlagerung und Achslastverteilung in Abhängigkeit des Beladungszustandes . . . . .	130
6.35	Veränderung der Radaufstandspunkte sowie der Position des Fahrzeugschwerpunktes während einer Einknickbewegung im beladenen sowie unbeladenen Zustand . . . . .	131
6.36	Abstand des Fahrzeugschwerpunkts von den seitlichen Kippachsen bei unbeladenem sowie beladenem Fahrzeug . . . . .	131
6.37	Analytisch berechnete Übertragungsfunktionen der primären und sekundären Vertikalfreiheitsgrade des betrachteten Radladers . . . . .	133
6.38	Übertragungsfunktion des Ersatzmodells für den Fahrersitz in Gegenüberstellung zu einem gemessenen Anregungsspektrum . . . . .	135
7.1	Visualisierung des definierten Referenzzyklus mit Lade- und Entladeposition . . . . .	137
7.2	Möglichkeiten zur Quantifizierung der Potenziale gesteigerter Schwingungsisolation . . . . .	142
8.1	Gewählter Modellierungs- und Validierungsprozess nach dem Prinzip „divide and conquer“ . . . . .	150
8.2	Modellierung der Kabinenlagerung schematisch bzw. in der 3D-Ansicht . . . . .	151
8.3	Schwingungsverhalten des Kabinenlagerungssystems nach erfolgter Parameteroptimierung . . . . .	154
8.4	Parametrischer Aufbau des Gesamtfahrzeugmodells . . . . .	157
8.5	Platzierung der Inertialsensorik am Realfahrzeug sowie Eliminierung der Hebelarmeinflüsse am Simulationsmodell - Schematische Rückansicht . . . . .	159

---

8.6	Gelenkpositionen des realen Hubgerüsts und Vereinfachung im Modell . . . . .	160
8.7	Prinzip der Kommunikation zwischen SimulationX und FTire . . . . .	164
8.8	Radlastverläufe über der Zeit während einer Schwellenüberfahrt mit 20 km/h. . . . .	166
8.9	Gierwinkelgeschwindigkeit über der Fahrgeschwindigkeit von realem und virtuellem Fahrzeug während der beschleunigten Kreisfahrt . . . . .	167
8.10	Radlastverteilung des unbeladenen Fahrzeugs über der Fahrgeschwindigkeit während der beschleunigten Kreisfahrt .	168
8.11	Überschwingverhalten der Gierwinkelgeschwindigkeit während des Lenkwinkelsprungs (unbeladen) . . . . .	169
9.1	Bestimmung des globalen Fahrzeugverhaltens anhand verschiedener Fahrmanöver und zugeordneten, manöverspezifischen Datenauswertungen . . . . .	173
9.2	Interaktionen der einzelnen Softwareprogramme innerhalb des Simulationsprozesses . . . . .	176
9.3	Benutzerschnittstelle der Simulationssteuerung . . . . .	178
9.4	Schematischer Ablauf innerhalb des Simulationsprozesses	179
9.5	Beispielhafte Darstellung des gruppierten Netzdiagramms für eine Variantenrechnung am unbeladenen Fahrzeugmodell . . . . .	187
9.6	Darstellung verschiedener Schwingungskennwerte über einer Menge simulierter Fahrzeugvarianten . . . . .	192
9.7	Beispielhafte Darstellung der zweiten Ergebnisebene - A8-Werte über der Fahrgeschwindigkeit für zwei verschiedene Fahrzeugvarianten (ISO5008-Schlechtwegstrecke) . . . . .	194

9.8	Darstellung einer robusten Quantifizierung des Abklingverhaltens superpositionierter Schwingungen mittels Ausgleichspolynom . . . . .	198
9.9	Auswertung zweier translatorischer Beschleunigungen und Anwendung des Strahlensatzes zur Bestimmung der momentanen Drehachse . . . . .	200
9.10	Häufigkeitsverteilung der Momentanpolpositionen des Fahrzeugrahmens während einer Schlechtwegfahrt . . . . .	201
9.11	Visualisierung der häufigsten Positionen der Wank- und Nickdrehachse in einer ebenen Darstellung des Fahrzeugmodells	202
9.12	Darstellung von skalaren Schwingungskennwerten und Übertragungsfaktoren zwischen Fahrzeugrahmen, Kabine und Fahrersitz . . . . .	204
9.13	Darstellung der Amplitudenspektren an Fahrzeugrahmen, Kabine und Fahrersitz sowie die daraus berechneten Übertragungsfunktionen und die zugehörige Frequenzbewertungskurve nach [1] am Beispiel der Vertikalbeschleunigung .	205
9.14	A8-Bewertung nach 2002/44/EG mit Berücksichtigung nationaler Anpassungen der EU-Länder . . . . .	208
9.15	Automatisierte Bestimmung der Überschwingweite von Zustandgrößen . . . . .	211
9.16	Gegenüberstellung des simulierten sowie des theoretisch neutralen Eigenlenkverhaltens am Beispiel einer beschleunigten Kreisfahrt . . . . .	212
9.17	Extrapolation der Simulationsergebnisse zur robusten Bestimmung des kritischen Kippzeitpunktes . . . . .	216
9.18	Quer-statisches Kippverhalten des betrachteten Radladermodells für zwei fixierte Beladungszustände . . . . .	217
9.19	Zweistufiges Verfahren zur Bestimmung des Fahrzeugschwerpunktes nach [44] . . . . .	219

---

10.1	Eigenschaftsübersicht des unbeladenen Fahrzeugs bei Variation der Sitzeigenfrequenz . . . . .	222
10.2	Genutzter Bereich des Sitzfederwegs in Abhängigkeit von dessen Eigenfrequenz (ISO 5008, unbeladen, 20 km/h) .	223
10.3	Anbringung zusätzlicher Stützlager zur gezielten Optimierung der Wank-Übertragungsfunktion . . . . .	224
10.4	Eigenschaftsübersicht für das Fahrzeug mit alternativer Kabinen-Wankübertragungsfunktion . . . . .	225
10.5	Vergleich der Anregungsspektren am Fahrzeugrahmen und den Wank-Übertragungsfunktionen der Kabinenlagerungen	226
10.6	Eigenschaftsübersicht des unbeladenen Fahrzeugs bei Variation der Pendelgelenkhöhe . . . . .	228
10.7	Detailanalyse der Radlastverteilungen aller Varianten während der beschleunigten Kreisfahrt (unbeladenes Fahrzeug)	229
10.8	Kritische Querbeschleunigung im beladenen und unbeladenen Zustand für die fünf untersuchten Pendelgelenkhöhen	230
10.9	Fortpflanzung der Querbeschleunigung im Frequenzbereich von Hinterwagen über Kabine zum Fahrersitz für zwei Pendelgelenkhöhen . . . . .	233
10.10	Betrachtete Positionen des Pendelgelenks für die Konzepte Achspendelung und Rahmenpendelung . . . . .	234
10.11	Übersicht über das dynamische Verhalten des Fahrzeugs mit Rahmenpendelung in unbeladenen sowie beladenen Zustand normiert auf das Verhalten des Serienfahrzeugs . . . . .	235
10.12	Sitzbeschleunigungen bei der einseitigen Hindernisüberfahrt für beiden Fahrzeugvarianten (unbeladen) . . . . .	237
10.13	Querdynamisches Kippverhalten beider Varianten im unbeladenen Zustand . . . . .	238
10.14	Querdynamisches Kippverhalten - Absolutvergleich . . .	239
10.15	Lenkwinkelsprung - Überschwingverhalten des Wankwinkels des hinteren Fahrzeugrahmens für beide Varianten .	240

10.16	Eigenschaftsübersicht des beladenen und unbeladenen Fahrzeugs bei gesperrtem Pendel-Freiheitsgrad . . . . .	242
-------	---	-----

## Tabellenverzeichnis

6.1	Technische Daten des betrachteten Fahrzeugs . . . . .	89
6.2	Am Versuchsfahrzeug verbaute Messtechnik . . . . .	96
8.1	Freiheitsgrade des Gesamtfahrzeugmodells in der Grund- konfiguration . . . . .	155
9.1	Datensatz zur vollständigen Definition eines Open-Loop Fahrmanövers . . . . .	180
9.2	Übersicht über die in das Übersichtsdiagramm implemen- tierten, skalaren Verhaltenskennwerte . . . . .	189
9.3	Zuordnung der Auswerteroutinen zu den Fahrmanövern	196
10.1	Mögliches, situationsabhängiges Systemverhalten der ad- aptiven Pendelachssperre . . . . .	244



## Literaturverzeichnis

- [1] *ISO 2631 - Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration.*
- [2] *ISO 3471 - Erdbaumaschinen - Überrollschutzaufbauten, Prüfungen und Anforderungen.*
- [3] *Produktbroschüre Radlader L524 - L542, 2014, Liebherr-Werk Bisschofshofen GmbH.*
- [4] *Richtlinie 2002/44/EG des europäischen Parlaments und des Rates - Mindestvorschriften zum Schutz von Sicherheit und Gesundheit der Arbeitnehmer vor der Gefährdung durch physikalische Einwirkung (Vibrationen).*
- [5] *Verordnung über den Schutz der Arbeitnehmer/innen vor der Gefährdung durch Lärm und Vibrationen (Verordnung Lärm und Vibrationen - VOLV), BGBl. II Nr. 22/2006.*
- [6] *Verordnung zum Schutz der Beschäftigten vor Gefährdungen durch Lärm und Vibrationen (Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutzverordnung - LärmVibrationsArbSchV) - 06.03.2007.*
- [7] *ISO 5008 - Agricultural wheeled tractors and field machinery - Measurement of whole-body vibration of the operator, 2002.*
- [8] *VDI 2057-1 - Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörperschwingungen, 2002.*

- [9] *Handbuch Hand-Arm-Vibrationen*. Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin, 2007.
- [10] *Merkblatt zur BK 2110*. Medizinische Fakultät Universität Rostock - Institut für Arbeitsmedizin, 2007.
- [11] *Ganzkörperschwingungen auf Erdbewegungsmaschinen - Anleitung zur Umsetzung der Richtlinie 2002/44/EG*. Liebherr-Emtec GmbH, 2009.
- [12] *Ausschuss für Betriebssicherheit - Bundesamt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin - Technische Regeln zur Lärm- und Vibrations-Arbeitsschutz-Verordnung*, 2010.
- [13] *DIN SPEC 45697 - Mechanische Schwingungen und Stöße - Verfahren zur bewertung stoßhaltiger GKV*, Juni 2012.
- [14] ALBERS, A., T. DÜSER und S. OTT: *X-in-the-loop als integrierte Entwicklungsumgebung von komplexen Antriebssystemen*. In: 8. Tagung Hardware-in-the-Loop-Simulation Haus der Technik, Kassel, 2008.
- [15] ALBERS, A., S. OTT, M. BEHRENDT, M. SJÖSTRAND und M. MOHLIN: *VCDM Virtual Clutch Development Model - Virtual prototyping approach clarified on clutch related phenomena*. In: VDI Getriebetagung 2008 - Transmission in vehicles, 2008.
- [16] BELLMANN, M., V. MELLERT, H. REMMERS und R. WEBER: *Influence of frequency and magnitude on the perception of vertical whole-body vibration*. In: DAGA, 2004.
- [17] BENZ, R.: *Fahrzeugsimulation zur Zuverlässigkeitsabsicherung von karosseriefesten Kfz-Komponenten*. Doktorarbeit, Universität Karlsruhe, 2008.

- [18] BOES, M.: *Untersuchungen zur Entwicklung eines Kabinenfederungssystems für Radlader*. Diplomarbeit, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2010.
- [19] BOES, M.: *Subsystem- And Full-Vehicle-Simulation Of Mobile Machines Using SimulationX*. In: *15th ITI Symposium 2012*, S. 152 – 156, 2012.
- [20] BOES, M., M. GEIMER und G. HOFMANN: *Virtuelle Bewertung und Optimierung des Schwingungskomforts mobiler Arbeitsmaschinen mittels Gesamtfahrzeugsimulation am Beispiel Radlader*. In: *VDI Berichte 2190 - 5. VDI Tagung Humanschwingungen*, S. 187 – 202, 2013.
- [21] CONWAY, G. E., J. L. SZALMA und P. A. HANCOCK: *A quantitative meta-analytic examination of whole-body vibration effects on human performance*. *Ergonomics*, 50:228–245, 2007.
- [22] DEN HARTOG, J. P.: *Mechanische Schwingungen*. Springer Verlag, 1936.
- [23] DRESIG, H. und F. HOLZWEISSIG: *Maschinendynamik*. Springer Verlag, 2007.
- [24] DÜSER, T.: *X-in-the-Loop - ein durchgängiges Validierungsframework für die Fahrzeugentwicklung am Beispiel von Antriebsstrangfunktionen und Fahrerassistenzsystemen*. Doktorarbeit, KIT, 2010.
- [25] DUPUIS, H. und E. HARTUNG: *Einfluss von Vibrationen auf die optische Wahrnehmung*. Forschungsbericht aus der Wehrmedizin, BMVg-FBWM 8010:S. 1 – 141, 1980.
- [26] DUPUIS, H., E. HARTUNG und L. LOUDA: *Vergleich regelloser Schwingungen eines begrenzten Frequenzbereichs mit sinusförmigen Schwingungen hinsichtlich der Einwirkung auf den Menschen*. *Ergonomics* 15, 1972.

- [27] DUSZINSKI, P. und A. SKURJAT: *Virtuelle und experimentelle Untersuchungen der Fahrstabilität von Baumaschinen mit Knicklenkung*. In: *Fachtagung Baumaschinentechnik*, 2009.
- [28] FILLA, R.: *Quantifying Operability of Working Machines*. Doktorarbeit, Linköping University, 2011.
- [29] FISCHER, G., W. A. GÜNTNER und A. EBNER: *Forschungsbericht - Untersuchung der Humanschwingungen beim Betrieb von Flurförderfahrzeugen*. fml - Lehrstuhl für Fördertechnik Materialfluss Logistik, 2011.
- [30] GIES, S.: *Fahr- und Lenkverhalten von Radladern*. Doktorarbeit, RWTH Aachen, 1993.
- [31] GRIFFIN, M. J.: *Can frequency weightings and duration weightings predict human responses to vibration and shock?*. In: *5. VDI Tagung Humanschwingungen*, 2010.
- [32] GRIFFIN, M. J. und N. J. MANSFIELD: *Difference thresholds for automobile seat vibration*. *Applied Ergonomics*, 31:255 – 261, 2000.
- [33] GROSS, D., W. HAUGER, J. SCHRÖDER und W. WALL: *Technische Mechanik - Band 3: Kinetik*. Springer Verlag, 2006.
- [34] GRUNENDAHL: *Beitrag zur numerischen Simulationen des sitzenden Menschen zur Beurteilung der Auswirkung von Ganzkörperschwingungen*. Doktorarbeit, RWTH Aachen, m-Verlag Mainz, 2004.
- [35] HAUCK, M.: *Geregelte Dämpfung für Traktor-Fahrersitze*. Doktorarbeit, Technische Universität Berlin, 2001.
- [36] HOPPE, K.: *Das Weber-Fechner'sche Gesetz unter besonderer Berücksichtigung des Weber'schen Gesetzes*. 2012.

- [37] HOSKE, P., K. BÜRKLE, I. GUBSCH, C. KAMUSELLA, G. KUNZE und M. SCHMAUDER: *Prognose und Bewertung der Sicht mobiler Arbeitsmaschinen*. Wissensportal baumaschine.de, Ausgabe 2, 2010.
- [38] IKONEN, T.: *Bucket and Vehicle Oscillation Damping for a Wheel Loader*. Diplomarbeit, Lund University, 2006.
- [39] JÖNSSON, P.: *Procedure for the Reduction of the Effect of Transient Whole Body Vibrations*. Doktorarbeit, Luleå University of Technology, 2005.
- [40] KIRSTEIN, J. C.: *Suspension System Optimization to Reduce Whole Body Vibration Exposure on an Articulated Dump Truck*. Diplomarbeit, Stellenbosch University, 2005.
- [41] KNAUER, P.: *Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung*. Doktorarbeit, Technische Universität München, 2010.
- [42] KÜPPERS, T.: *Untersuchungen zur Kippstabilität von Radladern*. Doktorarbeit, RWTH Aachen, 2000.
- [43] KREMB, M. und C. SCHINDLER: *Domänen übergreifende Gesamtfahrzeug-Simulation eines Mobilkrans*. In: *2. Commercial Vehicle Technology Symposium Kaiserslautern*, S. 416 – 427, 2012.
- [44] KUNZE, G., H. GOEHRING und K. JACOB: *Baumaschinen - Erdbau- und Tagebaumaschinen*. Vieweg Verlag, 2002.
- [45] LANGEN, A., M. BERGMANN und M. GESSER: *Sekundärmaßnahmen zur Geräuschminderung an einer hydraulischen Achse*. In: *Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik Band 14, 7. Kolloquium Mobilhydraulik*, 2012.

- [46] LENNERT, S.: *Zur Objektivierung von Schwingungskomfort in Personenkraftwagen - Untersuchung der Wahrnehmungsdimensionen*. Doktorarbeit, BMW Group, 2008.
- [47] MITSCHKE, M. und H. WALLENTOWITZ: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer Verlag, 2003.
- [48] MOHR, D.: *Eine einfache Methode zur Beurteilung stoßhaltiger Ganzkörperschwingungen*. VDI Berichte 1821, 2004.
- [49] MOHR, D.: *Nationale Umsetzung der EU-Vibrations-Richtlinie 2002/44/EG und der EU-Lärm-Richtlinie 2003/10/EG*. In: *FASI Mainz*, 2007.
- [50] MUIGG, A.: *Implizites Workloadmanagement - Konzept einer zeitlich-situativen Informationsfilterung im Automobil*. Doktorarbeit, Technische Universität München, 2009.
- [51] POLSTER, A.: *Optimaler Schwingungskomfort durch aktive Regelung des gekoppelten Federsystems Kabine+Sitz*. In: *VDI Tagung Menschenschwingungen*, 2010.
- [52] REHNBERG, A.: *Suspension design for off-road construction machines*. Doktorarbeit, KTH Stockholm, 2011.
- [53] RINNBAUER, M.: *Technische Elastomerwerkstoffe*. Verlag moderne Industrie, 2006.
- [54] ROTHEMEYER, H.: *Aktiv gefederte Schleppersitze zeichnen sich durch Komfort aus*. Bauernblatt, 10:32–33, 2012.
- [55] SCARLETT, A. J., J. S. PRICE, D. A. SEMPLE und R. M. STAYNER: *Whole-body vibration on agricultural vehicles: evaluation of emission and estimated exposure levels*. HSE Books, 2005.

- [56] SCHILLE, F., A. ALBERS, M. BEHRENDT und M. LOCHMAYR: *Integration of XIL-Techniques at the Roller Test Bench for Maneuver Based Identification of NVH Phenomena*. In: *FISITA 2014 World Automotive Congress*, 2014.
- [57] SCHMALZL, J.: *Simulation des dynamischen Verhaltens von Flurförderfahrzeugen in der Lagertechnik*. Doktorarbeit, Technische Universität München, 2006.
- [58] SCHRÖTER, J.: *Das erweiterte X-in-the-Loop-Framework zur durchgängigen Integration von Optimierungsverfahren in den Produktentwicklungsprozess am Beispiel der Entwicklung energieeffizienter Fahrzeuge*. Doktorarbeit, KIT, 2013.
- [59] SCHYR, C., B. REISS und F. OTTO: *Model-based Validation Applied to Off-Highway-Vehicles*. In: *1. VDI-Fachkonferenz Elektrik und Elektronik in mobilen Arbeitsmaschinen*, 2012.
- [60] STEINER, P.: *Optimierung des passiven Fahrschwingungstilgers eines Radladers*. Diplomarbeit, Montanuniversität Leoben, 2010.
- [61] THOMAS, B.: *Konzeption und Simulation eines passiven Kabinenfederungssystems für Traktoren*. Doktorarbeit, Technische Universität Braunschweig, 2001.
- [62] TOBOLAR, J.: *Reduktion von Fahrzeugmodellen zur Echtzeitsimulation*. Doktorarbeit, Technische Universität Prag, 2004.
- [63] VOIGT, S.: *Modellbildung und Simulation eines Radladers mit Knick-Pendel-Gelenk*. Diplomarbeit, Technische Universität Dresden, 2008.



# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Die Bände sind unter [www.ksp.kit.edu](http://www.ksp.kit.edu) als PDF frei verfügbar  
oder als Druckausgabe bestellbar.

- Band 1** Urs Wiesel  
**Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug.** 2010  
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber  
**Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrtriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers.** 2010  
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener  
**Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement.** 2010  
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog  
**Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslasterfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten.** 2011  
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft  
**Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich.** 2011  
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker  
**Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation.** 2011  
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung  
**Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe.** 2011  
ISBN 978-3-86644-599-4

# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 8** Vladimir Iliev  
**Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs.** 2011  
ISBN 978-3-86644-681-6
- Band 9** Lars Lewandowitz  
**Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk.** 2011  
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes  
**Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine.** 2012  
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler  
**Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis.** 2012  
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies  
**Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen.** 2012  
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber  
**Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz.** 2012  
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik.**  
**27./28. September 2012 in Karlsruhe.** 2012  
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** 4. Fachtagung  
**Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen**  
**20. Februar 2013, Karlsruhe.** 2013  
ISBN 978-3-86644-970-1

# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 16** Hans-Joachim Unrau  
**Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen.** 2013  
ISBN 978-3-86644-983-1
- Band 17** Xi Zhang  
**Untersuchung und Entwicklung verschiedener Spurführungsansätze für Offroad-Fahrzeuge mit Deichselverbindung.** 2013  
ISBN 978-3-7315-0005-6
- Band 18** Stefanie Grollius  
**Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells.** 2013  
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke  
**Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien.** 2013  
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr  
**Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova  
**Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt  
**Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann  
**Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0187-9

# Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

---

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 24** Roman Weidemann  
**Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei  
**Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten Radpaars für Straßenbahnen.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0232-6
- Band 26** David Schmitz  
**Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab  
**Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte.** 2014  
ISBN 978-3-7315-0281-4
- Band 28** Peter Dengler  
**Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös  
**Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen.** 2015  
ISBN 978-3-7315-0310-1



Thema der Arbeit ist die Darstellung einer effizienten Vorgehensweise zur Analyse und ganzheitlichen Optimierung des globalen, dynamischen Fahrzeugverhaltens von Radladern in den Teildomänen Schwingungskomfort, Fahrdynamik sowie Kippsicherheit. Zur Lösung der Aufgabenstellung wird ein Prozess dargestellt, in welchem mittels Gesamtfahrzeugsimulation einzelne Fahrzeugeigenschaften untersucht und optimiert werden können. Zur Quantifizierung des Fahrzeugverhaltens werden hierzu verschiedenste virtuelle Fahrmanöver absolviert, automatisiert ausgewertet und die gewonnenen Erkenntnisse zusammengeführt, sodass dem Anwender eine Übersicht über das globale Verhalten des zugrundeliegenden Fahrzeugmodells geboten werden kann. Die Ergebnisdarstellung erfolgt in mehreren Ebenen von der Darstellung einer Verhaltens-Gesamtübersicht bis hin zu Detailanalysen der einzelnen Fahrmanöver.

