

Schlussbericht

zu IGF-Vorhaben Nr. BR 18522

Thema

Untersuchung und Optimierung des dynamischen Verhaltens von Raupenfahrwerken für Schaufelradbagger

Berichtszeitraum

01.01.2015 - 30.06.2017

Forschungsvereinigung

Forschungsvereinigung Braunkohlen (FDBI e.V.)

Forschungsstelle(n)

Nr. 1, Technische Universität Dresden, IMM - Professur für Maschinenelemente

[Dresden, 20.10.2017]

Ort, Datum



Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht

Name und Unterschrift aller Projektleiter der Forschungsstelle(n)

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Abschlussbericht zum IGF-Vorhaben Nr. BR 18522

Name und Anschrift der Forschungsstelle:

Technische Universität Dresden

Lehrstuhl für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion

Professur für Maschinenelemente

Münchener Platz 1-3

01062 Dresden

Leiter der Forschungsstelle:

Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht

Projektleiter:

Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht

Sachbearbeiter:

Dipl.-Ing. Henry Graneß

Forschungsthema:

Untersuchung und Optimierung des dynamischen Verhaltens von Raupenfahrwerken für Schaufelradbagger

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis.....	III
1	Vorbemerkung.....1
2	Zusammenfassung.....2
3	Wissenschaftlich-technische und wirtschaftliche Problemstellung.....3
4	Ausgangssituation / Stand der Forschung.....6
4.1	Gesamtaufbau Bagger 293 6
4.2	Raupenfahrwerk Bagger 293 7
4.3	Raupenfahrwerk – Fahrschiff 8
4.4	Grundlagen zur Fahrrunruhe von Raupenfahrwerken 9
4.4.1	Allgemeine Einteilung der Fahrrunruhe 9
4.4.2	Innere Fahrwiderstände 11
4.4.3	Äußere Fahrwiderstände..... 17
4.4.4	Kettenvorspannung..... 18
4.5	Arbeiten zur Beschreibung der Fahrrunruhe von Raupenfahrwerken 19
4.6	Ganzheitliche Analyse von Raupenfahrzeugen..... 21
4.6.1	Ganzheitliche Systembetrachtung 21
4.6.2	Beiträge zur ganzheitlichen Raupenfahrzeuganalyse 21
5	Forschungsziel25
6	Detaillierte Modellfindung der Raupenfahrzeugkomponenten28
6.1	Hintergrund 28
6.2	Elektrisch-Regelungstechnisches System..... 29
6.2.1	Regelungsprinzip für das einzelne Fahrschiff 29
6.2.2	Regelungsprinzip für das gesamte Fahrwerk..... 29
6.2.3	PI-Drehzahlregelung..... 31
6.2.4	P-Drehzahldifferenzregelung 32
6.2.5	Lenkwinkelkorrektur 33
6.2.6	Asynchronmaschine 35
6.2.7	Feldorientierte Regelung 39
6.2.8	Frequenzumrichter..... 42
6.2.9	Simulation und Analyse des Einzelraupenmodells der Regelung 43
6.3	Fahrwerksmodell 45
6.3.1	Modellbildung und Topologie..... 45
6.3.2	Fahrsimulation ohne Schakentäler 48
6.3.3	Fahrsimulation mit Schakentälern 53
6.3.4	Fahrsimulation Hangfahrt mit Schakentälern 56
6.3.5	Fahrsimulation Kurvenfahrt mit Schakentälern 58
6.3.6	Sensitivität des Fahrverhaltens 61
6.3.7	Fazit zur Fahrdynamik eines Fahrschiffes..... 65
6.4	Mechanisches System – Getriebe 65

6.4.1	Modellbildung und Topologie.....	65
6.4.2	Simulation mit synthetischem Lastfall	69
6.5	Mechanisches System – Unterwagen und Oberbau	71
6.5.1	Modellbildung	71
6.5.2	Simulation im Frequenzbereich.....	73
7	Rechenzeiteffiziente Ersatzmodelle der Raupenfahrzeugkomponenten	74
7.1	Hintergrund	74
7.2	Elektrisch-Regelungstechnisches System.....	74
7.2.1	Methodik	74
7.2.2	Simulation und Bewertung	75
7.3	Fahrwerksmodell	76
7.3.1	Methodik	76
7.3.2	Simulation und Bewertung ohne Schakentäler.....	89
7.3.3	Simulation und Bewertung mit Schakentälern	92
7.4	Getriebemodell	94
7.4.1	Methodik	94
7.4.2	Simulation und Bewertung	98
7.5	Unterwagen- und Oberbaumodell	100
7.5.1	Methodik	100
7.5.2	Simulation und Bewertung	101
8	Ganzheitliche Fahrdynamik-Simulation und Messdatenabgleich	103
8.1	Modellstufen.....	103
8.1.1	Rheonom betriebenes Fahrschiffmodell.....	103
8.1.2	Ganzheitliches Fahrschiffmodell.....	103
8.1.3	Ganzheitliches Fahrzeugmodell	104
8.2	Simulation	105
8.2.1	Vergleich des rheonomen mit dem ganzheitlichen Fahrschiffmodell	105
8.2.2	Einfluss der Oberbauelastizität auf das Fahrverhaltens.....	106
8.2.3	Einfluss der Phasenlage (Parallelfahrt)	107
8.2.4	Vergleich Messung und Simulation	110
9	Ganzheitliche Optimierung am Fahrschiffmodell.....	117
9.1	Methodik	117
9.2	Kontinuierliche Rollbahn	117
9.2.1	Hintergrund	117
9.2.2	Erprobung am Ersatzmodell des Fahrwerkes	118
9.2.3	Erprobung am MKS-Kontaktmodell des Fahrwerkes	119
9.3	PI-Motordrehzahlregelung	120
9.3.1	Hintergrund	120
9.3.2	Erprobung am Ersatzmodell mit Schakental-Design.....	121
9.3.3	Erprobung am MKS-Kontanktmodell mit Schakental-Design.....	124
9.3.4	Erprobung am Ersatzmodell mit kontinuierlicher Rollbahn.....	126
9.3.5	Erprobung am MKS-Kontaktmodell mit kontinuierlicher Rollbahn.....	128

9.3.6	Fazit PI-Drehzahlregelung.....	129
9.4	PI-Zustandsregelung.....	129
9.4.1	Methodik	129
9.4.2	Erprobung am Ersatzmodell mit Schakental-Design.....	135
9.4.3	Erprobung am MKS-Kontaktmodell mit Schakental-Design.....	137
9.4.4	Erprobung am Ersatzmodell mit kontinuierlicher Rollbahn.....	137
9.4.5	Erprobung am MKS-Kontaktmodell mit kontinuierlicher Rollbahn.....	139
9.4.6	Fazit PI-Zustandsregelung.....	140
9.5	Statische und statisch-dynamische Kettenvorspannung	141
9.5.1	Hintergrund	141
9.5.2	Erprobung am Ersatzmodell.....	142
9.5.3	Erprobung am MKS-Kontaktmodell	144
9.5.4	Kritische Bewertung.....	145
10	Ganzheitliche Optimierung am Fahrzeugmodell	146
10.1	Methodik	146
10.2	Kontinuierliche Rollbahn	146
10.3	Kontinuierliche Rollbahn und statische Kettenvorspannung	147
11	Innovativer Beitrag und Nutzen der Forschungsergebnisse	148
11.1	Innovativer Beitrag.....	148
11.2	Nutzen und wirtschaftliche Bedeutung der Forschungsergebnisse insbesondere für die KMU	149
11.3	Angaben über gewerbliche Schutzrechte	150
11.4	Gegenüberstellung der Ergebnisse mit den Zielsetzungen des Antrags	151
11.5	Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit.....	152
11.6	Verwendung der Zuwendungen	152
12	Plan zum Ergebnistransfer.....	153
13	Projektbezogene Veröffentlichungen.....	155
	Literatur.....	156
	Symbolverzeichnis.....	161
	Abkürzungsverzeichnis	165
	Abbildungsverzeichnis.....	167
	Tabellenverzeichnis.....	171
A	Auswertungsgrößen	172
A.1.	Amplitudensignal	172
A.2.	Schwingungseffektivwert.....	172
A.3.	Kreuzkorrelationskoeffizient.....	173
B	Analytische Berechnung der Lasten bei Kurvenfahrt.....	174
C	Korrelationen CB-Set	176

1 Vorbemerkung

Der vorliegende wissenschaftliche Abschlussbericht zum Forschungsprojekt

„SRau-Dyn – Antriebssimulation Raupenfahrwerke“

basiert in wesentlichen Teilen auf der Promotionsschrift von Herrn Dipl.-Ing. Henry Graneß mit dem Arbeitstitel

„Raupenfahrzeug-Dynamik“

mit dem Stand vom 06. Oktober 2017. Die Einreichung der Dissertation ist noch ausstehend und für das Jahr 2018 angesetzt. Der Bericht wird im Rahmen der Dissertation von Herrn Graneß veröffentlicht. Die aus der Promotionsschrift verwendeten Textstellen werden nicht gesondert gekennzeichnet.

2 Zusammenfassung

Mit dem Forschungsvorhaben „SRau-Dyn“ konnte erstmals das Systemverhalten von Raupenfahrwerken ganzheitlich untersucht und optimiert werden. Ausgehend vom Grundgedanken einer Systemanalyse wird hierzu zunächst der Ist-Zustand des Systems erarbeitet, bevor sich nach der Modellbildung eines physikalischen Ersatzsystems die Ableitung von Soll-Zuständen anschließt. Dabei weist die Analyse der Fahrsignale darauf hin, dass rein statische Modelle, aufgrund der hohen Systemeigendynamik, nicht zur belastungsgerechten Auslegung genügen. Zudem muss die Systembetrachtung zur Beurteilung des Systemverhaltens ganzheitlich erfolgen, da das Fahrschiff in hohem Maße mit der mechanischen Peripherie wechselwirkt.

Daher beschränkt sich das mechanische Ersatzmodell zur Untersuchung der Fahrzeugdynamik des Baggers 293 nicht allein auf das Raupenfahrwerk. Durch die Modellierung des gesamten Oberbaus samt Hubseilsystem und des Fahrwerkantriebs können sämtliche Wechselwirkungen zwischen Fahrwerk und Umgebung untersucht werden. Gemäß des Konzeptes der ganzheitlichen Simulation ist das System um ein detailliertes Modell der Motorregelung ergänzt.

Mithilfe des ganzheitlichen Modells lässt sich das Fahrverhalten des Baggers 293 realitätsnah nachempfinden. Gleichzeitig bestätigt die Gegenüberstellung der Mess- mit den Simulationssignalen die korrekte Abbildung des Übertragungsverhaltens des elektromechanischen Turasantriebssystems. Durch die Validierung des ganzheitlichen Modells lassen sich belastbare Rückschlüsse auf die Zusammenhänge zwischen Konstruktions-, Betriebsweise und Systemdynamik ziehen. Damit trägt das Forschungsvorhaben zur erheblichen Steigerung des Systemverständnisses von Raupenfahrwerken und -fahrzeugen bei, da es alle notwendigen physikalischen Randbedingungen realitätsnah abbildet und zudem klar zwischen Ursache und Wirkung unterscheidet. Dadurch erweitern die teilnehmenden KMU ihre Fachexpertise um den Bereich der Dynamik und stimmen zukünftig gezielt ihr Teilsystem mit dem Gesamtsystem ab, woraus ein erheblicher Wettbewerbsvorteil gegenüber anderen Marktteilnehmern resultiert.

Neben der Analyse des Ist-Zustandes trägt das Forschungsvorhaben ferner zur deutlichen Reduktion der Fahrruhe von Raupenfahrwerken bei. Die hierzu notwendigen ganzheitlichen Modelle sind jedoch Grundvoraussetzung und bedürfen eines hohen zeitlichen Aufwandes und eines großen Maßes an interdisziplinärem Wissen. Mit dem Nachweis, dass die kontinuierliche Rollbahn zu einer erheblichen Verringerung der Fahrdynamik beiträgt, ist eine praxisnahe Lösung zur lebensdauerschonenden Betriebsweise von Raupenfahrzeugen gegeben, die den nachhaltigen Betrieb der Geräte fördert. Die Umsetzung dieser Maßnahme wird aktuell durch den Betreiber RWE Power AG untersucht. Durch Langzeitmessungen der sich am realen Gerät einstellenden Dynamik kann in den nächsten Monaten abschließend die Qualität der Ersatzmodelle bewertet werden.

„Das Ziel des Vorhabens wurde erreicht“

3 Wissenschaftlich-technische und wirtschaftliche Problemstellung

Die Förderung von Braunkohle sichert der Bundesrepublik Deutschland seit Jahrzehnten rund 22.000 direkte Arbeitsplätze, hauptsächlich im Rheinland (11.000 Beschäftigte) und in der Lausitz (8.000 Beschäftigte). Rund 25 % der jährlichen Bruttostromerzeugung stammen aus Kohlekraftwerken, in denen nahezu die vollständige Gesamtkohlefördermenge von 170 Mio. t verbrannt wird – lediglich 10 Mio. t werden in Briketts, Staub oder Koks umgewandelt. Im weltweiten Vergleich nimmt die Bundesrepublik Deutschland damit vor der Volksrepublik China die Spitzenposition in der Förderung und Weiterverarbeitung von Braunkohle ein. Folglich betreiben die deutschen Energieversorger den Großteil der zur Braunkohleförderung eingesetzten Schaufelradbagger, welche sich nach [SWC99a] und [SWC99b] in die Großgeräte (240.000 m³/Tag), die C-Rahmen Geräte (7.500 m³/h) und in die Kompaktgeräte (500 – 5.000 m³/h) einteilen lassen, siehe Abbildung 3.1.

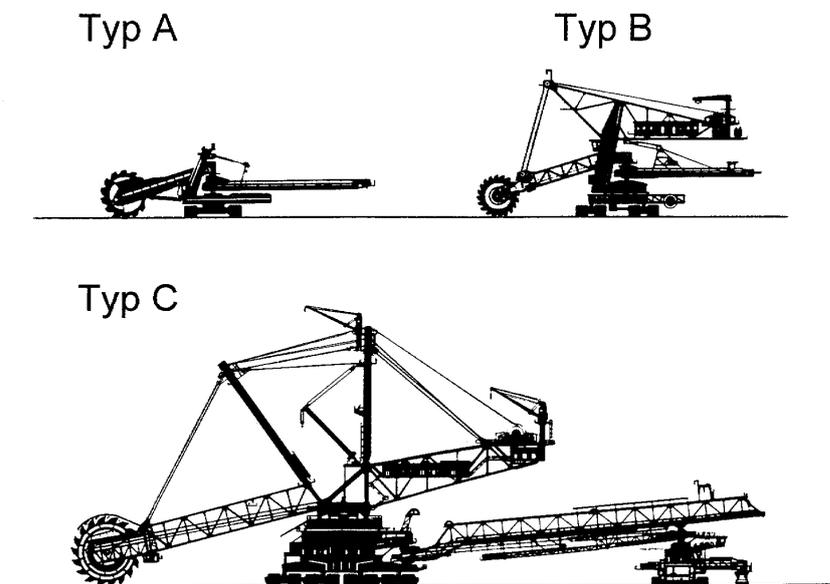


Abbildung 3.1: Hauptklassen von Schaufelradbaggern

Die Baureihe der Großgeräte (Bagger 285, 287, 288, 289, 290, 291, 292, 293), welche allesamt mit einem Raupenfahrwerk ausgestattet sind, wiegen zwischen 12.000 t und 14.000 t – ihre Fahrwerke werden mit Elektromotoren angetrieben. Damit erreichen die größten Schaufelradbagger der Welt mit ihrem bis zu 45 m breiten Fahrwerk Fahrgeschwindigkeiten von 2-10 m/min. Wie Abbildung 3.2 zu entnehmen, lastet dabei das gesamte Gewicht während des Fahrprozesses auf dem Raupenfahrwerk. Der messtechnisch sehr gut erfasste und modernste Schaufelradbagger 293, welcher Gegenstand der Untersuchung im beantragten Forschungsvorhaben sein soll, verteilt sein Gesamtgewicht auf 12 Raupen.

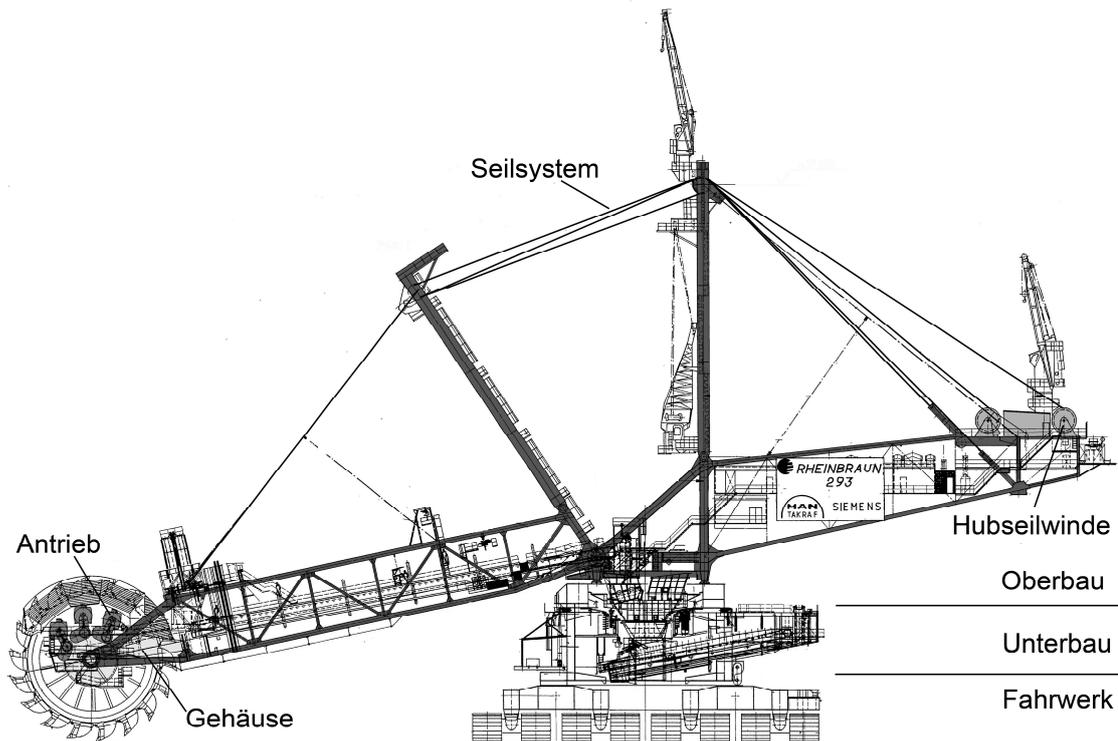


Abbildung 3.2: Bagger 293

Raupenfahrwerken wohnt, der Diskretisierung des Raupenbandes in Kettenglieder endlicher Länge geschuldet, eine erhebliche Fahrruhe inne. Trotz der Vorgabe einer konstanten Fahrgeschwindigkeit sind deutliche Fahrgeschwindigkeitsschwankungen zu beobachten (Abbildung 3.3), welche sich auf die systeminternen Lasten eines Raupenfahrwerkes auswirken. Dabei überlagern sich den statischen Nominallasten dynamische Lasten, primär resultierend aus dem Turas-Polygoneffekt, dem Schakenklappen, dem Lauf der Laufräder über die Schakentäler und dem Gleitkreisgleiten (die einzelnen Phänomene werden im Kapitel 4.4 näher erläutert).

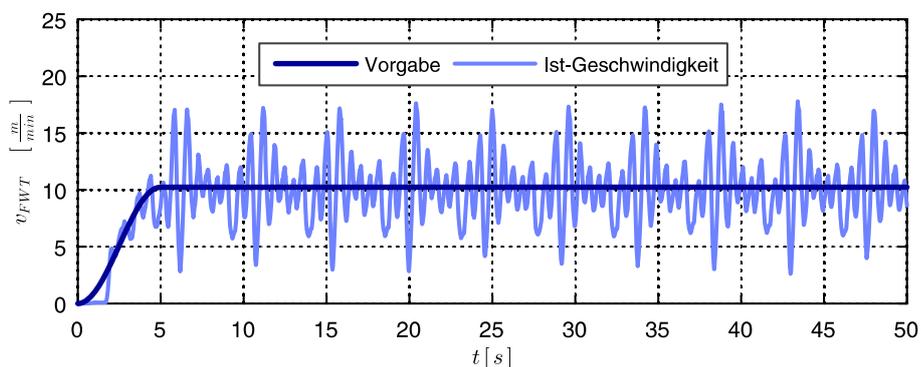


Abbildung 3.3: Vergleich der Soll- und Ist-Geschwindigkeit eines Raupenfahrwerks

Da die Fahrwerke keine eigenständigen Komponenten sind, sondern durch ein Fahrwerksgetriebe angetrieben werden sowie das zu mobilisierende Gerät stützen und verfahren, existieren komplexe Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Fahrzeugkomponenten. Nimmt das Fahrzeug eine neue Position ein, werden die Schwingungen des Geräteoberbaus infolge der unmittelbaren Anbindung zum Fahrwerk angeregt, wobei sich diese Schwingungen wiederum in

das Fahrsignal rückkoppeln und die Fahrruhe weiter anfachen. Somit nähren sich die Dynamik des Fahrwerkes und der Fahrzeug-Tragstruktur während des Fahrprozesses gegenseitig. Diese Schwingungskopplung findet analog zwischen dem Fahrwerk und dem Raupenantrieb statt, welcher konstruktionsbedingt häufig eine hohe Torsionsnachgiebigkeit aufweist und die Fahrruhe maßgeblich beeinflussen kann.

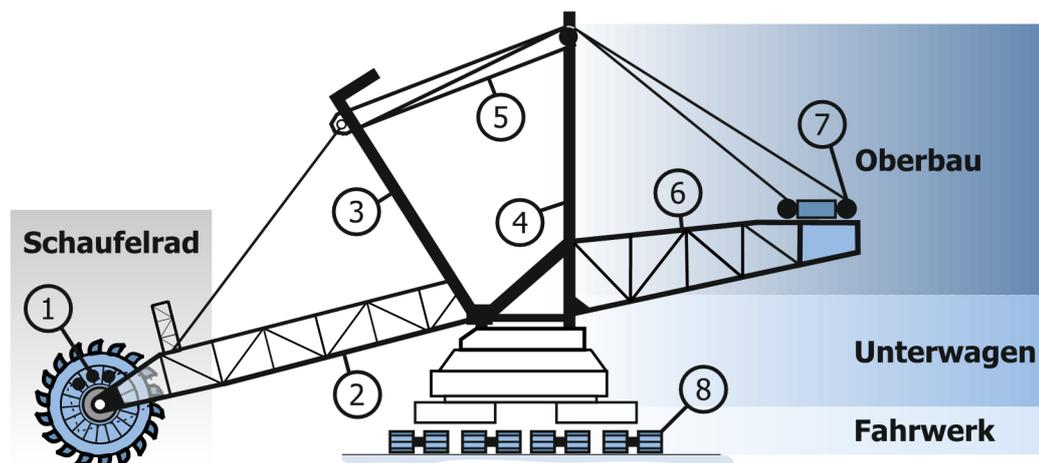
Im Sinne der Betriebsfestigkeit stellen die dynamischen Zusatzlasten hinsichtlich der Lebensdauer aller Komponenten der Arbeitsmaschine beanspruchungsrelevante Größen dar. Entsprechend sind bereits während des Auslegungsprozesses von Raupenfahrzeugen die induzierten, fahrwerkstypischen Lastkollektive zur Bauteildimensionierung zu berücksichtigen, um eine hohe Lebensdauer zu gewährleisten. Jedoch existieren keine konkreten Richtlinien, mithilfe derer sich betriebsnahe Lastkollektive für ein Raupenfahrzeug in Abhängigkeit der Fahrwerksausführung ermitteln lassen. Trotz der Unkenntnis der Lastkollektive während der Bauteildimensionierung besteht wie in allen Bereichen des Maschinenbaus der Wunsch, die Produktivität bestehender Raupenfahrzeuge weiter zu steigern. Dadurch werden beispielsweise häufiger beanspruchungsintensive Fahrmanöver durchgeführt, welche die Lebensdauer der Anlagen erheblich limitieren. Ferner geht eine höhere Produktivität mit einer höheren Fahrgeschwindigkeit einher, sodass die am Fahrprozess beteiligten Maschinenelemente innerhalb eines kürzeren Zeitraums eine gegebene Zyklenzahl überschreiten.

In der Auflösung der Diskrepanz aus hoher Produktivität bei gleichzeitig hoher Lebensdauer von Raupenfahrzeugen liegt die Intention der vorliegenden Arbeit. Mit der Modellbildung und Analyse des größten Schaufelradbaggers der Welt – dem Bagger 293 – sollen am konkreten Beispiel Optimierungsmaßnahmen aufgezeigt werden, mithilfe derer sich die Bauteilbeanspruchungen während des Verfahrens von Raupenfahrzeugen deutlich reduzieren lassen. Gleichzeitig ergeben sich dabei Ansätze, welche die Abschätzung beanspruchungsrelevanter Lasten ermöglichen und somit die Auslegung zukünftiger Raupenfahrzeuge unterstützen sollen.

4 Ausgangssituation / Stand der Forschung

4.1 Gesamtaufbau Bagger 293

Der Bagger 293 ist mit einer Höhe von 96 m und einer Länge von 225 m der größte Schaufelradbagger der Welt und erreicht mit seiner Dienstmasse von 14.200 t gleichzeitig den Stellenwert der weltweit schwersten mobilen Arbeitsmaschine. Der Gesamtaufbau des Baggers ist in Abbildung 4.1 hinterlegt, wobei die allgemeine Struktur eines Raupenfahrzeugs mit Unterwagen samt Fahrwerk, Oberbau und Arbeitsorgan erkannt werden kann. Das Herzstück des Baggers ist das mit 18 Grabgefäßen besetzte Schaufelrad, welches das Material vom Hang abträgt. Das für den Grabprozess notwendige Drehmoment wird von drei frequenzumrichter-gesteuerten Asynchronmaschinen zur Verfügung gestellt, deren Leistung über ein Stirnrad-Planeten-Getriebe summiert wird. Nachdem das Grabgut abgetragen wurde, wird dieses über eine Leitschurre auf das Förderband des Schaufelradauslegers entleert und in den Unterwagen geleitet. Mithilfe integrierter Siebe erfolgt eine gleichmäßige Verteilung und Zerkleinerung brüchigen Materials, welches im Anschluss über die Bandbrücke und den Beladewagen (beide nicht dargestellt) auf die Bandförderanlage des Tagebaus geleitet wird [Schu14, S. 6].



1 Schaufelradantrieb	5 Seilsystem
2 Schaufelradausleger	6 Ballastausleger
3 Beweglicher Pylon (Pylon 1)	7 Hubwinde
4 Feststehender Pylon (Pylon 2)	8 Raupe

Abbildung 4.1: Bagger 293 (schematisch)

Damit der Oberbau nicht kippt, sind das Gewicht des Schaufelrades, des Schaufelradantriebsystems, des Schaufelradauslegers mit dem sich darauf befindlichen Grabgut und das Widerstandsmoment infolge des Grabprozesses mithilfe von Gegengewichten auszugleichen, sodass sich der Gesamtschwerpunkt des Oberbaus innerhalb des Stützdreiecks des Unterwagens befindet. Hierfür ist gegenüber dem Schaufelradausleger der Ballastausleger angeordnet, in welchem neben der gesamten Elektro- und Steuerungstechnik die erforderlichen Zusatzgewichte angebracht sind. Sowohl der Schaufelrad- als auch der Ballastausleger sind fest mit jeweils einem Pylon verbunden. Die Pylone selbst sind wiederum mit einem Seilsystem zueinander ausgerichtet. Dieser Mechanismus erlaubt, den scharnierbar gelagerten Schaufelradausleger um seinen

Aufhängungspunkt zu neigen, sodass das Schaufelrad gehoben und gesenkt werden kann. Damit deckt der Bagger 293 eine Gesamtabbauhöhe von 68 m ab, welche sich von -17 m (Tiefschnitt) bis zu einer Höhe von 51 m (Hochschnitt) erstreckt. Die hierfür erforderlichen Hubantriebe sind ebenfalls auf dem Ballastausleger angebracht.

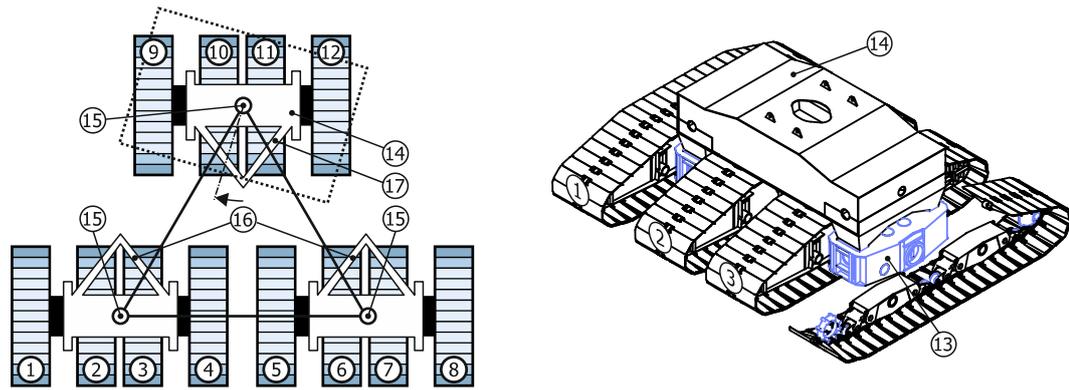
Der gesamte Oberbau ist über ein Schwenkwerk drehbar um seine Hochachse gelagert, sodass dem Abbauprozess respektive dem Schaufelrad ein weiterer Bewegungsfreiheitsgrad gewährt wird und sich folglich ein großer Arbeitsbereich am Hang abdecken lässt. Die Lagerung ist als doppelbahniger Kugellauftring mit einem mittleren Durchmesser von $\varnothing 20\text{ m}$ ausgeführt, dessen Einzelkugeln (Durchmesser $\varnothing 320\text{ mm}$) Sonderanfertigungen sind [Schu14, S. 7]. Dies ermöglicht ein widerstandsarmes Schwenken und erlaubt zudem die Abstützung der enormen Oberbaumasse von rund 5800 t.

Damit ein Schaufelradbagger in seinem gesamten Arbeitsbereich unabhängig ist, wird dieser durch ein Fahrwerk, welches alle Fahrbewegungen uneingeschränkt durchführen kann, mobilisiert. Dabei hat sich entsprechend des im Kapitel 3 aufgezeigten Eigenschaftsprofils der Fahrwerkstyp der Raupenfahrwerke unter nahezu allen Einsatzbedingungen durchgesetzt [DV86, S. 25 f.]. Folglich ist das Fahrwerk des Baggers 293 ebenso als Raupenfahrwerk ausgeführt, um die hohe Dienstmasse bei allen Witterungsbedingungen mit einer möglichst hohen Standsicherheit und Geländegängigkeit zu bewegen.

4.2 Raupenfahrwerk Bagger 293

Das Raupenfahrwerk des Baggers 293 setzt sich aus insgesamt zwölf Einzelraupen – den sogenannten Fahrschiffen – zusammen (Abbildung 4.2 a), Pos. 1-12), sodass sich bei einer Einzelfahrwerksbreite von 3,70 m und -länge von 15 m eine nominelle Gesamtaufstandsfläche von 666 m^2 ergibt. Unter Berücksichtigung des Eigengewichts des Baggers resultiert mit 0,21 MPa ein Bodendruck, der dem fünf- bis siebenfachen des Bodendrucks eines durchschnittlichen Menschen (ein Fuß auf dem Boden während des Gehens) entspricht. Jeweils vier Raupen sind in einem Jochträger zusammengefasst, sodass der Bagger über drei Jochträger (Pos. 14) respektive Raupengruppen verfügt und somit alle Baggerkomponenten oberhalb des Fahrwerks über drei Aufstandspunkte (Pos. 15) abgestützt werden. Dementsprechend liegt ein statisch bestimmtes System vor, wobei sich die Auflast der Stützpunkte durch die Lage des Massenschwerpunktes innerhalb des Stützdreiecks ergibt.

Damit dem Bagger die Kurvenfahrt ermöglicht wird, ist eine spezielle Steuereinrichtung erforderlich, da – im Gegensatz zu einem Zweiraupenfahrwerk – die Kurvenfahrt nicht einzig über die Regelung der Fahrgeschwindigkeiten der Fahrschiffe erfolgen kann. In diesem Zusammenhang wird das Prinzip der steuerbaren Raupengruppe angewandt, bei welcher im Fall eines symmetrischen Dreiraupenfahrwerks eine Raupengruppe mit einer Lenkdeichsel (Pos. 17) verschwenkt werden kann. Die restlichen Raupengruppen sind in Fahrtrichtung unbeweglich mit dem Unterbau über Festdeichseln (Pos. 16) verbunden. Ferner existiert die Ausführungsform des unsymmetrischen Dreiraupenfahrwerkes, bei welcher zwei steuerbare Raupengruppen hintereinander angeordnet sind und mit Lenkdeichseln geschwenkt werden können [DV86, S. 137 ff.], [KGJ09, S. 130].



a) Symmetrisches Dreiraupenfahrwerk

b) Doppelzwillingsraupe

1-12 Fahrschiffe

15 Stützpunkte des Unterbaus

13 Traversenkästen

16 Festdeichsel

14 Jochträger

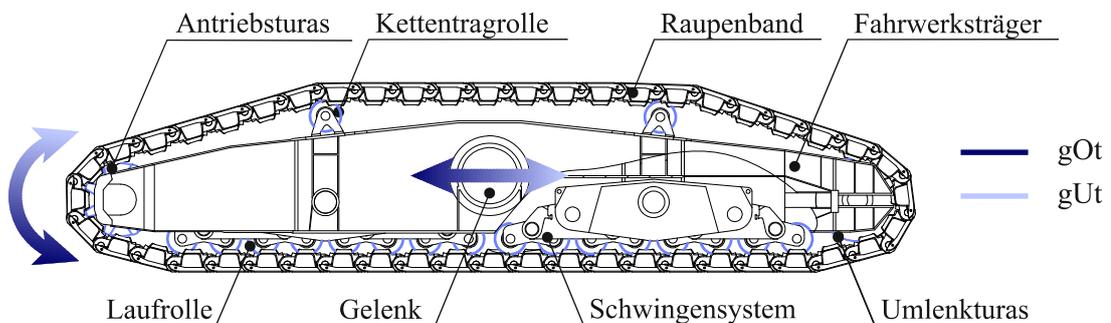
17 Lenkdeichsel

Abbildung 4.2: Fahrwerk Bagger 293

Innerhalb eines Jochträgers sind die Fahrschiffe als Doppelzwillingsraupen angeordnet, wobei je zwei Raupen unabhängig voneinander drehbar innerhalb eines Traversenkastens (Pos. 13) angeordnet sind. Die Traversenkästen sind wiederum drehbar innerhalb des jeweiligen Jochträgers gelagert, wobei diese Drehachse senkrecht zur Drehachse der Fahrschiffe steht. Somit übernimmt der Traversenkasten eine zu einem Kreuzgelenk vergleichbare Aufgabe bezüglich der Relativbewegung zwischen Fahrschiff und Jochträger. Dies ermöglicht insbesondere eine zwangskraftarme Überfahrt von Bodenunebenheiten und, im Vergleich zu einer starren Doppelzwillingsraupenausführung, eine ausgewogenere Aufteilung der wirkenden Auflast auf die einzelnen Fahrschiffe.

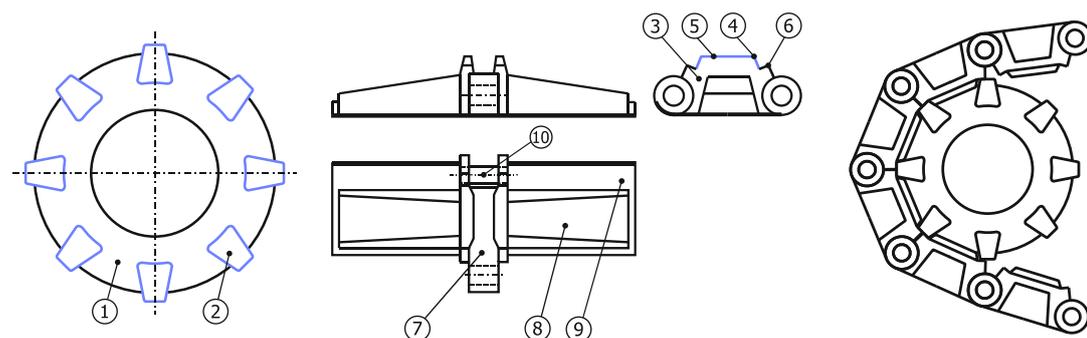
4.3 Raupenfahrwerk – Fahrschiff

Das Fahrschiff des Baggers 293 ist als sechzehnrollige Raupe ausgeführt, wobei die einzelnen Laufrollen über ein Schwingensystem im Fahrwerksträger gelagert sind, siehe Abbildung 4.3. Die im Gelenk des Fahrwerksträgers eingeleitete Auflast wird dadurch gleichmäßig auf die Laufrollen aufgeteilt und in das Fahrplanum geleitet. Dieser Zustand bleibt ebenso beim Überfahren von Unebenheiten im Planum bestehen, sodass in jeder Situation ein ausgeglichenes System vorliegt [DV86, S. 151 f.].

**Abbildung 4.3: Fahrschiff des Baggers 293**

Die Laufrollen werden innerhalb der Laufbahn der Kettenglieder, über welche das Raupenband in Elemente endlicher Länge diskretisiert ist, geführt. Diese Raupenkette umschlingt den gesamten Fahrwerksträger, wird dabei durch die Turasse umgelenkt und im Obertrum über die Laufrollen abgestützt. Um das Umlenken an den einzelnen Umlenkpunkten zu garantieren, sind die einzelnen Glieder der Kette scharnierbar mit Bolzen verbunden, was ein rückstellmomentenfreies Scharnieren und gleichzeitig eine zwangskraftfreie Anpassung der Raupenkette an das Profil des Fahrplanums ermöglicht.

Neben der Funktion, die Kettenlaufrichtung gegenüber dem Fahrwerksträger umzukehren, übernimmt der Antriebsturas die Aufgabe, die für den Vorschub des Fahrwerkes notwendige und über den Antrieb zur Verfügung gestellte Leistung in das Raupenband einzuleiten. Dabei wird eine primär formschlüssige Verbindung zwischen dem Antriebsturas und den Kettengliedern generiert, indem die Drehbewegung des Turas über die Nockenflanken an die Schakenwangen weitergegeben wird, siehe Abbildung 4.4. Bleibt bei der Übergabe der Antriebsleistung vom Turas auf das Raupenband der Reibschluss zwischen den Grundblechen der Kette und dem Fahrplanum bestehen, setzt sich die Rotation des Antriebsturas in die translatorische Fahrbewegung des Fahr Schiffes um.



a) Antriebsturas	b) Kettenglied (Bodenplatte)		c) Turaseingriff
1 Turasbandage	2 Nocken	3 Schake	4 Schakenwange
5 Schakenmitnehmer	6 Schakenhöcker	7 Lauffläche	8 Querträger
9 Grundblech	10 Schakenbolzen		

Abbildung 4.4: Antriebsturas, Kettenglied und Turaseingriff

4.4 Grundlagen zur Fahrruhe von Raupenfahrwerken

4.4.1 Allgemeine Einteilung der Fahrruhe

In der Historie zur Berechnung und Auslegung von Raupenfahrwerken lag ein großes Augenmerk auf der Bemessung der zur Beschleunigung und Aufrechterhaltung der Fahrbewegung erforderlichen Antriebsleistung. Dabei wurden viele das Fahrverhalten beeinflussende Erscheinungen identifiziert, wobei eine sinnvolle und strukturierte Untergliederung in der Arbeit von HENSEL [Hen88] vorgenommen ist. Die Fahrruhe ist hier auf die Schwankung des Fahrwiderstandes zurückgeführt, sodass sich zunächst alle bekannten Effekte in innere und äußere Fahrwiderstände einordnen lassen.

Nach [Hen88, S. 18] manifestiert sich der innere Fahrwiderstand als Summe aller Fahrwiderstände, welche sich infolge der Reibung sowie der Beschleunigung sämtlicher bewegter Teile in einer Raupe während der Fahrt auf einem ebenen, horizontalen und starren Untergrund bei konstanter Antriebsturasdrehzahl ergeben. Begründet schlussfolgert HENSEL, dass die beteiligten Fahrnruheerscheinungen konstruktiv bedingt sind und somit bereits ohne äußere Störeinflüsse auftreten. Die Summe der Verformungswiderstände des Untergrunds beschreibt den äußeren Fahrwiderstand, welcher insbesondere die Verdichtung und Verdrängung des Erdstoffes unterhalb des Grundbleches der Bodenplatte meint [Hen88, S. 49].

Aus raupenfahrdynamischer Sicht beinhalten die inneren Fahrwiderstände die essentiellen, die Zustandsschwankungen hervorrufenden Effekte. Unter dieser Perspektive bietet es sich an, den Bereich der inneren Fahrwiderstände im Vergleich zu HENSEL neu zu untergliedern. Praktikabel erscheint hierbei die Untergliederung in Fahrwiderstände infolge von Bandspektive Seilschwingungen, in Fahrwiderstände aufgrund der Diskretisierung des Raupenbandes und – wie auch bei HENSEL – in Fahrwiderstände infolge von Reibung, siehe Abbildung 4.5. In der detaillierten Beschreibung der inneren Fahrwiderstände wird die Notwendigkeit dieser Neueinteilung ersichtlich.

Wird ferner für eine fahrdynamische Einteilung die Arbeit von HANIF hinzugezogen [Han90, S. 94 ff.], lassen sich ähnlich zu den inneren die äußeren Fahrwiderstände weiter untergliedern. Primär kann dabei die Erdstoffverdichtung von der Erdstoffverdrängung samt Kettenschlupf unterschieden werden, da bei diesen unterschiedliche Mechanismen den Fahrwiderstand und dessen Schwankung hervorrufen. Ist das Planum gegenüber der Horizontalen geneigt, ergänzt die sich infolge der Schwerkraft ausprägende Hangabtriebskraft die äußeren Fahrwiderstände, siehe Abbildung 4.5.

Die Unterteilung in äußere und innere Fahrwiderstände nach HENSEL berücksichtigt bislang nicht die Kettenvorspannung als einen die Fahrnruhe beeinflussenden Effekt, obschon HENSEL diesen als eine Haupteinflussquelle hinsichtlich der Fahrbewegung identifiziert. Ursächlich hierfür ist, dass die Vorspannung der Kette im Sinne einer quasistatischen Betrachtung nicht als Fahrwiderstand eingeordnet werden kann. Dahingehend wird vorgeschlagen, den Fahrwiderstandsbegriff zu erweitern und aus Sicht der Fahrdynamik zum bereits verwendeten Begriff der Fahrnruhe zu verallgemeinern, in welchem sich die Kettenvorspannung, neben den inneren und äußeren Fahrwiderständen, als Haupteinfluss hinsichtlich der Fahrbewegung einordnen lässt, siehe Abbildung 4.5.



Abbildung 4.5: Einteilung der Fahrwiderstände

4.4.2 Innere Fahrwiderstände

Bandschwingungen

Der Grundgedanke, Bandschwingungen als Teilbereich der inneren Fahrwiderstände zu betrachten, begründet sich im Vorhandensein von dynamischen Erscheinungen in Raupenfahrwerken, welche bereits bei einem Riementrieb, also einem Kettentrieb mit Kettengliedern infinitesimaler Längenausdehnung, zu beobachten wären. Infolge zeitvarianter Lasten in longitudinaler Richtung wird das Band in den einzelnen Trumsegmenten aufgrund des Durchhanges zu transversalen Schwingungen angeregt. Die Transversal elongationen erzeugen Rückstellreaktionen in Longitudinalrichtung des Bandes, sodass nicht einzig die zeitvarianten Lasten sondern zusätzlich die Bandschwingungen die Kettenzugkraft und somit die Vorschubkraft des Fahrwerkes beeinflussen [Fau95 S. 53 ff.], [Schl10, S. 1123 ff.]. Zudem induziert die Kettenzugkraftschwankung über den Wirkradius des Antriebsrades Drehschwingungen im Fahrwerksantrieb, welche im Resonanzfall zu erheblichen Schwingungsüberhöhungen führen können.

Diskretisierungsbedingte Fahrwiderstände

Neben den Schwingungen der einzelnen Trumsegmente werden erhebliche Kettenzugkraft- und Fahrgeschwindigkeitsschwankungen durch die diskrete Unterteilung des Raupenbandes in Kettenglieder endlicher Länge hervorgerufen. In Messkampagnen wurde dahingehend nachgewiesen, dass die Schwankungen mit der Periodendauer der Antriebsturasteilung und somit der Kettengliedlänge, jedoch zueinander phasenversetzt, auftreten [Han90, S. 7 ff.], [Kra90]. Dies wird in den folgenden Ausführungen zu den einzelnen diskretisierungsbedingten Fahrwiderständen deutlich.

Turas-Polygoneffekt

Aufgrund der endlichen Länge der Kettenglieder kann sich die Kette einzig in Form eines Polygons um den Antriebs- beziehungsweise Umlenkuras legen. Infolgedessen ändert sich fortwährend der wirksame Radius zwischen dem Turas und der Raupenkette, was als Turas-Polygoneffekt bezeichnet wird. Damit einher geht eine ständige Schwingungsanregung, welche sich in einer turasdrehwinkelabhängigen Änderung der Geschwindigkeitskomponenten äußert, siehe Abbildung 4.6 [Dre06, S. 270 ff.], [Fis13, S. 15], [FJ69, S. 15 f.], [Schl10, S. 1153 ff.], [SG16a], [Arp15, S. 8 f.].

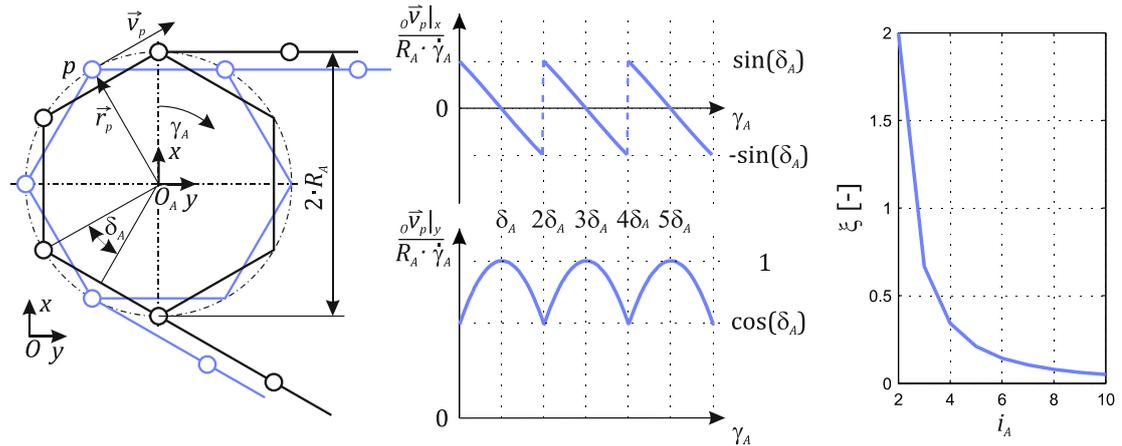


Abbildung 4.6: Turas-Polygoneffekt nach [SG16a]

Wird beispielsweise der Gelenkpunkt p als aktueller Gelenkpunkt angenommen, ergibt sich dessen Longitudinalgeschwindigkeit zu

$${}_0\bar{v}_p|_y = R_A \cdot \dot{\gamma}_A \cdot \cos(\gamma_A - \delta_A) \quad \text{mit } \gamma_A \in [0; 2 \cdot \delta_A] \quad (4.1)$$

wobei die halbe Turasteilung δ_A mit der Nockenanzahl i_A über

$$\delta_A = \frac{\pi}{i_A} \quad (4.2)$$

zusammenhängt. Mit (4.1) kann im Rahmen einer rein kinematischen Betrachtung die durch den Turas-Polygoneffekt induzierte Fahrnruhe erfasst werden. Hierzu dient der Ungleichförmigkeitsgrad, welcher sich nach [DH09, S. 122] zu

$$\xi = \frac{v_{max} - v_{min}}{v_m} \quad (4.3)$$

berechnet und die Geschwindigkeitsschwankung im Verhältnis zur mittleren Geschwindigkeit angibt. Das Einsetzen von (4.1) und (4.2) in (4.3) liefert

$$\xi_{poly} = 2 \cdot \frac{1 - \cos\left(\frac{\pi}{i_A}\right)}{1 + \cos\left(\frac{\pi}{i_A}\right)} = 2 \cdot \left[\csc\left(\frac{\pi}{i_A}\right) - \cot\left(\frac{\pi}{i_A}\right) \right]^2 \quad (4.4)$$

und somit die Fahrgeschwindigkeitsschwankung in Abhängigkeit von der Nockenanzahl. Eine geringe Nockenanzahl korrespondiert folglich mit einer starken Fahrnruhe, wohingegen eine hohe Anzahl an Turasnocken zu einer vergleichmäßigten Fahrbewegung beiträgt, siehe auch Abbildung 4.6.

Gleitkreisgleiten

Infolge der enormen Beanspruchungen unterliegen die Elemente der Kettengelenke (Augen und Bolzen) einem fortwährenden Verschleiß, sodass sich der Abstand zwischen den Schaken und damit gleichzeitig die Kettenteilung vergrößern. Entspräche die Kettenteilung im Neuzustand der

Antriebsturasteilung (Abbildung 4.7 b)), würde die Kettenteilung bereits nach kurzer Betriebszeit die Turasteilung verschleißbedingt überschreiten. Diese Konstellation führt jedoch zu erheblichen Eingriffsstörungen zwischen Kette und Turas, da die Schaken der eingleisenden Bodenplatten gegen die Nockenköpfe des Antriebssterns stoßen, siehe Abbildung 4.7 c).

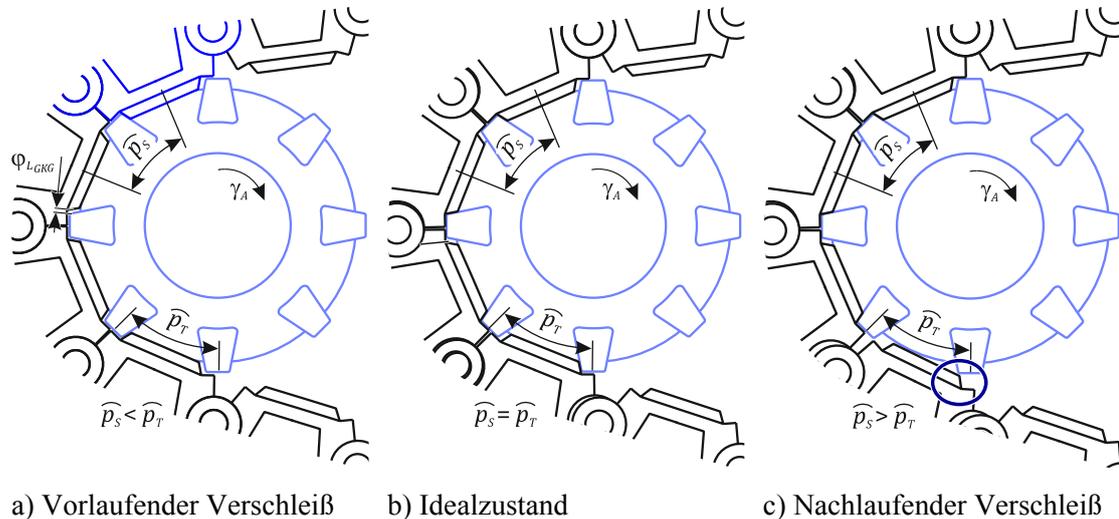


Abbildung 4.7: Gleitkreisgleiten nach [SG16a]

Um dem Zustand des nachlaufenden Verschleißes vorzubeugen, ist die Kettenteilung im Neuzustand gegenüber der Turasteilung kleiner ausgeführt, sodass die verschleißinduzierten Eingriffsstörungen zwischen Turas und Kette wesentlich später eintreten, siehe Abbildung 4.7 a). Dieses Konstruktionsprinzip des vorlaufenden Verschleißes hat jedoch den entscheidenden Nachteil, dass zur formschlüssigen Kraftübertragung zwischen Kette und Turas lediglich ein Nocken zur Verfügung steht. Wird der Turasdrehsinn entsprechend Abbildung 4.7 a) in Uhrzeigerichtung angenommen, liegt der Formschluss zwischen dem Nocken links oben und der Schakenwange der farblich hervorgehobenen Bodenplatte vor. Die sich hinter dem treibenden Nocken befindlichen Nocken sind nicht im Eingriff mit der Kette und tragen folglich nicht zur Leistungsübertragung bei. Wird die Drehung des Turas fortgesetzt, gleist die betrachtete Bodenplatte aus dem Eingriff aus und der Formschluss zwischen Nocken und Schakenwange und somit zwischen Turas und Kette reißt ab. Der Turas kann sich in der weiteren Bewegungsphase relativ zur Kette weiterdrehen, wobei die Schakenhöcker auf den Nockenköpfen gleiten. Dieser Schlupfzustand zwischen Turas und Kette bleibt solange bestehen, bis der nachfolgende Nocken den Gleitwinkel φ_{LGG} zurückgelegt hat und mit der benachbarten Bodenplatte im formschlüssigen Kontakt steht. Die dabei hervorgerufene Zugkraftunterbrechung und -wiederaufnahme bedingt erhebliche Be- und Entschleunigungsvorgänge der Fahrbewegung der Raupe, sodass erhebliche, sich in das Getriebe fortpflanzende dynamische Zusatzlasten entstehen [SG16a], [EMH08]. Da die Gleitbewegung auf den Nockenköpfen stattfindet, wird der Nockenaußendurchmesser auch als Gleitkreis bezeichnet und der beschriebene Schlupfzustand als Gleitkreisgleiten.

Schakenklappen

Die diskrete Unterteilung der Raupenkette verhindert ein gleichzeitiges, tangentiales Anlegen des Raupenbandes an Turas und Laufrolle entsprechend Abbildung 4.8 a), da die Auflast der turasnächsten Laufrolle die Bodenplatte BP3 auf das Fahrplanum drückt. Der damit provozierte

außertangentiale Ketteneinlauf bleibt solange bestehen, bis der Hebelarm, an dem der vertikale Kettenzugkraftanteil F_{KV} angreift, genügt, um die Anpresskraft der Laufrolle F_r zu überwinden. Die Bodenplatte klappt in diesem Moment abrupt nach oben, wobei sich die Turasdrehbewegung vollständig in die Klappbewegung der Schake umsetzt, siehe Abbildung 4.8 b). Dieser Prozess fördert einen unstetigen Vorschub der Raupe und kann bei einer ungünstigen konstruktiven Fahrwerksgestaltung bis zum kurzzeitigen Erliegen der Fahrbewegung führen [Kra90], [SG16a], [Hen88, S. 32].

Während des beschriebenen Ablaufs ändert sich zudem der Ketteneinlaufwinkel α_{ASK} in Abhängigkeit von der aktuellen Relativlage zwischen Turas und Bodenplatte $BP3$, sodass der vertikale Kettenzugkraftanteil kontinuierlich ansteigt und im Gegensatz dazu der horizontale Anteil sinkt. Somit ist bereits vor der Klappbewegung des am Boden gefesselten Kettenglieds eine erhebliche Verringerung der Vorschubbewegung gegeben, sodass zur Aufrechterhaltung einer konstanten Fahrgeschwindigkeit das Turasdrehmoment zu erhöhen ist [SG16a].

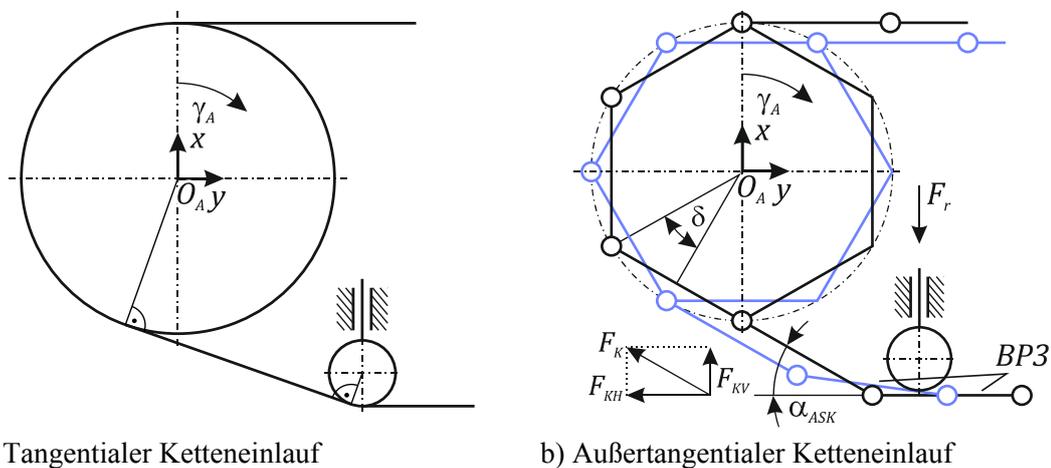


Abbildung 4.8: Ketteneinlauf beim Schakenklappen nach [SG16a]

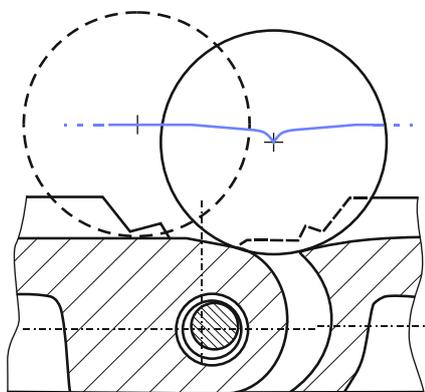
Das Phänomen des Schakenklappens ist nicht einzig auf die Fahrt mit gezogenem Untertrum beschränkt, sondern kann ebenfalls bei entgegengesetzter Fahrtrichtung beobachtet werden. In diesem Fall fährt das antriebsturasnächste Laufrad auf die noch schräg stehende Bodenplatte auf, sodass sich der Fahrwiderstand, ähnlich zur Befahrung einer Steigung, erhöht. Entsprechend muss zur Gewährleistung des Vorschubs das Turasdrehmoment erhöht werden, bis die Auflast der Laufrolle genügt, um die Schake auf das Fahrplanum zu drücken. Ähnlich zur Fortbewegungs-kinematik bei einem Rhönrad wird dabei die Kette und somit gleichzeitig das Fahrwerk beschleunigt, um die notwendige Kettenlänge im Trumbereich zwischen Turas und Laufrolle zur Verfügung zu stellen. Der zuvor aufgebaute Fahrwiderstand nimmt dabei abrupt ab und der Fahrwerksträger wird durch das noch anliegende, hohe Turasdrehmoment beschleunigt.

Die während des Schakenklappens am Antriebstras erläuterten Wechselwirkungen zwischen Turas, Laufrolle und Kette gelten ebenso für den Bereich am Umlenktras. Das Schakenklappen wirkt sich hier ebenso direkt auf den Fahrwiderstand des Fahrschiffes aus und trägt somit zu einer erheblichen Fahrruhe bei. Jedoch sind (insbesondere bei Fahrt mit gezogenem Obertrum) die Auswirkungen auf das Antriebsmoment verzögert, da sich die Zugkraftschwankung der Kette zunächst über den gesamten Obertrumbereich fortpflanzen muss.

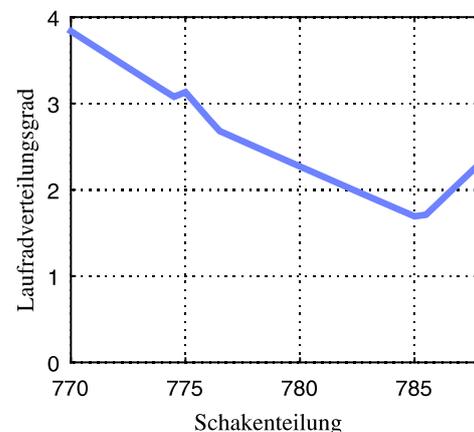
Überfahren der Laufflächenübergänge

Um die Scharnierbarkeit der Kettenglieder untereinander zu gewährleisten, wurde in der konstruktiven Historie eine Unterbrechung der Laufbahn im Scharnierbereich vorgesehen. Diese periodischen Laufbahnunterbrechungen werden während der Fortbewegung der Raupe von den Laufrädern durchfahren, sodass das Fahrwerk eine laufrad- und schakenteilungsabhängige Be- und Entschleunigung erfährt, siehe Abbildung 4.9 a) sowie [Hen88, S. 21 f.], [KKZ01] und [SG16a]. Die Brisanz der so induzierten Fahrruhe lässt sich mit Hilfe des Laufradverteilungsgrades abschätzen, welcher die durchschnittliche Anzahl der sich gleichzeitig in einem Schakental befindlichen Laufrollen angibt, siehe Abbildung 4.9 b). Zudem kann mit dem Laufradverteilungsgrad das verschleißabhängige Be- und Entschleunigungsverhalten des Fahr Schiffes abgeschätzt werden, da sich infolge des Verschleißfortschritts in den Kettengelenken die Kettenteilung und somit der Verteilungsgrad ändern.

Neben der Beeinflussung der Längsdynamik hat das Durchfahren der Schakentäler einen großen Einfluss auf die Vertikaldynamik von Raupenfahrzeugen, da sich die Höhenlage der Laufrolle während des Überquerens des Tals ändert. Obschon das Fahrwerk über ein Schwingensystem verfügt, welches Unebenheiten des Planums und somit gleichzeitig der Laufbahn neutralisieren soll, lässt sich die Änderung der Höhenlage des Fahrwerkträgergelenkes nicht vollständig ausgleichen, sondern lediglich mindern. Die damit induzierte Weganregung kann, sofern die Eigendynamik des Oberbaus angesprochen wird, zu erheblichen Resonanzerscheinungen führen und die Lebensdauer der Tragstruktur entscheidend limitieren.



a) Laufflächenübergang einer Laufrolle



b) Laufradverteilungsgrad

Abbildung 4.9: Durchfahren der Laufflächenübergänge nach [Kra90] und [SG16a]

Umlenken der Kettenglieder beim Tragrollenüberlauf

Die Kette großer Raupenfahrwerke wird im Obertrum von den Kettenträgrollen gestützt und geführt, wobei infolge des Kontaktes Reaktionskräfte zwischen den Schakenlaufflächen und den Tragrollen resultieren. In Abhängigkeit der Relativlage zwischen Kette und Tragrolle ändern sich während des Umlenkens die Orientierung des Kontaktkraftvektors sowie die Anzahl der mit den Tragrollen im Kontakt stehenden Kettenglieder. Die damit einhergehende, periodische Kettenzugkraftschwankung begünstigt insbesondere bei der Fahrt mit gezogenem Obertrum ausgeprägte

Lastamplituden, da bei dieser Fahrtrichtung die nominelle Kettenzugkraft und somit die Kontaktkräfte zwischen Lauffläche und Tragrolle am größten sind.

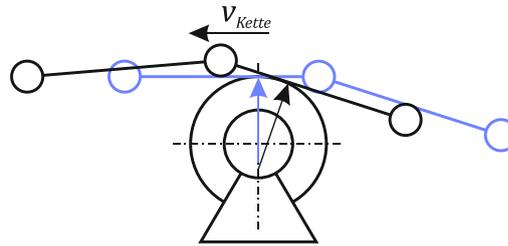


Abbildung 4.10: Tragrollenüberlauf

Reibungsinduzierte Fahrwiderstände

Infolge der Normalkraft und der Relativgeschwindigkeit zwischen zwei sich berührenden Kontaktpartnern wirken entgegengesetzt zur Bewegungsrichtung Reibwiderstände, welche bei einem abgeschlossenen System ohne weitere Energiezufuhr zum Erliegen der Relativbewegung führen [CH10, S. 81], [SG14, S. 22]. Da in einem Raupenfahrwerk viele Bauteile miteinander unter großen Normalkräften im Kontakt stehen, ist der reibungsbedingte Fahrwiderstand entsprechend hoch und folglich ein essentieller Gegenstand bei der Leistungsbemessung der Antriebsmaschinen.

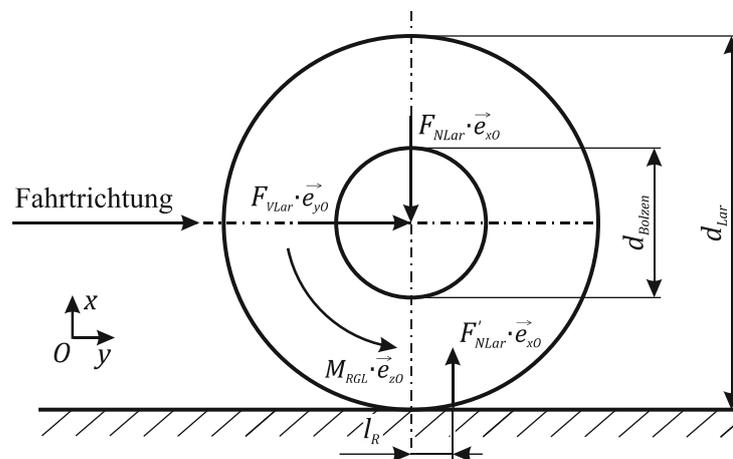


Abbildung 4.11: Lagerreibung in den Laufrollen nach [Hen88, S. 19]

Die größten, der Fahrbewegung entgegenwirkenden Reibwiderstände entspringen der Lagerreibung in den Gleitlagerbuchsen der Laufrollen, siehe Abbildung 4.11. Obschon der Reibungskoeffizient mit $\mu_{GL} \approx 0,07$ [Hen88, S. 19 f.] gering ist und der Vorschubwiderstand zudem durch das Verhältnis aus Bolzenradius r_{Bolzen} und Laufrollenradius R_{Lar} gemindert wird (Gl. (4.5)), Hebelarm l_R infolge HERTZscher Abplattung zwischen Laufrolle und Lauffläche vernachlässigt, ist der hervorgerufene Fahrwiderstandsanteil aufgrund der großen Gerätedienstmasse enorm.

$$F_{VLar} \approx M_{RGL} \cdot \frac{1}{R_{Lar}} = F_{NLar} \cdot \mu_{GL} \cdot \frac{R_{Bolzen}}{R_{Lar}} \cdot \text{sign}(\dot{\gamma}_{Lar}) \quad (4.5)$$

Weiterhin wirkt während des Umlenkens der Kette ein Reibmoment innerhalb der Scharniergelenke, welches bei großen Vorspannkräften der Umlenkbewegung entgegenwirkt. Da die Kettenbolzen jedoch einen verhältnismäßig geringen Durchmesser haben, ist der Einfluss der Kettenbolzenreibung auf den Fahrwiderstand von untergeordneter Bedeutung.

4.4.3 Äußere Fahrwiderstände

Erdstoffverdichtung bei Geradeausfahrt

Überfährt die Raupe das Fahrplanum, wird dieses aufgrund der hohen Auflast plastisch verformt, wobei ein Teil der kinetischen Energie des Fahrschiffes in die Erdstoff-Verdichtungsarbeit umgewandelt wird. Dieser aus Sicht des Fahrschiffes stattfindende Verlust an Energie ist zur Aufrechterhaltung der Fahrbewegung von den Antriebsmaschinen einzuspeisen, sodass die Erdstoffverdichtung einen äußeren Fahrwiderstand verkörpert. Der Verdichtungsprozess lässt sich mithilfe von Druck-Setzungs-Kurven beschreiben, wobei diese aufgrund der Erdstoffstruktur nur schwer qualitativ und quantitativ erfasst werden können [Hen88, S. 49 ff.]. Zudem variiert die Bodendichte orts- und belastungsabhängig (Erst- und Wiederbelastung), was die Erfassung des Druck-Setzungs-Verhaltens und damit gleichzeitig die funktionale Beschreibung dieses Fahrwiderstandsanteils weiter verschärft.

Infolge der Verformung des Erdstoffes neigen sich die Kettenglieder, sodass die von den Laufbahnen erzeugte Lauffläche unterhalb der Laufrollen uneben wird. Bei der Betrachtung eines einzelnen Laufrades erfolgt die Fahrwiderstandsschwankung durch die Überrollung der geneigten Bodenplatten im Gleichtakt mit dem Überqueren der Laufflächenübergänge, wobei die Widerstandsamplituden aufgrund des komplexen Verdichtungsprozesses schwanken. Folglich überlagern sich beide Effekte in ihrer Intensität, sodass die resultierenden Fahrwiderstands- und Höhenlageschwankungen am Fahrwerksträger weiter anwachsen.

Erdstoffverdrängung und Schlupf bei Kurvenfahrt

Zur Durchführung der Kurvenfahrt sind die Lenkrahmen eines Fahrwerkes entsprechend des gewünschten Kurvenradius einzulenken. Der Lenkbewegung sind dabei ein Widerstandsmoment infolge der Reibung zwischen den Bodenplatten und dem Fahrplanum sowie ein Widerstandsmoment infolge der Erdstoffverdrängung an den Kanten der eingesunkenen Bodenbleche entgegengerichtet. Zudem wirken Vorschub- und Seitenkräfte auf die einzelnen Fahrschiffe eines Fahrzeugs, sodass sich der Drehpunkt eines einzelnen Fahrschiffes nicht lotrecht unterhalb des Fahrwerkträrgelenkes befindet und Schlupfbewegungen zwischen Kette und Boden in der Planumsebene resultieren [DV86, S. 158], [Lin38, S. 16 ff.]. Das Skalarprodukt der in Fahrtrichtung orientierten Schlupfgeschwindigkeit mit der Reibkraft zwischen Kette und Boden ergibt die Verlustleistung während der Kurvenfahrt, welche von der Antriebseinheit zur Aufrechterhaltung der Fahrbewegung zusätzlich aufzubringen ist, siehe u. a. [Lin38, S. 32 ff.].

Hangfahrt

Befährt das Fahrschiff eine gegenüber der Horizontalen geneigte Ebene, entsteht ein zusätzlicher Fahrwiderstand aufgrund der hangabwärts gerichteten Gewichtskraftkomponente. In Abhängigkeit der Orientierung der Hangabtriebskraft bezüglich der Fahrtrichtung kann diese die

Fahrbewegung unterstützen (Fahrt hangabwärts) oder beeinträchtigen (Fahrt hangaufwärts). Zur Bemessung der Antriebseinheit ist der letztgenannte Fall relevant, da der Motor die zur Überwindung der Steigung erforderliche Antriebsleistung zur Verfügung stellen muss.

4.4.4 Kettenvorspannung

Obschon die Kettenglieder und der Antriebsturas mit Elementen zur formschlüssigen Kraftübertragung versehen sind, benötigen die Raupenkette eine definierte Kettenvorspannung. Andernfalls kann der Formschluss zwischen Turas und Kette nicht für jede Betriebssituation garantiert werden. Hierfür besitzen Raupenfahrwerke eine Kettenvorspanneinrichtung, welche zudem die verschleißbedingte Verlängerung der Raupenkette ausgleicht, sobald die Vorspannung einen kritischen Wert unterschreitet. Das Aufbringen der Kettenvorspannung erfolgt über den Umlenktrums, welcher über die Vorspanneinrichtung (Hydraulikzylinder, Spindeltrieb u. a.) in Fahrwerkslängsrichtung verschoben wird und somit die Kettenhüllkurve ändert. Damit erfolgt eine Verringerung des Kettendurchhanges im Obertrum, was speziell bei der Fahrt mit gezogenem Obertrum eine direktere Kraftübertragung zum Umlenktrums garantiert, da sich die Latenz zwischen Kraftereinleitung in die Kette und Start der Fahrbewegung verkürzt [DV86, S. 174].

Anhand dieser Argumentation erscheint eine hohe Vorspannung der Kette hinsichtlich einer optimalen Umsetzung der Drehbewegung des Antriebsturas in einen translatorischen Vorschub des Fahrschiffes als vorteilhaft. Jedoch bedeutet eine hohe Zugkraft gleichzeitig eine hohe HERTZsche Pressung an den Kettenbolzen, sodass in Verbindung mit der Scharnierbewegung ein größeres Verschleißvolumen in den Kettengelenken resultiert. Neben der Vergrößerung des Verschleißvolumens hat eine unzulässig hohe Kettenvorspannkraft einen negativen Einfluss auf die Fahrruhe. Die diskretisierungsbedingten Fahrwiderstände erfordern eine variable Kettenlänge in den einzelnen Trumsegmenten, was sich anschaulich anhand des außertangentialen Ketteneinlaufs am Umlenktrums bei der Fahrt mit gezogenem Untertrum erklären lässt. Während des Rhönradeffektes (Auflegen der schräg stehenden Bodenplatte auf das Planum infolge der Laufrollenauflast beim Schakenklappen, siehe Kapitel 4.4.2) wird eine größere Kettenlänge benötigt (siehe [Sol88] und [Han90, S. 36 ff.]), welche primär aus dem Kettendurchhang des Obertrums nachgefördert wird. Bei großen Kettenvorspannkraften geht dies jedoch mit einer erheblichen Zugkraftehöhung und folglich mit einer höheren Vertikalkraftkomponente am schräg stehenden Kettenglied einher, siehe Abbildung 4.8 b). Der erforderliche Hebelarm, um die schräg stehende Bodenplatte über das umlenkturasnächste Laufrad auf das Fahrplanum zu drücken, wird entsprechend kürzer und der Fahrwiderstand steigt an. Die an diesem Beispiel beschriebene Notwendigkeit der variablen Kettenlänge lässt sich auf alle Orte des Fahrwerkes übertragen, an welchen die Kettenaufrichtung geändert wird respektive die Kette sich als Polygon um ein Bauteil legt. Entsprechend fördert eine hohe Kettenvorspannung die Fahrruhe infolge des Polygoneffektes, des Tragrollenüberlaufs und des Schakenklappens am Antriebs- sowie Umlenktrums und hat folglich einen hohen Anteil an der un stetigen Fahrbewegung eines Fahrschiffes.

4.5 Arbeiten zur Beschreibung der Fahrruhe von Raupenfahrwerken

Eine der ersten Veröffentlichungen, welche Berechnungsgrundlagen zur Ermittlung der Bewegungswiderstände von Raupenfahrwerken beinhaltet, wurde von HEIDEBROEK im Jahr 1934 verfasst [Hei34]. In dieser reflektiert HEIDEBROEK den erarbeiteten Wissensstand zur Mechanik von Raupenfahrwerken, wobei der Fokus auf den Reibungsanteilen der inneren Fahrwiderstände (siehe Kapitel 4.4.2) und der Überhöhung der Fahrleistung bei Kurvenfahrt (siehe Kapitel 4.4.3) liegt. Zudem erfolgt eine Betrachtung der Leistungsaufteilung auf die einzelnen Fahrmotoren, sofern das Fahrwerk über mehrere Antriebsmaschinen verfügt. In allen Herleitungen wird dabei ohne Beweis angenommen, dass die Fahrwerksbreite keinen nennenswerten Einfluss auf die sich ausprägenden Fahrwiderstände hat.

Die Betrachtungen von HEIDEBROEK aufgreifend verfasst LINDENAU eine umfassende Arbeit zur Ermittlung der Fahrwiderstände von Raupenfahrwerken bei Kurvenfahrt [Lin38]. Ausgangspunkt ist der erfolgreiche Nachweis, dass ab einem bestimmten Längen-Breiten-Verhältnis des Fahrschiffes die Fahrwerksbreite den Kurvenfahrwiderstand lediglich unwesentlich beeinflusst [Lin38, S. 8 ff.]. Darauf aufbauend leitet LINDENAU die Fahrwiderstände am einzelnen Fahrschiff her und formuliert anschließend geschlossene Lösungen zur Fahrwiderstandsberechnung für ausgesuchte Raupenfahrwerksausführungen. Nach LINDENAU folgen weitere Modelle zur Ermittlung der Kraftverhältnisse innerhalb eines Raupenfahrwerkes, wobei KITANO das Lenkverhalten von Fahrzeugen mit zwei Fahrschiffen als einen Untersuchungsschwerpunkt aufgreift. Hervorzuheben ist hierbei der Einbezug der Fahrzeugträgheit in den Gleichungssatz der Kurvenfahrt, sodass auch das Fahrverhalten von Raupenfahrzeugen bei hohen Geschwindigkeiten betrachtet werden kann (siehe unter anderem [KJ76], [KK77], [KWT⁺88]). ZHANG erweitert in den 90er-Jahren bisherige Wendemodelle um die BEKKERSche Schertheorie [Bek60] und schafft somit für den Spezialfall eines Zweiraupenfahrwerkes ein Kurvenfahrtmodell, welches selbst für Unterwasserraupenfahrwerke anwendbar ist [Zha95].

Obschon die erwähnten Forschungsarbeiten zur damaligen Zeit einen erheblich Beitrag zur Erfassung der Fahrwiderstände leisteten, bestanden weiterhin große Unsicherheiten bei der Bemessung der Raupenfahrzeugkomponenten, da die Berechnungsmodelle nicht die zu beobachtende Fahrruhe und die damit einhergehenden dynamischen Zusatzlasten erklären können. Aus Messkampagnen von KRAMER [Kra90], HENSEL [Hen88, S. 41 f.] und HANIF [Han90, S. 13 ff.] geht hervor, dass die Fahrgeschwindigkeit im Gleichtakt mit der Kettenteilung schwankt, sodass nachgewiesen ist, dass die Fahrruhe und somit die dynamischen Zusatzlasten den inneren, diskretisierungsbedingten Fahrwiderständen entspringen. Diesen Umstand aufgreifend leitet HENSEL ein mathematisches Modell zur Beschreibung der inneren Fahrwiderstände her, welches jedoch nicht die im Messsignal gegenwärtigen Lastspitzen erfasst [Hen88, S. 41 f.]. Dies hängt mit dem von HENSEL gewählten, statischen Betrachtungsansatz zusammen, was HANIF – unter Berücksichtigung der Erkenntnisse von PAWANDENAT [Paw69] sowie GRIEBHABER und PFANNKUCHEN [GP69] bezüglich der Fahrdynamik von Bandabsetzern – zur Durchführung weiterführender Untersuchungen hinsichtlich der Fahrwiderstandsschwankungen motiviert.

Mithilfe der Bewegungsgleichungen und kinematischer Zusammenhänge leitet HANIF Berechnungsmodelle zur Beschreibung der Fahrruhe her. Aufbauend auf einem von SOLLMANN

[Sol88] entworfenen Ansatz projiziert er das Fahrschiff zunächst auf ein Einfreiheitsgradmodell [Han90, S. 36 ff.], dessen generalisierte Koordinate vom Turasdrehwinkel repräsentiert wird. Jedoch bildet dieser Ansatz die Vorgänge während des Schakenklappens ungenügend ab, da ein direkter funktionaler Zusammenhang zwischen Fahrwerksvorschub und Turasdrehwinkel vorliegt. Das sich in Realität ausprägende Durchhängen der Kette (Sacken) zwischen Turas und turasnächster Laufrolle lässt sich somit nicht erfassen. Um diese Problematik zu umgehen, trennt HANIF den funktionalen Zusammenhang auf und erweitert das Fahrschiffmodell auf zwei Freiheitsgrade [Han90, S. 90 ff.]. Über ausführliche Herleitungen werden im Anschluss verschiedene der in Kapitel 4.4 beschriebenen fahrdynamischen Phänomene erfasst, wobei das Schakenklappen und die Kettenbettung auf dem Fahrplanum im Fokus stehen. Der Ansatz zur Kettenbettung ist um die BEKKERSche Schertheorie [Bek60] erweiterbar, sodass ein Fahrwerksmodell vorliegt, welches die komplexe Interaktion zwischen Raupenkette und Untergrund reflektieren kann.

Jedoch lassen die Betrachtungen hinsichtlich der inneren Fahrwiderstände die Abbildung des Gleitkreisgleitens, der Kettenschwingungen, des Überfahrens der Laufflächenübergänge und des Tragrollenüberlaufes vermissen. Dadurch wird unter anderem die Unterbrechung der Zugkraftübertragung zwischen Kette und Turas sowie die Anregung des Fahrzeugoberbaus aufgrund der Vertikaldynamik vernachlässigt. Zudem ist die Beeinflussung der fahrdynamischen Effekte über die Kettenvorspannung nicht gegeben. Neben der Vernachlässigung wichtiger fahrdynamischer Phänomene unterbinden getroffene Annahmen bei den Herleitungen eine Simulation des Modells im Kontext einer ganzheitlichen Anlagenbetrachtung. Ursächlich hierfür ist, dass HANIF zur Beschreibung des Schakenklappens die träge Masse der Kettenglieder vernachlässigt und starre Gelenkverbindungen vorsieht [Han90, S. 66 ff.]. Dadurch können innerhalb eines Rechenschritts abrupte Änderungen des Systemzustandes provoziert werden, was die Zeitintegration beeinträchtigt oder zum Abbruch der Berechnungen führt [SG16b].

Mit der rasanten Entwicklung der Rechenleistung und der mathematischen Methoden zur Beschreibung und Berechnung von Mehrkörpersystemen gewann die Mehrkörpersimulation (MKS) hinsichtlich der Analyse der Raupenfahrwerksdynamik an Bedeutung. Diesbezüglich zeigte HAUT, dass mithilfe der MKS die grundlegenden Wechselwirkungen zwischen den Komponenten eines Fahrschiffes abbildbar sind und sich somit die einzelnen Anteile der Fahrtruhe in einem Berechnungsmodell erfassen lassen [Hau06, S. 51 ff. & S. 89 ff.]. Dieser Arbeit schlossen sich weitere Modellverbesserungen an, indem beispielsweise die Kettenglieder als elastische Strukturen [HLW15] oder die komplexen Interaktionen zwischen Gleiskette und Boden mithilfe der Partikelsimulation abgebildet wurden [LK14], [Hey09], [MJN16]. Unabhängig von der Modellierungstiefe und der damit einhergehenden Steigerung der Aussagekraft haftet den MKS-basierten Ansätzen der Nachteil einer sehr hohen Berechnungszeit an. Im Sinne einer Analyse und Optimierung werden die Anzahl der parallel simulierbaren Fahrwerke und der Optimierungsraum erheblich eingeschränkt. Dies beschreibt das entscheidende Defizit gegenüber den analytischen Ansätzen zur Fahrwerksbeschreibung nach LINDENAU, HENSEL oder HANIF, welche aufgrund der geringen Berechnungszeit viele Simulationen innerhalb eines kurzen Zeitraumes zulassen.

4.6 Ganzheitliche Analyse von Raupenfahrzeugen

4.6.1 Ganzheitliche Systembetrachtung

Bei der ganzheitlichen Systembetrachtung erfolgt die Untersuchung und Beschreibung eines Systems anhand einer weitsichtigen Betrachtungsweise, wobei sowohl die Prozesse innerhalb der Systembestandteile als auch die Wechselwirkung dieser untereinander im Fokus stehen. Dabei folgt einer detaillierten Systemanalyse ein Modellfindungs- und Modellbildungsprozess, bei welchem ein systembeschreibendes, mathematisches Modell abgeleitet wird [Häu03, S. 17 ff.]. Da die Systembestandteile unterschiedlichen Wissenschaftsbereichen entspringen, werden diese zunächst als eigenständige Subsysteme modelliert, bevor im Anschluss mit der physikalisch basierten Formulierung von Subsystem-Schnittstellen die Assemblierung der Subsysteme zum ganzheitlichen Modell erfolgt. Im Bereich der Antriebstechnik setzen sich die Subsysteme aus Elementen der Mechanik, Elektrik, Sensorik, Aktorik und Informationsverarbeitung zusammen, sodass Antriebe im Sinne der Systembetrachtung als Antriebssysteme zu bezeichnen sind [Sch10, S. 297 f.]. Die demonstrierte Vielzahl an Elementen aus verschiedenen Fachbereichen zeigt, dass die ganzheitliche Analyse von Antriebssystemen eine interdisziplinäre Aufgabenstellung beschreibt, bei welcher die Grenzen zwischen den einzelnen Wissenschaftsbereichen zu überwinden sind.

Obschon mit der ganzheitlichen Systembetrachtung eines Antriebssystems ein erheblicher Modellbildungs- und Analyseaufwand verbunden ist, erlaubt die Methodik realitätsnahe Vorhersagen zum Systemverhalten und die Schaffung eines vertieften Systemverständnisses. Die Kombination aus Systemverständnis und Realitätsnähe legt den Grundstein für eine Optimierung des Gesamtsystems, indem gezielt Systembestandteile unter einem gesetzten Optimierungsziel verändert werden [Schu14, S. 14]. Folglich lassen sich mithilfe der ganzheitlichen Analyse auf lokaler Ebene Optimierungsmaßnahmen identifizieren, welche sowohl eine lokale als auch eine globale Systemverbesserung erzielen können. Dies stellt speziell hinsichtlich der lokalen Optimierung einen klaren Gegensatz zur häufig angewendeten, isolierten Komponentenbetrachtung dar, bei welcher die Optimierung einzelner Systemkomponenten unter Vereinfachung oder Ausschluss der weiteren Systembestandteile abläuft. Die damit einhergehende Gefahr, dass infolge der autarken Betrachtung zu optimierender Komponenten Überoptimierungen stattfinden, welche im Zusammenspiel mit den zuvor vernachlässigten oder vereinfachten Systembestandteilen Probleme aufwerfen können, wird umgangen [Schu14, S. 15].

4.6.2 Beiträge zur ganzheitlichen Raupenfahrzeuganalyse

Die Gesamtheit der in Kapitel 4.5 aufgeführten Arbeiten beschäftigt sich mit den Raupenfahrzeugen selbst, wobei häufig einzig das eigenständige Fahrerschiff den Betrachtungsschwerpunkt bildet. Obgleich sich damit essentielle Aussagen bezüglich der Fahrruhe treffen lassen, fehlen die Wechselwirkungen mit dem Fahrwerksantrieb und der Oberbaustruktur des zu mobilisierenden Gerätes. Das Antriebssystem ist somit unvollständig, was im Sinne einer ganzheitlichen Betrachtungsweise diverse Auswirkungen auf die Realitätsnähe und Optimierung hat, was im Folgenden näher erläutert wird.

Realitätsnähe

Bezugnehmend zur Realitätsnähe wird bei der eigenständigen Betrachtung eines Fahrschiffs das Zeitverhalten des Fahrwerkgetriebes und somit dessen Eigendynamik vernachlässigt. Der ungleichmäßige Vorschub des Fahrschiffes infolge der Fahrruhe und die damit verbundene Schwankung der Turasdrehzahl und des Turasdrehmomentes werden folglich nicht durch das dynamische Verhalten des Getriebes geprägt. Gleichzeitig lassen die eigenständigen Fahrschiffmodelle nach Kapitel 4.5 die für den Fahrwerksvorschub erforderliche Fahrgeschwindigkeitsregulierung vermissen. Um dennoch das Verfahren der Fahrschiffe zu ermöglichen, sind den Fahrwerksmodellen auf rheonomen Drehgelenken basierende Antriebe hinterlegt [Hau06, S. 66], [HLW15]. Bei diesen folgt die Winkelgeschwindigkeit des Antriebsturax ohne zeitlichen Verzug einer vorgegebenen Funktion, wobei die hierfür notwendigen Drehmomente uneingeschränkt bleiben.

Mithilfe eines um ein Fahrwerkgetriebe (Zweimassenschwinger) und eine PI-Drehzahlregelung erweiterten Fahrwerkmodells wird in [SG15b] jedoch gezeigt, dass die Vernachlässigung der Antriebselemente das Fahrverhalten maßgeblich verfälscht. Während die Schwankung der Fahrwiderstände im Fahrschiffmodell mit Antriebseinheit zu einer Schwankung der Winkelgeschwindigkeit des Antriebsturax führt, behält der rheonom betriebene Antriebsturax seine Winkelgeschwindigkeit fahrwiderstandsunabhängig bei. Das Zeitverhalten des Getriebes, der Elektrik und der Antriebsregelung bleiben folglich bei einem rheonomen System unberücksichtigt, sodass die Korrektur von Drehzahlschwankungen im Gegensatz zum Modell mit Antriebssystem unverzüglich erfolgt. Damit verfährt das rheonom betriebene Fahrschiff bedeutend ruhiger als das um das Antriebssystem ergänzte Fahrschiff, sodass im Vergleich zum realen System, welches über ein Antriebssystem verfügt, die Fahrgeschwindigkeitsschwankungen unterschätzt werden, siehe Abbildung 4.12.

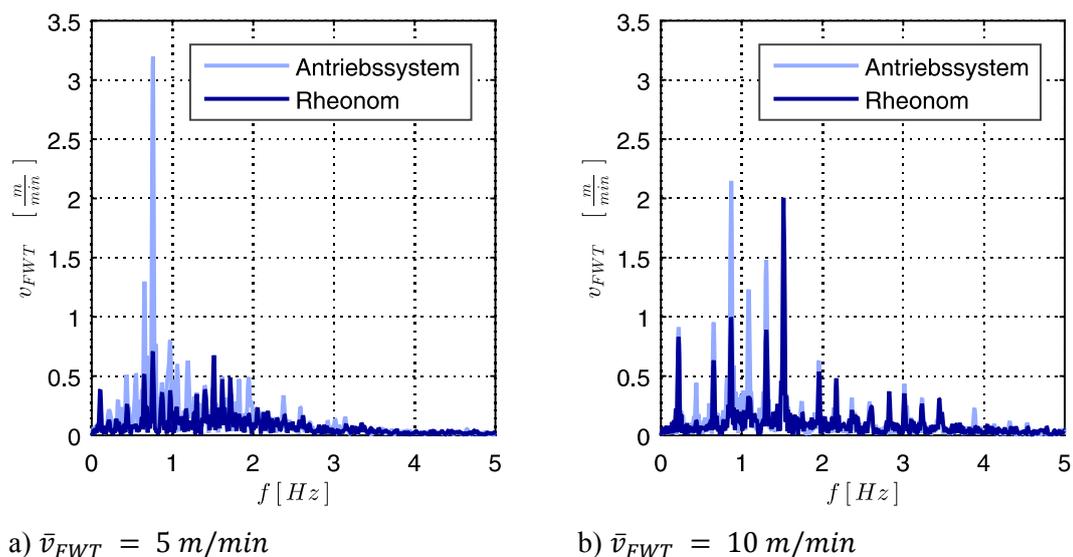


Abbildung 4.12: Vergleich Amplitudenspektren der Fahrgeschwindigkeit¹

¹ Ergebnisse aus [SG15b] zur Förderung des Verständnisses in den Frequenzbereich überführt

Neben der Beeinflussung des Fahrverhaltens ändern sich gegenüber dem rheonomen System die zeitlichen Verläufe der Drehmomente, wenn das Antriebssystem Berücksichtigung findet. Bei dem rheonom betriebenen Turas ist das Drehmoment so angepasst, dass zu jedem Zeitpunkt die vorgegebene Sollgeschwindigkeit exakt eingehalten wird, wohingegen das am Turas anliegende Drehmoment bei dem Fahrwerksmodell mit Antriebssystem dem Zeitverhalten des Getriebes und der Regelung unterliegt, siehe Abbildung 4.13. Zudem kann das Drehmoment bei dem rheonomen System beliebig hohe Absolutwerte annehmen, was bei dem Modell mit Antriebssystem infolge der Motorleistungsbegrenzung nicht möglich ist. Dies ist insbesondere von Bedeutung, sobald ein großer Fahrwiderstand, beispielsweise hervorgerufen durch eine Zwangslage zwischen Kette und Antriebsturax (siehe Abbildung 4.7 c)) oder das Befahren eines steilen Hanges, auftritt. Das rheonome Drehgelenk ist bestrebt, die Drehbewegung des Turas uneingeschränkt fortzusetzen und speist folglich unzulässig hohe Drehmomente in das Modell ein. Demgegenüber käme bei dem Fahrschiffmodell mit Antriebssystem die Fahrbewegung zum Erliegen.

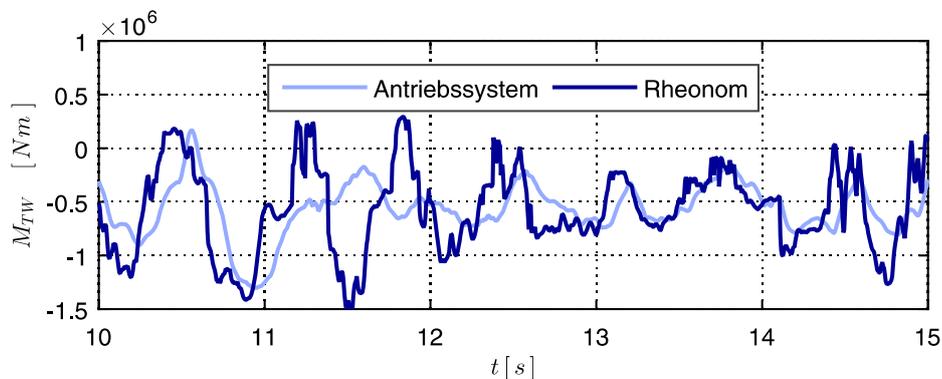


Abbildung 4.13: Vergleich Drehmoment Turaswelle

Hinsichtlich der Problemstellung der Realitätsnähe lassen sich neben der Verfälschung des Fahrverhaltens und der Drehmomente weitere Probleme aufzählen, welche sich mit dem rheonomen Turasdrehgelenk ergeben. Dies betrifft unter anderem die Fehlerfortpflanzung des Drehmomentes auf den Kettenzugkraftverlauf oder die fehlerbehaftete Leistungsaufteilung auf die einzelnen Antriebe eines Mehrraupenfahrwerkes während der Parallelfahrt. Jedoch zeigen bereits die bisherigen Beispiele, dass für die realitätsnahe Analyse des Fahrverhaltens von Raupenfahrzeugen ein rheonomes Drehgelenk nicht genügt.

Optimierung

Unabhängig davon, ob zur Simulation des Fahrverhaltens das Fahrwerk eigenständig oder unter Berücksichtigung des Antriebssystems modelliert wird, lassen sich grundsätzlich mit beiden Modellvarianten Optimierungsmaßnahmen erarbeiten. Jedoch ergibt sich bei dem rheonomen System die Problemstellung, dass sich die Auswirkungen von Optimierungsmaßnahmen auf den Antriebsstrang sowie das gesamte Antriebssystem nicht abschätzen lassen. Bezugnehmend auf den Antriebsstrang meint dies beispielsweise die negative Beeinflussung der Lebensdauer der Maschinenelemente, da eine Optimierungsmaßnahme zur Förderung der Fahrruhe im Sinne einer Pareto-Optimierung² gegebenenfalls zu höheren Drehmomentschwankungen im Getriebe führen

² Eine Pareto-optimale Lösung bezeichnet ein Optimierungsproblem mit mehreren Zielsetzungen, wobei die Verbesserung eines Zieles einzig über die Verschlechterung eines anderen Zieles erreicht werden kann [Ehr05, S. 3 f.].

kann. Ferner können Modifikationen am Fahrschiff (beispielsweise die Variation der Kettenvorspannung) dessen Betriebseigenverhalten verändern, was im Zusammenspiel mit dem Zeitverhalten des Antriebssystems zu einer ungünstigen Verschiebung der Systembetriebs-eigenfrequenzen führen und somit Resonanzen provozieren kann.

Neben der Problemstellung, dass die Auswirkungen von Optimierungsmaßnahmen am Teilsystem Fahrschiff auf das Antriebssystem nicht nachvollzogen werden können, birgt das rheonome System den weiteren Nachteil, dass sich verschiedene Regulierungsmaßnahmen überhaupt nicht identifizieren lassen. Insbesondere die Umsetzung und Verbesserung von aktiven Schwingungsdämpfungsmaßnahmen aus dem Bereich der Antriebsregelung werden bei einem rheonomen Turasdrehgelenk vollständig unterbunden. Jedoch haben aktive Dämpfungsmaßnahmen nachweislich ein erhebliches Schwingungsregulierungspotential, welches sich sowohl auf den Arbeitsprozess als auch auf den Antriebsstrang positiv auswirken kann, siehe beispielsweise [Gra13b, S. 27 ff., S. 44 ff. & S. 74], [Mül14, S. 58 ff.], [Schu14, S. 147 ff.], [Schw05, S. 119] oder [TE16]. In Analogie zur aktiven Schwingungsdämpfung lässt sich mit dem rheonomen System nicht die Gesamtheit der passiven (konstruktiven) Regulierungsmaßnahmen betrachten, da beispielsweise der Einfluss schwingungsdämpfender Elemente im Antriebsstrang (elastische Kupplung, hydrodynamische Kupplung etc.) aufgrund des fehlenden Antriebssystems nicht untersucht werden kann. Allerdings ist diesen Maßnahmen ebenfalls ein erhebliches Potential hinsichtlich der Beeinflussung des Systemverhaltens zuzuschreiben (siehe [Schl15, S. 849] und [Mül14, S. 64 ff.]), sodass wiederum ein wichtiger Zweig der Schwingungsregulierung nicht mit dem rheonomen System abgedeckt werden kann.

5 Forschungsziel

Obschon die einzelnen Bestandteile eines Schaufelradbaggers zur Gewährleistung einer geringen Ausfallwahrscheinlichkeit sehr massiv ausgeführt sind, verzeichnen die Betreiber infolge des Verfahrens der Gerätschaften enorme Schäden an den bei der Fahrt beteiligten Komponenten. Dokumentierte Schadensfälle in Abbildung 5.1 zeigen unter anderem einen erheblichen Verschleiß der Turasnocken (Abbildung 5.1 a)), der die Kettenglieder verbindenden Scharniergelenke (Abbildung 5.1 b), weißlich erscheinende Verschleißpartikel innerhalb der Fahrspur und der Kettenträgrollen (Abbildung 5.1 c)). Nicht in der Abbildung festgehalten sind weitere, enorme Verschleißerscheinungen, welche an den Laufrollen, dem Umlenkuras sowie den Schaken der Bodenplatten zu beobachten sind, siehe u. a. [Jun76], [KSH⁺05].

Dass nicht einzig das Fahrschiff von Schäden betroffen ist, verdeutlicht Abbildung 5.1 d), welche eine infolge einer Torsionsdauerbelastung gebrochene Antriebsturaswelle zeigt. Dies indiziert gleichzeitig, dass neben den beschriebenen Verschleißerscheinungen die Bauteilermüdung den funktionsfähigen Anlagenzustand gefährdet. Die den Verschleiß und die Ermüdung umfassenden Schadensfälle lassen sich bis in das Fahrwerksgetriebe verfolgen, sodass eine große Menge versagenskritischer Orte respektive Komponenten innerhalb des Systems Raupenfahrwerk vorliegt.



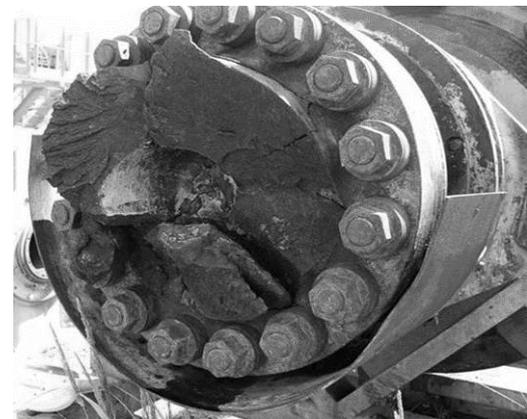
a) Verschleiß Turasbandage und Nocken



b) Verschleiß Scharniergelenke



c) Verschleiß (Polygonisierung) Tragrolle



d) Torsionsdauerbruch Turaswelle

Abbildung 5.1: Schadensbilder Fahrwerk

Durch die langfristige Betriebserfahrung und mithilfe entsprechender Messkampagnen konnten die Betreiber des Baggers die Ursache für die fahrinduzierten Schäden auf die Fahrruhe der Fahrwerke und die dadurch hervorgerufenen Lastschwankungen eingrenzen. Dabei ist dieses Ergebnis nicht einzig auf den Bagger 293 beschränkt, sondern lässt sich auf alle mit Raupen mobilisierten Tagebaugroßgeräte erweitern [Kra90]. Die Messungen zeigen zudem, dass während der Fahrt erhebliche Schwankungen der Zustandsgrößen im Oberbau vorliegen, welcher aufgrund seiner Stabtragwerkausführung und der geringen Dämpfung besonders schwingungsanfällig ist. Jede Fahrbewegung trägt somit zu einer Teilschädigung der Geräteoberbauten bei, sodass ein kontinuierlicher Ermüdungsprozess in der Tragwerkskonstruktion gegenwärtig ist.

Die dokumentierten Schadensfälle und Messungen zeigen, dass bei der Auslegung der Raupenfahrzeuge die fahrinduzierten Lastüberhöhungen nicht bekannt waren und zudem der Einfluss der Fahrdynamik auf das Schwingungssystem Oberbau unterschätzt wurde. Um die Gerätschaften auch zukünftig nutzen zu können, wurden insbesondere in den 80er und 90er Jahren des letzten Jahrhunderts viele Forschungsarbeiten durchgeführt, mithilfe derer ungeklärte Fragen hinsichtlich der Fahrdynamik von Raupenfahrwerken beantwortet und entsprechende Optimierungsmaßnahmen entworfen werden sollten. Jedoch waren der Stand der Rechentechnik und die mathematischen Werkzeuge zur Analyse solch komplexer Systeme nicht ausreichend, um einen entsprechend großen Raum an Optimierungsmöglichkeiten zu untersuchen respektive mögliche parasitäre Querwirkungen von einzelnen Regulierungsmaßnahmen untereinander zu identifizieren. Mit der in den letzten Jahrzehnten gesteigerten Rechenleistung und der Weiterentwicklung mathematischer Methoden eröffnet sich die Möglichkeit, im Rahmen einer weitsichtigen Betrachtungsweise die Fahrdynamik von Raupenfahrzeugen detailliert zu analysieren und einen Auswahlkatalog unterschiedlicher Optimierungsvarianten anwendungsfallspezifisch zu entwerfen. In diesem Zusammenhang ergeben sich folgende Hauptaufgaben und Ziele für die Arbeit:

- Identifikation der Quellen der Fahrruhe
- Ableitung von Methoden zur Beschreibung der Längs- und Vertikaldynamik von Raupenfahrwerken mit dem Fokus auf innere Fahrwiderstände
- Ganzheitliche Betrachtung einer Raupeneinheit (Fahrschiff, Antrieb, Regelung)
- Ganzheitliche Betrachtung des Raupenfahrzeugs (Raupenfahrwerk, Geräte-Oberbau)
- Anlagenbezogene Erarbeitung von Optimierungsmaßnahmen
- Ableitung allgemeiner Schwingungsregulierungskonzepte für Raupenfahrzeuge

Hierzu wird in einem ersten Schritt der Stand der Technik erfasst, um den bislang erarbeiteten und in der Literatur festgehaltenen Kenntnisstand darzulegen und im Kontext der gestellten Hauptaufgaben und Zielstellungen der Arbeit zu bewerten. Gleichzeitig erfolgt ein detaillierter Einblick in die Theorie der inneren und äußeren Fahrwiderstände von Raupenfahrwerken und die Zuordnung typischer fahrinduzierender Phänomene.

Darauf aufbauend werden im Kapitel 5 Möglichkeiten zum Aufbau detaillierter Simulationsmodelle von Raupenfahrzeug-Systemkomponenten am Beispiel des zu untersuchenden Gerätes Bagger 293 vorgestellt. Diese dienen der Erarbeitung eines vertieften Systemverständnisses und

der Ableitung erster Entwürfe für Optimierungsmaßnahmen. Den detaillierten Modellen haften jedoch eine hohe Nichtlinearität und ein enormer Freiheitsgradreichtum an, was einen erheblichen Aufwand zur Lösung der beschreibenden Gleichungssysteme der einzelnen Komponenten hervorruft. Die Berechnung des aus den einzelnen Gleichungssystemen assemblierten Gesamtgleichungssystems des ganzheitlichen Modells ist dementsprechend sehr zeitintensiv oder sogar nicht möglich.

Um diese Problemstellung zu umgehen werden im Kapitel 7 Methoden zur Ableitung von Ersatzmodellen vorgestellt, welche bei möglichst wenig Informationsverlust die Berechnungszeit der einzelnen Submodelle erheblich verringern sollen. Ausgewählte, realitätsnahe Lastfälle dienen der Gegenüberstellung der komplexen mit den rechenzeiteffizienten Modellen und somit dem Nachweis einer gleichbleibenden Ergebnisqualität. Aufgrund der Allgemeingültigkeit der abgeleiteten Formalismen zur Reduktion des Berechnungsaufwands beschränken sich die Methoden nicht einzig auf Raupenfahrzeuge, sondern lassen sich auf unterschiedliche Anwendungsgebiete der Antriebstechnik übertragen.

Mit der Ableitung verschiedener Modellstufen und deren Bewertung hinsichtlich ihres Anwendungspotentials erfolgt im Kapitel 8 eine Gegenüberstellung von simulativ generierten mit am realen Gerät gewonnen Messwerten. Hierüber lassen sich die Möglichkeiten und Grenzen des aufgebauten Raupenfahrzeug-Simulationsmodells hinsichtlich Realitätsnähe und Eignung zur Identifikation und Überprüfung von Optimierungsmaßnahmen aufzeigen.

Die Kapitel 9 und 10 fokussieren die Regulierung der Fahrdynamik und die Minimierung der während des Fahrprozesses auf die Fahrzeugkomponenten einwirkenden zeitvarianten Lasten. Dabei werden im Kapitel 9 zunächst verschiedene Schwingungsregulierungsmaßnahmen anhand eines sehr zeiteffizienten, ganzheitlichen Modells eines Fahrschiffes getestet. Im Anschluss erfolgt im Kapitel 10 die Erprobung der vielversprechendsten Maßnahmen am ganzheitlichen, jedoch zeitaufwändigeren Raupenfahrzeugmodell des Baggers 293. Das Vorgehen, zunächst an einem sehr effizienten Modell Optimierungsvarianten vorzuselektieren, bietet die Möglichkeit, nicht nur viele unterschiedliche Maßnahmen zu überprüfen, sondern auch die maßnahmeneigenen Parameter (beispielsweise die Regelungsparameter einer ausgewählten Regelungsstruktur) in einem weiten Variationsfeld zu modifizieren. Der Optimierungsraum umfasst sowohl Maßnahmen aus der aktiven als auch passiven Schwingungsdämpfung, wobei Fahrsimulationen über den gesamten Fahrgeschwindigkeitsbereich die Stabilität der Optimierungsmaßnahmen für jeden Systemzustand ausloten.

6 Detaillierte Modellfindung der Raupenfahrzeugkomponenten

6.1 Hintergrund

Die Ausführungen zum Stand der Technik zeigen, dass eine ganzheitliche Betrachtungsweise für die Qualität der Analyse- und Optimierungsergebnisse bei der Untersuchung der Raupenfahrzeug-Dynamik ausschlaggebend sein kann. Damit das ganzheitliche Abbild des Systems die Realitätsnähe wahrt, ist während des Modellbildungsprozesses ein Hauptaugenmerk auf den Detaillierungsgrad der Teilsysteme zu richten, siehe Abbildung 6.1. Dies betrifft vordergründig die mechanischen Systembestandteile (Getriebe und Oberbau), da sich bereits in zahlreichen Arbeiten zeigte, dass das jeweilige Detaillierungslevel des Abbilds einen maßgeblichen Einfluss auf das dynamische Verhalten haben kann (siehe unter anderem [Gra12, S. 23], [Ros12, S. 217], [Schu07, S. 183 ff.], [Schu14, S. 53]). Dabei ist der Trend zu beobachten, dass, der Präsenz komplexer Bewegungskopplungen geschuldet, die Menge an Freiheitsgraden der Einzelkörper sowie der Einsatz elastischer Strukturen die Aussagekraft des Abbilds maßgeblich bestimmen. Da sich zweifelsohne die Modellgüte eines ganzheitlichen Modells nicht einzig am Detaillierungslevel der mechanischen, sondern aller Teilsysteme orientiert, ist analog die Modellgüte der elektrischen und prozesseitigen Subsysteme zu beachten. Da das prozesseitige System vom jeweiligen Anwendungsfall respektive Arbeitsprozess abhängt und das elektrische Teilsystem auf die Anwendung abgestimmt ist, haben diese Subsysteme einen hohen Grad an Individualität. Im Gegensatz zu den mechanischen Systemkomponenten kann folglich kein eindeutiger Trend hinsichtlich des erforderlichen Detaillierungsgrades der Simulationsmodelle formuliert werden. In diesem Sinne sind die elektrischen (Drehzahl- und feldorientierte Regelung, Frequenzumrichter, Asynchronmaschine) und prozesseitigen Bestandteile (Raupenfahrwerk) eines Raupenfahrzeugs so genau wie möglich zu modellieren.

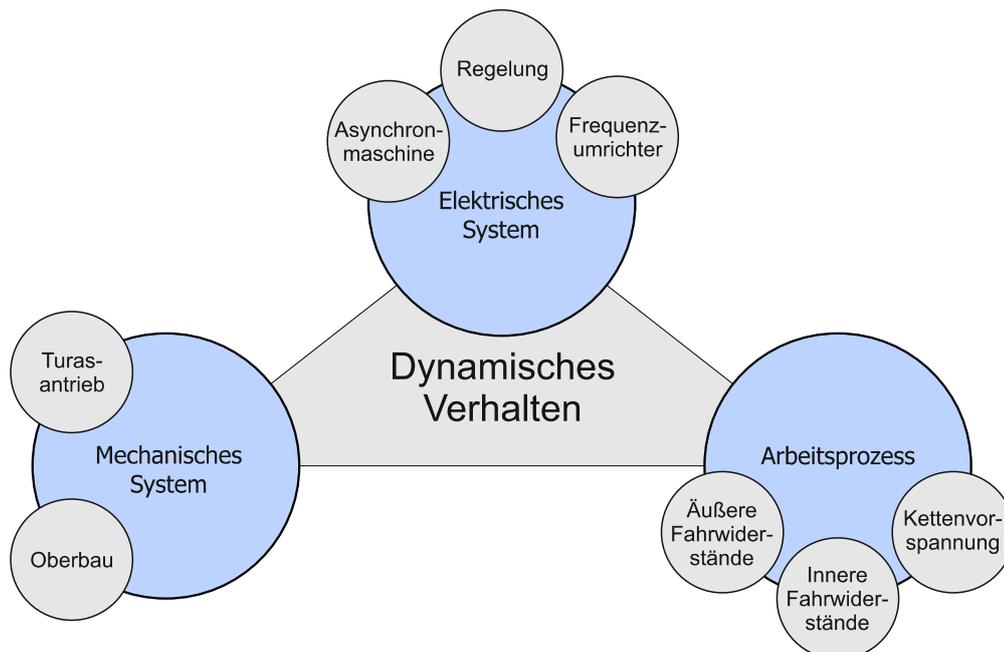


Abbildung 6.1: Ganzheitliches Modell des Raupenfahrzeugs Bagger 293

Die erstellten, detaillierten Submodelle können eigenständig simuliert werden, sodass sich mit ihnen erste Analysen durchführen lassen. Diese legen zum einen das Fundament für das Verständnis des Gesamtsystems, da sie bereits mögliche Quellen für kritische Betriebsituationen aufzeigen können. Zum anderen lassen sich Erkenntnisse hinsichtlich einer rechentechnischen Optimierung der Subsysteme gewinnen, da die detaillierten Modelle sehr rechenzeitintensiv sind und somit eine Systemsynthese zu einem ganzheitlichen Modell unterbinden.

6.2 Elektrisch-Regelungstechnisches System

6.2.1 Regelungsprinzip für das einzelne Fahrschiff

Das elektrisch-regelungstechnische System des Baggers 293 ist aufgrund der Notwendigkeit der zeitgleichen Koordination von zwölf Fahrschiffen im Vergleich zu herkömmlichen industriellen Anwendung sehr komplex strukturiert. Jedoch ist für jeden der zwölf Einzelantriebe die gleiche Grundstruktur im Regelungskonzept vorgesehen (Abbildung 6.2), sodass diese einführend betrachtet wird. Basierend auf dem Vergleich der Motor-Ist-Drehzahl n_M mit der geforderten Soll-Drehzahl n_M^* berechnet eine auf einer PI-Drehzahlregelung fußende Einheit ein Soll-Stellmoment M_M^* , mithilfe dessen die Motordrehzahl an die Soll-Drehzahl angeglichen werden soll.

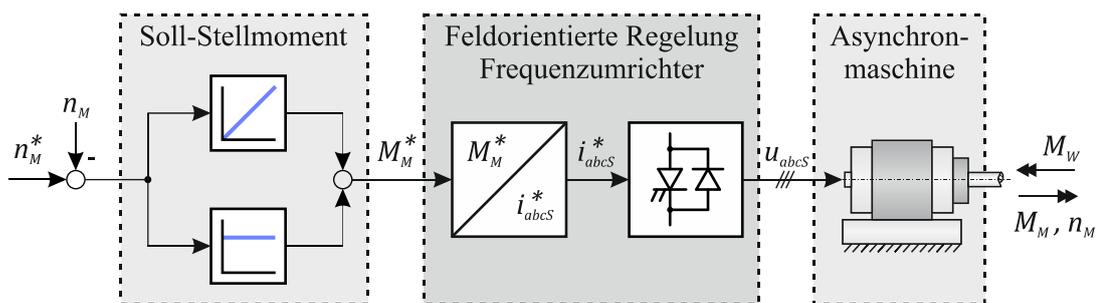


Abbildung 6.2: Prinzip der Drehzahlregelung einer Einzelraupe

Das berechnete Soll-Stellmoment ist bislang einzig vom Charakter eines Signals und somit nicht leistungsbehaftet. Um das leistungslose Signal in leistungsbehaftete Stellgrößen für das Stellglied umzuwandeln, werden im Leistungsteil des Antriebs, bestehend aus einem Frequenzumrichter mit feldorientierter Regelung, die Statorströme i_{abc} respektive –spannungen u_{abc} für die Asynchronmaschine generiert. Über das Prinzip der elektromagnetischen Induktion und dem Wirken der Lorentz-Kraft am Motorläufer entsteht an diesem das Drehmoment M_M (Luftspaltmoment), welches als Stellmoment dem Antrieb eingeprägt wird.

6.2.2 Regelungsprinzip für das gesamte Fahrwerk

Im Gesamtregelungskonzept unterscheidet sich der Leistungsteil nicht von dem des Regelungsprinzips der einzelnen Raupe, sodass die Umsetzung des Soll-Stellmomentsignals M_{Mi}^* in die leistungsbehafteten Stellgrößen des Motors i analog erfolgt, vergleiche Abbildung 6.2 und Abbildung 6.3. Zur Aufrechterhaltung einer vorgegebenen Fahrgeschwindigkeit dient ebenso die PI-Drehzahlregelung, jedoch bedient sich das Gesamtkonzept der arithmetisch gemittelten Drehzahl \tilde{n}_M aller Fahrmotoren als Regelgröße, sodass alle Antriebe das gleiche Hauptsollmoment \tilde{M}_M^* erhalten.

Trotz der Vorgabe eines einheitlichen Stellmomentes kann während der Fahrt nicht garantiert werden, dass alle Fahrmotoren die gleiche Drehzahl haben. Dies ist primär auf die Präsenz von Getriebelosen zurückzuführen, welche dafür sorgen, dass während des Spieldurchlaufs ein Fahrmotor frei beschleunigen kann. Um diese Problematik zu umgehen, verfügt jeder Antrieb im Gesamtregelungskonzept über einen Proportional-Drehzahldifferenzregler, siehe Abbildung 6.3. Dieser stellt für den jeweiligen Motor die Drehzahlabweichung zur mittleren Motordrehzahl \tilde{n}_M fest und berechnet ein Zusatzmoment M_{Mi}^* . Das Zusatzmoment ist dem Hauptstellmoment \tilde{M}_M^* additiv überlagert und garantiert eine loseunabhängige Drehzahlgleichheit aller Fahrtriebe.

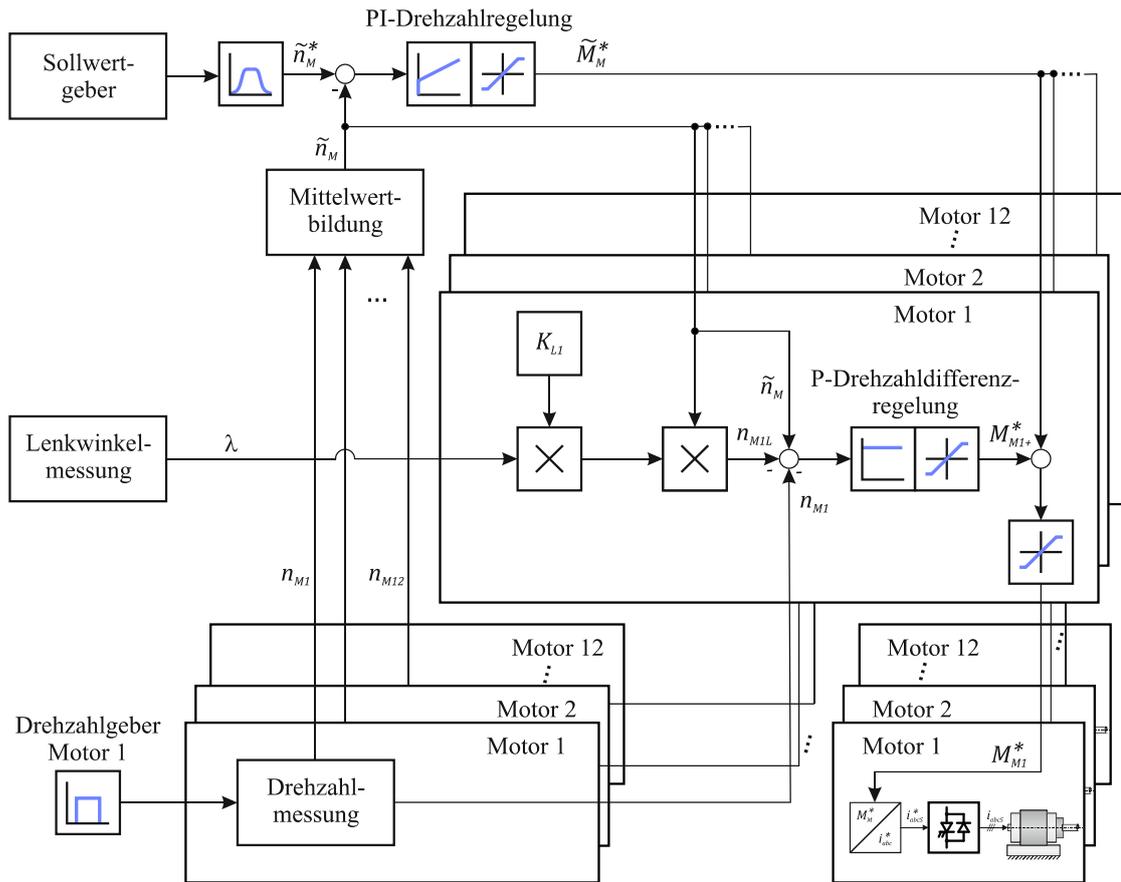


Abbildung 6.3: Drehzahlregelung aller Raupen nach [BS96, S. 22]

Neben der bereits beschriebenen Funktion übernimmt der Drehzahldifferenzregler eine zentrale Rolle während des Fahrmanövers der Kurvenfahrt. Sobald eine Kurve befahren wird, befinden sich die einzelnen Fahrschiffe, welche über der gesamten Breite des Baggers angeordnet sind (siehe Abbildung 4.2), auf unterschiedlichen Kurvenradien. Dies bedingt, dass die Fahrschiffe, welche sich näher am aktuellen Mittelpunkt der Kurvenbahn befinden, langsamer fahren, als die kurvenäußeren Raupeneinheiten. Um diese notwendigen Fahrgeschwindigkeits- respektive Drehzahlunterschiede zu erzeugen, verfügt der Differenzregler über eine Lenkwinkelkorrektur. In Abhängigkeit des momentanen Lenkwinkels und der Position des Fahrschiffes i in der Fahrwerksbaugruppe ermittelt die Lenkwinkelkorrektur einen Korrekturbeiwert, welcher dem Drehzahldifferenzregler zur Verfügung gestellt wird. Einem Achsdifferential ähnlich generiert daraus der Drehzahldifferenzregler eine konstante Drehzahlabweichung zum Drehzahlmittelwert am jeweiligen Fahrmotor und das erforderliche Fahrgeschwindigkeitsgefälle vom kurvenäußeren zum kurveninneren Fahrschiff wird garantiert.

Sowohl dem PI-Drehzahlregler als auch dem Drehzahldifferenzregler sind Momentbegrenzungen nachgeschaltet, sodass unzulässig hohe Stell- und Zusatzmomentwerte, welche die Leistungselektronik sowie die Asynchronmaschine schädigen können, unterbunden werden. Jedoch kann, selbst bei Einhaltung der jeweiligen Einzelgrenzen das Summenstellmoment M_{Mi}^* die zulässigen Signalwerte überschreiten. Um auch diesen Sonderfall zu erfassen, erfolgt eine weitere Beschränkung des Stellmomentsignals, bevor dieses von der feldorientierten Regelung weiterverarbeitet wird.

6.2.3 PI-Drehzahlregelung

PI-Drehzahlregelungen haben sich als robuste und zuverlässige Regelungsstrukturen in vielen Bereichen der elektromechanischen Antriebssystemtechnik etabliert ([SG15a, S. 25], [Spi16, S. 38], [Schu14, S. 96]) und fördern die Aufrechterhaltung respektive Wiederherstellung des Systemzustandes unter Einwirkung von Störgrößen. Hierzu vergleicht der Regler kontinuierlich die Ist- mit der Soll-Drehzahl des Motors und ermittelt, sofern eine Abweichung vorliegt, ein Stellmoment M_M^* , welches über den Aktuator den Ist-Zustand an den vorgegebenen Soll-Zustand angleichen soll [Gra13b, S. 5 ff.], [LW10, S. 21].

Die Bemessung des Soll-Stellmomentes \tilde{M}_M^* erfolgt über die Parallelschaltung eines Proportionalgliedes (P) mit einem Integralglied (I), wobei sich aus der Kombination der beiden regelungstechnischen Grundelemente die Bezeichnung des Reglers ableitet. Der P-Anteil des Reglers wirkt direkt-proportional zur Regelabweichung

$$e_{\Delta\tilde{n}}(t) = \tilde{n}_M^*(t) - \tilde{n}_M(t) \quad (6.1)$$

und gewichtet diese mit dem Verstärkungsfaktor K_P zu

$$\tilde{M}_{MP}^*(t) = K_P \cdot \frac{e_{\Delta\tilde{n}}(t)}{n_{Nenn}} \quad (6.2)$$

Obschon hiermit eine schnelle Korrektur des Systemzustandes erfolgt, verbleibt im stationären Betriebszustand stets eine Regelabweichung. Dieser bleibenden Abweichung wird mit dem Integralglied des PI-Reglers begegnet, welches fortwährend das Zeitintegral der Regelabweichung berechnet, siehe Gleichung (6.3).

$$\tilde{M}_{MI}^*(t) = K_I \cdot \int_{\tau \in t} \frac{e_{\Delta\tilde{n}}(\tau)}{n_{Nenn}} d\tau \quad (6.3)$$

Über den integralen Verstärkungsfaktor K_I und der Regelabweichungs-Zeitfläche wird der Regeleingriff des P-Gliedes additiv überlagert und somit die Regelabweichung korrigiert, siehe Abbildung 6.4.

Der PI-Regler ist in einer speicherprogrammierbaren Steuerung hinterlegt, welche hinsichtlich der absoluten und relativen Rechengenauigkeit limitiert ist. Somit können numerisch kleine

Größen mit einer großen Ungenauigkeit behaftet sein, während große Werte einen Speicherüberlauf provozieren können. Um diese Limitierungen zu umgehen, arbeitet der PI-Regler nennleistungsnormiert. Hierfür wird zunächst die Regelabweichung auf die Motornenn Drehzahl n_{Nenn} bezogen und die vom PI-Regler berechnete Stellgröße $\tilde{M}_{MI}^*(t) + \tilde{M}_{MP}^*(t)$ als drehmomentnormiert angenommen. Entsprechend mündet die normierte Stellgröße über eine anschließende Multiplikation mit dem Motornennmoment in der absoluten Stellgröße \tilde{M}_M^* , siehe Abbildung 6.4.

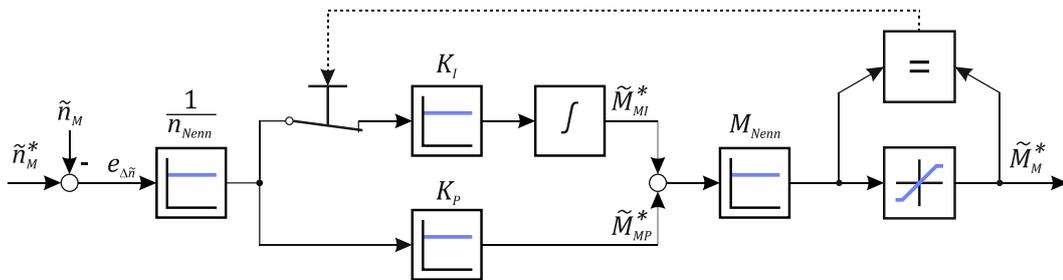


Abbildung 6.4: PI-Drehzahlregelung

Um unzulässig hohe Stellmomente, welche zu einer Überlastung der elektrischen und mechanischen Teilsysteme führen können, zu vermeiden, ist dem PI-Drehzahlregler eine Stellgrößenbeschränkung nachgeschaltet. Jedoch hat die Kombination aus Stellmomentbegrenzung und Integralanteil einen entscheidenden Nachteil: Sobald die Begrenzung erreicht ist, verhält sich die Stellgröße aufgrund der Limitierung regelgrößeninvariant respektive Schwankungen der Regelgröße werden nur langsam ausgeglichen. Die Ursache hierfür ist, dass die Regelgrößenabweichungszeitfläche bei der Zeitintegration aufgrund des Erreichens der Limitierung fortwährend anwächst, sodass das I-Glied durchgängig hohe Stellmomentanforderungen \tilde{M}_{MI}^* liefert. Dadurch kann das Stellmoment des P-Anteils \tilde{M}_{MP}^* , welches schnelle Änderungen der Regeldifferenz berücksichtigt, nicht an den Aktuator weitergegeben werden. Um diese als Integrator Wind-Up bezeichnete Problemstellung zu umgehen, verfügt die PI-Drehzahlregelung des Baggers 293 über ein Integrator-Clamping. Dabei wird, sobald die Stellgrößenbegrenzung aktiv ist, der I-Anteil abgeklemmt und somit das beschriebene, unzulässige Aufladen des Integrators verhindert [BS96, S. 132].

6.2.4 P-Drehzahldifferenzregelung

Entsprechend der Ausführungen im Kapitel 6.2.2 korrigiert der Drehzahldifferenzregler individuelle Drehzahlabweichungen der Motoren vom Drehzahlmittelwert, um ein synchrones Antreiben der Motoren, beispielsweise bei Präsenz von Getriebelosen, zu garantieren [BS96, S. 156], siehe Abbildung 6.5. Zudem regulieren die Drehzahldifferenzregler, wie beispielsweise in [Gra13b, S. 39 ff.] gezeigt wird, in mehrmotorigen Antriebssträngen gegenphasige Motorschwingungen.

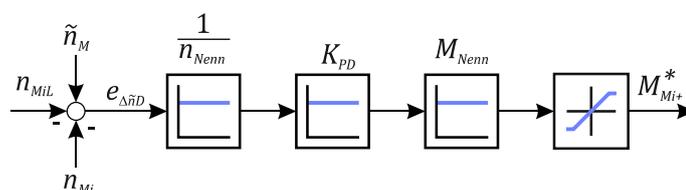


Abbildung 6.5: P-Drehzahldifferenzregelung

Neben der gemittelten \tilde{n}_M und der individuellen Motordrehzahl n_{Mi} erhält der Differenzregler mit der Lenkwinkelkorrektur n_{MiL} eine weitere Eingangsgröße, welche das Fahrmanöver der Kurvenfahrt unterstützen soll. Ferner arbeitet der P-Drehzahldifferenzregler in Analogie zum PI-Drehzahlregler nennleistungsnormiert, da dieser ebenfalls in einer speicherprogrammierbaren Steuerung hinterlegt ist. Somit ergibt sich, sofern die Stellgrößenbeschränkung nicht erreicht wird, das Motorzusatzmoment zu

$$M_{Mi^+}^*(t) = K_{PD} \cdot \frac{\tilde{n}_M - n_{MiL} - n_{Mi}}{n_{Nenn}} \cdot M_{Nenn} \quad (6.4)$$

6.2.5 Lenkwinkelkorrektur

Die Lenkwinkelkorrektur verkörpert die Schnittstelle zwischen der mechanischen Lenkung des Fahrwerkes über Lenkzylinder und -deichsel und den einzelnen Fahrmotoren, da während der Kurvenfahrt die einzelnen Fahrschiffe aufgrund der individuellen Kurvenradien unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten annehmen müssen, siehe Abbildung 6.6. So lässt sich beispielsweise die Fahrgeschwindigkeit des Fahrschiffes 8 der Festraupen (siehe auch Abbildung 4.2) über

$$v_{FWT_8} \approx \left(\frac{R_K - b_8}{R_K} \right) \cdot v_t \quad (6.5)$$

abschätzen, wobei v_t die Kurventangentialgeschwindigkeit und somit die Geschwindigkeit des Baggers beschreibt. Entsprechend lässt sich die Geschwindigkeit der Festraupen zu

$$v_{FWT_l} \approx \left(\frac{R_K - b_l}{R_K} \right) \cdot v_t \quad \text{mit} \quad l = 1 \dots 8 \quad (6.6)$$

verallgemeinern, wobei darauf zu achten ist, dass für die Fahrschiffe $l = 1 \div 4$ negative Breiten b_l anzusetzen sind.

Für die Lenkraupengruppe ist zur Berechnung der einzelnen Fahrgeschwindigkeiten der Richtungscosinus der Tangentialgeschwindigkeit v_t zu berücksichtigen. So berechnet sich beispielsweise für das Fahrschiff 12 die Geschwindigkeit zu

$$v_{FWT_{12}} = \left(\frac{R_K - b_{12}}{R_K} \cdot \cos(\lambda_K) \right) \cdot v_t = \left(\frac{R_K - b_{12}}{R_K} \cdot \cos\left(\frac{\beta_K}{2}\right) \right) \cdot v_t \quad (6.7)$$

Bei einer Länge des Baggerstützdreiecks von $L_B = 22,2 \text{ m}$ und einem minimal zulässigen Kurvenradius von $R_{K_{min}} = 100 \text{ m}$ berechnet sich der maximale Lenkwinkel zu

$$\lambda_{K_{max}} = \frac{\beta_{K_{max}}}{2} = \arcsin\left(\frac{L_B}{2 \cdot R_{K_{min}}}\right) = 6,352^\circ \quad (6.8)$$

was für den Richtungscosinus zu

$$\cos(\lambda_{K_{max}}) = 0,994 \approx 1 \quad (6.9)$$

führt. Folglich lässt sich Gleichung (6.7) mit einem geringen Fehler zu

$$v_{FWT_{12}} \approx \left(\frac{R_K - b_{12}}{R_K} \right) \cdot v_t \quad (6.10)$$

vereinfachen, sodass allgemein für die Fahrschiffe der Lenkraupen

$$v_{FWT_k} \approx \left(\frac{R_K - b_k}{R_K} \right) \cdot v_t \quad \text{mit} \quad k = 9 \dots 12 \quad (6.11)$$

gilt, wobei für die Raupeneinheiten 9 und 10 negative Breiten b_k anzusetzen sind.

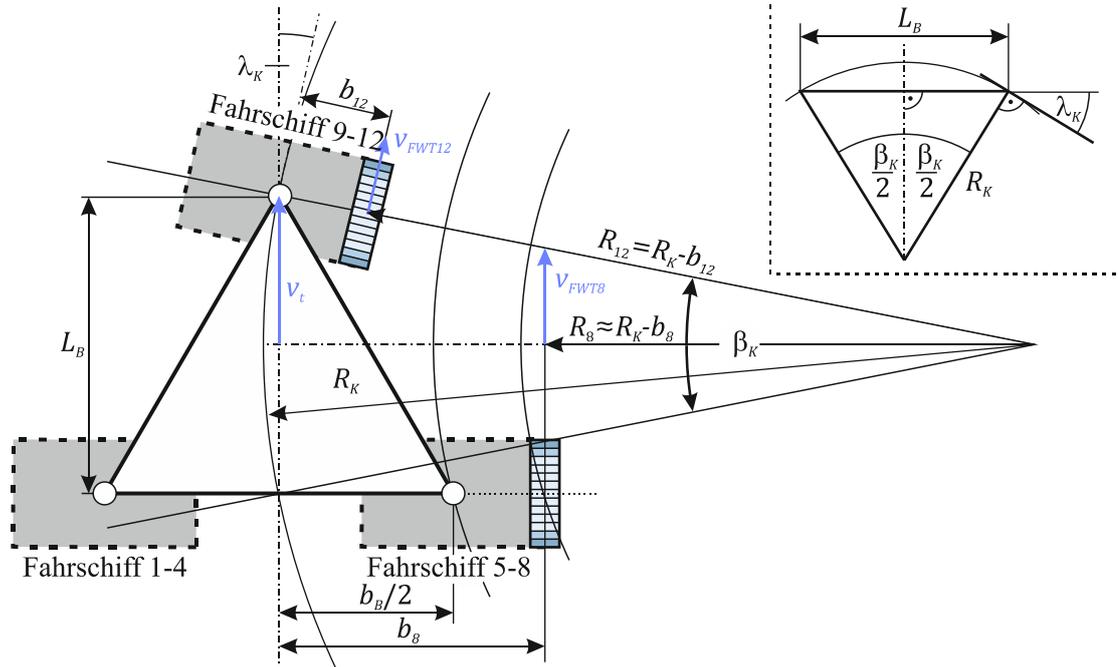


Abbildung 6.6: Kinematik der Kurvenfahrt

Der Vergleich von Gleichung (6.6) mit (6.11) zeigt, dass die Berechnung der Fahrgeschwindigkeiten für die Fest- und Lenkraupen identisch ist, sodass allgemein

$$v_{FWT_i} \approx \left(\frac{R_K - b_i}{R_K} \right) \cdot v_t \quad \text{mit} \quad i = 1 \dots 12 \quad (6.12)$$

verwendet werden kann. Dementsprechend ist die Berechnung der Lenkwinkelkorrektur für alle Fahrschiffe identisch und beträgt

$$\frac{n_{M_i}}{\tilde{n}_M} = \frac{\tilde{n}_M - n_{MiL}}{\tilde{n}_M} = \left(1 - \frac{R_K - b_i}{R_K} \right) = \frac{b_i}{R_K} \quad \text{mit} \quad i = 1 \dots 12 \quad (6.13)$$

beziehungsweise unter Verwendung des Lenkwinkels λ_K

$$\frac{n_{M_i}}{\tilde{n}_M} = \frac{2 \cdot b_i}{L_B} \cdot \sin(\lambda_K) \approx \frac{2 \cdot b_i}{L_B} \cdot \lambda_K \quad (6.14)$$

Der benötigte Korrekturfaktor ist somit

$$K_{Li} = \frac{2 \cdot b_i}{L_B} \quad (6.15)$$

Die Grenzwerte für die Motordrehzahlen ergeben sich damit bei minimalem Kurvenradius und $b_1 \approx -L_B$ sowie $b_8 \approx +L_B$ zu

$$n_{M_{min/max}} = (1 \mp \beta_K) \cdot \tilde{n}_M = 775 \text{ min}^{-1} \quad | \quad 1225 \text{ min}^{-1} \quad (6.16)$$

6.2.6 Asynchronmaschine

Die Asynchronmaschine zählt zu der Gruppe der elektrischen Drehfeldmaschinen und besteht aus einem ruhenden Bestandteil (Stator bzw. Ständer) und einem drehbeweglichen, passiven Element (Rotor bzw. Läufer). Im einfachsten Fall verfügt der Stator über drei Wicklungsstränge, die räumlich um 120° zueinander versetzt angeordnet sind. In den einzelnen Spulen fließen die Wechselströme i_a , i_b und i_c , welche zueinander um 120° phasenverschoben sind, siehe Gleichung (6.17) und Abbildung 6.7.

$$\begin{aligned} i_a(t) &= I_N \cdot \cos(\Omega_I t + \varphi_0) \\ i_b(t) &= I_N \cdot \cos(\Omega_I t + \frac{2}{3}\pi + \varphi_0) \\ i_c(t) &= I_N \cdot \cos(\Omega_I t + \frac{4}{3}\pi + \varphi_0) \end{aligned} \quad (6.17)$$

Die drei sich in den Wicklungen ausprägenden, stromproportionalen Flusskomponenten \vec{B}_a , \vec{B}_b und \vec{B}_c überlagern sich infolge der Anordnung der Spulen und des zeitlichen Verlaufs der Ströme zu einem resultierenden Flusszeiger \vec{B}_{res} . Dessen Betrag ist konstant und die angulare Orientierung ändert sich mit der Winkelgeschwindigkeit Ω_S gegenüber dem statorfesten System $\{O_S, \vec{e}_{O_S}\}$ [Bus08, S. 263 f.]. Der Zusammenhang zwischen der Kreisfrequenz der Ströme Ω_I und Ω_S ergibt sich dabei zu

$$\Omega_S = \frac{\Omega_I}{Z_p} \quad (6.18)$$

wobei Z_p die Polpaarzahl der Maschine und somit die Anzahl der Spulentripel im Stator beschreibt. Im Fall von Abbildung 6.7 ist $Z_p = 1$, sodass $\Omega_S = \Omega_I$ gilt.

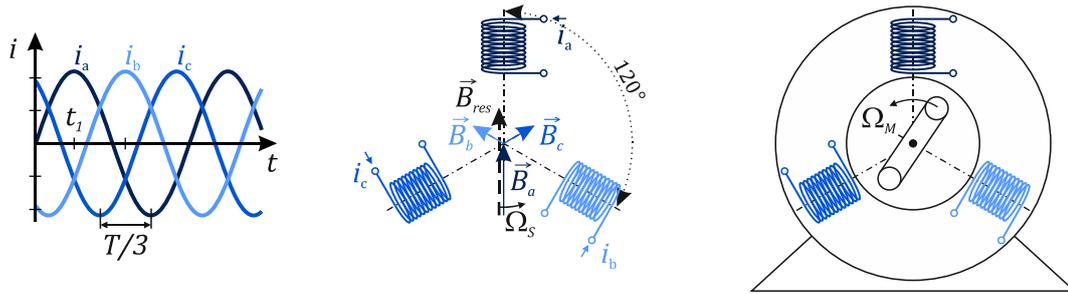


Abbildung 6.7: Drehfeldmaschine und Asynchronmaschine nach [Bus08, S. 263 & S. 265]

Der Läufer der Asynchronmaschine ist als geschlossene Leiterschleife ausgeführt, rotierbar gelagert und befindet sich konzentrisch in der Ständerbohrung und somit in dem rotierenden Magnetfeld des Stators. Folglich ändert sich kontinuierlich die Orientierung des Magnetfeldes, welches den Rotor umgibt, sodass in dessen kurzgeschlossener Leiterschleife ein starker Strom entsteht. Der Strom ist entsprechend der LENZschen Regel bestrebt, der Induktionsursache (rotierendes Magnetfeld) entgegenzuwirken, [Bus08, S. 264]. Die sich somit ausprägenden Lorentzkräfte an den Stäben der Leiterschleife erzeugen über den Rotorradius ein Drehmoment, welches diesen in Rotation versetzt und versucht, die Winkelgeschwindigkeit $\Omega_M = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60 \frac{s}{min}}$ des Rotors an die Magnetfeldfrequenz Ω_S anzugleichen.

Jedoch kann der beschriebene Vorgang einzig aufrechterhalten werden, so lange ein sich zeitlich änderndes Magnetfeld die Leiterschleife umgibt, da andernfalls der Induktionsprozess in der Schleife nicht mehr stattfindet. Folglich liegt stets eine Relativedrehzahl zwischen dem Stator magnetfeld und dem Läufer vor, welche sich als Schlupfkreisfrequenz zu

$$\Delta\Omega = \Omega_S - \Omega_M \quad (6.19)$$

ergibt.

Die Modellbildung der beschriebenen Prozesse erfordert zunächst die Einführung der CLARKE-Transformation, da sich über dieses mathematische Werkzeug die Vorgänge in der Asynchronmaschine besser beherrschen lassen [Spi16, S. 16]. Diese Transformationsvorschrift wird im Folgenden am Beispiel der Statorströme erläutert. Unter Berücksichtigung der räumlichen Anordnung der Statorspulen ergibt sich die Darstellung

$$\begin{aligned} {}_{o_S}\vec{i}_a(t) &= i_a(t) \cdot [1 \quad 0]^T \\ {}_{o_S}\vec{i}_b(t) &= i_b(t) \cdot \left[\cos\left(\frac{2}{3}\pi\right) \quad \sin\left(\frac{2}{3}\pi\right) \right]^T \\ {}_{o_S}\vec{i}_c(t) &= i_c(t) \cdot \left[\cos\left(\frac{4}{3}\pi\right) \quad \sin\left(\frac{4}{3}\pi\right) \right]^T \end{aligned} \quad (6.20)$$

für die einzelnen Statorströme, wobei die jeweiligen zeitvarianten Amplituden $i_{abc}(t)$ aus Gleichung (6.17) entnommen werden können [Kle80, S. 185 ff.], [Pfa87, S. 90 f.]. Mit der Überlagerung der einzelnen Ströme lässt sich ein zusammengesetzter Raumzeiger als resultierende Sinuswelle zu

$${}_{o_S}\vec{i}_{res}(t) = [{}_{o_S}\vec{i}_a(t) + {}_{o_S}\vec{i}_b(t) + {}_{o_S}\vec{i}_c(t)] \quad (6.21)$$

berechnen. Mit der Einführung einer Normierung bei $t = t_1$ (siehe Abbildung 6.7)

$$I_{SN} = \frac{{}_{o_S}\vec{i}_{res}(t=t_1)}{I_N} = \frac{3}{2} \quad (6.22)$$

kann Gleichung (6.21) zu

$$\begin{aligned} {}_{o_S}\vec{i}_S(t) &= \frac{1}{I_{SN}} \cdot [{}_{o_S}\vec{i}_a(t) + {}_{o_S}\vec{i}_b(t) + {}_{o_S}\vec{i}_c(t)] \\ &= \frac{2}{3} \cdot [{}_{o_S}\vec{i}_a(t) + {}_{o_S}\vec{i}_b(t) + {}_{o_S}\vec{i}_c(t)] \end{aligned} \quad (6.23)$$

umformuliert werden, siehe auch Abbildung 6.8. Die drei Stranggrößen i_{abc} aus (6.17) lassen sich somit in ein kartesisches, statorfestes Koordinatensystem übertragen, sodass sich der Raumzeiger der resultierenden Sinuswelle zu

$${}_{o_S}\vec{i}_S(t) = {}_{o_S} \begin{bmatrix} i_S|x(t) \\ i_S|y(t) \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \cdot \begin{bmatrix} 1 & -\frac{1}{2} & -\frac{1}{2} \\ 0 & \frac{\sqrt{3}}{2} & -\frac{\sqrt{3}}{2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} i_a(t) \\ i_b(t) \\ i_c(t) \end{bmatrix} \quad (6.24)$$

ergibt [Kle80, S. 187], [Schr07, S. 289 ff.].

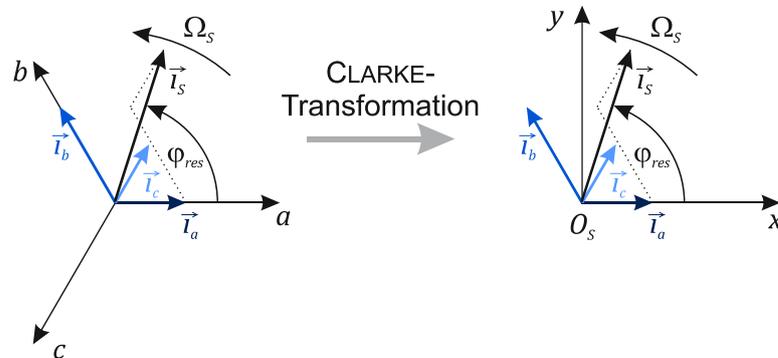


Abbildung 6.8: CLARKE-Transformation am Beispiel des Statorstrom-Raumzeigers

Diese als CLARKE-Transformation bezeichnete Vorschrift lässt sich auf alle Größen der Asynchronmaschine anwenden, wobei darauf zu achten ist, dass der resultierende Raumzeiger entsprechend der Polpaarzahl mit der Statorfrequenz Ω_S umläuft. Mithilfe der komplexen Zahlen lässt sich dies unschwer über

$${}_{o_S}\dot{i}_S(t) = I_N \cdot e^{j\Omega_S t + j\varphi_{res}} \quad (6.25)$$

erfassen.

Unter Anwendung der zuvor erläuterten mathematischen Werkzeuge lassen sich im Anschluss die Zustandsgleichungen der Asynchronmaschine für den nicht stationären Betrieb formulieren. Hierzu werden die Raumzeiger der Statorgrößen (Index S) im Statorfesten Koordinatensystem $\{O_S, \vec{e}_{O_S}\}$ und die Rotorgrößen (Index R) im körperfesten Koordinatensystem der Leiterschleife, dem sogenannten Rotorkoordinatensystem $\{O_R, \vec{e}_{O_R}\}$, formuliert.

Die jeweiligen resultierenden Spannungen im Stator und Rotor ergeben sich zu

$${}_{O_S}\vec{u}_S(t) = R_S \cdot {}_{O_S}\vec{i}_S(t) + \frac{d({}_{O_S}\vec{\psi}_S(t))}{dt} \quad (6.26)$$

und

$${}_{O_R}\vec{u}_R(t) = R_R \cdot {}_{O_R}\vec{i}_R(t) + \frac{d({}_{O_R}\vec{\psi}_R(t))}{dt} = [0 \ 0]^T \quad (6.27)$$

Die Flussverkettungen im Rotor und im Stator berechnen sich über

$${}_{O_S}\vec{\psi}_S(t) = L_S \cdot {}_{O_S}\vec{i}_S(t) + M_{SR} \cdot ({}_{A_{O_S O_R}} \cdot {}_{O_R}\vec{i}_R(t)) \quad (6.28)$$

sowie

$${}_{O_R}\vec{\psi}_R(t) = L_R \cdot {}_{O_R}\vec{i}_R(t) + M_{SR} \cdot ({}_{A_{O_R O_S}} \cdot {}_{O_S}\vec{i}_S(t)) \quad (6.29)$$

wobei berücksichtigt ist, dass nicht einzig die selbstinduktiven Anteile L_R und L_S sondern auch Anteile infolge der Gegeninduktion M_{SR} zur Flussverkettung beitragen [Pfa87, S. 98 f.].

Das am Motorläufer anliegende Drehmoment ergibt sich zu

$${}_{O_R}\vec{M}_M = -\frac{3}{2} \cdot Z_p \cdot ({}_{O_R}\vec{\psi}_R(t) \times {}_{O_R}\vec{i}_R(t)) \quad (6.30)$$

siehe unter anderem [Schr07, S. 299], [Pfa87, S. 99] und [Kle80, S. 201 ff.].

Abschließend lässt sich über die Bewegungsdifferentialgleichung für einen starren Rotor, welcher einzig einen angularen Freiheitsgrad um die Rotationsachse besitzt, die Schnittstelle zwischen den elektrischen und mechanischen Systembestandteilen einer Asynchronmaschine schließen, siehe Gleichung (6.31) und Abbildung 6.2.

$$\langle {}_{O_S}\vec{M}_M, {}_{O_S}\vec{e}_{z_{O_S}} \rangle - M_W = J_M \cdot \dot{\Omega}_M \quad (6.31)$$

Die Gleichungen (6.26) bis (6.31) ermöglichen die Beschreibung einer Asynchronmaschine sowohl für den stationären als auch den dynamischen Betrieb, wobei die Statorspannungen respektive der zugehörige Raumzeiger ${}_{O_S}\vec{u}_S(t)$ und das Widerstandsmoment M_W die Eingangsgrößen bilden. Nach der Elimination der Ströme verbleiben im Gleichungssystem einzig die

Zustandsgrößen ${}_{O_S}\vec{\psi}_S(t)$ sowie ${}_{O_R}\vec{\psi}_R(t)$ als elektromagnetische und die Motordrehzahl Ω_M als mechanische Ausgangsgröße.

6.2.7 Feldorientierte Regelung

Das Ziel eines Regelungsentwurfs für eine Asynchronmaschine besteht darin, in möglichst kurzer Zeit das von dem vorgeschalteten Soll-Momentgeber berechnete Stellmoment am Motorläufer umzusetzen. Problematisch ist jedoch, dass die die Asynchronmaschine beschreibenden Gleichungen bislang in unterschiedlichen Koordinatensystemen vorliegen und infolge der multiplikativen Verkettung von Zustandsgrößen nichtlinearen Charakters sind. Ein herkömmlicher Regelungsentwurf mithilfe der Methoden der linearen Regelungs- und Systemtheorie wird dadurch ausgeschlossen [Spi16, S. 21].

Den Ausgangspunkt zur Lösung dieser Problemstellungen bildet die Transformation aller Gleichungen der Asynchronmaschine in ein kartesisches dq -Koordinatensystem, dessen Abszisse d zu jedem Zeitpunkt mit dem Raumzeiger des Rotorflusses $\vec{\psi}_R$ zusammenfällt, siehe Abbildung 6.9. Dieses Rotorflusskoordinatensystem $\{O_{K\psi}, \vec{e}_{O_{K\psi}}\}$ hat bezüglich des Rotors die Drehfrequenz $\Delta\Omega$, da die elektromagnetischen Größen aufgrund der Induktion mit der Schlupfkreisfrequenz erzeugt werden. Der Rotor selbst rotiert bezüglich des Statorsystems bekanntlich mit der mechanischen Drehzahl Ω_M . Folglich haben alle Rotorgrößen und somit auch der Rotorfluss die Gesamtkreisfrequenz $\Delta\Omega + \Omega_M$, was nach Gleichung (6.19) der Drehfrequenz des Statorfeldes Ω_S entspricht. Somit verharren bei dieser als PARK-Transformation bezeichneten Operation sowohl die Rotorgrößen als auch die Statorgrößen im $O_{K\psi}$ -System in Ruhe und haben einzig einen Phasenversatz zueinander [Spi16, S. 22].

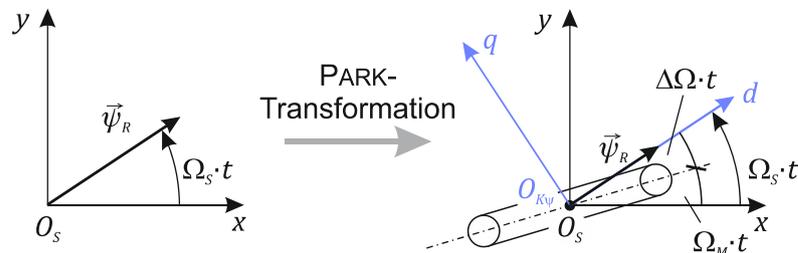


Abbildung 6.9: PARK-Transformation am Beispiel des Rotorfluss-Raumzeigers

Unter Anwendung der getroffenen Konventionen resultiert aus (6.29)

$${}_{O_{K\psi}}\vec{\psi}_R|_q(t) \rightarrow \psi_{q_R}(t) = 0 = L_R \cdot i_{q_R}(t) + M_{SR} \cdot i_{q_S}(t) \quad (6.32)$$

sowie mit (6.27)

$${}_{O_{K\psi}}\dot{\vec{\psi}}_R|_d(t) \rightarrow \dot{\psi}_{d_R}(t) = \frac{R_R}{L_R} \cdot (M_{SR} \cdot i_{d_S}(t) - \psi_{d_R}(t)) \quad (6.33)$$

bezüglich des $O_{K\psi}$ -Systems (auf eine explizite Nennung der Systemzugehörigkeit ${}_{O_{K\psi}}\{\dots\}$ der Raumzeigerkomponenten wird im Folgenden zugunsten einer besseren Lesbarkeit verzichtet). Zudem vereinfacht sich Gleichung (6.30) mithilfe (6.32) zu

$${}_{o_S}\vec{M}_M = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{3}{2} \cdot Z_p \cdot (\psi_{dR}(t) \cdot i_{qR}(t)) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{3}{2} \cdot Z_p \cdot \frac{M_{SR}}{L_R} \cdot (\psi_{dR}(t) \cdot i_{qS}(t)) \end{bmatrix} \quad (6.34)$$

Anhand der Gleichungen (6.33) und (6.34) wird ersichtlich, dass über die Feldorientierung des Koordinatensystems einzig die beiden Statorstromkomponenten i_{dqS} vorzugeben sind, um das Drehmoment der Asynchronmaschine zu steuern. Da eine Änderung des magnetfeldbildenden Stroms i_{dS} eine zeitverzögerte Änderung des Magnetfeldes ψ_{dR} hervorruft (siehe Gleichung (6.33)), ist eine i_{dS} -basierte Steuerung hinsichtlich einer hohen Dynamik wenig geeignet. Somit wird bei der Regelung angestrebt, das Magnetfeld konstant beizubehalten und zur Drehmomentstellung den drehmomentbildenden Strom i_{qS} zu nutzen, da dieser verzögerungsfrei das Luftspaltmoment ändert (siehe Gleichung (6.34)). Diese gezielte Beeinflussung des Stromvektors \vec{i}_S wird als Vektorregelung beziehungsweise als feldorientierte Regelung bezeichnet, da der Stromvektor zur Umsetzung des geforderten Stellmomentes innerhalb des feldorientierten Koordinatensystems $\{O_{K\psi}, \vec{e}_{O_{K\psi}}\}$ ermittelt wird.

Somit sieht die feldorientierte Regelung vor, dass zunächst anhand eines geforderten Stellmomentes M_M^* und eines maschinenabhängigen Soll-Flusses ψ_{dR}^* die magnetfeld- und drehmomentbildenden Ströme i_{dqS}^* berechnet werden, siehe Abbildung 6.10. Anschließend sind die im dq -System berechneten Ströme mithilfe einer inversen CLARKE-PARK-Transformation in die Soll-Statorströme i_{abcS}^* der Asynchronmaschine umzurechnen und dem Frequenzumrichter zur Verfügung zu stellen.

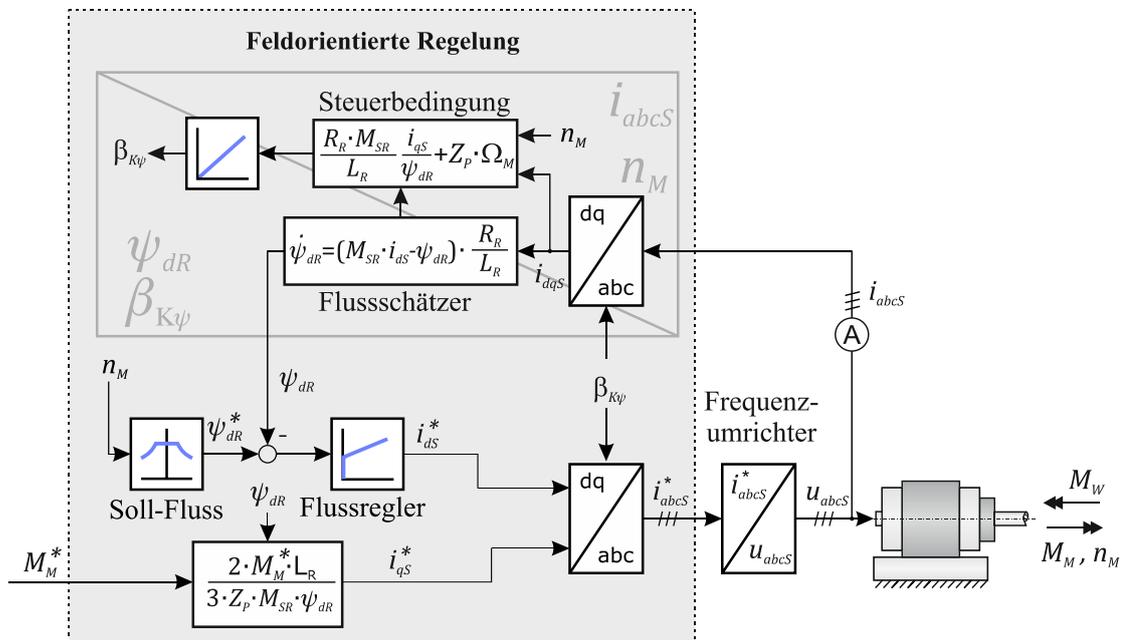


Abbildung 6.10: Feldorientierte Regelung

Für die Transformation ist die aktuelle Ausrichtung $\beta_{K\psi}$ des $O_{K\psi}$ -Systems erforderlich, welche bislang als bekannt vorausgesetzt wurde. Hierfür dient die Rotorkurzschlussbedingung nach Gleichung (6.27), wobei der Rotorfluss im dq -System über

$$\begin{aligned}
 {}_{O_R}\vec{u}_R(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} &= R_R \cdot {}_{O_R}\vec{l}_R(t) + \frac{d\left(A_{O_R O_{K\psi}} \cdot {}_{O_{K\psi}}\vec{\psi}_R(t)\right)}{dt} \\
 &R_R \cdot {}_{O_R}\vec{l}_R(t) + \dot{A}_{O_{K\psi} O_R} \cdot {}_{O_{K\psi}}\vec{\psi}_R(t) + {}_{O_R}\dot{\vec{\psi}}_R(t) \\
 &R_R \cdot {}_{O_R}\vec{l}_R(t) + \dot{A}_{O_{K\psi} O_R} \cdot A_{O_{K\psi} O_R} \cdot {}_{O_R}\vec{\psi}_R(t) + {}_{O_R}\dot{\vec{\psi}}_R(t)
 \end{aligned} \tag{6.35}$$

mit

$$A_{O_{K\psi} O_R} = \begin{bmatrix} \cos(\Delta\Omega \cdot t) & \sin(\Delta\Omega \cdot t) \\ -\sin(\Delta\Omega \cdot t) & \cos(\Delta\Omega \cdot t) \end{bmatrix} \tag{6.36}$$

zu formulieren ist. Unter Ausnutzung der Identität

$$\dot{A}_{O_{K\psi} O_R} \cdot A_{O_{K\psi} O_R} = \Delta\Omega \cdot \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \tag{6.37}$$

und der Transformation von (6.35) in das $O_{K\psi}$ -System ergibt sich

$$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_R \cdot i_{q_R}(t) + \dot{\psi}_{q_R}(t) + \Delta\Omega \cdot \psi_{d_R}(t) \\ R_R \cdot i_{q_R}(t) + \dot{\psi}_{d_R}(t) + \Delta\Omega \cdot \psi_{q_R}(t) \end{bmatrix} \tag{6.38}$$

Da $\psi_{q_R} = 0$ ist, folgt $\dot{\psi}_{q_R} = 0$, sodass sich die Schlupfkreisfrequenz über die erste Gleichung von (6.38) zu

$$\Delta\Omega = -R_R \cdot \frac{i_{q_R}(t)}{\psi_{d_R}(t)} \tag{6.39}$$

berechnet. Unter Anwendung von (6.32) folgt

$$\Delta\Omega = \frac{R_R \cdot M_{SR}}{L_R} \cdot \frac{i_{q_R}(t)}{\psi_{d_R}(t)} \tag{6.40}$$

sodass sich die Drehfrequenz des $O_{K\psi}$ -Systems zu

$$\Omega_{K\psi}(t) = \Omega_S = \frac{R_R \cdot M_{SR}}{L_R} \cdot \frac{i_{q_R}(t)}{\psi_{d_R}(t)} + Z_P \cdot \Omega_M \tag{6.41}$$

ergibt. Wird Gleichung (6.41) entsprechend [Hac13, S. 4] einer Zeitintegration unterzogen, ergibt sich abschließend

$$\beta_{K\psi} = \int \Omega_{K\psi}(t) dt = \int \left(\frac{R_R \cdot M_{MR}}{L_R} \cdot \frac{i_{q_S}}{\psi_{d_R}} + Z_P \cdot \Omega_M \right) dt \tag{6.42}$$

als Winkel des flussorientierten Systems. Da die Nachführung des $O_{K\psi}$ -Systems als Bedingung zur Ansteuerung der Asynchronmaschine im Sinne der feldorientierten Regelung gilt, wird (6.42) auch als Steuerbedingung bezeichnet.

Neben den bereits beschriebenen Sachverhalten verfügt eine feldorientierte Regelung über einen Flussregler für ψ_{dR} (Abbildung 6.10), welcher Änderungen des Flusses, beispielsweise aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Maschinenparameter, detektieren und ausgleichen soll [Spi16, S. 28]. In diesem ist zudem die Umrechnung zum Soll-Magnetisierungsstrom $i_{d_s}^*$ entsprechend der Gleichung (6.33) hinterlegt.

6.2.8 Frequenzumrichter

Der der feldorientierten Regelung nachgeschaltete Frequenzumrichter dient der Umsetzung der vorgegebenen Soll-Statorströme $i_{abc_s}^*$. In seiner Grundstruktur besteht der Umrichter aus einem netzseitigen Gleichrichter, einem Gleichspannungszwischenkreis mit der Gleichspannung U_{ZK} und einem motorseitigen Wechselrichter. Die Baugruppe wird ergänzt durch einen Stromregler, welcher die Soll- und Ist-Ströme der einzelnen Phasen miteinander vergleicht, siehe Abbildung 6.11.

Der Gleichrichter eines Frequenzumrichters hat die Aufgabe, die Netzwechselspannung in eine Gleichspannung umzuwandeln und im Zwischenkreis bereitzustellen. Nachfolgend wandelt der Wechselrichter die im Zwischenkreis vorliegende Gleichspannung wieder in eine Wechselspannung, deren Spannungsamplitude und Frequenz sich im Vergleich zur Netzspannung unterscheiden, um. Um dieses Prinzip der Wandlung einer gegebenen Wechselspannung in eine Wechselspannung mit geänderter Amplitude und Frequenz umsetzen zu können, verfügen sowohl der Gleichrichter als auch der Wechselrichter über Leistungshalbleiter. Zudem können antiparallele Dioden verbaut sein, welche eine Umkehrung des Leistungsflusses vom Motor zum Zwischenkreis zulassen (Generatorbetrieb).

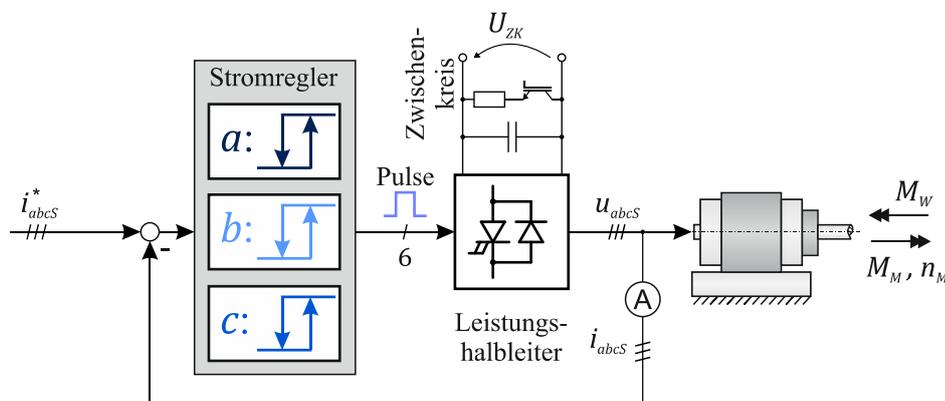


Abbildung 6.11: Frequenzumrichter und Stromregler, Gleichrichter ist nicht dargestellt

Für jede Motorphase sind im Wechselrichter zwei Halbleiter vorgesehen, welche entweder die positive oder die negative Zwischenkreisgleichspannung $\pm \frac{U_{ZK}}{2}$ an die Motorklemmen anlegen. Somit liegen einzig zwei Schaltzustände vor, jedoch kann durch eine entsprechende Ansteuerung (Pulsung) näherungsweise eine sinusförmige Wechselspannung mit einstellbarer Amplitude geliefert werden. Hierzu werden die zwei Spannungspegel mit unterschiedlichen Zeitanteilen T_+ und T_- bereitgestellt, sodass die zeitlichen Mittelwerte der Ausgangsspannung \bar{u}_{abc_s} einer Sinuskurve folgen, siehe Abbildung 6.12. Die insgesamt sechs Leistungshalbleiter des Wechselrichters erlauben somit die Umwandlung der Gleichspannung in ein Drehspannungsnetz an der Motorseite.

Die einzelnen Phasenströme i_{abc_s} bilden sich als Folge der angelegten Statorspannungen aus, wobei aufgrund des Zeitverhaltens der Asynchronmaschine nicht garantiert ist, dass die generierten Ströme den geforderten Strömen $i_{abc_s}^*$ entsprechen. Diesbezüglich verfügt der Umrichter über einen Stromregler, welcher die Soll- und Ist-Ströme phasenweise miteinander vergleicht. Bei Abweichungen stellt der Regler die entsprechenden Pulse für die Leistungshalbleiter bereit, um den Ist-Strom dem Soll-Strom anzugleichen. Eine sehr simple Umsetzung für ein solches Element ist ein Zweipunktregler, da dieser direkt die Schaltbefehle (Pulse) an die einzelnen Leistungshalbleiter geben kann [Spi16, S. 25 ff.].

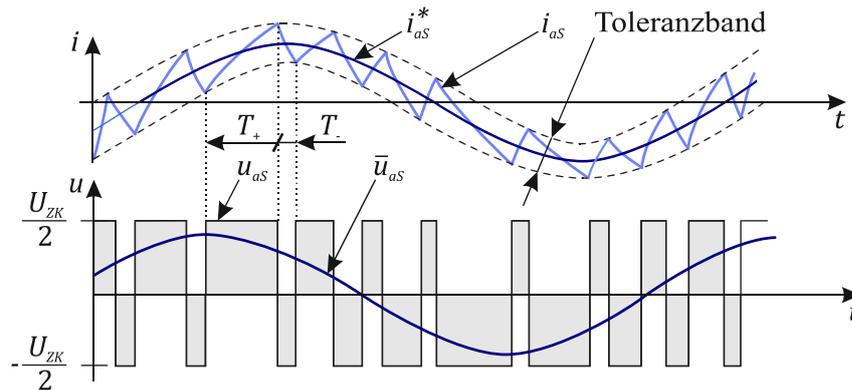


Abbildung 6.12: Statorspannung und -strom mit Hysteresestromregler nach [BWF⁺11]

6.2.9 Simulation und Analyse des Einzelraupenmodells der Regelung

Unter Berücksichtigung der zuvor aufgezeigten Zusammenhänge lässt sich unter Verwendung des Regelungsprinzips nach Abbildung 6.2 der kaskadierte Regelkreis aus PI-Drehzahlregler und feldorientierter Regelung samt Frequenzumrichter und Asynchronmaschine für die Einzelraupe ableiten, siehe Abbildung 6.13. Aufgrund der Komplexität der Asynchronmaschine und des Umrichters bietet es sich an, das gesamte Simulationsmodell als Signalflussplan aufzubauen, wobei sich dieser an den hergeleiteten Grundgleichungen sowie [Schr07, S. 305 ff.] und [Schr09, S. 445 ff.] orientiert.

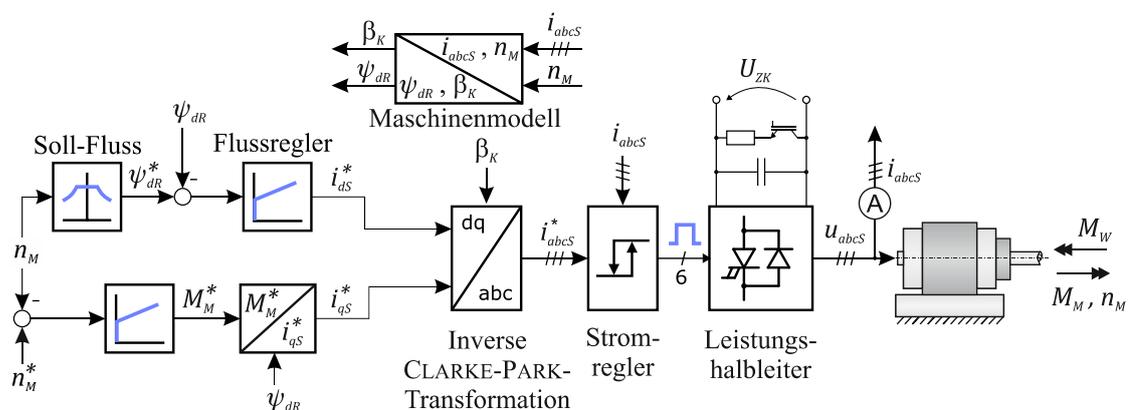


Abbildung 6.13: Regelungskaskade aus PI-Drehzahlregelung und feldorientierter Regelung

Zur Analyse des detaillierten Modells dient der im oberen Diagramm von Abbildung 6.14 dargestellte Lastfall. In Form einer Rampe wird die Soll-Drehzahl n_M^* ab $t = 0,2 \text{ s}$ aus der Ruhe heraus gesteigert bis die Zieldrehzahl bei $t = 0,7 \text{ s}$ erreicht ist. Kurz bevor die Drehzahl ihren

Zielwert erreicht, wird zudem ein Lastmoment M_W an der Motorwelle in Form einer Sprungfunktion eingepreßt. Im Zeitintervall $t = (0,7; 1,6]$ s verbleiben die Eingangsgrößen konstant, sodass ein stationärer Zustand vom elektrisch-regelungstechnischen System eingenommen werden muss. Abschließend wird ein Lastabwurf generiert, indem das Lastmoment bei $t = 1,7$ s abrupt auf null verringert wird und somit das System in den Leerlauf übergeht.

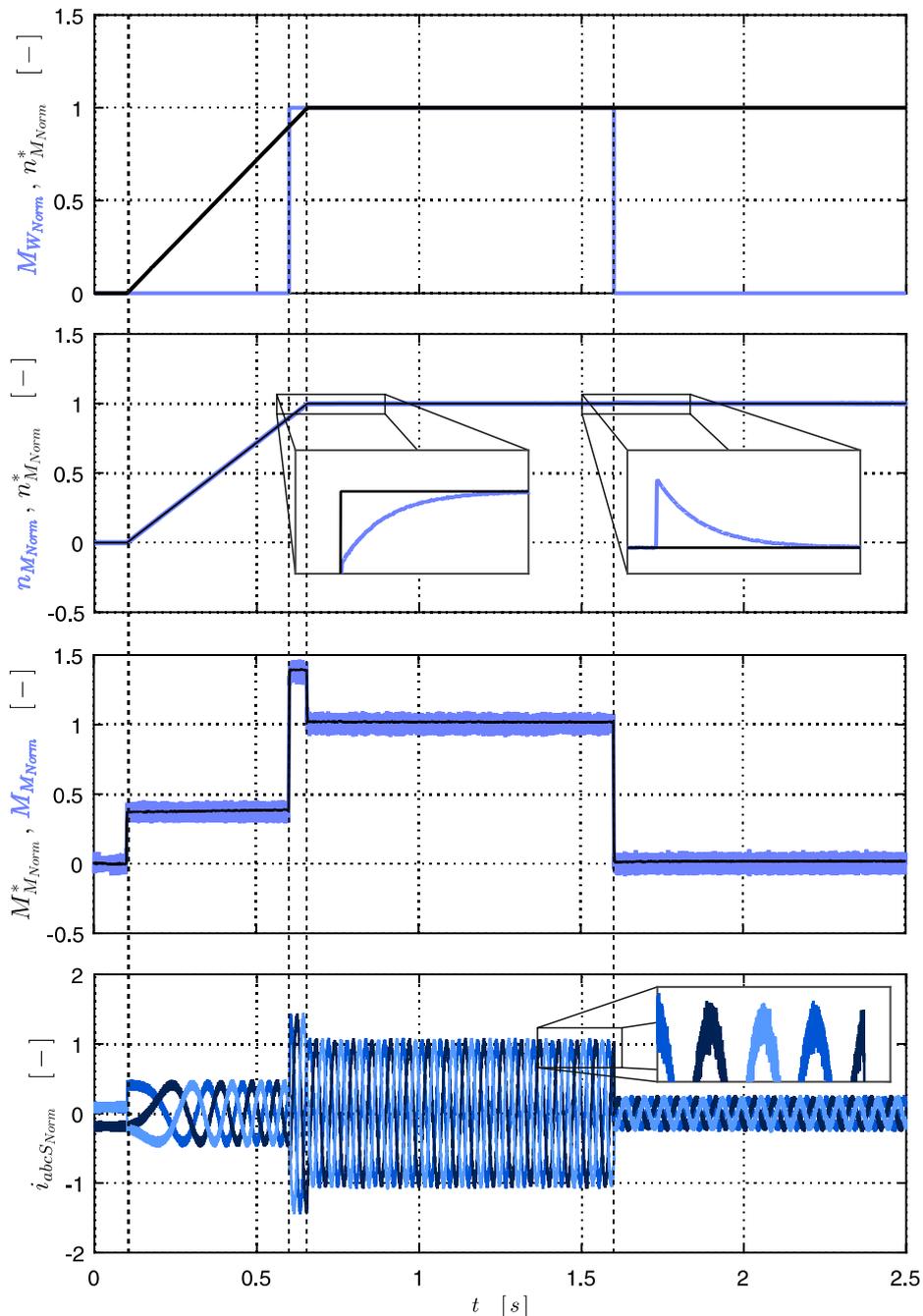


Abbildung 6.14: Simulation des elektrisch-regelungstechnischen Modells

Hinsichtlich der Antwort des Systems ist zu erkennen, dass, trotz zeitvarianten Lastmomentes, der Motor annähernd starr der vorgegebenen Soll-Drehzahl folgt. Dies zeigt, dass das elektrisch-regelungstechnische System hinsichtlich der mechanischen Belastung an der Motorwelle hoch dynamisch reagiert. Gleichzeitig folgt das Motorstellmoment $M_{M Norm}$ nahezu verzögerungsfrei

dem geforderten Stellmoment $M_{M_{Norm}}^*$ der PI-Drehzahlregelung, was sich auf die Reaktions-schnelle der leistungselektronischen Halbleiter und dem Entkopplungskonzept von magnetfeld- und drehmomentbildenden Strom bei der Vektorregelung zurückführen lässt.

Das Luftspaltpmoment der Asynchronmaschine $M_{M_{Norm}}$ steigt ab $t = 0,2$ s auf einen konstanten Wert an und beschleunigt entsprechend Gleichung (6.30) den Motorläufer. Ab $t = 0,6$ s überlagert sich dem bislang lastfreien Beschleunigungsvorgang das Lastmoment $M_{W_{Norm}}$, sodass sich das Luftspaltpmoment mit dem Betrag des Lastmomentes erhöht, um den Beschleunigungsvorgang aufrecht zu erhalten. Sobald $t = 0,7$ s erreicht wird, ist der Beschleunigungsvorgang abgeschlossen und das Luftspaltpmoment arbeitet einzig gegen das Widerstandsmoment und ist somit mit diesem Betragsgleich. Während des Lastabwurfs bei $t = 1,7$ s folgt das Luftspaltpmoment dem Verlauf des Lastmomentes und nimmt somit ebenfalls den Wert null an, da weiterhin keine Beschleunigung vom System verlangt wird.

Der beschriebene Nennverlauf des Luftspaltpmomentes ist durch eine starke, hochfrequente Signalschwankung überlagert, deren Quelle im Stromregler des Frequenzumrichters zu finden ist. Dieser ist entsprechend der Ausführungen in Kapitel 6.2.9 als Hystereseregler ausgeführt, sodass der sich ausprägende Phasenstrom nicht einer reinen Sinusschwingung entspricht, sondern von dieser mit einer gewissen Toleranz abweicht. Dies verdeutlicht insbesondere der Vergleich von Abbildung 6.12 mit dem Stromverlauf im unteren Diagramm von Abbildung 6.14, da in beiden Fällen die Phasenströme zwischen zwei einhüllenden Sinuskurven, der Hysteresesecharakteristik des Stromreglers geschuldet, schwanken.

Die Schwankung der Ströme, welche sich aufgrund Gleichung (6.34) auf das Drehmoment überträgt, kann nicht im Zeitverlauf der Motorläuferdrehzahl beobachtet werden. Dies begründet sich mit der vergleichsweise hohen Zeitkonstante mechanischer Systeme gegenüber elektrischen Systemen. Im vorliegenden Fall trägt die hohe Trägheit der Motorwelle dazu bei, dass die hochfrequenten Luftspaltpmomentschwankungen nicht an die Ausgangsgröße der Motordrehzahl weitergegeben werden. Folglich ähnelt der Läufer hinsichtlich seines Übertragungsverhaltens einem Tiefpassfilter, sodass die Motordrehzahl vordergründig von den tieffrequenten Anteilen des Luftspaltpmomentes, welche dem Verlauf des Soll-Stellmomentes M_M^* entsprechen, eine Beeinflussung erfährt.

6.3 Fahrwerksmodell

6.3.1 Modellbildung und Topologie

Raupeneinheiten sind aufgrund der vielen miteinander interagierenden Elemente komplexe Mechanismen, wobei, wie in Kapitel 4.5 dargelegt wurde, die kinematisch-kinetischen Gegebenheiten zur Beschreibung der Fahrdynamik bislang lediglich ungenügend über ein Formelwerk erfasst sind. Die Weiterentwicklung der Rechentechnik und der mathematischen Methoden zur Beschreibung von Mehrkörpersystemen erlaubt jedoch, die Komplexität einer Raupeneinheit mithilfe eines Mehrkörpersimulationsmodells zu erfassen.

Ein Mehrkörpersimulationsmodell verfolgt den allgemeingültigen Ansatz, ein reales System mithilfe starrer Körper in ein mechanisches Abbild zu überführen. Die einzelnen Körper verfügen

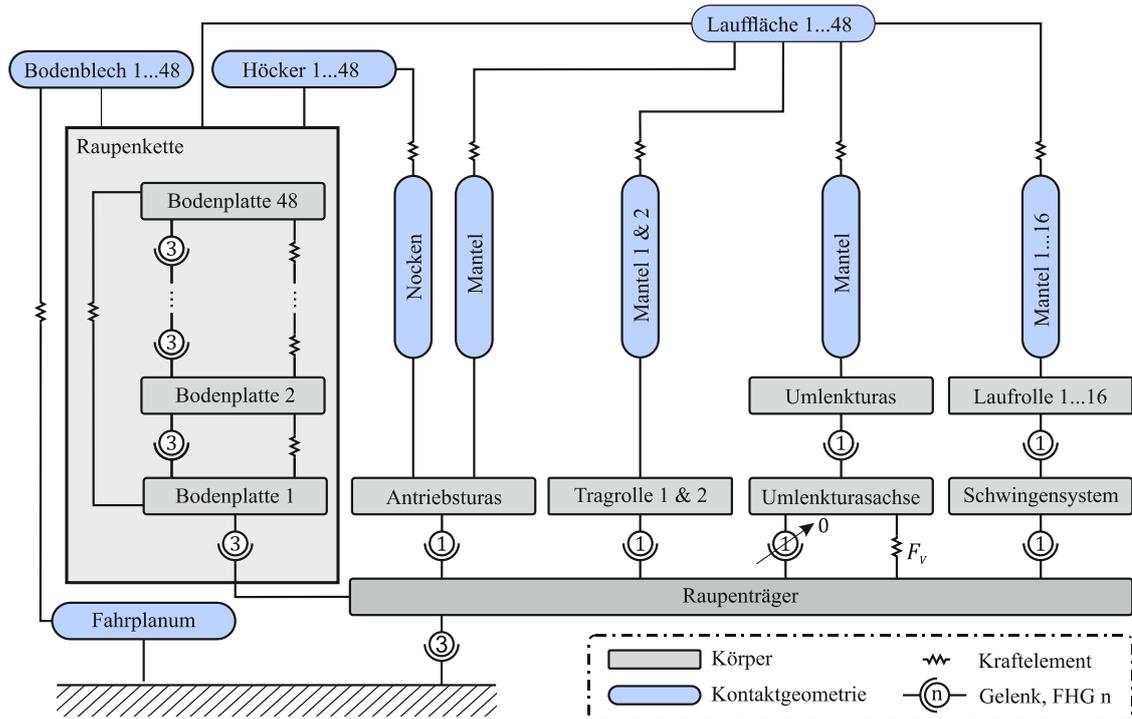
über eine definierte Anzahl an Freiheitsgraden, wobei sich die Bewegungsmöglichkeiten anhand des Gelenktyps und –bezugspunktes ergeben. Zwischen den einzelnen Körpern liegende, masselose Kraftelemente regulieren die Relativverschiebungen und –geschwindigkeiten der Körper zueinander und erlauben damit die Abbildung nahezu beliebiger Wechselwirkungen zwischen den Einzelkörpern [RS10, S. 31 ff.]. Zudem lassen sich mit Zwangsbedingungen die Bewegungsfreiheiten innerhalb des Mehrkörpersystems weiter einschränken, was jedoch die Abbildung des Systems mit dem kleinstmöglichen Koordinatensatz unterbindet [Woe16, S. 137 ff.]. Unter Anwendung des Impuls- und Drallsatzes lässt sich die Dynamik des aufgebauten Mehrkörperabbaus beschreiben, wobei die Bewegung des Einzelkörpers k unter Annahme einer zeitinvarianten Systemstruktur über das Zustandsgleichungssystem

$$\dot{\vec{z}}_k(t) = \vec{f}(\vec{z}_k(t), \vec{u}_k(t), \mathbf{P}_k(t)) \quad (6.43)$$

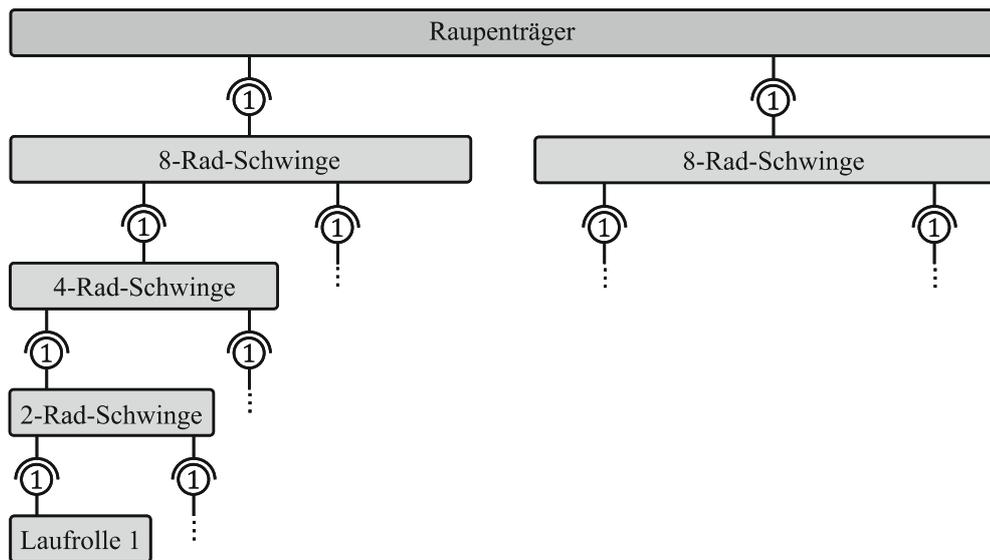
gegeben ist [RS10, S. 23 ff.], [Gip99, S. 64 ff.].

Mit den zuvor definierten Grundelementen eines Mehrkörpersystem-Simulationsmodells (Starrkörper, Gelenke, Kraftelemente und Zwangsbedingungen) ließe sich ein großer Raum an Topologievarianten zur Abbildung eines Raupenfahrwerkes ableiten. Aus diesem wird in den weiteren Betrachtungen der in Abbildung 6.15 dargestellte Topologieplan verwendet, da dieser aufgrund seiner Struktur diverse Vorteile bietet. Mit der bevorzugten Anwendung der Baumstruktur (Beschreibung der Bewegungen der Körper in Relativkoordinaten) wird der zur Beschreibung der Starrkörperbewegungen notwendige Koordinatensatz minimiert, sodass der Freiheitsgrad des Gesamtsystems gegen ein Minimum (Minimalkoordinaten) strebt. Gleichzeitig umgeht die Struktur die Anwendung unnötiger Zwangsbedingungen in den seriellen Submechanismen (Kette, Schwingensystem), was insbesondere algebraische Bindungsgleichungen, welche die numerische Lösung des dynamischen Problems erheblich erschweren können [Woe16, S. 8 f.], vermeidet.

Die Beschreibung der Interaktion zwischen der Kette mit dem Boden sowie der Kette mit den Führungs-, Umlenk- und Antriebsrädern erfolgt mithilfe von Kontaktkraftelementen, welche auf einem elastischen Randschichtenmodell basieren. Hierfür sind die miteinander wechselwirkenden Oberflächen tesseliert (Abbildung 6.16), wobei eine kontinuierliche Durchdringungsprüfung der Oberflächennetze stattfindet. Sobald eine Durchdringung der Kontaktoberflächen vorliegt, werden im Sinne eines Penalty-Verfahrens Abstoßungskräfte zwischen den Oberflächen und somit den Kontaktpartnern ermittelt, welche der Durchdringung entgegenwirken. Der Betrag und die Richtung der Reaktionskraft hängen primär von der Eindringtiefe, der Ausprägung des Schnittvolumens sowie der spezifischen Steifigkeit der elastischen Oberflächenrandschicht ab [Hip04].



a) Gesamtopologie für die Geradeausfahrt



b) Topologie des Schwingsystems

Abbildung 6.15: Topologieplan Raupenfahrwerk

Die Bolzenverbindungen zwischen den Kettengliedern sind über Feder-Dämpfer-Kraftelemente realisiert, welche relativlagen- und relativgeschwindigkeitsabhängig Rückstellreaktionen zwischen den benachbarten Bodenplatten erzeugen. Um dabei das in Realität vorliegende, verschleißgeprägte und das fahrdynamische Verhalten beeinflussende Bolzenspiel zu berücksichtigen (siehe bspw. Erläuterungen zum Gleitkreisgleiten im Kapitel 4.4.2), sind die Steifigkeits- und Dämpfungsparameter über eine Formfunktion modifiziert, siehe Abbildung 6.17.

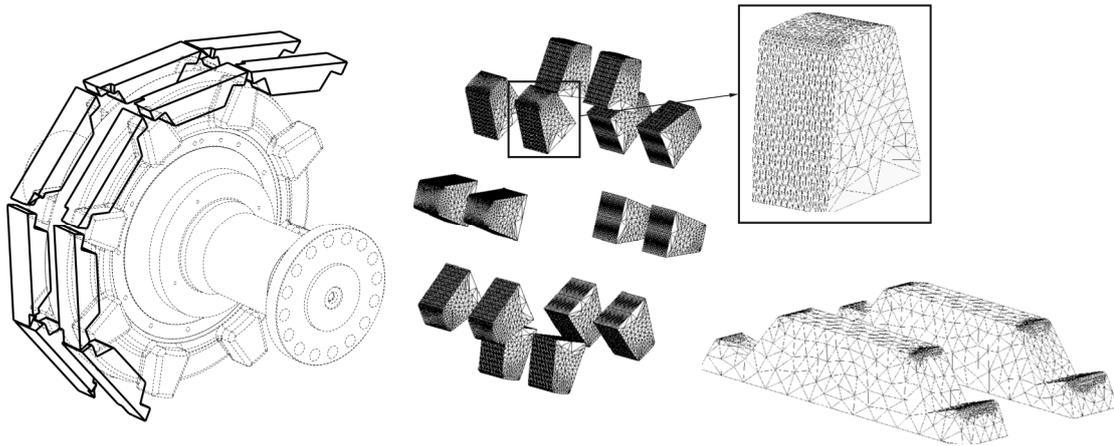


Abbildung 6.16: Kontakt Antriebstrassnocken mit Schakenhöcker und -wange

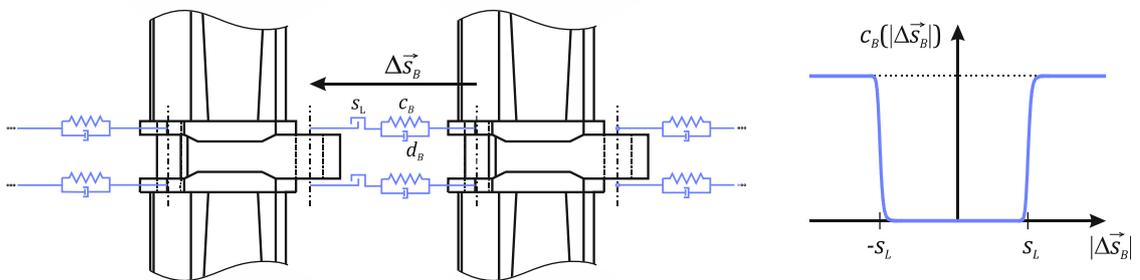


Abbildung 6.17: Bolzenverbindung und Steifigkeitsformfunktion

Eine weitere Besonderheit im Topologieplan ist das Gelenk der Umlenktrassachse, welches in Abhängigkeit des Simulationswunsches als ein starres Gelenk oder ein Schubgelenk (Translation der Umlenktrassachse in Längsrichtung des Fahrwerkes) ausgeprägt sein kann. Ist das Schubgelenk aktiviert, kann das Fahrwerk über eine definierte Kraft, welche die Umlenktrassachse in Fahrwerkslängsrichtung verschiebt, realitätsnah vorgespannt werden. Ist die erforderliche Vorspannung erreicht, wird das Gelenk in eine starre Verbindung umgewandelt und die Umlenktrassachse somit arretiert.

6.3.2 Fahrsimulation ohne Schakentäler

Mithilfe des Fahrschiffmodells nach Abbildung 6.15 lassen sich die Auswirkungen der einzelnen fahrdynamischen Effekte auf das Fahrverhalten studieren, wobei zunächst das Durchqueren der Schakentäler im Modell ausgeblendet wird. Hierfür sind die Laufflächen der Bodenplatten überlappend modelliert, sodass sich keine Laufbahntäler in den Kettengelenken ausbilden können.

In Abbildung 6.18 ist das Resultat einer Fahrsimulation mit gezogenem Untertrum bei einer Fahrnengeschwindigkeit von $\bar{v}_{FWT} = 10 \frac{m}{min}$ dargestellt, wobei im Zeitsignal Zeitpunkte, zu welchen sich die unterschiedlichen fahrdynamischen Charakteristiken ausprägen, markiert sind. Unterhalb der Zeitsignale sind die Relativlagen der einzelnen Fahrwerkskomponenten visualisiert und dem jeweiligen Zeitstempel zugeordnet.

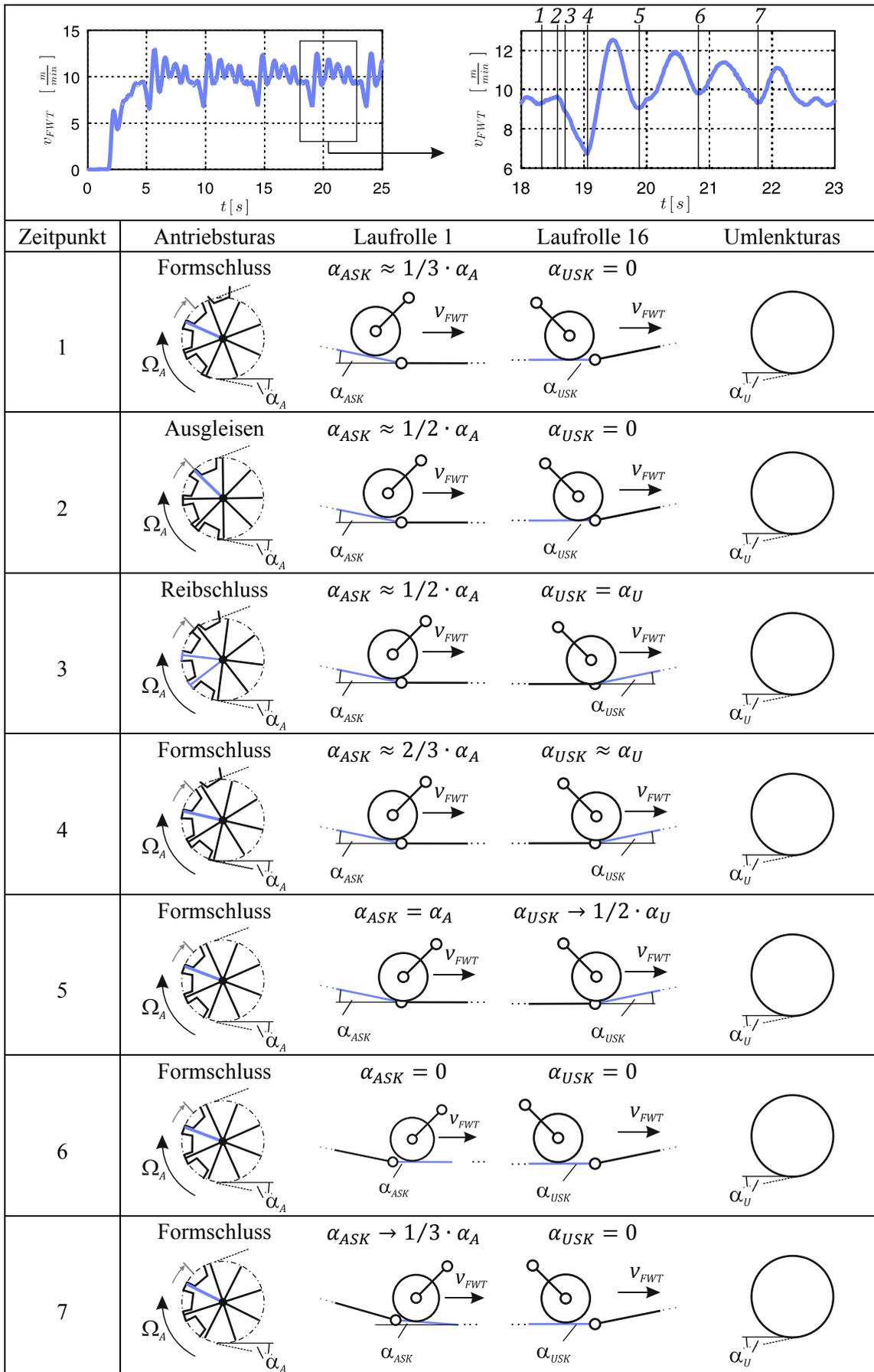


Abbildung 6.18: Abfolge essentieller, innerer Fahrwiderstände

Zum Zeitpunkt 1 erfolgt die Kraftübertragung zwischen der Kette und dem Antriebsturas formschlüssig und die Bodenplatte unterhalb der Laufrolle 1 (antriebsturasnächste Laufrolle) ist bereits leicht angehoben. Die Bodenplatte unterhalb der Laufrolle 16 (umlenkturasnächste Laufrolle) wurde bereits auflastbedingt auf das Fahrplanum gezwungen. Ab Zeitpunkt 2 findet das Ausgleisen zwischen dem farblich hervorgehobenen Turasnocken und der Kette statt, sodass der Formschluss zu einem reibschlüssigen Zustand übergeht (Zeitpunkt 3) und das beschriebene Phänomen des Gleitkreisgleitens präsent wird. Die damit einhergehende Zugkraftunterbrechung ist im Zeitsignal deutlich über den Einbruch des Fahrgeschwindigkeitsverlaufs erkennbar. Während des Ausgleisens und Gleitkreisgleitens gleicht sich der Winkel α_{ASK} der Bodenplatte unterhalb der Laufrolle 1 dem Ketteneinlaufwinkel am Antriebsturas α_A an. Am Umlenkturas erreicht die Laufrolle 16 das nächste Kettenglied, welches durch die Laufrolle 16 bislang noch keine Auflast erfährt und dementsprechend $\alpha_{USK} = \alpha_U$ ist (tangentialer Ketteneinlauf am Umlenkturas).

Zum Zeitpunkt 4 ist der Zustand des Gleitkreisgleitens abgeschlossen und der nachfolgende Turasnocken greift formschlüssig in die Kette ein. Da der Antriebsturas während des Gleitkreisgleitens relativ zur Kette beschleunigen konnte, ist die Zugkraftwiederaufnahme zum Zeitpunkt des Formschlusses mit einem hohen Impuls behaftet. Die Fahrgeschwindigkeit steigt in der Folge stark an und schwingt über, wobei gleichzeitig das Betriebsschwingungsverhalten (Abbildung 6.19) des Fahr Schiffes angesprochen wird und zu den im Zeitsignal sichtbaren Nachschwingungserscheinungen beiträgt. Zudem gleicht sich der Winkel α_{ASK} dem Ketteneinlaufwinkel α_A an, sodass ein Überschuss an Kettenlänge am antriebsturasseitigen Untertrum vorliegt und vom Antriebsturas aufgespult werden muss. Dadurch reduziert sich die Zugkraft im Kettensegment zwischen Antriebsturas und Laufrolle 1, sodass sich der Fahrwerksvorschub und somit die Fahrgeschwindigkeit bis zum Zeitpunkt 5 verringern.

Ab Zeitpunkt 5 ist das Kettenglied unterhalb der Laufrolle 1 vollständig freigegeben, sodass die Kette tangential am Antriebsturas einlaufen kann und damit in diesem Bereich der Zustand des geringsten Fahrwiderstands erreicht ist. Dieser verhältnismäßig geringe Fahrwiderstand trägt dazu bei, dass das Fahrwerk beschleunigen kann und bei etwa 20,5 s ein lokales Fahrgeschwindigkeitsmaximum erreicht. Im Anschluss läuft die Laufrolle 16 auf das farblich hervorgehobene Kettenglied auf und fährt somit hangaufwärts, was mit einer Erhöhung des longitudinalen Fahrwiderstands und somit einer Verringerung der Fahrgeschwindigkeit verbunden ist. Zudem wird hierbei das schräg stehende Kettenglied auf das Fahrplanum gedrückt, sodass mit kleiner werdendem Winkel α_{USK} mehr Kettenlänge im Trumsegment zwischen Umlenkturas und Laufrolle 16 erforderlich wird. Die notwendige Kettenlänge fördert der Obertrum nach, wobei hierfür die Kettenglieder des Obertrums zu beschleunigen sind (Rhönradeneffekt, siehe Erläuterungen zum Schakenklappen im Kapitel 4.4.2). Die erforderliche Beschleunigungsenergie wird der kinetischen Vorschubenergie des Fahr Schiffes entnommen, sodass bis zum Zeitpunkt 6 ein lokales Fahrgeschwindigkeitsminimum entsteht.

Infolge der Beschleunigung des Obertrums steigt die Kettenzugkraft in diesem Trumsegment an. Da die Kettenzugkraft bei der Fahrt mit gezogenem Untertrum in der Art orientiert ist, dass sich die Kontaktkraft zwischen treibender Turasnockenflanke und Schakenwange verringert, sobald die Zugkraft im Obertrum ansteigt, unterstützt der erhöhte Kettenzug die Drehbewegung des

Antriebstras. Somit beschleunigt das Fahrwerk ab Zeitpunkt 6 infolge dieses – an die Rhönradkinematik erinnernden – Effektes und erreicht bei 21,2 s ein lokales Geschwindigkeitsmaximum. Währenddessen baut sich wieder der Fahrwiderstand an der Laufrolle 1 auf, indem das sich unter dieser befindende Kettenglied auf das Planum gedrückt und somit der tangential Ketteneinlauf zwischen Antriebstras und Laufrolle unterbunden wird. Mit der damit verbundenen Erhöhung des Fahrwiderstandes geht die im Zeitsignal nachvollziehbare Verringerung der Fahrgeschwindigkeit bis zum Zeitpunkt 7 einher.

Zum Zeitpunkt 7 hat sich der Fahrwiderstand an der Laufrolle 1 und somit die Zugkraft in diesem Untertrumsegment so stark erhöht, dass die Bodenplatte angehoben werden kann und sich der Winkel α_{ASK} vergrößert. Obschon damit ein bestimmter Anteil an Kettenlänge freigegeben wird, welcher vom Antriebstras aufgespult werden muss (ähnlich zum Minimum zum Zeitpunkt 5), beschleunigt das Fahrwerk. Dies begründet sich mit dem Anheben der Bodenplatte und der damit einhergehenden, erheblichen Verringerung des Fahrwiderstandes, welcher sich bis zu diesem Zeitpunkt aufgebaut hat. Gleichzeitig erfährt die Laufrolle 1 einen Hangabtriebskraftanteil, welcher der Fahrtrichtung gleichgerichtet ist. Die damit hervorgerufenen Beschleunigungsanteile dominieren die Fahrdynamik und sorgen für das Geschwindigkeitsmaximum bei 22,1 s.

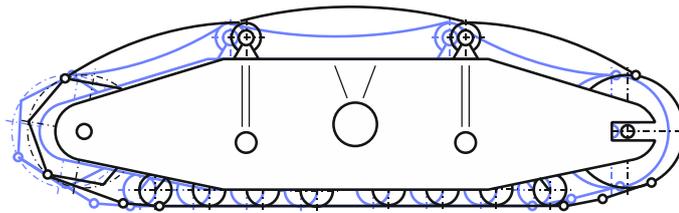


Abbildung 6.19: Erste System-Betriebs eigenschwingung

Wie bereits in den Erläuterungen zum Zeitpunkt 4 dargelegt wurde, ist das Zeitsignal, neben der Beeinflussung durch die Fahrwiderstände, von Betriebsschwingungen des Fahrwerkes geprägt. Welchen Anteil die Fahrwiderstände und die Betriebsschwingungen an den jeweiligen Maxima und Minima haben, kann nicht beantwortet werden, da die Betriebsschwingungen untrennbar mit dem Systemverhalten verbunden sind und somit eine gesonderte Betrachtung der inneren Fahrwiderstände unterbinden. Jedoch kann anhand der Zeitsignale und den zugehörigen Schaubildern in Abbildung 6.18 gezeigt werden, dass die Effekte des Gleitkreisgleitens und des Schakenklappens am Antriebs- und Umlenkturas einen maßgeblichen Einfluss auf die Fahrdynamik des betrachteten Fahrwerkes haben. Von untergeordneter Bedeutung für das Fahrverhalten ist der Turaspolygoneffekt, da sich dieser aufgrund der acht Turasecken (geringer Ungleichförmigkeitsgrad, siehe Abbildung 4.6) und der verhältnismäßig geringen Kettenvorspannung lediglich in geringer Intensität ausprägen kann.

Zur betriebsbereichsdeckenden Analyse des fahrdynamischen Verhaltens des Fahrwerkes dienen die in Abbildung 6.20 dargestellten Wasserfall- und Ordnungsdiagramme, welche als Resultat eines Beschleunigungsvorganges mit gezogenem Untertrum entstanden sind. In diesen sind die einzelnen Fahrwerksharmonischen erkennbar, welche infolge der drehzahlvariablen Anregung beim Gleitkreisgleiten und Schakenklappen entstehen. Dabei tragen selbst Harmonische oberhalb der zehnten Ordnung zu einer merklichen Anregung bei, da die betrachteten, inneren Fahrwiderstände innerhalb einer Periode lediglich eine geringe Pulsweite aufweisen. Oberhalb

einer Frequenz von etwa $1,5 \text{ Hz}$ erfolgt eine Auslöschung der Anregungen, wobei dieses Phänomen aufgrund der Drehzahlunabhängigkeit als eine Eigencharakteristik des Fahrwerkes anzusehen ist. In diesem Zusammenhang kann dem Fahrschiff ein Tiefpasscharakter mit einer Grenzfrequenz von $f_{Gr_{gUt}} \approx 1,5 \text{ Hz}$ zugesprochen werden.

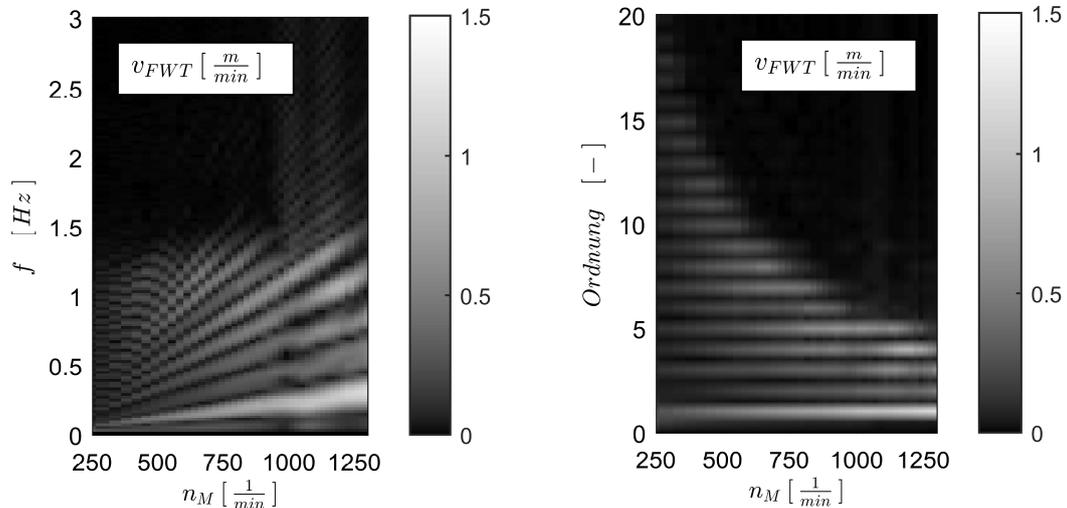


Abbildung 6.20: Wasserfall- und Ordnungsdiagramm ohne Schakentäler, gUt

Bei der Fahrt mit gezogenem Obertrum lassen sich ähnliche Merkmale in den Wasserfall- und Ordnungsdiagrammen wie bei der Fahrt mit gezogenem Untertrum beobachten, siehe Abbildung 6.21. Sowohl die Präsenz von Anregungsharmonischen hoher Ordnung als auch der Tiefpasscharakter des Fahrschiffes sind in gleicher Weise gegeben. Jedoch prägen sich niederfrequente Harmonische stärker aus und die Grenzfrequenz liegt bei $f_{Gr_{gOt}} \approx 1,1 \text{ Hz}$. Die Ursache hierfür ist, dass der Untertrumbereich am Umlenktrass, welcher bei der Fahrsituation mit gezogenem Obertrum den Vorschub umsetzt, nicht direkt vom Antriebstrass angesprochen werden kann, sondern die Antriebslast zunächst den langen Kettenbereich des Obertrums überwinden muss. Dadurch ergibt sich im Vergleich zur Fahrt mit gezogenem Untertrum eine größere Latenz zwischen der Krafteinleitung in die Kette und der Generierung des Vorschubs, was gleichzeitig zu einer stärkeren Dämpfung zeitvarianter Lasten und somit zu einer Verringerung der Grenzfrequenz führt.

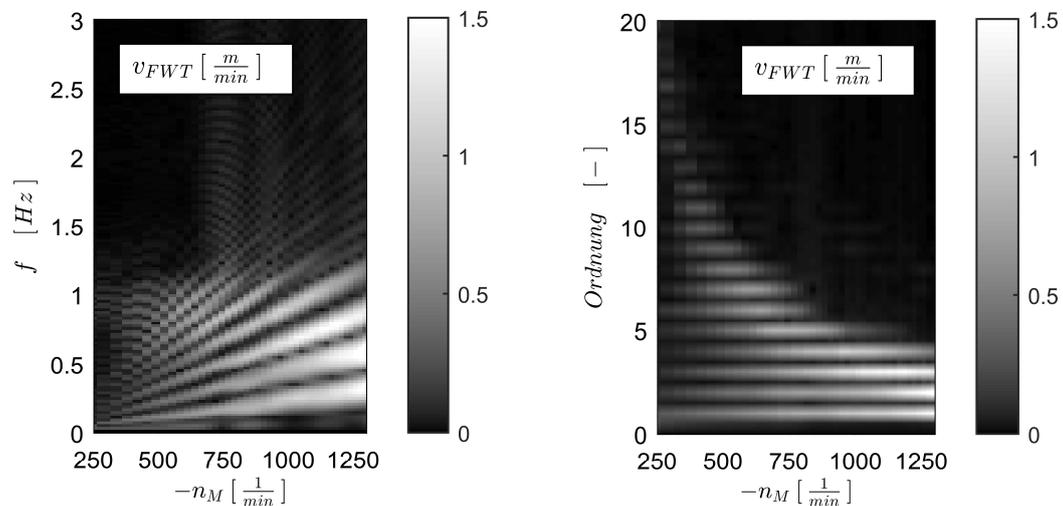


Abbildung 6.21: Wasserfall- und Ordnungsdiagramm ohne Schakentäler, gOt

6.3.3 Fahrsimulation mit Schakentälern

Nachdem das Fahrverhalten eines Fahrschiffes unter Vernachlässigung der Schakentäler charakterisiert ist, wird im Folgenden dieser fahrdynamische Effekt im System über die realitätsnahe Modellierung der Laufbahn der Schaken berücksichtigt. Dabei zeigt eine Gegenüberstellung der Fahrgeschwindigkeits-Zeitsignale für die Fahrt mit gezogenem Untertrum und einer Fahrnengeschwindigkeit von $\bar{v}_{FWT} = 10 \frac{m}{min}$, dass die Schakentäler einen maßgeblichen Einfluss auf die Fahrruhe haben, siehe Abbildung 6.22. Die in Kapitel 6.3.2 gefundenen und den inneren Fahrwiderständen zugeordneten Signalmerkmale werden nahezu vollständig von einer schakentalinduzierten Signalschwebung überdeckt, deren Einhüllende in Abbildung 6.22 gestrichelt dargestellt ist. Einzig das Gleitkreisgleiten kann als fahrdynamischer Effekt im Zeitsignal zu den Zeitpunkten, zu welchen sich die beiden Hüllkurven tangieren (bspw. bei 8,5 s), erkannt werden.

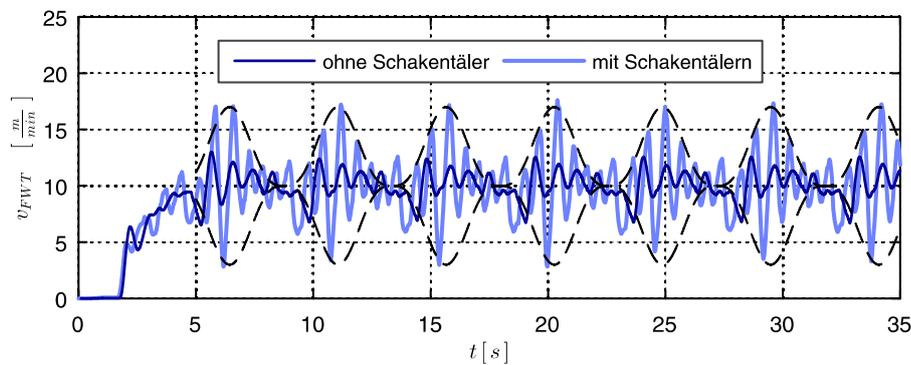


Abbildung 6.22: Einfluss der Schakentäler auf die Fahrruhe

Die Erkenntnis, dass das Überfahren der Laufflächenübergänge die Fahrruhe maßgeblich fördert, lässt sich über den Vergleich von Abbildung 6.20 mit Abbildung 6.23 auf den gesamten Betriebsbereich erweitern. Unabhängig von der Antriebsdrehzahl sind die Fahrgeschwindigkeitsamplituden bedeutend stärker ausgeprägt, wobei einzelne Harmonische Spitzenwerte von bis zu $1,5 \frac{m}{min}$ erreichen. Unverändert sind jedoch die Merkmale, dass das Fahrwerk eine Grenzfrequenz von $f_{Gr_{gUt}} \approx 1,5 Hz$ aufweist und dass selbst sehr hohe Anregungsordnungen zur Fahrdynamik beitragen.

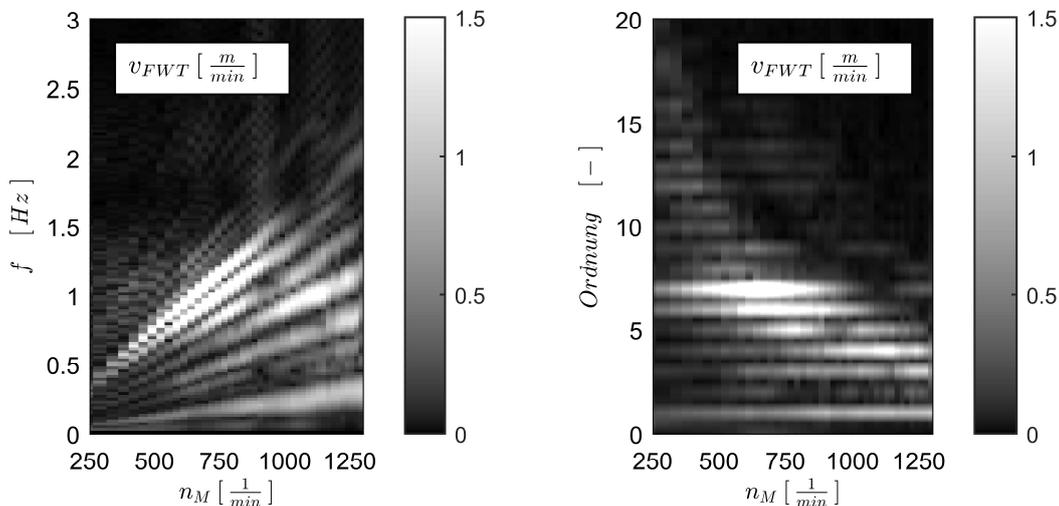
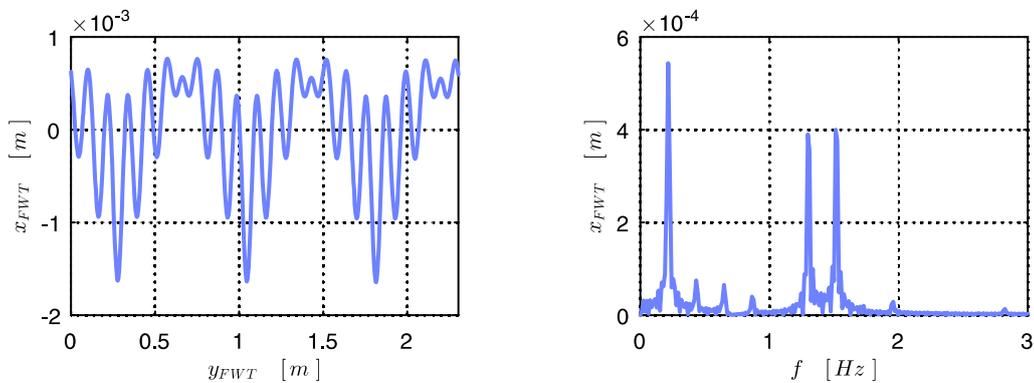


Abbildung 6.23: Wasserfall- und Ordnungsdiagramm mit Schakentälern, gUt

Hinsichtlich der Anregungsordnungen ist auffällig, dass insbesondere die sechste und siebte Harmonische zu einer starken Fahrruhe im Betriebsbereich von $\bar{n}_M = 400 \div 800 \text{ min}^{-1}$ (entspricht $\bar{v}_{FWT} \approx 5 \div 8 \frac{\text{m}}{\text{min}}$) beitragen. Dieses Merkmal resultiert primär aus dem Fahrwiderstandsverlauf des Schakentaleffektes und lässt sich mithilfe einer eigenständigen Betrachtung des Fahrwerkschwingensystems (Modelltopologie nach Abbildung 6.15 b)) nachweisen. Wird das Schwingensystem samt Laufrollen über eine auf dem Boden ausgestreckte liegende Raupenkette geschoben und dabei die Trajektorie des Raupenträgergelenkes aufgezeichnet (Abbildung 6.24 a)), lässt sich das Spektrum für den Schakentalwiderstand von den anderen, inneren Fahrwiderständen isolieren, siehe Abbildung 6.24 b). In diesem ist, neben der Dominanz der Grundfrequenz, die sechste und siebte Ordnung sehr stark ausgeprägt. Ferner reagiert das Fahr Schiff mit Schakentälern als System sehr sensibel auf diese Anregungsharmonischen im angesprochenen Betriebsbereich, da hier eine Betriebsresonanz mit der in Abbildung 6.19 skizzierten Eigenform angeregt wird und damit erhebliche Resonanzüberhöhungen entstehen.



a) Trajektorie Fahrwerksträgergelenk

b) Amplitudenspektrum für $\bar{v}_{FWT} = 10 \frac{\text{m}}{\text{min}}$

Abbildung 6.24: Isolierte Signalbetrachtung beim Schakentaleffekt

Die Brisanz dieser Resonanzüberhöhungen, welche bereits im Wasserfalldiagramm in Abbildung 6.23 erahnt werden kann, zeigt sich besonders deutlich bei der Gegenüberstellung des Fahrgeschwindigkeitssignals mit der Motordrehzahl, siehe Abbildung 6.25. Im Drehzahlintervall $\bar{n}_M = 600 \div 800 \text{ min}^{-1}$ ist, neben der Präsenz der maximalen Fahrgeschwindigkeitsschwankungen, zu erkennen, dass die Fahrgeschwindigkeit sehr regelmäßig die Abszisse tangiert oder schneidet.

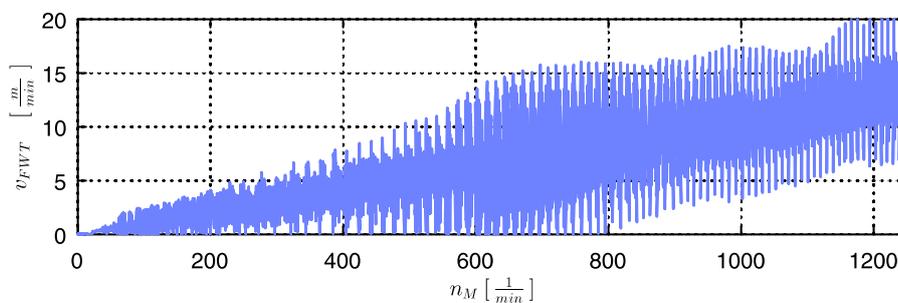


Abbildung 6.25: Resonanzbedingter Stillstand des Fahr Schiffes

Folglich kommt die Fahrbewegung in diesem Drehzahlbereich wiederholt zum Erliegen, sodass erhebliche Anregungen für den Geräteoberbau und das Fahrwerksgetriebe vermutet werden

können. Bezogen auf den Betrieb betrifft dies insbesondere das Fahrmanöver der Kurvenfahrt, da die kurveninneren Fahrwerke im Drehzahlbereich $\bar{n}_M = 750 \div 800 \text{ min}^{-1}$ betrieben werden und somit innerhalb des gezeigten Resonanzbereiches fahren. Diese Feststellung korreliert mit Beobachtungen des Anlagenbetreibers, welche bestätigen, dass der Bagger während der Kurvenfahrt zu stärkeren Schwingungen neigt, als bei der Geradeausfahrt mit der Nenngeschwindigkeit $\bar{v}_{FWT} = 10 \text{ m/min}$.

Die Erkenntnisse zur Fahrdynamik mit Schakentälern, welche bislang Anhand der Betrachtung der Fahrsignale mit gezogenem Untertrum entstanden sind, lassen sich auf die Fahrt mit gezogenem Obertrum verallgemeinern. Auch bei dieser Fahrtrichtung erfährt das Fahrerschiff im Vergleich zum Modell ohne Schakentäler deutlich höhere Anregungen, welche sich infolge des schakentalinduzierten Fahrwiderstands auf die sechste und siebte Ordnung konzentrieren, vergleiche Abbildung 6.21 und Abbildung 6.26. Dabei wird ebenfalls der temporäre Stillstand des Fahrwerkes im Drehzahlbereich $\bar{n}_M = 400 \div 800 \text{ min}^{-1}$ provoziert, sodass auch bei dieser Fahrtrichtung eine erhebliche Fahrruhe während der Kurvenfahrt gegeben ist. Die Fahrtrichtungen gezogener Untertrum und gezogener Obertrum unterscheiden sich hinsichtlich der longitudinalen Fahrdynamik in der Ausprägung der ersten fünf Ordnungen. Diese dominieren bei der Fahrt mit gezogenem Obertrum, was, in Analogie zu den Erkenntnissen aus Kapitel 6.3.2, auf die zeitliche Verzögerung zwischen der Krafteinleitung am Antriebsturas und der Vorschubgenerierung am Fahrerschiff zurückgeführt werden kann, vergleiche Abbildung 6.23 und Abbildung 6.26.

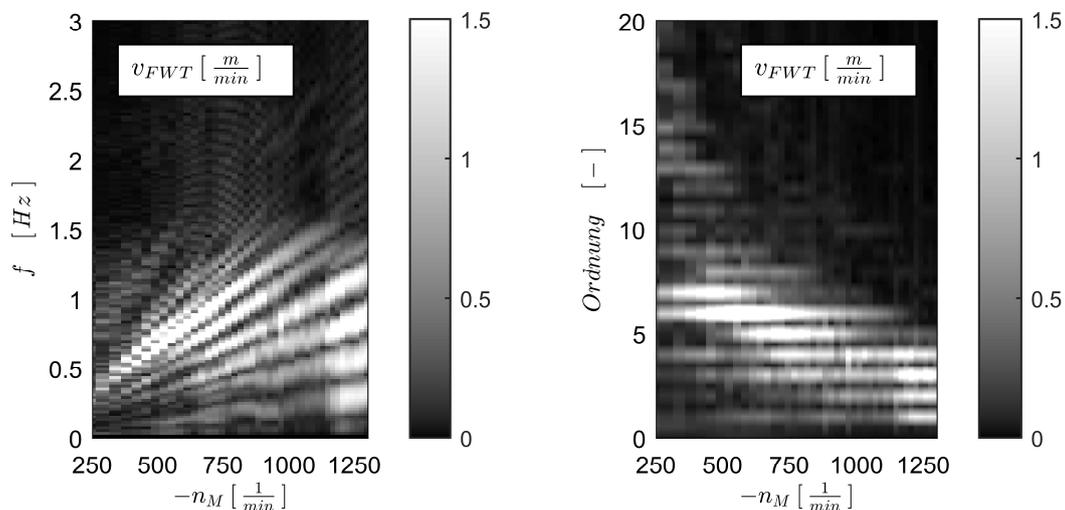


Abbildung 6.26: Wasserfall- und Ordnungsdiagramm mit Schakentälern, gOt

Ein weiteres Merkmal, in welchem sich die Fahrten mit und ohne Schakentäler unterscheiden, betrifft die Vertikaldynamik des Gerätes. Wie bereits im Trajektorienschaubild nach Abbildung 6.24 gezeigt wurde, schwankt die Höhenlage des Fahrwerkträgers infolge des Überquerens der Laufflächenübergänge. Demgegenüber bleibt die Höhenlage des Trärgelenks bei der Fahrt ohne Schakentäler nahezu unverändert. Folglich führen die Schakentäler im Sinne einer Weganregung zu einem vertikalen Schwingungseintrag in das zu mobilisierende Gerät, was hinsichtlich der Lebensdauer der Komponenten zu einer deutlichen Limitierung der Einsatzzeit führen kann.

6.3.4 Fahrsimulation Hangfahrt mit Schakentälern

Bei der Hangfahrt ist ein Anteil der Gewichtskraft des Gerätes kollinear zur Fahrtrichtung orientiert und fördert oder behindert dabei die Fahrbewegung. Ob diese Beeinflussung des Fahrwiderstands lediglich statischen Charakters ist, oder die Längsdynamik des Gerätes beeinflusst, soll Gegenstand der folgenden Betrachtungen sein. Hierzu werden, aufgrund der fahrtrichtungsabhängigen Longitudinaldynamik der Raupenfahrwerke, die vier Fahrmanöver

- Fahrt hangaufwärts mit gezogenem Untertrum (+gUt),
- Fahrt hangabwärts mit gezogenem Untertrum (-gUt),
- Fahrt hangaufwärts mit gezogenem Obertrum (+gOt),
- Fahrt hangabwärts mit gezogenem Obertrum (-gOt),

siehe Abbildung 6.27, mit der Geradeausfahrt mit gezogenem Untertrum (gUt) und gezogenem Obertrum (gOt) verglichen.

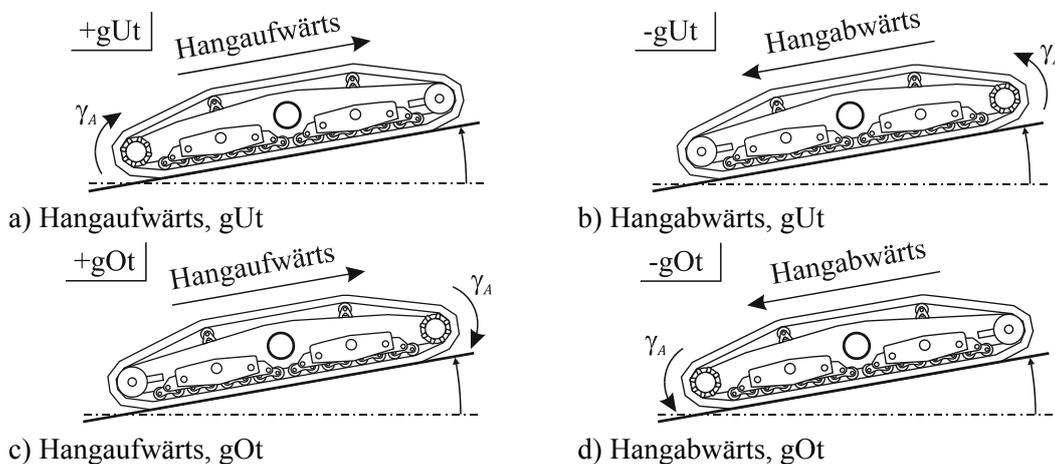


Abbildung 6.27: Varianten der Hangfahrt

Die Gegenüberstellung der Fahrgeschwindigkeits-Amplitudenspektren der Hang- mit den Geradeausfahrten bei der Nennfahrgeschwindigkeit von $\bar{v}_{FWT} = 10 \text{ m/min}^{-1}$ offenbart, dass sich die Frequenzlage der Fahrgeschwindigkeitsharmonischen bei den verschiedenen Fahrmanövern nicht ändert, siehe Abbildung 6.28. Dies resultiert aus der gleichbleibenden Teilung der Kette respektive des Antriebstrans, sodass sich die Fahrwiderstandsschwankungen fahrmanöverunabhängig mit der gleichen Taktung ausprägen. Entsprechend ist die Lage der Fahrwerksharmonischen bei der Hangfahrt deckungsgleich zu jenen der Geradeausfahrt.

Obschon die Frequenzlage der Fahrwerksharmonischen beibehalten bleibt, ändert sich teilweise die Verteilung der Amplituden auf die einzelnen Harmonischen beim Übergang von der Geradeaus- zur Hangfahrt, siehe Abbildung 6.28. Dies betrifft insbesondere die Fahrt hangabwärts mit gezogenem Untertrum (-gUt, Abbildung 6.28 b)), da sich bei diesem Fahrmanöver im Vergleich zur Geradeausfahrt die dritte, sechste und siebte Harmonische deutlich unterscheiden. Die Ursache für diesen Unterschied liegt in der Änderung der Betriebsweise des Fahrschiffes: Während bei der Geradeausfahrt Zugbetrieb am Antriebstrans vorliegt (Antriebstrans treibt die Fahrbewegung), ist bei der Hangabwärtsfahrt der Schubetrieb (Fahrschiff treibt die Fahrbewegung) gegenwärtig. Um die vorgegebene Fahrgeschwindigkeit

beizubehalten, bremst der Antriebstrans die Fahrbewegung ab, sodass der ursprüngliche Vorderflankenkontakt an den Turasnocken zum Rückflankenkontakt übergeht. Damit muss die entschleunigende Kraft des Turas bei der -gUt-Fahrt zunächst den langen Obertrumbereich passieren, bevor sie die Fahrbewegung regulieren kann. Die sich hierbei ausprägende, zeitliche Verzögerung zwischen Krafteinleitung und Regulierung trägt zu einer deutlichen Änderung der Längsdynamik bei, welche bereits im Kapitel 6.3.2 und Kapitel 6.3.3 hinsichtlich der Fahrt mit gezogenem Obertrum detailliert erörtert wurde.

Umgekehrt lässt sich der Effekt des Übergangs vom Zug- in den Schubbetrieb bei der -gOt-Fahrt beobachten. Da hierbei jedoch über das kurze Untertrumsegment am Antriebstrans die Entschleunigung eingeleitet wird, ist die Latenz zwischen Krafteinleitung und Regulierung verkürzt, sodass der Unterschied zu den Fahrgeschwindigkeitsamplituden der Geradeausfahrt geringer ist, als bei der -gUt-Fahrt, siehe Abbildung 6.28 d).

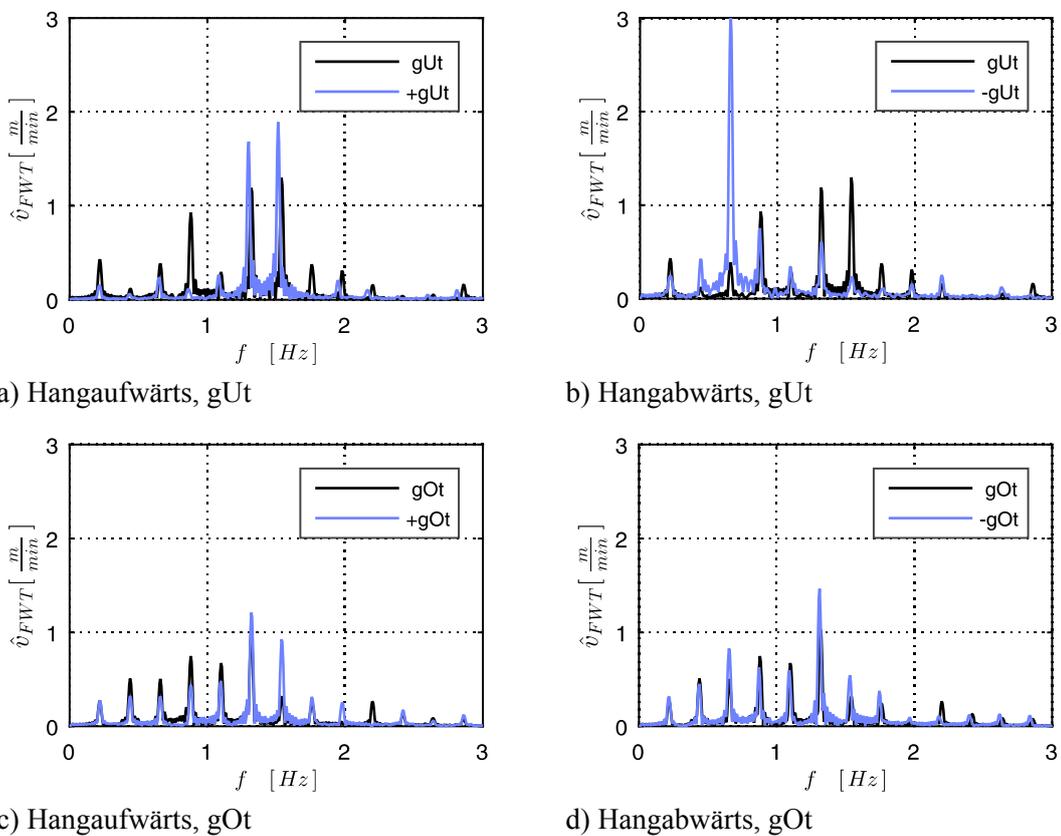
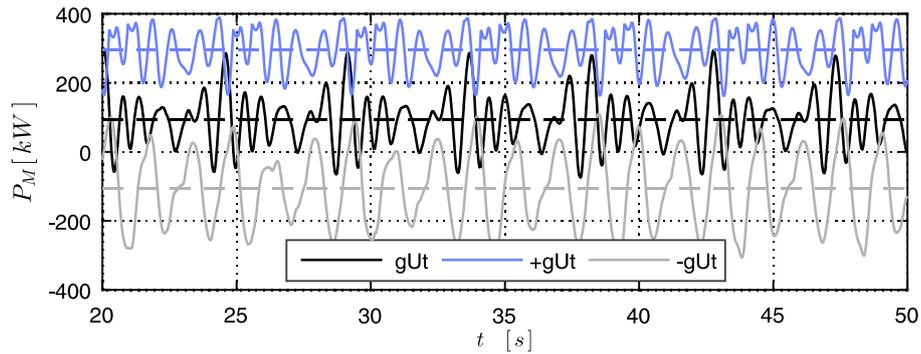


Abbildung 6.28: Vergleich der Hangfahrtvarianten mit der Geradeausfahrt

Exemplarisch für die Fahrt mit gezogenem Untertrum sind in Abbildung 6.29 die sich für die einzelnen Fahrmanöver ergebenden Antriebsleistungen hinterlegt. Um die Hangaufwärtsfahrt zu bewältigen, benötigt das Fahrwerk eine durchschnittliche Mehrleistung von 200 kW gegenüber der Geradeausfahrt, welche von der Antriebseinheit lediglich 100 kW Vortriebsleistung fordert. Bei der Hangabwärtsfahrt hingegen verringert sich die erforderliche Antriebsleistung um 200 kW gegenüber der Geradeausfahrt, sodass bei diesem Fahrmanöver ein Leistungsüberschuss von 100 kW vorliegt. Somit arbeitet der Motor generatorisch, da das Fahrwerk die Fahrbewegung treibt und entsprechend der vorangegangenen Erläuterung zur -gUt-Fahrt ein Übergang vom Zug- in den Schubbetrieb stattfindet.

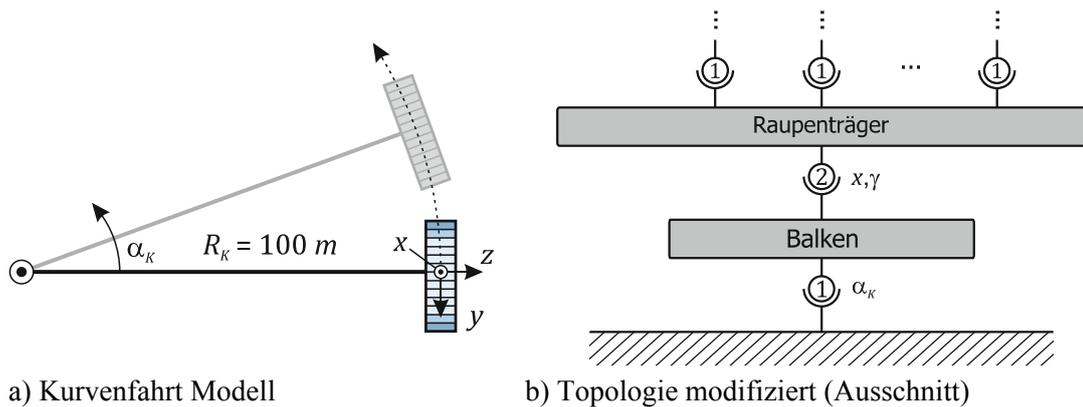


Durchgezogene Linien: Zeitverlauf des Signals; gestrichelte Linien: Mittelwert des Signals

Abbildung 6.29: Leistungsbedarf bei der Hangfahrt

6.3.5 Fahrsimulation Kurvenfahrt mit Schakentälern

Während der Kurvenfahrt liegen Gleitanteile zwischen dem auf dem Boden liegenden Raupenband und dem Planum vor, da sich der Drehpunkt des einzelnen Fahrschiffes im Allgemeinen nicht lotrecht unterhalb des Fahrwerkträgergelenkes befindet. Entsprechend der Ausführungen im Kapitel 4.4.3 wirken dabei Reibungswiderstände (analytische Berechnung siehe Anhang B) in der Planumsebene der Fahrbewegung entgegen und beeinflussen somit das Fahrverhalten. In Analogie zur Hangfahrt ist zu überprüfen, inwiefern sich die Fahrwiderstandsbeeinflussung auf die Fahrdynamik hinsichtlich der Frequenzlage der Harmonischen und deren Amplituden auswirkt. Zur Überprüfung dient die Fahrsimulation des Fahrwerkes auf einer idealen Kreisbahn, wobei ein drehgelenkig gelagerter, masseloser Balken den Raupenträger auf die Kreisbahn mit dem Radius R_K zwingt, siehe Abbildung 6.30 a). Hierfür erfolgte eine Modifikation der Modelltopologie entsprechend Abbildung 6.30 b), mithilfe derer das Fahrschiff nicht die Kreisbahn verlassen kann, aber, ähnlich zur Geradeausfahrt, alle weiteren Bewegungsfreiheiten behält.



a) Kurvenfahrt Modell

b) Topologie modifiziert (Ausschnitt)

Abbildung 6.30: Kurvenfahrt, Modell und modifizierter Topologieplan

Die Gegenüberstellung des Fahrgeschwindigkeitsspektrums der Geradeausfahrt mit dem der Kurvenfahrt bei gezogenem Untertrum (gUt und $KgUt$, $\bar{v}_{FWT} = 10m/min^{-1}$) zeigt eine sehr starke Ähnlichkeit der Fahrsignale, siehe Abbildung 6.31. Die Frequenzlage der Harmonischen ist deckungsgleich und die Amplituden erreichen nahezu identische Werte. Weiterführende Analysen in [Reb17, S. 60 ff.] zeigen ferner, dass diese Beobachtung unabhängig vom Kurvenradius oder Reibwert zwischen Planum und Kette gilt. Somit hat bei dem betrachteten Fahrwerk die Kurvenfahrt keinen Einfluss auf die Longitudinaldynamik.

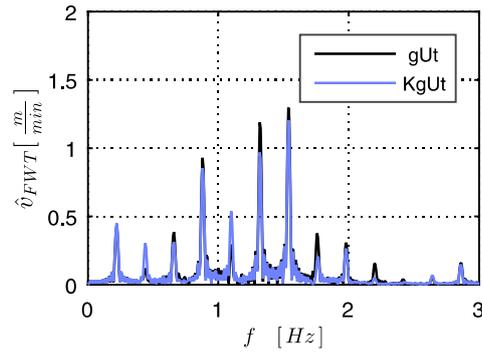


Abbildung 6.31: Vergleich der Fahrgeschwindigkeiten bei Kurvenfahrt

Die Auswertung der Kräfte am Fahrwerksträgergelenk zeigt, dass sich bei der Fahrt auf der Kreisbahn eine mittelwertbehaftete Querkraft am Fahrwerksträgergelenk ausprägt, deren Amplituden die gleiche Taktung wie die Fahrgeschwindigkeitsschwankungen aufweisen, siehe Abbildung 6.32. Dies steht im Widerspruch zu Gleichung (B.5) zur Berechnung der Kurvenfahrt-Querkraft ${}_{0'}\vec{F}_{Kr}|_z$ nach LINDENAU, welche unter Anwendung der kinematischen Randbedingungen für die Kreisbahnfahrt

$$v_{Gz} = 0 \quad , \quad v_{FWT} = \dot{\alpha}_K \cdot R_K \quad , \quad \omega_K = \dot{\alpha}_K \tag{6.44}$$

eine querkraftfreie Fahrt prognostiziert. Demgegenüber ergeben sich für die weiteren Lasten ${}_{0'}\vec{F}_{Kr}|_y$ und ${}_{0'}\vec{M}_{Kr}|_x$ identische Werte, wenn die Ergebnisse der analytischen Herleitung (Gleichungen (B.6) und (B.7)) mit denen der Simulation gegenübergestellt werden, siehe Tabelle 6-1 und [Reb17, S. 69 ff.].

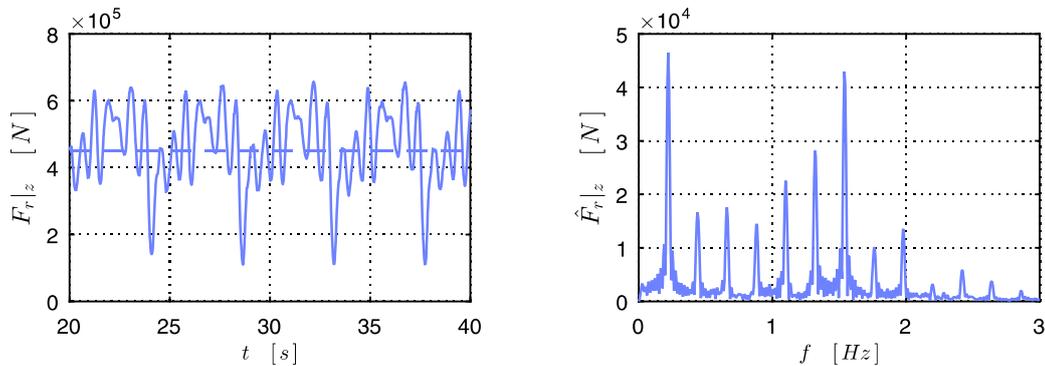


Abbildung 6.32: Querkraft auf Fahrwerksträger (Normal zur Kreisbahn)

	${}_{0'}\vec{F}_{Kr} _y$	${}_{0'}\vec{F}_{Kr} _z$	${}_{0'}\vec{M}_{Kr} _x$
Analytisch [kN]	163,8	0	-15561
Simulation [kN]	163,8	457,6	-16380

Tabelle 6-1: Widerstandslasten der Kurvenfahrt nach [Reb17, S. 69 & S. 71]³

³ Werte für $R_K = 100 \text{ m}$, $\mu_B = 0,5$

Die Ursache, dass die analytisch berechneten Größen der Längskraft ${}_o\vec{F}_{Kr}|_y$ und des auf den Träger einwirkenden Lenkmomentes ${}_o\vec{M}_{Kr}|_x$ mit den Simulationsergebnissen übereinstimmen, jedoch in der Simulation nicht die vom analytischen Berechnungsmodell prognostizierte, querkraftfreie Kreisbahnfahrt vorliegt, lässt sich anhand der Randbedingungen der analytischen Herleitung erklären. LINDENAU setzt bei der Herleitung voraus, dass das Raupenband symmetrisch unterhalb des Fahrwerkträgergelenks auf dem Planum aufliegt, sodass die Integrationsgrenzen y_u und y_o in Gleichung (B.1) betragsgleich sind [Lin38, S. 16 ff.]. Jedoch ist dieser Zustand am realen System nicht gegeben, da sich statische und dynamische Asymmetrieanteile überlagern und somit die zentrische Positionierung des Raupenbandschwerpunktes unterhalb des Fahrwerkträgergelenks verhindern. Die statische Asymmetrie resultiert primär aus dem kettenvorspannungsbedingten, ungleichen Abstand zwischen Antriebstruras und Fahrwerksträgergelenk ($d_{A:FWTG}$) sowie Umlenktruras und Fahrwerksträgergelenk ($d_{U:FWTG}$). Der dynamische Asymmetrieanteil prägt sich infolge der zeitlich varianten Relativlagen $\varepsilon_1(t)$ und $\varepsilon_2(t)$ zwischen den Enden des auf dem Planum aufliegenden Raupenbandes und dem Trägergelenk während des Schakenklappens aus, siehe Abbildung 6.33.

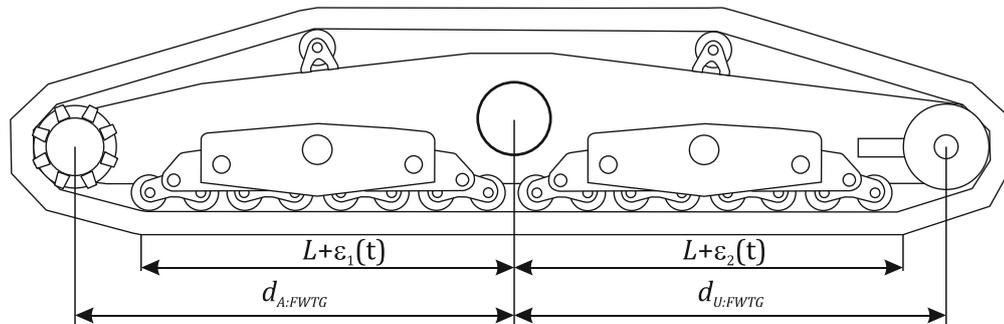


Abbildung 6.33: Länge des auf dem Planum aufliegenden Raupenbandes

Die Variation der zeitlich varianten Relativlagen $\varepsilon_1(t)$ und $\varepsilon_2(t)$ unter der Maßgabe, dass das Schakenklappen zu dem Zeitpunkt stattfindet, zu welchem sich die Laufrolle mittig über der Bodenplatte BP3 (siehe Abbildung 4.8) befindet, sowie die Berücksichtigung der sich im betrachteten Fahrwerk einstellenden, statischen Asymmetrie $d_{A:FWTG} - d_{U:FWTG}$ liefern die neuen Integrationsgrenzen über

$$\begin{aligned} y_{omax} &= \max\{L + \varepsilon_1(t) + d_{A:FWTG} - d_{U:FWTG}\} = L + l_{BP}/2 + L/30 \\ y_{umin} &= \min\{L + \varepsilon_2(t)\} = L - l_{BP}/2 \end{aligned} \quad (6.45)$$

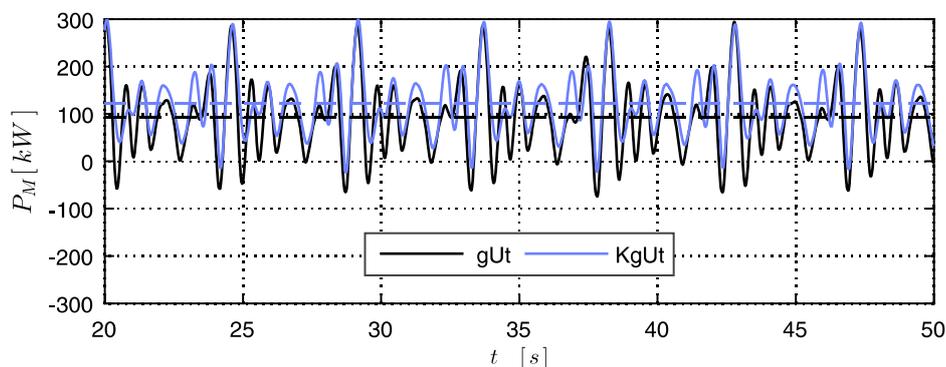
Werden die neuen Integrationsgrenzen in den Gleichungen zur Bestimmung der sich während der Kurvenfahrt einstellenden Fahrwiderstände eingesetzt, ergeben sich die in Tabelle 6-2 aufgezeigten Widerstandslasten. Im Vergleich zum symmetrischen Fall (Tabelle 6-1) entsteht unter Berücksichtigung der Asymmetrie in den analytischen Gleichungen eine von null verschiedene Querkraftkomponente ${}_o\vec{F}_{Kr}|_z$, welche nicht exakt, aber hinsichtlich der Größenordnung dem Wert der Simulation entspricht. Gleichzeitig bleiben die Längskraft und das Lenkmoment unter Anwendung der neuen Integrationsgrenzen unverändert und stimmen folglich weiterhin mit den Simulationswerten überein.

	${}_0\vec{F}_{Kr} _y$	${}_0\vec{F}_{Kr} _z$	${}_0\vec{M}_{Kr} _x$
Analytisch [kN]	164,1	382,4	-15561
Simulation [kN]	163,8	457,6	-16380

Tabelle 6-2: Widerstandslasten der Kurvenfahrt bei Berücksichtigung der Asymmetrie

Obschon keine exakte Übereinstimmung der Querkräfte der analytischen Gleichungen mit den Simulationsergebnissen erreicht werden konnte, ist der Ansatz der Berücksichtigung der Asymmetrie ein entscheidender Schritt, die analytische Lösung praxisnäher zu gestalten. Zudem erklärt die Präsenz des sich infolge des Schakenklappens ausprägenden dynamischen Asymmetrieanteils den zeitlichen Verlauf der Querkraft, da diese in der gleichen Taktung wie die inneren Fahrwiderstände schwankt.

Um die betrachtete Kreisbahnfahrt und den damit einhergehenden Fahrwiderstandsanteil infolge des Kettenschlupfs zu bewältigen wird im Vergleich zur Geradeausfahrt durchschnittlich eine 20 % höhere Antriebsleistung von dem Fahrmotor gefordert, siehe Abbildung 6.34. Weiterführende Analysen von REBETTGE zeigen ferner, dass die notwendige Motorleistung mit sinkendem Kurvenradius und steigendem Reibwert zwischen Kette und Planum zunimmt [Reb17, S. 75], da unter beiden Voraussetzungen die der Fahrtrichtung entgegenwirkende Last ${}_0\vec{F}_{Kr}|_y$ ansteigt.



Durchgezogene Linien: Zeitverlauf des Signals; gestrichelte Linien: Mittelwert des Signals

Abbildung 6.34: Leistungsbedarf bei der Kurvenfahrt

6.3.6 Sensitivität des Fahrverhaltens

Nachdem das Fahrverhalten eines Fahrschiffes unter Berücksichtigung der idealen Bauteilformen betrachtet wurde und somit die Grundlagen der longitudinalen Fahrdynamik gegeben sind, soll im Folgenden der Einfluss geometrischer Imperfektionen auf die Fahrruhe analysiert werden. Diese sind am realen System stets präsent und werden primär infolge von Verschleißerscheinungen an den Fahrwerkskomponenten hervorgerufen. Zudem führen Fertigungsungenauigkeiten an einer neuen beziehungsweise einer aufgearbeiteten Komponente zu geometrischen Abweichungen von der idealen Form.

Um die Auswirkungen der Imperfektionen auf das Fahrverhalten analysieren zu können, dienen die in Abbildung 6.35 hinterlegten und am realen Fahrwerk dokumentierten Verschleißerscheinungen [SG16a], [Sim12, S. 8 ff.], [Arp15, S. 33 ff.]. Bis auf den Effekt der Aufweitung der Schakenaugen, welcher über die Vergrößerung des Spiels s_L (siehe Abbildung 6.17) abgebildet werden kann, lassen sich die Verschleißerscheinungen über die Modifikation der Kontaktgeometrien des Simulationsmodells (Abbildung 6.15) erzeugen.

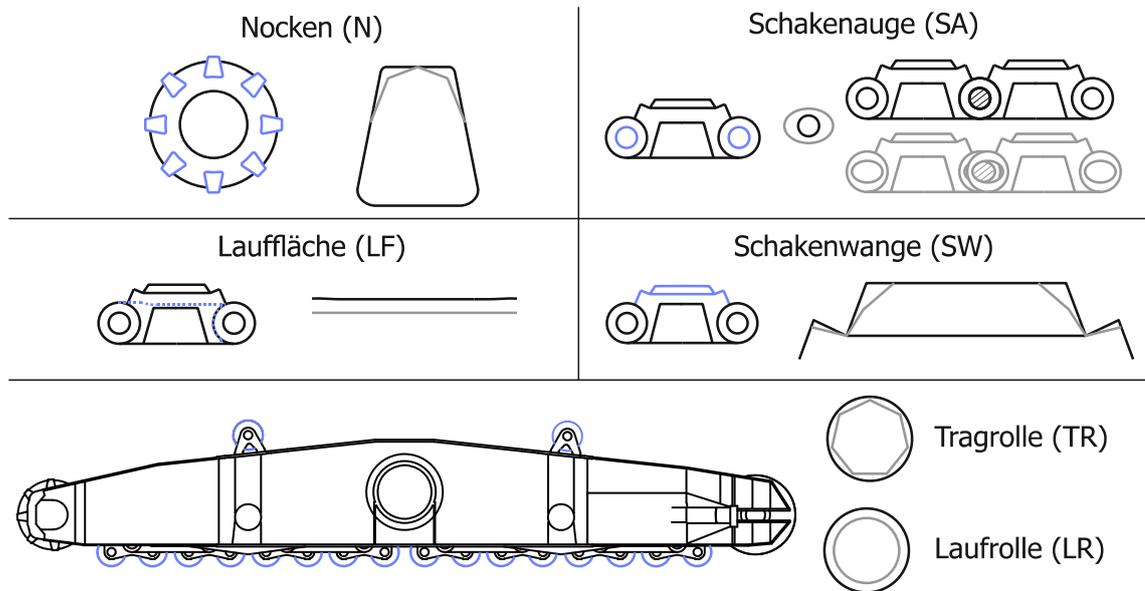


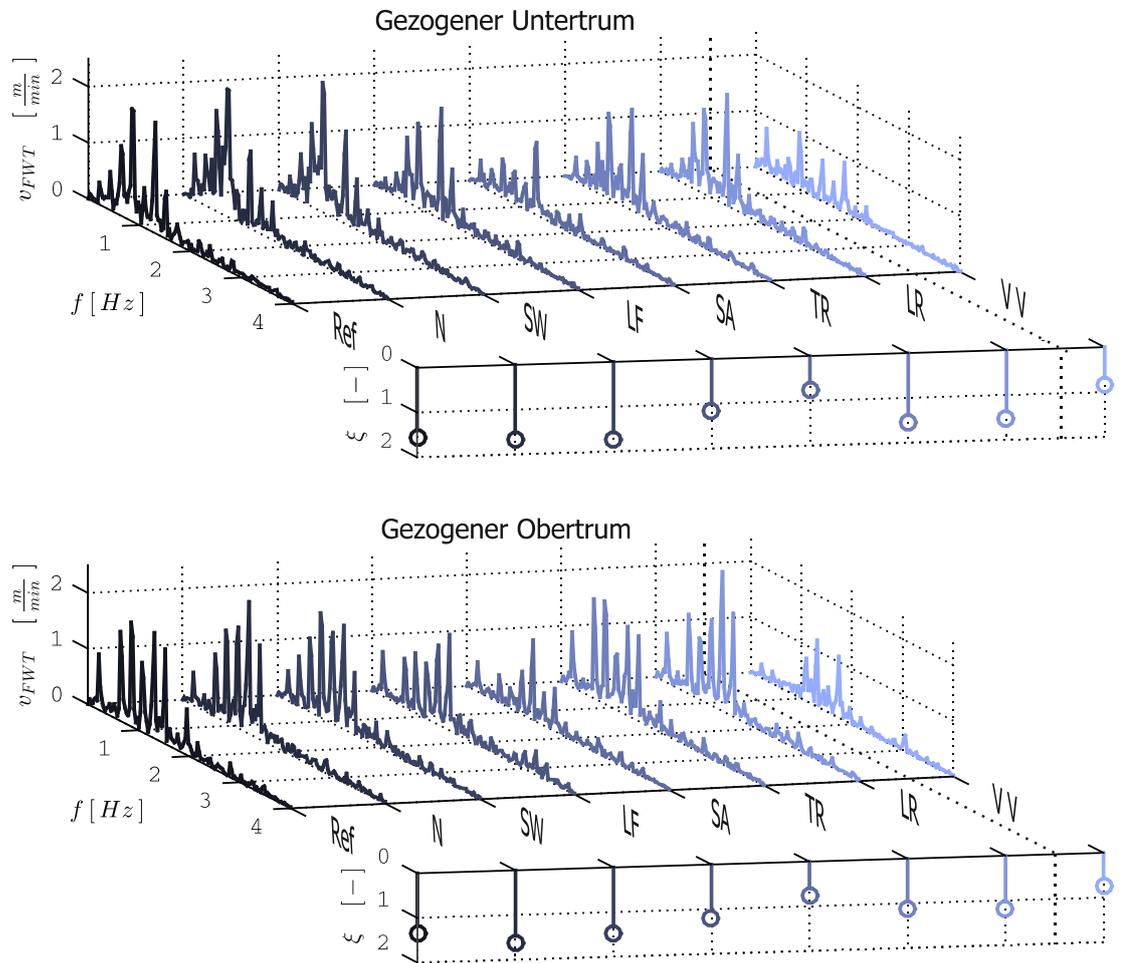
Abbildung 6.35: Verschleißerscheinungen nach [SG16a]

Um den Einfluss der einzelnen Imperfektionen auf das fahrdynamische Verhalten isoliert betrachten zu können, werden, neben dem Referenzmodell (*Ref*, Modell ohne Imperfektion), sechs Simulationsmodelle mit den oben beschriebenen geometrischen Ungängen erstellt. Zusätzlich dient ein Modell (*IV*) der Analyse des überlagerten Einflusses der Imperfektionen im Sinne eines vollständig verschlissenen Fahrwerkes. Die einzelnen Modelle sind zur Gewährleistung der Vergleichbarkeit mit identischen Fahrmanövern zu simulieren, wobei im Folgenden repräsentativ die Geradeausfahrt mit $\bar{v}_{FWT} = 10 \frac{m}{min}$ bei gezogenem Unter- und Obertrum dienen soll⁴.

Die Einflussanalyse erfolgt anhand der Gegenüberstellung der einzelnen Fahrgeschwindigkeits-Amplitudenspektren sowie der jeweiligen Ungleichförmigkeitsgrade (Berechnung nach Gleichung (4.3)) der Imperfektionsmodelle, siehe Abbildung 6.36. Dahingehend ist zu erkennen, dass die Lage der Peaks im Spektrum nahezu unabhängig vom angewendeten Imperfektionszustand erhalten bleibt. Jedoch variiert der Wert der Amplituden in Abhängigkeit der betrachteten geometrischen Ungänge: Während der Verschleiß der Nocken und der Schakenwangen die Fahrdynamik gegenüber dem Referenzzustand tendenziell erhöhen, sind die Amplituden bei einer verschlissenen Lauffläche und bei aufgeweiteten Schakenaugen teilweise erheblich reduziert [SG16a]. Dies spiegelt sich in gleicher Weise im Ungleichförmigkeitsgrad wieder, welcher dem Laufflächenverschleiß sowie der größeren Schakenteilung eine größere Fahrruhe zuordnet. Im Vergleich dazu steigen die Werte des Ungleichförmigkeitsgrades bei verschlissenen Nocken und

⁴ Den einzelnen Modellen ging stets eine Vorspannungsrechnung voran, um eine einheitliche Kettenzugkraft zu garantieren und somit eine Querwirkung dieser auf die Fahrdynamik auszuschließen.

Schakenwangen gegenüber dem Referenzzustand an. Den geometrischen Imperfektionen, welche als Verschleiß an den Tragrollen und Laufrollen präsent werden, kann kein eindeutiger Trend hinsichtlich der Förderung respektive Minderung der Fahrruhe zugeordnet werden. Einzig eine Änderung der Verteilung der Amplituden auf die einzelnen Harmonischen lässt sich feststellen.



Ref	... Referenzmodell	SA	... Verschlossene Schakenaugen
N	... Verschlossene Nocken	TR	... Verschlossene Tragrollen
SW	... Verschlossene Schakenwangen	LR	... Verschlossene Laufrollen
LF	... Verschlossene Laufflächen	VV	... Vollverschleiß

Abbildung 6.36: Einfluss geometrischer Imperfektionen auf die Fahrdynamik [SG16a]

Die Beobachtung, dass sowohl der Laufflächenverschleiß als auch die Aufweitung der Schakenaugen einen positiven Einfluss auf die Fahrdynamik haben, lässt sich anhand der inneren Fahrwiderstände Gleitkreisgleiten, Schakenklappen und Überfahren der Laufflächenübergänge begründen. Der Verschleiß der Bolzenverbindungen gleicht die Schakenteilung an die Teilung des Antriebstrans an, sodass sich der Gleitwinkel φ_{LGGK} während des Gleitkreisgleitens verringert, siehe Abbildung 4.7. Die damit einhergehende Zugkraftunterbrechung zwischen Trass und Kette verkürzt sich, sodass zur Entschleunigung der Fahrbewegung eine geringere Zeitspanne verbleibt und somit die Fahrruhe gefördert wird [SG16a]. Gleichzeitig verringert sich die Relativbeschleunigung zwischen Trass und Kette während des Gleitkreisgleitens, sodass sich der Eingriffsstoß beim Formschluss und die damit provozierte, starke Beschleunigung der

Fahrbewegung reduzieren. Neben der Verringerung der Intensität des Gleitkreisgleitens korreliert bei dem betrachteten Fahrschiff eine Vergrößerung der Schakenteilung mit einem geringen Laufradverteilungsgrad, siehe Abbildung 4.9. Die durchschnittliche Anzahl der gleichzeitig in ein Schakental einlaufenden Laufrollen nimmt von 3,8 im Neuzustand auf 1,8 im betrachteten Verschleißzustand ab. Der Grad der kumulierten Be- und Entschleunigung des Fahrwerkträgergelenkes verringert sich dementsprechend erheblich, sodass sich insbesondere die erste, sechste und siebte Anregungsharmonischen reduzieren.

Der Verschleiß der Laufflächen, welche als Rollbahn für die Laufräder des Fahrschiffes dienen, verringert die Relativhöhe zwischen dem Antriebsturasmittelpunkt und der auf dem Fahrplanum liegenden Kette. Dadurch verringert sich der Ketteneinlaufwinkel α_A und somit der Wertebereich des Winkels α_{ASK} , dessen Cosinus über den Anteil der Kettenzugkraft am Fahrwerksvorschub entscheidet, siehe Abbildung 4.8. Dementsprechend verringert sich die Schwankung der Vorschubkraft am jeweils gezogenen Untertrumsegment (antriebsturas- oder umlenkturasseitig), wobei gleichzeitig die Intensität des Rhönradeffektes an der gegenüberliegenden Untertrumseite abnimmt. Die Fluktuation der inneren Fahrwiderstände, welche dem Schakenklappen entspringt, wird folglich gegenüber dem Referenzzustand herabgesetzt und die Fahrruhe begünstigt.

Obschon der Verschleiß der Turasnocken und der Schakenwangen die Fahrdynamik erhöhen, vermag die Überlagerung der die Fahrruhe begünstigenden Effekte des Laufflächenverschleißes und der Schakenaugenaufweitung eine Verringerung der Fahrrunruhe im voll verschlissenen Modell, siehe Abbildung 6.36. Im Vergleich zum Referenzmodell, welches die ideale Geometrie der Bauteile beinhaltet, sind alle Anregungsordnungen fahrtrichtungsunabhängig deutlich reduziert, sodass der Verschleiß des Fahrschiffes bis zu einem gewissen Schwellwert (bspw. sobald die Kettenteilung die Turasteilung überschreitet) die Fahrruhe fördert.

Die Analyse der Fahrdynamik unter Berücksichtigung geometrischer Imperfektionen zeigt, dass selbst kleine, im Verhältnis zu den Gesamtabmessungen des Fahrwerkes zunächst als unwichtig erscheinende Ungängen zu einer deutlichen Varianz der Amplitudenverteilung führen können. Neben der bereits gezeigten positiven Beeinflussung des Fahrverhaltens mündet diese starke Sensitivität des Fahrverhaltens in einer großen Problemstellung hinsichtlich der Gegenüberstellung von Mess- und Simulationsdaten. Da im Allgemeinen nicht davon ausgegangen werden kann, dass zur Generierung von Messdaten eine Messraupe unter idealen Bedingungen zur Verfügung steht, sind Messungen ersatzweise am realen Gerät durchzuführen. Ungeachtet der bereits die Messungen beeinflussenden Tatsache, dass reale Fahrzeuge über mehr als ein Fahrschiff verfügen, ist der Verschleißzustand der Fahrwerkskomponenten schwierig zu erfassen oder nicht bekannt. Eine Übereinstimmung der Geometrie des Mess- mit dem Simulationsobjekt ist dementsprechend nicht gegeben respektive zufallsbehaftet, sodass, aufgrund der starken Sensitivität der Fahrdynamik, im Allgemeinen keine gute Korrelation zwischen den Mess- und Simulationsdaten zu erwarten ist. Eine schlechte Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den Messschrieben bedeutet somit nicht zwangsläufig, dass das erstellte Modell ungenügend ist. Stimmt beispielsweise die Frequenzlage der Harmonischen zwischen den Mess- und Simulationsdaten überein, ist anstatt einer Modellverwerfung vielmehr zu prüfen, inwiefern geometrische Ungängen zu einer Abweichung zwischen Messung und Simulation beigetragen haben.

6.3.7 Fazit zur Fahrdynamik eines Fahrschiffes

Die Analysen zum Fahrverhalten eines Fahrschiffes zeigen, dass die inneren, diskretisierungsbedingten Fahrwiderstände die Fahrruhe prägen. Dabei ist insbesondere das Phänomen des Überquerens der Laufflächenübergänge hervorzuheben, da dieses die höchsten Schwankungen der Fahrgeschwindigkeit hervorruft. Ebenso von Einfluss, jedoch mit einer geringeren Intensität, sind die Phänomene des Gleitkreisgleitens und des Schakenklappens, welche sich insbesondere unter Vernachlässigung des Schakentaleffektes in der Fahrsimulation entfalten.

Die Analysen zur Hangfahrt ergeben, dass sich die Schwankung der Fahrwiderstände mit der gleichen Taktung wie bei der Geradeausfahrt ausbilden und die Größe der Fahrwerks-harmonischen bei nahezu allen betrachteten Analysen von der Hangfahrt unbeeinflusst bleibt. Einzig bei der Hangabwärtsfahrt in Fahrtrichtung mit gezogenem Untertrum ändert sich das Frequenzspektrum erheblich, da das Fahrwerk vom Zug- in den Schubbetrieb übergeht.

Die Kurvenfahrt hat nachweislich keinen nennenswerten Einfluss auf die Schwankung der Fahrwiderstände des Fahrschiffes. Folglich entspringen die in der Praxis zu beobachtenden, starken Schwingungsanregungen während der Kurvenfahrt des Baggers einzig der geringen Fahrgeschwindigkeit der kurveninneren Fahrschiffe, welche entsprechend Abbildung 6.25 die Fahrgeschwindigkeitsschwankungen erheblich fördert. Infolge des Schakenklappens wird eine in der Literatur bislang vernachlässigte Querdynamik während der Kurvenfahrt hervorgerufen. Somit greift ein der Längsdynamik zugeordneter Fahrruheeffekt auf die Querdynamik über und sorgt für zeitvariable Lasten am Fahrwerksträger.

Mit der Variation der Bauteilgeometrie im Rahmen des am realen Gerät beobachteten Komponentenverschleißes ließ sich nachweisen, dass bereits kleine Änderungen der Bauteilformen zu erheblichen Ergebnisvariationen führen können. Dies unterstreicht den hohen nichtlinearen Charakter der Raupenfahrwerk-Dynamik, da das Simulationsergebnis empfindlich von geringfügigen Modifikationen der Anfangsbedingungen abhängt. Speziell das Aufweiten der Schakenaugen und die damit einhergehende Vergrößerung der Kettenteilung hat große Auswirkungen auf die sich ausprägenden Fahrwiderstandsschwankungen, da hierbei der einflussreichste Effekt des Überquerens der Laufflächenübergänge infolge des geänderten Laufradverteilungsgrads beeinflusst wird.

6.4 Mechanisches System – Getriebe

6.4.1 Modellbildung und Topologie

Der Antriebsstrang des Fahrschiffes ist als mehrstufiges Getriebe, bestehend aus einer Schneckenradstufe und zwei in Serie geschalteten Planetengetriebestufen, aufgebaut, siehe Abbildung 6.37. Bei einer Nennantriebsleistung von 220 kW und einer Betriebsdrehzahl von 1000 min^{-1} steht – unter Berücksichtigung der Gesamtübersetzung des Getriebes von $i_{Ges} = 593$ – ein mögliches Abtriebsmoment von 1250 kNm zur Aufrechterhaltung der Fahrbewegung zur Verfügung. Die Antriebsstrangkomponenten sind in einem dreiteiligen Gehäuse gelagert, welches sich auf der Turaswelle abstützt. Die Turaswelle selbst ist im Fahrwerksträger drehbar gelagert und überträgt

die Leistung kraftschlüssig auf den Antriebstrang. Infolge der reitenden Lagerung des Antriebsstranges auf der Turaswelle ist zusätzlich ein Drehmomenthebel zwischen Getriebegehäuse und Fahrwerksträger angebracht, welcher das reaktive Abtriebsmoment abfängt.

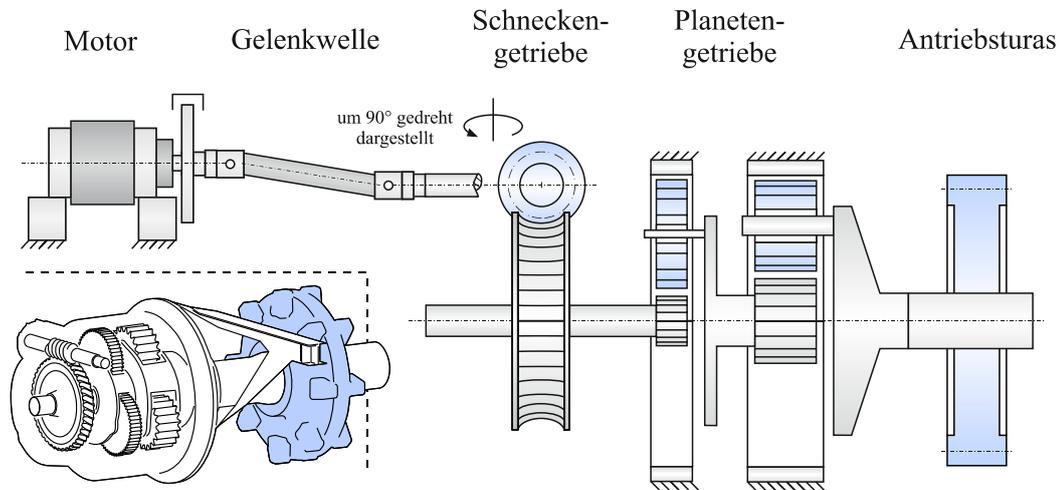


Abbildung 6.37: Schematischer Aufbau des Getriebes

Zur Abbildung des Antriebs wird auf Basis der Zeichnungsunterlagen ein Mehrkörpersystem-Simulationsmodell erstellt, welches sich am Topologieplan nach Abbildung 6.38 orientiert. Im Gegensatz zum Fahrschifftopologieplan, welcher primär eine Baumstruktur aufweist (siehe Abbildung 6.15), wird für das Getriebe ein hybrider Aufbau aus Baum- und Wiesenstruktur verfolgt. Dabei sind die einzelnen Getriebestufen als Submodelle modelliert und in Wiesenstruktur im Mehrkörpersystem hinterlegt, wobei die Wechselwirkungen an den jeweiligen Getriebechnittstellen (beispielsweise Zahnwellenverbindungen oder Querpressverbände) mit auf Kraftelementen basierenden Koppelbeziehungen realisiert sind. Innerhalb der Submodelle findet eine Topologie, welche sich primär an der Baumstruktur orientiert, Anwendung, siehe Abbildung 6.39. Diese an das Baukastenprinzip erinnernde Modellhierarchie bietet den Vorteil, dass die Modellierung und Funktionsprüfung der einzelnen Getriebestufen separat erfolgen kann und somit die Wahrscheinlichkeit struktureller Modellbildungsfehler minimiert wird.

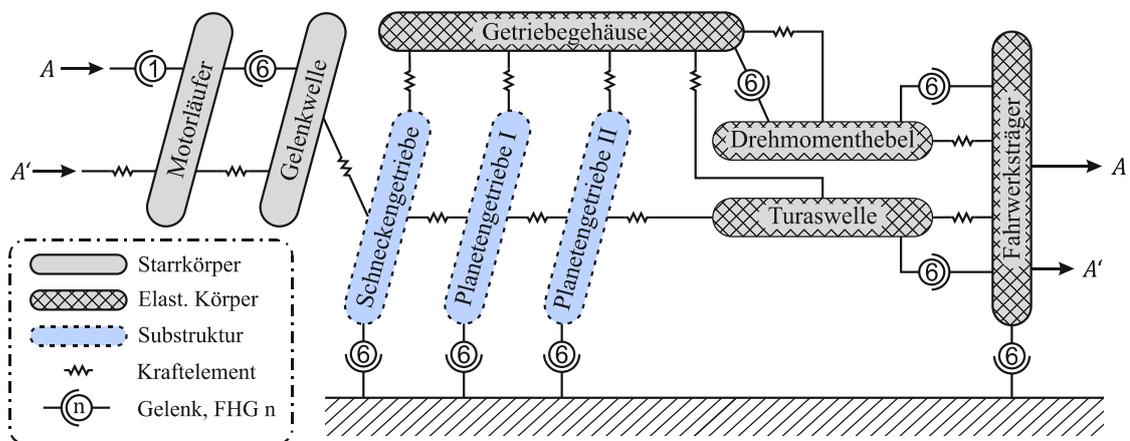


Abbildung 6.38: Topologieplan des Antriebsstranges (schematisch)

In den Arbeiten [Höf05], [Schu07], [Ros12] und [Schu14] zeigt sich hinsichtlich der Modellierung von Antriebssträngen, dass das dynamische Verhalten maßgeblich von der Nachgiebigkeit

der Strukturkomponenten (Getriebegehäuse, Fahrwerksträger, Drehmomenthebel und Planetenträger) geprägt werden kann. Die Ursache hierfür ist primär in der zahneingriffsinduzierten Freiheitsgradkopplung zu finden. Das zu übertragende Drehmoment ruft in den Verzahnungen der Getriebestufen Tangential-, Radial- und gegebenenfalls Axialkräfte hervor, sodass eine Torsion des Antriebsstranges weitere Verformungsrichtungen im System anspricht. Damit werden im Antrieb Verlagerungssituationen provoziert, welche sich mit einem starren Körper nicht mehr beschreiben lassen. Dementsprechend sind die Strukturkomponenten über modale Ansätze repräsentiert und im Simulationsmodell als elastische Körper hinterlegt.

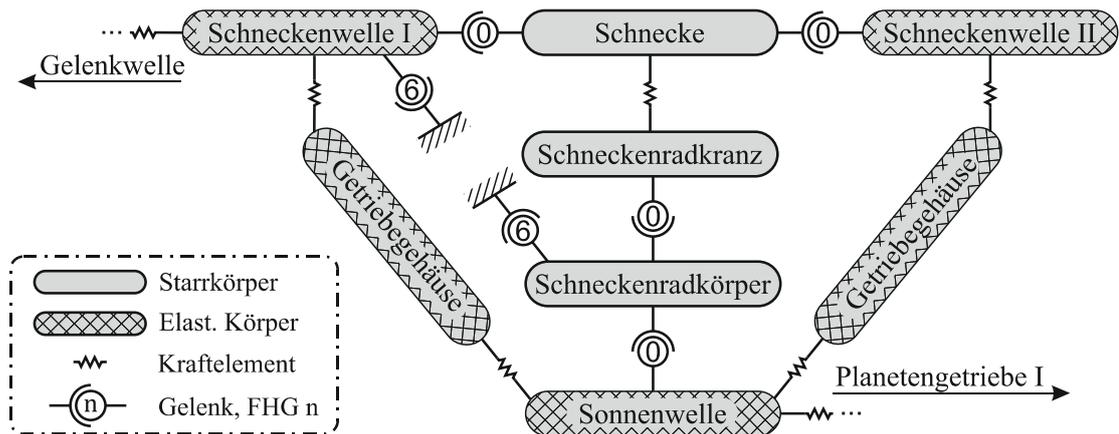


Abbildung 6.39: Topologieplan der Submodelle am Beispiel der Schneckenradstufe

Um den komplexen Gegebenheiten während des Zahneingriffs zu begegnen, erfolgt die Anwendung des Verzahnungswerkzeugs GEARWHEEL der Programmumgebung SIMPACK, welches die Definition nahezu beliebiger Bauweisen von Zahnradgetrieben (Stirnradgetriebe, Kegelradgetriebe, Planetengetriebe) erlaubt. Dies umfasst insbesondere die eingriffsstellungsvariante Zahnsteifigkeit (beispielsweise infolge der Überdeckung), welche mit ihrer Grundfrequenz und den höheren Harmonischen für hochfrequente Anregungen im Getriebe sorgt und somit zu Betriebsresonanzen beitragen kann [DH09, S. 29 f.]. Ferner erlaubt das Werkzeug die Breitendiskretisierung von Zahnrädern in einzelne, miteinander gekoppelte Zahnscheiben, sodass die Abbildung der Lastverteilung in Breitenrichtung ermöglicht wird. Jedoch ist es mit dem Verzahnungswerkzeug bislang nicht möglich, den Zahneingriff bei Schneckenradstufen abzubilden, sodass hierfür ein individualisiertes Kraftelement anzuwenden ist.

Als Basis zur Bereitstellung der Verzahnungskräfte in der Schneckenradstufe bietet sich das Prinzip der virtuellen Verrückungen an, da es, der Präsenz von Gleitreibungskräften geschuldet, eine Unterscheidung in Potentialkräfte (PK) und Nichtpotentialkräfte (NPK) erlaubt (Gl. (6.46)).

$$\delta W = \delta W_{NPK} + \delta W_{PK} = \vec{F}_{NPK} \cdot \delta \vec{s}_{NPK} + \vec{F}_{PK} \cdot \delta \vec{s}_{PK} \quad (6.46)$$

Im Anschluss ist Gleichung (6.46) über einen generalisierten Koordinatensatz (freie Bewegungen der Schneckenwelle und des Schneckenrads) über

$$\vec{x}_{SRST} = \vec{x}_{SRST}(x_{SW}, y_{SW}, z_{SW}, \alpha_{SW}, \beta_{SW}, \gamma_{SW}, x_{SR}, y_{SR}, z_{SR}, \alpha_{SR}, \beta_{SR}, \gamma_{SR}) \quad (6.47)$$

zu formulieren (Abbildung 6.40), wobei sich die virtuellen Verrückungen zu

$$\delta \vec{s}_{NPK} = \frac{\partial \vec{s}_{NPK}}{\partial \vec{x}_{SRST}} \cdot \delta \vec{x}_{SRST} \quad (6.48)$$

und

$$\delta \vec{s}_{PK} = \frac{\partial \vec{s}_{PK}}{\partial \vec{x}_{SRST}} \cdot \delta \vec{x}_{SRST} \quad (6.49)$$

ergeben.

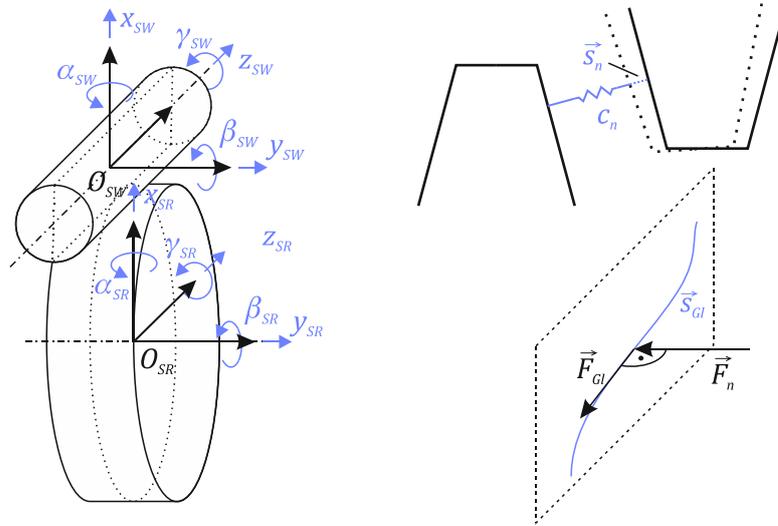


Abbildung 6.40: Kraftelement Schneckenradstufe

Die konservativen Kräfte entspringen der Verzahnungssteifigkeit und können über den virtuellen Eindringweg

$$\delta \vec{s}_{PK} = \delta \vec{s}_n \quad (6.50)$$

der Zahnflanken am Mittenkreis zur virtuellen Arbeit

$$\delta W_{PK} = \vec{F}_{PK} \cdot \delta \vec{s}_{PK} = \vec{F}_{PK} \cdot \frac{\partial \vec{s}_n}{\partial \vec{x}_{SRST}} \cdot \delta \vec{x}_{SRST} = \vec{Q}_{PK} \cdot \delta \vec{x}_{SRST} \quad (6.51)$$

formuliert werden, wobei sich die Federkraft mit

$$\vec{F}_{PK} = \vec{F}_n = c_n(|\vec{s}_n|) \cdot \vec{s}_n \quad (6.52)$$

berechnet. Die Nichtpotentialkraft ist eine der Gleitbewegung $\delta \vec{s}_{Gl}$ der Zahnflanken entgegengerichtete Reibkraft, deren virtueller Arbeitsanteil sich über

$$\delta \vec{s}_{NPK} = \delta \vec{s}_{Gl} \quad (6.53)$$

zu

$$\delta W_{NPK} = \vec{F}_{NPK} \cdot \delta \vec{s}_{NPK} = \vec{F}_{NPK} \cdot \frac{\partial \vec{s}_{Gl}}{\partial \vec{x}_{SRST}} \cdot \delta \vec{x}_{SRST} = \vec{Q}_{NPK} \cdot \delta \vec{x}_{SRST} \quad (6.54)$$

mit

$$\vec{F}_{NPK} = F_{Gl} = -|\vec{F}_n| \cdot \mu_{Gl} \cdot \frac{\dot{\vec{s}}_{Gl}}{|\dot{\vec{s}}_{Gl}|} \quad (6.55)$$

berechnet. Die generalisierten Verzahnungskräfte in der Schneckenradstufe lassen sich somit zu

$$\vec{Q}_{PK} = c_n(|\vec{s}_n|) \cdot \vec{s}_n \cdot \frac{\partial \vec{s}_n}{\partial \vec{x}_{SRST}} \quad (6.56)$$

und

$$\vec{Q}_{NPK} = -|c_n(|\vec{s}_n|) \cdot \vec{s}_n| \cdot \mu_{Gl} \cdot \frac{\dot{\vec{s}}_{Gl}}{|\dot{\vec{s}}_{Gl}|} \cdot \frac{\partial \vec{s}_{Gl}}{\partial \vec{x}_{SRST}} \quad (6.57)$$

ermitteln und als Funktionen in der MKS-Umgebung hinterlegen.

Da die Reaktionslasten (beispielsweise infolge der Verzahnungskräfte) innerhalb der leistungsführenden Komponenten nicht direkt in die Gehäusestrukturen geleitet werden, sondern zunächst die Wellenlagerungen passieren, ist das Übertragungsverhalten der Lagerungen ebenso essentiell wie die detaillierte Abbildung der Gehäuse als elastische Strukturen. Die exakte Dynamik innerhalb des Lagers (Interaktion zwischen den Lagerringen, Käfig und Wälzkörpern) steht hierbei nicht im Fokus des Interesses, sodass sich das Lager als reines Kraftelement abstrahieren lässt. Das Kraftelement stellt verlagerungsabhängig Rückstellreaktionen bereit, deren Betrag von den Steifigkeitseigenschaften des Lagers geprägt wird. Folglich mündet die dynamische Charakterisierung des Lagers in der Bestimmung der Lagersteifigkeiten, wobei für diese Problemstellung entsprechende Bibliotheken von den Wälzlagerherstellern zur Verfügung stehen [Schu14, S. 45 ff.], [Ros12, S. 94].

6.4.2 Simulation mit synthetischem Lastfall

Zur eigenständigen Simulation des Getriebes wird dieses zunächst mit dem Nennbetriebsmoment vorgespannt und im Anschluss am Abtrieb über eine Sägezahnfunktion mit der FOURIER-Reihe

$$M_{tSZ} = \hat{M}_{tSZ} \cdot \sum_{k=1}^{20} \sin(\gamma_A \cdot i_A \cdot k) \cdot \frac{(-1)^{k-1}}{k} \quad (6.58)$$

angeregt, siehe Abbildung 6.41. Wie in der FOURIER-Reihe zu erkennen ist, erfolgt die Anregung in Abhängigkeit des Antriebsturasdrehwinkels γ_A , sodass, ähnlich zu den Fahrwerksharmonischen, eine drehzahlvariante Lasteinprägung erfolgt. Die Erkenntnisse aus Kapitel 6.3.3

rechtfertigen hierbei die Begrenzung der Anzahl der Sägezahnharmonischen auf die ersten 20 Elemente.

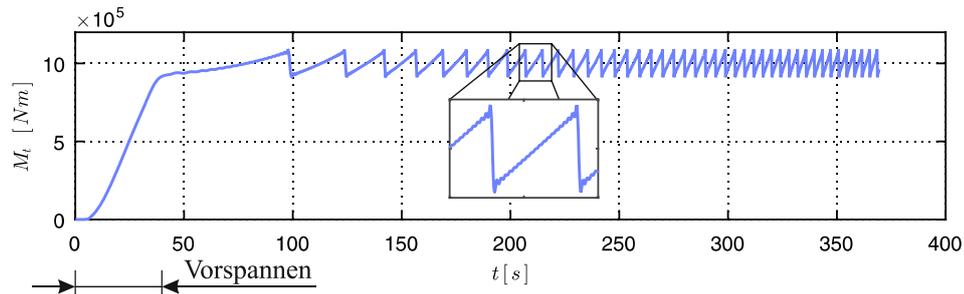


Abbildung 6.41: Anregungsfunktion Hochlauf

Damit die gewünschte drehzahlvariante Anregung erfolgt, wird der Antriebsstrang aus dem Stillstand auf die maximale Drehzahl von $\bar{n}_M = 1250 \text{ min}^{-1}$ beschleunigt. Dies gewährleistet gleichzeitig, dass die getriebeinternen Anregungen (Verzahnungssteifigkeit) im Sinne einer parametererregten Schwingung zur Dynamik beitragen können. Damit der Hochlaufprozess möglichst realitätsnah stattfindet, wird die Beschleunigung über eine vereinfachte PI-Motordrehzahlregelung vorgegeben, wobei $M_M^* = M_M$ vorausgesetzt und somit der leistungselektronische Bestandteil vernachlässigt wird, siehe Abbildung 6.2. Da der Antriebsstrang lediglich ein Modul des Gesamtsystems Schaufelradbagger ist, bietet es sich, wiederum zur Wahrung der Realitätsnähe, an, die translatorische Trägheit des Baggers anteilig der rotatorischen Trägheit des Antriebstrangs zu überlagern.

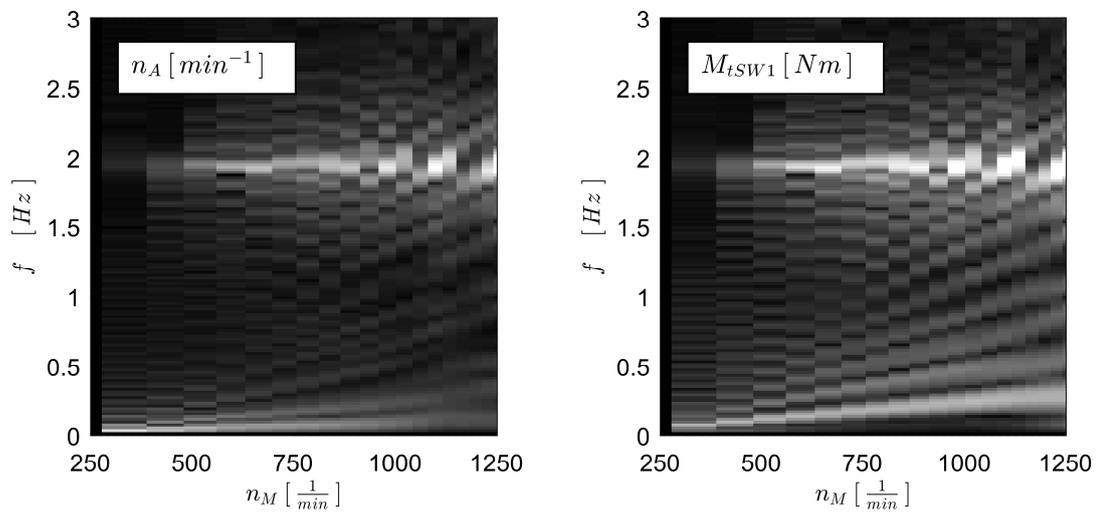
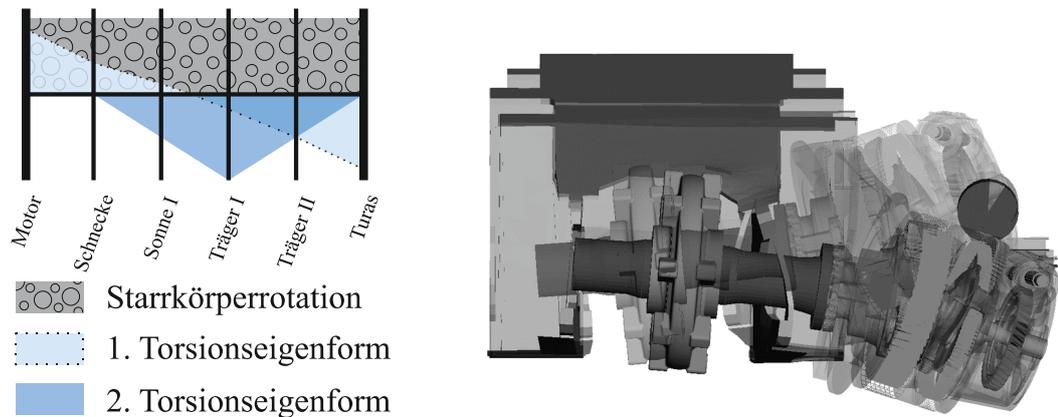


Abbildung 6.42: Betriebsverhalten Antriebsstrang

Infolge der drehzahlvarianten Anregung reagiert der Antriebsstrang mit einer ausgeprägten Resonanz bei $f_{R1} = 1,9 \text{ Hz}$, welche ab der sechsten Harmonischen des synthetischen Lastsignals angesprochen wird. Mithilfe eines vereinfachten Modells des Antriebstranges kann dieser Betriebsresonanz die erste Torsionseigenform nach Abbildung 6.43 a) zugeordnet werden, bei welcher eine gegenphasige Schwingung zwischen Antrieb und Abtrieb vorliegt. Bei dieser Schwingform kann sich über die große Abtriebsträgheit ein hohes abtriebsseitiges Verdrehmoment aufbauen, welches das Gehäuse und der Drehmomenthebel abfangen. Die dabei entstehenden Reaktionslasten sorgen für eine starke, der Torsionsschwingung überlagerte

Biegung des Antriebssystems, was sich mithilfe des elastischen Mehrkörpersystem-Simulationsmodells des Getriebes nachvollziehen lässt, siehe Abbildung 6.43 b).



a) Torsionseigenformen (schematisch) b) 1. Torsionseigenform

Abbildung 6.43: Eigenformen Antriebsstrang

Weiterführende Betrachtungen in [Mül15, S. 43 ff.] zeigen zudem, dass eine weitere Resonanz bei $f_{R2} = 238 \text{ Hz}$ (2. Torsionseigenform) infolge parametererregter Schwingungen vorliegt, bei welcher die modalkinetische Schwingungsenergie am Planetenträger der ersten Planetenstufe ihr Maximum erreicht, siehe Abbildung 6.43 a). Jedoch ist die Höhe der Resonanzamplituden im Vergleich zu denen der ersten Torsionseigenform vergleichsweise gering, sodass diese Resonanz für den Betriebsfall vernachlässigbar ist. Zudem hat diese Eigenform keinen Einfluss auf das Fahrverhalten, da sich die Schwingungsknoten am Motor und Antriebsturax befinden und somit die Torsionsschwingungsintensität an diesen Stellen den Wert null annimmt. Ferner wäre hinsichtlich der Fahrwerksharmonischen die 1133ste Ordnung nötig, um diese Resonanzstelle bei der Nenndrehzahl von 1000 min^{-1} anzusprechen, was aufgrund der Abnahme der Anregungsamplituden mit zunehmender Ordnung unrealistisch ist.

6.5 Mechanisches System – Unterwagen und Oberbau

6.5.1 Modellbildung

Das Modell des Baggeroberbaus ist der Arbeit von SCHULZ [Schu14] entlehnt, wobei der zugehörige Topologieplan in Abbildung 6.44 erkennen lässt, dass er das Modell primär in Wiesenstruktur aufgebaut hat. Dies ist aufgrund der sehr geringen Anzahl an Zwangsbedingungen zur Beschreibung der Systembindungen im Vergleich zur hohen Anzahl an Gleichungen zur Erfassung der elastischen Strukturdeformationen vertretbar.

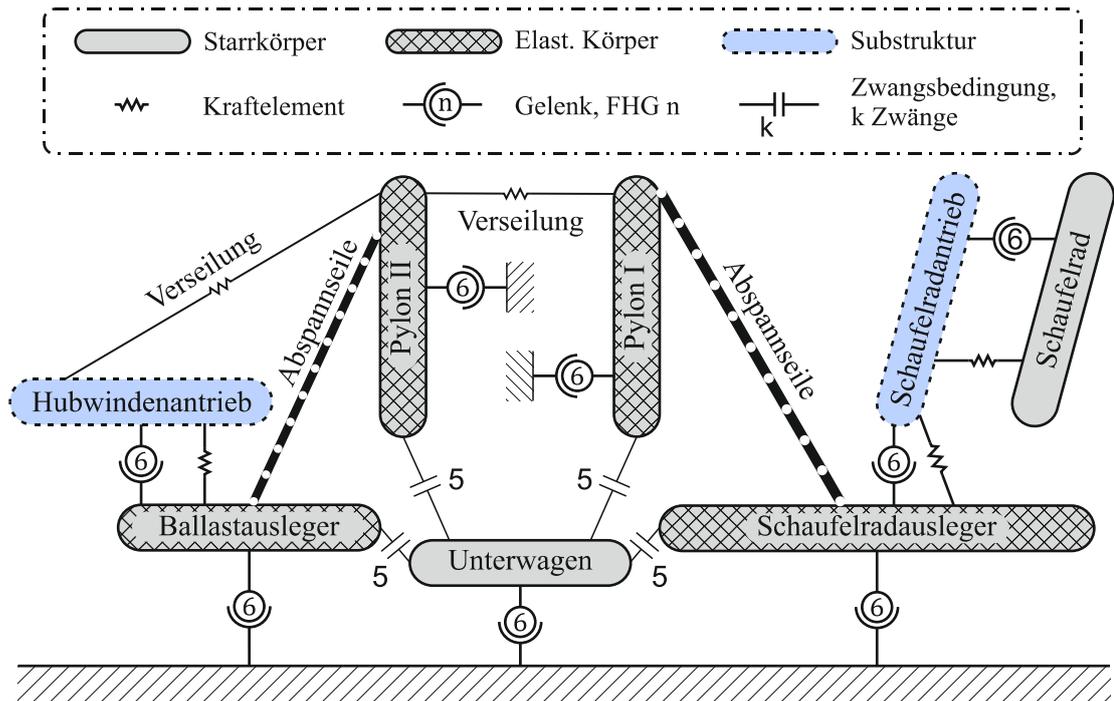


Abbildung 6.44: Topologieplan Bagger 293 auf Basis von [Schu14]

Neben der Berücksichtigung der großen, elastischen Strukturen sind im Modell die Antriebssysteme zur Betätigung des Hubmechanismus und zur Betreibung des Schaufelrades als Substrukturen hinterlegt. Somit schuf SCHULZ ein sehr detailliertes Abbild des Systems Schaufelradbagger (siehe Abbildung 6.45), welches zur Erlangung der Zielstellung der ganzheitlichen Analyse und Optimierung der Raupenfahrzeugdynamik des Systems Schaufelradbagger wieder verwendet werden kann.

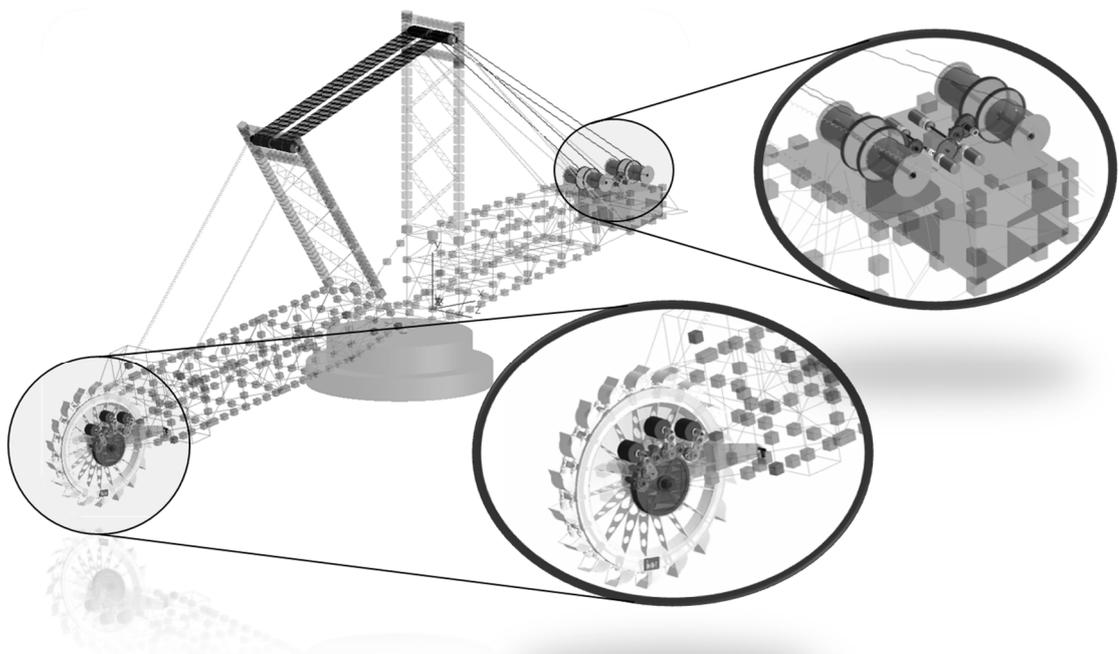


Abbildung 6.45: Mehrkörpersystemmodell des Bagger 293 [Schu14, S. 64]

6.5.2 Simulation im Frequenzbereich

Die Analyse des dynamischen Verhaltens des Oberbaus erfolgte bereits in [Schu14, S. 60 f.], wobei zur Modellverifizierung mit Messwerten das Gelenk zwischen Unterwagen und Umgebung (siehe Abbildung 6.44) zu einer starren Anbindung undefiniert wurde. Die Gegenüberstellung von Messung und Simulation in Tabelle 6-3 zeigt, dass das Modell eine hohe Realitätsnähe aufweist, da alle Eigenfrequenzen mit lediglich geringen Abweichungen erfasst werden. Aufgrund ihrer starken Präsenz in den Signalen der Messkampagnen hebt SCHULZ insbesondere die Nickschwingung des Schaufelradauslegers hinsichtlich der Eigendynamik und somit als schädigungsrelevante Schwingform hervor.

Schwingform	Gemessene Eigenfrequenz [Hz]	Berechnete Eigenfrequenz [Hz]	Abweichung [%]
Nicken Schaufelradausleger	0,34	0,34	0
Gieren Ballastausleger	0,60	0,54	10
Nicken Ballastausleger	1,03	0,90	12
Torsion Schaufelradausleger	1,20	1,19	1
Torsion Ballastausleger	–	2,13	–

Tabelle 6-3: Vergleich Oberbaueigenfrequenzen nach [Schu14, S. 61]

7 Rechenzeiteffiziente Ersatzmodelle der Raupenfahrzeugkomponenten

7.1 Hintergrund

Mit der Zielstellung, die Subsysteme des ganzheitlichen Modells mit einer hohen realitätsnähe aufzubauen, erfolgte im Kapitel 5 eine sehr detaillierte Modellfindung der einzelnen Raupenfahrzeugkomponenten. Dies bildete die Basis zur Generierung und Förderung eines hohen Systemverständnisses der jeweiligen Teilsysteme und legte gleichzeitig das Fundament zum Verständnis des Gesamtsystems. Jedoch sind die detaillierten Abbilder für eine Systemsynthese und somit zur Schaffung eines ganzheitlichen Modells ungeeignet, da diese, der hohen Modellkomplexität geschuldet, erhebliche Rechenzeiten zur Lösung der systembeschreibenden Gleichungen hervorrufen. Der Wunsch, einen großen Raum an Schwingungsregulierungsmaßnahmen am ganzheitlichen Modell umzusetzen und zu testen, kann infolge der enormen Zeitanforderungen zur Lösung des Gesamtgleichungssystems nicht erfüllt werden. Folglich sind mit geeigneten Maßnahmen die Komplexität der einzelnen Submodelle und somit der Berechnungsaufwand zu verringern, bevor eine Assemblierung stattfinden kann. Dies ist unter der Randbedingung, so wenig betriebsrelevante Informationen wie möglich zu verlieren, umzusetzen. Hierzu dienen die Simulationsergebnisse der eigenständigen Submodelle, da das hierüber geschaffene Systemverständnis das Auffinden rechentechnischer Optimierungsmaßnahmen erheblich unterstützt.

7.2 Elektrisch-Regelungstechnisches System

7.2.1 Methodik

Das aufgebaute Submodell des elektrisch-regelungstechnischen Systems benötigt für den in Abbildung 6.14 dargestellten Lastfall (3 s Simulationszeit) 97 s Berechnungszeit, sodass ein CPU-Faktor (Verhältnis aus Rechenzeit und Simulationszeit) von $CPU = 32,33$ resultiert. Die Berechnung wird primär durch die Vektorregelung, den Wechselrichter und das Maschinenmodell entschleunigt, was der Umsetzung des Stellmomentes M_M^* in das Motorwellenmoment M_M entspricht. Die Lastfallsimulation zeigt jedoch, dass die momentanen Mittelwerte des Soll- und des Ist-Momentes nahezu Deckungsgleich sind und sich gleichzeitig die Fluktuationen des Ist-Momentes nicht auf die Läuferdrehzahl auswirken, siehe Abbildung 6.14. Folglich bietet sich an, die Stellmomentumsetzung zu vernachlässigen und das geforderte Stellmoment M_M^* dem Motorläufer direkt einzuprägen. Dabei bleiben die Stellmomentbegrenzung und die diese beeinflussende Feldschwächung zur Wahrung der Realitätsnähe erhalten, siehe Abbildung 7.1.

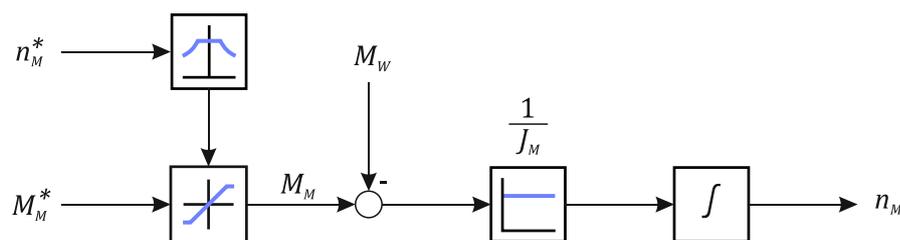


Abbildung 7.1: Vereinfachte Stellmomentumsetzung

7.2.2 Simulation und Bewertung

Die Gegenüberstellung der mit dem vereinfachten Ersatzmodell erzeugten Resultate mit dem Komplexmodell zeigt, dass die Vernachlässigung der Stellmomentumsetzung $M_M^* \rightarrow M_M$ und somit der die Berechnung bremsenden Elemente keinen Informationsverlust hinsichtlich der betriebsrelevanten Zustandsgrößen bedeutet. Sowohl die Verläufe der Stellmomente als auch der Motordrehzahlen sind identisch und gleichzeitig kann ein CPU-Faktor von $CPU < 0,03$ erreicht werden. Dem Wunsch, den Simulationsaufwand bei Beibehaltung der Ergebnisqualität zu minimieren, konnte mit der Annahme, dass das Eingangs- und das Ausgangssignal der Stellmomentumsetzung identisch sind, begegnet werden. Das geschaffene Ersatzmodell verkörpert folglich einen adäquaten Repräsentanten des komplexen Motormodells, sodass dessen Einsatz innerhalb eines ganzheitlichen Modells eines Raupenfahrzeugs gerechtfertigt ist.

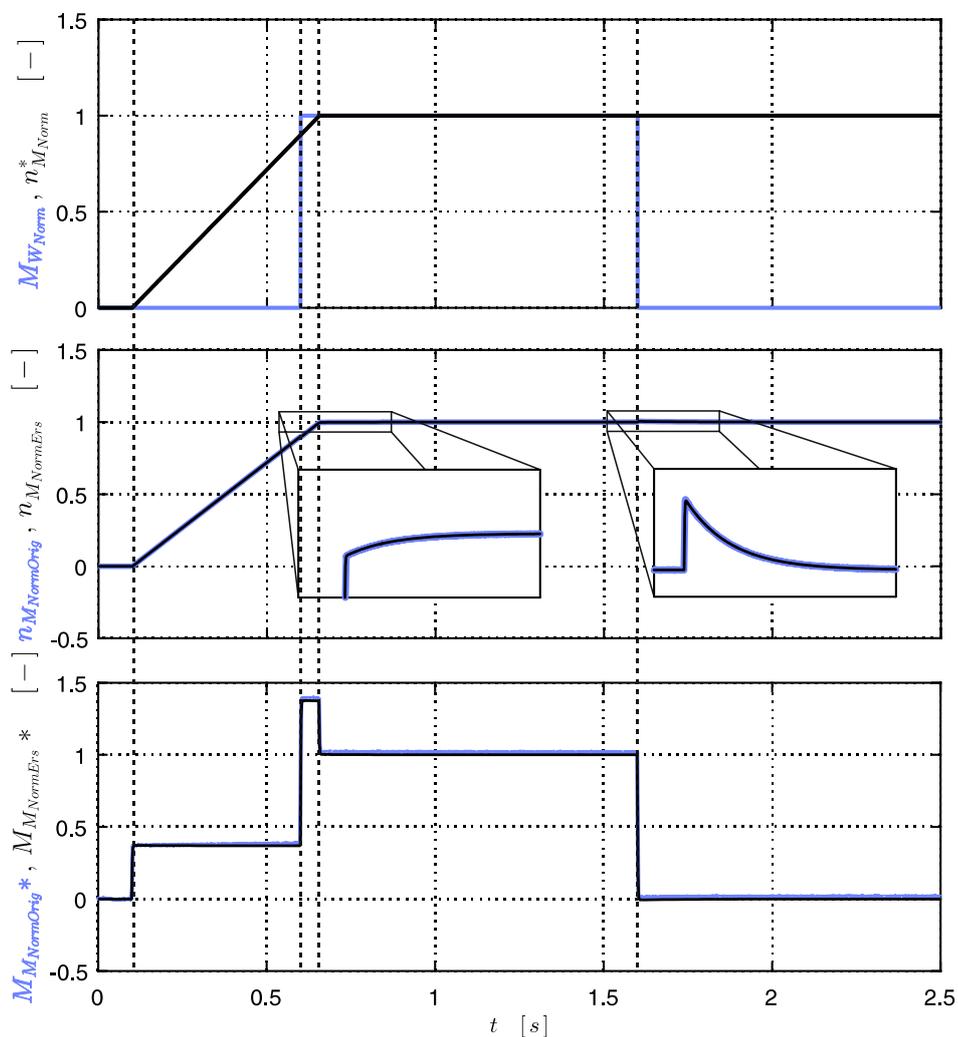


Abbildung 7.2: Vergleich des detaillierten Motormodells (Orig) mit dem Ersatzmodell (Ers)

7.3 Fahrwerksmodell

7.3.1 Methodik

Die hohe Anzahl an Oberflächen-Kontaktkraftelementen, welche im Simulationsmodell nach Kapitel 6.3.1 erforderlich sind, um die Interaktion der einzelnen Fahrwerkskomponenten untereinander abzubilden, unterbindet eine zeiteffiziente Simulation des Fahrverhaltens der Raupe und somit den Einsatz des Modells in einer ganzheitlichen Simulation. Zur Beschleunigung der Berechnungszeit ist entsprechend eine alternative Beschreibung der Fahrdynamik zu formulieren, wobei im Folgenden der Einsatz eines mit individualisierten Kräftelementen ausgestatteten Minimalmodells verfolgt wird. Der Topologieplan des Ersatzmodells nach Abbildung 7.3 lässt folgende Modellierungsbesonderheiten erkennen:

- Die Abbildung der Fahrdynamik erfolgt über, auf den Anwendungsfall der Raupenfahrwerks-Dynamik spezialisierte, Kräftelemente. Diese erlauben die Beschreibung des Fahrverhaltens über einen minimalisierten Koordinatensatz [GS17].
- Die Abbildung der Trumsegmente im Obertrum erfolgt über Punktmassen, welche über Point-to-Point Federelemente (PtP-Feder) mit dem jeweiligen Nachbarkörper verbunden sind. Die Anzahl der Punktmassen orientiert sich an der Fahrtrichtung:
 - Gezogener Untertrum: Eine Punktmasse je Trumsegment
 - Gezogener Obertrum: Drei Punktmassen je Trumsegment
- Die Kettenvorspannung kann über das Umlenkurasgelenk aufgebracht werden, dessen Freiheitsgrad sich fahrsituationsabhängig (Vorspannen, Fahren) ändern lässt.

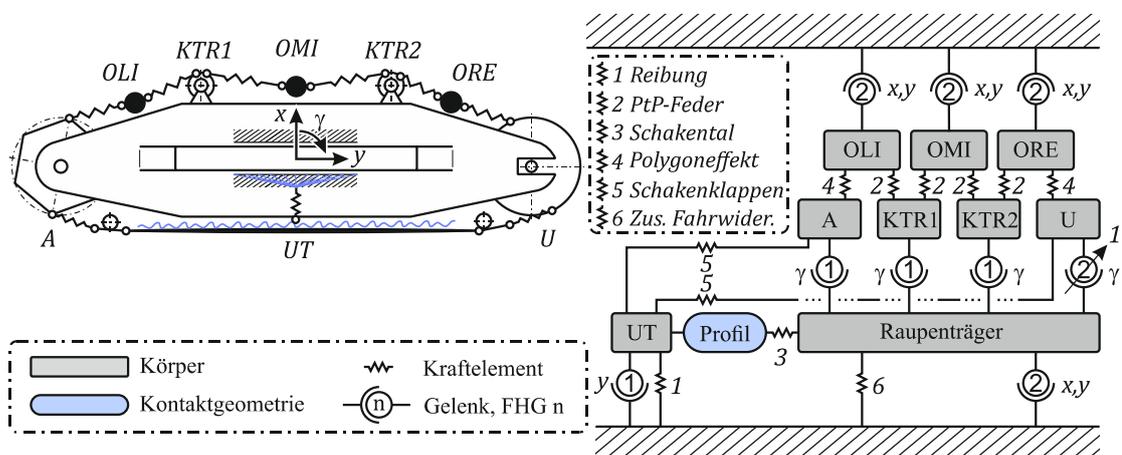


Abbildung 7.3: Ersatzmodell-Topologie des Fahrschiffes nach [SG16b]

Zur Beschreibung der Fahrdynamik sind zunächst die Bewegungsgleichungen der einzelnen Körper des Minimalmodells erforderlich, bevor im Anschluss die individualisierten Kräftelemente formuliert werden können. Aufgrund der einfachen Modellstruktur bietet sich das Prinzip nach D'ALEMBERT an, bei welchem unter Anwendung eines Freischnitts die Lastbilanzen für die Einzelkörper unter Beachtung der Schnittkraftreaktionen aufgestellt werden. Dabei finden gleichzeitig die Trägheitskräfte der Körper Berücksichtigung, sodass das dynamische Problem auf eine statische Betrachtungsweise zurückgeführt wird.

Bewegungsgleichungen

Die Bilanzierung der Lasten am Antriebstruras liefert nach Abbildung 7.4 a)

$$\begin{aligned} & \langle (o\vec{r}_{A:OLI} \times o\vec{F}_{A:OLI} + o\vec{r}_{A:ASK_j} \times o\vec{F}_{A:ASK_j} + o\vec{r}_{A:ASK_{j-1}} \times o\vec{F}_{A:ASK_{j-1}}), o\vec{e}_{zO} \rangle \\ & + M_{AAn} = J_{A2} \cdot \ddot{\gamma}_{A2} \end{aligned} \quad (7.1)$$

und

$$\langle (o\vec{F}_{A:OLI} + o\vec{F}_{A:ASK_j} + o\vec{F}_{A:ASK_{j-1}}), o\vec{e}_{yO} \rangle = -F_{A:FWT} \quad (7.2)$$

Obschon der Umlenktruras eine Kreisform besitzt, wird sich die Kette aufgrund der endlichen Kettengliedlänge als Polygonzug um diesen legen, sodass sich die Lastbilanzen in Analogie zum Antriebstruras über

$$\begin{aligned} & \langle (o\vec{r}_{U:ORE} \times o\vec{F}_{U:ORE} + o\vec{r}_{U:USK_j} \times o\vec{F}_{U:USK_j} + o\vec{r}_{U:USK_{j-1}} \times o\vec{F}_{U:USK_{j-1}}), o\vec{e}_{zO} \rangle \\ & = J_U \cdot \ddot{\gamma}_U \end{aligned} \quad (7.3)$$

und

$$\langle (o\vec{F}_{U:ORE} + o\vec{F}_{U:USK_j} + o\vec{F}_{U:USK_{j-1}}), o\vec{e}_{yO} \rangle = F_{U:FWT} \quad (7.4)$$

beschreiben lassen, siehe Abbildung 7.4 b). Dass sowohl am Antriebstruras als auch am Umlenktruras jeweils zwei Untertrumkräfte (an den Turasecken j und $j - 1$) angetragen sind, wird bei der Herleitung des Schakenklappens (Kraftelement 4) näher erläutert [SG16b], [GS17].

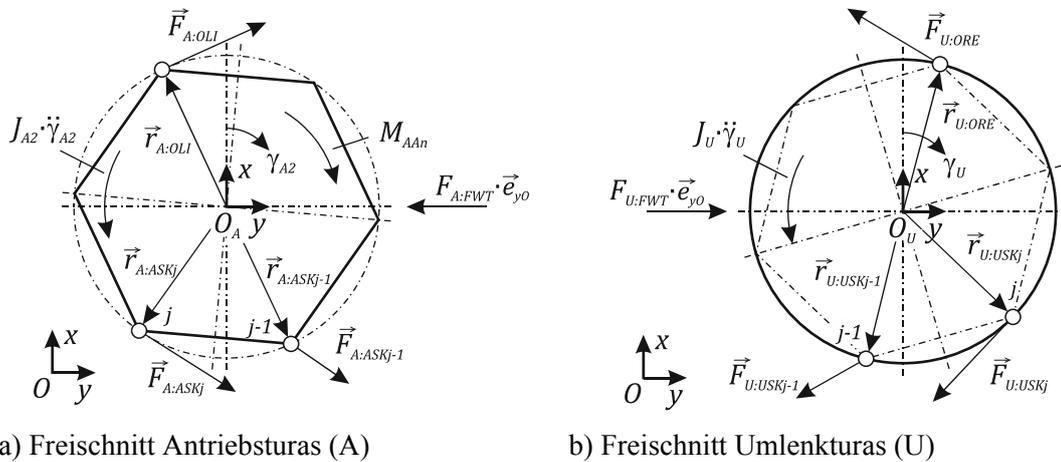
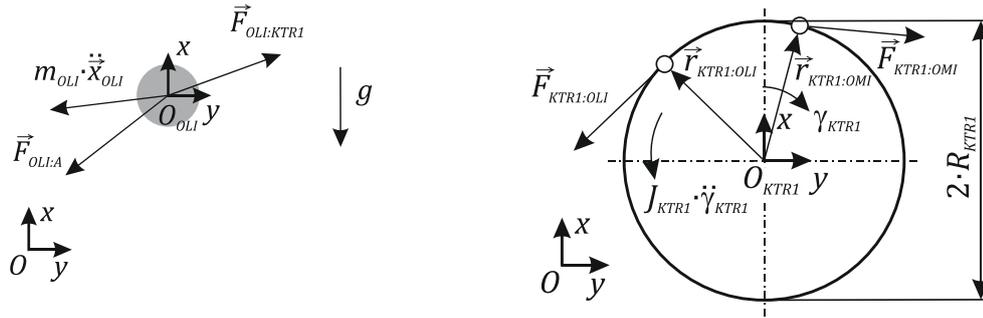


Abbildung 7.4: Lastbilanzen Antriebs- und Umlenktruras nach [SG16b]

Ohne Beschränkung der Allgemeinheit werden im Folgenden die Bewegungsgleichung für die Obertrumsegmente am Beispiel des linken Obertrumelementes (OLI) und der Kettenträgrolle 1 (KTR1) formuliert. Grundlage hierfür sind die in Abbildung 7.5 dargestellten, freigeschnittenen Körper mit den zugehörigen Schnitt- und Trägheitslasten.



a) Freischnitt linkes Obertrumsegment (OLI) b) Freischnitt Kettentragrolle 1 (KTR1)

Abbildung 7.5: Lastbilanzen Obertrumsegment und Kettentragrolle nach [SG16b]

Die Lastbilanzierung am Segment OLI ergibt

$${}_o\vec{F}_{OLI:A} + {}_o\vec{F}_{OLI:KTR1} - m_{OLI} \cdot g \cdot {}_o\vec{e}_{x_0} = m_{OLI} \cdot {}_o\ddot{x}_{OLI} \quad (7.5)$$

Zudem liefert eine Drehmomentbilanz bezüglich der Achse der Kettentragrolle

$$\begin{aligned} & \langle ({}_o\vec{r}_{KTR1:OLI} \times {}_o\vec{F}_{KTR1:OLI} + {}_o\vec{r}_{KTR1:OMI} \times {}_o\vec{F}_{KTR1:OMI}), {}_o\vec{e}_{z_0} \rangle \\ & = J_{KTR1} \cdot \ddot{\gamma}_{KTR1} \end{aligned} \quad (7.6)$$

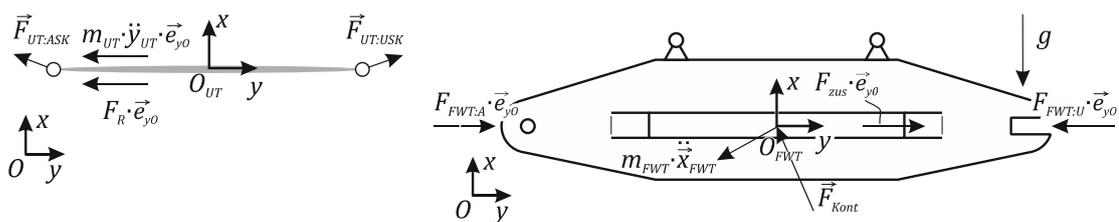
Die Formulierung der Lastbilanzen über

$$\langle {}_o\vec{F}_{UT:ASK} + {}_o\vec{F}_{UT:USK}, {}_o\vec{e}_{y_0} \rangle - F_R \cdot \text{sign}(\dot{y}_{UT}) = m_{UT} \cdot \ddot{y}_{UT} \quad (7.7)$$

und

$$(F_{FWT:A} - F_{FWT:U} + F_{Zus}) \cdot {}_o\vec{e}_{y_0} - m_{FWT} \cdot g \cdot {}_o\vec{e}_{x_0} + {}_o\vec{F}_{Kont} = m_{FWT} \cdot {}_o\ddot{x}_{FWT} \quad (7.8)$$

für das Untertrumsegment sowie den Fahrwerksträger schließen die Aufstellung der Bewegungsgleichungen ab, siehe Abbildung 7.6 [GS17].



a) Freischnitt Untertrum (UT) b) Freischnitt Fahrwerksträger (FWT)

Abbildung 7.6: Lastbilanzen Untertrum und Fahrwerksträger nach [SG16b]

Kraftelement 1: Reibung zwischen Untertrum und Fahrplanum

Die Beschreibung der Reibung zwischen Untertrum und Fahrplanum erfolgt über

$$m_{FS} \cdot g \cdot \mu_B = F_{N_{FS}} \cdot \mu_B = F_R \quad (7.9)$$

und ist in Gleichung (7.7) einzusetzen, wobei m_{FS} die Masse des gesamten Fahr Schiffes enthält [SG16b], [GS17].

Kraftelement 2: Point-to-Point Feder-Dämpfer-Element (PtP-Feder)

Basierend auf der Überlagerung der Segmentelastizität und -dämpfung ergibt sich die Kraft der PtP-Feder über

$$\vec{F}_{PtP} = \vec{F}_{cPtP} + \vec{F}_{dPtP} \quad (7.10)$$

mit

$$\vec{F}_{cPtP} = (\Delta s_{PtP} - s_{LPtP}) \cdot c_{PtP} \cdot N(\Delta s_{PtP}) \cdot \vec{e}_{\Delta x_M} \quad , \quad \vec{e}_{\Delta x_M} = \frac{\vec{x}_{M2} - \vec{x}_{M1}}{|\vec{x}_{M2} - \vec{x}_{M1}|} \quad (7.11)$$

und

$$\vec{F}_{dPtP} = \Delta \dot{s}_{PtP} \cdot d_{PtP} \cdot N(\Delta s_{PtP}) \cdot \vec{e}_{\Delta x_M} \quad (7.12)$$

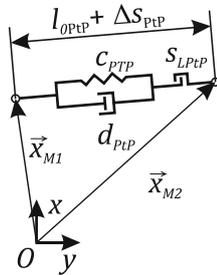
Dabei wird die Gesamtfederlängung über Abbildung 7.7 a) zu

$$\Delta s_{PtP} = \langle \vec{x}_{M2} - \vec{x}_{M1}, \vec{e}_{\Delta x_M} \rangle - l_{0PtP} \quad (7.13)$$

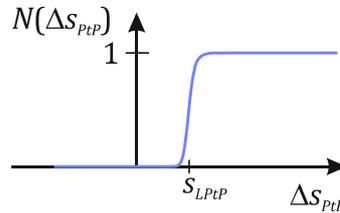
bestimmt. Zur Berücksichtigung von Losen in den Kettengelenken lässt sich die bereits in den Gleichungen (7.11) und (7.12) genutzte Formfunktion

$$N(\Delta s_{PtP}) = \frac{1}{2} \cdot \left\{ 1 + \frac{2}{\pi} \cdot \arctan[(\Delta s_{PtP} - s_{LPtP}) \cdot a_{tun}] \right\} \quad , \quad a_{tun} > 10 \quad (7.14)$$

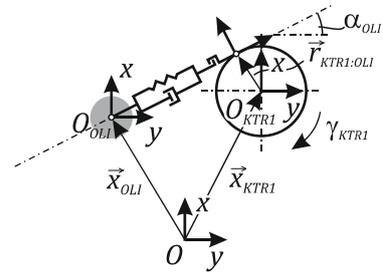
verwenden, siehe Abbildung 7.7 b) [SG16b], [GS17].



a) PtP-Feder



b) Formfunktion



c) PtP-Feder linker Obertrum

Abbildung 7.7: Beschreibung der PtP-Feder nach [SG16b]

Die Gleichungen (7.10) bis (7.14) können allgemeingültig für alle Trumsegmente des Minimalmodells angewendet werden, wobei einzig die Einträge \vec{x}_{M1} und \vec{x}_{M2} zu konkretisieren sind. Beispielsweise ergibt sich für das Segment zwischen dem linken Obertrum und der Kettentragsrolle 1 nach Abbildung 7.7 c)

$${}_O\vec{x}_{M1} = {}_O\vec{x}_{OLI} \quad (7.15)$$

und

$${}_O\vec{x}_{M2} = {}_O\vec{x}_{KTR1} + R_{KTR1} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\alpha_{OLI}) \\ -\sin(\alpha_{OLI}) \\ 0 \end{bmatrix} + R_{KTR1} \cdot \begin{bmatrix} \sin(\alpha_{OLI}) \\ \cos(\alpha_{OLI}) \\ 0 \end{bmatrix} \cdot (\gamma_{KTR1} + \varphi_{0KTR1}) \quad (7.16)$$

Das Einsetzen der Gleichungen (7.15) und (7.16) in (7.10) bis (7.14) liefert die Segmentreaktionskräfte $\vec{F}_{OLI:KTR1}$ und $\vec{F}_{KTR1:OLI}$ der Gleichungen (7.5) und (7.6), wobei der Zusammenhang

$${}_o\vec{F}_{KTR1:OLI} = -{}_o\vec{F}_{OLI:KTR1} \quad (7.17)$$

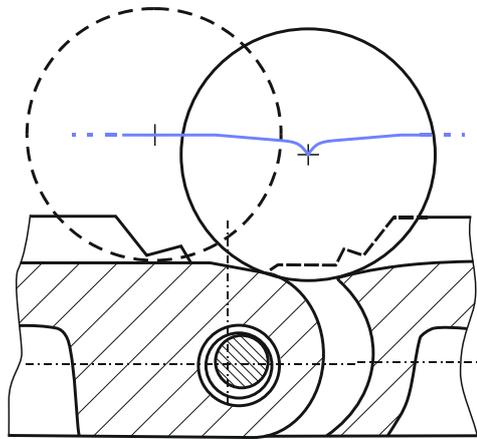
gilt [SG16b], [GS17].

Kraftelement 3: Schakentäler

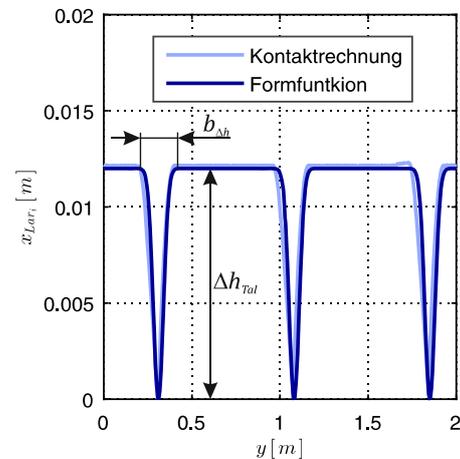
Analytisch, mithilfe einer Kontaktsimulation oder über Messungen am realen System lässt sich die Trajektorie der Buchse einer Laufrolle während des Durchfahrens eines Schakentals ermitteln, siehe Abbildung 7.8 a). Im Anschluss ist die Trajektorie zu periodisieren, wobei entweder eine FOURIER-Reihe oder eine Formfunktion periodischen Charakters Anwendung finden kann. Zur Approximation der am Bagger 293 simulativ ermittelten Laufrollentrajektorie eignet sich beispielsweise die Funktion

$$x_{Lar_i} = \Delta h_{Tal} \cdot \sin\left(y \cdot \frac{\pi}{l_{BP}} + \varphi_{Lar_i}\right)^{k_{\Delta h}} + b_{\Delta h} \quad (7.18)$$

wobei Δh_{Tal} der maximale Höhenunterschied, $b_{\Delta h}$ die Talbreite und $k_{\Delta h}$ ein Formparameter der Formfunktion sind, siehe Abbildung 7.8.



a) Trajektorie Laufrolle



b) Formfunktion Laufrolle

Abbildung 7.8: Trajektorie der Laufrolle nach [SG16b]

Mit der Überlagerung der Höhenprofile zweier in einer Zweiradschwinge angeordneten Laufrollen über

$$x_{2Rad_k} = \frac{1}{2} \cdot (x_{Lar_i} + x_{Lar_{i+1}}) \quad (7.19)$$

lässt sich die Trajektorie des Aufhängungspunktes der Zweiradschwinge approximieren. Werden wiederum die Höhenprofile zweier in einer Vierradschwinge angeordneten Zweiradschwingen mit

$$x_{4Radl} = \frac{1}{2} \cdot (x_{2Radk} + x_{2Radk+1}) = \frac{1}{4} \cdot (x_{Lar_i} + x_{Lar_{i+1}} + x_{Lar_{i+2}} + x_{Lar_{i+3}}) \quad (7.20)$$

überlagert, ergibt sich die Trajektorie der Vierradschwinge. Dieses Überlagerungsprinzip lässt sich über die Achtradschwingen bis auf das Fahrwerksträgergelenk erweitern, sodass sich dessen Höhenprofil über

$$x_{FWT} = \frac{1}{16} \cdot \sum_{i=1}^{16} x_{Lar_i} \quad (7.21)$$

abschätzen lässt. Die Gegenüberstellung des mithilfe einer Kontaktrechnung ermittelten Höhenprofils des Fahrwerksträgergelenks mit der analytischen Abschätzung nach Gleichung (7.21) zeigt eine gute Übereinstimmung der Signale, sodass der vorgestellte Ansatz ein adäquates Abbild darstellt, siehe Abbildung 7.9 a). Unterschiede in den Amplituden der Signale ergeben sich primär infolge der im Ersatzmodell vernachlässigten elastischen Einbettung der Laufrollen in die Laufbahn.

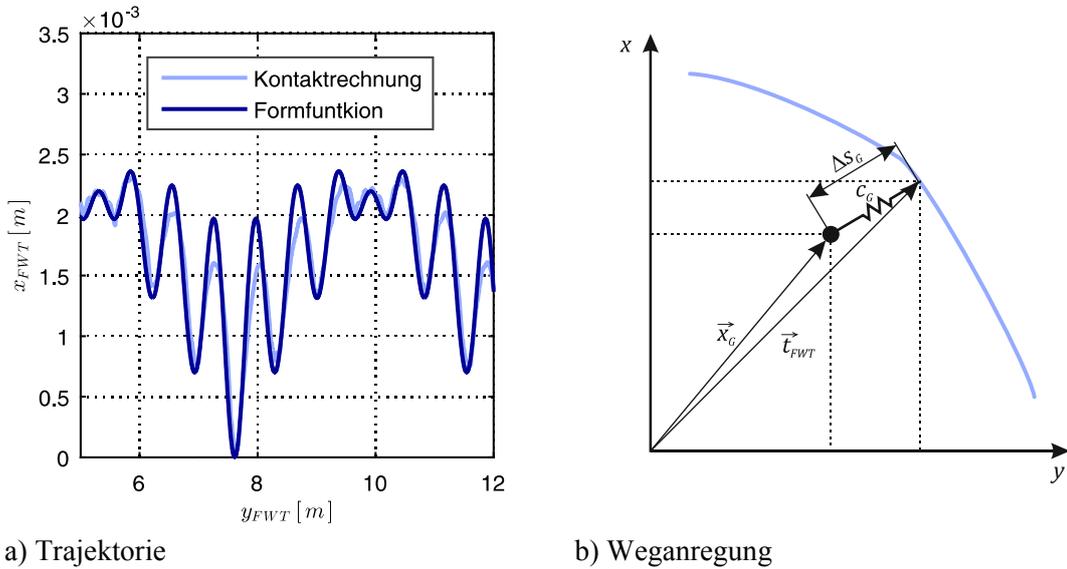


Abbildung 7.9: Trajektorie des Fahrwerksträgers

Wird die Trajektorie des Fahrwerksträgergelenks

$$\vec{t}_{FWT}(y_{FWT}) = \begin{bmatrix} x_{FWT}(y_{FWT} - y_{0ST}) \\ y_{FWT} - y_{0ST} \end{bmatrix} \quad (7.22)$$

als Weganregung interpretiert, lässt sich diese als kumulierte Fahrwiderstandsfunktion des Schakentaleffekts im Simulationsmodell hinterlegen. Hierzu kann unter Anwendung des Normalabstandes zwischen Fahrwerksträgergelenk und Trajektorie

$$\Delta S_G = |\vec{x}_G - \vec{t}_{FWT}| \quad (7.23)$$

eine Kontaktkraft im Sinne des Penaltyverfahrens berechnet werden, welche das Gelenk G entlang der Trajektorie führt, siehe Abbildung 7.9 b) und Gleichung (7.24).

$$\vec{F}_G = -c_G \cdot \Delta S_G \cdot N(\Delta S_G) \cdot \vec{e}_{\Delta S_G} \quad (7.24)$$

Hierbei wird wiederum eine Formfunktion $N(\Delta s_G)$ angewendet, welche einzig unilaterale Rückstellreaktionen zulässt. Abschließend findet über

$$\vec{F}_{Kont} = \vec{F}_G \quad (7.25)$$

das Überqueren der Laufflächenübergänge in der Bewegungsgleichung des Fahrwerkträgers Berücksichtigung, siehe Gleichung (7.8).

Kraftelement 4: Polygoneffekt

Der Polygoneffekt am Antriebstrans lässt sich über die Anwendung der Gleichungen (7.10) bis (7.14) abbilden, wobei der Anbindungspunkt am Trumsegment OLI über

$${}_{O}\vec{x}_{M2} = {}_{O}\vec{x}_{OLI} \quad (7.26)$$

gegeben ist. Die Beschreibung der Lage und Geschwindigkeit des Koppelpunktes \vec{x}_{M1} am Antriebstrans lässt sich über eine FOURIER-Reihenansatz realisieren, wobei zunächst in einem um den Winkel α_{OLI} gedrehten Koordinatensystem $\{O_{A^*}, \vec{e}_{O_{A^*}}\}$ der Ortsvektor von p zu

$${}_{O_{A^*}}\vec{x}_p = \begin{bmatrix} a_0 + \sum_k \left\{ a_k \cdot \cos\left(\frac{\pi}{\delta} \cdot k \cdot (\gamma_{A2} + \varphi_{0Poly})\right) \right\} \\ a_0 \cdot (\gamma_{A2} + \varphi_{0Poly}) + \sum_k \left\{ b_k \cdot \sin\left(\frac{\pi}{\delta} \cdot k \cdot (\gamma_{A2} + \varphi_{0Poly})\right) \right\} \end{bmatrix} + {}_{O_{A^*}}\vec{x}_A \quad (7.27)$$

formulieren ist, siehe Abbildung 7.10 a). Zudem ist der Radius von p bezüglich der Turasachse erforderlich, da dieser in der Drehmomentbilanz nach Gleichung (7.1) benötigt wird. Zur Formulierung dient zunächst wiederum das gedrehte Koordinatensystem $\{O_{A^*}, \vec{e}_{O_{A^*}}\}$, sodass

$${}_{O_{A^*}}\vec{r}_{A:OLI} = \begin{bmatrix} a_0 + \sum_k \left\{ a_k \cdot \cos\left(\frac{\pi}{\delta} \cdot k \cdot (\gamma_{A2} + \varphi_{0Poly})\right) \right\} \\ \sum_k \left\{ c_k \cdot \sin\left(\frac{\pi}{\delta} \cdot k \cdot (\gamma_{A2} + \varphi_{0Poly})\right) \right\} \end{bmatrix} = {}_{O_{A^*}}\vec{r}_p \quad (7.28)$$

ist. Die FOURIER-Koeffizienten der Gleichungen (7.27) und (7.28) ergeben sich zu

$$\begin{aligned} a_0 &= R_A \cdot \frac{\sin(\delta)}{\delta} & a_k &= 2 \cdot a_0 \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\pi}{\delta} k\right)^2} \\ b_k &= 2 \cdot a_0 \cdot \frac{1}{\frac{\pi}{\delta} k - \left(\frac{\pi}{\delta} k\right)^3} & c_k &= 2 \cdot a_0 \cdot \frac{2,25}{1 - \left(\frac{\pi}{\delta} k\right)^{1,5}} \end{aligned} \quad (7.29)$$

wobei die Koeffizienten c_k so gestaltet sind, dass eine kontinuierliche Aktualisierung des Gelenkpunktes p erfolgt. Damit wird das GIBBSsche Phänomen und somit ein unzulässig hohes Überschwingen des Drehmomentverlaufs in Gleichung (7.1) umgangen. Abschließend können der Ortsvektor und der Radius von p in das Ausgangskordinatensystem über

$${}_{O}\vec{x}_{M1} = {}_{O}\vec{x}_p = A_{OO_{A^*}} \cdot {}_{O_{A^*}}\vec{x}_p \quad (7.30)$$

und

$${}_{O}\vec{x}_{M2} = {}_{O}\vec{x}_p = A_{OO_{A^*}} \cdot {}_{O_{A^*}}\vec{x}_p \quad (7.31)$$

transformiert werden [GS17], siehe Abbildung 7.10 b).

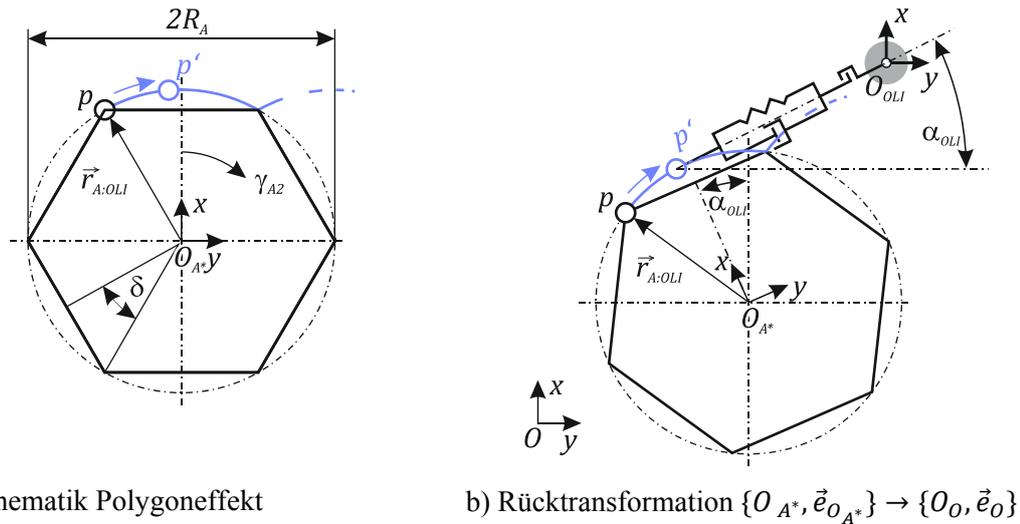


Abbildung 7.10: Beschreibung des Polygoneffekts nach [SG16b]

Kraftelement 5: Schakenklappen

Aufbauend auf der Arbeit von HANIF, die bereits grundlegende Zusammenhänge zur Beschreibung der komplexen Kinematik und Kinetik während des Schakenklappens enthält [Han90, S. 66 ff.], erfolgt im Folgenden die Herleitung eines Ersatzkraftelementes für dieses fahrdynamische Phänomen, welches zudem eine stabile Zeitintegration gewährleistet. Hierfür dient die Randbedingung nach [SG16b], dass die freien Kettenglieder zwischen dem Antriebsturas und dem Kettenglied BP3 kollinear sind und sich somit als Federelement abbilden lassen, siehe Abbildung 7.11. Um das Sacken der Kette abzubilden, nimmt die Feder einzig Zugkräfte auf.

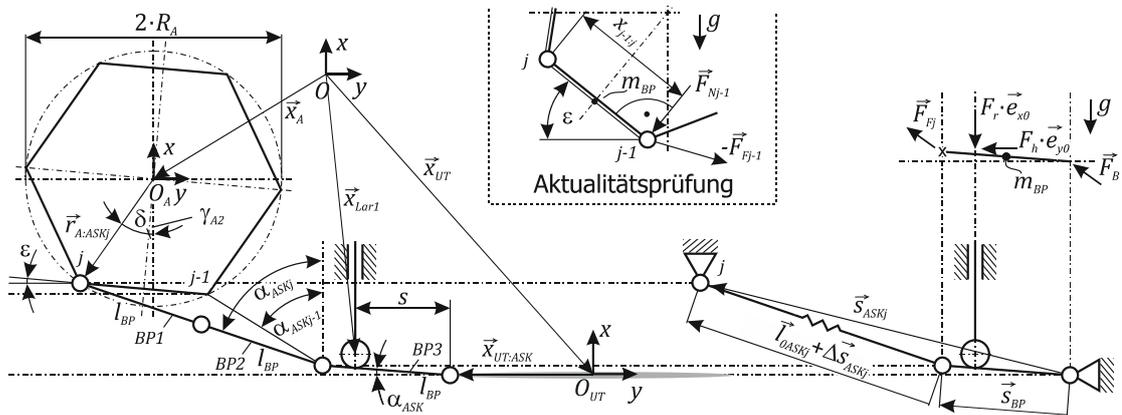


Abbildung 7.11: Schakenklappen nach [SG16b]

Die Herleitung der relevanten Kraftelementgrößen \vec{F}_F und α_{ASK} erfolgt exemplarisch für den Gelenkpunkt j , welcher nach Abbildung 7.11 der aktuelle Kontaktpunkt zwischen Turas und Kette ist. Bei Fortsetzung der Drehung des Antriebsturas in Uhrzeigerichtung legt sich die Kette am Gelenkpunkt $j - 1$ an, sodass dieser aktuell wird und sich die Anzahl der freien Kettenglieder zwischen Turas und BP3 um eins reduziert. Die Herleitung der kraftelementbeschreibenden Gleichungen bei Aktualität von $j - 1$ erfolgt analog zur Ableitung von j .

Die Kraft- und Drehimpulsbilanzen am Kettenglied BP3 liefern

$${}^o\vec{F}_{F_j} - F_r \cdot {}^o\vec{e}_{x_o} + {}^o\vec{F}_B - m_{BP} \cdot g \cdot {}^o\vec{e}_{x_o} - F_h \cdot {}^o\vec{e}_{y_o} = [0 \ 0]^T \quad (7.32)$$

und

$$\begin{aligned} & -\langle {}^o\vec{s}_{BP} \times {}^o\vec{F}_B, {}^o\vec{e}_{z_o} \rangle + m_{BP} \cdot g \cdot \frac{l_{BP}}{2} \cdot \cos(\alpha_{ASK}) + [F_r \cdot (l_{BP} \cdot \cos(\alpha_{ASK}) - (s - s_{Q_{ASK}})) \\ & + F_h \cdot (l_{BP} \cdot \sin(\alpha_{ASK}) - (s - s_{Q_{ASK}}) \cdot \tan(\alpha_{ASK}))] = 0 \end{aligned} \quad (7.33)$$

mit

$${}^o\vec{s}_{BP} = l_{BP} \cdot \begin{bmatrix} \sin(\alpha_{ASK}) \\ -\cos(\alpha_{ASK}) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.34)$$

sowie

$$s = \langle {}^o\vec{x}_{UT} + {}^o\vec{x}_{UT:ASK} - {}^o\vec{x}_{Lar1}, {}^o\vec{e}_{y_o} \rangle \quad (7.35)$$

Die Beschreibung der Federlängung erfolgt über

$${}^o\Delta\vec{s}_{ASK_j} = {}^o\vec{s}_{ASK_j} - {}^o\vec{s}_{BP} - {}^o\vec{l}_{0_{ASK_j}} \quad (7.36)$$

mit

$${}^o\vec{s}_{ASK_j} = {}^o\vec{x}_A + {}^o\vec{r}_{A:ASK_j} - {}^o\vec{x}_{UT} - {}^o\vec{x}_{UT:ASK} \quad (7.37)$$

sowie

$${}^o\vec{l}_{0_{ASK_j}} = 2 \cdot l_{BP} \cdot \begin{bmatrix} \cos(\alpha_{ASK_j}) \\ -\sin(\alpha_{ASK_j}) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.38)$$

wobei

$${}^o\vec{r}_{A:ASK_j} = R_A \cdot \begin{bmatrix} -\cos(\delta_A + (\gamma_{A2} + \varphi_{0_{ASK}}) - \varphi_{Q_{ASK}}) \\ -\sin(\delta_A + (\gamma_{A2} + \varphi_{0_{ASK}}) - \varphi_{Q_{ASK}}) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.39)$$

ist. Dabei berechnet sich der Winkel α_{ASK_j} über

$$\tan(\alpha_{ASK_j}) = \frac{\langle {}^o\vec{s}_{ASK_j} - {}^o\vec{s}_{BP}, {}^o\vec{e}_{y_o} \rangle}{\langle {}^o\vec{s}_{ASK_j} - {}^o\vec{s}_{BP}, {}^o\vec{e}_{x_o} \rangle} \quad (7.40)$$

Obschon ein PtP-Federelement zur Berechnung der Reaktionskraft \vec{F}_{F_j} der Feder erforderlich wäre, findet eine komponentenweise Reaktionskraftermittlung über

$${}^o\vec{F}_{F_j} = c_{ASK} \cdot {}^o\Delta\vec{s}_{ASK_j} \quad (7.41)$$

Anwendung. Diese liefert nahezu identische Ergebnisse im Vergleich zu einem PtP-Element, vereinfacht jedoch erheblich die Herleitung und Berechnung der Kräftelementgrößen. Zur Bestimmung der bislang unbekannt Lasten F_h und F_r sind die Kontaktreaktionen zwischen der Laufrolle und der Bodenplatte BP3 auszuwerten. Jedoch lassen sich diese mit der Annahme, dass das Schwingensystem des Fahrwerkes die Auflast im Fahrwerksträgergelenk gleichmäßig auf alle Laufrollen verteilt, über

$$F_r = \frac{m_B \cdot g}{i_{Lar} \cdot i_{FS}} \quad (7.42)$$

und

$$F_h = F_r \cdot \tan(\alpha_{ASK}) \quad (7.43)$$

in sehr guter Näherung bestimmen, wobei m_B die Gesamtmasse des Gerätes, i_{Lar} die Anzahl der Laufrollen pro Fahrschiff und i_{FS} die Anzahl der verbauten Fahrschiffe beschreibt. Werden die Gleichungen (7.32) bis (7.43) ineinander eingesetzt, ergibt sich die Bestimmungsgleichung für den Winkel α_{ASK} zu

$$\begin{aligned} & \left\langle {}_o\vec{s}_{ASK_j}, \begin{bmatrix} \cos(\alpha_{ASK}) \\ \sin(\alpha_{ASK}) \\ 0 \end{bmatrix} \right\rangle - 2 \cdot l_{BP} \cdot \cos(\alpha_{ASK_j} + \alpha_{ASK}) - \frac{1}{2} \frac{m_{BP} \cdot g}{c_{ASK}} \cdot \cos(\alpha_{ASK}) \\ & = \frac{(s - s_Q)}{c_{ASK} \cdot l_{BP}} \cdot F_r \cdot (1 + \tan^2(\alpha_{ASK})) \end{aligned} \quad (7.44)$$

Wird die Herleitung analog für den Gelenkpunkt $j - 1$ durchgeführt, lässt sich α_{ASK} über

$$\begin{aligned} & \left\langle {}_o\vec{s}_{ASK_{j-1}}, \begin{bmatrix} \cos(\alpha_{ASK}) \\ \sin(\alpha_{ASK}) \\ 0 \end{bmatrix} \right\rangle - l_{BP} \cdot \cos(\alpha_{ASK_{j-1}} + \alpha_{ASK}) - \frac{1}{2} \frac{m_{BP} \cdot g}{c_{ASK}} \cdot \cos(\alpha_{ASK}) \\ & = \frac{(s - s_Q)}{c_{ASK} \cdot l_{BP}} \cdot F_r \cdot (1 + \tan^2(\alpha_{ASK})) \end{aligned} \quad (7.45)$$

berechnen. Ergibt sich bei der Lösung der Gleichungen ein Wert $\alpha_{ASK} < 0$, ist $\alpha_{ASK} = 0$ zu setzen, da in diesem Fall das Kettenglied BP3 vollständig auf dem Fahrplanum liegt.

Der Berechnung von α_{ASK} schließt sich die Bestimmung der Federwege ${}_o\Delta\vec{s}_{ASK_j}$ beziehungsweise ${}_o\Delta\vec{s}_{ASK_{j-1}}$ an, wobei die Orientierung der Federwege hinsichtlich der Forderung einer reinen Zugfeder zu überprüfen ist. Mit Gleichung (7.41) sind anschließend die Federkräfte ${}_o\vec{F}_{F_j}$ und ${}_o\vec{F}_{F_{j-1}}$ bestimmbar, mithilfe derer die Aktualität der Gelenkpunkte über

$${}_o\vec{F}_{N_{j-1}} = F_N \cdot \begin{bmatrix} -\cos(\varepsilon) \\ -\sin(\varepsilon) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7.46)$$

sowie der Drehimpulsbilanz um den Gelenkpunkt j

$${}_o\vec{x}_{j-1:j} \times \left({}_o\vec{F}_{N_{j-1}} - {}_o\vec{F}_{F_{j-1}} - \frac{1}{2} \cdot m_{BP} \cdot g \cdot {}_o\vec{e}_{x_o} \right) = [0 \ 0]^T \quad (7.47)$$

kontrolliert werden kann, siehe Abbildung 7.11. Ergibt sich beim Einsetzen von Gleichung (7.46) in (7.47) ein positiver Wert für F_N , ist der Gelenkpunkt $j - 1$ aktuell. Somit kann als Aktualitätsbedingung für diesen Gelenkpunkt

$$F_N = \langle {}_o\vec{F}_{F_{j-1}}, \begin{bmatrix} -\cos(\varepsilon) \\ -\sin(\varepsilon) \\ 0 \end{bmatrix} \rangle - \frac{1}{2} \cdot m_{BP} \cdot g \cdot \cos(\varepsilon) > 0 \quad (7.48)$$

abgeleitet werden. Die in den Bewegungsgleichungen (7.1) und (7.7) benötigten Kräfte lassen sich somit zu

$${}_o\vec{F}_{A:ASK_j} = \begin{cases} \vec{0} & \forall F_N > 0 \\ -{}_o\vec{F}_{F_j} & \forall F_N \leq 0 \end{cases} \quad \text{und} \quad {}_o\vec{F}_{A:ASK_{j-1}} = \begin{cases} -{}_o\vec{F}_{F_{j-1}} & \forall F_N > 0 \\ \vec{0} & \forall F_N \leq 0 \end{cases} \quad (7.49)$$

und

$${}_o\vec{F}_{UT:ASK} = -{}_o\vec{F}_B \quad (7.50)$$

angeben [SG16b], [GS17].

Damit die Gleichungen zum Schakenklappen über den Drehwinkelbereich $\gamma_{A2} \in [0; 2\delta_A)$ hinaus verwendet werden können, sind in den Gleichungen (7.33) und (7.39) die Quantisierungsfunktionen $s_{Q_{ASK}}$ und $\varphi_{Q_{ASK}}$ hinterlegt. Diese bewirken, dass, sobald das Laufrad die Bodenplatte BP3 bei positivem Drehsinn vollständig frei gibt, die der BP3 nachfolgende Bodenplatte aktuell und der Weg $s = 0$ gesetzt wird. Diese Wiederholungsabfolge lässt sich realisieren, indem $s_{Q_{ASK}}$ und $\varphi_{Q_{ASK}}$ über

$$s_{Q_{ASK}} = l_{BP} \cdot rd_{up} \left\{ \frac{s}{l_{BP}} \right\} - l_{BP} \quad (7.51)$$

und

$$\varphi_{Q_{ASK}} = 2 \cdot \delta_A \cdot rd_{up} \left\{ \frac{s}{l_{BP}} \right\} - 2 \cdot \delta_A \quad (7.52)$$

um eine Klasse erhöht werden. Der Befehl $rd_{up}\{\dots\}$ rundet den Operanden auf die nächsthöhere, ganze Zahl, sodass der Drehwinkel des Antriebstrans und der Vorschubweg auf den Ausgangszustand zurückgesetzt werden, sobald sich das Fahrwerk relativ zur Kette um eine Kettenteilung fortbewegt hat. Diese Quantisierung lässt sich folglich in der Art interpretieren, dass die Bodenplatte BP3 stets aktuell bleibt und dennoch eine unbegrenzte Fahrweite gewährleistet werden kann. Ferner ist, obschon die Herleitung exemplarisch für den mathematisch positiven Drehsinn des Antriebstrans erfolgte, das Formelwerk nicht einzig auf diese Fahrtrichtung beschränkt, sondern behält fahrtrichtungsunabhängig seine Gültigkeit bei (der in Kapitel 4.4.2 dargestellte und in Kapitel 6.3.2 nachgewiesene Rhönradeffekt ist automatisch impliziert). Dies bedeutet gleichzeitig, dass sich die Gleichungen analog auf den Umlenktrass, an welchem der Effekt des Schakenklappens ebenfalls präsent ist, übertragen lassen [SG16b], [GS17].

Kraftelement Gleitkreisgleiten (in Abbildung 7.3 nicht dargestellt)

Mit der Aufteilung des Antriebsturas in zwei Turassegmente (getriebeseitig „A1“ und fahrwerksseitig „A2“), welche über eine spielbehaftete Torsionsfeder miteinander verbunden sind, erfolgt die Abbildung des Gleitkreisgleitens. Dabei werden die Drehwinkel der Turassegmente und somit die Eingangsgrößen der Torsionsfeder über

$$\tilde{\gamma}_{A1} = \gamma_{A1} + \varphi_{0_{GKG}} \quad (7.53)$$

und

$$\tilde{\gamma}_{A2} = \gamma_{A2} + \varphi_{Q_{GKG}} + \varphi_{0_{GKG}} \quad (7.54)$$

modifiziert, wobei $\varphi_{Q_{GKG}}$ wiederum eine Quantisierungsfunktion beschreibt. Im Gegensatz zu den Gleichungen (7.51) und (7.52) erfolgt die Quantisierung anhand der kaufmännischen Rundungsregeln über den Operator $rd\{\dots\}$, sodass

$$\varphi_{Q_{GKG}} = \varphi_{L_{GKG}} \cdot rd\left\{\frac{\gamma_{A2} + \varphi_{0_{GKG}}}{2 \cdot \delta_A}\right\} \quad (7.55)$$

gilt.

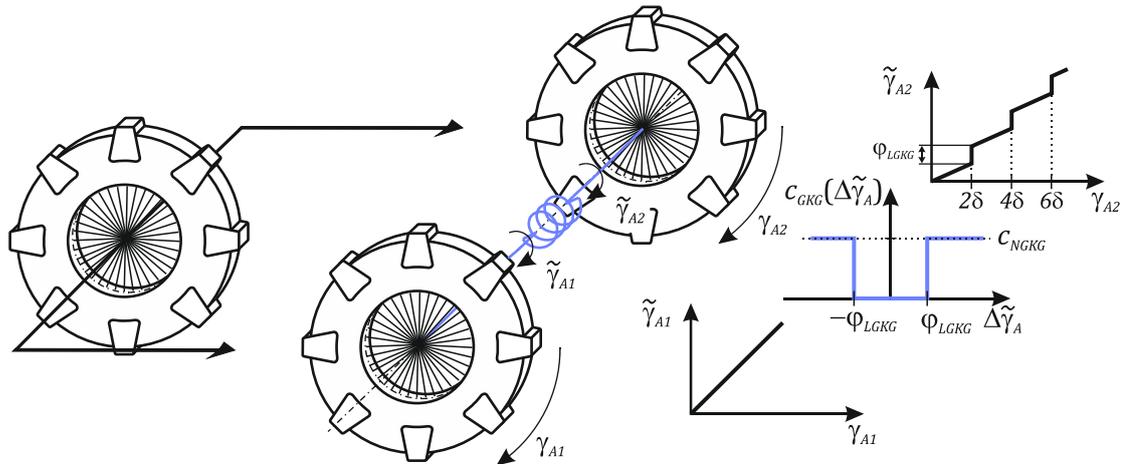


Abbildung 7.12: Gleitkreisgleiten nach [GS17]

Das Reaktionsmoment der Torsionsfeder ergibt sich über

$$M_{c_{GKG}} = \begin{cases} c_{GKG}(\Delta\tilde{\gamma}_A) \cdot (\Delta\tilde{\gamma}_A + \varphi_{L_{GKG}}) & \forall \Delta\tilde{\gamma}_A < 0 \\ c_{GKG}(\Delta\tilde{\gamma}_A) \cdot (\Delta\tilde{\gamma}_A - \varphi_{L_{GKG}}) & \forall \Delta\tilde{\gamma}_A \geq 0 \end{cases} \quad (7.56)$$

mit dem Torsionswinkel

$$\Delta\tilde{\gamma}_A = \tilde{\gamma}_{A1} - \tilde{\gamma}_{A2} = \gamma_{A1} - (\gamma_{A2} + \varphi_{Q_{GKG}}) \quad (7.57)$$

welcher zudem zur Berechnung der Federsteifigkeit

$$c_{GKG}(\Delta\tilde{\gamma}_A) = \begin{cases} 0 & -\varphi_{L_{GKG}} \leq \Delta\tilde{\gamma}_A \leq \varphi_{L_{GKG}} \\ c_{N_{GKG}} & \text{sonst} \end{cases} \quad (7.58)$$

erforderlich ist. Die Gleichungen (7.56) bis (7.58) bilden den mit der Periodendauer $2 \cdot \delta_A$ auftretenden Abriss des Formschlusses zwischen Turas und Kette ab, welcher in Kapitel 4.4.2 beschrieben und in Kapitel 6.3.2 nachgewiesen wurde. Dabei gewährleistet die Quantisierungsfunktion nach Gleichung (7.55) in Zusammenspiel mit (7.58), dass sich die Turassegmente während der Zugkraftunterbrechung relativ zueinander verdrehen können ($c_{GKG} = 0$), bis der Losewinkel φ_{LGKG} aufgebraucht ist und wieder der Formschlusszustand vorliegt ($c_{GKG} = c_{NGKG}$). Mit dieser Gleichungsdeutung lässt sich erkennen, dass das antriebsseitige Turassegment „A1“ den realen Antriebsturas beschreibt, welchem entsprechend die Rotationsträgheit

$$J_{A1} = J_A \quad (7.59)$$

zuzuordnen ist. Das abtriebsseitige Segment „A2“ korrespondiert mit den Raupenkettengliedern i_{BP} , welche den Antriebsturas umwickeln, sodass unter Anwendung des Satzes von STEINER

$$J_{A2} = m_{BP} \cdot R_A^2 \cdot i_{BP} \quad (7.60)$$

ist.

Aufgrund des Gleitens der Schakenhöcker auf den Turasnockenköpfen und des damit einhergehenden Reibschlusses zwischen Turas und Kette liegt während des Zustands des Gleitkreisgleitens keine vollständige Zugkraftunterbrechung vor. Diesem Umstand lässt sich begegnen, indem der Gleichungssatz zum Gleitkreisgleiten über das Reibmoment

$$M_{R_{GKG}} = \text{sign}(\dot{\gamma}_{A1} - \dot{\gamma}_{A2}) \cdot \mu_{GL} \cdot F_{A:FWT} \cdot R_A \quad (7.61)$$

zu

$$M_{GKG} = M_{R_{GKG}} + M_{c_{GKG}} \quad (7.62)$$

erweitert wird, wobei R_{NK} den Nockenkopfradius beschreibt. Der Zusammenhang

$$M_{GKG} = M_{AA_n} \quad (7.63)$$

bindet abschließend das Gleitkreisgleiten in Gleichung (7.1) ein.

Kraftelement 6: Zusätzliche Fahrwiderstände

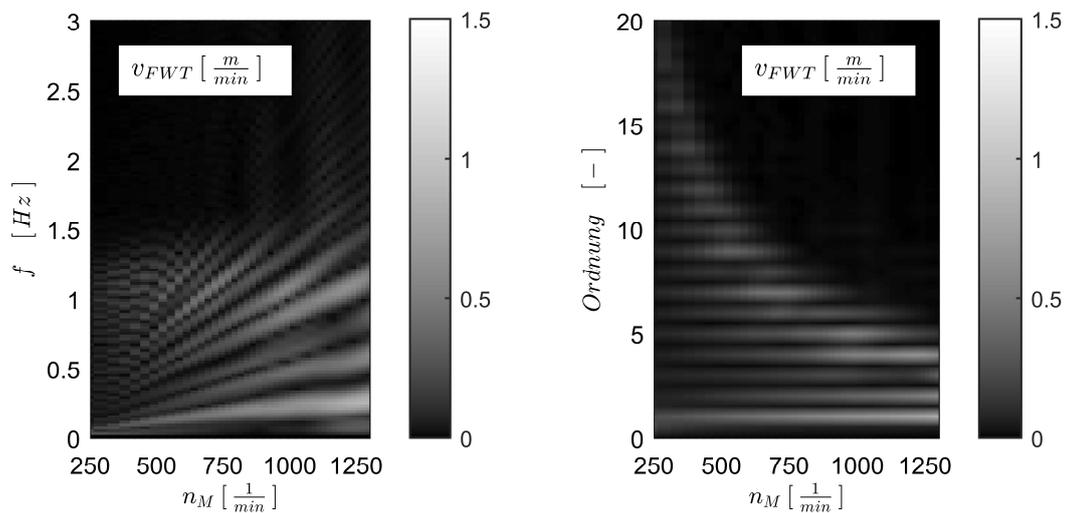
Dieses Kraftelement dient der Erfassung bislang unberücksichtigter, primär reibungsinduzierter Fahrwiderstände, welche der Fahrbewegung des Fahrschiffes entgegengerichtet sind, siehe Gleichung (7.64). Dies umfasst, neben der Wirkung von äußeren Fahrwiderständen infolge der Bodenverdichtung $F_{V_{BV}}$ und der Kurvenfahrt $F_{V_{KV}}$ (siehe Kapitel 4.4.3), die Fahrwiderstände durch Reibung in den Buchsen der Laufrollen $F_{V_{Lar}}$ (siehe Gleichung (4.5)) und der Kettenbolzen $F_{V_{KB}}$. Jedoch können in dieses Kraftelement bedarfsweise weitere Reibkräfte F_{V_k} einbezogen werden, um das Modellverhalten realitätsgerechter zu gestalten.

$$F_{Zus} = F_{V_{BV}} + F_{V_{KV}} + F_{V_{Lar}} \cdot i_{Lar} + F_{V_{KB}} + \sum F_{V_k} \quad (7.64)$$

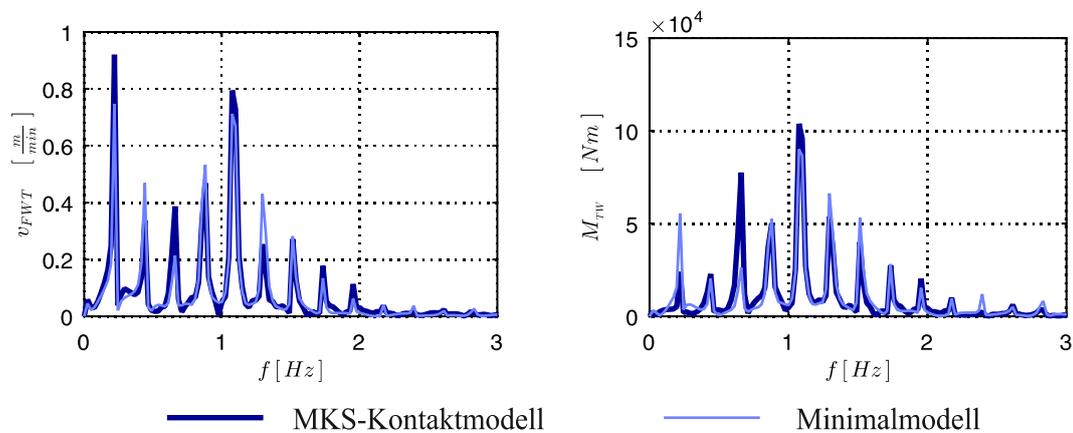
7.3.2 Simulation und Bewertung ohne Schakentäler

Zur Bewertung der Aussagekraft des entworfenen Minimalmodells dient die Gegenüberstellung der gewonnenen Fahrsignale mit denen des in Kapitel 6.3 vorgestellten MKS-Kontaktmodells. Da hierbei das gesamte Drehzahlband von $n_M = 0 - 1250 \text{ min}^{-1}$ für die Fahr Situationen mit gezogenem Ober- und Untertrum simuliert wird, ist gleichzeitig die Kontrolle einer betriebsbereichsabdeckenden Simulationsstabilität des Minimalmodells gegeben.

Unter Vernachlässigung des Schakentaleffekts zeigt der Vergleich der Wasserfall- und Ordnungsdiagramme für die Fahrt mit gezogenem Untertrum nach Abbildung 7.13 a) eine sehr hohe Ähnlichkeit zu den Simulationsergebnissen des MKS-Kontaktmodells in Abbildung 6.20. Sowohl die Präsenz der Fahrwerksharmonischen als auch der Effekt der Auslöschung dieser oberhalb einer Grenzfrequenz von $f_{Gr_{gut}} \approx 1,5 \text{ Hz}$ sind gegeben. Die direkte Gegenüberstellung der Amplitudenspektren, in Abbildung 7.13 b) beispielhaft für die Fahrgeschwindigkeit und das Drehmomentsignal der Turaswelle erfolgt, zeigt zusätzlich, dass eine sehr hohe Korrelation zwischen den Modellen vorliegt.



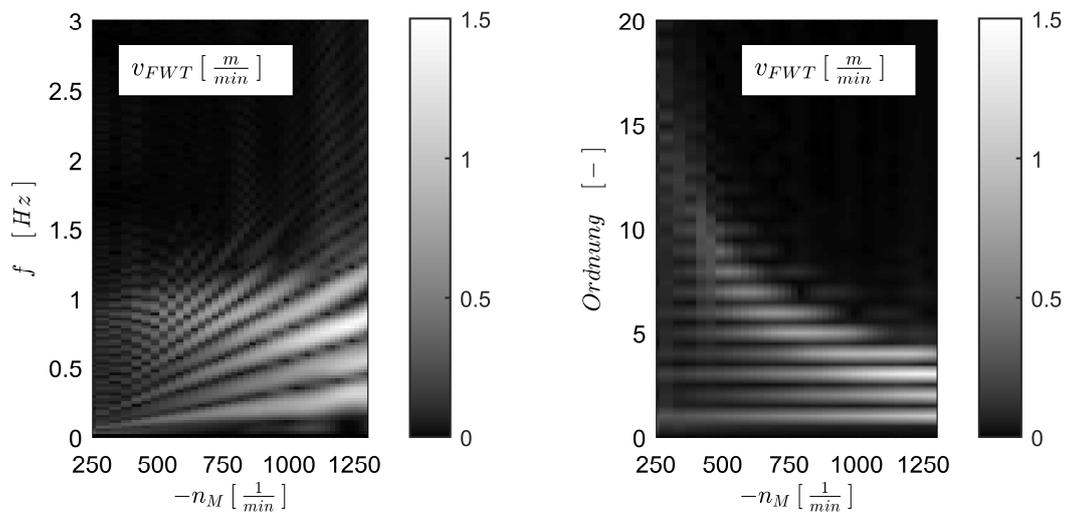
a) Wasserfall- und Ordnungsdiagramm Minimalmodell



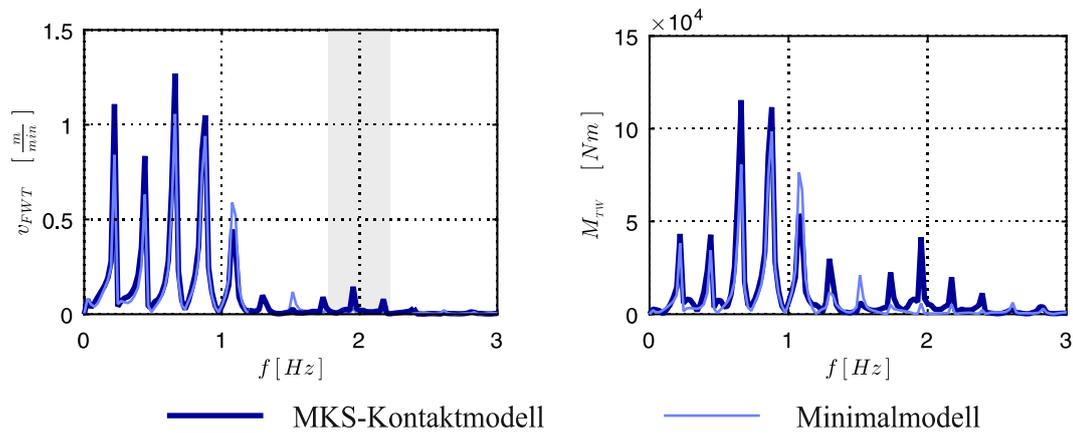
b) Vergleich MKS-Kontakt- & Minimalmodell bei $\bar{v}_{FWT} = 10 \text{ m/min}$ ($\bar{n}_M = 1000 \text{ min}^{-1}$)

Abbildung 7.13: Vergleich bei gezogenem Untertrum, ohne Schakentäler

Die gute Korrelation zwischen MKS-Kontakt- und Minimalmodell ist ebenfalls bei der Fahr-situation mit gezogenem Untertrum festzustellen. Die stärkere Ausprägung der Fahrwerks-harmonischen sowie die Verschiebung der Grenzfrequenz zu $f_{Gr_{got}} \approx 1,1 \text{ Hz}$ im Vergleich zur Fahrt mit gezogenem Obertrum werden vom Minimalmodell exakt erfasst, siehe Abbildung 7.14 a). Auch die direkte Gegenüberstellung der Amplitudenspektren ausgewählter Signale bestätigt die Aussagekraft des Minimalmodells, da sowohl die Frequenzlage der Peaks als auch die relativen Höhenunterschiede benachbarter Amplituden übereinstimmen, siehe Abbildung 7.14 b). Jedoch sind, absolut betrachtet, die Amplituden im Minimalmodell geringer ausgeprägt und im Bereich von $2 \pm 0,2 \text{ Hz}$ lässt das Minimalmodell eine Signalcharakteristik im Drehmomentsignal vollständig missen.



a) Wasserfall- und Ordnungsdiagramm Minimalmodell



b) Vergleich MKS-Kontakt- & Minimalmodell bei $\bar{v}_{FWT} = -10 \text{ m/min}$ ($\bar{n}_M = -1000 \text{ min}^{-1}$)

Abbildung 7.14: Vergleich bei gezogenem Obertrum, ohne Schakentäler

Die Unterschiede begründen sich zum einen im Fehlen einer Fahrwerkseigenfrequenz bei 2 Hz im Minimalmodell, bei welcher die Kette das Schwingungsbild prägt und die Kettenglieder auf den Kettenträgrollen abwälzen, siehe Abbildung 7.15. Dabei verharrt das Fahr-schiff in Ruhe, sodass keine Bewegungskopplung zum Fahrwerks-vorschub vorliegt und die Schwingform somit im Fahr-geschwindigkeitssignal keine nennenswerte Präsenz besitzt, siehe Abbildung 7.14 b). Zum anderen werden die Unterschiede durch die, vom Minimalmodell nicht erfasste, sich

periodisch ändernde Kontaktkraftorientierung zwischen Kette und Kettenträgrolle gespeist (siehe Abbildung 4.10). Dies äußert sich, im Vergleich zur Fahrt mit gezogenem Untertrum, bei der Fahrt mit gezogenem Obertrum besonders stark, da, wie in Kapitel 4.4.2 beschrieben, die Kontaktkräfte bei dieser Fahrtrichtung zwischen Kette und Tragrolle sehr hoch sind. Die sich damit ausprägende, horizontale Kraftkomponente des Kontaktkraftvektors setzt der Kettenlauf- richtung einen merklichen Widerstand entgegen. Folglich wird ein größeres Turasdrehmoment erforderlich, um die Kette umzulenken und so die Fahrgeschwindigkeit aufrecht zu erhalten.

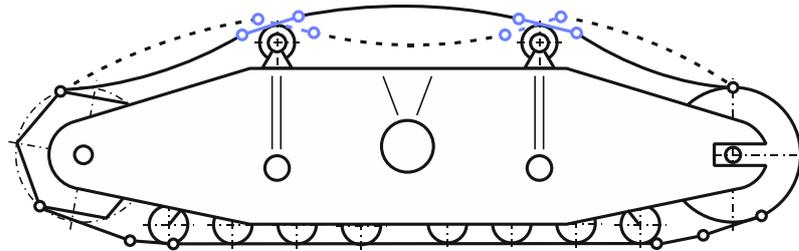
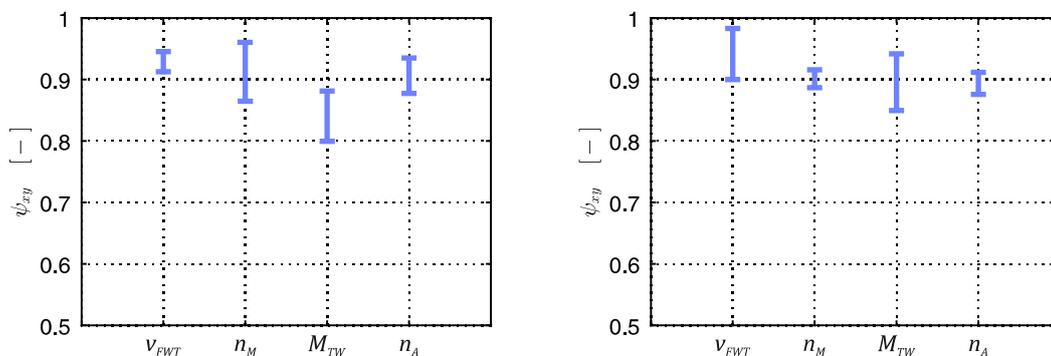


Abbildung 7.15: Fahrwerkseigenschwingung

Obschon die vom Minimalmodell nicht erfassten Effekte der Bandeigenform und der Kontaktkraft an den Tragrollen unterschiedlichen Auswirkungstyps sind, wurzeln beide im gleichen kinematischen Phänomen. Bei diesem erfolgt ein abwälzendes Umlenken der Kettenglieder an den Tragrollen, wobei bis zu zwei Glieder gleichzeitig mit einer Rolle im Kontakt stehen können. Die Abbildung dieses Phänomens unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Wechselwirkung mit den benachbarten Obertrumsegmenten erfordert einen im Vergleich zum Schakenklappen bedeutend aufwändigeren Formalismus, welcher zudem einen höheren Berechnungsaufwand mit sich bringen würde. Da sich auch ohne Berücksichtigung des abwälzenden Umlenkens der Kettenglieder an den Tragrollen gute bis sehr gute Übereinstimmungen zwischen Minimalmodell und MKS-Kontaktmodell erreichen lassen (siehe Abbildung 7.16), kann im vorliegenden Fall auf die Umsetzung dieses Phänomens verzichtet werden. Bei den betrachteten Fahrsituationen ergibt sich mit $\frac{CPU_{Kontaktmodell}}{CPU_{Minimalmodell}} > 480$ eine erhebliche Steigerung der Berechnungsperformanz, sodass in Kombination mit der Ergebnisqualität ein geeignetes Ersatzmodell für die ganzheitliche Simulation identifiziert ist.



a) Gezogener Untertrum

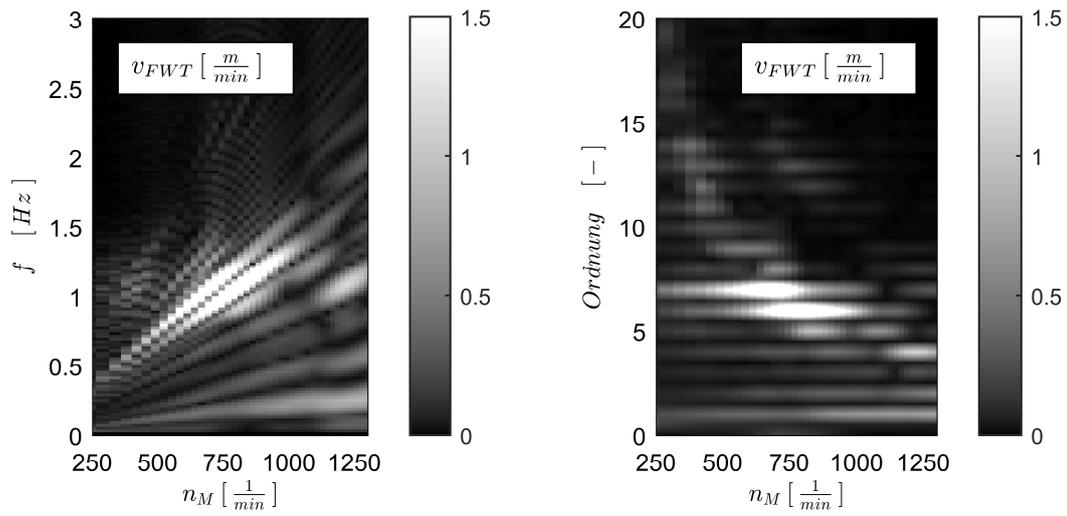
b) Gezogener Obertrum

Abbildung 7.16: Korrelation MKS-Kontakt- mit Minimalmodell, ohne Schakentäler⁵

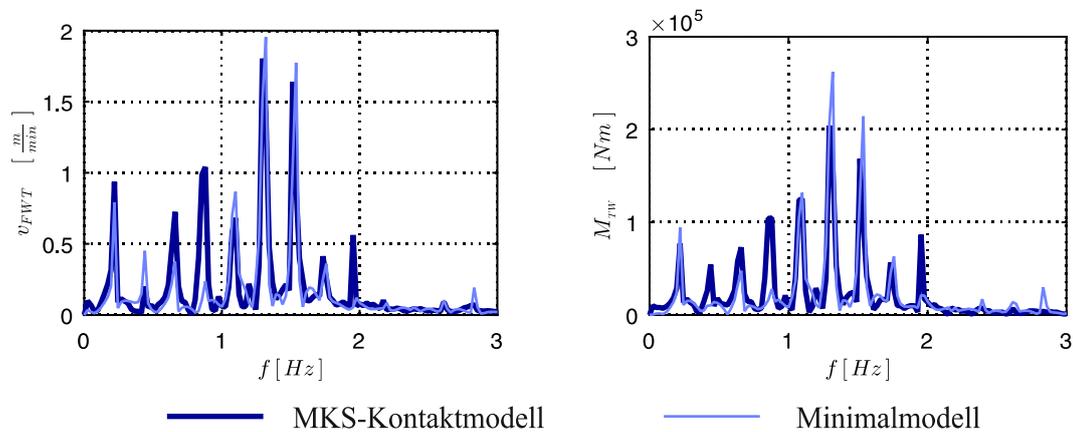
⁵ Berechnung und Erläuterung des Kreuzkorrelationskoeffizienten ψ_{xy} im Anhang A.3

7.3.3 Simulation und Bewertung mit Schakentälern

In Analogie zum MKS-Kontaktmodell entstehen im Minimalmodell erhebliche Amplitudenüberhöhungen, sobald die Schakentäler als fahrdynamischer Effekt Berücksichtigung finden. Dabei prägen sich insbesondere die sechste und siebte Fahrwerksharmonische aus und rufen eine Betriebsresonanz bei $n_M = 400 \div 800 \text{min}^{-1}$ hervor. Weiterhin haben das MKS-Kontakt- und das Minimalmodell gemein, dass sich eine Grenzfrequenz bei $f_{Gr_{gut}} \approx 1,5 \text{ Hz}$ ausbildet, oberhalb derer keine merklichen Anregungen mehr stattfinden, vergleiche Abbildung 6.23 und Abbildung 7.17 a).



a) Wasserfall- und Ordnungsdiagramm Minimalmodell



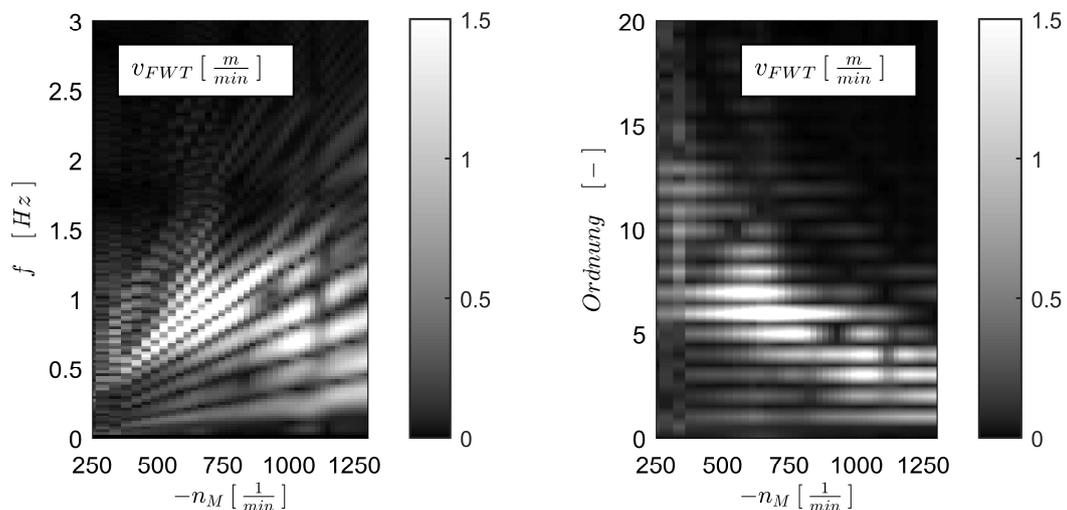
b) Vergleich MKS-Kontakt- & Minimalmodell bei $\bar{v}_{FWT} = 10 \text{ m/min}$ ($\bar{n}_M = 1000 \text{ min}^{-1}$)

Abbildung 7.17: Vergleich bei gezogenem Untertrum, mit Schakentälern

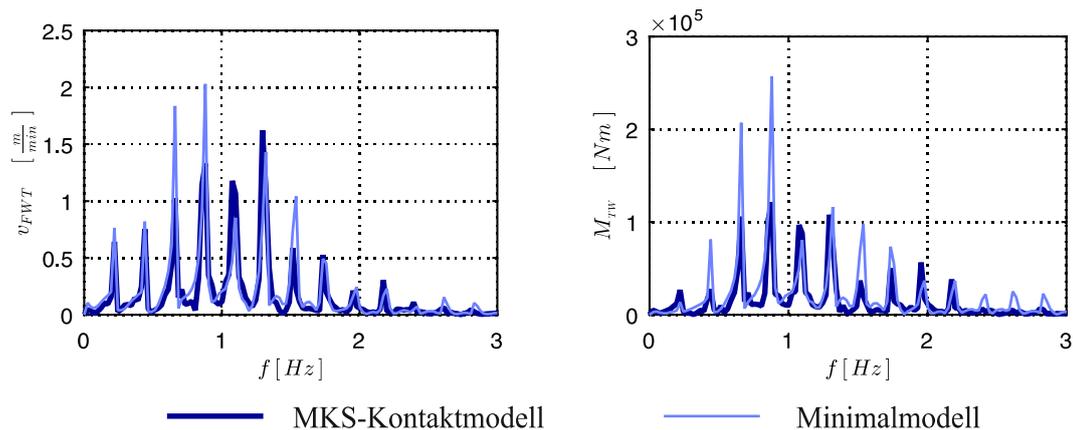
Die direkte Gegenüberstellung der Amplitudenspektren ausgewählter Signale zeigt gleichfalls eine gute Korrelation zwischen den beiden Modellvarianten, jedoch unterscheiden sich einzelne Signalamplituden voneinander. Die Ursache hierfür ist, dass das Kraftelement zur Abbildung der Schakentäler auf einer kumulierten Fahrwiderstandsfunktion beruht. Diese Fahrwiderstandsfunktion ist, wie Abbildung 7.9 bereits zeigte, im Vergleich zur Kontaktsimulation mit einem Amplitudenfehler behaftet. Zudem wurde die Fahrwerksträgertrajektorie im Kraftelement auf Basis einer vereinheitlichten Laufrollentrajektorie, welche einzig das Durchfahren des Laufflächenüberganges beinhaltet, ermittelt. Damit ist jedoch die Modulation der Laufrollenbahn der

turasnächsten Laufrollen (Laufrolle 1 und Laufrolle 16) infolge des Anhebens der Bodenplatte BP3 während des Schakenklappens (siehe Abbildung 4.8 b)) nicht berücksichtigt. Beide Ungenügen – der bereits vorhandene Amplitudenfehler nach Abbildung 7.9 und die Vernachlässigung des Einflusses des Schakenklappens auf die Laufrollentrajektorie – tragen zu einer fehlerbehafteten Fahrwiderstandsfunktion und somit zu Abweichungen in den Signalamplituden bei.

Bei der Fahrt mit gezogenem Obertrum prägen sich, in Analogie zum MKS-Kontaktmodell, die ersten fünf Fahrwerksharmonischen im Vergleich zur Fahrt mit gezogenem Untertrum stärker aus, siehe Abbildung 7.18 a). Zudem erfasst das Minimalmodell das Verschieben der Grenzfrequenz in einen niedrigeren Frequenzbereich. Der direkte Vergleich der Amplitudenspektren zeigt jedoch, dass wiederum einzelne Amplituden fehlerbehaftet sind, wobei die gleichen Ursachen wie bei gezogenem Untertrum die Abweichungen hervorrufen.



a) Wasserfall- und Ordnungsdiagramm Minimalmodell



b) Vergleich MKS-Kontakt- & Minimalmodell bei $\bar{v}_{FWT} = -10 \text{ m/min}$ ($\bar{n}_M = -1000 \text{ min}^{-1}$)

Abbildung 7.18: Vergleich bei gezogenem Obertrum, mit Schakentälern

Da das Kraftelement zur Abbildung der Schakentäler im Minimalmodell im Vergleich zum rechenzeitintensivsten Kraftelement – dem Schakenklappen – eine vernachlässigbar geringe Rechenleistung erfordert, bleibt die Performanzsteigerung von $\frac{CPU_{Kontaktmodell}}{CPU_{Minimalmodell}} > 480$, welche bereits im Modell ohne Schakentäler erreicht wurde, erhalten. Weiterhin lässt sich eine gute Korrelation zwischen MKS-Kontaktmodell und Minimalmodell verzeichnen, sodass auch unter

Berücksichtigung der Schakentäler das Minimalmodell einen sehr guten Kompromiss aus Ergebnisqualität und Berechnungszeit darstellt.

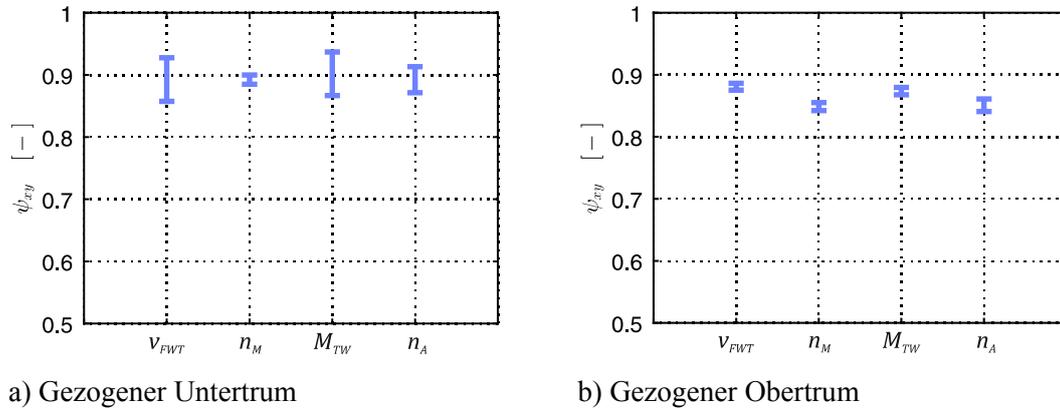


Abbildung 7.19: Korrelation MKS-Kontakt- mit Minimalmodell, mit Schakentälern⁶

7.4 Getriebemodell

7.4.1 Methodik

Zur Reduktion der Rechenzeit des Getriebemodells dient zunächst die Linearisierung der Bewegungsgleichung des MKS-Modells

$$\begin{aligned}\dot{\vec{z}}(t) &= \vec{f}(\vec{z}(t), \vec{u}(t), \mathbf{P}(t)) \\ \vec{y}_A(t) &= \vec{g}(\vec{z}(t), \vec{u}(t), \mathbf{P}(t)) \\ \vec{z}(t=0) &= \vec{z}_0\end{aligned}\quad (7.65)$$

zu

$$\begin{aligned}\dot{\vec{z}}(t) &= \mathbf{A} \cdot \vec{z}(t) + \mathbf{B} \cdot \vec{u}(t) \\ \vec{y}_A(t) &= \mathbf{L} \cdot \vec{z}(t) \\ \vec{z}(t=0) &= \vec{z}_0\end{aligned}\quad (7.66)$$

mit

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} & -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{C} \end{bmatrix}_{(2n,2n)}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{S}_T \end{bmatrix}_{(2n,n)}\quad (7.67)$$

wobei die Linearisierung unter der Nennbetriebslast

$$\vec{u} = \vec{u}_{TA} = \begin{bmatrix} M_{Nenn} \\ \vdots \\ -M_{Nenn} \cdot i_{Ges} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_M \\ \vdots \\ M_A \end{bmatrix}\quad (7.68)$$

erfolgt [Gip99, S. 65], [SGU16]. Obschon mit der Elimination von Nichtlinearitäten im Gleichungssatz eine deutliche Verringerung der Rechenzeit einhergehen kann, ist ein Optimum an Berechnungsperformanz bei Antriebssträngen nicht zwangsläufig garantiert. Dies liegt zum

⁶ Berechnung und Erläuterung des Kreuzkorrelationskoeffizienten ψ_{xy} im Anhang A.3

einen an der mit dem Systemfreiheitsgrad korrelierenden Größe des Gleichungssystems, welche die Anzahl der notwendigen Rechenoperationen während eines Zeitintegrationsschrittes und somit die Berechnungsdauer bestimmt. Zum anderen unterliegt die Recheneffizienz dem Steifigkeitsindex (Eigenwertverhältnis)

$$\kappa = \frac{\max\{Im\{\lambda_i\}\}}{\min_{Im\{\lambda_i\} \neq 0}\{Im\{\lambda_i\}\}} \quad (7.69)$$

der gleichungssystembestimmenden Systemmatrix \mathbf{A} , da die Größenordnung von κ die Anzahl der durchzuführenden Integrationsschritte beeinflusst [Gip99, S. 175 f.].

Zur gleichzeitigen Verringerung der Freiheitsgradanzahl und des Steifigkeitsindex eines Antriebsstranges eignet sich das Verfahren der Modalreduktion mit freien Systemschnittstellen. Hierbei sind zunächst die Eigenwerte und Eigenvektoren der Systemmatrix \mathbf{A} über

$$[p \cdot \mathbf{I} - \mathbf{A}] \cdot \vec{z}_{EV_R} = \vec{0} \quad \text{bzw.} \quad [p \cdot \mathbf{I} - \mathbf{A}^T] \cdot \vec{z}_{EV_L} = \vec{0} \quad (7.70)$$

zu berechnen, wobei sich aufgrund der Nichtsymmetrie zu jedem Eigenwert $p_{(i)} = \lambda_{(i)}$ ein Linkseigenvektor $\vec{z}_{EV_L(i)} = \vec{v}_{L(i)}$ und ein Rechtseigenvektoren $\vec{z}_{EV_R(i)} = \vec{v}_{R(i)}$ ergibt. Die Links- und Rechtseigenvektoren sind anschließend in den Modalmatrizen

$$\mathbf{V}_L = [\vec{v}_{L(1)} \vec{v}_{L(2)} \dots \vec{v}_{L(2n)}] \quad \text{bzw.} \quad \mathbf{V}_R = [\vec{v}_{R(1)} \vec{v}_{R(2)} \dots \vec{v}_{R(2n)}] \quad (7.71)$$

zu vereinigen, welche unter Anwendung einer entsprechenden Biorthonormierung

$$\mathbf{V}_R^T \cdot \mathbf{V}_L = \mathbf{I} \quad (7.72)$$

die Systemmatrix \mathbf{A} auf die Diagonalmatrix ihrer Eigenwerte

$$\mathbf{V}_L^T \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{V}_R = \mathbf{\Lambda} = \text{diag}\{\lambda_i\} \quad (7.73)$$

projizieren [HHS97, S. 213 ff.], [HS07, S. 47 ff.].

Mit der Anwendung der Hauptkoordinatenransformation

$$\vec{z}(t) = \mathbf{V}_R \cdot \vec{z}_{HR}(t) = \mathbf{V}_L \cdot \vec{z}_{HL}(t) \quad (7.74)$$

lässt sich unter Berücksichtigung des Zusammenhangs (7.73) das Differentialgleichungssystem (7.66) im Rechts- respektive Linksmodalraum zu

$$\dot{\vec{z}}_{HR}(t) = \mathbf{V}_L^T \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{V}_R \cdot \vec{z}_{HR}(t) + \mathbf{V}_L^T \cdot \mathbf{B} \cdot \vec{u}(t) = \mathbf{\Lambda} \cdot \vec{z}_{HR}(t) + \mathbf{V}_L^T \cdot \mathbf{B} \cdot \vec{u}(t) \quad (7.75)$$

beziehungsweise

$$\dot{\vec{z}}_{HL}(t) = \mathbf{V}_R^T \cdot \mathbf{A} \cdot \mathbf{V}_L \cdot \vec{z}_{HL}(t) + \mathbf{V}_R^T \cdot \mathbf{B} \cdot \vec{u}(t) = \mathbf{\Lambda} \cdot \vec{z}_{HL}(t) + \mathbf{V}_R^T \cdot \mathbf{B} \cdot \vec{u}(t) \quad (7.76)$$

entkoppeln. Somit können die einzelnen Gleichungsanteile von (7.75) und (7.76) unabhängig voneinander behandelt werden, was gleichzeitig den Ausschluss von Gleichungen aus dem Gleichungssatz legitimiert. Dies erfolgt, indem die der auszuschließenden Hauptkoordinate $\vec{z}_{H_{R|L}(k)}$ zugeordneten Eigenvektoren $\vec{v}_{L(k)}$ und $\vec{v}_{R(k)}$ in Gleichung (7.71) konjugiert-komplex paarweise gestrichen werden, wobei gleichzeitig der zugehörige Eigenwert λ_k entsprechend (7.73) entfällt [Gra13, S. 19 f.], [Loh10]. Folglich kann das Gesamtgleichungssystem des linearisierten Modells in einen Anteil berücksichtigter Eigenmoden (REM-Set = Retained Eigenmode Set) und unberücksichtigter Eigenmoden (NEM-Set = Neglected Eigenmode Set) über

$$\mathbf{V}_L = [\mathbf{V}_L^{REM} | \mathbf{V}_L^{NEM}] \quad \text{bzw.} \quad \mathbf{V}_R = [\mathbf{V}_R^{REM} | \mathbf{V}_R^{NEM}] \quad (7.77)$$

$$\vec{z}_{H_L}(t) = \begin{bmatrix} \vec{z}_{H_L}^{REM}(t) \\ \vec{z}_{H_L}^{NEM}(t) \end{bmatrix} \quad \text{bzw.} \quad \vec{z}_{H_R}(t) = \begin{bmatrix} \vec{z}_{H_R}^{REM}(t) \\ \vec{z}_{H_R}^{NEM}(t) \end{bmatrix} \quad (7.78)$$

sowie

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{A}^{REM} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{A}^{NEM} \end{bmatrix} \quad (7.79)$$

unterteilt werden und der Zustandsvektor lässt sich damit über

$$\vec{z}(t) \approx \vec{z}^{REM}(t) = \mathbf{V}_R^{REM} \cdot \vec{z}_{H_R}^{REM}(t) = \mathbf{V}_L^{REM} \cdot \vec{z}_{H_L}^{REM}(t) \quad (7.80)$$

approximieren. Über dieses Verfahren wird der Systemfreiheitsgrad um die Anzahl der eliminierten Eigenvektoren verringert und die Berechnungsperformanz steigt entsprechend an. Zudem ermöglicht die Selektion von Eigenmoden den Steifigkeitsindex des Systems zu beeinflussen, indem gezielt hochfrequente Systembestandteile vernachlässigt werden. Da bei Antriebssträngen insbesondere die tieffrequenten, torsionsdominierten Schwingformen von Interesse sind, deren Eigenfrequenzen unterhalb der höchsten Anregungsfrequenz liegen, lässt sich mit der Modalreduktion eine deutliche Freiheitsgradverringering und Größenordnungsreduktion des Steifigkeitsindex erreichen [SGU16b].

Obschon mit der Vernachlässigung aller Moden oberhalb der höchsten Anregungsfrequenz ein wichtiges Modenauswahlkriterium vorliegt, birgt das reine Modalreduktionsverfahren die Gefahr einer ungenügenden Abbildung der kinetischen Randbedingungen [DK97, S. 15 ff.], [Höf05, S. 69]. Dies äußert sich bevorzugt bei den Schnittreaktionen des Systems, was sich bereits anhand eines mit einer Fest-Los-Lagerung gesicherten, zentrisch belasteten Balkens veranschaulichen lässt, siehe Abbildung 7.20. Obschon sich das Verformungsverhalten bereits anhand der ersten Eigenform sehr gut approximieren lässt, ist der Querkraftverlauf der Näherungslösung mit einem erheblichen Fehler behaftet. Speziell die 27 %ige Abweichung der Schnittlasten in den Auflagern ist auf Systemebene betrachtet problematisch [SGU16b], da die Lastübergabe an die Umgebung, beispielsweise einen benachbarten Körper, unkorrekt ist und somit das gesamte Systemverhalten verfälscht werden kann.

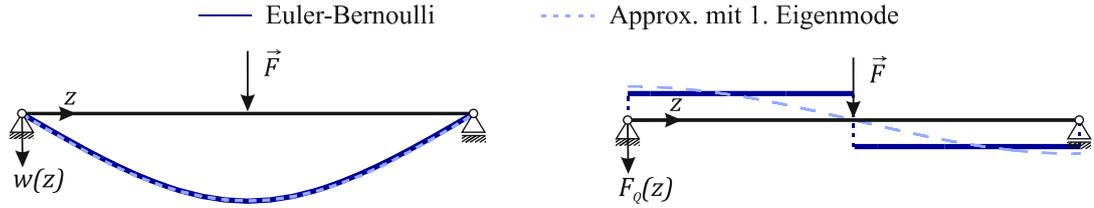


Abbildung 7.20: Verlagerungs- und Schnittkraftapproximation am Balken

Um die Fehler infolge der ungenügenden Abbildung der kinetischen Randbedingungen und gegebenenfalls sogar einer nutzerinduzierten, mangelhaften REM-Modenauswahl zu verringern, kann mithilfe von residualen Attachment Modes (RAM-Set, Formen aus Einzelkräften [DK97, S. 11]) das REM-Set zum EEM-Set (Extended Eigenmode Set)

$$\vec{z}(t) \approx \vec{z}^{EEM}(t) = \mathbf{V}_R^{REM} \cdot \vec{z}_{H_R}^{REM}(t) + \mathbf{V}_R^{RAM} \cdot \vec{z}_{H_R}^{RAM}(t) = \mathbf{V}_L^{REM} \cdot \vec{z}_{H_L}^{REM}(t) + \mathbf{V}_L^{RAM} \cdot \vec{z}_{H_L}^{RAM}(t) \quad (7.81)$$

erweitert werden. Dabei wird der Anteil der gestrichenen Eigenmoden (NEM-Set), welcher zur korrekten Erfassung des Randverhaltens erforderlich ist, im RAM-Set hinterlegt und somit wieder in die Zustandsapproximation einbezogen. Folglich besteht der erste Schritt der Zustandsreproduktion in der Transformation des Gleichungssystems in den Raum der eliminierten Eigenmoden über

$$\vec{z}(t) \rightarrow \vec{z}^{NEM}(t) = \mathbf{V}_R^{NEM} \cdot \vec{z}_{H_R}^{NEM}(t) = \mathbf{V}_L^{NEM} \cdot \vec{z}_{H_L}^{NEM}(t) \quad (7.82)$$

Im Anschluss ist an jeder Krafteinleitungs- respektive Systemschnittstelle b eine Last definierter Amplitude und Frequenz $u^{RAM}(t) = U^{RAM} \cdot e^{i \cdot \Omega^{RAM} \cdot t}$ einzuleiten, siehe Gleichung (7.83).

$$\begin{aligned} \dot{\vec{z}}_{H_R(b)}^{NEM}(t) &= \mathbf{A}^{NEM} \cdot \vec{z}_{H_R(b)}^{NEM}(t) + \mathbf{V}_L^{NEM T} \cdot \mathbf{B}(b) \cdot u^{RAM}(t) \\ \dot{\vec{z}}_{H_L(b)}^{NEM}(t) &= \mathbf{A}^{NEM} \cdot \vec{z}_{H_L(b)}^{NEM}(t) + \mathbf{V}_R^{NEM T} \cdot \mathbf{B}(b) \cdot u^{RAM}(t) \end{aligned} \quad (7.83)$$

Über den Ansatz $\vec{z}_{H_{L|R}(b)}^{NEM}(t) = \vec{z}_{EVH_{L|R}(b)}^{NEM} \cdot e^{i \cdot \Omega^{RAM} \cdot t}$ ergibt sich der Anteil der eliminierten Eigenmoden am Antwortverhalten des Systems zu

$$\begin{aligned} \vec{z}_{EVH_R(b)}^{NEM} &= [i \cdot \Omega^{RAM} \cdot \mathbf{I} - \mathbf{A}^{NEM}]^{-1} \cdot \mathbf{V}_L^{NEM T} \cdot \mathbf{B}(b) \cdot U^{RAM} \\ \vec{z}_{EVH_L(b)}^{NEM} &= [i \cdot \Omega^{RAM} \cdot \mathbf{I} - \mathbf{A}^{NEM}]^{-1} \cdot \mathbf{V}_R^{NEM T} \cdot \mathbf{B}(b) \cdot U^{RAM} \end{aligned} \quad (7.84)$$

Mit der Rücktransformation

$$\vec{v}_{R(b)}^{RAM} = \mathbf{V}_R^{NEM} \cdot \vec{z}_{EVH_R(b)}^{NEM} \quad \text{und} \quad \vec{v}_{L(b)}^{RAM} = \mathbf{V}_L^{NEM} \cdot \vec{z}_{EVH_L(b)}^{NEM} \quad (7.85)$$

und der Biorthonormierung

$$\vec{v}_{R(b)}^{RAM} = \frac{\vec{v}_{R(b)}^{RAM}}{\sqrt{\langle \vec{v}_{R(b)}^{RAM}, \vec{v}_{R(b)}^{RAM} \rangle}} \quad \text{sowie} \quad \vec{v}_{L(b)}^{RAM} = \frac{\vec{v}_{L(b)}^{RAM}}{\langle \vec{v}_{R(b)}^{RAM}, \vec{v}_{L(b)}^{RAM} \rangle} \quad (7.86)$$

können die lasteinleitungsreproduzierenden Formvektoren in das EEM-Set

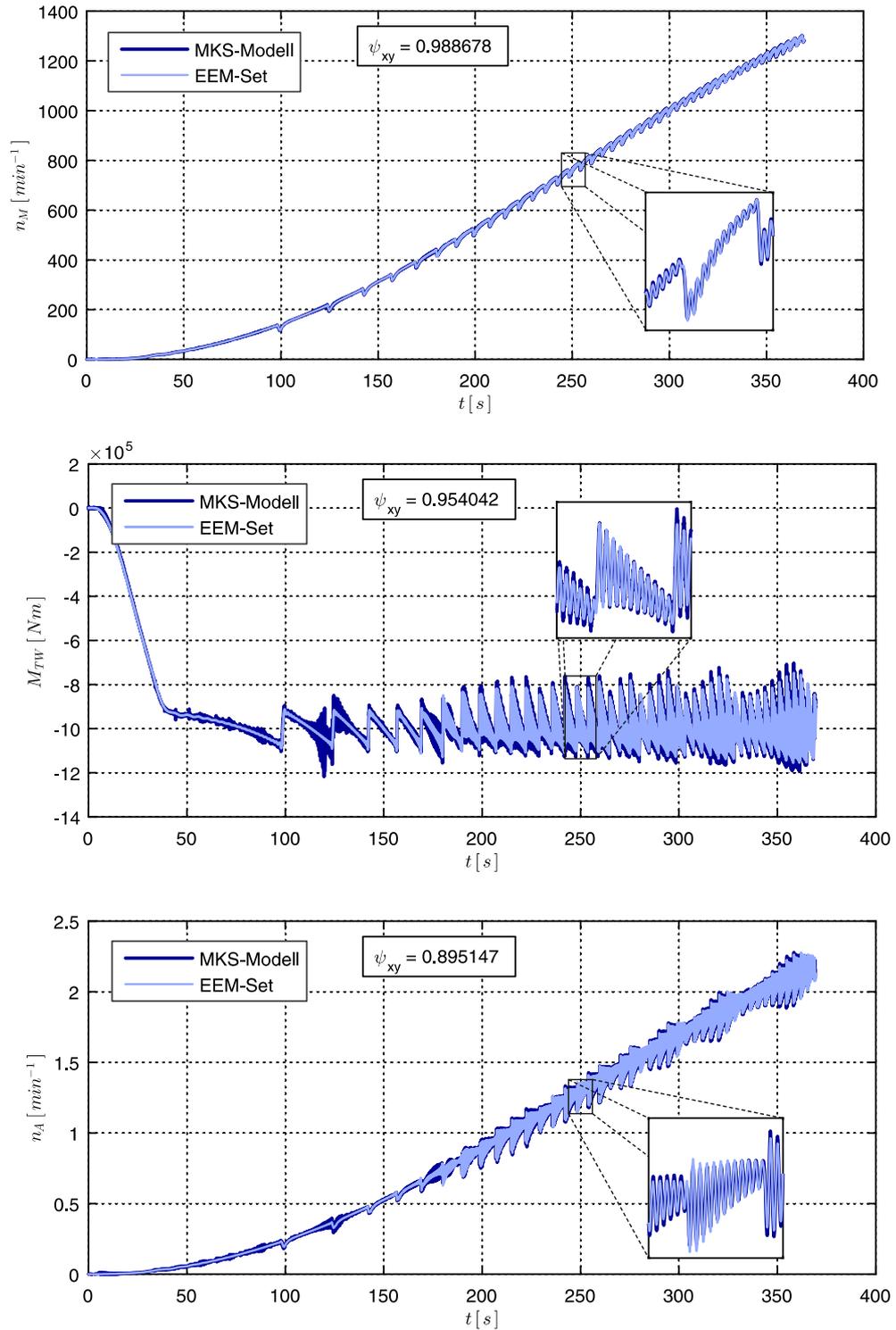
$$\begin{aligned} \mathbf{V}_L^{EEM} &= [\mathbf{V}_L^{REM} | \vec{v}_{L(1)}^{RAM}, \vec{v}_{L(2)}^{RAM}, \dots, \vec{v}_{L(b)}^{RAM}, \dots] = [\mathbf{V}_L^{REM} | \mathbf{V}_L^{RAM}] \\ \mathbf{V}_R^{EEM} &= [\mathbf{V}_R^{REM} | \vec{v}_{R(1)}^{RAM}, \vec{v}_{R(2)}^{RAM}, \dots, \vec{v}_{R(b)}^{RAM}, \dots] = [\mathbf{V}_R^{REM} | \mathbf{V}_R^{RAM}] \end{aligned} \quad (7.87)$$

eingesetzt werden. Das so berechnete RAM-Set und das REM-Set bilden automatisch eine Orthonormalbasis, da das RAM-Set dem NEM-Set, welches senkrecht zum REM-Set ausgerichtet ist, entspringt. Somit liegt keine parasitäre Querwirkung zwischen REM- und RAM-Set vor, sodass im EEM-Set einzig eine Ergänzung des reduzierten Eigenverhaltens um eine Lasteinleitungsreproduktion erfolgt. Optional kann das RAM-Set selbst einer weiteren Orthogonalisierung unterzogen werden, was bei Vorliegen einer hohen Anzahl an RAM-Vektoren zu einer Steigerung der Berechnungsperformanz führen kann [SGU16b]. Da Antriebssysteme zumeist über zwei Lasteinleitungs- respektive Systemschnittstellen verfügen (Antrieb und Abtrieb), erübrigt sich im Allgemeinen dieser Schritt.

7.4.2 Simulation und Bewertung

Die Bewertung des linearisierten, freiheitsgradreduzierten Getriebemodells hinsichtlich seiner Signalgüte und Performanz erfolgt über die vergleichende Gegenüberstellung mit dem im Kapitel 6.4 vorgestellten MKS-Modell des Antriebsstranges. Damit der Vergleich den gesamten Betriebsbereich umfasst, wird als Lastfall gleichfalls ein Hochlaufvorgang unter Einwirkung der in Abbildung 6.41 gezeigten Störfunktion genutzt.

In Abbildung 7.21 ist die Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse exemplarisch für die Signale der Motor- und Turasdrehzahl sowie des Turaswellendrehmomentes im Zeitbereich erfolgt. Der optische Vergleich der Signalverläufe zeigt, dass sowohl die Signalmittelwerte als auch die -schwankungen sehr gut vom EEM-Set nachempfunden werden. Einzig im Drehmomentensignal lassen sich Abweichungen als temporäre, hochfrequente Signalschwankungen verzeichnen, welche sich primär im Zeitfenster $t \in (120 \text{ s}; 140 \text{ s})$ ausprägen. Diese resultieren aus der zweiten Torsionsschwingform des Getriebes, welche im MKS-Modell eine Anregung über die Zahnsteifigkeitsschwankungen erfährt. Da das EEM-Set infolge der Linearisierung diese parametererregte Schwingungserscheinung nicht beinhaltet, sind die hochfrequenten Schwankungen entsprechend nicht im zugehörigen Signal präsent. Jedoch beschränkt sich diese Abweichung des EEM-Sets vom MKS-Modell lediglich auf einen kleinen Drehzahlbereich, welcher zudem keine nennenswerte Betriebsrelevanz hat. Ferner überträgt sich diese Schwingungserscheinung nicht auf die Schnittstellen des Getriebes, da sich an diesen, wie bereits in Kapitel 6.4.2 festgestellt wurde, Schwingungsknoten der zweiten Eigenform befinden. Damit ist ausgeschlossen, dass sich diese Ungänge des EEM-Sets auf das dynamische Verhalten des ganzheitlichen Modells des Raupenfahrzeugs überträgt. Diese Erkenntnis rechtfertigt in Verbindung mit den guten bis sehr guten Signalkorrelationswerten und einer Verringerung der Berechnungszeit mit $\frac{CPU_{MKS}}{CPU_{EEM}} \approx 2000$ den Ersatz des MKS-Modells durch das EEM-Set.

Abbildung 7.21: Korrelation MKS-Modell und EEM-Set des Getriebes⁷⁷ Berechnung und Erläuterung des Kreuzkorrelationskoeffizienten ψ_{xy} im Anhang A.3

7.5 Unterwagen- und Oberbaummodell

7.5.1 Methodik

Die Herangehensweise, den Systemzustand über ein reduziertes Set von Eigenmoden des linearisierten Systems abzubilden, findet ebenfalls für die Tragstruktur des Baggers 293 Anwendung. Hierfür wäre wiederum der Ansatz nach Gleichung (7.81) denkbar, jedoch bietet sich aufgrund der Kenntnis des Eigenverhaltens des gefesselten Oberbaus (siehe Kapitel 6.5.2) ein Reduktionsverfahren an, bei welchem das System vor der Reduktion zunächst eingespannt wird. Damit lässt sich gewährleisten, dass bereits mit einer minimalen Anzahl an Eigenmoden (REM-Set) das Schwingungsverhalten des reduzierten Modells dem des MKS-Modells im gefesselten Zustand gleicht.

Hierzu wird das linearisierte Zustandsgleichungssystem nach (7.66) in interne Koordinaten (I) und Randkoordinaten (B) unterteilt:

$$\begin{bmatrix} {}^{(I)}\dot{\vec{z}}(t) \\ {}^{(B)}\dot{\vec{z}}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^{(II)}\mathbf{A} & {}^{(IB)}\mathbf{A} \\ {}^{(BI)}\mathbf{A} & {}^{(BB)}\mathbf{A} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}^{(I)}\vec{z}(t) \\ {}^{(B)}\vec{z}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ {}^{(B)}\mathbf{B} \end{bmatrix} \cdot \vec{u}(t) \quad (7.88)$$

$$\vec{y}_A = \begin{bmatrix} {}^{(II)}\mathbf{L} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & {}^{(BB)}\mathbf{L} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}^{(I)}\vec{z}(t) \\ {}^{(B)}\vec{z}(t) \end{bmatrix}$$

Die Randkoordinaten repräsentieren die Lasteinleitungsstellen respektive Einspannungen, was im Fall des Unterwagen-Oberbau-Systems den Gelenkkoordinaten des Unterwagens entspricht, siehe Abbildung 6.44. Das Ziel ist nun, das Systemverhalten mithilfe der Randkoordinaten ${}^{(B)}\vec{z}$ und einem reduzierten Set der Rechtshauptkoordinaten des gefesselten Systems ${}^{(I)}\vec{z}_{HR}$ über

$$\begin{bmatrix} {}^{(I)}\vec{z}(t) \\ {}^{(B)}\vec{z}(t) \end{bmatrix} \approx \mathbf{T}_R^{CB} \cdot \begin{bmatrix} {}^{(I)}\vec{z}_{HR}(t) \\ {}^{(B)}\vec{z}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} {}^{(I)}\mathbf{V}_R^{REM} & \mathbf{T}^S \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}^{(I)}\vec{z}_{HR}(t) \\ {}^{(B)}\vec{z}(t) \end{bmatrix} \quad (7.89)$$

zu approximieren, was der Übertragung der CRAIG-BAMPTON-Reduktion [CB68] in den nicht-symmetrischen Zustandsraum entspricht. Das REM-Set der internen Koordinaten (I) resultiert aus der Lösung des Eigenwertproblems

$$\left[p \cdot \mathbf{I} - {}^{(II)}\mathbf{A} \right] \cdot {}^{(I)}\hat{\vec{z}}_R = \vec{0} \quad (7.90)$$

und der anschließenden Einteilung in beizubehaltende und zu vernachlässigende Eigencharakteristika über

$${}^{(I)}\mathbf{V}_R = \left[{}^{(I)}\mathbf{V}_R^{REM} \mid {}^{(I)}\mathbf{V}_R^{NEM} \right] \quad (7.91)$$

Da die Eigenwertbetrachtung (7.90) lediglich die Subsystemmatrix der internen Koordinaten ${}^{(II)}\mathbf{A}$ beinhaltet, repräsentiert ${}^{(I)}\mathbf{V}_R$ automatisch das Eigenverhalten des an den Randkoordinaten gefesselten Systems. Somit können im Fall des Unterwagen-Oberbau-Systems die in Tabelle 6-3 angegebenen Eigenformen direkt in das REM-Set übernommen werden.

Die Matrix \mathbf{T}^S resultiert aus einer GUYAN-Reduktion, indem an den Randkoordinaten B gezielt Einheitszustände eingeleitet und der quasistatische, interne Antwortzustand (QI) gemessen wird:

$${}^{(I)}\vec{z}(t) \rightarrow {}^{(QI)}\vec{z}(t) = -\left({}^{(II)}\mathbf{A}^{-1} \cdot {}^{(IB)}\mathbf{A}\right) \cdot {}^{(B)}\vec{z}(t) = \mathbf{T}^S \cdot {}^{(B)}\vec{z}(t) \quad (7.92)$$

Das Einsetzen des CB-Sets nach Gleichung (7.89) in (7.88) liefert über

$$\begin{bmatrix} {}^{(I)}\dot{\vec{z}}_{HR}(t) \\ {}^{(B)}\dot{\vec{z}}(t) \end{bmatrix} = \mathbf{A}^{CB} \cdot \begin{bmatrix} {}^{(I)}\vec{z}_{HR}(t) \\ {}^{(B)}\vec{z}(t) \end{bmatrix} + \mathbf{B}^{CB} \cdot \vec{u}(t) \quad (7.93)$$

$$\vec{y} = \mathbf{L}^{CB} \cdot \begin{bmatrix} {}^{(I)}\vec{z}(t) \\ {}^{(B)}\vec{z}(t) \end{bmatrix}$$

den reduzierten, systembeschreibenden Gleichungssatz, wobei

$$\begin{aligned} \mathbf{A}^{CB} &= \mathbf{T}_R^{CB^{-1}} \cdot \begin{bmatrix} {}^{(II)}\mathbf{A} & {}^{(IB)}\mathbf{A} \\ {}^{(BI)}\mathbf{A} & {}^{(BB)}\mathbf{A} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{T}_R^{CB} \\ \mathbf{B}^{CB} &= \mathbf{T}_R^{CB^{-1}} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ {}^{(B)}\mathbf{B} \end{bmatrix} \\ \mathbf{L}^{CB} &= \begin{bmatrix} {}^{(II)}\mathbf{L} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & {}^{(BB)}\mathbf{L} \end{bmatrix} \cdot \mathbf{T}_R^{CB} \end{aligned} \quad (7.94)$$

ist. Die hierfür notwendige Inverse der Transformationsmatrix \mathbf{T}_R^{CB} berechnet sich unter Anwendung der Linkseigenvektoren über

$$\mathbf{T}_R^{CB^{-1}} = \begin{bmatrix} {}^{(I)}\mathbf{V}_L^{REM^T} & -{}^{(I)}\mathbf{V}_L^{REM^T} \cdot \mathbf{T}_S \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{bmatrix} \quad (7.95)$$

wobei die Orthonormalitätsbedingung

$${}^{(I)}\mathbf{V}_R^T \cdot {}^{(I)}\mathbf{V}_L = \mathbf{I} \quad (7.96)$$

zu gewährleisten ist.

7.5.2 Simulation und Bewertung

Zur vergleichenden Gegenüberstellung werden sowohl das MKS-Modell als auch das abgeleitete CB-Set des Unterwagen-Oberbau-Systems an den Schnittstellen zum Stützdreieck (Anschluss der Doppelzwillingsraupen, siehe Abbildung 4.2) in allen Raumrichtungen angeregt. Als Anregungssignal dient ein bandbegrenzttes, weißes Rauschen mit einer oberen Grenzfrequenz von 3 Hz . Damit können alle relevanten Eigenformen des Systems gleichwertig angesprochen werden, sodass sich das dynamische Verhalten des CB-Sets verifizieren lässt.

In Abbildung 7.22 sind die Korrelationswerte (Berechnung und Erläuterung im Anhang A.3) zwischen CB-Set und MKS-Modell, exemplarisch für die Verschiebungssignale an den Stützkugeln und am Schaufelrad, dargestellt. Diese zeigen, dass das CB-Set unabhängig von Signalort und -richtung sehr gut das Originalverhalten nachempfunden. Gleiches gilt für die

Koordinaten der weiteren Komponenten des Unterwagen-Oberbau-Systems (siehe Anhang C), sodass das reduzierte System das dynamische Verhalten des MKS-Modells vollständig und originalgetreu nachempfunden. In Verbindung mit der Reduktion der Freiheitsgradanzahl um 90 % und der Verringerung des Steifigkeitsindex von $\kappa_{MKS} = 5300$ auf $\kappa_{CB} = 9$ ist das Ersatzmodell entsprechend hervorragend geeignet, das MKS-Modell innerhalb einer zeiteffizienten, ganzheitlichen Simulation zu ersetzen.

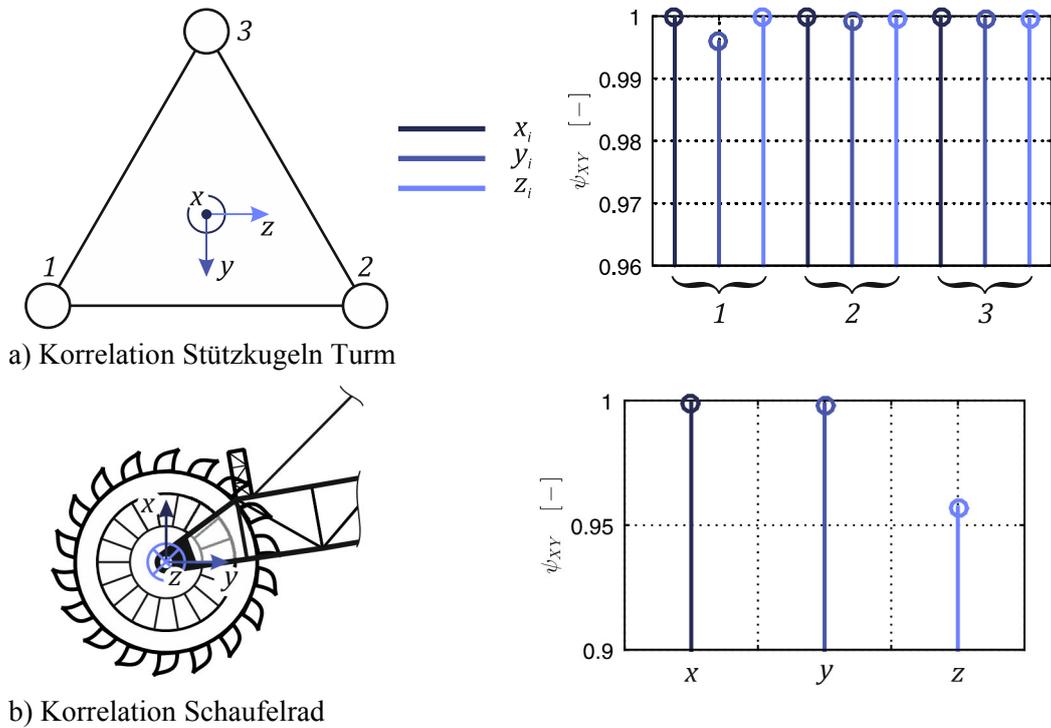


Abbildung 7.22: Korrelation MKS-Modell und CB-Set des Unterwagen-Oberbau-Systems

8 Ganzheitliche Fahrdynamik-Simulation und Messdatenabgleich

8.1 Modellstufen

Mithilfe der erstellten Submodelle der einzelnen Raupenfahrzeugkomponenten lassen sich unterschiedliche Modellstufen ableiten, welche zum Erlangen der Zielstellung, Optimierungsmaßnahmen zur Regulierung der Fahrdynamik zu identifizieren, dienen können. Um die Aussagekraft und das Anwendungspotential der einzelnen Modellvarianten zu beurteilen, werden diese unter Anwendung identischer Fahrmanöver miteinander verglichen. Dies fördert gleichzeitig das Systemverständnis, da sich mit variierender Modellkomplexität gezielt Wechselwirkungen der Submodelle untereinander ausblenden respektive berücksichtigen lassen.

8.1.1 Rheonom betriebenes Fahrschiffmodell

Dieses Modell repräsentiert den aktuellen Stand der Technik hinsichtlich der Simulation und Analyse des Fahrverhaltens von Raupenfahrwerken, siehe Kapitel 4.5 und 4.6.2. Der Fahrwerksvorschub wird über den rheonomen Betrieb des mit der Kette im Eingriff befindlichen Antriebssturas gewährleistet. Folglich prägt das Antriebssturagelenk dem System fahrwiderstandsunabhängig den Soll-Zustand $[\gamma_A^* \quad \dot{\gamma}_A^*]^T$ ein und die Wechselwirkungen mit anderen Komponenten des Raupenfahrzeugs (Antrieb, Oberbau) sowie deren Zeitverhalten werden im Modell ausgeblendet, siehe Abbildung 8.1. Einzig der Anteil der Oberbauträgheit, welcher von einem Fahrschiff beschleunigt wird, findet über die Erhöhung der Fahrwerksträgermasse um ein Zwölftel der Oberbaumasse Berücksichtigung (Simulation eines starren Oberbaus mit zwölf Fahrschiffen, siehe Abbildung 4.2).

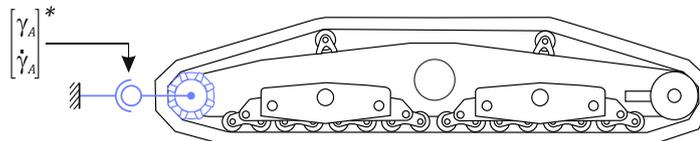


Abbildung 8.1: Rheonom betriebenes Fahrschiff

Mit der Vernachlässigung der Subsystemwechselwirkungen und des Zeitverhaltens der angrenzenden Fahrzeugkomponenten dient das rheonome System als Basis zur Förderung des Systemverständnisses. Die mit diesem Modellstand gewonnenen Signale eignen sich zur Gegenüberstellung mit den Signalen der komplexeren Modellstufen nach Kapitel 8.1.2 und 8.1.3, sodass sich hierüber der Einfluss der Subsysteme auf das Gesamtsystemverhalten analysieren lässt.

8.1.2 Ganzheitliches Fahrschiffmodell

Mit der Berücksichtigung aller für den Fahrzeugvorschub erforderlichen Elemente zeichnet sich diese Modellstufe durch ihre Nähe zu einem ganzheitlichen Raupenfahrzeugmodell aus, siehe Abbildung 8.2. Über einen Signalgenerator erfolgt die Vorgabe der Soll Drehzahl, welche dem Stellmomentblock zur Verfügung gestellt wird. Dieser ermittelt im Anschluss ein Motorstellmoment, sobald eine Abweichung zwischen Ist- und Soll-Zustand vorliegt. Über den als EEM-Set repräsentierten Antriebsstrang erfolgt eine Leistungsanpassung sowie die Übertragung dieser auf den Antriebsstura des Raupenfahrzeugs.

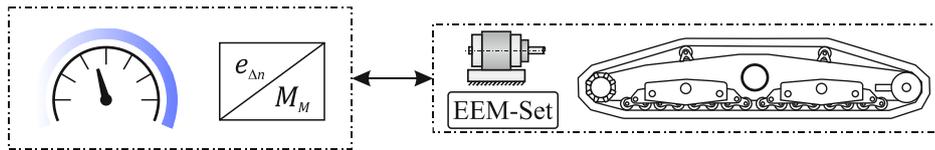


Abbildung 8.2: Ganzheitliches Fahrschiffmodell

Da bislang nicht das Unterwagen-Oberbaumodell Berücksichtigung findet, erfolgt in Analogie zum rheonomen System die Erhöhung der Masse des Fahrwerksträgers um den zwölften Teil der Oberbaumasse. In Abhängigkeit von der geforderten Aussagekraft und Performanz kann als Fahrschiff entweder das MKS-Kontaktmodell oder das von diesem abgeleitete Ersatzmodell dienen.

8.1.3 Ganzheitliches Fahrzeugmodell

Zur Abbildung eines gesamten Raupenfahrzeugs wird das ganzheitliche Fahrschiffmodell nach Kapitel 8.1.2 vervielfältigt und am Unterwagen-Oberbaumodell, welches als CB-Set hinterlegt ist, elastisch angebunden, siehe Abbildung 8.3. Hinsichtlich der Anzahl der Fahrwerke liegt zunächst die Bestückung des Baggermodells mit allen zwölf Raupen nahe. Jedoch lassen sich unter Anwendung der Randbedingung, dass alle Fahrschiffe einer Doppelzwillingsraupe die gleiche Phasenlage besitzen, erhebliche Rechenzeitvorteile erzielen. Jede Doppelzwillingsraupe kann unter dieser Voraussetzung durch ein einzelnes Fahrwiderstandsmodell ersetzt werden, sodass sich die Anzahl der notwendigen Fahrschiffmodelle auf drei reduziert (die Möglichkeit der Variation der Phasenlage γ_{A0_i} der Doppelzwillingsraupen untereinander bleibt dabei erhalten). Zur Erfassung der Kinetik der Doppelzwillingsraupe sind einzig die in den Fahrwerksträger eingepprägten Kettenkräfte und dessen Trägheit zu vervierfachen.

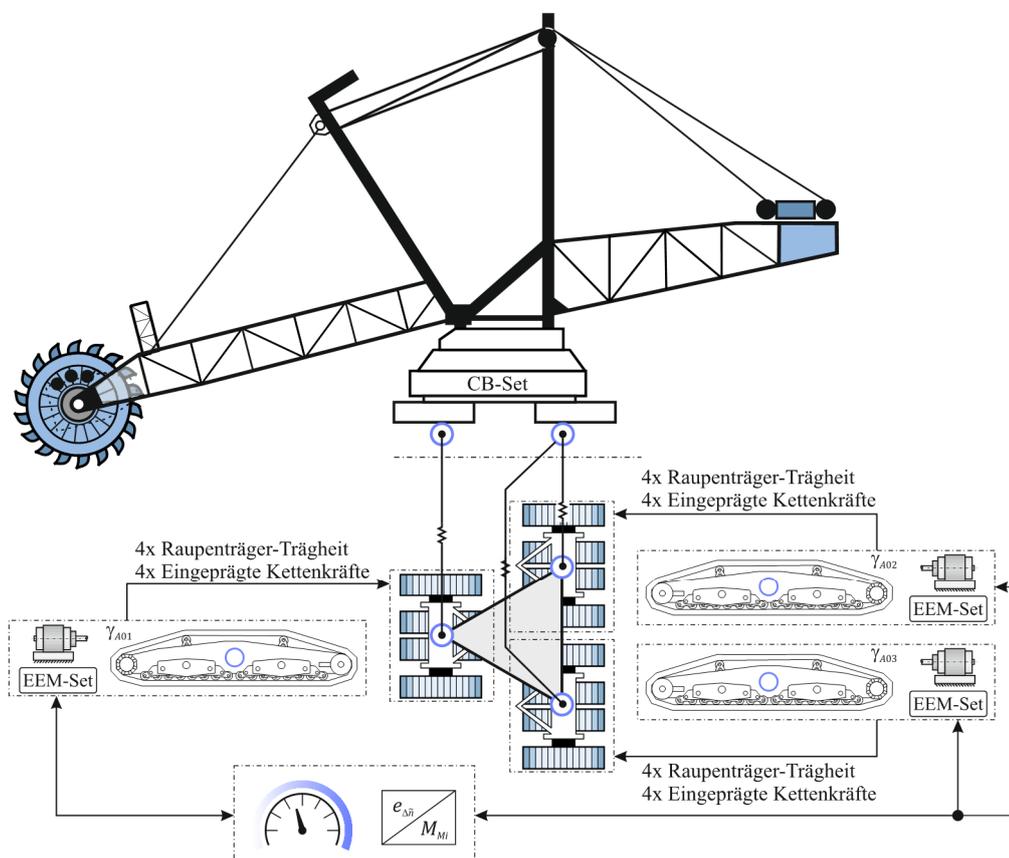


Abbildung 8.3: Fahrzeugmodell

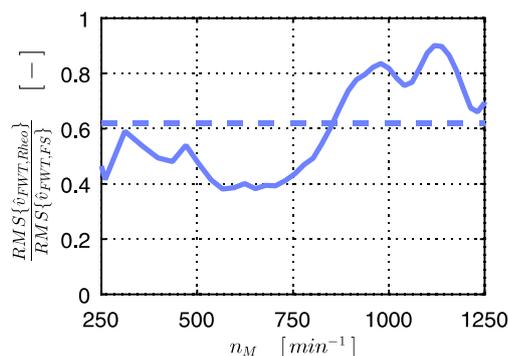
Die getroffene Annahme, dass alle Fahrschiffe einer Doppelzwillingsraupe die gleiche Phasenlage besitzen, repräsentiert einen sehr konservativen Einsatzfall, da alle Fahrwerke einer Viererraupengruppe gleichzeitig identische Fahrwiderstandsschwankungen hervorrufen. Der fahrruhefördernde Einfluss der Parallelfahrt wird somit gemindert. Ein weiterer, positiver Nebeneffekt ist, dass die gesamte, gelenkige Unterwagenanbindung (Traversenkasten, Jochträger) als starr angenommen werden darf, da diese einzig auf den Ausgleich der Höhenunterschiede zwischen den Fahrwerksträgergelenken einer Doppelzwillingsraupe abzielt. Damit reduziert sich der systembeschreibende Gleichungssatz, sodass die Berechnungseffizienz weiter ansteigt.

8.2 Simulation

8.2.1 Vergleich des rheonomen mit dem ganzheitlichen Fahrschiffmodell

Zur Simulation dient wiederum ein Beschleunigungsvorgang des Fahrwerks aus dem Stillstand auf die maximale Drehzahl von 1250 min^{-1} . Die eingeprägte Winkelgeschwindigkeit $\dot{\gamma}_A^*$ des Antriebsturasgelenks im rheonomen Fahrschiffmodell ist entsprechend der Getriebeübersetzung angepasst. Zur objektiven Gegenüberstellung dient das Effektivwertverhältnis der Signalamplituden (Berechnung und Erläuterung im Anhang A.2), wobei in Abbildung 8.4 der Vergleich repräsentativ anhand der Fahrgeschwindigkeitsschwankungen erfolgt ist.

Im Folgenden steht zunächst die durchgezogene Linie im Fokus der Auswertung, welche das drehzahlabhängige Effektivwertverhältnis beschreibt. Mithilfe dessen lassen sich beispielsweise Drehzahlbereiche identifizieren, innerhalb derer die Fahrruhe einer Modellvariante gegenüber der zu vergleichenden Variante geringer ausfällt. Dahingehend lässt sich feststellen, dass im gesamten Betriebsbereich die Fahrruhe bei dem rheonom betriebenen Fahrschiff (Index „Rheo“) im Vergleich zum ganzheitlichen Fahrschiffmodell (Index „FS“) gefördert wird.



Gestrichelte Linie: Mittelwert

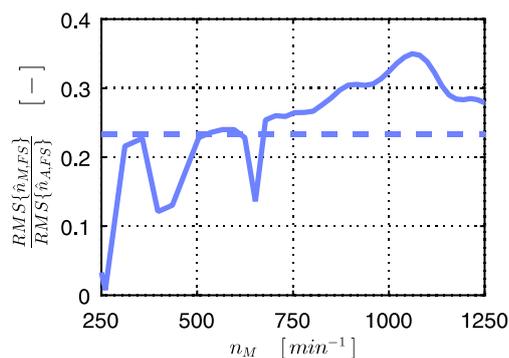
Durchgezogene Linie: Drehzahlabhängig

Abbildung 8.4: Vergleich Fahrgeschwindigkeit rheonom und ganzheitliches Fahrschiff

Um einen objektiven Gesamtvergleich vorzunehmen, bietet es sich an, die Beeinflussung der Fahrruhe anhand einer vergleichbaren Größe zu repräsentieren. In [Gra13, S. 21 ff.] und [Schu14, S. 141 ff.] wird dahingehend gezeigt, dass sich eine wissenschaftlich eindeutige Interpretation ergibt, wenn als Bewertungskriterium ein Skalar Anwendung findet. Übertragen auf den vorliegenden Fall lässt sich dies mit der Berechnung des Durchschnittswerts für das Effektivwertverhältnis erreichen. Dieser ist in Abbildung 8.4 als gestrichelte Linie hinterlegt und

zeigt, dass unter Anwendung der rheonomen Modellvariante die Fahrruhe gegenüber dem ganzheitlichen Fahrschiff um 38 % reduziert ist.

Die höhere Fahrruhe im ganzheitlichen Fahrschiffmodell lässt sich primär auf die Drehnachgiebigkeit des Turasgetriebes zurückführen, da diese die Übertragung der Störgrößen respektive der fahrwiderstandsschwankungsinduzierten Drehzahlfluktuationen vom Antriebsturas zum regelungsüberwachten Motor abschwächt und somit die Qualität der Regelgrößen leidet. Dabei beträgt die durchschnittliche Verringerung der Schwingungsamplituden auf dem Übertragungspfad vom Turas zum Motor 77 % (Abbildung 8.5), sodass die Schwingungsintensität von der Motordrehzahlregelung unterschätzt und ein ungenügendes Stellmoment berechnet wird. Somit hat das Zeitverhalten des elektromechanischen Antriebssystems nachweislich einen entscheidenden Einfluss auf das Fahrverhalten, was die Analyseergebnisse in [SG15b] bestätigen. Die Fahrsimulation von Raupenfahrwerken unter Anwendung eines rheonomen Drehgelenks genügt folglich nicht den Anforderungen einer detaillierten Fahrdynamikanalyse, sodass diese Modellstufe zur ganzheitlichen Analyse und Optimierung der Raupenfahrzeug-Dynamik ungeeignet ist.



Gestrichelte Linie: Mittelwert

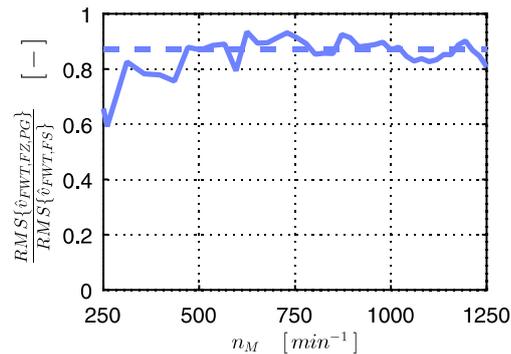
Durchgezogene Linie: Drehzahlabhängig

Abbildung 8.5: Drehzahlschwankungen am Motor und am Antriebsturas

8.2.2 Einfluss der Oberbauelastizität auf das Fahrverhaltens

Zur Analyse und Bewertung des Einflusses der Elastizität des Unterwagen-Oberbausystems auf das Fahrverhalten werden die Modellstufen des ganzheitlichen Fahrschiffs (FS, Kapitel 8.1.2) und des ganzheitlichen Fahrzeugs (FZ, Kapitel 8.1.3) gegenübergestellt. Um den Einfluss der Oberbauelastizität isoliert betrachten zu können, werden die Phasenlagen γ_{A0_1} , γ_{A0_2} und γ_{A0_3} aller Fahrwerke des ganzheitlichen Fahrzeugmodells angeglichen, sodass die Parallelfahrt in ihrer Auswirkung ausgeblendet wird.

Anhand des Effektivwertverhältnisses der Fahrgeschwindigkeitsamplituden kann der Oberbauelastizität eine fahrruhefördernde Wirkung zugeschrieben werden, siehe Abbildung 8.6. Die Energie der fahrwiderstandsinduzierten Schwingungen wird vom Oberbau, einem Schwingungstilger ähnlich, teilweise aufgenommen und somit der Longitudinaldynamik entzogen. Jedoch ist mit einer Änderung des durchschnittlichen Effektivwertverhältnisses von 13 % der Einfluss der Oberbauelastizität moderat.



Gestrichelte Linie: Mittelwert

Durchgezogene Linie: Drehzahlabhängig

Abbildung 8.6: Einfluss der Oberbauelastizität auf das Fahrverhalten

Aufgrund der moderaten Beeinflussung wäre für das betrachtete Fahrzeug eine Analyse der Longitudinaldynamik unter Anwendung eines starren Oberbaus denkbar, wobei sich diese Feststellung auf die betrachtete Konfiguration an Systemparametern bezieht. Eine Änderung der Parameter, beispielsweise im Sinne der Zielstellung das Systemverhalten zu optimieren, kann, der hohen Nichtlinearität des Systems geschuldet, den Einfluss der Oberbauelastizität auf das Fahrverhalten verstärken. Entsprechend sollten Resultate, welche einem Modell mit starrem Oberbau entspringen, nicht leichtfertig auf das Gesamtsystem übertragen werden, sondern es ist stets die Gültigkeit der Ergebnisse anhand des ganzheitlichen Fahrzeugmodells zu überprüfen.

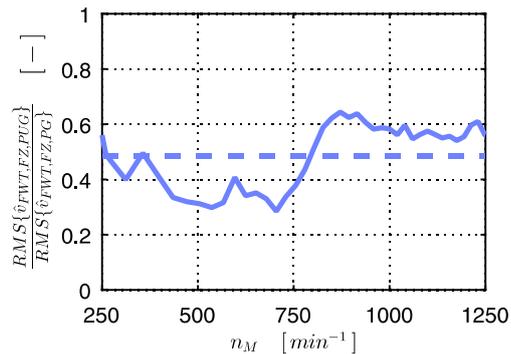
8.2.3 Einfluss der Phasenlage (Parallelfahrt)

Mithilfe des ganzheitlichen Modells lässt sich der Einfluss der Phasenlage auf das Fahrverhalten analysieren, indem im ganzheitlichen Fahrzeugmodell die Anfangsbedingungen der einzelnen Fahrwerk auf die Startwinkel γ_{A0_1} , γ_{A0_2} und γ_{A0_3} der Antriebssturasse angepasst werden. Damit prägen sich die Fahrwiderstandsschwankungen zeitversetzt aus, sodass entsprechend der Auswertung der Messungen in [Han90, S. 22] eine Beeinflussung der Longitudinaldynamik erfolgt. Um den Einfluss der Phasenlage zu testen, werden die Fahrsimulationen

- Phasengleichheit (PG): $\gamma_{A0_1} = \gamma_{A0_2} = \gamma_{A0_3}$
- Phasungleichheit (PUG): $\gamma_{A0_1} = 0$, $\gamma_{A0_2} = \frac{\delta_A}{2,81}$, $\gamma_{A0_3} = \frac{\delta_A}{1,32}$

miteinander verglichen, wobei die Wahl der Konfiguration der Phasengleichheit als Referenz dient und die Festsetzung der Turasphasenlagen für die Fahrt bei Phasungleichheit zufallsbehaftet ist.

Die Gegenüberstellung der Fahrgeschwindigkeiten, in Abbildung 8.7 repräsentativ anhand der Lenkraupengruppe erfolgt, zeigt, dass mit der Parallelfahrt eine starke Verringerung der Fahrdynamik einhergeht. Im Vergleich zur Fahrt mit Phasengleichheit lässt sich eine durchschnittliche Reduzierung der Fahrgeschwindigkeitsschwankungen von 50 % verzeichnen. Diese deutliche Dynamikregulierung entspringt dem zeitversetzten Eintreten der unterschiedlichen Fahrwiderstandsschwankungen. Ein Fahrwerk, welches zum betrachteten Zeitpunkt aufgrund eines sich aufbauenden Fahrwiderstands abgebremst wird, wird durch ein anderes, beschleunigendes Fahrwerk in der Fahrbewegung unterstützt, sodass sich die Gesamtfahrbewegung vergleichmäßigt.



Gestrichelte Linie: Mittelwert

Durchgezogene Linie: Drehzahlabhängig

Abbildung 8.7: Einfluss der Parallelfahrt auf die Longitudinaldynamik

Da die Phasenlage der Fahrschiffe zueinander die longitudinalen Fahreigenschaften maßgeblich prägt, ist eine Einflussnahme dieses Effektes auf das gesamte Fahrzeug und somit auf das elastische Unterwagen-Oberbausystem naheliegend. Zudem fahren die Fahrwerke bei Phasenungleichheit nicht zeitgleich in die Schakentäler ein, sodass ebenso die Vertikaldynamik beeinflusst wird. Um die damit einhergehende, phasenlagenvariante Beanspruchung des elastischen Oberbaus zu analysieren, werden im Folgenden die Schwingungssignale normal zur Hauptachse der jeweiligen Fachwerkskonstruktionen (Schaufelradausleger, Ballastausleger sowie Pylon 1 und 2) ausgewertet. Die Wahl dieser Raumrichtung begründet sich mit Beobachtungen von Schwingungserscheinungen am realen Gerät, welche zeigen, dass die Elongationen primär senkrecht zur Fachwerkshauptachse ausgeprägt sind.

Um den Beanspruchungsbezug zu wahren und gleichzeitig eine skalare Ausgangsgröße für jede Fahrsituation zu erhalten, werden für alle Fachwerksbauteile die Verlagerungen an drei Punkten entlang der Hauptachse bestimmt (siehe Abbildung 8.8) und mithilfe dieser ein Nennbiegespannungsäquivalent berechnet. Dabei wird zugrunde gelegt, dass zur rein qualitativen Bewertung des Phasenlageeinflusses eine Vereinfachung der Fachwerkskonstruktion zu einem Biegebalkenmodell entlang der Hauptachse zulässig ist.

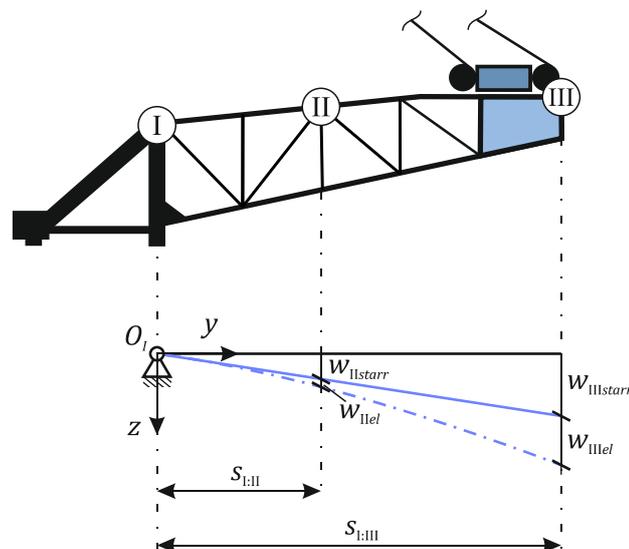


Abbildung 8.8: Biegung des Ballastauslegers

Unter Anwendung dieser vereinfachenden Annahme lässt sich die mittlere Krümmung des Balkens $\bar{\rho}$ im körperfesten System $\{O_I, \vec{e}_{O_I}\}$ mithilfe der Verlagerungszeitverläufe der drei Punkte nach Gleichung (8.1) ermitteln, wobei sich w_I im Ursprung des körperfesten Systems befindet. Aufgrund der zweimaligen Ableitung verbleiben in der Bestimmungsgleichung der Krümmung einzig die elastischen Verformungsanteile ($w_{k_{el}}, k \in [I, II, III]$), sodass die Neigung der elastischen Anbindung und die damit einhergehenden Starrkörperverschiebungsanteile ($w_{k_{starr}}, k \in [I, II, III]$) entfallen.

$$\left(\frac{\partial^2_{o_I} \bar{w}(o_I \vec{y}, t)}{\partial_{o_I} \vec{y}^2} \right) \Bigg|_z = w''(y, t) \rightarrow \bar{\rho}(t) = \frac{\frac{w_{III} - w_{II}}{s_{I:III}} - \frac{w_{II}}{s_{I:II}}}{0,5 \cdot s_{I:III}} = \frac{\frac{w_{III_{el}} - w_{II_{el}}}{s_{I:III}} - \frac{w_{II_{el}}}{s_{I:II}}}{0,5 \cdot s_{I:III}} \quad (8.1)$$

Über

$$E \cdot I \cdot w'' = -M_b \quad (8.2)$$

und

$$\sigma_{b_{Nenn}} = \frac{M_b}{W_b} \quad (8.3)$$

lässt sich ein Zusammenhang zwischen der mittleren Krümmung und der Nennbiegebeanspruchung eines Bauteils formulieren [Bal08, S. 100], [Sch15, S. 102], sodass die mittlere Krümmung als Nennbiegespannungsäquivalent Anwendung finden kann. Mit der Bestimmung des Effektivwertes des Krümmungszeitverlaufs ist abschließend ein skalarer Repräsentant für die Analyse des Phasenlageeinflusses auf die Oberbaubeanspruchung gefunden.

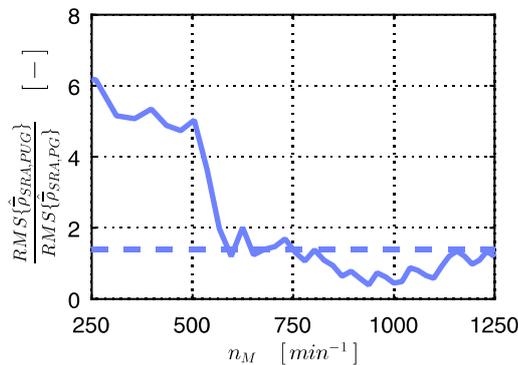
Die in Tabelle 8-1 hinterlegten Effektivwertverhältnisse der mittleren Krümmung zeigen, dass bei der Fahrt mit Phasenungleichheit (PUG) für nahezu alle Stahlbauteile eine Verbesserung gegenüber der Fahrt mit gleichen Phasen zu erwarten ist. Somit bestätigen sich größtenteils die Vermutungen, dass sich die Beruhigung der Longitudinaldynamik positiv auf die Oberbaubeanspruchung auswirkt und die phasenversetzte Durchfahrt der Schakentäler die Vertikaldynamik verringert.

	SRA	P1	P2	BA
$\frac{RMS\{\bar{\rho}_{PUG}(t)\}}{RMS\{\bar{\rho}_{PG}(t)\}}$	1,24	0,49	0,44	0,62

Tabelle 8-1: Phasenlagenabhängige Bauteilkrümmung

Jedoch zeichnet sich im betrachteten Modellstand eine Überhöhung der durchschnittlichen Schaufelradauslegerbeanspruchung ab, sofern eine Fahrt mit ungleichen Phasen durchgeführt wird. Die Betrachtung des drehzahlabhängigen Verlaufs der Effektivwertverhältnisse in Abbildung 8.9 verdeutlicht dahingehend, dass die Überhöhung sich insbesondere auf den Drehzahlbereich $n_M < 750 \text{ min}^{-1}$ konzentriert. Oberhalb dieser Drehzahl kehrt sich das Nennbiegebeanspruchungsverhältnis um, sodass die Phasenungleichheit zu einer Reduzierung der Schaufelradauslegerschwingung beiträgt. Da der Hauptbetriebsbereich im Drehzahlintervall

$n_M = 750 \div 1250 \text{ min}^{-1}$ angesiedelt ist, kann der Zustand der Phasungleichheit für die Schaufelradauslegerbeanspruchung als unkritisch gewertet werden.



Gestrichelte Linie: Mittelwert

Durchgezogene Linie: drehzahlabhängig

Abbildung 8.9: Einfluss der Parallelfahrt auf die Longitudinaldynamik

Die Ursache für die Überhöhung lässt sich in der verstärkten Anregung der Nickschwingung des Schaufelradauslegers bei $0,34 \text{ Hz}$ finden (siehe Tabelle 6-3). Aufgrund der Phasungleichheit ist der Schwingungseintrag der Fahrwerksanregungen in den Oberbau im Vergleich zur Fahrt mit gleichen Phasen amplituden- und teilweise frequenzmoduliert. Dies bewirkt nach [SSG15], dass sich die Seitenbandausprägung von Signalen verändert und somit ein geändertes Anregungsbild entsteht, auf welches die Strukturbestandteile sensibler reagieren.

8.2.4 Vergleich Messung und Simulation

Motivation und Problemstellung

Um gesicherte Prognosen hinsichtlich des Optimierungspotentials einer Schwingungsregulierungsmaßnahme treffen zu können, muss das zur Identifikation und Erprobung der Optimierungsmaßnahmen angewandte Simulationsmodell so realitätsnah wie möglich gestaltet sein. Mit der Wahl der ganzheitlichen Systemanalyse wurde dieser Forderung bereits maßgeblich begegnet, da hierbei das Zeitverhalten aller Systemkomponenten, welches entsprechend Kapitel 8.2.1 nachweislich einen entscheidenden Einfluss auf die Raupenfahrzeug-Dynamik hat, Berücksichtigung findet. Dennoch ist die Eignung eines Simulationsmodells hinsichtlich der Identifikation und Erprobung von Optimierungsmaßnahmen stets mit einem Messdatenabgleich nachzuweisen. Dabei ergeben sich bei Raupenfahrzeugen diverse Unsicherheitsfaktoren, welche den Abgleich von Messung und Simulation erheblich erschweren können.

Die Sensitivitätsanalysen im Kapitel 6.3.6 haben verdeutlicht, dass bereits geringfügige Geometrie-Imperfektionen (unabhängig davon, ob fertigungs-, montage- oder verschleiß-induziert) zu starken Variationen der Fahrgeschwindigkeitsschwankungen führen können. Obschon die Lage der Anregungsfrequenzen nahezu identisch bleibt, ändert sich die Aufteilung der Amplituden auf die einzelnen Harmonischen, sobald eine Geometrie-Imperfektion im Modell berücksichtigt wird, siehe Abbildung 6.36. Da die einzelnen Fahrschiffe des Baggers unterschiedliche Verschleißzustände aufweisen, liegt zudem eine Modulation der Anregungen vor, welche entsprechend [SSG15] die Bandbreite möglicher Fahrgeschwindigkeitsspektren weiter erhöht. Neben diesen Gesichtspunkten liegt ferner die bereits im Kapitel 6.3.6 diskutierte

Problemstellung vor, dass der Verschleißzustand am realen Gerät schwer identifizierbar respektive nicht bekannt ist und somit auch im Simulationsmodell nicht hinterlegt werden kann.

Neben der geometriebasierten Beeinflussung des Fahrverhaltens hat der Betrieb des Fahrwerks selbst einen Einfluss auf die Amplitudenhöhe. Dies meint bereits die Einstellung der Kettenvorspannung am realen Gerät, da diese nicht kraftgesteuert, sondern subjektiv vorgenommen wird. Der Umlenkuras des Fahrschiffs wird solange Verfahren, bis kein augenscheinlicher Kettendurchhang im Obertrumsegment mehr vorhanden ist. Infolge dieser weggesteuerten Vorspannung ist am Fahrschiff keine definierte Kettenvorspannung gegeben, wobei sich zudem die Vorspannung zwischen den einzelnen Fahrschiffen unterscheiden kann. Dies erweitert die Bandbreite möglicher Fahrgeschwindigkeitsspektren im Sinne einer Amplituden- und Frequenzmodulation. Die Problematik der frequenz- und amplitudenmodulationsbasierten Variation der Spektren wird durch die Parallelfahrt verschärft, da die einzelnen Fahrschiffe während des Betriebs unterschiedliche Phasenlagen γ_{A0i} einnehmen, was entsprechend Kapitel 8.2.3 das Fahrverhalten deutlich beeinflussen kann.

Die genannten Punkte verdeutlichen, dass beim Messdatenabgleich keine perfekte Übereinstimmung zwischen den Mess- und Simulationsspektren zu erwarten ist, da das System eine zu starke Sensitivität bezüglich des Verschleißbildes aufweist und viele relevante Parameter vom realen Gerät (Verschleißfortschritt, Kettenvorspannung, Phasenlagen) nicht bekannt respektive bestimmbar sind. Die Ergebniskorrelation ist somit zufallsbehaftet und folglich kein guter Indikator zur Modellvalidierung. Dementsprechend liegt der Fokus des Messdatenabgleichs auf dem Nachweis, dass das Simulationsmodell und das reale System prozessähnlich sind. Dahingehend ergeben sich zwei essentielle Forderungen hinsichtlich der Modellvalidierung:

1. Die Lage der Anregungsfrequenzen von Messung und Simulation muss nahezu identisch sein, da diese nicht maßgeblich von den genannten Unsicherheitsfaktoren beeinflusst wird. Einzig geringfügige Abweichungen infolge der verschleißbedingten Kettenteilungsvarianz dürfen vorhanden sein.
2. Mit dem Simulationsmodell muss nachweisbar sein, dass im Rahmen physikalisch sinnvoller Modellvariationen das Verhalten des realen Systems nachempfunden werden kann.

Auswertung der Messsignale

Zur Gewinnung von Messsignalen erfolgte am Bagger 293 der Umbau eines Fahrschiffs zu einer Messraupe, wobei vom Betreiber die Motordrehzahl, die Turasdrehzahl, die longitudinale Fahrwerksträgerbeschleunigung und das von der Drehmomentstütze abgefangene Strangmoment als Messgrößen Berücksichtigung fanden. Da hinsichtlich der Fahrdynamik und deren Optimierung insbesondere die Motordrehzahl (Schnittstelle zur Regelungseinrichtung) und die Fahrruhe von Interesse sind, liegt der Fokus der Messdatenauswertung auf diesen beiden Signalen.

Die Amplitudenspektren der Motordrehzahl und der Fahrwerksträgerbeschleunigung offenbaren bei einer Fahrgeschwindigkeit von $\bar{v}_{FWT} = 10 \text{ m/min}$ Anregungen mit einer Grundfrequenz von $f_{gr} = 0,213 \text{ Hz}$, siehe Abbildung 8.10. Mit

$$p_S = \frac{\bar{v}_{FWT}}{f_{gr}} \quad (8.4)$$

lässt sich eine Schakenteilung von $p_S = 781 \text{ mm}$ reproduzieren, was darauf hinweist, dass sich die Kettengelenke im Vergleich zum Neuzustand ($p_{S_{Neu}} = 770 \text{ mm}$) verschleißbedingt aufgeweitet haben. Ferner lässt das Beschleunigungsspektrum erkennen, dass sich die Fahrgeschwindigkeitsschwankungen am realen Gerät insbesondere über die zehnte, elfte und zwölfte Harmonische speisen, da das Spektrum der Fahrwerksträgerbeschleunigung von diesen Anregungen im Bereich von $f_{Mess} \approx 2,0 - 2,5 \text{ Hz}$ dominiert wird.

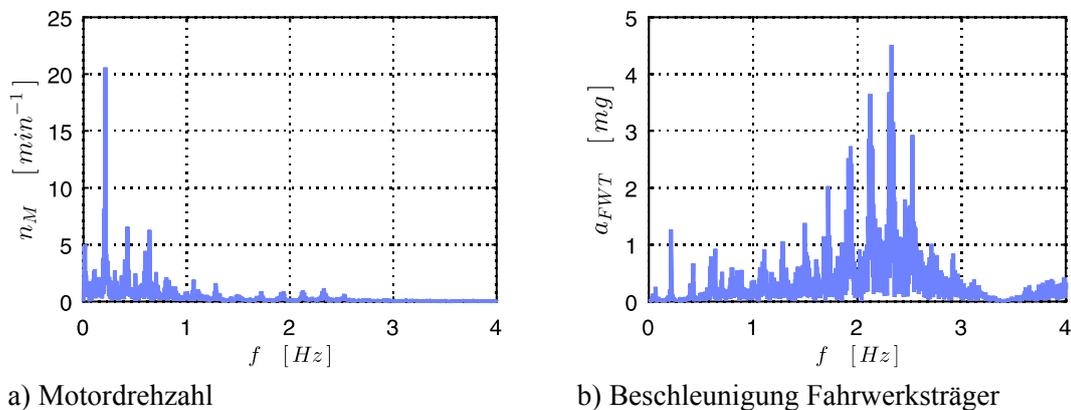


Abbildung 8.10: Messsignale

Die das Beschleunigungsspektrum dominierenden Anregungsfrequenzen werden nicht an den Motor weitergeleitet, da im Spektrum der Motordrehzahl einzig die ersten drei Harmonischen vertreten sind. Dies deutet auf einen ausgeprägten Tiefpasscharakter des Getriebes hin, da höherfrequente Signalanteile nicht über den Antriebssturas zum Motor übertragen werden.

Auswertung der Simulationssignale und Vergleich mit Messwerten

Die Simulationssignale (Abbildung 8.11) zeigen mit einer Grundfrequenz von $f_{gr} = 0,2165 \text{ Hz}$ vergleichbare Signalharmonische wie die Messsignale. Der geringfügige Unterschied in der Grundfrequenz resultiert aus der abweichenden Schakenteilung zwischen Messung und Simulation. Während sich am realen System die Schakenteilung verschleißbedingt vergrößert hat, ist im Simulationsmodell die Kettenteilung dem Neuzustand der Kette ($p_{S_{Neu}} = 770 \text{ mm}$) nachempfunden. Somit ist die erste Forderung der Modellvalidierung hinsichtlich der Identität der Mess- und Simulationsanregungsfrequenzen erfüllt.

Weiterhin haben die Mess- und Simulationsspektren gemein, dass sich die Amplitudenverteilung beim Übergang vom Abtrieb zum Motor des Antriebssystems ändert. Während am Fahrwerksträger primär höherfrequente Signalanteile präsent sind, prägen das Drehzahlspektrum des Motors niederfrequente Harmonische. Somit ist der Tiefpasscharakter des Antriebsstranges im Simulationsmodell realitätsnah nachempfunden. Diesen gefundenen Gemeinsamkeiten stehen

jedoch zwei deutliche Unterschiede gegenüber: Die maximalen Amplituden im Simulationsmodell sind im Vergleich zu den Messspektren um den Faktor drei größer und die Peaks der Fahrwerksträgerbeschleunigung konzentrieren sich auf den Bereich von $f_{sim} \approx 1,4 \div 1,6 \text{ Hz}$.

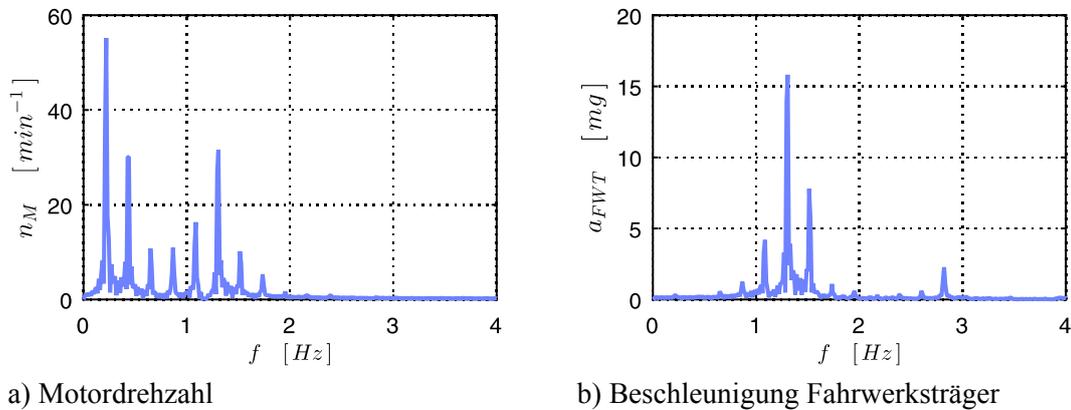


Abbildung 8.11: Simulationssignale

Diskussion der Abweichungen

Dass im Simulationsmodell die Amplituden dreimal größer als im Messspektrum sind, lässt sich auf den fahruhefördernden Effekt der Parallelfahrt zurückführen. Während im Simulationsmodell aufgrund der getroffenen Annahmen im Kapitel 8.1.3 drei unterschiedliche Phasenlagen vorliegen, wird die Fahrt des realen Systems durch zwölf Turasphasen geprägt. Dementsprechend ist der Grad der Vergleichmäßigung der Fahrbewegung im Simulationsmodell geringer, sodass die Schwankung der Fahrgeschwindigkeit und folglich die in das Getriebe eingetragenen Schwingungen höher als am realen Gerät ausfallen.

Die abweichende Lage der Anregungsdichten f_{Mess} und f_{Sim} im Spektrum der Fahrwerksträgerbeschleunigung kann auf zwei verschiedene Grundursachen zurückgeführt werden. Zum einen sind Abweichungen im Betriebseigenverhalten möglich, was auf eine höhere, modale Betriebsnachgiebigkeit des Simulationsmodells hindeutet. Zum anderen ist eine geänderte Verteilung der Anregungsfrequenzen, beispielsweise infolge der Verlagerung der Signalschwebung während der Durchfahrt der Schakentäler (siehe Abbildung 6.22 und Abbildung 6.24), denkbar. Anhand des Fahrschiffmodells werden im Folgenden mit der Realität vereinbare Modellvariationen durchgeführt, um diese Theorien zu überprüfen. Lassen sich dabei Übereinstimmungen zwischen den Mess- und Simulationsspektren identifizieren, ist der Nachweis erbracht, dass das Simulationsmodell das reale System nachempfinden kann.

Um die dem Simulationsmodell anhaftende, höhere Systemnachgiebigkeit zu reduzieren, erfolgt eine Verringerung des Kettendurchhangs im Obertrum entsprechend der realen Gegebenheiten, siehe Abbildung 8.12. Die damit erforderliche Vergrößerung der Kettenspannung bewirkt, einer schwingenden Saite ähnlich, eine Erhöhung der Systemsteifigkeit, sodass eine Verschiebung der Lage der Anregungskonzentration von $f_{sim} = 1,4 \div 1,6 \text{ Hz}$ in den höherfrequenten Bereich denkbar ist und somit ein Angleich zwischen Mess- und Simulationsspektrum stattfindet. Um den Kettendurchhang entsprechend Abbildung 8.12 zu verringern, ist eine Kettenvorspannung von $F_{KV} = 4 \cdot 10^6 \text{ N}$ nötig, was einer Vervierfachung des ursprünglichen Wertes entspricht.

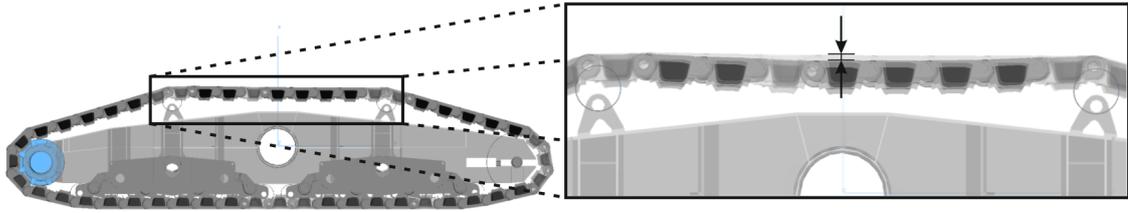


Abbildung 8.12: Verringerung des Kettendurchhangs durch höhere Vorspannung

Das sich mit dem geänderten Kettendurchhang ergebende Beschleunigungsspektrum des Fahrwerkträgers zeigt eine deutliche Konzentration von Anregungsharmonischen im Frequenzintervall von $f_{sim} = 2,6 \div 3,6 \text{ Hz}$, siehe Abbildung 8.13. Obschon damit die Lage der Anregungskonzentration im Vergleich zum Messspektrum zu hoch ist, ist der Nachweis erbracht, dass im Simulationsmodell eine Verlagerung der maximalen Amplituden in den höherfrequenten Bereich möglich ist und somit ein Angleich zwischen Modell und Realität stattfinden kann.

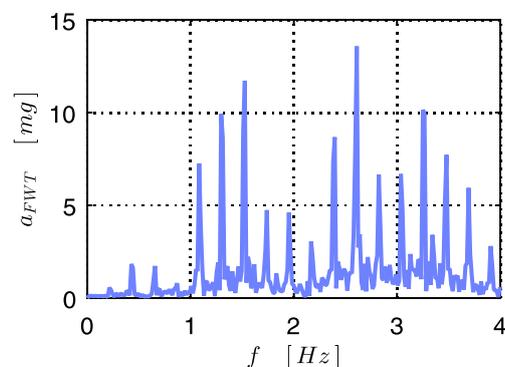


Abbildung 8.13: Beschleunigung Fahrwerksträger bei erhöhter Kettenspannung

Trotz der höheren Kettenvorspannung verbleiben im Simulationsmodell die Peaks der sechsten und siebten Harmonischen, welche jedoch im Messspektrum nicht vorhanden sind. Folglich sind, neben der Erhöhung der Kettenspannung, weitere Maßnahmen erforderlich, um einen vollständigen Angleich des Modells an das reale System zu erreichen. Einen Hinweis zur Identifikation weiterer Maßnahmen liefert die geringfügige Diskrepanz der Grundharmonischen zwischen Messung und Simulation. Diese resultiert aus der verschleißinduzierten Vergrößerung der Kettenteilung der Messraupe, sodass sich entsprechend Abbildung 4.9 der Laufradverteilungsgrad und somit die Trajektorie des Fahrwerkträgers ändern. Wird die Trajektorie unter Zuhilfenahme von Gleichung (7.21) für verschiedene Kettenteilungen aufgezeichnet, zeigt sich, dass die Verteilung der Amplituden auf die einzelnen Harmonischen variiert, siehe Abbildung 8.14⁸. Beispielsweise verschiebt sich bei Anwendung der Kettenteilung $p_s = 781 \text{ mm}$ die Anregungskonzentration in das Frequenzintervall $f = 1,6 \div 2,0 \text{ Hz}$ und nähert sich somit einem dem Messspektrum sehr ähnlichen Bereich an (Abbildung 8.14 c)).

⁸ Die Blaufärbung der Kurven in Abbildung 8.14 a) korrespondiert mit der Größe der Kettenteilung. Dunkle Blautöne repräsentieren eine kleine, helle Blautöne eine große Teilung.

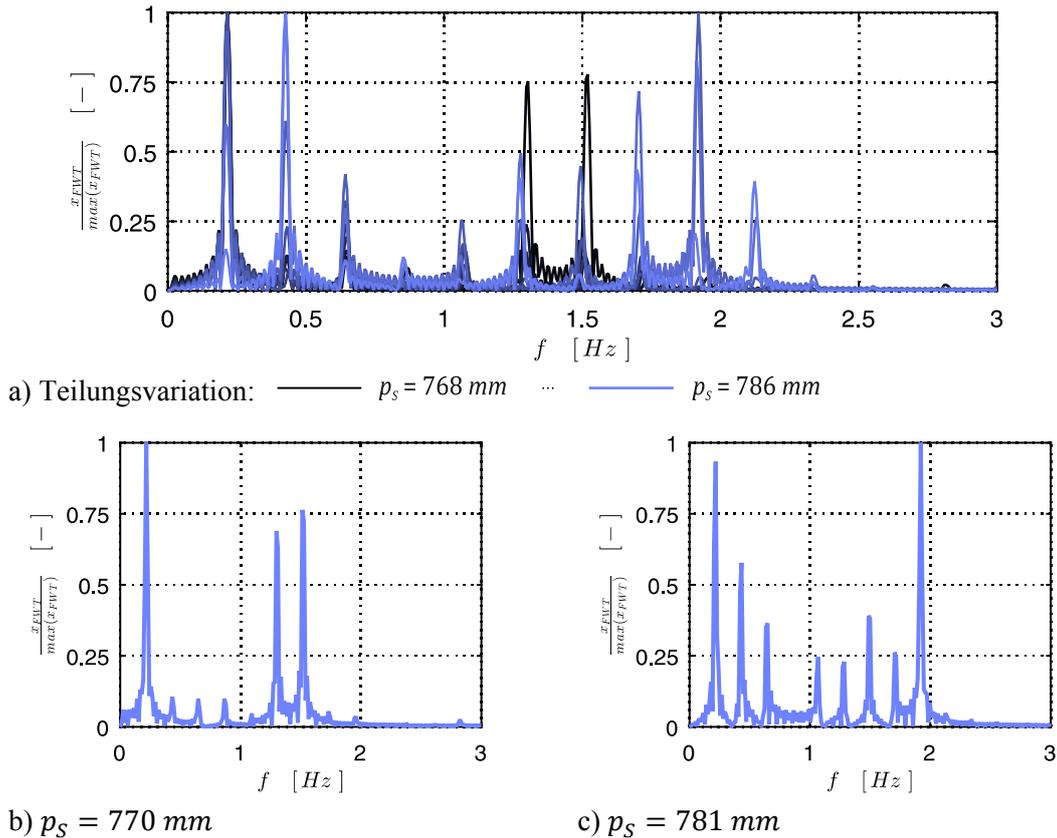


Abbildung 8.14: Schakentalanregung bei unterschiedlichen Teilungen

Die Berücksichtigung dieser Teilung im Simulationsmodell der Raupe bewirkt entsprechend der Vorüberlegungen eine Verlagerung der Peaks in den höherfrequenten Bereich (vergleiche Abbildung 8.11 b) mit Abbildung 8.15), sodass sich das Betriebsverhalten des Modells dem des realen Systems angleicht. Folglich ist, neben der Verringerung des Kettendurchhangs, mit der Kettenteilung ein weiterer Einflussfaktor identifiziert, welcher die Abweichungen zwischen Messung und Simulation erklärt.

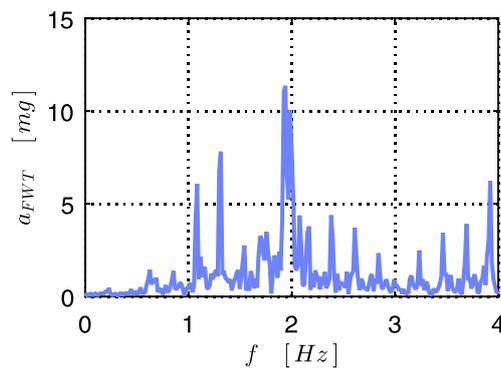
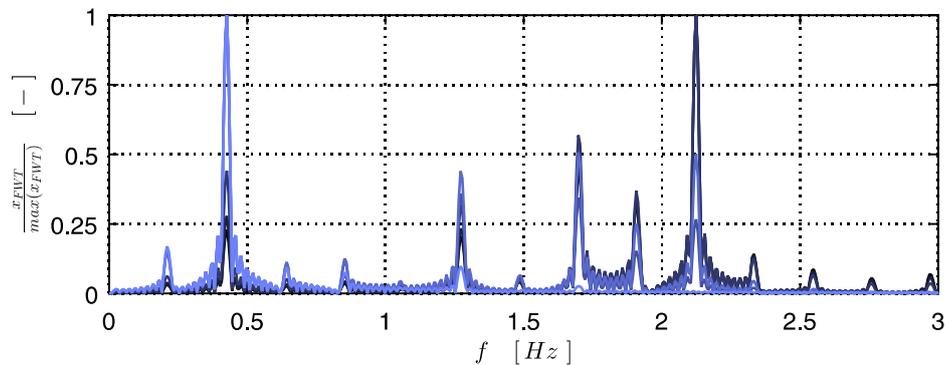


Abbildung 8.15: Beschleunigung Fahrwerksträger bei variiert Kettenteilung

Die Modifikation des Überquerens der Laufflächenübergänge im Simulationsmodell beschränkt sich aufgrund der Präsenz mehrerer Designparameter in der Bestimmungsgleichung der Laufrollentrajektorie (siehe Gleichung (7.18)) nicht einzig auf der Variation der Kettenteilung. Wird beispielsweise die effektive Breite des Tals $b_{\Delta h}$ variiert, ergeben sich weitere mögliche Schaubilder für die Anregung infolge des Schakentaleffektes. Diese verdeutlichen, dass sich

insbesondere bei kleinen, mit der Realität vereinbaren Talbreiten hochfrequente Anregungsharmonische ausprägen können, welche sehr gut mit dem Messspektrum übereinstimmen (Abbildung 8.16⁹).



Variation der Talbreite bei $p_S = 785 \text{ mm}$: — $b_{\Delta h} = 1/40 \cdot l_{BP}$... — $b_{\Delta h} = 1/4 \cdot l_{BP}$

Abbildung 8.16: Beschleunigung Fahrwerksträger bei variiertem Talbreite

Fazit zum Messdatenabgleich

Die Gegenüberstellung der Mess- mit den Simulationssignalen zeigt, dass das Simulationsmodell die Lage der Anregungsfrequenzen als auch den Tiefpasscharakter des Antriebssystems realitätsgetreu erfasst. Jedoch liegen erhebliche Abweichungen in den Amplitudenverteilungen der Fahrwerksträgerbeschleunigung zwischen Messung und Simulation vor, welche zunächst einer Eignung des Simulationsmodells zur Identifikation und Erprobung von Schwingungsregulierungsmaßnahmen widersprechen. Geringfügige, physikalisch sinnvolle Änderungen des Modells erlauben aber, die Simulationssignale den Messspektren anzugleichen. Insbesondere die Kettenspannung, die Kettenteilung und die effektive Talbreite kommen als Parameter, in welchen sich das Simulationsmodell vom realen System unterscheidet, in Frage. Somit ist das Simulationsmodell in der Lage, die Realität nachzuempfinden und folglich für die weiterführenden Betrachtungen hinsichtlich der Systemoptimierung geeignet.

⁹ Die Blaufärbung der Kurven in Abbildung 8.16 korrespondiert mit der Talbreite. Dunkle Blautöne repräsentieren schmale, helle Blautöne breite Täler.

9 Ganzheitliche Optimierung am Fahrschiffmodell

9.1 Methodik

Zur Identifikation von Maßnahmen zur Regulierung der Fahrdynamik dient zunächst das ganzheitliche Fahrschiffmodell nach Kapitel 8.1.2, um den fahrerfördernden Effekt der Parallelfahrt auszublenden. Somit erfolgt die Analyse des Optimierungspotentials unter der ungünstigsten Betriebsbedingung, dass alle Fahrschiffe phasengleich geschaltet sind. Das ganzheitliche Fahrschiffmodell setzt sich zunächst aus den rechenzeiteffizienten Ersatzmodellen nach Kapitel 7 zusammen, um möglichst viele Optimierungsvarianten unter Anwendung verschiedener Optimierungsparameter zu erproben. Aus diesen werden im Anschluss die besten Optimierungskonfigurationen ausgewählt und einer weiteren Überprüfung unterzogen. Bei dieser Überprüfung ersetzt das komplexe MKS-Kontaktmodell nach Kapitel 6.3.1 das Raupenersatzmodell nach Kapitel 7.3.1, da das Raupenersatzmodell mit bis zu 20 % Korrelationsabweichung von allen Ersatzmodellen den größten Fehler und somit die größte Unsicherheit aufweist, vergleiche Abbildung 7.16 mit Abbildung 7.2, Abbildung 7.21 und Abbildung 7.22. Mit diesem in Abbildung 9.1 visualisierten Ablauf wird folglich das Risiko einer Fehlinterpretation hinsichtlich des Optimierungspotentials einer Regulierungsmaßnahme minimiert. Gleichzeitig bietet sich mit dieser Herangehensweise der Vorteil, dass sich das Prognose- und somit Einsatzpotential des Raupenersatzmodells abschätzen lässt.

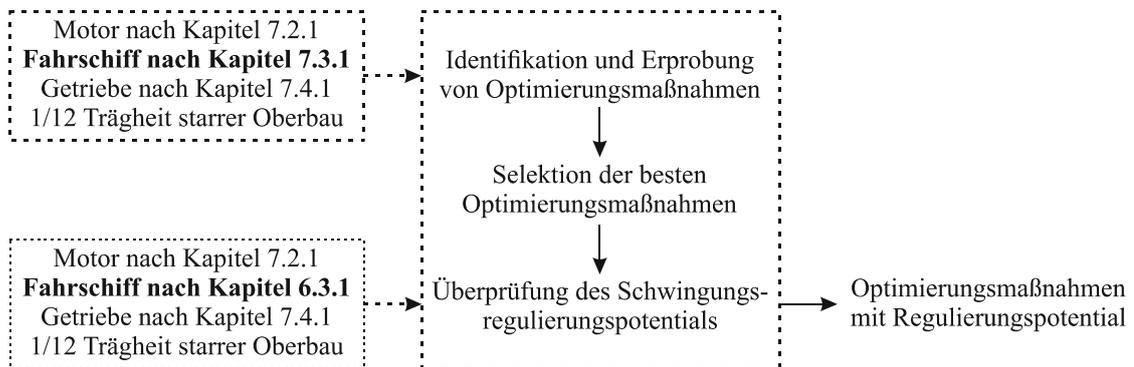


Abbildung 9.1: Ablauf der ganzheitlichen Optimierung

9.2 Kontinuierliche Rollbahn

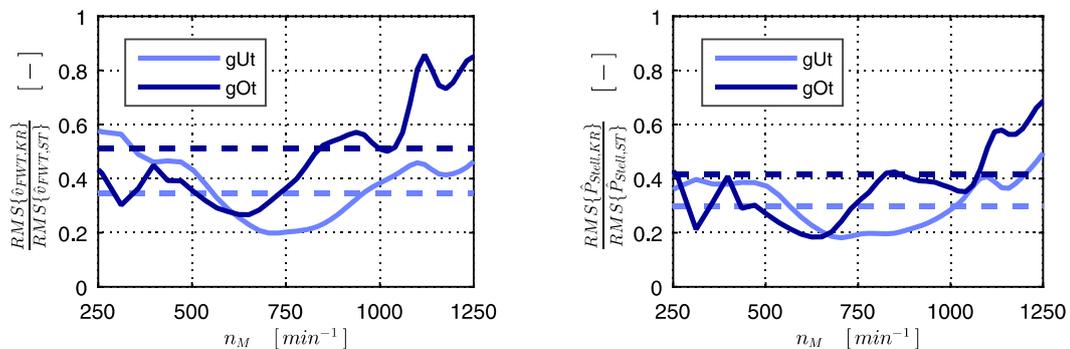
9.2.1 Hintergrund

Neben der Analyse der Auswirkungen einzelner, innerer Fahrwiderstände auf das Fahrverhalten zeigen die Betrachtungen im Kapitel 6.3, dass der Ausschluss des Schakentaleffektes aus der Simulation einen positiven Einfluss auf das fahrdynamische Verhalten hat. Folglich bietet es sich an, das Schwingungsregulierungspotential einer kontinuierlichen Rollbahn (KR) zu überprüfen, wobei der Fokus nicht einzig auf der Analyse der Längsdynamik, sondern auch weiterer systemrelevanter Zustandsgrößen liegen soll. Dies meint insbesondere die Auswirkungen dieser Regulierungsmaßnahme auf die Getriebebelastung und die Motorauslastung, da aufgrund des nichtlinearen Systemcharakters die Minderung der Fahrdynamik nicht zwangsläufig in einer Minderung der Beanspruchung des elektromechanischen Antriebssystems münden muss.

9.2.2 Erprobung am Ersatzmodell des Fahrwerkes

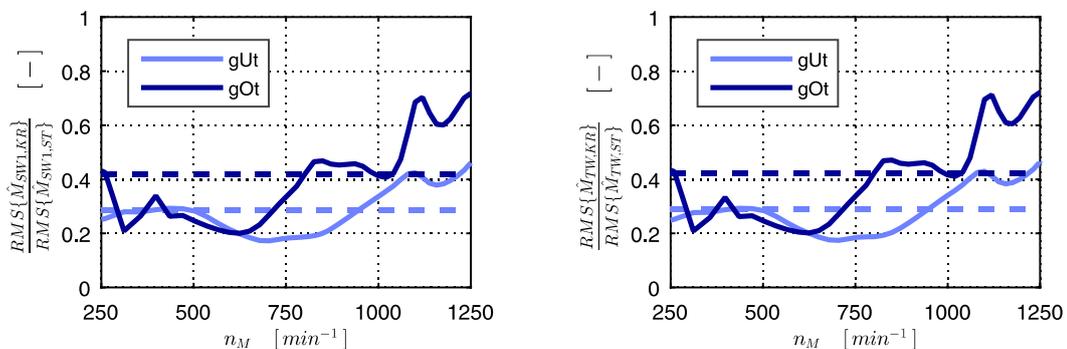
Zur Beurteilung des Optimierungspotentials der kontinuierlichen Rollbahn dient wiederum ein Hochlaufvorgang aus dem Stillstand bis zur maximalen Motordrehzahl von $n_M = 1250 \text{ min}^{-1}$, wobei sowohl die Fahrt mit gezogenem Unter- als auch Obertrum zu überprüfen sind. Zur Auswertung werden die gewonnenen Rohsignale über das Effektivwertverhältnis ihrer Amplitudensignale (Berechnung und Erläuterung im Anhang A.2) miteinander gegenübergestellt, siehe Abbildung 9.2. Dabei finden, in Analogie zur vergleichenden Gegenüberstellung der Modellstufen nach Kapitel 8.2, das drehzahlvariable Effektivwertverhältnis (durchgezogene Linien) und das durchschnittliche Effektivwertverhältnis Anwendung, um sowohl drehzahlbezogene als auch Gesamtaussagen hinsichtlich des Schwingungsregulierungspotentials treffen zu können.

Dahingehend lässt sich feststellen, dass die kontinuierliche Rollbahn bei jeder Drehzahl eine deutliche Verringerung der Längsdynamik ermöglicht, sodass sich eine hohe Fahrruhe unter Anwendung dieser Optimierungsmaßnahme erreichen lässt (Abbildung 9.2 a)). Gleichzeitig reduzieren sich sowohl die Motorauslastung als auch die Drehmomentamplituden an der Sonnenwelle I und an der Turaswelle (Abbildung 9.2 b, c) und d)). Speziell im Drehzahlbereich von $n_M = 500 \div 750 \text{ min}^{-1}$ ist das Optimierungspotential des KR-Designs mit einer Verringerung der Signalamplituden um bis zu 80 % besonders hoch, da hier die infolge der sechsten und siebten Schakentalharmonischen hervorgerufenen Resonanzüberhöhungen minimiert werden (siehe Kapitel 6.3.3). Demgegenüber nimmt das Optimierungspotential oberhalb von $n_M \approx 1000 \text{ min}^{-1}$ ab, da ab dieser Fahrgeschwindigkeit die schakentalinduzierten Fahrwiderstandsschwankungen von der hohen kinetischen Energie des Fahrschiffes abgemindert werden.



a) Fahrgeschwindigkeit

b) Motorstellleistung



c) Drehmoment Sonnenwelle I

d) Drehmoment Turaswelle

Gestrichelte Linien: Mittelwert, durchgezogene Linien: Drehzahlabhängig

Abbildung 9.2: Schwingungsregulierung kontinuierliche Rollbahn, Ersatzmodell

Die in Abbildung 9.2 als gestrichelte Linien hinterlegten durchschnittlichen Effektivwertverhältnisse zeigen, dass die Fahrruhe durchschnittlich um 65 % bei der Fahrt mit gezogenen Untertrum (gUt) respektive um 45 % bei der Fahrt mit gezogenem Obertrum (gOt) verringert wird (Abbildung 9.2 a)). Ähnliches lässt sich für die Stelleistung und die Drehmomentsignale feststellen, wobei die durchschnittliche Verringerung der Signalamplituden bei 72 % (gUt) beziehungsweise 59 % (gOt) liegt (Abbildung 9.2 b), c) und d)).

9.2.3 Erprobung am MKS-Kontaktmodell des Fahrwerkes

Im Gegensatz zum Ersatzmodell, innerhalb dessen sich der Schakentaleffekt über die Deaktivierung des entsprechenden Kraftelementes eliminieren lässt, ist im MKS-Kontakt-Modell die Lauffläche der Schake zu modifizieren. Diesbezüglich eignen sich zwei auf [KKZ01] fußende Designvarianten, welche beide auf der Auflösung des einzelnen Dickauges (Abbildung 9.3 a)) zugunsten eines wechselseitigen Augeneingriffs basieren (Abbildung 9.3 b) und c)). Mit diesem wechselseitigen Eingriff lässt sich die Lücke zwischen zwei Schaken über die sich in Fahrtrichtung überlappenden Laufbahnen schließen, sodass eine kontinuierliche Rollbahn entsteht.

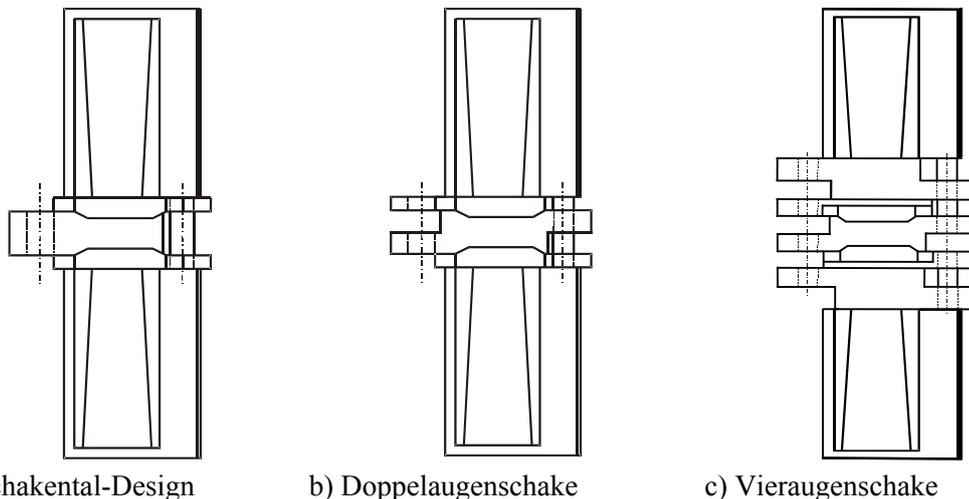


Abbildung 9.3: Designvarianten Schakenauge nach [SGR16]

Die Auswertung der Simulationsergebnisse unter Anwendung des im Anhang A.2 erläuterten Signalverarbeitungsalgorithmus zeigt, dass sich das im Ersatzmodell identifizierte Optimierungspotential im MKS-Kontaktmodell wiederfinden lässt. Sowohl die Fahrruhe als auch die Schwankung der Motorstelleistung und der getriebeinternen Drehmomentamplituden sind deutlich verringert, siehe Abbildung 9.4. Dabei liegt die durchschnittliche Verringerung der Signalschwankungen mit 45 % – 62 % in einer ähnlichen Größenordnung wie die prognostizierte Verbesserung des Ersatzmodells.

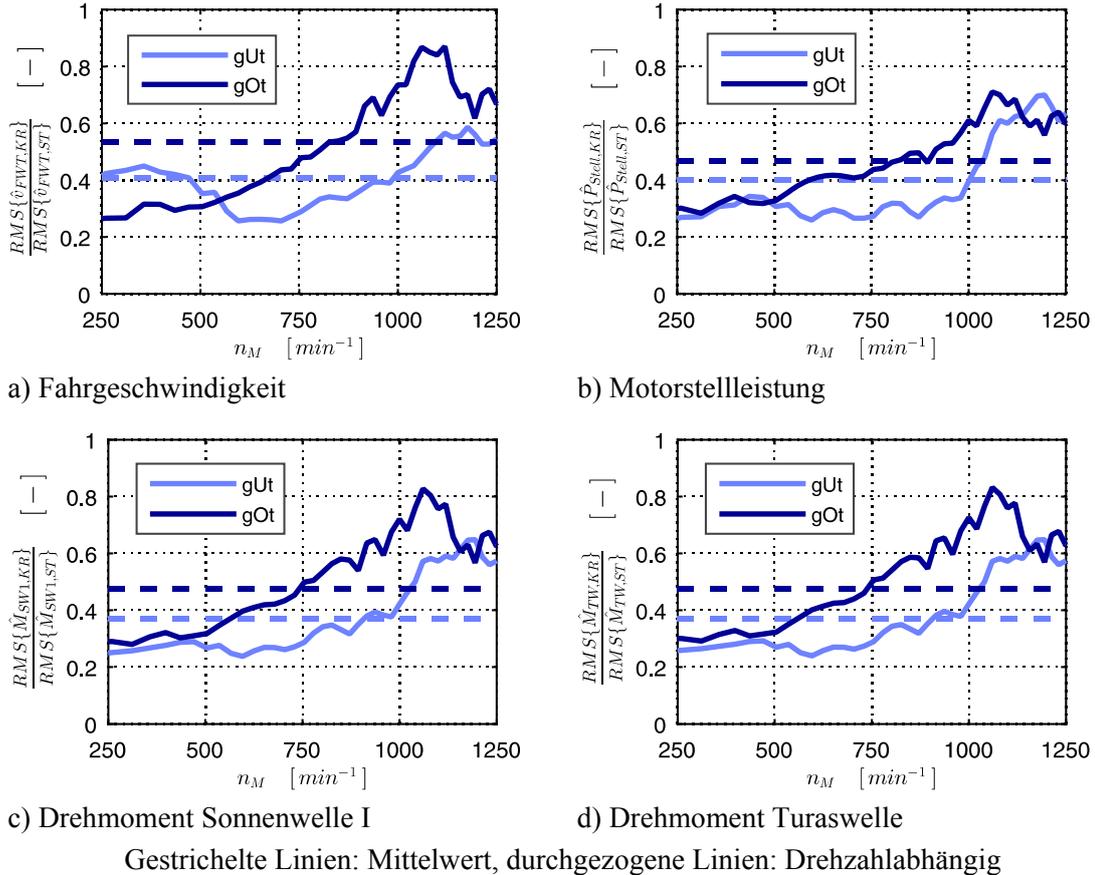


Abbildung 9.4: Schwingungsregulierung kontinuierliche Rollbahn, MKS-Kontaktmodell

9.3 PI-Motordrehzahlregelung

9.3.1 Hintergrund

Unter Anwendung einer Assemblierungsmatrix \mathbf{S}_{TM} lässt sich die homogene Bewegungsgleichung des mechanischen Antriebssystems um den Anteil der PI-Motordrehzahlregelungsterme zu

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\vec{x}} + (\mathbf{D} + \mathbf{S}_{TM} \cdot \mathbf{K}_P) \cdot \dot{\vec{x}} + (\mathbf{C} + \mathbf{S}_{TM} \cdot \mathbf{K}_I) \cdot \vec{x} = \vec{0} \quad (9.1)$$

erweitern, siehe Signalflussplan in Abbildung 9.5. Hierüber wies [Gra13, S. 14 ff. & S. 33] nach, dass die Regelparameter K_P und K_I additiv in die Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix übergehen und somit das Eigen- respektive Resonanzverhalten linearer, elektromechanischer Antriebssysteme beeinflussen können. Darauf aufbauend zeigt [Schu14, S. 136 ff.] mithilfe einer Variationsrechnung, dass insbesondere die Proportionalverstärkung K_P bei der PI-Motordrehzahlregelungsstruktur zu einer deutlichen Schwingungsreduktion beitragen kann, da diese die Systemdämpfung entsprechend Gleichung (9.1) erhöht.

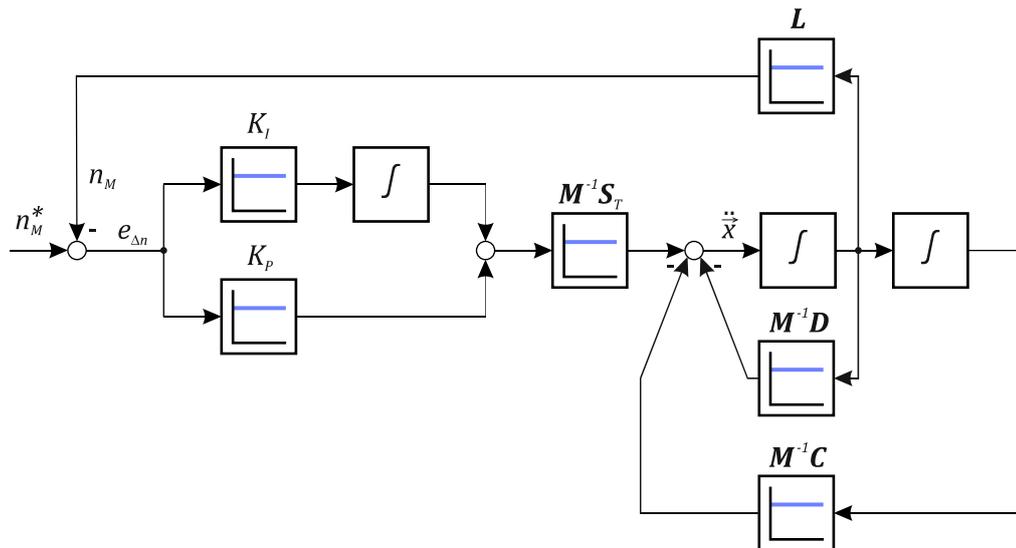


Abbildung 9.5: Signalfussplan Regelkreis mit PI-Drehzahlregelung

Unter dieser Vorlage erfolgt im Folgenden die Analyse des Schwingungsdämpfungspotentials der am Fahrwerk eingesetzten Primär-Drehzahlregelung bei geänderten Regelparametern. Hierfür werden die K_p - und K_I -Faktoren variiert und für jede Parameterkonfiguration ein Hochlaufvorgang simuliert. Da sich das KR-Konstruktionsprinzip bereits als eine sehr gute Schwingungsregulierungsmaßnahme herauskristallisiert hat, erfolgt, neben der eigentlichen Betrachtung des Optimierungspotentials am Schakental-Design, ebenso die Analyse des Dämpfungspotentials variiertter Regelparameter am KR-Design.

9.3.2 Erprobung am Ersatzmodell mit Schakental-Design

Die Gegenüberstellung der Zustandsgrößen bei variierten Regelparametern mit denen der aktuell am Fahrwerk eingesetzten Regelungskonfiguration ($K_p = 6, K_I = 3$) liefert die in Abbildung 9.6 und Abbildung 9.7 hinterlegten Variationskennfelder für die Fahrten mit gezogenem Unter- und Obertrum. Diese zeigen, dass eine Steigerung der Proportionalverstärkung fahrtrichtungsunabhängig zu einer geringfügigen Verschlechterung der Fahrdynamik und der Getriebebeanspruchungen führt. Gleichzeitig nimmt der absolute Stellaufwand des Motors zu, sodass dieser bis zu 44 % seiner Bemessungsleistung aufbringen muss.

Die Anfachung der Fahrdynamik sowie der Schwingbeanspruchung des Getriebes bei Steigerung des K_p -Faktors widerspricht den Erkenntnissen nach [Gra13] und [Schu14], dass eine Proportionalverstärkungs- und somit Dämpfungserhöhung die Schwingungsamplituden reduziert. Im Gegensatz zu den beiden Arbeiten, in welchen lineare mechanische Systeme im Betrachtungsfokus stehen, beschreibt das Raupenfahrwerk einen nichtlinearen Mechanismus, sodass in der Nichtlinearität die Aufklärung des Phänomens zu suchen ist. Aufgrund der Komplexität kann hierbei lediglich vermutet werden, dass die geänderten Phasen der Eigenformelongationen des Antriebs bei variiertter Systemdämpfung zu ungünstigen Phasenlagenkonstellationen mit den inneren Fahrwiderständen führen und somit die Erhöhung der Schwingbeanspruchung fördern.

Das Fahrverhalten als auch die Getriebebeanspruchung erfahren eine positive Beeinflussung, sobald die Integralverstärkung ausgehend von der aktuellen Parameterkonfiguration erhöht wird. Im Kennfeld lassen sich diesbezüglich moderate Verringerungen der Drehmomentbeanspruchungen von bis zu 10 % erkennen, wobei gleichzeitig die Fahrruhe mit 5 % eine geringfügige Reduktion erfährt. Mit einer Auslastung des Motors um 40 % ist mit der Steigerung der Integralverstärkung eine Optimierungsmaßnahme identifiziert, welche die Dynamik positiv beeinflusst ohne dabei die Antriebsmaschine zu überlasten.

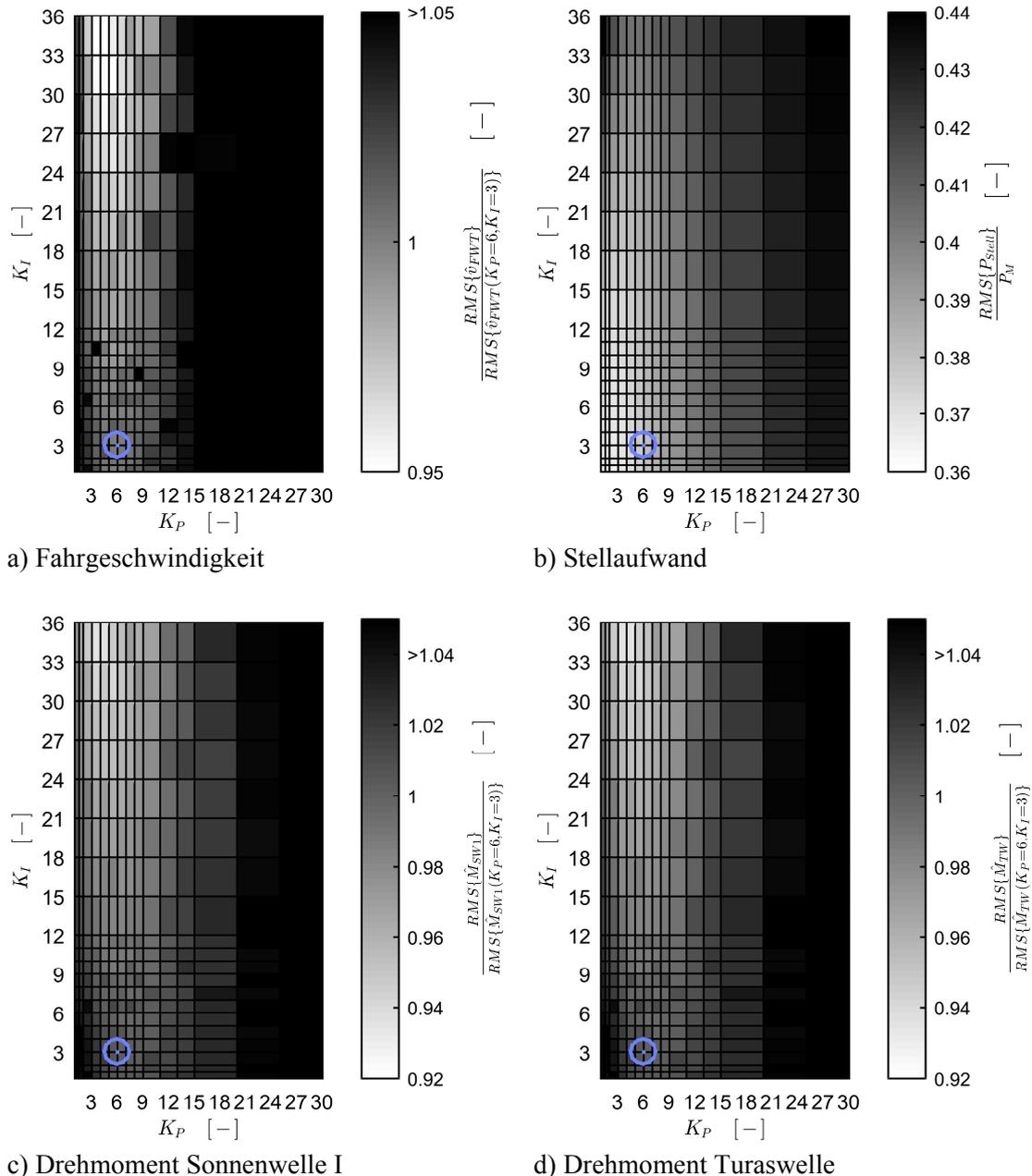


Abbildung 9.6: K_P - K_I -Variation mit Schakentälern, gUt, Ersatzmodell¹⁰

¹⁰ Berechnung und Erläuterung des *RMS* im Anhang A.2

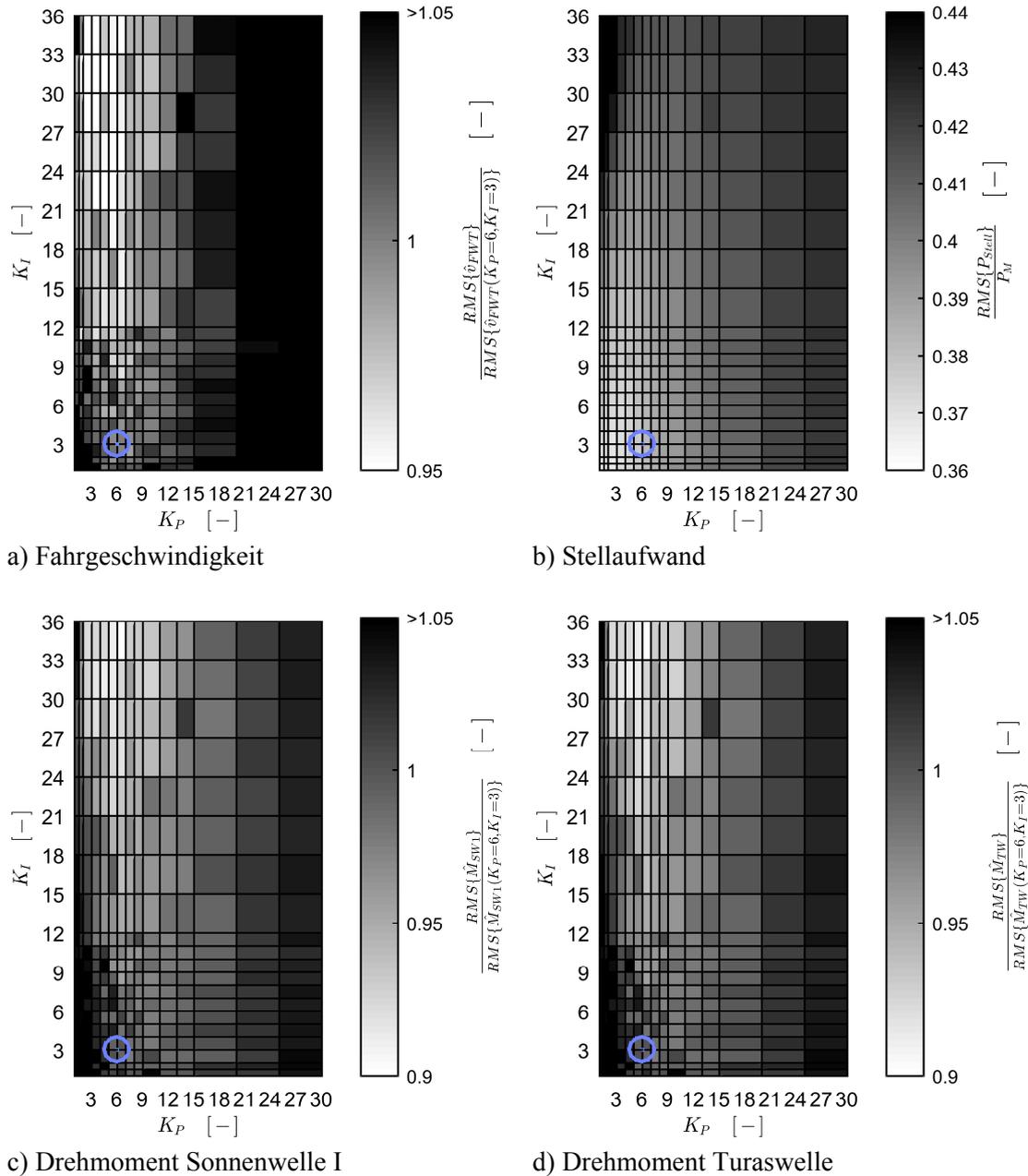


Abbildung 9.7: K_P - K_I -Variation mit Schakentälern, gOt, Ersatzmodell¹¹

Die Kennfelder nach Abbildung 9.6 und Abbildung 9.7 lassen nicht erkennen, inwieweit das Optimierungspotential über die Steigerung der Integralverstärkung ausgeschöpft ist, da der Analyseumfang auf $K_I \leq 36$ eingeschränkt bleibt. Die Ergebnisse weiterführender Betrachtungen hinsichtlich einer weiteren Steigerung der Integralverstärkung sind in Abbildung 9.8 als Kurvenschar variierender Blautones hinterlegt. Kleine K_I -Faktoren ($K_I = 0.5$) korrespondieren dabei mit einer dunklen Blaufärbung, wohingegen ein satter Blauton eine hohe Integralverstärkung ($K_I = 150$) anzeigt. Die Farbvarianz lässt erkennen, dass eine Steigerung von K_I im Drehzahlbereich von $n_M = 750 \text{ min}^{-1} \div 1200 \text{ min}^{-1}$ zu einer Verringerung der Schwingungsamplituden beiträgt. Jedoch erhöhen sich gleichzeitig die Schwingbeanspruchung des Getriebes und die Fahrruhe im Drehzahlband von $n_M = 500 \text{ min}^{-1} \div 750 \text{ min}^{-1}$, wobei insbesondere

¹¹ Berechnung und Erläuterung des *RMS* im Anhang A.2

sehr hohe Integralverstärkungen $K_I > 100$ zu einer deutlichen Förderung der Fahrgeschwindigkeitsschwankungen beitragen (Abbildung 9.8 a), c) und d)). Ein Optimum aus positiver und negativer Beeinflussung innerhalb der beiden Drehzahlbereiche lässt sich bei $K_I = 50$ ermitteln, sodass ab diesem Wert eine weitere Erhöhung des K_I -Faktors nicht sinnvoll ist. Abbildung 9.8 b) lässt zudem erkennen, dass bei keiner Integralverstärkung eine Motorauslastung von 100 % erreicht wird.

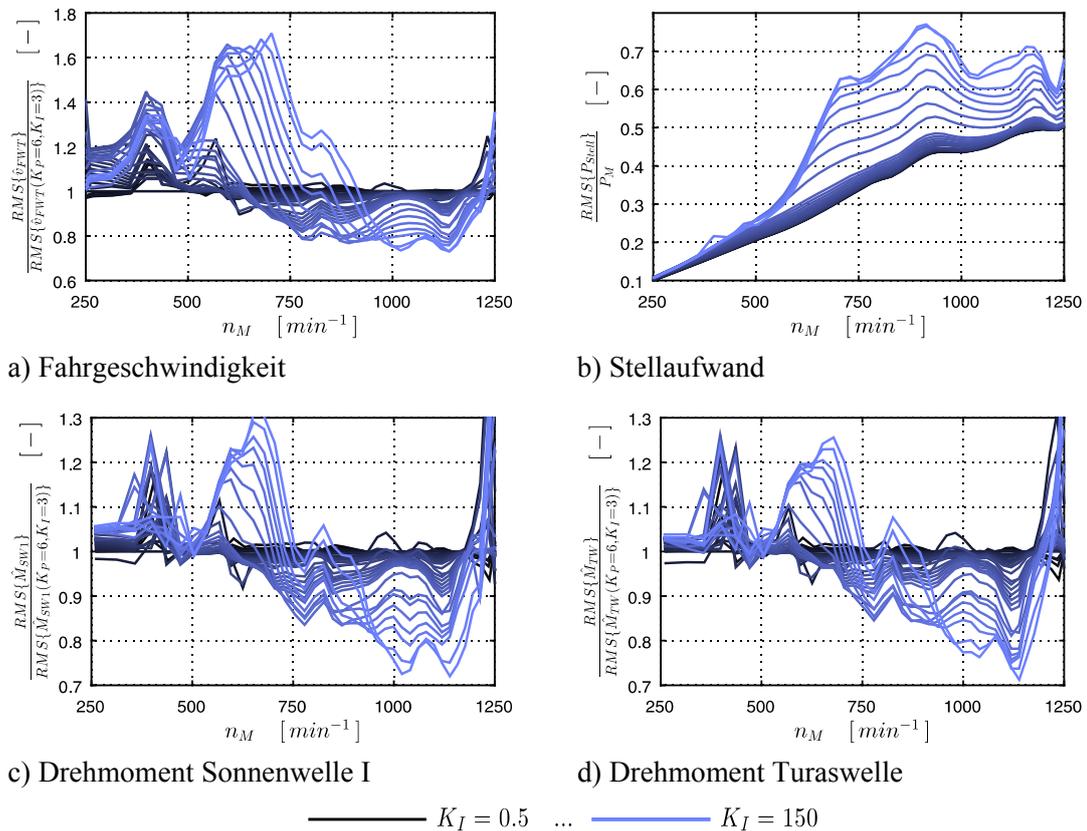


Abbildung 9.8: K_I -Variation mit Schakentälern bei $K_P = 6$, gUt, Ersatzmodell

9.3.3 Erprobung am MKS-Kontaktmodell mit Schakental-Design

Zur Erprobung der Steigerung der Integralverstärkung als Optimierungsmaßnahme und der gleichzeitigen Überprüfung der Prognosen des Ersatzmodells dient wiederum das MKS-Kontaktmodell der Raupe. Aufgrund der sehr hohen Rechenzeiten beschränken sich die Betrachtungen auf die K_I -Faktoren 3 (original), 50 (optimal) und 110 (überhöht), siehe Abbildung 9.9. Die drehzahlabhängigen Effektivwertverhältnisse des MKS-Kontaktmodells bestätigen die Prognosen des Ersatzmodells, dass eine Erhöhung der Integralverstärkung zu einer Verringerung der Dynamik innerhalb des Drehzahlbereiches von $n_M = 750 min^{-1} \div 1200 min^{-1}$ beiträgt und im Bereich $n_M = 500 min^{-1} \div 750 min^{-1}$ eine Schwingungsanfächerung stattfindet. Ebenso bestätigt sich, dass die Antriebsmaschine nicht über ihre Bemessungsgrenze hinaus beansprucht wird.

Jedoch zeigt Tabelle 9-1, dass die Reduktion der Schwingungsamplituden im MKS-Kontaktmodell geringer ausfällt. Während das Regulierungspotential der Integralverstärkung bereits im Ersatzmodell lediglich mit moderat bewertet werden konnte, ist jenes im MKS-

Kontaktmodell nahezu vollständig verschwunden. Folglich ist eine starre Steigerung des K_I -Faktors nicht als Schwingungsregulierungsmaßnahme geeignet.

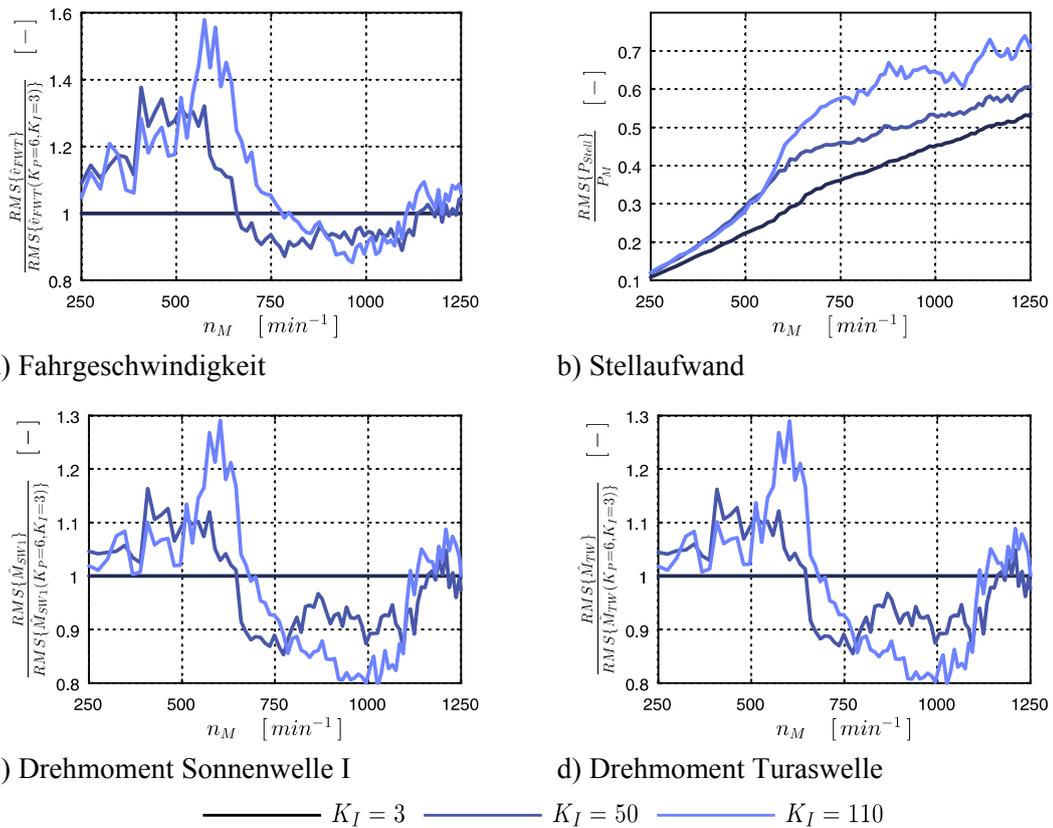


Abbildung 9.9: K_I -Variation mit Schakentälern bei $K_p = 6$, gUt, MKS-Kontaktmodell

Die Erkenntnis, dass sowohl im Ersatzmodell als auch im MKS-Kontaktmodell der Drehzahlbereich $n_M = 500 \text{ min}^{-1} \div 750 \text{ min}^{-1}$ geringe und der Bereich $n_M > 750 \text{ min}^{-1}$ hohe Integralverstärkungen zur Gewährleistung geringer Schwingungsamplituden verlangt, kann im Sinne einer weiteren Optimierung ausgenutzt werden. Hierzu erfolgt eine K_I -Adaption (*adap.*) in der Art, dass bis zu einer Drehzahl von $n_M = 650 \text{ min}^{-1}$ die ursprüngliche Integralverstärkung Anwendung findet und anschließend bis zu der Drehzahl $n_M = 1000 \text{ min}^{-1}$ linear gesteigert wird. Mit einer durchschnittlichen Verringerung der Fahrruhe und der Drehmomentbeanspruchung um 5 % – 6 % zeigt jedoch auch diese Maßnahme lediglich ein geringes Optimierungspotential, siehe Tabelle 9-1.

K_I	$\frac{RMS\{\hat{\vartheta}_{FWT}\}}{RMS\{\hat{\vartheta}_{FWT}(K_p = 6, K_I = 3)\}}$	$\frac{RMS\{P_{Stell}\}}{P_M}$	$\frac{RMS\{\hat{M}_{SW1}\}}{RMS\{\hat{M}_{SW1}(K_p = 6, K_I = 3)\}}$	$\frac{RMS\{\hat{M}_{TW}\}}{RMS\{\hat{M}_{TW}(K_p = 6, K_I = 3)\}}$
	3	1	0,35	1
50	0,99	0,41	0,97	0,97
110	1,06	0,49	0,99	0,98
<i>adap.</i>	0,95	0,45	0,94	0,94

Tabelle 9-1: Gesamtoptimierungspotential Integralverstärkung, Schakentäler¹²

¹² Berechnung und Erläuterung des RMS im Anhang A.2

9.3.4 Erprobung am Ersatzmodell mit kontinuierlicher Rollbahn

Die Erkenntnisse der Kapitel 9.3.2 und 9.3.3, dass eine Erhöhung der Proportionalverstärkung zu einer Anfachung und eine Steigerung der Integralverstärkung zu einer Verringerung der Dynamik führen, lassen sich auf die Fahrsimulation mit kontinuierlicher Rollbahn verallgemeinern. Dabei liegt mit einer Verringerung der Fahrruhe um 5 % und einer Regulierung der Drehmomentamplituden um bis zu 12 % das Optimierungspotential in einer ähnlichen Größenordnung wie bei der Fahrt mit Schakentälern. Ferner erfährt auch bei diesem Modellzustand die Antriebseinheit keine Überlastung.

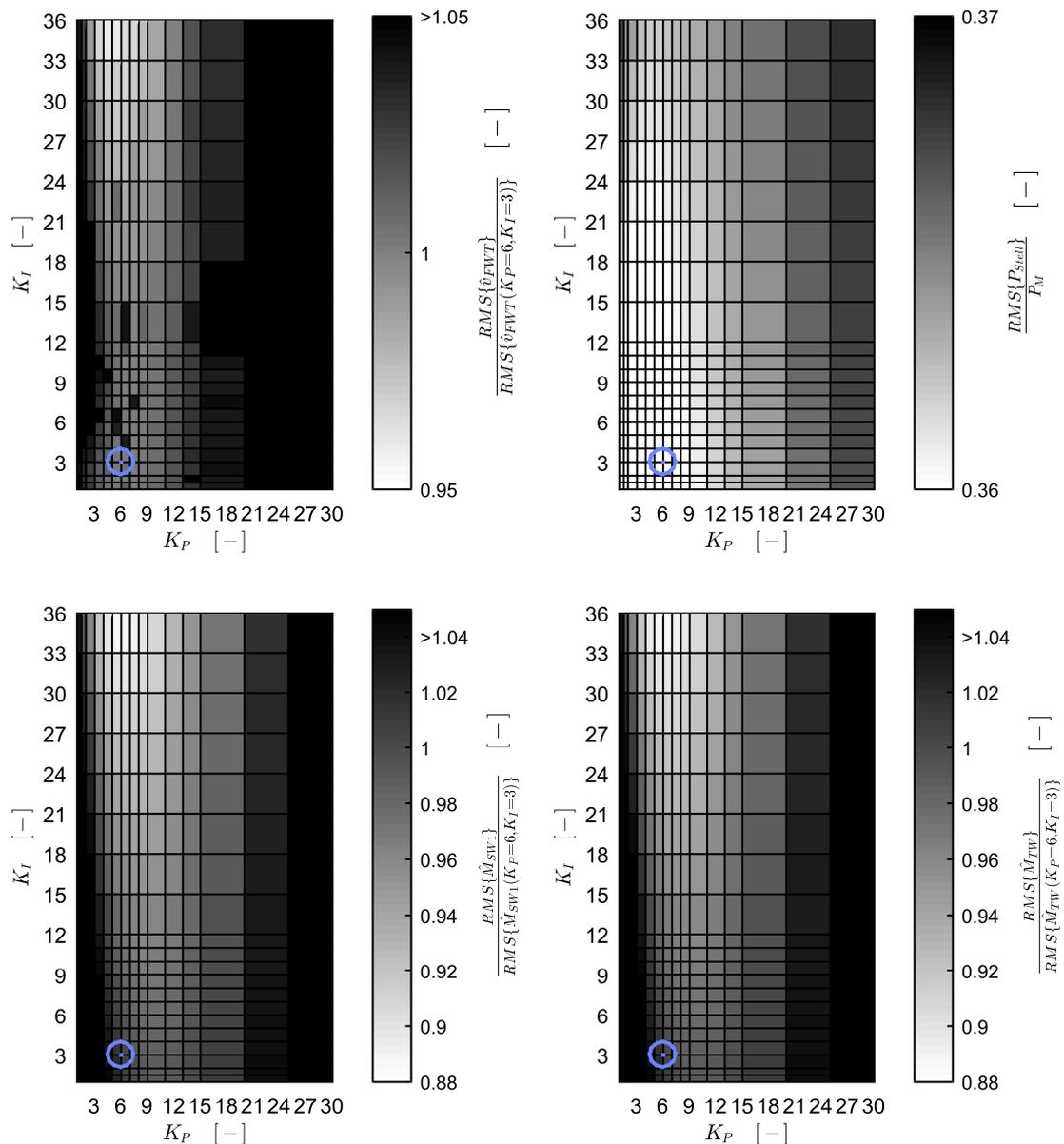


Abbildung 9.10: K_P - K_I -Variation mit kontinuierlicher Rollbahn, gUt, Ersatzmodell¹³

¹³ Berechnung und Erläuterung des *RMS* im Anhang A.2

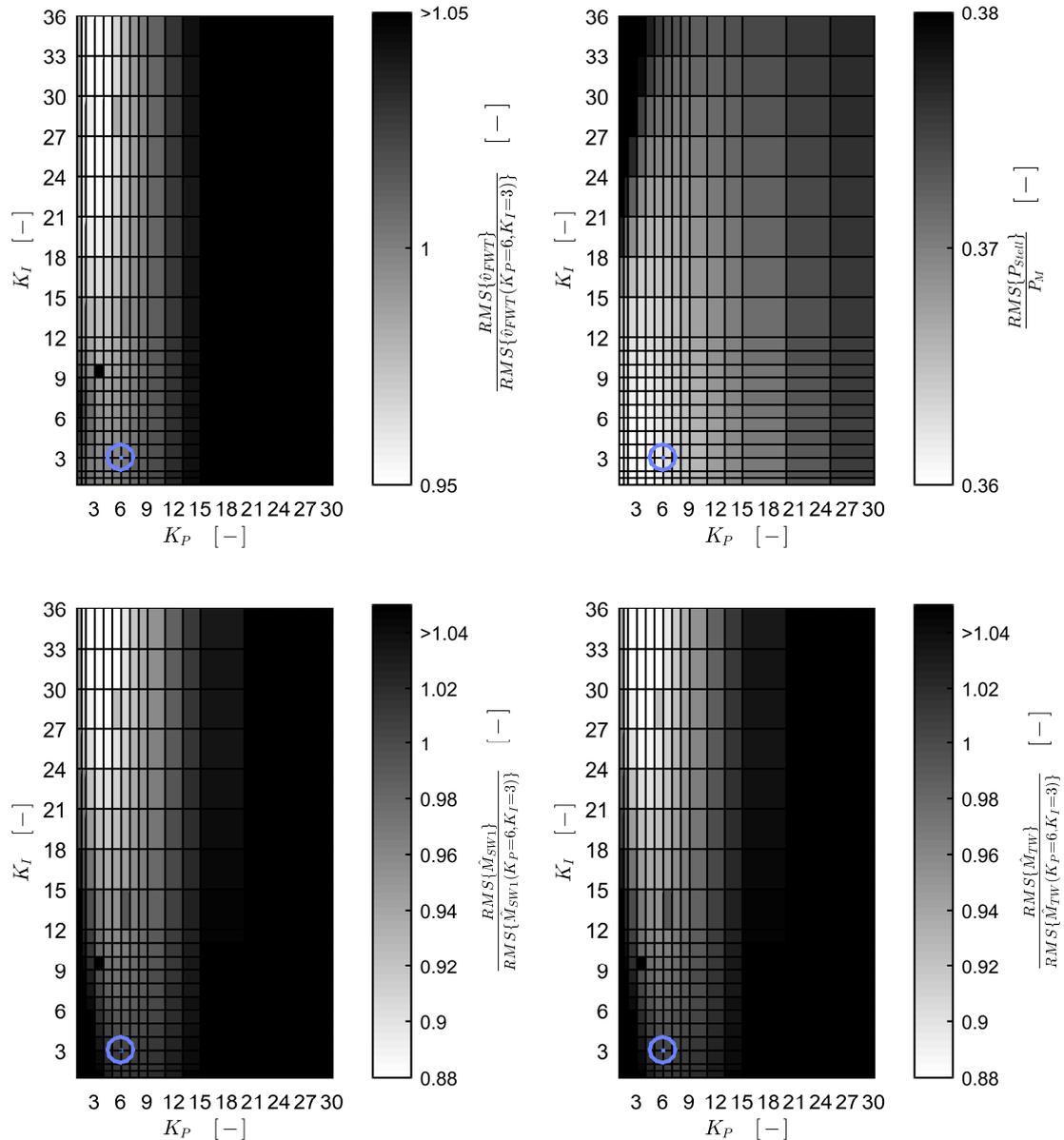


Abbildung 9.11: K_P - K_I -Variation mit kontinuierlicher Rollbahn, gOt, Ersatzmodell¹⁴

Aufgrund der Ansiedlung des Kennfeldminimums am Kennfeldrand lässt sich auch bei dem Modell mit kontinuierlicher Rollbahn nicht einschätzen, inwiefern eine weitere Steigerung der Integralverstärkung über $K_I = 36$ hinaus zu einer Regulierung der Dynamik beiträgt. Weiterführende Betrachtungen zeigen dahingehend, dass eine Erhöhung des K_I -Faktors zunächst zu einer weiteren Reduktion der Schwingungsamplituden beiträgt, wobei sich, im Gegensatz zur Fahrt mit Schakentälern, die Verbesserung über den gesamten Drehzahlbereich erstreckt, siehe Abbildung 9.12 (die Korrespondenz der Blaufärbung der einzelnen Kurven mit dem Wert der Integralverstärkung ist analog zu Abbildung 9.8). Ab $K_I = 50$ kehrt sich jedoch der positive Effekt einer K_I -Erhöhung um und die Schwingungen werden angefacht, wobei gleichzeitig die Motorauslastung weiter ansteigt. Folglich ist eine weitere Erhöhung der Integralverstärkung hinsichtlich einer antriebseinheitsschonenden Schwingungsdämpfung nicht gegeben.

¹⁴ Berechnung und Erläuterung des *RMS* im Anhang A.2

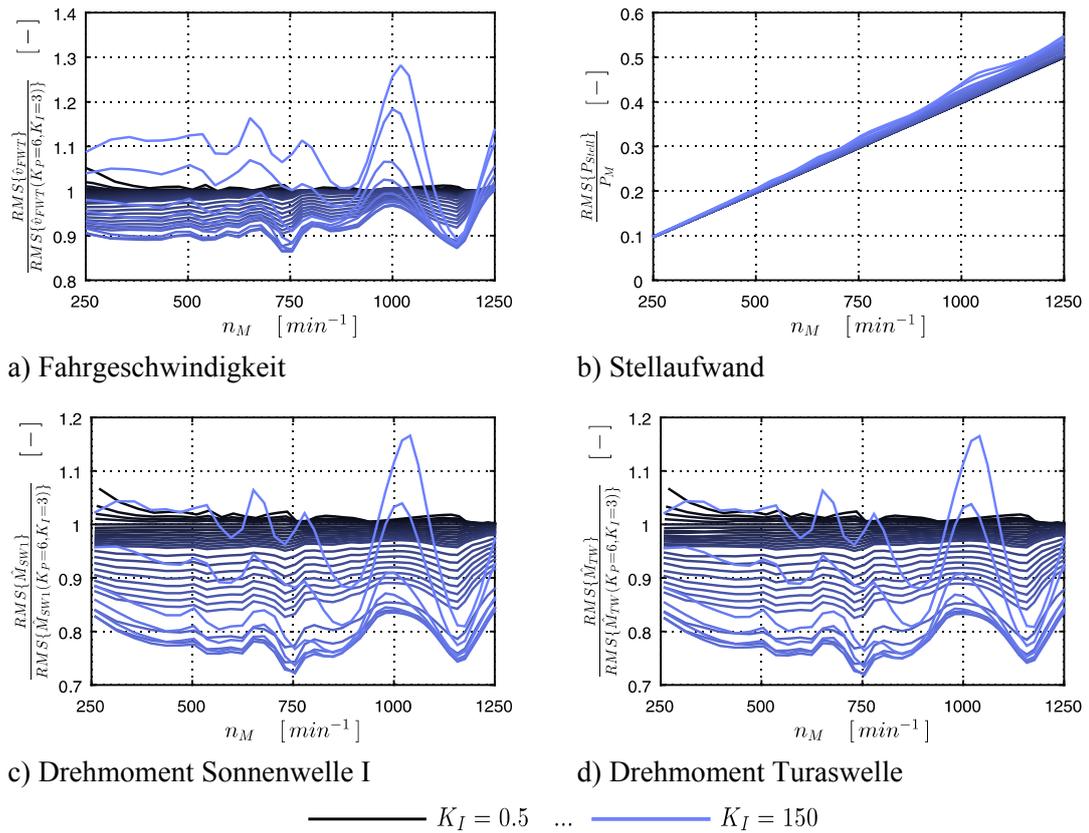


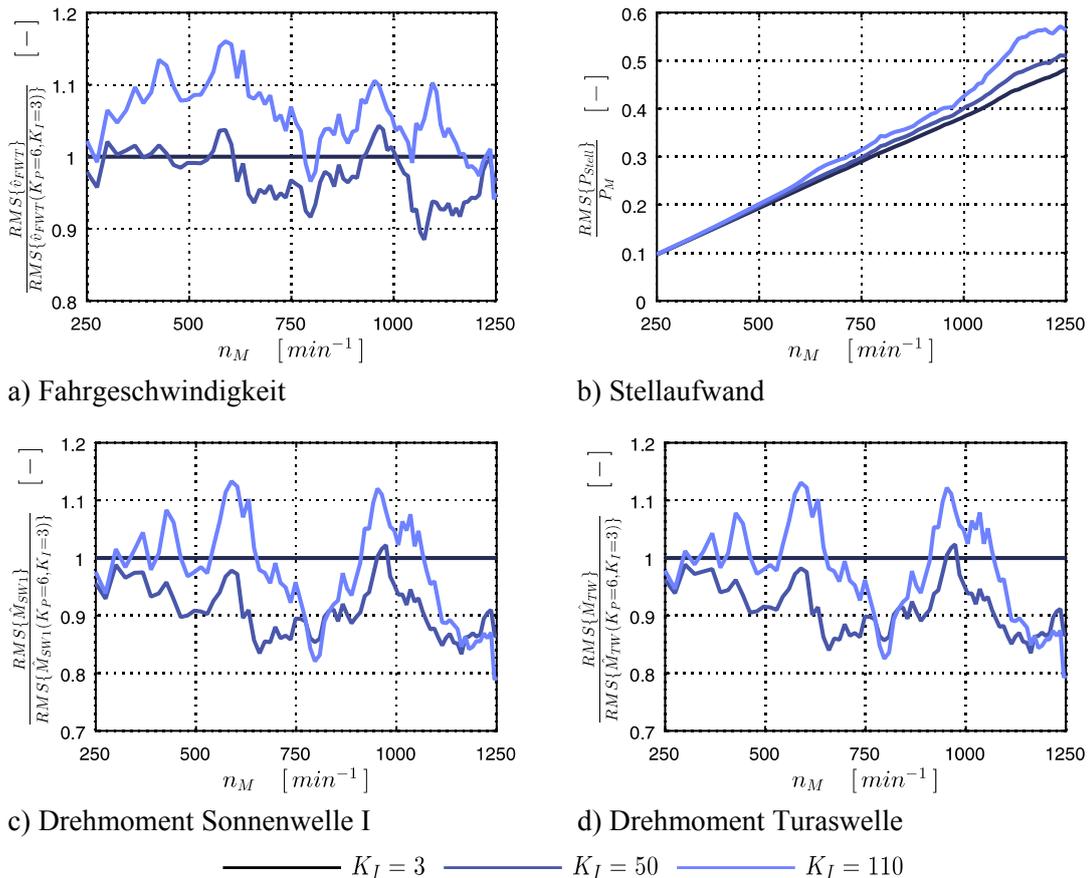
Abbildung 9.12: K_I -Variation mit KR-Design bei $K_P = 6$, gUt, Ersatzmodell

9.3.5 Erprobung am MKS-Kontaktmodell mit kontinuierlicher Rollbahn

In Analogie zur Simulation mit Schakentälern bestätigen auch im Modellzustand mit kontinuierlicher Rollbahn die Rechnungen des MKS-Kontaktmodells die Prognosen des Ersatzmodells, siehe Abbildung 9.13 und Tabelle 9-2. Bei einer Integralverstärkung von $K_I = 50$ lässt sich eine Verringerung der Schwingungsamplituden gegenüber der originalen Parameterkonfiguration erreichen, ohne dass dabei die Motorauslastung überschritten wird. Eine weitere Steigerung des K_I -Faktors bringt keine weiteren Verbesserungen hinsichtlich der Schwingungsreduktion.

K_I	$\frac{RMS\{\hat{v}_{FWT}\}}{RMS\{\hat{v}_{FWT}(K_P = 6, K_I = 3)\}}$	$\frac{RMS\{P_{Stell}\}}{P_M}$	$\frac{RMS\{\hat{M}_{SW1}\}}{RMS\{\hat{M}_{SW1}(K_P = 6, K_I = 3)\}}$	$\frac{RMS\{\hat{M}_{TW}\}}{RMS\{\hat{M}_{TW}(K_P = 6, K_I = 3)\}}$
3	1	0,31	1	1
50	0,98	0,32	0,90	0,90
110	1,04	0,35	0,95	0,95

Tabelle 9-2: Gesamtoptimierungspotential Integralverstärkung, kontinuierliche Rollbahn

Abbildung 9.13: K_I -Variation mit KR-Design bei $K_P = 6$, gUt, MKS-Kontaktmodell

9.3.6 Fazit PI-Drehzahlregelung

Die sich aus Gleichung (9.1) ergebende Initialvermutung, dass sich die Proportionalverstärkung schwingungsdämpfend auswirken kann, hat sich nicht bestätigt, da mit der Steigerung des K_P -Faktors eine Verschlechterung der Dynamik am betrachteten Fahrwerk einhergeht. Demgegenüber lässt sich mit der Integralverstärkung eine Schwingungsreduktion erzielen, wobei diese erst bei einem Modellstand mit kontinuierlicher Rollbahn merklich zum Tragen kommt. Dabei nehmen die Drehmomentamplituden um bis zu 10 % ab, jedoch bleibt die Fahrgeschwindigkeitsschwankung davon unbeeinflusst. Entsprechend ist die Steigerung der Integralverstärkung als Optimierungsmaßnahme einzig zur Reduktion der Getriebebeanspruchungen geeignet.

9.4 PI-Zustandsregelung

9.4.1 Methodik

Bei der Zustandsregelung wird, im Gegensatz zur PI-Drehzahlregelung, der Systemzustand als Regelgröße verwendet, sodass der Regler mehr Informationen über die Regelstrecke erhält und bei entsprechender Auslegung gezielter auf Störgrößen reagieren kann. [Gra13, S. 52 ff.] zeigt diesbezüglich ein Verfahren, mithilfe dessen die Auslegung von Zustandsreglern für Antriebssysteme mit linear übersetzenden Getriebestufen erfolgen kann. Die Basis bildet ein im Zustandsraum formuliertes Torsionsschwingungsabbild des Antriebssystems, wobei die

gewöhnliche Zusammensetzung des Zustandsvektors \vec{z} aus absoluten Drehwinkeln $\vec{\varphi}$ und Winkelgeschwindigkeiten $\dot{\vec{\varphi}}$ über

$$\vec{z} = \begin{bmatrix} \vec{\varphi} \\ \dot{\vec{\varphi}} \end{bmatrix} \quad (9.2)$$

hinsichtlich der Drehwege in die Relativschreibweise (Δ -Schreibweise)

$$\vec{z}^\Delta = \begin{bmatrix} \Delta\vec{\varphi} \\ \dot{\vec{\varphi}} \end{bmatrix} \quad (9.3)$$

zu überführen ist. Das Zustandsgleichungssystem lautet somit

$$\begin{aligned} \dot{\vec{z}}^\Delta(t) &= \mathbf{A}^\Delta \cdot \vec{z}^\Delta(t) + \mathbf{B}^\Delta \cdot \vec{u}(t) \\ \vec{y}(t) &= \mathbf{L}^\Delta \cdot \vec{z}^\Delta(t) \\ \vec{z}^\Delta(t=0) &= \vec{z}_0^\Delta \end{aligned} \quad (9.4)$$

wobei sich infolge der Δ -Formulierung der neue Zustandsvektor \vec{z}^Δ als ein Energieäquivalenzvektor interpretieren lässt, da er mit der Strangtorsion $\Delta\vec{\varphi}$ und der Drehzahl $\dot{\vec{\varphi}}$ die zur Berechnung der potentiellen und kinetischen Energie notwendigen Größen direkt enthält [Gra13, S. 52]. Die weiteren Ausführungen beziehen sich stets auf die Relativwinkelformulierung nach Gleichung (9.4), sodass im Sinne einer besseren Übersicht die explizite Kennzeichnung der Δ -Schreibweise über $Y^\Delta \rightarrow Y$ ersetzt.

Der den Systemzustand beschreibende Anteil $\dot{\vec{z}} = \vec{f}(\vec{z}, \vec{u})$ von Gleichung (9.4) ist hinsichtlich der Lasteinleitung in einen Stellgrößen- und Störgrößenbereich zu partitionieren. Damit erfolgt der Eintrag der Regelgrößen \vec{u}_M über die Motorsteuermatrix \mathbf{B}_M und die Lasteinleitung (Störfunktion) \vec{u}_Z mit der Anregungssteuermatrix \mathbf{B}_Z [LW10, S. 696], [Gra13, S. 52]. Damit ergibt sich die zum Signalflussplan nach Abbildung 9.14 a) korrespondierende Zustandsbeschreibung zu

$$\dot{\vec{z}}(t) = \mathbf{A} \cdot \vec{z}(t) + \mathbf{B}_M \cdot \vec{u}_M(t) + \mathbf{B}_Z \cdot \vec{u}_Z(t) \quad (9.5)$$

Über eine Erweiterung des Systems um eine Rückführmatrix \mathbf{F} mit

$$\vec{u}_M(t) = -\mathbf{F} \cdot \vec{z}(t) \quad (9.6)$$

wird der Systemzustand gewichtet auf den Systemeingang zurückgeführt und somit der Übergang zur Zustandsregelung geschaffen, siehe Abbildung 9.14 b).

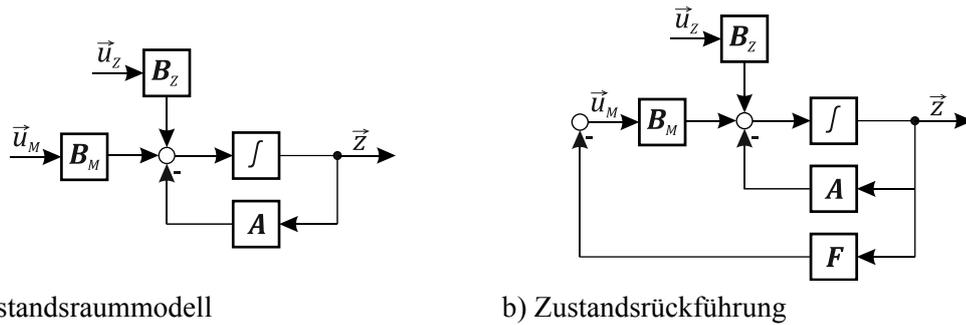


Abbildung 9.14: Signalfussplan Zustandsraummodell und Zustandsrückführung

Der homogene Gleichungsanteil von (9.5) wird unter Berücksichtigung von Gleichung (9.6) zu

$$\dot{\vec{z}}(t) = (\mathbf{A} - \mathbf{B}_M \cdot \mathbf{F}) \cdot \vec{z}(t) = \mathbf{A}^{\sim} \cdot \vec{z}(t) \tag{9.7}$$

erweitert [Lun08, S. 142 ff.]. Eine Eigenwertanalyse von Gleichung (9.7) zeigt, dass sich mit der Erweiterung um die Zustandsrückführung nach Gleichung (9.6) das Eigenverhalten des Systems zu

$$\det(\mathbf{I} \cdot \lambda^{\sim} - \mathbf{A} + \mathbf{B}_M \cdot \mathbf{F}) = \det(\mathbf{I} \cdot \lambda^{\sim} - \mathbf{A}^{\sim}) = 0 \tag{9.8}$$

beeinflussen lässt. Folglich kann dem System über geeignete Auslegungsrichtlinien zur Festlegung der Rückführmatrix \mathbf{F} prinzipiell eine beliebige Eigendynamik aufgezwungen werden, solange alle Zustände beobachtbar und steuerbar sind [Schu14, S. 155]. Mit der Änderung des Eigenverhaltens ist der Energieaustauschprozess zwischen potentieller und kinetischer Energie modifiziert, da der Eigenwert ein Maß der Schnelle des Austauschprozesses beschreibt. Dies erklärt wiederum die Anwendung der bereits eingeführten Δ -Formulierung (Gleichung (9.3)), da erst mit diesem Schritt der Zustandsvektor die erforderlichen energieäquivalenten Größen des mechanischen Antriebssystems explizit enthält.

Bislang beinhaltet die Zustandsregelung keine Vorgabe beliebiger Führungsgrößenverläufe, sodass sich das Verfahren des Baggers nicht umsetzen lässt. Um Führungsgrößen \vec{w} zu berücksichtigen, erfolgt eine Erweiterung des Systems um eine Vorsteuerung mit einer PI-Regelung, welche über das I-Glied zudem in der Lage ist, auch stationäre Signalanteile der Störgrößen \vec{u}_Z auszugleichen [Schu08, S. 152 ff.].

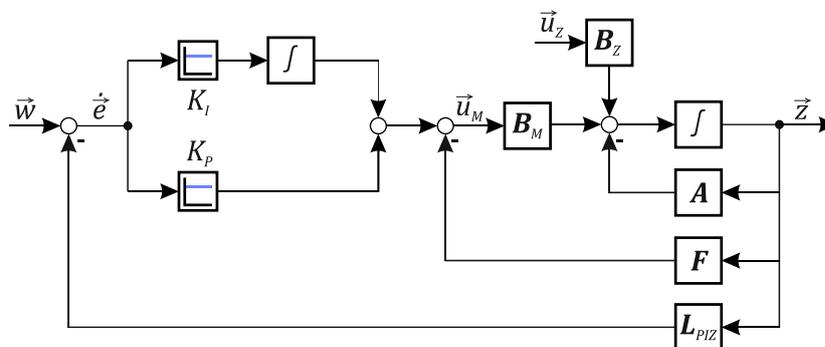


Abbildung 9.15: PI-Zustandsregler

Mit der Führungsgröße erweitert sich die Regelgröße unter Berücksichtigung des PI-Reglers zu

$$\vec{u}_M(t) = -[\mathbf{F} + K_P \cdot \mathbf{L}_{PIZ} \quad \vdots \quad -K_I] \cdot \begin{bmatrix} \vec{z}(t) \\ \vdots \\ \vec{e}(t) \end{bmatrix} + K_P \cdot \vec{w} = -\mathbf{K}_{PIZ} \cdot \vec{z}_{PIZ}(t) + K_P \cdot \vec{w} \quad (9.9)$$

und die Zustandsdifferentialgleichung geht mit

$$\dot{\vec{e}}(t) = -\mathbf{L}_{PIZ} \cdot \vec{z}(t) + \vec{w} \quad (9.10)$$

in die Form

$$\begin{bmatrix} \dot{\vec{z}}(t) \\ \dot{\vec{e}}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{0} \\ -\mathbf{L}_{PIZ} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \vec{z}(t) \\ \vec{e}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_M \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \cdot \vec{u}_M(t) + \mathbf{B}_Z \cdot \vec{u}_Z(t) + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{I} \end{bmatrix} \cdot \vec{w} \quad (9.11)$$

über. Mit der Definition einer neuen Systemmatrix

$$\mathbf{A}_{PIZ} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{0} \\ -\mathbf{L}_{PIZ} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (9.12)$$

und Steuermatrix

$$\mathbf{B}_{PIZ} = \begin{bmatrix} \mathbf{B}_M \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (9.13)$$

lässt sich die erweiterte Zustandsdifferentialgleichung anhand (9.9) als

$$\dot{\vec{z}}_{PIZ}(t) = (\mathbf{A}_{PIZ} - \mathbf{B}_{PIZ} \cdot \mathbf{K}_{PIZ}) \cdot \vec{z}_{PIZ}(t) + \mathbf{B}_Z \cdot \vec{u}_Z(t) + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{I} \end{bmatrix} \cdot \vec{w} \quad (9.14)$$

formulieren, wobei der homogene Gleichungsanteil

$$\dot{\vec{z}}_{PIZ}(t) = (\mathbf{A}_{PIZ} - \mathbf{B}_{PIZ} \cdot \mathbf{K}_{PIZ}) \cdot \vec{z}_{PIZ}(t) \quad (9.15)$$

zur Auslegung des PI-Zustandsreglers dient.

Zur Auslegung des PI-Zustandsreglers sind die Einträge der Rückführmatrix \mathbf{F} sowie die Parameter der Führungsgrößenaufschaltung K_P und K_I zu bestimmen, wobei in der Literatur verschiedene Verfahren zur Verfügung stehen, siehe beispielsweise [Sti05, S. 13 ff.]. Im Folgenden findet das Auslegungsverfahren der LQ-Regelung (linear-quadratische Regelung) Anwendung, da sich, entsprechend der Interpretation in [Gra13, S. 58 f.], anhand der Optimierung eines Gütefunktional direkt die potentiellen, kinetischen und Stellenergieanteile im System beeinflussen lassen. Dabei wird ein lineares, zeitvariantes System vorausgesetzt, für welches das Gütefunktional in einer quadratischen Form über

$$J(\vec{z}_{PIZ}(t=0), \vec{u}_M) = \int_{t=0}^{\infty} (\vec{z}_{PIZ}^T \cdot \mathbf{Q} \cdot \vec{z}_{PIZ} + \vec{u}_M^T \cdot \mathbf{R} \cdot \vec{u}_M) dt \quad (9.16)$$

ausgedrückt wird [Lun08, S. 279 ff.]. Das Optimierungsproblem ergibt sich mit der Forderung nach einer Stellgröße $\vec{u}_M^\#$, welche das Gütefunktional unter Vorgabe der Designmatrizen über

$$\min_{\vec{u}_M} \{ J(\vec{z}_{PIZ}(t=0), \vec{u}_M) \} = J(\vec{z}_{PIZ}(t=0), \vec{u}_M^\#) \quad (9.17)$$

minimiert. Die Designmatrizen dienen dabei der unterschiedlichen Gewichtung der Zeitverläufe der einzelnen Zustandsgrößen, wobei bei Diagonalgestalt der Designmatrizen ein hoher Gewichtungswert die zugehörige Zustandsgröße stärker in das Gütefunktional mit einbezieht. Mit der Minimierung nach Gleichung (9.17) führt dies zu einer geringen Schwankung respektive zum schnellen Erreichen eines stationären Zustands der stark gewichteten Größe [Spi16, S. 55].

Obschon das linearisierte und reduzierte Zustandsgleichungssystem des Antriebsstranges nach Gleichung (7.81) bereits über eine geringe Anzahl an Freiheitsgraden verfügt, eignet sich dieses nicht zur Auslegung eines PI-Zustandsreglers auf Basis einer LQ-Regelung. Die Anzahl der zur Auswahl stehenden Gewichtungen wäre bislang zu hoch, sodass ein unüberschaubar großer Optimierungsraum entstehen würde. Gleichzeitig ist aufgrund der Kopplung der Torsionseigenschwingungen mit anderen Bewegungen im Raum kein Übergang zur Δ -Schreibweise möglich, sodass die Auslegung des PI-Zustandsreglers unterbunden ist. Um diese Problematik zu umgehen, dient zur Auslegung des Zustandsreglers ein Zweimassen-Torsionsschwinger, dessen Eigenverhalten dem des Modells nach Kapitel 7.4 nachempfunden ist, siehe Abbildung 9.16. Unter Anwendung der Δ -Formulierung lässt sich dessen Zustand unter Berücksichtigung der Partitionierung in Regel- und Störgrößen über

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_M \\ \Delta\dot{\varphi} \\ \ddot{\varphi}_A \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{d_{Ers}}{J_M} & -\frac{c_{Ers}}{J_M} & \frac{d_{Ers}}{J_M} \\ 1 & 0 & -1 \\ \frac{d_{Ers}}{J_A} & \frac{c_{Ers}}{J_A} & -\frac{d_{Ers}}{J_A} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_M \\ \Delta\varphi \\ \dot{\varphi}_A \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{J_M} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot M_M + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{J_A} \end{bmatrix} \cdot M_W \\ \dot{\vec{z}} &= \mathbf{A} \cdot \vec{z} + \mathbf{B}_M \cdot \vec{u}_M + \mathbf{B}_Z \cdot \vec{u}_Z \end{aligned} \quad (9.18)$$

beschreiben.

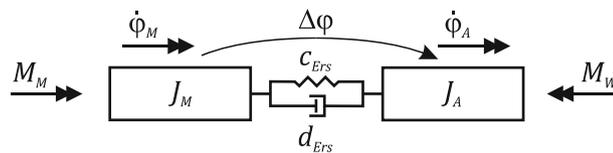


Abbildung 9.16: Strangersatzmodell

Der um einen PI-Zustandsregler erweiterte Zustandsvektor des betrachteten Ersatzmodells lautet somit

$$\vec{z}_{PIZ}^T = [\dot{\varphi}_M \quad \Delta\varphi \quad \dot{\varphi}_A \quad e] \quad (9.19)$$

Bevor die LQ-Auslegung über das Minimierungsproblem (9.17) stattfindet, bietet es sich an, die Proportionalverstärkung des PI-Reglers zu bestimmen, da diese einen entscheidenden Einfluss auf das Führungsverhalten hat, [Spi16, S. 57]. Da K_P und \mathbf{F} additiv überlagert sind (siehe Gleichung (9.9)), beeinflusst dieser Schritt jedoch nicht die weitere Auslegung. Einer stationären Vorsteuerung gleich schlägt [Gra12, S. 100 f.] zur Bestimmung des K_P -Faktors den Ansatz

$$K_P = -[\mathbf{L}_{PIZ} \cdot \mathbf{A}^{-1} \cdot \mathbf{B}_M]^{-1} \quad (9.20)$$

vor, welcher die Inverse der Systemmatrix verlangt. Für antriebstechnische Anwendungen ist dies jedoch nicht dienlich, da die Systemmatrix stets über eine Null-Eigenfrequenz verfügt (Starrkörperrotation des Wellenstrangs), was eine Invertierung unterbindet. Ein alternativer Ansatz nach [Spi16, S. 58] sieht vor, dass die Proportionalverstärkung einem dem ruhenden System eingepprägten StörgröÙensprung zum Zeitpunkt $t = 0$ ideal entgegenwirkt. Folglich ist

$$\dot{\vec{e}} \cdot K_P = \vec{u}_M|_{t=0} \quad (9.21)$$

da mit

$$\vec{z}|_{t=0} = \vec{0} \quad (9.22)$$

weder Zustandsrückführung noch Integralglied aufgrund ihres Zeitverhaltens unmittelbar auf den Lastsprung reagieren können. Damit gilt für die Regelabweichung

$$\dot{\vec{e}}|_{t=0} = \vec{w} \quad (9.23)$$

sodass sich die Bilanzierung der dem mechanischen System eingepprägten Lasten zum Zeitpunkt $t = 0$ zu

$$\mathbf{B}_M \cdot \vec{w} \cdot K_P = \mathbf{B}_Z \cdot \vec{u}_Z \quad (9.24)$$

ergibt. Somit berechnet sich im Fall des Strangersatzmodells nach Abbildung 9.16 die Proportionalverstärkung über

$$K_P = \frac{J_M}{J_A} \cdot \frac{M_W}{2\pi \cdot n_{Nenn}} \cdot 60 \frac{s}{min} \quad (9.25)$$

Hinsichtlich des Widerstandsmomentes M_W eignet sich beispielsweise bereits die Berücksichtigung der Summe der Fahrwiderstände aus der Bolzenreibung der Laufrollen nach Gleichung (4.5), da dies der Fahrwiderstand mit dem höchsten Konstantanteil ist.

Nachdem die Proportionalverstärkung bestimmt ist, kann das Gütefunktional auf das Strangersatzmodell angewendet werden:

$$J = \int_{t=0}^{\infty} (q_{11} \cdot \dot{\varphi}_M^2 + q_{22} \cdot \Delta\varphi^2 + q_{33} \cdot \dot{\varphi}_A^2 + q_{44} \cdot e^2 + r \cdot u_M^2) dt \quad (9.26)$$

Da der Definitionsbereich der fünf Designparameter $q_{11} \dots q_{44}$ und r beliebig ist, steht ein großer Variationsraum zur Findung einer optimalen Regelung zur Verfügung. Ferner wurde bislang nicht die Besetzung der Messmatrix \mathbf{L}_{PIZ} zur Stellgrößengenerierung für den PI-Regler konkretisiert, sodass sich der Variantenreichtum weiter vergrößert. Voruntersuchungen in [Spi16] zeigen diesbezüglich, dass sich verwertbare Ergebnisse ergeben, wenn über \mathbf{L}_{PIZ} die Turasdrehzahl zur FührungsgröÙenaufschaltung Verwendung findet und der Suchraum zur Identifikation einer optimalen Regelung auf die Parameter q_{44} und r eingeschränkt wird [Spi16, S. 60 f.].

9.4.2 Erprobung am Ersatzmodell mit Schakental-Design

Anhand des Ersatzmodells lässt sich der PI-Zustandsregelung im Vergleich zu der aktuell am Gerät eingesetzten Regelungsvariante ein gutes Schwingungsregulierungspotential zuordnen. Sowohl die Fahrruhe als auch die getriebeinternen Drehmomentschwankungen können mit einer geeigneten Wahl der Einträge der Designmatrizen reduziert werden, siehe Abbildung 9.17 und Abbildung 9.18. Die Förderung der Fahrruhe resultiert aus einer starken Gewichtung der Führungsgröße (über q_{44}), welche im vorliegenden Fall durch die Turasdrehzahl repräsentiert wird. Dabei berücksichtigt die Zustandsregelung entsprechend der LQ-Auslegung das Verhalten der Regelstrecke und kann damit geeignet auf Schwankungen der Fahrgeschwindigkeiten reagieren.

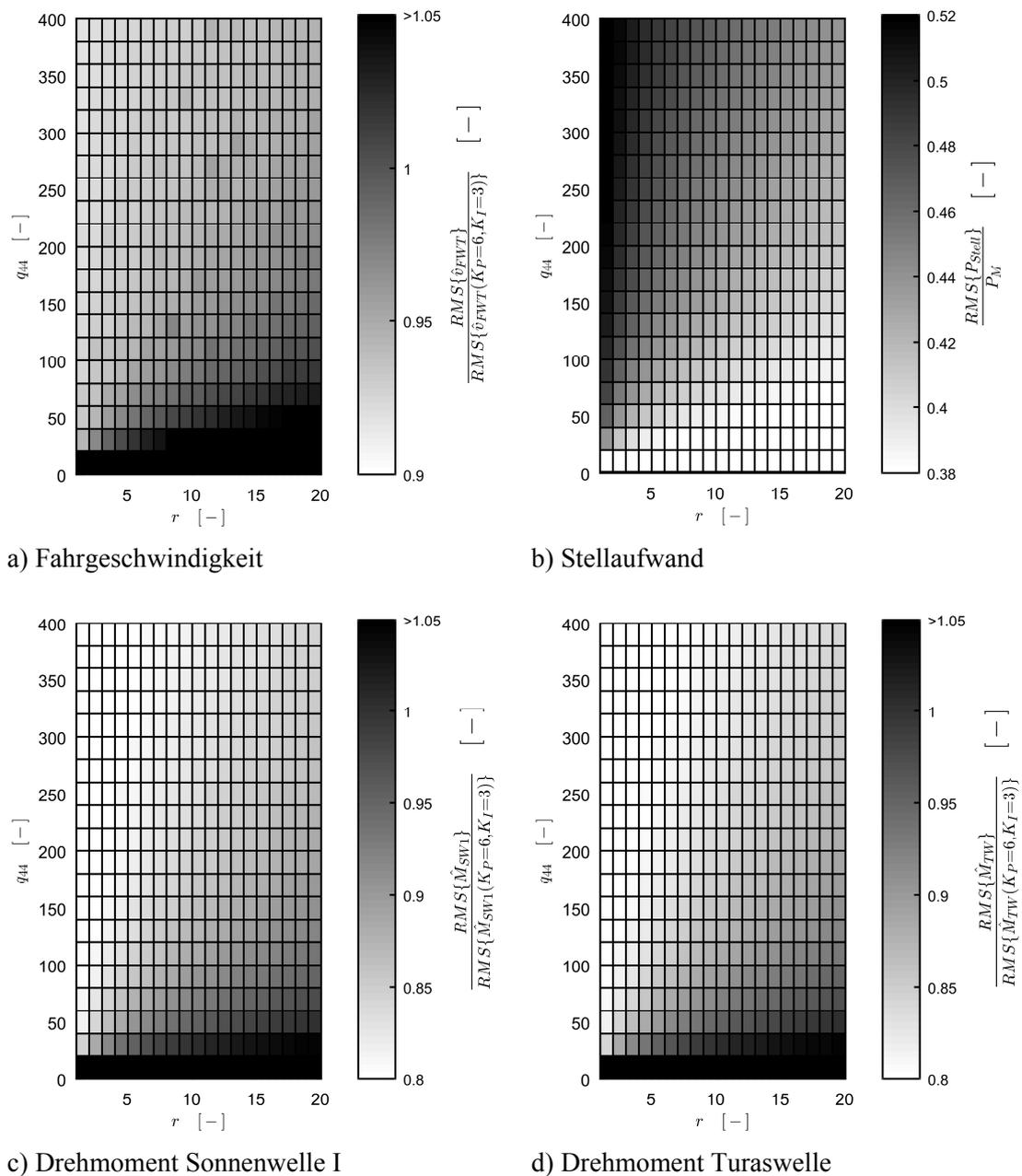
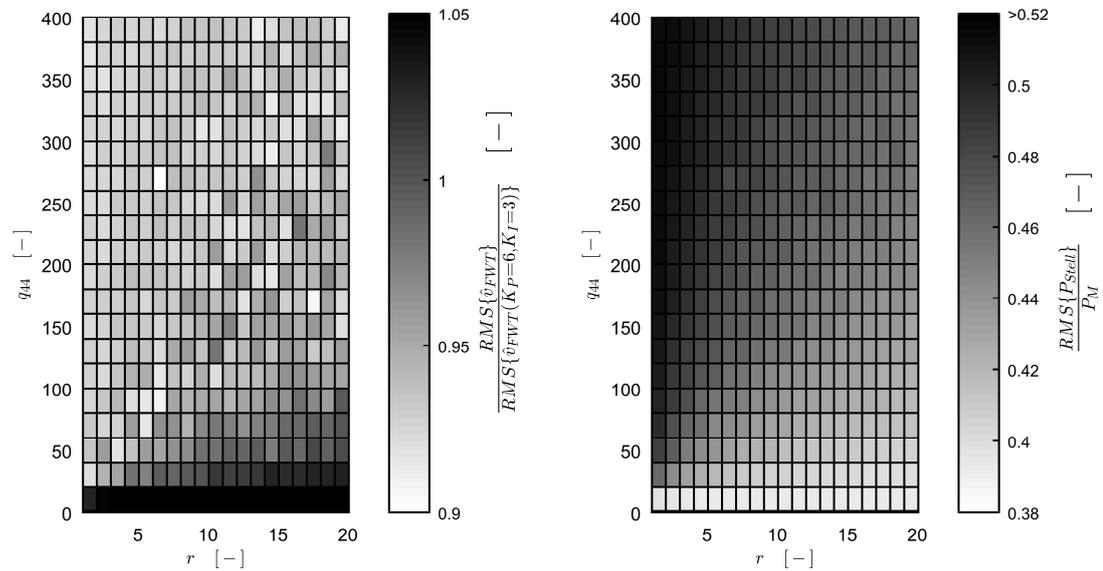


Abbildung 9.17: q_{44} - r -Variation mit Schakentälern, gÜt, Ersatzmodell¹⁵

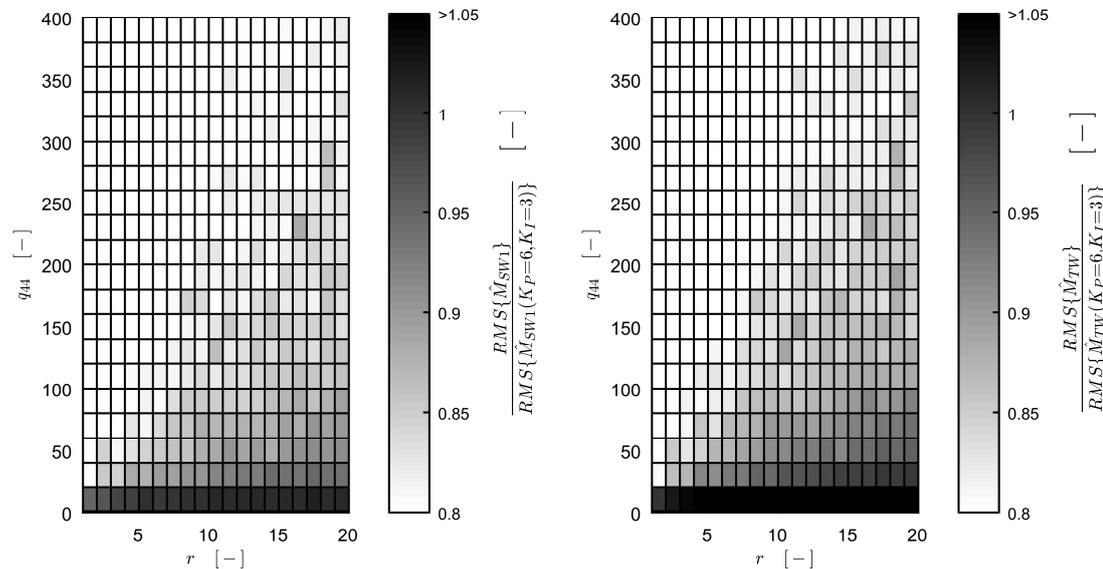
¹⁵ Berechnung und Erläuterung des RMS im Anhang A.2

Die Verringerung der Drehmomentschwankungen im Getriebe ergibt sich primär aus der schwachen Gewichtung des Motorstellaufwands r bei der LQ-Auslegung, sodass zu Ungunsten der Motorauslastung die Getriebebeanspruchung minimiert wird. Da dabei die vorhandene Auslastung unterhalb der Motorauslastungsgrenze verbleibt, kann der vergrößerte Stellaufwand der Antriebseinheit in Kauf genommen werden.



a) Fahrgeschwindigkeit

b) Stellaufwand



c) Drehmoment Sonnenwelle I

d) Drehmoment Turaswelle

Abbildung 9.18: q_{44} - r -Variation mit Schakentälern, gOt, Ersatzmodell¹⁶

Eine Erhöhung des r -Faktors zur Gewährleistung einer geringen Stellenergieschwankung innerhalb des Gütefunktional bewirkt eine Minimierung des Motorstellaufwands, siehe Abbildung 9.17 b) und Abbildung 9.18 b). Dies bedeutet jedoch gleichzeitig, dass sich der Gewichtungsunterschied zwischen q_{44} und r verkleinert, sodass auf Kosten der Getriebebeanspruchung und der Fahrruhe eine schonende Betriebsweise für den Motor erreicht wird. Ab

¹⁶ Berechnung und Erläuterung des RMS im Anhang A.2

$r < 5$ und $q_{44} > 300$ ergeben sich sowohl für die Fahrgeschwindigkeits- als auch Drehmomentschwankungen keine weiteren Verbesserungen. Einzig der Stellaufwand der Antriebseinheit wird mit einer weiteren Steigerung von q_{44} erhöht. Folglich ist eine Variation beider Designfaktoren über die angegebenen Variationsgrenzen hinaus nicht erforderlich, sodass anhand des Ersatzmodells die Kombination $[r; q_{44}] = [5; 300]$ als optimale Regelung angesehen werden kann.

9.4.3 Erprobung am MKS-Kontaktmodell mit Schakental-Design

Die Fahrsimulation der als optimal identifizierten PI-Zustandsregelung mithilfe des MKS-Kontaktmodells bestätigt die Resultate des Ersatzmodells hinsichtlich der Ergebnistrends, siehe Abbildung 9.9. Sowohl die Fahrgeschwindigkeits- als auch Drehmomentschwankungen sind reduziert, wobei die Schwingungsregulierung zu Ungunsten der Motorauslastung erreicht wird. Jedoch fällt das Optimierungspotential im Vergleich zum Ersatzmodell geringer aus, sodass im Modellzustand mit Schakentälern kein zufriedenstellendes Optimierungsergebnis durch Einsatz einer PI-Zustandsregelung vorliegt.

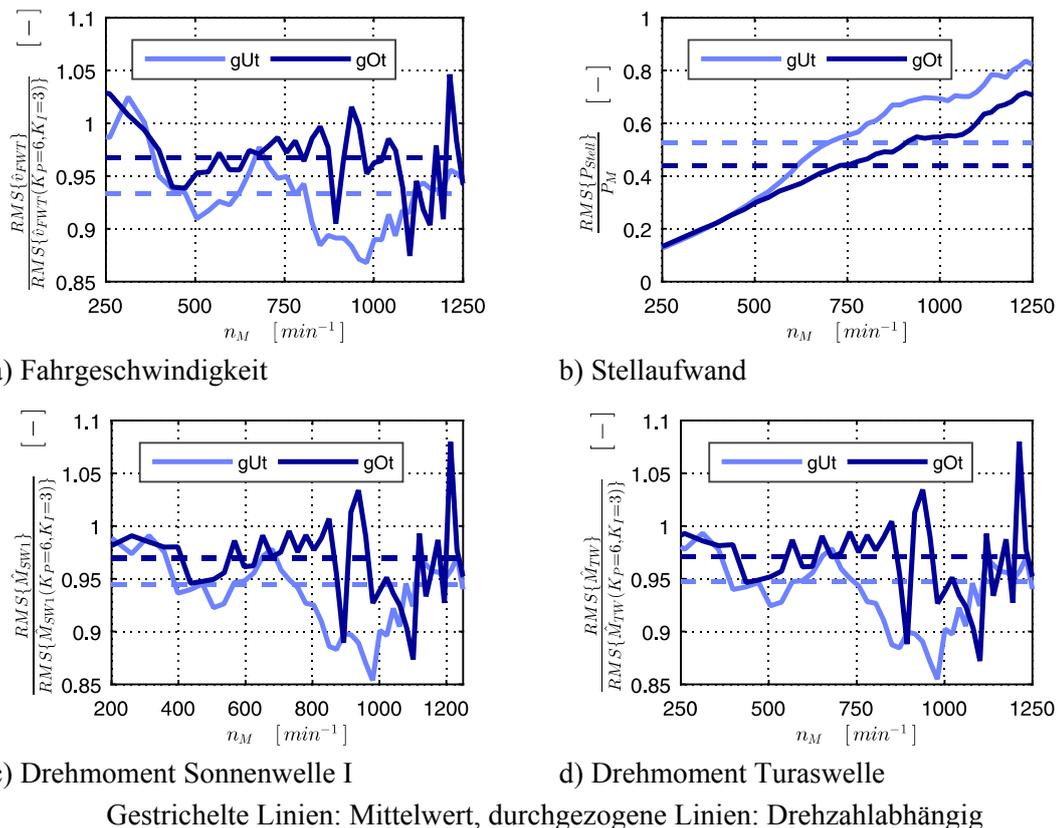


Abbildung 9.19: $q_{44} = 300$; $r = 5$ mit Schakentälern, MKS-Kontaktmodell

9.4.4 Erprobung am Ersatzmodell mit kontinuierlicher Rollbahn

Sowohl bei der Fahrt mit gezogenem Untertrum als auch Obertrum suggeriert das Ersatzmodell eine merkliche Regulierung der Drehmomentschwankungen innerhalb des Getriebes von bis zu 25 % (gUt) sowie 15 % (gOt), siehe Abbildung 9.20 und Abbildung 9.21. Zudem erfährt bei der Fahrt mit gezogenem Untertrum die Fahrgeschwindigkeit eine Verringerung der Amplitudenschwankungen von 12 %, sobald ein hoher q_{44} -Faktor bei der Reglerauslegung Berücksichtigung

findet. In Analogie zur Fahrt mit Schakentälern werden die Verbesserungen zu Ungunsten einer höheren Motorauslastung erkauf. Jedoch wird die Auslastungsgrenze des Motors wiederum bei keiner Kombination von r und q_{44} überschritten.

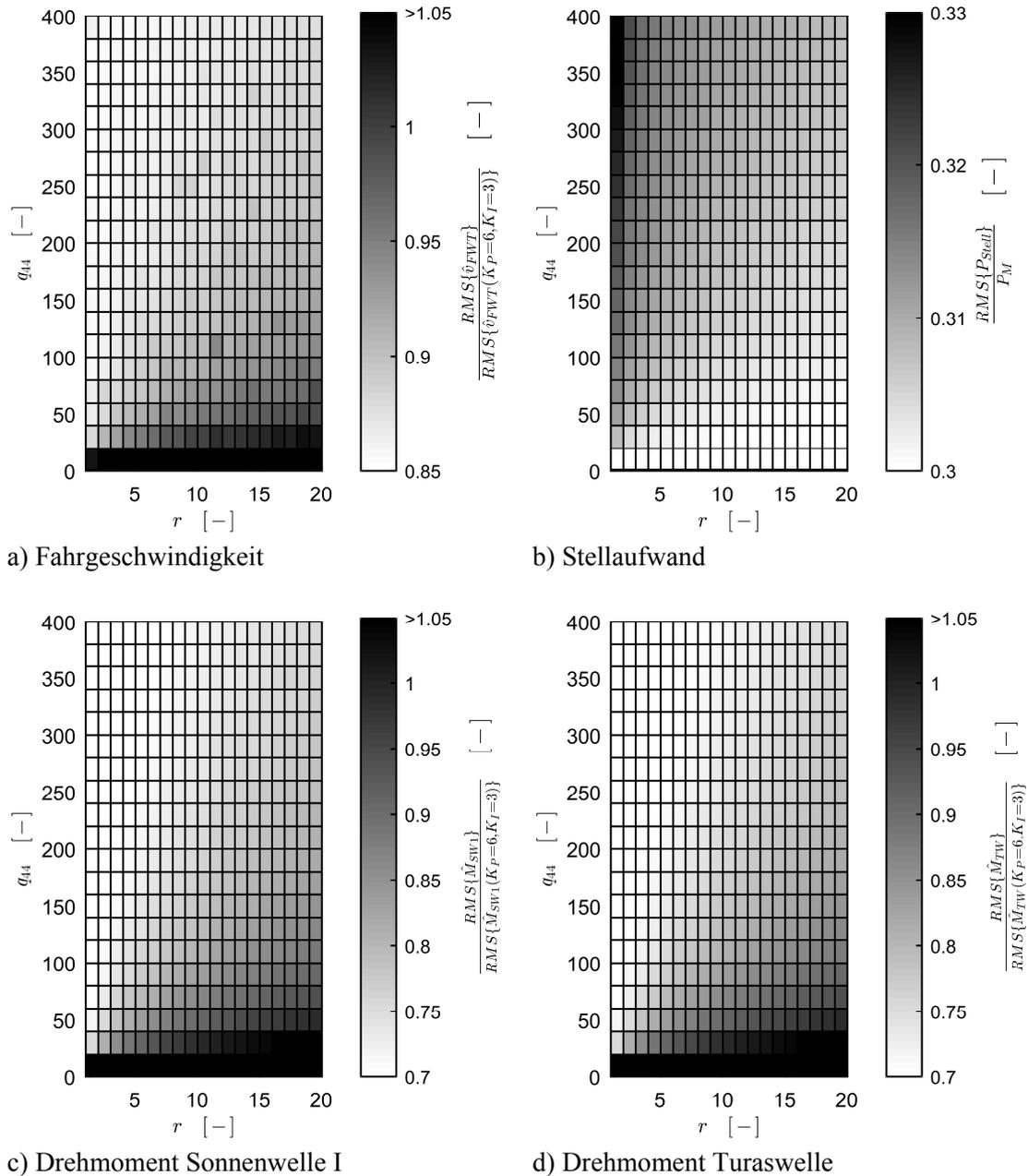


Abbildung 9.20: q_{44} - r -Variation mit kontinuierlicher Rollbahn, gUt, Ersatzmodell¹⁷

Neben den bislang vermerkten Ergebnis analogien zwischen den Fahrten mit Schakentälern und kontinuierlicher Rollbahn lässt sich ebenso innerhalb der Kennfelder nach Abbildung 9.20 und Abbildung 9.21 erkennen, dass eine Sättigung der Schwingungsregulierung bei etwa $r < 5$ und $q_{44} > 300$ erreicht wird. Oberhalb dieser Grenze lässt sich keine weitere Amplitudenreduktion erreichen, einzig die Motorauslastung steigt weiter an. Entsprechend empfiehlt sich die

¹⁷ Berechnung und Erläuterung des RMS im Anhang A.2

Überprüfung des Regulierungspotentials des Reglerentwurfs für die Designparameterkonfiguration von $[r; q_{44}] = [5; 300]$ anhand des MKS-Kontaktmodells.

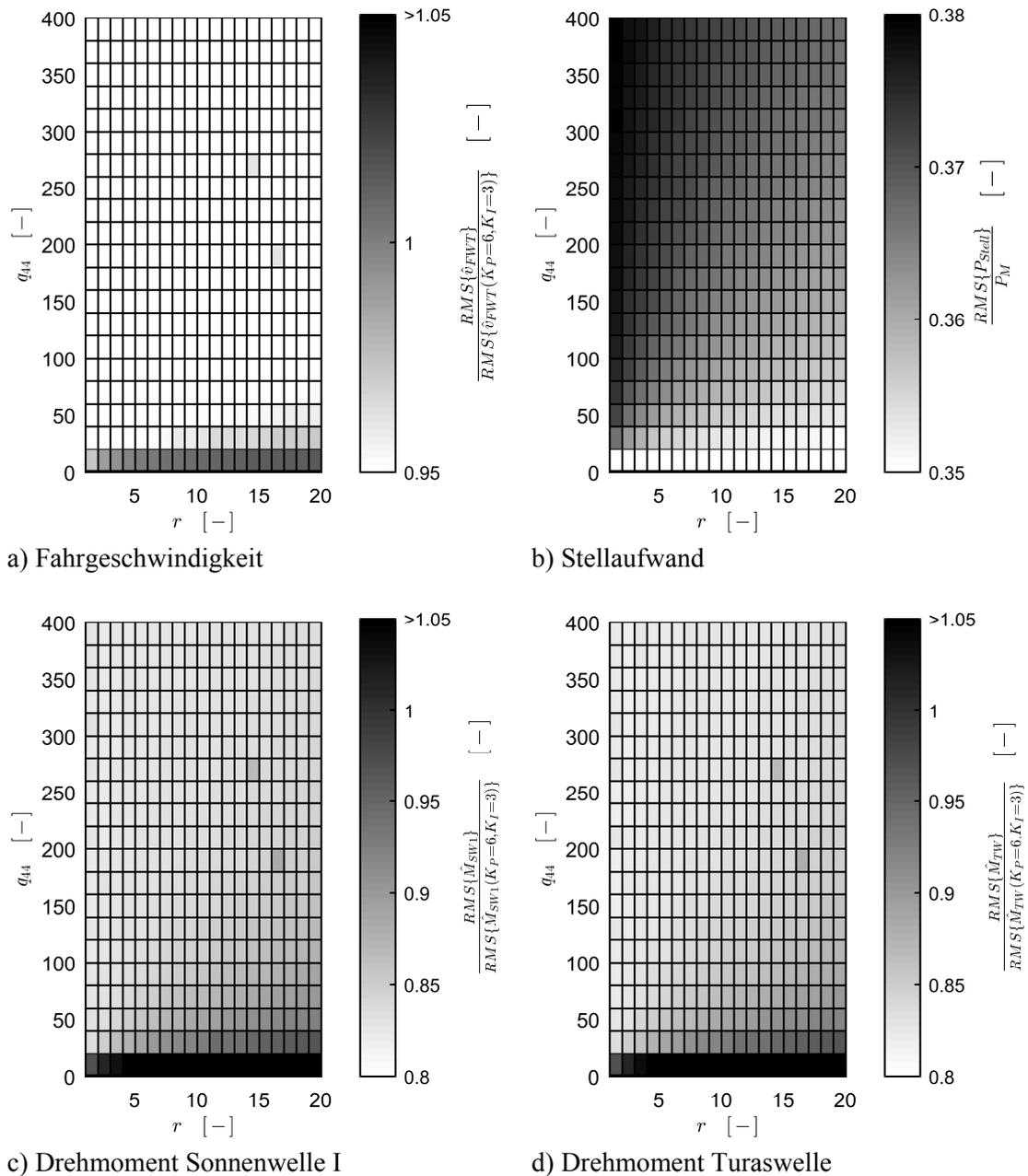


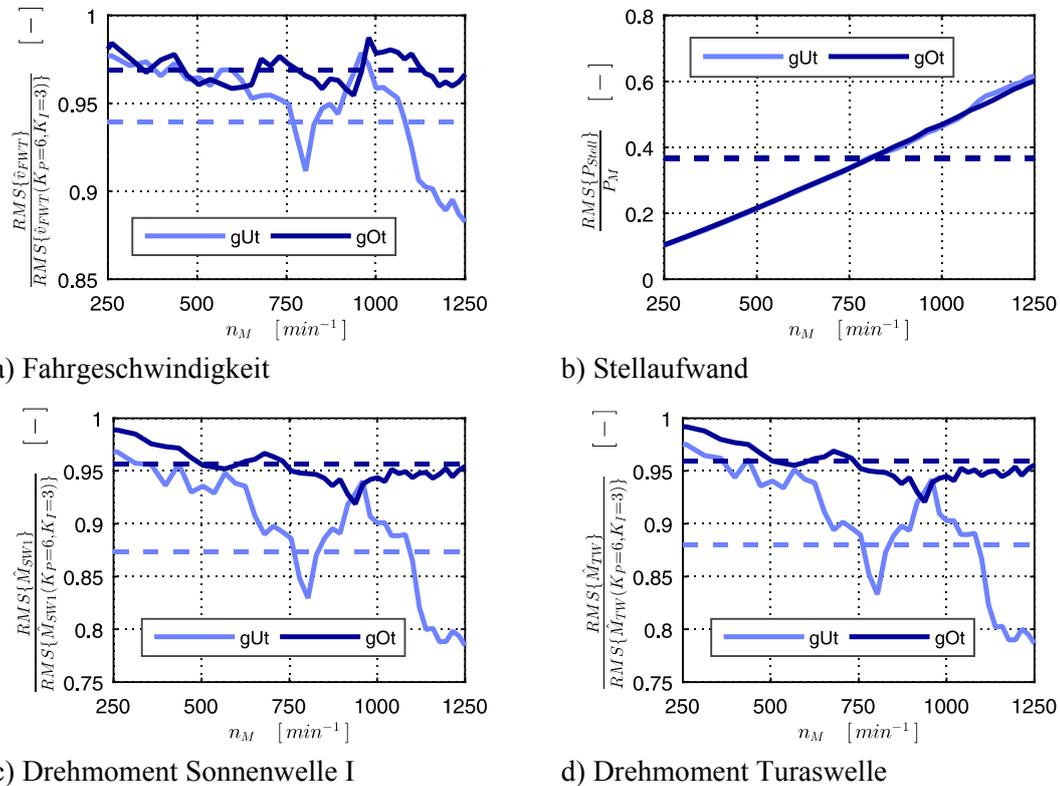
Abbildung 9.21: q_{44} - r -Variation mit kontinuierlicher Rollbahn, gOt, Ersatzmodell¹⁸

9.4.5 Erprobung am MKS-Kontaktmodell mit kontinuierlicher Rollbahn

Obschon im Vergleich zum Ersatzmodell das absolute Optimierungspotential geringer ausfällt, kann anhand des MKS-Kontaktmodells der entworfenen LQ-Regelung insbesondere bei der Fahrt mit gezogenen Untertrum ein gutes Optimierungspotential hinsichtlich der Drehmomente zugeordnet werden, siehe Abbildung 9.22 c) und d). Zudem verbleibt die Motorauslastung unterhalb

¹⁸ Berechnung und Erläuterung des *RMS* im Anhang A.2

der Auslastungsgrenze, sodass wiederum eine antriebsereinheitsschonende Optimierungsmaßnahme vorliegt. Trotz der geringeren Fahrruhe im Vergleich zur optimalen PI-Drehzahlregelung (siehe Tabelle 9-2) ist das Potential zur Förderung der Fahrruhe bei der entworfenen PI-Zustandsregelung mit 6 % (gUt) beziehungsweise 3,5 % (gOt) auch bei dem Modellstand mit kontinuierlicher Rollbahn unwesentlich, siehe Abbildung 9.22 a).



Gestrichelte Linien: Mittelwert, durchgezogene Linien: Drehzahlabhängig

Abbildung 9.22: $q_{44} = 300$; $r = 5$ mit kontinuierlicher Rollbahn, MKS-Kontaktmodell

9.4.6 Fazit PI-Zustandsregelung

Die geführte Auswertung zu den Effektivwertverhältnissen zeigt, dass die PI-Zustandsregelung als Schwingungsregulierungsmaßnahme partiell geeignet ist. Bei der Fahrt mit Schakentälern ist das Optimierungspotential vernachlässigbar gering, sodass der Zustandsregler für diese Konstruktionsvariante der Kettenglieder keine Praxisrelevanz hat. Erst beim Einsatz einer kontinuierlichen Rollbahn entfaltet sich das Schwingungsregulierungspotential dieser Regelungsvariante, welches sich jedoch hauptsächlich auf die Regulierung der Drehmomentschwankungen beschränkt. Eine Beeinflussung der Fahrruhe ist lediglich bedingt gegeben.

Im Vergleich zur PI-Motordrehzahlregelung (Kapitel 9.4.6) weist die Zustandsregelung ein höheres Schwingungsregulierungspotential auf, was, neben der Präsenz einer höheren Anzahl an Regelgrößen, primär der Auslegung anhand eines Streckenmodells (Gleichung (9.16)) zuzuschreiben ist. Die streckenmodellbasierte Auslegung ist jedoch gleichzeitig der entscheidende Nachteil der Zustandsregelung, da die Robustheit des Reglers entscheidend von der Güte des Modells abhängt. Unterscheidet sich das Streckenmodell vom realen System, kann der somit falsch dimensionierte Zustandsregler zu unerwünschten Schwingungserscheinungen beitragen.

Ferner beschränken sich die vorangegangenen Betrachtungen auf den Nennbetrieb, sodass sich das Verhalten der Zustandsregelung bei Sonderlastfällen (z. B. steiler Hang, Kettenriss, Notbremsung) nicht einschätzen lässt. Da sich zudem das Streckenverhalten in nichtlinearen Systemen gleichfalls mit dem Lastfall ändert, ist selbst ein für den Nennbetrieb sehr gut ausgelegter Zustandsregler nicht zwangsläufig für den allgemeinen Betrieb geeignet [Schu14, S. 162 f.].

9.5 Statische und statisch-dynamische Kettenvorspannung

9.5.1 Hintergrund

Entsprechend der Ausführungen im Kapitel 4.4.4 kann die Kettenvorspannung einen entscheidenden Einfluss auf die Fahrdynamik von Raupenfahrwerken haben. Beispielsweise lässt sich mit einer hohen Vorspannung, aufgrund des damit generierten geringen Kettendurchhangs, eine direktere Umsetzung der rotatorischen Bewegung des Antriebstrans in den Fahrwerksvorschub gewährleisten. Zudem werden Schwankungen der Fahrgeschwindigkeit verstärkt in das Getriebe eingetragen, sodass die Regelung qualitativ höherwertige Regelgrößeninformationen erhält und geeigneter auf Fahrwiderstandsschwankungen reagieren kann. Der verstärkte Eintrag der Fahrgeschwindigkeitsschwankungen in das Getriebe bedeutet hingegen gleichzeitig, dass die Schwingbelastung des Antriebsstranges mit einer größeren Kettenvorspannung erhöht wird. Zudem erfahren viele innere Fahrwiderstände eine negative Beeinflussung, da diese zustandsabhängig eine variable, lokale Kettenlänge benötigen, welche jedoch bei einer hohen Vorspannkraft schlecht aus den Leertrumsegmenten nachgeführt werden kann.

Da die Kettenvorspannung sowohl fahrruhefördernde als auch fahrnruhefördernde Phänomene beeinflusst, besteht die Möglichkeit, über die geeignete Wahl der Vorspannkraft sowie der Vorspanneinrichtung einen optimalen Fahrprozess hinsichtlich der Fahrgeschwindigkeitsschwankungen zu erzeugen. Unterschieden werden kann dabei in statische und statisch-dynamische Kettenvorspanneinrichtungen, mithilfe derer sich die Vorspannkraft generieren lässt. Bei statischen Einrichtungen wird der Umlenktrass in Fahrwerkslängsrichtung verschoben, bis über die Schnittlast zwischen Trassachse und Vorschubeinrichtung die geforderte Kettenspannung F_{KV} erreicht ist, siehe Abbildung 9.23 a). Im Anschluss wird der Umlenktrass starr arretiert, sodass die eingestellte Vorspannung erhalten bleibt.



a) Schnittlast

b) Elastische Umlenktrasslagerung

Abbildung 9.23: Statische und dynamische Kettenzugkraft

Die statisch-dynamische Kettenvorspannung sieht zunächst ebenfalls das Aufbringen einer definierten Vorspannung vor. Im Vergleich zur statischen Vorspannung wird die Vorspannkraft nicht von einer starren Arretierung, sondern von einem elastischen Element mit der Steifigkeit c_U

aufrechterhalten, siehe Abbildung 9.23 b). Dieses reagiert auf die Schwankungen der Kettenzugkraft während des Fahrprozesses, wobei eine Erhöhung des Kettenzugs zu einer Stauchung und eine Verringerung zu einer Entspannung des elastischen Elements führt. Somit wird der Schwankung der Kettenzugkraft dynamisch entgegengewirkt, sodass in dieser Maßnahme ein Schwingungsregulierungspotential vermutet werden kann.

Aufgrund des nichtlinearen, komplexen Verhaltens des Fahrschiffes und der impliziten Fahrwiderstandsbeschreibung über Kraftfunktionen ist eine analytische Formulierung zur Bestimmung einer optimalen Kettenvorspannung und Umlenkuraselastizität nicht möglich. Entsprechend empfiehlt sich zur Identifikation einer optimalen Wertekombination $[F_{KV}; c_U]^{\#}$ das gleiche Vorgehen wie bei der Findung einer optimalen Regelparameterkonfiguration: Zunächst findet anhand des Fahrwerkersatzmodells eine Variationsrechnung statt, welcher eine Überprüfung der besten Wertekombination im MKS-Kontaktmodell folgt.

Der gewählte Variationsraum zur Kettenzugkraft und Elastizität der Umlenkuraslagerung ist in Tabelle 9-3 hinterlegt. Die Bandbreite der Vorspannkraftvariation orientiert sich an der am Gerät aktuell eingesetzten Kettenvorspannung von $F_{KV} = 1000 \text{ kN}$, indem das Variationsfeld von einem Viertel bis zum achtfachen Wert der Nennvorspannung reicht. Der Variationsbereich zur Elastizität der Umlenkuraslagerung erstreckt sich von einer nahezu starren Arretierung mit einer Steifigkeit von $\max\{c_U\} = 2000 \text{ MN/m} \approx \infty$ (aktuell am Gerät verwendet) bis zu einem Steifigkeitswert von $\min\{c_U\} = 10 \text{ MN/m}$. Die minimale Steifigkeit ermöglicht in Kombination mit der höchsten Vorspannkraft und der konservativen Annahme, dass eine rein schwellende Kettenzugkraftschwankung vorliegt, einen dynamischen Federweg von $1,6 \text{ m}$, was der doppelten Kettenteilung entspricht. Folglich umfasst das Kennfeld einen großen Variationsbereich und ermöglicht somit einen breiten Überblick über mögliche Wertekombinationen $[F_{KV}; c_U]$, welche die Fahrruhe minimieren.

$F_{KV} [\text{kN}]$	250	500	750	1000	2000	4000	6000	8000
$c_U [\text{N/m}]$	1e7	3,5e7	6e7	1e8	5e8	1e9	2e9 $\approx \infty$	

Tabelle 9-3: Variationsraum Kettenvorspannung

9.5.2 Erprobung am Ersatzmodell

Die Erprobung der Kettenzugkraftregulierung erfolgt wiederum über den gesamten Drehzahlbereich, um eine vollständige Übersicht über die Fahrruheförderung zu erhalten. Die Effektivwerte der Schwingungsamplituden, normiert auf die aktuell am Gerät eingesetzte Konfiguration, zeigen, dass, mit Ausnahme der Fahrsituation mit gezogenem Untertrum und Schakental-Design, mithilfe der Kettenspannung eine Verringerung der Fahrruhe möglich ist, siehe Abbildung 9.24 und Abbildung 9.25 a). Dabei zeigt insbesondere die Steigerung der statischen Kettenvorspannung von $F_{KV} = 1000 \text{ kN}$ auf den doppelten Wert ein hohes Schwingungsregulierungspotential, wobei das Ersatzmodell eine Verringerung der Fahrruhe um bis zu 60 % suggeriert. Demgegenüber kann der dynamischen Kettenzugkraftregulierung über ein elastisches Element bei keiner Fahrsituation ein merkliches Optimierungspotential zugeschrieben werden, siehe Abbildung 9.24 und Abbildung 9.25 b).

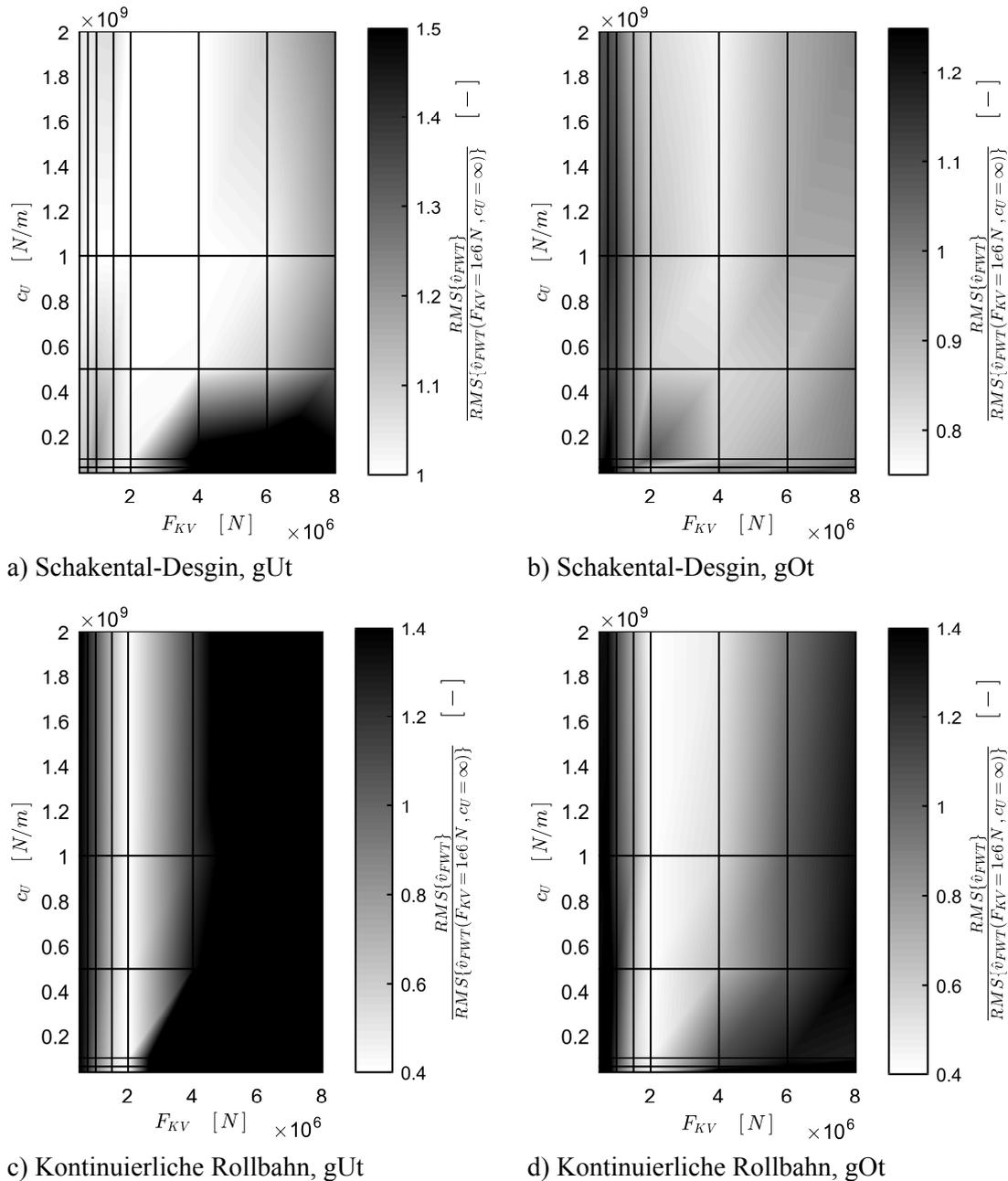


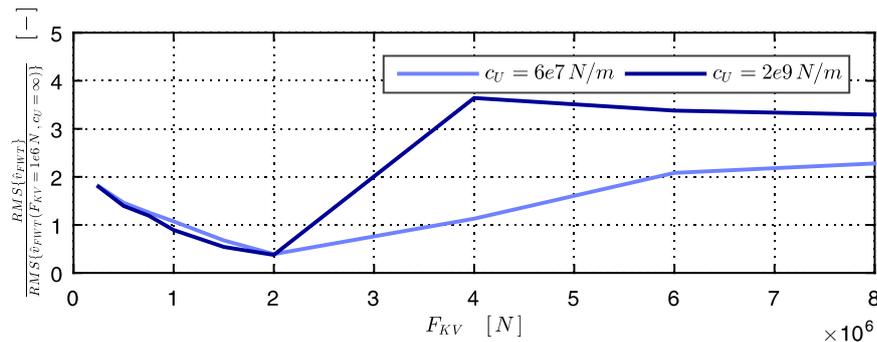
Abbildung 9.24: Fahrruhe bei Variation von F_{KV} und c_U , Ersatzmodell¹⁹

Die Verringerung der Fahrruheschwankung über eine Erhöhung der Vorspannkraft resultiert, insbesondere bei der Fahrt mit gezogenem Obertrum, aus der Spannung des Obertrums und der damit einhergehenden direkteren Kraftübertragung in das vorschubgenerierende Untertrumsegment am Umlenktrums sowie der Bereitstellung qualitativ höherwertiger Regel- und somit Stellgrößen. Bei der Fahrt mit gezogenem Untertrum bewirkt die Erhöhung der Vorspannung einzig im Modellstand mit kontinuierlicher Rollbahn eine Verbesserung, da das Betriebsverhalten im Vergleich zum Schakental-Design sensibler auf den geänderten Kettenzug reagiert. Eine Steigerung der Kettenvorspannung über $F_{KV} = 2000 \text{ kN}$ hinaus verschlechtert wiederum die Fahrdynamik, da die Fahrhuförderung über die direktere Kraftübertragung respektive das modifizierte Betriebsverhalten von der negativen Beeinflussung der inneren

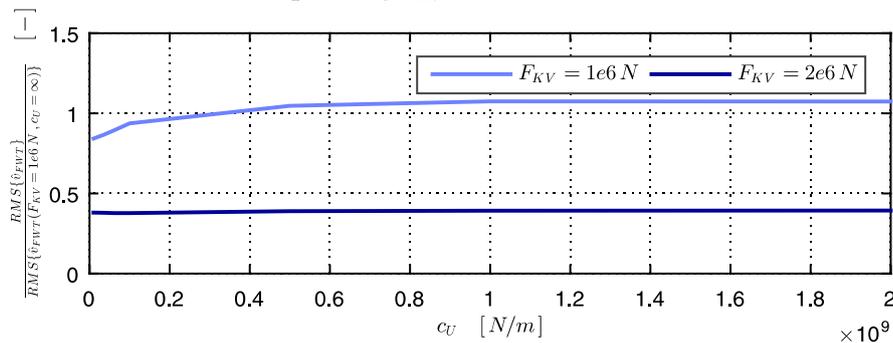
¹⁹ Berechnung und Erläuterung des RMS im Anhang A.2

Fahrwiderstände egalisiert wird. Die zustandsvariable, lokale Kettenlänge kann nicht mehr aus dem Kettendurchhang nachgefordert werden, sodass hohe Rückstellreaktionen entstehen können.

Im Vergleich zur statischen Kettenvorspannung hat die dynamische Kettenzugkraftregulierung über eine elastische Lagerung des Umlenktruras keinen nennenswerten Einfluss auf das Fahrverhalten des betrachteten Fahrwerks. Dies verdeutlicht insbesondere Abbildung 9.25 b), in welcher der bezogene Fahrgeschwindigkeitseffektivwert vorspannungsunabhängig stets abszissenparallel verläuft.



a) Variation der statischen Vorspannung F_{KV}



b) Variation der elastische Lagerung c_U des Umlenktruras

Abbildung 9.25: Auszüge des Vorspannungskennfeldes, gUt, kontinuierliche Rollbahn

9.5.3 Erprobung am MKS-Kontaktmodell

Da die elastische Umlenktruraslagerung keine befriedigenden Optimierungsergebnisse bereithält, erfolgt am MKS-Kontaktmodell einzig die Überprüfung des Optimierungspotentials einer variierten, statischen Vorspannung F_{KV} . Dahingehend zeigen die Ergebnisse hinsichtlich der durchschnittlichen Effektivwertverhältnisse (gestrichelte Linie) ähnliche Trends wie im Ersatzmodell. Während bei der Fahrt mit Schakentälern und gezogenem Untertrum keine Verbesserung zu erwarten ist, ergibt sich bei der Fahrt mit gezogenem Obertrum eine Verringerung der Fahrgeschwindigkeitsschwankungen von 20 %, wenn die Kettenspannung den doppelten Wert annimmt, siehe Abbildung 9.26 a). Jedoch überhöht sich im Nenndrehzahlbereich von $n_M = 1000 \text{ min}^{-1}$ die Fahrruhe im Vergleich zur aktuellen Kettenspannung, sodass für das Schakental-Design von einer Verdoppelung der Vorspannung abzusehen ist.

Obschon das Optimierungspotential nicht die vom Ersatzmodell suggerierten 60 % Fahrdynamikregulierung erreicht, ist mit einer Förderung der Fahrruhe von 30 % (gUt) beziehungsweise 41 % (gOt) eine erfolgreiche Erprobung der Kettenspannungsvariation im MKS-

Kontaktmodell bei Anwendung des KR-Designs gegeben. Somit ist die Kombination aus KR-Design und Erhöhung der Kettenvorspannung eine sehr gute Schwingungsregulierungsmaßnahme.

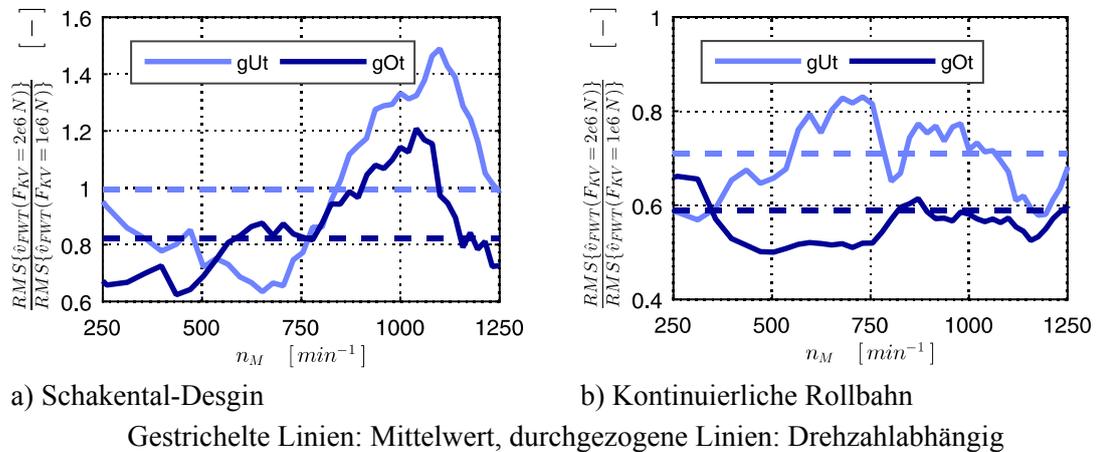


Abbildung 9.26: Fahrruhe bei Variation von F_{KV} , MKS-Kontaktmodell

9.5.4 Kritische Bewertung

Wie in Kapitel 9.5.3 gezeigt, kann mithilfe der statischen Kettenspannung bei Anwendung von Schaken mit kontinuierlicher Rollbahn eine sehr gute Schwingungsregulierung erreicht werden. Jedoch ist dies mit einer höheren Drehmomentbelastung des Getriebes verbunden, da ein höherer Eintrag der Fahrwiderstandsschwankungen in den Antriebsstrang vorliegt, siehe Abbildung 9.27. Entsprechend ist die Erhöhung der Kettenspannung am betrachteten Fahrwerk einzig zur Beruhigung der Fahrdynamik geeignet. Da sich jedoch mit der Einführung der Optimierungsmaßnahme der kontinuierlichen Rollbahn bereits eine erhebliche Reduzierung der Drehmomentamplituden im Vergleich zum Referenzzustand mit Schakental-Design ergab, kann die fahrruhefördernde Wirkung der hohen Kettenspannung zuungunsten der Getriebebelastung in Kauf genommen werden.

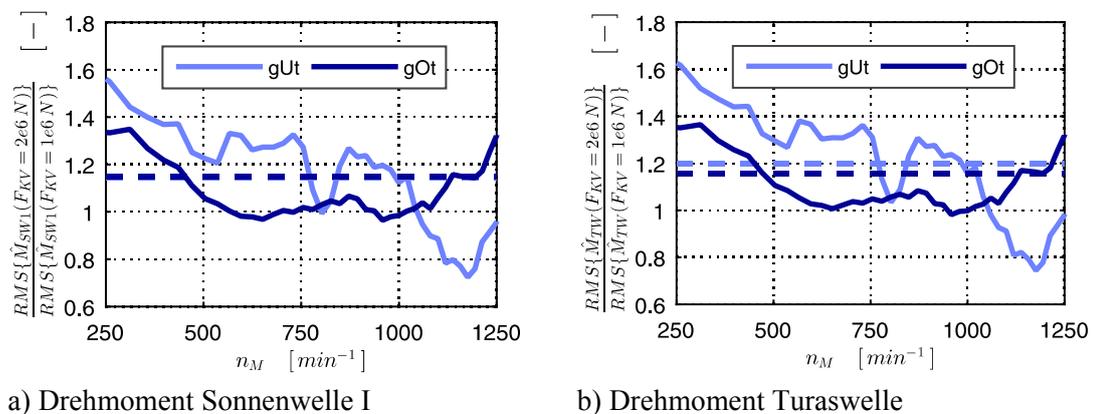


Abbildung 9.27: Drehmomentbelastung bei Variation von F_{KV} , MKS-Kontaktmodell

10 Ganzheitliche Optimierung am Fahrzeugmodell

10.1 Methodik

Mithilfe des Fahrschiffmodells konnten die kontinuierliche Rollbahn sowie die Erhöhung der Kettenspannung als vielversprechende Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich der Fahrdynamikregulierung identifiziert werden. Zudem ermöglicht eine kontinuierliche Rollbahn eine Verringerung der in das Getriebe eingetragenen Fahrwiderstandsschwankungen, sodass sich die Lebensdauer des Antriebssystems erhöht. Bislang unberücksichtigt blieb die Wechselwirkung zwischen mehreren Fahrschiffen untereinander sowie zwischen Fahrwerk und Unterwagen-Oberbaummodell. Entsprechend fehlt der Einfluss der Parallelfahrt auf das Fahrverhalten unter Anwendung der Optimierungsmaßnahmen und die Anregung der Dynamik des elastischen Oberbaus. Diese Problemstellungen berücksichtigend werden im Folgenden die Optimierungsmaßnahmen anhand des Gesamtfahrzeugmodells nach Kapitel 8.1.3 erprobt, sodass sich eine realitätsnahe Abschätzung des Fahrdynamik- und Schwingungsregulierungspotentials ergibt.

10.2 Kontinuierliche Rollbahn

Die positive Beeinflussung des Fahrverhaltens bei Einsatz des KR-Designs, welche sich für das ganzheitliche Fahrschiff ergab, wird mit einer durchschnittlichen Reduktion der Fahrruhe um 65 % im ganzheitlichen Fahrzeugmodell bestätigt, vergleiche Abbildung 10.1 a) mit Abbildung 9.2. Zudem lässt sich erreichen, dass die Auslastung des Oberbaus aufgrund der verringerten Anregung in Horizontal- und Vertikalrichtung erheblich reduziert wird, was sich in Abbildung 10.1 b) beispielhaft anhand der Krümmung des Ballastauslegers erkennen lässt. Einzig im Drehzahlbereich $n_M = 1050 \text{ min}^{-1} \div 1100 \text{ min}^{-1}$ liegt eine Verstärkung der Schwingungsamplituden des Oberbaus unter Anwendung der kontinuierlichen Rollbahn vor, da in dieser Drehzahlregion eine Resonanz durchlaufen wird.

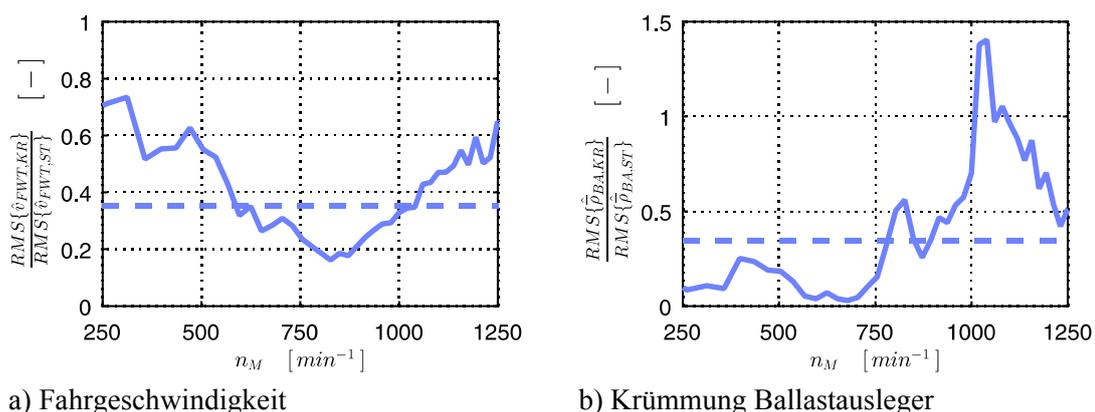


Abbildung 10.1: Einfluss des KR-Designs auf die Dynamik und Auslastung des Fahrzeugs

Abbildung 10.1 b) ergänzend sind in Tabelle 10-1 die durchschnittlichen Krümmungsverhältnisse der Oberbaustrukturen zusammengefasst. Im Vergleich zum Schaufelrad- und Ballastausleger fallen die Reduktionen der Schwingungsamplituden an den Pylonen geringer aus. Die Ursache hierfür ist, dass unter Anwendung des Schakentaldesigns eine ausgeprägte vertikale Weganregung am Turm des Oberbaus anliegt. Da die erste Hauptachse der Pylone mit der Anregungsrichtung zusammenfällt, wird, im Gegensatz zum Schaufelrad- und Ballastausleger,

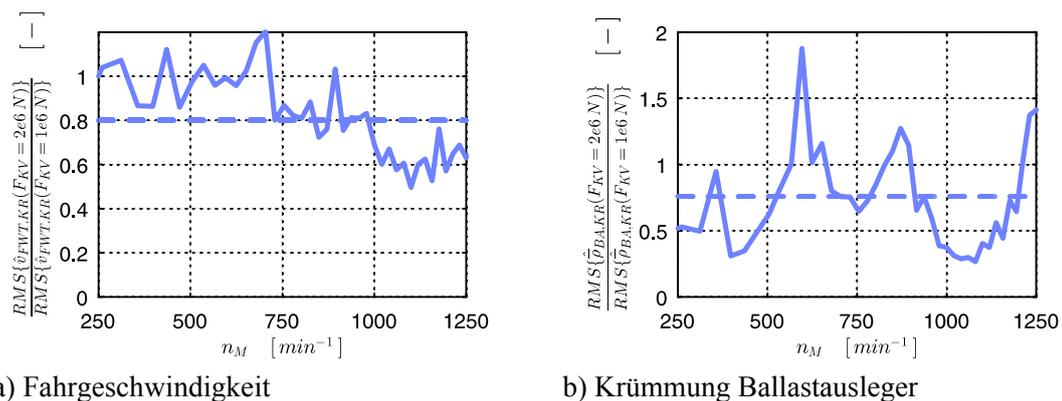
deren Krümmung nicht über die vertikale Weganregung angesprochen. Die Auslastungsreduktion der Pylone resultiert folglich einzig aus der Reduktion der Longitudinaldynamik.

	SRA	P1	P2	BA
$\frac{RMS\{\bar{\rho}_{KR}(t)\}}{RMS\{\bar{\rho}_{ST}(t)\}}$	0,058	0,55	0,54	0,35

Tabelle 10-1: Einfluss des KR-Designs auf die Oberbauauslastung²⁰

10.3 Kontinuierliche Rollbahn und statische Kettenspannung

Wird unter Anwendung der Schakenausführung mit kontinuierlicher Rollbahn die statische Kettenspannung gegenüber der Referenzvorspannung von $F_{KV} = 1e6 N$ verdoppelt, lässt sich eine weitere Verringerung der Fahrruhe im ganzheitlichen Fahrzeugmodell erzielen, siehe Abbildung 10.2 a). Damit bestätigen sich die Beobachtungen am Fahrschiffmodell, welches mit einer Verringerung der Fahrgeschwindigkeitsschwankungen von 30 % – 40 % ähnliche Regulierungswerte wie das ganzheitliche Modell suggeriert, vergleiche Abbildung 9.24 und Abbildung 9.26.



a) Fahrgeschwindigkeit

b) Krümmung Ballastausleger

Abbildung 10.2: Einfluss der Kettenspannung bei KR-Design

Neben der Regulierung der Fahrruhe sinkt die durchschnittliche Auslastung des Schaufelradauslegers und des Ballastauslegers, wenn die Kettenspannung unter Anwendung des KR-Designs verdoppelt wird, siehe Abbildung 10.2 b) und Tabelle 10-2. Jedoch nimmt die Auslastung der beiden Pylone mit 6 % respektive 12 % im Vergleich zur ursprünglichen Kettenspannung geringfügig zu. Wird berücksichtigt, dass bei dem Übergang vom ST-Design zum KR-Design die Auslastung beider Pylone um circa 50 % verringert wurde (Tabelle 10-1), lässt sich diese geringfügige Erhöhung zugunsten einer deutlichen Reduzierung der Fahrruhe und Auslastung des Schaufelrad- und Ballastauslegers tolerieren.

	SRA	P1	P2	BA
$\frac{RMS\{\bar{\rho}_{KR}(t, F_{KV} = 2e6 N)\}}{RMS\{\bar{\rho}_{KR}(t, F_{KV} = 1e6 N)\}}$	0,30	1,06	1,12	0,76

Tabelle 10-2: Einfluss der Kettenspannung bei KR-Design auf die Oberbauauslastung

²⁰ Berechnung und Erläuterung des RMS im Anhang A.2

11 Innovativer Beitrag und Nutzen der Forschungsergebnisse

11.1 Innovativer Beitrag

Im Rahmen des Forschungsvorhabens „SRau-Dyn“ wurden erstmals das gesamte Fahrschiff und die umgebende Struktur von Raupenfahrzeugen vollständig mithilfe der elastischen Mehrkörpersystem-Simulation abgebildet. Die Modelle besitzen sechs Freiheitsgrade und liefern, entgegen der bisherigen Betrachtung von Raupenfahrwerken über rheonome Modelle, einen detaillierten Einblick in die Fahrdynamik und die Wechselwirkung zwischen den Raupenfahrzeugkomponenten. Zudem findet das elektrisch-regelungstechnische System Berücksichtigung, sodass ein interdisziplinärer Erkenntnisgewinn stattfindet.

Ein besonders hoher innovativer Beitrag liegt in der Schaffung der rechenzeiteffizienten Ersatzmodelle der einzelnen Teilsysteme eines Raupenfahrzeugs. Hierzu dienen die Erkenntnisse aus der Analyse der komplexen Subsystemmodelle, welche das Verhalten der Fahrzeugkomponenten detailliert auflösen, sich jedoch für eine Assemblierung aufgrund des enormen Berechnungsaufwands nicht eignen. Bezüglich des elektrisch-regelungstechnischen Systems wird in diesem Zusammenhang gezeigt, dass die Elemente der Stellmomentumsetzung (Stromregelung, Umrichter, Asynchronmaschinenmodell), aufgrund der ausgeprägten Reaktions-schnelle im Vergleich zu den mechanischen Systemkomponenten, vernachlässigt werden können. Zur Minimierung des Berechnungsaufwands des Fahrschiffmodells dient ein Ansatz, in welchem über die Definition individualisierter Krafelemente eine minimale Anzahl an Körpern benötigt wird um das Fahrverhalten zu beschreiben. Der Ansatz erlaubt erstmals die Analyse der Fahrruhe von Raupenfahrwerken ohne Anwendung kommerzieller Software, beinhaltet Schnittstellen zur Fahrwerksperipherie und ist um weitere Krafelemente erweiterbar. Die Steigerung der Berechnungsperformanz der mechanischen Teilsysteme (Turasgetriebe und Oberbau) basiert auf etablierten Verfahren der FEM zur Freiheitsgradreduktion. Diese Verfahren waren bislang jedoch nicht für den asymmetrischen Zustandsraum, welcher in der Arbeit als Werkzeug zur Beschreibung der Systemdynamik notwendig ist, vorrätig. Infolgedessen werden die Methoden der Attachment-Modes und der Craig-Bampton-Reduktion in den Zustandsraum übertragen und deren Eignung erfolgreich nachgewiesen.

Durch die Schaffung der Ersatzmodelle wird erstmals die Simulation mehrerer Fahrwerke in Rückkopplung mit der Gesamtmaschine möglich. Die vorhandenen Wechselwirkungen der Teilsysteme werden quantifizierbar und erlauben konkrete und belastbare Aussagen hinsichtlich der die Raupenfahrzeug-Dynamik prägenden Haupteinflussgrößen. Gleichzeitig fördert diese Herangehensweise ein vertieftes Systemverständnis, sodass die Identifikation von Schwingungs-regulierungsmaßnahmen mit hohem Optimierungspotential erleichtert wird.

Die Ergebnisse der Simulationen beweisen einerseits, dass sich ein realitätsnahes Systembetriebsverhalten berechnen lässt, was durch Messungen am Gerät bestätigt wird. Damit rechtfertigt sich auch der enorme Mehraufwand bei der Modellbildung des Gesamtsystems. Im Gegensatz zu den bisherigen Ansätzen in der Literatur, die meist Teilsysteme isoliert untersuchen (bspw. rheonom betriebene Fahrschiffmodelle) oder zu starke Vereinfachungen bei der

Gesamtsystembetrachtung treffen, lassen sich mithilfe des validierten ganzheitlichen Modells belastbare Rückschlüsse auf die Einflussgrößen der Systemdynamik ziehen. Hierzu zählt auch, dass erstmals ganzheitlich zwischen Ursache (Anregung) und Wirkung (Systemreaktion) unterschieden werden kann.

Die aus dem Ist-Zustand der Systeme abgeleiteten Optimierungsvorschläge (Soll-Zustände) stellen effektive Maßnahmen zur Minderung der Systemdynamik dar und richten sich zunächst am individuellen Verhalten des Fahrwerks aus. Dennoch ist aufgrund der allgemeingültigen Herangehensweise eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auf ähnliche Anlagen gegeben. Mit dem Schwingungseffektivwert wurde außerdem ein Kriterium angewendet, mit dem Systemzustände, unabhängig ob elektrischen oder mechanischen Ursprungs, objektiv bewertet und verglichen werden können.

Dabei zeigt sich, dass sich die Lebensdauer aller Maschinenelemente insbesondere durch die Anwendung des Schakendesigns mit kontinuierlicher Rollbahn steigern lässt. Obschon eine derartige Konstruktion bereits für kleine Geräte vorliegt, konnte bislang nicht deren Auswirkung auf die Beanspruchung der Maschinenelemente quantifiziert werden. Der projektbeteiligte Betreiber RWE Power AG arbeitet derzeit in Zusammenarbeit mit der forschenden Einrichtung an der Umsetzung der Konstruktionsvariante.

11.2 Nutzen und wirtschaftliche Bedeutung der Forschungsergebnisse insbesondere für die KMU

Im Rahmen des Forschungsvorhabens erfolgten zahlreiche Untersuchungen im Zeit- und Frequenzbereich. Dadurch ließen sich sowohl Haupteinflussgrößen, die Fahrdynamik betreffend, ableiten als auch hochbeanspruchte Komponenten identifizieren. Auf Grundlage der gewonnenen Erkenntnisse ist es in Zusammenarbeit mit den KMU gelungen, einzelne Parameter der Betriebsführung zu variieren um somit zur Vermeidung der ermittelten kritischen Betriebszustände beizutragen.

Mit dem vorliegenden, ganzheitlichen Simulationsmodell des Raupenfahrwerks des Baggers 293, der elektrischen Komponenten sowie der Regelung und Steuerung kann das Verbesserungspotential einzelner Parameter und Bauteile effektiv untersucht werden. Die dabei entstandenen Erkenntnisse bieten umfangreiche Möglichkeiten die Betriebsführung der Schaufelradbagger derart zu verändern, dass die Lebensdauer aller Maschinenelemente steigt. Durch die geschaffene Möglichkeit, mithilfe des ganzheitlichen Modells belastbare Lastannahmen im gesamten Fahrwerk zu bestimmen, ist es nunmehr möglich, kritische Einzelkomponenten gezielt hinsichtlich ihrer statischen und dynamischen Lasten auszulegen. Damit können die KMU ihre bestehende Fachexpertise aus dem Bereich der statischen Festigkeitsrechnung um Fachkenntnisse aus dem Bereich der Dynamik von Antriebssystemen erweitern.

Mit den komplexen Simulationsmodellen wird die Möglichkeit gegeben, das durch den Einsatz modifizierter Bauteile bzw. Baugruppen resultierende dynamische Verhalten des Gesamtsystems unter simulierten Einsatzbedingungen zu ermitteln. Außerdem wird mit dem entstandenen Simulationsmodell des Schaufelradbaggers die Möglichkeit geschaffen, bei der Klärung der

Ursachen von aufgetretenen Havarien oder Schadensfällen innerhalb kürzester Zeit einen unterstützenden Beitrag zu leisten.

Die verbesserte Kenntnis hinsichtlich der fahrdynamischen Eigenschaften begünstigt zudem überwiegend mittelständisch strukturierte Hersteller antriebstechnischer Komponenten, die einen enormen Wettbewerbsvorteil gegenüber weiteren Marktteilnehmern besitzen. Die Auswahl der Systemkomponenten (Getriebe, Kupplungen, Lager, Dämpfungselemente, usw.) wird durch die erreichte ganzheitliche Betrachtung der Wechselwirkungen zwischen Elektrik und Mechanik auf eine gesicherte Grundlage gestellt. Lastzustände, Lebensdauerabschätzung, Gewährleistungszusagen und Anlagenverfügbarkeit können bereits in der Konstruktionsphase realistisch vorherbestimmt werden und somit die wirtschaftlichen Risiken der KMU reduzieren und ihre Fachkompetenz stärken. Die durch das Projekt bereitgestellte Methodik bleibt dabei nicht auf Bergbauanwendungen beschränkt, sondern lässt sich auf zahlreiche Aufgabenstellungen des Anlagen- und Schwermaschinenbaus anwenden.

Neben dem erweiterten Nutzen des ganzheitlichen Mehrkörpersystemmodells können darüber hinaus auch die erstellten Finite-Elemente-Modelle der Getriebegehäuse, der Drehmomentstützen und des Oberbaus für umfangreiche und normgerechte Statikberechnungen seitens des Herstellers und Betreibers weitergenutzt werden. Da diese für gewöhnlich nicht in einer derartigen Detailgenauigkeit vorliegen, ergeben sich hieraus weitere Möglichkeiten zur Optimierung und Absicherung der jeweiligen Antriebskomponente des teilnehmenden KMU.

Die Entwickler von Simulation unter den teilnehmenden KMU erhalten zudem Richtlinien, welche der Erstellung rechenzeiteffizienter Berechnungsmodelle von Raupenfahrzeugkomponenten dienen. Insbesondere der Konflikt aus hoher Modelltiefe bei gleichzeitig hoher Berechnungsperformanz, welcher häufig während der Modellbildung im Fokus steht, wird mit diesen Richtlinien aufgelöst. Gleichzeitig liegen anwendungsunabhängige Werkzeuge vor, mithilfe derer die KMU für andere Antriebssysteme rechenzeiteffiziente Ersatzmodelle ableiten können.

11.3 Angaben über gewerbliche Schutzrechte

Es wurden keine Anmeldungen durchgeführt und es sind auch keine beabsichtigt.

11.4 Gegenüberstellung der Ergebnisse mit den Zielsetzungen des Antrags

Forschungsziel	Umsetzung
Ganzheitliche Erfassung und Darstellung der Fahrdynamik des Baggers 293	<p>Aufbau vollelastischer Mehrkörpersystemmodelle des Turasgetriebes und des Oberbaus</p> <p>Aufbau eines MKS-Kontaktmodells der Raupe sowie eines Motormodells</p> <p>Assemblierung der Teilsysteme über die Schaffung rechenzeiteffizienter Ersatzmodelle</p> <p>Abgleich des Übertragungsverhaltens mithilfe von Messdaten.</p>
Identifikation von Haupteinflussgrößen	<p>Als Haupteinflussgrößen wurden identifiziert:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Innere Fahrwiderstände, insbesondere das Überfahren der Laufflächenübergänge • Elastizität des Antriebstranges • Parallelfahrt
Überprüfung bestehender Richtlinien zur Erfassung der Fahrwerksdynamik	<p>Die grundsätzlichen Erfahrungswerte zur Beschreibung der Fahrwiderstände bleiben gültig, müssen jedoch durch die Berücksichtigung der Dynamik infolge der inneren Fahrwiderstände erweitert werden. Zur Ermittlung dieser kann das Ersatzmodell des Raupenfahrwerks dienen.</p>
Erhöhung der Lebensdauer	<p>Die Lebensdauer aller Maschinenelemente kann durch konstruktive Maßnahmen erheblich gesteigert werden. Die Anwendung einer kontinuierlichen Rollbahn stellt hierbei eine praktische Lösung dar.</p>
Ableitung eines Beobachterkonzepts zur Minimierung der Fahrwerksdynamik – Aktive Regelung	<p>Im Rahmen des Vorhabens wurde gezeigt, dass die bestehende Regelungsstruktur der PI-Drehzahlregelung als auch die Anwendung des Beobachterkonzepts im Sinne einer Zustandsregelung die Fahrdynamik nur unwesentlich minimieren können. Grund hierfür ist das nichtlineare Verhalten des Raupenfahrwerks. Einzig die Getriebebeanspruchung kann unter Anwendung der Zustandsregelung minimiert werden.</p>
Ersatzmodell und Konstruktionsrichtlinie für die KMU	<p>Mit dem Aufbau rechenzeiteffizienter Ersatzmodelle stehen Berechnungsmodelle zur Verfügung, mithilfe derer die KMU softwareunabhängig die dynamischen Lasten berechnen können. Damit ist die Fachexpertise zur Auslegung von Fahrwerksgetrieben um den Bereich der Dynamik erweitert. Zudem erhalten die Softwarehersteller unter den teilnehmenden KMU Methoden zur Modellgenerierung von Raupenfahrzeugkomponenten.</p>

11.5 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Der Schlussbericht beinhaltet alle in den Arbeitspaketen des Projektantrags gestellten Aufgabenpunkte. Die durchgeführten Arbeiten wurden unmittelbar aus den Fragestellungen der jeweiligen Arbeitspakete und der Reflektion des wissenschaftlichen Beirates abgeleitet. Dementsprechend ist die Notwendigkeit und Angemessenheit gegeben.

11.6 Verwendung der Zuwendungen

Die Angaben zu den Zuwendung innerhalb des Berichtszeitraumes sind in Tabelle 11-1 aufgelistet und den jeweiligen Arbeitspaketen zugeordnet. Die Tabelle umfasst die gesamte Projektlaufzeit 01.01.2015 – 30.06.2017.

Arbeitspakete	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Σ
Wissenschaftlich-technisches Personal (Einzelansatz A.1 des Finanzierungsplans)	2,0	3,5	3,5	3,0	3,0	3,0	3,0	2,0	2,0	1,0	26
Wissenschaftlich-technisches Personal (Einzelansatz A.2 des Finanzierungsplans)	0										
Wissenschaftlich-technisches Personal (Einzelansatz A.3 des Finanzierungsplans)	0	2	4	4	6	7	10	10	10	0	53
Geräte (Einzelansatz B des Finanzierungsplans)	0										
Leistungen Dritter (Einzelansatz C des Finanzierungsplans)	0										

Tabelle 11-1: Benötigte und eingesetzte Zuwendungen zu den Arbeitspaketen 1 bis 10

12 Plan zum Ergebnistransfer

Entsprechend des Planes zum Ergebnistransfer der ausführlichen Beschreibung des Forschungsvorhabens wurden fünf projektbegleitende Ausschüsse und sieben Präsentationen auf Fachtagungen durchgeführt sowie zwei Artikel in Fachzeitschriften veröffentlicht.

	Rahmen	Ziel	Zeitraum	
Während der Laufzeit geplante Maßnahmen (01/2015– 06/2017)	Zusammenkommen des projektbegleitenden Ausschusses	Fortschrittsbericht, Diskussion, Festlegung neuer Maßnahmen, Abstimmung, Organisation	11.03.15 ✓ 23.09.15 ✓ 09.03.16 ✓ 14.09.16 ✓ 30.03.17 ✓	
	Studien- und Diplomarbeiten zum Forschungsthema	Weiterreichen wissenschaftlicher Themenstellungen zur selbständigen Bearbeitung durch den Studierenden	Halbjährlich ✓	
	Zwischenberichte	Schriftliches Darlegen der Ergebnisse	27.01.16 ✓ 27.01.17 ✓	
	Aachener Kolloquium für Instandhaltung, Diagnose und Anlagenüberwachung (AKIDA)	Darlegung des Forschungsvorhabens und Präsentation der Zielsetzungen sowie Zwischenergebnisse	15./16.11.2016 ✓	
	Aalener Kolloquium antriebstechnischer Anwendungen (AKAA)	Übersichtsvortrag	17.03.15 ✓	
	Dresdner Maschinenelemente-Kolloquium (DMK)	Darlegung des Forschungsvorhabens und Präsentation der Zielsetzungen	08./09.12.15 ✓	
	International Conference on Multibody System Dynamics (IMSD)	Übersichtsvortrag	29.05-02.06.2016 ✓	
	Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics and Control (MSNDC)	Übersichtsvortrag	06.-09.08.2017 ✓	
	Fachtagung Baumaschinentechnik	Übersichtsvortrag	17./18.09.15 ✓	
	Schweizer Maschinenelemente Kolloquium (SMK)	Übersichtsvortrag	22./23.11.16 ✓	
	Veröffentlichungen in Fachzeitschriften	Fortlaufender Informationsfluss in den einschlägigen Fachzeitschriften	Antriebstechnik (11/2016) ✓ Ant Journal (12/2015) ✓	
	Abschlussbericht	Schriftliches Darlegen der Ergebnisse	2017 ✓	
	Maßnahmen nach Abschluss des Forschungsvorhabens	Weiterbildung von Mitarbeitern des projektbegleitenden Ausschusses	Workshop zu Konstruktionsrichtlinien von Antriebssystemen und Auswahlhilfen von Systemkomponenten	2017 ✓
		Weiterbildung der einschlägigen Zulieferindustrie	Workshop zu Konstruktionsrichtlinien von Antriebssystemen und Auswahlhilfen von Systemkomponenten	2017 ✓
Akademische Weiterbildung		Wissensvermittlung neuester Erkenntnisse und Methoden in den Lehrveranstaltungen „Antriebssysteme“, „Ausgewählte Analysen und Dimensionierungen“ und „Modellbildung und Simulation“	seit 2016 ✓	
Dresdner Maschinenelemente-Kolloquium (TU Dresden)		Ganzheitliche Präsentation des Vorhabens	2017	
Dissertation		Weiterführende wissenschaftliche Verarbeitung der Forschungsergebnisse	ab 2017 ✓	

Wir sind davon überzeugt, dass mit den durchgeführten Maßnahmen das Transferkonzept in die Wirtschaft ausreichend realisiert wurde. Zudem stehen noch weitere Veröffentlichungen an, beispielsweise Erscheinen des Schlussberichts auf der FDBI-Homepage und anderen Internetseiten wie die der Technischen Informationsbibliothek und Universitätsbibliothek Hannover. Ferner werden die Forschungsergebnisse weiterführend wissenschaftlich verarbeitet und im Rahmen einer Dissertation veröffentlicht.

13 Projektbezogene Veröffentlichungen

Im Rahmen des Vorhabens wurden nachfolgende Veröffentlichungen durchgeführt:

Schlecht, B.; Graneß, H.: *Zur Schwingungsanalyse von Raupenfahrzeugen*. Dresdner Maschinenelemente Kolloquium 2015, 8.-9. Dezember 2015, Dresden

Schlecht, B.; Graneß, H.; Müller, F.: *Dynamisches Verhalten von Raupenfahrwerks-Antrieben*. Fachtagung Baumaschinentechnik 2015, 17.-18. September 2015, Dresden

Schlecht, B.; Graneß, H.; Ulrich, C.: Freiheitsgradreduktion von MKS-Modellen der Antriebstechnik. In: *ant Journal* 12 (2015)

Schlecht, B.; Graneß, H.: *Einfluss von Bauteilverschleiß auf die Antriebsdynamik von Raupenfahrwerken*. Aalener Kolloquium antriebstechnischer Anwendungen 2016, 17. März 2016, Aalen

Schlecht, B.; Graneß, H.: *Zur Modellfindung von Raupenfahrwerken*. Schweizer Maschinenelemente Kolloquium 2016, 22.-23. November 2016, Rapperswil, Schweiz

Schlecht, B.; Graneß, H.; Ramm, L.: Beanspruchungsminimierung in Raupenfahrwerksgetrieben. In: *antriebstechnik* 11 (2016), S. 140-145

Schlecht, B.; Graneß, H.; Ulrich, C.: *Time efficient simulation of drive trains*. The 4th international Conference on Multibody System Dynamics 2016. 29. Mai – 02. Juni 2016, Montréal, Kanada

Schlecht, B.; Graneß, H.: *Zur Modellfindung von Raupenfahrwerken*. Schweizer Maschinenelemente Kolloquium 2016, 22.-23. November 2016, Rapperswil

Graneß, H.; Schlecht, B.: *Substitute Model for Crawler Track Units*. 13th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics, and Control, 6.-9. August 2017, Cleveland (Ohio), USA

Literatur

- [Arp15] Arps, J.: *Einfluss von Bauteilverschleiß auf die Raupenfahrwerks-Dynamik*. Band 1. Großer Beleg. Technische Universität Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2015
- [Bal08] Balke, H.: *Einführung in die Technische Mechanik. Festigkeitslehre*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2008
- [Bek60] Bekker, M. G.: *Off-the-road Locomotion*. University of Michigan Press, 1960
- [BS96] Baumann, G.; Stark*: *Bagger 293. Beschreibung. 2. Band Teil FW. Regelung – Fahrwerk*. Technischer Bericht Siemens Anlagentechnik, 1996
*Vorname nicht bekannt
- [Bus08] Busch, R.: *Elektrotechnik und Elektronik für Maschinenbauer und Verfahrenstechniker*. 5. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2008
- [BWF⁺11] Blorfán, A.; Wira, P.; Flieller, D. et al.: *A Three-Phase Hybrid Active Power Filter with Photovoltaic Generation and Hysteresis Current Control*. 37th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON 2011), 07.-11. November 2011, Melbourne, Australien
- [CB68] Craig, R. R. Jr.; Bampton, M. C. C.: *Coupling of Substructures for Dynamic Analysis*. In: *AIAA Journal* 6 (1968), Nr. 7, S. 1313-1319
- [CH10] Czichos, H.; Habig, K.-H.: *Tribologie-Handbuch*. 3. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2010
- [DH09] Dresig, H.; Holzweißig, F.: *Maschinendynamik*. 9. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2009
- [DK97] Dietz, S.; Knothe, K.: *Reduktion der Anzahl der Freiheitsgrade in Finite-Elemente-Substrukturen*. Bericht aus dem Institut für Luft- und Raumfahrt der TU Berlin, TU Berlin, ILR-Mitteilung 315, 1997
- [Dre06] Dresig, H.: *Schwingungen und mechanische Antriebssysteme*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2006
- [DV86] Durst, W.; Vogt, W.: *Schaufelradbagger*. Clausthal-Zellerfeld: Trans Tech Publications 1986
- [GP69] Griebhaber, J.; Pfannkuchen, R.: *Modellbildung und -berechnung an Bandabsetzern*. Dissertation. Technische Universität Dresden, 1969
- [EMH08] Eberlein, M.; Musiol, R.; Haut, H.: *Kinematikanalyse des Raupenfahrwerks eines Schaufelradbaggers mittels Mehrkörpersimulation*. In: *World of Mining* 60 (2008), Nr. 4, S. 232-241
- [Ehr05] Ehrgott, M.: *Multicriteria Optimization*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 2005
- [Fau95] Faust, H.: *Schwingungsuntersuchungen am Synchronriementrieb eines direkt-einspritzenden Pkw-Dieselmotors*. Dissertation, Hannover, 1995
- [Fis13] Fischer, D.: *Mehrkörpersystemmodell eines Raupenfahrwerks*. Diplomarbeit. Technische Universität Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2013
- [FJ67] Fink, M.; Janßen, M.: *Laufverbesserung großgliedriger Kettentriebe durch Verminderung der Polygon- und Umlenkeffekte*. Köln, Opladen: Westdeutscher Verlag, 1967
- [Gip99] Gipser, M.: *Systemdynamik und Simulation*. Stuttgart, Leipzig: Teubner-Verlag 1999
- [Gra12] Graneß, H.: *Modellbildung, Simulation und systemdynamische Analyse des SRs 6300/1510 Schaufelradantriebs*. Großer Beleg, Dresden 2012

- [Gra13a] Graneß, H.: *Analyse und Optimierung der Systemdynamik von Raupenfahrwerken*. Exposé, Dresden 2013
- [Gra13b] Graneß, H.: *Aktive Schwingungsdämpfung drehzahl geregelter Schaufelradantriebe*. Diplomarbeit. Technische Universität Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2013
- [Grai12] Graichen, K.: *Systemtheorie – Theorie linearer Regelsysteme*. Vorlesungsmanuskript Wintersemester 2012/2013, Universität Ulm, 2012
- [GS17] Graneß, H.; Schlecht, B.: *Substitute Model for Crawler Track Units*. 13th International Conference on Multibody Systems, Nonlinear Dynamics, and Control, 6.-9. August 2017, Cleveland (Ohio), USA
- [Hac13] Hackl, C.: *Bewegungssteuerung durch geregelte elektrische Antriebe. Lösung 3*. Vorlesungsergänzende Unterlagen des Lehrstuhls für elektrische Antriebssysteme und Leistungselektronik für das WS 12/13, TU München, 2013
- [Han90] Hanif, S. M.: *Ein Beitrag zur Modellfindung von Raupenfahrwerken*. Dissertation, Dresden 1990
- [Hau06] Haut, H. E.: *Betrachtungen und Untersuchungen von Schakenfahrwerken mittels der Mehrkörpersimulation*. Dissertation. RWTH Aachen, 2006
- [Häu03] Häuslein, A.: *Systemanalyse: Grundlagen, Techniken, Notierungen*. Berlin, Offenbach: VDE Verlag GmbH 2004
- [Hei34] Heidebroek, E.: Zur Mechanik der Raupenfahrwerke. In: *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure* 78 (1934), Heft 43, S. 1276-1280
- [Hen88] Hensel, E.: *Fahrwiderstand und Kettenzugkraftverlauf an Raupen von Tagebaugroßgeräten*. Dissertation. Technische Universität Dresden 1988
- [Hey09] Heyn, T. D.: *Simulation of Tracked Vehicles on Granular Terrain Leveraging GPU Computing*. Master Thesis. University of Wisconsin, Department of Mechanical Engineering, 2009
- [HHS97] Hardtke, H.-J.; Heimann, B.; Sollmann, H.: *Lehr- und Übungsbuch Technische Mechanik Band II. Kinematik/Kinetik – Systemdynamik – Mechatronik*. München, Wien: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, 1997
- [Hip04] Hippmann, G.: *Modellierung von Kontakten komplex geformter Körper in der Mehrkörpersystemdynamik*. Dissertation. Technische Universität Wien 2004
- [HLW15] Haberer, C.; Landschützer, C.; Wolfschluckner, A.: *Auslegung und Simulation eines Kettenfahrwerkes*. Dresdner Maschinenelemente Kolloquium 2015, 8.-9. Dezember 2015, Dresden
- [Hof98] Hoffmann, R.: *Signalanalyse und -erkennung. Eine Einführung für Informationstechniker*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 1998
- [Höf05] Höfgen, M.: *Simulation des dynamischen Verhaltens des Maschinenträgers einer Windenergieanlage und seiner Lagerung im Turm*. Diplomarbeit, Dresden 2005
- [HS07] Hardtke, H.-J.; Scheffler, M.: *Systemdynamik*. Studienbrief der Technischen Universität Dresden, 2007
- [Jun76] Jungblut, E.: Bodenplatten von Raupenfahrwerken – Konstruktion und Fertigung. In: *Braunkohle* 28 (1976), Heft 3, S. 44-54
- [KGJ09] Kunze, G.; Göhring, H.; Jacob, K.: *Baumaschinen. Erdbau- und Tagebaumaschinen*. Wiesbaden: Vieweg Verlag 2009
- [KJ76] Kitano, M.; Jyozaki, H.: A Theoretical Analysis of Steerability of Tracked Vehicles. In: *Journal of Terramechanics* 13 (1976), Heft 4, S. 241-258
- [KK77] Kitano, M.; Kuma, M.: An Analysis of Horizontal Plane Motion of Tracked Vehicles. In: *Journal of Terramechanics* 14 (1977), Heft 4, S. 221-225

- [KKZ01] Kramer, B; Kubacki, A.; Ziegler, M.: Neuartige Raupenschake für Großgeräte. In: *Surface Mining, Braunkohle & Other Minerals* 53 (2001), Heft 4, S. 393-403
- [Kle80] Kleinrath, H.: *Stromrichtergespeiste Drehfeldmaschinen*. Wien, New York: Springer Verlag, 1980
- [KM12] Kranmagazin (Hrsg.): Gar nicht so selten: Großkrane! In: *Kranmagazin* 85 (2012), S. 46-49
- [Kra90] Kramer, B.: Untersuchungen zum Einfluss der Fahrwerke auf das dynamische Verhalten von Großgeräten. In: *Braunkohle* 42 (1990), Heft 3, S. 11-19
- [KSH⁺05] Küpper, H.; Schreiber, F.; Hackel, M. et al.: *Pilotanlage zur Instandsetzung von Bodenplatten an den Raupenfahrwerken der Tagebaugroßgeräte mittels 3D-Plasma-Auftragsschweißen*. Frechen, RWE Power AG, Technikzentrum Tagebaue/HW, 2005. U. a. erhältlich unter http://www.mabotic.de/fileadmin/mabotic/Docs/RWE_Reparatur.pdf (Stand 29.09.2017)
- [KWT⁺88] Kitano, M.; Watanabe, K.; Takaba, Y. et al.: Lane-Change Maneuver of High Speed Tracked Vehicles. In: *Journal of Terramechanics* 25 (1988), Heft 2, S. 91-102
- [Lin38] Lindenau, G.: *Beitrag zur Mechanik der Kurvenbewegung von Baggern und Abraumförderbrücken mit Raupenfahrwerken*. Dissertation, Berlin, 1938
- [LK14] Lupian, M. E.; Kusminow, K. C.: Анализ возможности применения существующих математических моделей движения гусеничной машины по неровностям местности для исследования динамических процессов в гусеничном обводе. (Analyse des Potentials bestehender mathematischer Modelle zur Erforschung der Raupenfahrzeugdynamik während der Befahrung unebener Böden). In: *НАУКА и ОБРАЗОВАНИЕ* (2014), Heft 11, S. 213-226
- [Loh10] Lohmann, B.: *Ordnungsreduktion linearer und nichtlinearer Systeme*. Elgersburg Workshop, 2010
- [Lun08] Lunze, J.: *Regelungstechnik 2. Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*. 5. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2008
- [LW10] Lutz, H.; Wendt, W.: *Taschenbuch der Regelungstechnik*. 8. Aufl. Frankfurt am Main: Verlag Harri Deutsch, 2010
- [MJN16] Melanz, D.; Paramsothy, J.; Negrut, D.: Experimental validation of a differential variational inequality-based approach for handling friction and contact in vehicle/granular-terrain interaction. In: *Journal of Terramechanics* 65 (2016), Heft 3, S. 1-13
- [Mül14] Müller, F.: *Einfluss der Motorregelung auf das Systemverhalten von Ruderpropellerantrieben*. Großer Beleg. Technische Universität Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2014
- [Mül15] Müller, F.: *Modellbildung, Simulation und systemdynamische Analyse eines Raupenfahrwerk-Getriebes*. Diplomarbeit. Technische Universität Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2015
- [Paw69] Pawandenat, D.: *Schwingungserregung an Bandabsetzern*. Dissertation, Dresden 1969
- [Pfa87] Pfaff, G.: *Regelung elektrischer Antriebe I. Eigenschaften, Gleichungen und Strukturbilder der Motoren*. 3. Aufl. München: R. Oldenbourg Verlag, 1987
- [Reb17] Rebettge, M.: *Analyse des Fahrverhaltens von Raupenfahrwerken bei Hang- und Kurvenfahrt*. Diplomarbeit. Technische Universität Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2017

- [Ros12] Rosenlöcher, T.: *Systematisierung des Modellierungsprozesses zur Erstellung elastischer Mehrkörpersystem-Modelle und dynamischen Untersuchung von Großantrieben*. Dissertation. Technische Universität Dresden, 2012
- [RS10] Rill, G.; Schaeffer, T.: *Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation*. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2010
- [Schl10] Schlecht, B.: *Maschinenelemente 2. Getriebe, Verzahnungen, Lagerungen*. München: Pearson Studium, 2010
- [Schl15] Schlecht, B.: *Maschinenelemente 1. Festigkeit, Verbindungen, Federn, Kupplungen*. 2. Aufl. München: Pearson Studium, 2015
- [Schr07] Schröder, D.: *Elektrische Antriebe – Grundlagen*. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2007
- [Schr09] Schröder, D.: *Elektrische Antriebe – Regelung von Antriebssystemen*. 3. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2009
- [Schu07] Schulze, T.: *Ganzheitliche dynamische Antriebsstrangbetrachtung von Windenergieanlagen*. Dissertation. Technische Universität Dresden, 2007
- [Schu08] Schulz, G.: *Regelungstechnik 2. Mehrgrößenregelung, Digitale Regelungstechnik, Fuzzy-Regelung*. 2. Aufl. München, Wien: Oldenbourg Verlag, 2008
- [Schu14] Schulz, C.: *Ganzheitliche Systemanalyse von Schaufelradantrieben*. Dissertation. Technische Universität Dresden, 2014
- [Schw05] Schwenger, A.: *Aktive Dämpfung von Triebstrangschwingungen*. Dissertation. Leibniz Universität Hannover, 2005
- [SG14] Schlecht, B.; Graneß, H.: *Vergleich von Kardangelenkwellen und Flachzapfenspindeln*. Forschungsbericht, Technischen Universität Dresden, Auftraggeber: Voith Turbo, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2014
- [SG15a] Schlecht, B.; Graneß, H.: *Einfluss der Stirnradgestaltung auf das Betriebsverhalten der Hotmatic 75 der Firma Hatebur*. Forschungsbericht Lehrstuhl Maschinenelemente, Technischen Universität Dresden, Auftraggeber: Hatebur, 2015, Dresden
- [SG15b] Schlecht, B.; Graneß, H.: *Zur Schwingungsanalyse von Raupenfahrzeugen*. Dresdner Maschinenelemente Kolloquium 2015, 8.-9. Dezember 2015, Dresden
- [SG16a] Schlecht, B.; Graneß, H.: *Einfluss von Bauteilverschleiß auf die Antriebsdynamik von Raupenfahrwerken*. Aalener Kolloquium antriebstechnischer Anwendungen 2016, 17. März 2016, Aalen
- [SG16b] Schlecht, B.; Graneß, H.: *Zur Modellfindung von Raupenfahrwerken*. Schweizer Maschinenelemente Kolloquium 2016, 22.-23. November 2016, Rapperswil, Schweiz
- [SGR16] Schlecht, B.; Graneß, H.; Ramm, L.: Beanspruchungsminimierung in Raupenfahrwerksgetrieben. In: *antriebstechnik* 11 (2016), S. 140-145
- [SGU16] Schlecht, B.; Graneß, H.; Ulrich, C.: *Time efficient simulation of drive trains*. The 4th international Conference on Multibody System Dynamics 2016. 29. Mai – 02. Juni 2016, Montréal, Kanada
- [Sim12] Simertis GmbH (Hrsg.): *Analyse von Schakenfahrwerken mittels Mehrkörperdynamik; Kinematikanalyse des Fahrwerkes unter Einfluss von Verschleiß zur Auffindung von Optimierungspotential von Konstruktion und Instandhaltung*. Forschungsbericht Simertis GmbH, Auftraggeber: RWE Power AG, 2012, Aachen
- [Sol88] Sollmann, H.: Zur Kinematik des Turas-Antriebs. In: *Maschinenbautechnik* 37 (1988), Heft 3, S. 114-117

- [Spi16] Spiegelhauer, M.: *Möglichkeiten zur regelungstechnischen Beeinflussung des Fahrverhaltens von Raupenfahrwerken*. Großer Beleg. Technische Universität Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2013
- [SSG15] Schlecht, B.; Schulz, C.; Graneß, H.: *Zur Bedeutung von Lasteingangsfunktionen*. Antriebstechnisches Kolloquium 2015, 03.-04. März 2015, Aachen
- [Sti05] Stichweh, H.: *Ein Beitrag zur aktiven Dämpfung von Torsionsschwingungen in drehzahlgeregelten mechatronischen Antriebssystemen*. Dissertation, Clausthal 2005
- [SWC99a] Schlecht, B.; Wunsch, D.; Christianhemmers, A.: Theoretical Investigations on the Dynamic Behaviour of Bucket Wheel Drives. In: *bulk solid handling* Volume 19 (1999) Number 1, S. 71-80
- [SWC99b] Schlecht, B.; Wunsch, D.; Christianhemmers, A.: Simulation des Schaufelradantriebes eines Kompaktschaukelradbaggers. In: *VDI Berichte* 1998 Nr. 1416, S. 119-135
- [TE16] Turschner, D.; Ell, N.: Aktive Schwingungsdämpfung in Antriebssträngen mit Planetengetrieben am Beispiel der Windkraft. In: *EFZN Jahresbericht* 2014/2015, S.130-134, Technische Universität Clausthal
- [Woe16] Woernle, C.: *Mehrkörpersysteme. Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper*. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2016
- [Zha95] Zhang, Y.: *Prüfstands- und Rechnerimulation der Kurvenfahrt von Raupenfahrwerken auf extrem weichen Böden*. Dissertation, Hannover 1995

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
\mathbf{A}	<i>div</i>	Systemmatrix
$\mathbf{A}_{O_Y O_X}$	–	Koordinatentransformationsmatrix $\{O_X, \vec{e}_{O_X}\} \rightarrow \{O_Y, \vec{e}_{O_Y}\}$
\mathbf{B}	<i>div</i>	Steuermatrix
\vec{B}_{abc}	<i>T</i>	Magnetischer Flussdichtevektor der Wicklung <i>a</i> , <i>b</i> , <i>c</i> der Asynchronmaschine
\vec{B}_{res}	<i>T</i>	Vektor der resultierenden magnetischen Flussdichte
E	<i>N/mm²</i>	Elastizitätsmodul
\mathbf{F}	<i>div</i>	Matrix der Zustandsrückführung
$\vec{F}_{X:Y}$	<i>N</i>	Kraftvektor zwischen den Elementen <i>X</i> und <i>Y</i>
\vec{F}_G	<i>N</i>	Im Gelenk des Fahrwerträgers angreifender Kraftvektor
\vec{F}_{Kr}	<i>N</i>	Fahrwiderstandskraftvektor bei Kurvenfahrt
F_{KV}	<i>N</i>	Kettenvorspannung
F_r	<i>N</i>	Vertikale Kontaktkraft Laufrolle - Bodenplatte
F_h	<i>N</i>	Horizontale Kontaktkraft Laufrolle - Bodenplatte
\vec{F}_{Fj}	<i>N</i>	Kraftvektor Schakenklappen bei Aktualität des Nocken <i>j</i>
F_N	<i>N</i>	Kontaktkraft zwischen Turasnocken und Kettenglied
F_{NLar}	<i>N</i>	Auflast Laufrollenachse
\vec{F}_{NPK}	<i>N</i>	Nichtpotentialkraft
\vec{F}_{PK}	<i>N</i>	Potentialkraft
$F_{V_{Lar}}$	<i>N</i>	Fahrwiderstand aufgrund der Laufrollenachsenreibung
F_{V_Y}	<i>N</i>	Allgemeine Fahrwiderstandskraft des Fahrwiderstandeffekts <i>Y</i>
F_R	<i>N</i>	Reibung zwischen Untertrum und Fahrplanum
I_N	<i>A</i>	Nennstrom
J_Y	<i>kgm²</i>	Rotatorische Trägheit des Körpers <i>Y</i>
K_I	<i>1/s</i>	Integralverstärkung des PI-Drehzahlreglers
K_{Li}	–	Lenkwinkelkorrekturfaktor für den Motor <i>i</i>
K_P	–	Proportionalverstärkung des PI-Drehzahlreglers
K_{PD}	–	Proportionalverstärkung des Drehzahldifferenzreglers
\mathbf{L}	<i>div</i>	Messmatrix
L	<i>m</i>	Halbe Länge der auf dem Planum aufliegenden Kette
L_B	<i>m</i>	Länge des Stützdreiecks des Baggers
L_R	<i>H</i>	Rotorinduktivität

L_S	H	Statorinduktivität
M_b	Nm	Biegemoment
M_{GKG}	Nm	Drehmoment beim Gleitkreisgleiten
\vec{M}_{Kr}	Nm	Widerstandsmomentenvektor bei Kurvenfahrt
M_M	Nm	Stellmoment (auch Motordrehmoment oder Luftspaltmoment)
M_M^*	Nm	Soll-Stellmoment
M_{Nenn}	Nm	Nennmotormoment
M_{SR}	H	Gegeninduktion
M_{TW}	Nm	Drehmoment Turaswelle
M_W	Nm	Widerstandsmoment
\mathbf{P}	div	Parametermatrix (Trägheit, Steifigkeit, Dämpfung etc.)
P_M	W	Motornennleistung
P_{Stell}	W	Stelleistung
\vec{Q}_{NPK}	N	Generalisierte Nichtpotentialkraft
\vec{Q}_{PK}	N	Generalisierte Potentialkraft
R_A	m	Radius Antriebsturas
R_{Bolzen}	m	Radius Laufrollenbolzen (Achse)
R_K	m	Kurvenradius
R_{Lar}	m	Radius Laufrolle
R_R	Ω	Rotorwiderstand
R_S	Ω	Statorwiderstand
\mathbf{S}_T	–	Stellmatrix
U_{ZK}	V	Gleichspannung im Zwischenkreis des Stromrichters
W	J	Arbeit
W_b	m^3	Widerstandsmoment Biegung
W_{NPK}	J	Arbeit der Nichtpotentialkräfte
W_{PK}	J	Arbeit der Potentialkräfte
Z_P	–	Polpaarzahl
a_{FWT}	m/s^2	Beschleunigung Fahrwerksträger (longitudinal)
b	m	Breite eines Fahrschiffs
c_n	N/m	Normalensteifigkeit
c_U	N/m	Steifigkeit Umlenkuraslagerung
b_B	m	Breite des Stützdreiecks des Baggers
$e_{\Delta\tilde{n}}$	$1/min$	Regelabweichung (Drehzahldifferenz)
\vec{e}_{o_Y}	–	Einheitsvektor des Systems $\{O_Y, \vec{e}_{o_Y}\}$
f	Hz	Frequenz

g	m/s^2	Erdbeschleunigung
i, k, l	–	(ohne Index) Laufkoordinaten
i_A	–	Anzahl Antriebsturasnocken
i_{abc}	A	Strom der Wicklung a, b, c der Asynchronmaschine
\vec{i}_{abc}	A	Stromvektor der Wicklung a, b, c der Asynchronmaschine
i_{abc}^*	A	Soll-Strom der Wicklung a, b, c der Asynchronmaschine
i_{Lar}	–	Anzahl der Laufrollen eines Fahrschiffes
i_{FS}	–	Anzahl der am Fahrzeug verbauten Fahrschiffe
i_{Ges}	–	Gesamtübersetzung Getriebe
\vec{i}_{res}	A	Resultierender Stromvektor
l_{BP}	m	Länge des Kettenglieds
m_Y	kg	Masse des Körpers Y
n_M	$1/min$	Motordrehzahl
n_M^*	$1/min$	Soll-Motordrehzahl
n_{MiL}	$1/min$	Lenkwinkelkorrektur für den Motor i
n_{Nenn}	$1/min$	Nennmotordrehzahl
p_S	m	Schakenteilung (Kettenteilung)
$\vec{r}_{X:Y}$	m	Hebelarm des Kraftvektors $\vec{F}_{X:Y}$
s	m	Abstand Laufrolle – Schakenauge
\vec{s}_n	m	Elastischer Eindringweg in Oberflächennormalenrichtung
\vec{s}_{Gl}	m	Gleitweg parallel zur Oberfläche
\vec{s}_{NPK}	m	Weg der Nichtpotentialkraft
\vec{s}_{PK}	m	Weg der Potentialkraft
s_{QASK}	m	Wegbezogene Quantisierungsfunktion Schakenklappen am Antriebsturas
t	s	Zeit
\vec{t}_Y	m	Trajektorie des Schwerpunktes des Körpers Y
\vec{u}	div	Lastvektor
\vec{u}_M	Nm	Lastvektor der Stellgrößen
\vec{u}_z	Nm	Lastvektor der Störgrößen
u_{abc}	V	Spannung der Wicklung a, b, c der Asynchronmaschine
u_{abc}^*	V	Soll-Spannung der Wicklung a, b, c der Asynchronmaschine
v_{Gy}	m/min	Längsgleiten in Planumsebene bei Kurvenfahrt
v_{Gz}	m/min	Quergleiten in Planumsebene bei Kurvenfahrt
v_{FWT}	m/min	Geschwindigkeit Fahrwerksträger (longitudinal)
\vec{v}_L	div	Linkseigenvektor
\vec{v}_R	div	Rechtseigenvektor

v_t	m/min	Longitudinalgeschwindigkeit des Baggers
	m	Verlagerung von Strukturknoten normal zur ersten Hauptachse
\vec{w}	oder	oder
	div	Führungsgrößenvektor der Zustandsregelung
x_{FWT}	m	Höhenlage Fahrwerkträgergelenk
\vec{x}_{SRST}	$m \&$ rad	Generalisierter Koordinatensatz der Schneckenradstufe
\vec{x}_Y	$m \&$ rad	Lagevektor des Körpers Y
\vec{y}_A	div	Ausgangsvektor Zustandsraumbeschreibung
y_{FWT}	m	Vorschubweg des Fahrwerkträgergelenks
\vec{z}	div	Zustandsvektor

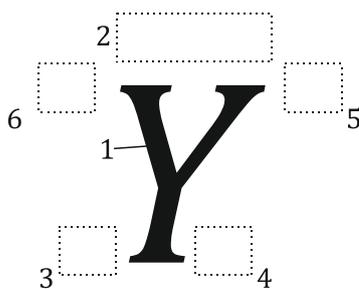
Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
α_A	rad	Antriebsturasseitiger Ketteneinlaufwinkel
α_{ASK}	rad	Winkel des antriebsturasseitigen Schakenklappens
α_{ASKj}	rad	Hilfswinkel antriebsturasseitiges Schakenklappen, Nocken j
α_K	rad	Sektorwinkel der Kurvenfahrt des Fahrschiffs
α_U	rad	Umlenkturasseitiger Ketteneinlaufwinkel
α_{USK}	rad	Winkel des umlenkturasseitigen Schakenklappens
β_K	rad	Sektorwinkel der Kurvenfahrt des Baggers
$\beta_{K\psi}$	rad	Orientierung des Rotorfluss-Koordinatensystems $\{O_{K\psi}, \vec{e}_{O_{K\psi}}\}$
γ_A	rad	Drehwinkel Antriebsturas
γ_{Lar}	rad	Drehwinkel Laufrolle
δ_A	rad	Halbe Teilung Antriebsturas
κ	–	Steifigkeitsindex
λ	$1/s$	Eigenwert
λ_K	rad	Lenkwinkel
μ_B	–	Gleitreibungskoeffizient Kette – Boden
μ_{GL}	–	Gleitreibungskoeffizient (allgemein)
ξ	–	Ungleichförmigkeitsgrad
ρ	rad/m	Krümmung
σ_{bNenn}	–	Nennbiegespannung
φ_{0I}	rad	Null-Phasenlage Strom
φ_{0GKG}	rad	Null-Phasenlage Gleitkreisgleiten
φ_{LGKG}	rad	Losewinkel Gleitkreisgleiten

$\varphi_{Q_{ASK}}$	rad	Winkelbezogene Quantisierungsfunktion Schakenklappen am Antriebsturas
$\varphi_{Q_{GKG}}$	rad	Winkelbezogene Quantisierungsfunktion Gleitkreisgleiten
$\vec{\psi}$	Wb	Flussverkettungsvektor
$\Delta\Omega$	rad/s	Schlupfkreisfrequenz
Ω_I	rad/s	Kreisfrequenz Strom
ω_K	rad/s	Winkelgeschwindigkeit Fahrwerksträger bei Kurvenfahrt
Ω_M	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Motorläufers
Ω_S	rad/s	Winkelgeschwindigkeit des Drehfeldes \vec{B}_{res}

div (divers) bedeutet, dass die Einheit vom Anwendungsfall abhängt

Erläuterung zu häufig angewandten Schreibweisen:



- 1 Physikalische Größe oder Signal
- 2 \rightarrow Koordinatenfreier Vektor
- \rightarrow Koordinatendarstellung eines Vektors
- Mittelwert eines Zeitsignals im Intervall $t \in [t_1; t_2]$
- \sim Arithmetischer Mittelwert mehrerer Signale
- \wedge Amplitudensignal (Mittelwertfrei)
- 3 Basis eines Vektors (in Koordinatendarstellung)
- 4 Indizierung / Bezeichnungsergänzung 1
- 5 Indizierung / Bezeichnungsergänzung 2
- 6 Indizierung / Bezeichnungsergänzung 3

Elemente eines Koordinatenvektors

$${}^o\vec{Y} = \begin{bmatrix} {}^o\vec{Y}|_x \\ {}^o\vec{Y}|_y \\ {}^o\vec{Y}|_z \end{bmatrix}$$

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
A	Antriebsturas
BA	Ballastausleger
BP	Bodenplatte (Kettenglied)
CB	Craig Bampton
EEM	Extended Eigenmode Set
FWT	Fahrwerksträger

G	Gelenk Fahrwerksträger
gUt	Gezogener Untertrum
+gUt	Gezogener Untertrum, Fahrt hangaufwärts
-gUt	Gezogener Untertrum, Fahrt hangaufwärts
gOt	Gezogener Obertrum
+gOt	Gezogener Obertrum, Fahrt hangaufwärts
-gOt	Gezogener Obertrum, Fahrt hangaufwärts
KgUt	Gezogener Untertrum, Kurvenfahrt
KR	Kontinuierliche Rollbahn
KTR	Kettentragrolle
M	Motor
MKS	Mehrkörpersystem-Simulation
OLI	Obertrum, links
OMI	Obertrum, mitte
ORE	Obertrum, rechts
P1	Pylon 1
P2	Pylon 2
SRA	Schaufelradausleger
ST	Schakental
SW1	Sonnenwelle 1
TW	Turaswelle
U	Umlenkturas
UT	Untertrumsegment, welches auf Fahrplanum aufliegt

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 3.1: Hauptklassen von Schaufelradbaggern	3
Abbildung 3.2: Bagger 293	4
Abbildung 3.3: Vergleich der Soll- und Ist-Geschwindigkeit eines Raupenfahrwerks	4
Abbildung 4.1: Bagger 293 (schematisch).....	6
Abbildung 4.2: Fahrwerk Bagger 293.....	8
Abbildung 4.3: Fahrschiff des Baggers 293.....	8
Abbildung 4.4: Antriebsturas, Kettenglied und Turaseingriff	9
Abbildung 4.5: Einteilung der Fahrwiderstände	10
Abbildung 4.6: Turas-Polygoneffekt nach [SG16a]	12
Abbildung 4.7: Gleitkreisgleiten nach [SG16a].....	13
Abbildung 4.8: Ketteneinlauf beim Schakenklappen nach [SG16a].....	14
Abbildung 4.9: Durchfahren der Laufflächenübergänge nach [Kra90] und [SG16a].....	15
Abbildung 4.10: Tragrollenüberlauf	16
Abbildung 4.11: Lagerreibung in den Laufradlagern nach [Hen88, S. 19].....	16
Abbildung 4.12: Vergleich Amplitudenspektren der Fahrgeschwindigkeit.....	22
Abbildung 4.13: Vergleich Drehmoment Turaswelle	23
Abbildung 5.1: Schadensbilder Fahrwerk.....	25
Abbildung 6.1: Ganzheitliches Modell des Raupenfahrzeugs Bagger 293.....	28
Abbildung 6.2: Prinzip der Drehzahlregelung einer Einzelraupe	29
Abbildung 6.3: Drehzahlregelung aller Raupen nach [BS96, S. 22]	30
Abbildung 6.4: PI-Drehzahlregelung.....	32
Abbildung 6.5: P-Drehzahldifferenzregelung.....	32
Abbildung 6.6: Kinematik der Kurvenfahrt	34
Abbildung 6.7: Drehfeldmaschine und Asynchronmaschine nach [Bus08, S. 263 & S. 265]....	36
Abbildung 6.8: CLARKE-Transformation am Beispiel des Statorstrom-Raumzeigers.....	37
Abbildung 6.9: PARK-Transformation am Beispiel des Rotorfluss-Raumzeigers	39
Abbildung 6.10: Feldorientierte Regelung.....	40
Abbildung 6.11: Frequenzumrichter und Stromregler, Gleichrichter ist nicht dargestellt.....	42
Abbildung 6.12: Statorspannung und -strom mit Hysteresestromregler nach [BWF ⁺ 11].....	43
Abbildung 6.13: Regelungskaskade aus PI-Drehzahlregelung und feldorientierter Regelung...	43
Abbildung 6.14: Simulation des elektrisch-regelungstechnischen Modells	44

Abbildung 6.15: Topologieplan Raupenfahrwerk.....	47
Abbildung 6.16: Kontakt Antriebsturasnocken mit Schakenhöcker und –wange.....	48
Abbildung 6.17: Bolzenverbindung und Steifigkeitsformfunktion.....	48
Abbildung 6.18: Abfolge essentieller, innerer Fahrwiderstände.....	49
Abbildung 6.19: Erste System-Betriebseigenschwingung.....	51
Abbildung 6.20: Wasserfall- und Ordnungsdiagramm ohne Schakentäler, gUt.....	52
Abbildung 6.21: Wasserfall- und Ordnungsdiagramm ohne Schakentäler, gOt.....	52
Abbildung 6.22: Einfluss der Schakentäler auf die Fahrruhe.....	53
Abbildung 6.23: Wasserfall- und Ordnungsdiagramm mit Schakentälern, gUt.....	53
Abbildung 6.24: Isolierte Signalbetrachtung beim Schakentaleffekt.....	54
Abbildung 6.25: Resonanzbedingter Stillstand des Fahrschiffes.....	54
Abbildung 6.26: Wasserfall- und Ordnungsdiagramm mit Schakentälern, gOt.....	55
Abbildung 6.27: Varianten der Hangfahrt.....	56
Abbildung 6.28: Vergleich der Hangfahrtvarianten mit der Geradeausfahrt.....	57
Abbildung 6.29: Leistungsbedarf bei der Hangfahrt.....	58
Abbildung 6.30: Kurvenfahrt, Modell und modifizierter Topologieplan.....	58
Abbildung 6.31: Vergleich der Fahrgeschwindigkeiten bei Kurvenfahrt.....	59
Abbildung 6.32: Querkraft auf Fahrwerksträger (Normal zur Kreisbahn).....	59
Abbildung 6.33: Länge des auf dem Planum aufliegenden Raupenbandes.....	60
Abbildung 6.34: Leistungsbedarf bei der Kurvenfahrt.....	61
Abbildung 6.35: Verschleißerscheinungen nach [SG16a].....	62
Abbildung 6.36: Einfluss geometrischer Imperfektionen auf die Fahrdynamik [SG16a].....	63
Abbildung 6.37: Schematischer Aufbau des Getriebes.....	66
Abbildung 6.38: Topologieplan des Antriebsstranges (schematisch).....	66
Abbildung 6.39: Topologieplan der Submodelle am Beispiel der Schneckenradstufe.....	67
Abbildung 6.40: Krafftelement Schneckenradstufe.....	68
Abbildung 6.41: Anregungsfunktion Hochlauf.....	70
Abbildung 6.42: Betriebsverhalten Antriebsstrang.....	70
Abbildung 6.43: Eigenformen Antriebsstrang.....	71
Abbildung 6.44: Topologieplan Bagger 293 auf Basis von [Schu14].....	72
Abbildung 6.45: Mehrkörpersystemmodell des Bagger 293 [Schu14, S. 64].....	72
Abbildung 7.1: Vereinfachte Stellmomentumsetzung.....	74

Abbildung 7.2: Vergleich des detaillierten Motormodells (Orig) mit dem Ersatzmodell (Ers)..	75
Abbildung 7.3: Ersatzmodell-Topologie des Fahrschiffes nach [SG16b]	76
Abbildung 7.4: Lastbilanzen Antriebs- und Umlenkuras nach [SG16b]	77
Abbildung 7.5: Lastbilanzen Obertrumsegment und Kettentragrolle nach [SG16b]	78
Abbildung 7.6: Lastbilanzen Untertrum und Fahrwerksträger nach [SG16b]	78
Abbildung 7.7: Beschreibung der PtP-Feder nach [SG16b]	79
Abbildung 7.8: Trajektorie der Laufrolle nach [SG16b].....	80
Abbildung 7.9: Trajektorie des Fahrwerkträgers	81
Abbildung 7.10: Beschreibung des Polygoneffekts nach [SG16b].....	83
Abbildung 7.11: Schakenklappen nach [SG16b]	83
Abbildung 7.12: Gleitkreisgleiten nach [GS17].....	87
Abbildung 7.13: Vergleich bei gezogenem Untertrum, ohne Schakentäler	89
Abbildung 7.14: Vergleich bei gezogenem Obertrum, ohne Schakentäler	90
Abbildung 7.15: Fahrwerkseigenschwingung.....	91
Abbildung 7.16: Korrelation MKS-Kontakt- mit Minimalmodell, ohne Schakentäler	91
Abbildung 7.17: Vergleich bei gezogenem Untertrum, mit Schakentälern	92
Abbildung 7.18: Vergleich bei gezogenem Obertrum, mit Schakentälern	93
Abbildung 7.19: Korrelation MKS-Kontakt- mit Minimalmodell, mit Schakentälern	94
Abbildung 7.20: Verlagerungs- und Schnittkraftapproximation am Balken	97
Abbildung 7.21: Korrelation MKS-Modell und EEM-Set des Getriebes	99
Abbildung 7.22: Korrelation MKS-Modell und CB-Set des Unterwagen-Oberbau-Systems ..	102
Abbildung 8.1: Rheonom betriebenes Fahrschiff	103
Abbildung 8.2: Ganzheitliches Fahrschiffmodell	104
Abbildung 8.3: Fahrzeugmodell.....	104
Abbildung 8.4: Vergleich Fahrgeschwindigkeit rheonom und ganzheitliches Fahrschiff	105
Abbildung 8.5: Drehzahlschwankungen am Motor und am Antriebsturas	106
Abbildung 8.6: Einfluss der Oberbauelastizität auf das Fahrverhalten.....	107
Abbildung 8.7: Einfluss der Parallelfahrt auf die Longitudinaldynamik	108
Abbildung 8.8: Biegung des Ballastauslegers.....	108
Abbildung 8.9: Einfluss der Parallelfahrt auf die Longitudinaldynamik	110
Abbildung 8.10: Messsignale.....	112
Abbildung 8.11: Simulationssignale	113

Abbildung 8.12: Verringerung des Kettendurchhangs durch höhere Vorspannung	114
Abbildung 8.13: Beschleunigung Fahrwerksträger bei erhöhter Kettenspannung.....	114
Abbildung 8.14: Schakentalanregung bei unterschiedlichen Teilungen	115
Abbildung 8.15: Beschleunigung Fahrwerksträger bei variiertem Kettenteilung	115
Abbildung 8.16: Beschleunigung Fahrwerksträger bei variiertem Talbreite.....	116
Abbildung 9.1: Ablauf der ganzheitlichen Optimierung.....	117
Abbildung 9.2: Schwingungsregulierung kontinuierliche Rollbahn, Ersatzmodell.....	118
Abbildung 9.3: Desginvarianten Schakenauge nach [SGR16]	119
Abbildung 9.4: Schwingungsregulierung kontinuierliche Rollbahn, MKS-Kontaktmodell	120
Abbildung 9.5: Signalflussplan Regelkreis mit PI-Drehzahlregelung	121
Abbildung 9.6: K_P - K_I -Variation mit Schakentälern, gUt, Ersatzmodell.....	122
Abbildung 9.7: K_P - K_I -Variation mit Schakentälern, gOt, Ersatzmodell.....	123
Abbildung 9.8: K_I -Variation mit Schakentälern bei $K_P = 6$, gUt, Ersatzmodell	124
Abbildung 9.9: K_I -Variation mit Schakentälern bei $K_P = 6$, gUt, MKS-Kontaktmodell	125
Abbildung 9.10: K_P - K_I -Variation mit kontinuierlicher Rollbahn, gUt, Ersatzmodell	126
Abbildung 9.11: K_P - K_I -Variation mit kontinuierlicher Rollbahn, gOt, Ersatzmodell	127
Abbildung 9.12: K_I -Variation mit KR-Design bei $K_P = 6$, gUt, Ersatzmodell.....	128
Abbildung 9.13: K_I -Variation mit KR-Design bei $K_P = 6$, gUt, MKS-Kontaktmodell.....	129
Abbildung 9.14: Signalflussplan Zustandsraummodell und Zustandsrückführung	131
Abbildung 9.15: PI-Zustandsregler	131
Abbildung 9.16: Strangersatzmodell.....	133
Abbildung 9.17: q44-r-Variation mit Schakentälern, gUt, Ersatzmodell.....	135
Abbildung 9.18: q44-r-Variation mit Schakentälern, gOt, Ersatzmodell.....	136
Abbildung 9.19: q44 = 300; r = 5 mit Schakentälern, MKS-Kontaktmodell.....	137
Abbildung 9.20: q44-r-Variation mit kontinuierlicher Rollbahn, gUt, Ersatzmodell	138
Abbildung 9.21: q44-r-Variation mit kontinuierlicher Rollbahn, gOt, Ersatzmodell	139
Abbildung 9.22: q44 = 300; r = 5 mit kontinuierlicher Rollbahn, MKS-Kontaktmodell	140
Abbildung 9.23: Statische und dynamische Kettenzugkraft	141
Abbildung 9.24: Fahrruhe bei Variation von F_{KV} und c_U , Ersatzmodell	143
Abbildung 9.25: Auszüge des Vorspannungskennfeldes, gUt, kontinuierliche Rollbahn	144
Abbildung 9.26: Fahrruhe bei Variation von F_{KV} , MKS-Kontaktmodell.....	145
Abbildung 9.27: Drehmomentbelastung bei Variation von F_{KV} , MKS-Kontaktmodell.....	145

Abbildung 10.1: Einfluss des KR-Designs auf die Dynamik und Auslastung des Fahrzeugs ..	146
Abbildung 10.2: Einfluss der Kettenspannung bei KR-Design	147
Abbildung A.1: Generierung eines Amplitudensignals	172
Abbildung B.1: Modell zur Kurvenfahrt.....	174
Abbildung C.1: Korrelation MKS-Modell und CB-Set des Unterwagen-Oberbau-Systems....	176

Tabellenverzeichnis

Tabelle 6-1: Widerstandslasten der Kurvenfahrt nach [Reb17. S. 69 & S. 71]	59
Tabelle 6-2: Widerstandslasten der Kurvenfahrt bei Berücksichtigung der Asymmetrie.....	61
Tabelle 6-3: Vergleich Oberbaueigenfrequenzen nach [Schu14, S. 61]	73
Tabelle 8-1: Phasenlagenabhängige Bauteilkrümmung.....	109
Tabelle 9-1: Gesamtoptimierungspotential Integralverstärkung, Schakentäler	125
Tabelle 9-2: Gesamtoptimierungspotential Integralverstärkung, kontinuierliche Rollbahn	128
Tabelle 9-3: Variationsraum Kettenvorspannung	142
Tabelle 10-1: Einfluss des KR-Designs auf die Oberbauauslastung.....	147
Tabelle 10-2: Einfluss der Kettenspannung bei KR-Design auf die Oberbauauslastung.....	147
Tabelle 11-1: Benötigte und eingesetzte Zuwendungen zu den Arbeitspaketen 1 bis 10	152

A Auswertungsgrößen

A.1. Amplitudensignal

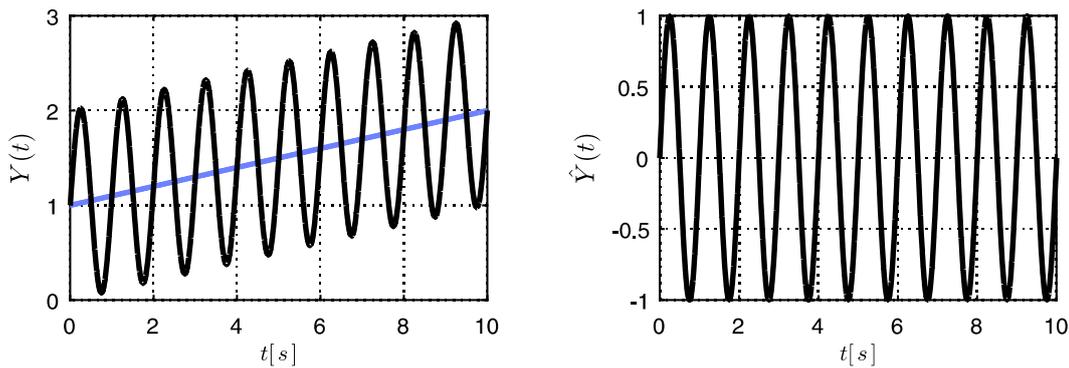
Der zeitliche Amplitudenverlauf $\hat{Y}(t)$ eines Signals $Y(t)$ basiert auf einer Trendbereinigung über

$$Y(t) = \hat{Y}(t) + Y_a \cdot t + Y_b \xrightarrow{\text{detrrend}} Y(t) = \hat{Y}(t) \quad t \in [t_1; t_2] \quad (\text{A.1})$$

siehe beispielhaft in Abbildung A.1. Das Signal wird folglich seines Konstant- und Linearanteils beraubt, sodass unter anderem

$$\int_{t_1}^{t_2} \hat{Y}(t) dt = 0 \quad (\text{A.2})$$

gilt. Das so generierte Signal beinhaltet folglich einzig die Signalschwingungen und wird als Amplitudensignal bezeichnet.



a) Signal

b) Amplitudensignal

Abbildung A.1: Generierung eines Amplitudensignals

A.2. Schwingungseffektivwert

Zur Berechnung des Schwingungseffektivwertes eines Signals $Y(t)$ ist zunächst das Amplitudensignal $\hat{Y}(t)$ nach Gleichung (A.1) zu extrahieren. Über

$$RMS\{\hat{Y}\} = \sqrt{\frac{1}{t_2 - t_1} \cdot \int_{t_1}^{t_2} \hat{Y}^2(t) dt} \quad (\text{A.3})$$

lässt sich anschließend der Effektivwert des Amplitudensignals berechnen. Unter der Voraussetzung, dass das Amplitudensignal über die FOURIER-Reihe

$$\hat{Y} \rightarrow \hat{Y}_F(t) = \sum_{i=1}^{\infty} \hat{y}_{ai} \cdot \sin(i \cdot \omega_0 \cdot t) + \hat{y}_{bi} \cdot \cos(i \cdot \omega_0 \cdot t) \quad (\text{A.4})$$

mit

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0 = \frac{2 \cdot \pi}{T_0} \quad (\text{A.5})$$

abbildbar ist, kann das Integral in Gleichung (A.3) zu

$$\begin{aligned} \int_{t_1=0}^{t_2=T_0} \hat{Y}_F^2(t) dt &= \int_{t_1=0}^{t_2=T_0} \left(\sum_{i=1}^{\infty} \hat{y}_{ai} \cdot \sin(i \cdot \omega_0 \cdot t) + \hat{y}_{bi} \cdot \cos(i \cdot \omega_0 \cdot t) \right)^2 dt \\ &= \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^{\infty} (\hat{y}_{ai}^2 + \hat{y}_{bi}^2) \cdot T_0 \end{aligned} \quad (\text{A.6})$$

geschrieben werden. Dabei korrespondiert der Integrationsbereich mit der Signalperiode T_0 . Durch Einsetzen von (A.6) in (A.3) lässt sich zeigen, dass der Effektivwert des Amplitudensignals eine Ersatzamplitude verkörpert, siehe Gleichung (A.7).

$$RMS\{\hat{Y}\} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^{\infty} (\hat{y}_{ai}^2 + \hat{y}_{bi}^2)} \quad (\text{A.7})$$

Werden die Effektivwertverhältnisse zweier Signale über

$$\frac{RMS\{\hat{Y}_A\}}{RMS\{\hat{Y}_B\}} < 1 \quad (\text{A.8})$$

miteinander verglichen, lässt sich folglich anhand eines Skalars das Signal mit den höheren Schwingungsamplituden identifizieren.

A.3. Kreuzkorrelationskoeffizient

Zur Berechnung der Ähnlichkeit zweier Signale und der damit einhergehenden, quantitativen Beschreibung der Zusammenhänge zwischen beiden Zeitfunktion dient die Korrelationsanalyse [Hof98, S. 54 ff.]. Somit kann die Korrelationsanalyse zum Vergleich der Ergebnisse zweier Prozesse, zwischen welchen eine Aussage zum Zusammenhang getroffen werden soll, Anwendung finden. Hierzu wird die Kreuzenergie zweier reellwertiger Amplitudensignale \hat{X} und \hat{Y} über

$$E_{xy}(\tilde{t}) = \int_{-\infty}^{\infty} \hat{X}(t) \cdot \hat{Y}(t + \tilde{t}) dt \quad (\text{A.9})$$

mit den Signalenergien der Signale selbst anhand

$$\psi_{xy}(\tilde{t}) = \frac{E_{xy}(\tilde{t})}{\sqrt{E_{xx}(\tau = 0) \cdot E_{yy}(\tau = 0)}} \quad (\text{A.10})$$

ins Verhältnis gesetzt. Je näher der so definierte Kreuzkorrelationskoeffizient ψ_{xy} dem Wert 1 ist, umso ähnlicher sind die beiden Amplitudensignale und somit die beiden zu vergleichenden Prozesse.

B Analytische Berechnung der Lasten bei Kurvenfahrt

Die Ableitung zur Beschreibung der Kurvenfahrt basiert auf dem in Abbildung B.1 hinterlegten und von [Lin38, S. 16 ff.] vorgestellten Modell. Dabei wird angenommen, dass auf das gesamte auf dem Boden liegende Plattenband AQ eine örtlich invariante Flächenpressung p wirkt. Zudem setzt das Modell voraus, dass während des Rutschens des Bandes gegen den Boden die Rutschgeschwindigkeitsverteilung in Breitenrichtung konstant ist und somit der Breiteneinfluss vernachlässigbar wird. Die Reaktionslasten, welche dem Gleiten des Raupenbandes über die Reibung entgegenwirken, greifen im Gelenkpunkt des Fahrwerkes an.

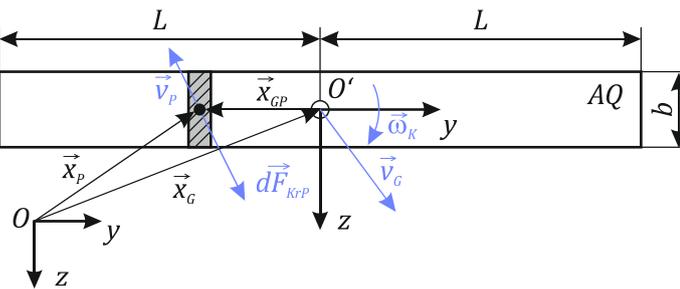


Abbildung B.1: Modell zur Kurvenfahrt

Die Summation der einzelnen Reibkräfte \vec{dF}_{KrP} ergibt die Gesamtreibkraft zu

$$\vec{F}_{Kr} = \int_{P \in AQ} \vec{dF}_{KrP} = - \int_{y_u=-L}^{y_o=L} \mu_B \cdot p \cdot b \cdot \frac{\vec{v}_P}{|\vec{v}_P|} \cdot dy \quad (\text{B.1})$$

wobei sich die Schlupf-Geschwindigkeit im Punkt P bezüglich O' über

$${}_{O'}\vec{v}_P = \begin{bmatrix} 0 \\ v_{Gy} \\ v_{Gz} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_K \cdot y \end{bmatrix} \quad \text{mit } {}_{O'}\vec{\omega}_K = \begin{bmatrix} \omega_K \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{B.2})$$

berechnet. Dabei bezeichnen die Komponenten v_{Gy} und v_{Gz} nicht die Geschwindigkeitskomponenten des Fahrwerkträgers, sondern die Schlupfgeschwindigkeit der Kette relativ zum Planum unterhalb des Fahrwerkträgergelenks. Damit ergibt sich die Komponente der Reibkraft quer zur Fahrwerksachse über

$${}_{O'}\vec{F}_{Kr}|_z = -\mu_B \cdot p \cdot b \cdot \int_{y_u=-L}^{y_o=L} \frac{v_{Gz} - \omega_K \cdot y}{\sqrt{(v_{Gz} - \omega_K \cdot y)^2 + v_{Gy}^2}} \cdot dy \quad (\text{B.3})$$

und der Substitution

$$v_{Gz} - \omega_K \cdot y = v_{Pz} \quad , \quad \frac{\partial y}{\partial v_{Pz}} \cdot dv_{Pz} = -\frac{1}{\omega_K} \cdot dv_{Pz} \quad , \quad (\text{B.4})$$

$$y_u \rightarrow v_{Pzu} = v_{Gz} + \omega_K \cdot L \quad , \quad y_o \rightarrow v_{Pzo} = v_{Gz} - \omega_K \cdot L$$

zu

$$\begin{aligned}
 {}_{O'}\vec{F}_{Kr}|_z &= \mu_B \cdot p \cdot b \cdot \int_{v_{Gz} + \omega_K \cdot L}^{v_{Gz} - \omega_K \cdot L} \frac{v_{Pz}}{\sqrt{(v_{Pz})^2 + v_{Gy}^2}} \cdot \frac{dv_{Pz}}{\omega_K} \\
 &= \frac{\mu_B \cdot p \cdot b}{\omega_K} \cdot \left[\sqrt{(v_{Gz} - \omega_K \cdot L)^2 + v_{Gy}^2} - \sqrt{(v_{Gz} + \omega_K \cdot L)^2 + v_{Gy}^2} \right]
 \end{aligned} \tag{B.5}$$

In gleicher Weise erfolgt die Ableitung der Längskraft ${}_{O'}\vec{F}_{Kr}|_y$ und des Lenkmomentes ${}_{O'}\vec{M}_{Kr}|_x$, sodass sich diese Lastkomponenten zu

$${}_{O'}\vec{F}_{Kr}|_y = \mu_B \cdot p \cdot b \cdot \frac{v_{Gy}}{\omega_K} \cdot \left[\operatorname{arcsinh} \left\{ \frac{v_{Gz} + \omega_K \cdot L}{v_{Gy}} \right\} + \operatorname{arcsinh} \left\{ \frac{v_{Gz} - \omega_K \cdot L}{v_{Gy}} \right\} \right] \tag{B.6}$$

und

$$\begin{aligned}
 {}_{O'}\vec{M}_{Kr}|_x &= \frac{1}{2} \cdot \mu_B \cdot p \cdot b \cdot (v_{Gz} - \omega_K \cdot L) \cdot \sqrt{(v_{Gz} - \omega_K \cdot L)^2 + v_{Gy}^2} \\
 &\quad - \frac{1}{2} \cdot \mu_B \cdot p \cdot b \cdot (v_{Gz} + \omega_K \cdot L) \cdot \sqrt{(v_{Gz} + \omega_K \cdot L)^2 + v_{Gy}^2} \\
 &\quad - \frac{1}{2} \cdot \mu_B \cdot p \cdot b \cdot \left(\frac{v_{Gy}}{\omega_K} \right)^2 \cdot \operatorname{arcsinh} \left\{ \frac{v_{Gz} + \omega_K \cdot L}{v_{Gy}} \right\} \\
 &\quad - \frac{1}{2} \cdot \mu_B \cdot p \cdot b \cdot \left(\frac{v_{Gy}}{\omega_K} \right)^2 \cdot \operatorname{arcsinh} \left\{ \frac{v_{Gz} - \omega_K \cdot L}{v_{Gy}} \right\}
 \end{aligned} \tag{B.7}$$

ergeben.

C Korrelationen CB-Set

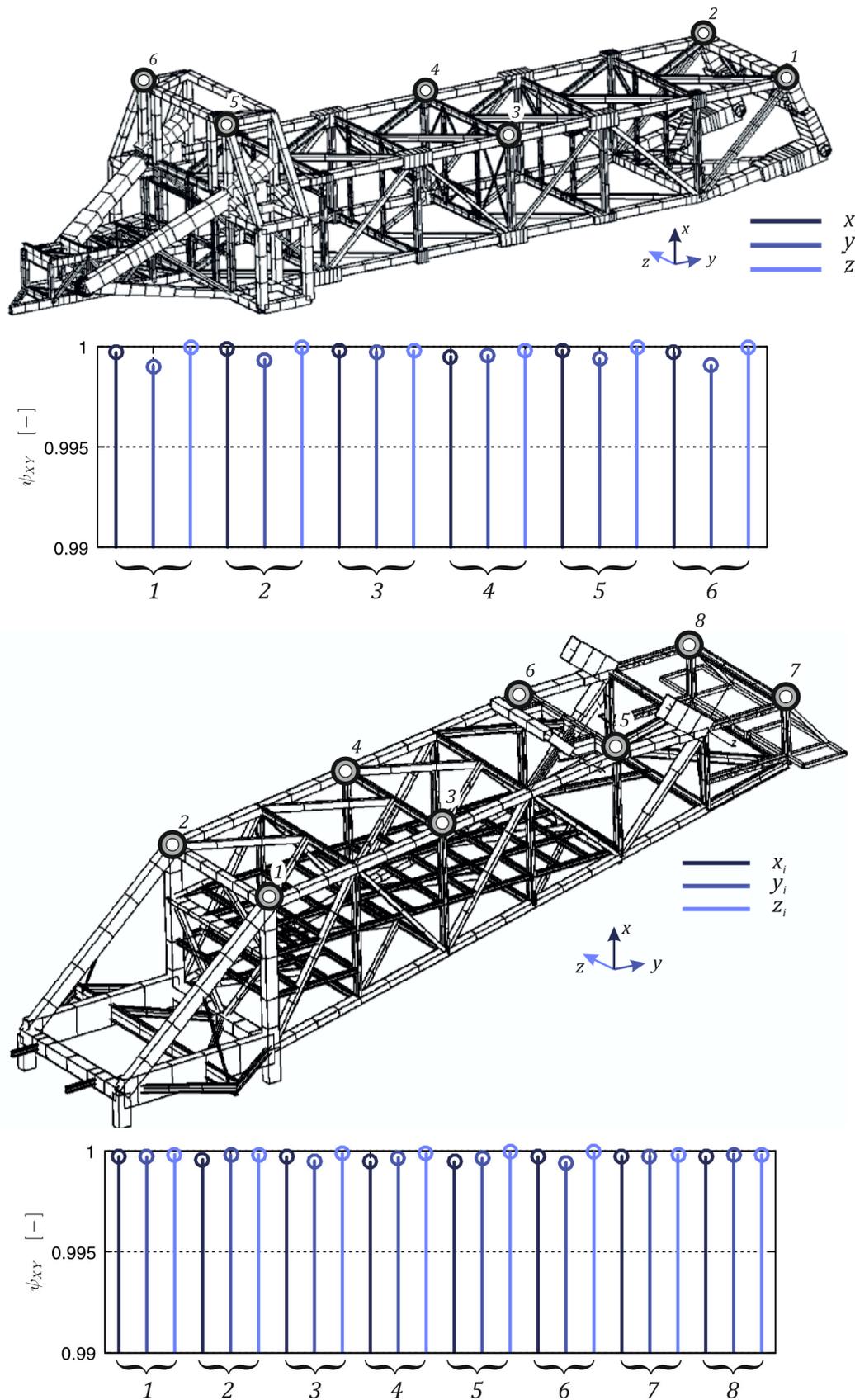


Abbildung C.1: Korrelation MKS-Modell und CB-Set des Unterwagen-Oberbau-Systems