

Schlussbericht vom 31.05.2022

zu IGF-Vorhaben Nr. 20434 BR

Thema

Optimierung des dynamischen Verhaltens von Schwenkwerken für Schaufelradbagger

Berichtszeitraum

01.01.2019 - 31.12.2021

Forschungsvereinigung

Forschungsgemeinschaft Deutsche Braunkohlen-Industrie e.V. - FDBI

Forschungseinrichtung(en)

Technische Universität Dresden, IMM - Professur für Maschinenelemente

Gefördert durch:

Abschlussbericht zum IGF-Vorhaben Nr. 20434 BR

Thema

Optimierung des dynamischen Verhaltens von Schwenkwerken für Schaufelradbagger

Forschungsstelle

Technische Universität Dresden
Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion
Lehrstuhl für Maschinenelemente
Münchner Platz 1-3, 01062 Dresden
Webseite: <https://tu-dresden.de/ing/maschinenwesen/imm/me>

Leiter der Forschungsstelle

Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht

Projektleiter

Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht

Sachbearbeiter

Dipl.-Ing. Markus Spiegelhauer

Inhaltsverzeichnis

1	Zusammenfassung	1
2	Wissenschaftlich-technische und wirtschaftliche Problemstellung	2
2.1	Beispielsystem Schaufelradbagger	4
2.2	Konkretisierte Problemstellung	5
3	Stand der Forschung	8
3.1	Untersuchungen an Schaufelradbaggern	8
3.2	Modellbildung und Simulation von Antriebssystemen	10
3.2.1	Mehrkörpersystem-Simulation von Antriebssystemen	11
3.2.2	Modellbildung von Schwenkwerken	12
4	Modellbildung und Simulation von Schwenkwerken	13
4.1	Mechanische Komponenten	13
4.1.1	Schwenkantriebe	13
4.1.2	Elastische Tragstrukturen am Getriebeausgang	26
4.1.3	Weitere Antriebsstränge des Gesamtsystems	34
4.2	Elektrische und informationsverarbeitende Domäne	36
4.2.1	Aktorik – Elektrische Antriebsmaschine	36
4.2.2	Informationsverarbeitung – Antriebsregelung	38
4.2.3	Informationserfassung – Winkelmesssysteme	40
4.3	Betriebslasten	43
4.3.1	Quasistatische Lasten	44
4.3.2	Simulation der bodenmechanischen Interaktion bei Schaufelradbaggern	45
4.4	Messdatengestützte Validierung der Systemmodelle	48
4.4.1	Beschreibung des Messaufbaus	48
4.4.2	Betriebsschwingungsanalyse	51
4.4.3	Validierung Schwenkwerk – Reversiervorgang	57
4.4.4	Validierung Gesamtsystem – Grab-Schwenk-Prozess	59
4.5	Ableitung eines mechanischen Minimalmodells	62
5	Drehzahlregelung elastischer Antriebssysteme	66
5.1	Allgemeine Grundlagen	66
5.1.1	Führungs- und Störungsverhalten	67
5.1.2	Robustheit	68
5.2	Motor mit elastisch gekoppeltem Abtrieb	69
5.2.1	Proportional-Integrale Eingrößenregelung	69
5.2.2	Zustandsregelung	75
5.2.3	Generalisierter Vergleich der Regelungskonzepte	77
5.3	Erweiterung auf Mehrmotorenantriebe	83
5.4	Konzeption und Umsetzung einer Zustandsregelung	83
5.4.1	Auslegung eines optimalen Zustandsreglers	84
5.4.2	Rekonstruktion des Zustandsvektors bei Antrieben mit Verzahnungsspiel	87
5.4.3	Analyse des Gesamtkonzeptes	94
5.5	Zwischenfazit	103

6 Verzahnungsspiel in elastischen Antriebssträngen	104
6.1 Ursachen	104
6.2 Modellbildung	105
6.2.1 Klassische Modellierung als Totzone	106
6.2.2 Erweitertes Spielmodell nach Nordin	106
6.2.3 Hysterese	108
6.3 Auswirkungen	108
6.3.1 Antriebsstrangbelastung	108
6.3.2 Folgen auf Gesamtsystemebene	110
6.3.3 Zwischenfazit	113
6.4 Regelstrategien für spielbehaftete Antriebe	115
6.4.1 Lineare Eingrößenregelung	115
6.4.2 Mehrgrößenregelung – Zustandsraummethoden	116
6.4.3 Umschaltende lineare Regler	117
6.4.4 Modellprädiktive Regelung	118
6.4.5 Invertierung der Nichtlinearität	120
6.4.6 Zwischenfazit	121
6.5 Konzeption und Umsetzung einer Strategie zum lastminimierten Spieldurchlauf	121
6.5.1 Optimaltrajektorie zur Spieldurchquerung	121
6.5.2 Realisierung der Spieldurchquerung	123
6.5.3 Simulative Verifizierung	124
7 Innovativer Beitrag und Nutzen der Forschungsergebnisse	127
7.1 Innovativer Beitrag	127
7.2 Nutzen und wirtschaftliche Bedeutung der Forschungsergebnisse für die KMU	128
7.3 Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	129
7.4 Gegenüberstellung der Ergebnisse mit den Zielen des Antrages	130
8 Projektspezifische Informationen	131
8.1 Verwendung der Zuwendungen	131
8.2 Plan zum Ergebnistransfer	131
8.3 Projektbezogene Veröffentlichungen	133
9 Literatur	134
A Anregungsfrequenzen und Getriebeübersetzung des Beispielantriebes	153
B Berechnungsgrundlagen des Grabwiderstandsmodells	155
B.1 Koordinatensysteme	155
B.2 Berechnung der Spangeometrie	155
B.2.1 Spandickenberechnung	155
B.2.2 Spanbreitenberechnung	157
B.3 Schnittkraftberechnung	158
B.4 Hubkraftberechnung	159
B.5 Symbolverzeichnis	160
C Herleitung des maximalen Stoßdrehmomentes nach dem Spieldurchlauf	161

Vorbemerkung

Der vorliegende wissenschaftliche Abschlussbericht zum Forschungsprojekt

»SSchwenk-Dyn – Dynamische Schwenkwerkssimulation«

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

»Modellbildung, Simulation und aktive Schwingungsregulierung von Schwenkantrieben«

mit dem Stand vom 31. Mai 2022. Die Einreichung der Dissertation ist noch ausstehend und für das Jahr 2022 angesetzt. Der Bericht wird im Rahmen der Dissertation von Herrn Spiegelhauer veröffentlicht. Die aus der Promotionsschrift verwendeten Textstellen werden nicht gesondert gekennzeichnet.

1 Zusammenfassung

Mit dem Forschungsvorhaben »S-Schwenk-Dyn« wird erstmals das Systemverhalten von Schwenkantrieben umfassend untersucht und optimiert. Ausgehend vom Grundgedanken einer Systemanalyse erfolgt die messdaten- und simulationsgestützte Beschreibung des Ist-Zustandes. Ziel ist die Klärung der wesentlichen antriebsdynamischen Phänomene und die anschließende Findung geeigneter Optimierungsmaßnahmen. Dabei weisen bereits die Messdaten darauf hin, dass rein statische Modelle aufgrund der systemimmanenten Eigendynamik nicht zur treffsicheren Beschreibung genügen. Da der mechanische Antriebsstrang zudem in hohem Maße mit der Umgebung wechselwirkt, muss ein domänenübergreifendes Modellierungsvorgehen verfolgt werden.

Deshalb beschränkt sich die mechanische Modellbildung nicht allein auf das Schwenkgetriebe des beispielhaft untersuchten fördertechnischen Großgerätes. Durch die Modellierung der überaus flexiblen und schwingfreudigen Stahlbaustrukturen am Getriebeausgang können sämtliche Wechselwirkungen zwischen Schwenkwerk und Umgebung untersucht werden. Gemäß des domänenübergreifenden Modellierungsansatzes ist das mechanische System um Modelle der Antriebs- und Motorregelung, der Sensorik sowie der Betriebslasten ergänzt.

Im Zuge einer umfangreichen Messkampagne wurde projektbegleitend das Betriebsverhalten des untersuchten Schwenkantriebs erfasst. Anhand der Simulation realer Lastfälle bestätigt sich die Güte des erstellten Gesamtsystem-Simulationsmodells. Die Gegenüberstellung von Simulations- und Messdaten beweist die korrekte Erfassung des Eigenverhaltens und der Antriebsstrangbelastung. Durch die Validierung des Modells lassen sich belastbare Rückschlüsse auf die Zusammenhänge zwischen Konstruktion, Betriebsweise und Systemdynamik ziehen. Es gelingt die Identifikation der maßgeblichen Einflussgrößen auf die Belastung des Schwenkantriebes und die auftretenden dynamischen Wechselwirkungen. Damit trägt das Forschungsvorhaben zur erheblichen Steigerung des Systemverständnisses von Schwenkantrieben bei.

Darauf aufbauend erfolgt die Ableitung von Maßnahmen zur deutlichen Reduktion der Antriebsstrangbelastung bei gleichzeitiger Erhöhung der Anlageneffizienz. Erreichen lassen sich die Verbesserungen einerseits durch eine Modifikation der Antriebsregelung hin zu einem LQG-Mehrgrößenregler. Alternativ kann auch die Implementierung eines innovativen Konzepts zur optimierten Durchquerung des Getriebebaus zu einem schonenderen Betrieb beitragen. Da die konventionelle Drehzahlregelung des Schwenkantriebs hierbei nur um ein Zusatzmodul erweitert wird, bietet sich das Vorgehen insbesondere zur Ertüchtigung bestehender Antriebe an.

Die durch das Projekt bereitgestellte Methodik ist nicht auf den konkret beschriebenen Anwendungsfall beschränkt, sondern lässt sich auf eng verwandte Problemstellungen des Maschinen- und Anlagenbaus übertragen.

Das Ziel des Vorhabens wurde erreicht.

2 Wissenschaftlich-technische und wirtschaftliche Problemstellung

Schwenkwerke ermöglichen in vielen Maschinen unterschiedlichster Anwendungsbereiche die gezielte rotatorische Bewegung einzelner Anlagenteile. In Windenergieanlagen führen sie die Gondel samt Rotor der momentanen Windrichtung nach. Bei Radioteleskopen erlauben sie die hochpräzise azimutale Ausrichtung der Parabolantenne. Und im Sektor der Baumaschinen kommen sie zum Schwenken der Ausleger von Kranen und fördertechnischen Großgeräten zum Einsatz. Gemeinsam ist den meisten dieser Schwenkwerke derselbe prinzipielle Aufbau. Wie in Abb. 2.1 ersichtlich, stellt eine elektrische Antriebsmaschine die notwendige Leistung bereit. Ein mehrstufiges, hochübersetzendes Zahnradgetriebe wandelt Motordrehzahl und -moment in die für den Prozess benötigten Größenordnungen. Üblicherweise werden mehrere dieser Schwenkantriebe entlang des Umfangs eines außen- oder innenverzahnten Zahnkranzes angeordnet, um die notwendige Gesamtantriebsleistung zu erreichen. Eine Kugel- oder Rollendrehverbindung gewährleistet die reibungsarme Führung der zu schwenkenden Anlagenteile.

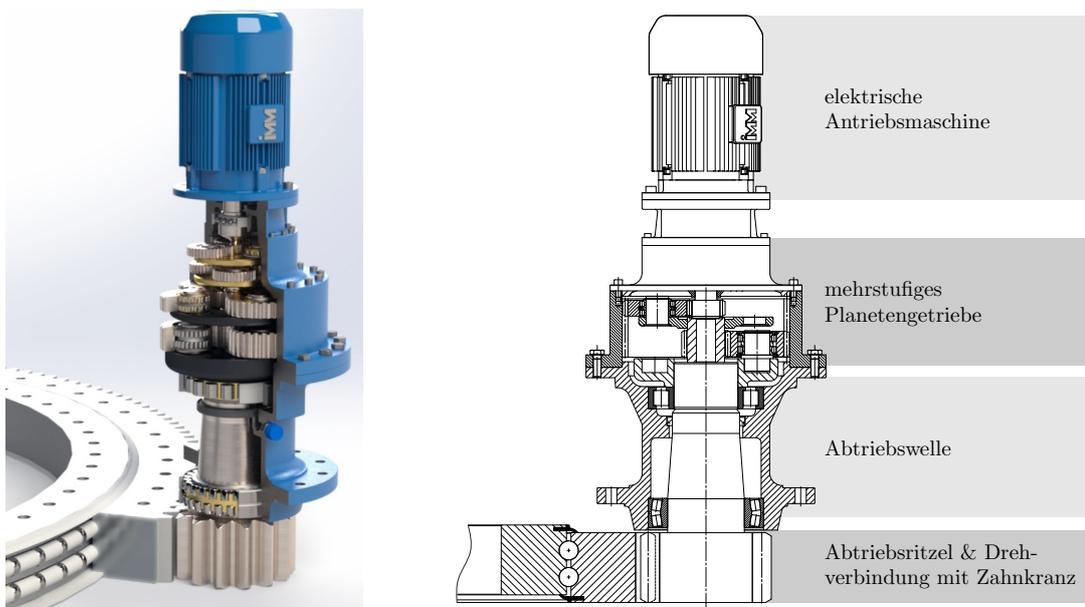


Abbildung 2.1: Typischer Baureihen-Schwenkantrieb mit mehreren koaxialen Planetengetriebestufen

Charakteristisch für Schwenkantriebe ist das Einsatzszenario mit wiederholter Drehrichtungsumkehr. Bei jedem Umsteuern der Motoren während eines Drehrichtungswechsels ist ein Durchlaufen des Zahnflankenspiels aller Getriebestufen unvermeidlich. Insbesondere das Zahnflankenspiel der langsam laufenden Verzahnungen führt durch die hohe Getriebeübersetzung dazu, dass teils erhebliche Drehwinkel von mehreren hundert Grad an der Motorwelle notwendig sind, um die Getriebebose zu überwinden. Bei jedem Reversiervorgang des Antriebes ist die Last somit für einen gewissen Zeitraum von der drehzahlgeregelten Motorseite vollständig entkoppelt und frei beweglich. Darüber hinaus entstehen bei dem Aufeinandertreffen der Zahnflanken nach erfolgtem Spieldurchlauf hohe dynamische Lasten im Getriebe. Gleichzeitig erfahren die abtriebsseitig angeordneten Strukturbauteile eine schlagartige Beschleunigungsänderung (Ruck).

Auch weitere prozessgegebene Effekte führen dazu, dass sich den Nominallasten des Antriebssystems noch andere, zeitveränderliche Lasten überlagern. So bergen die geradverzahnten

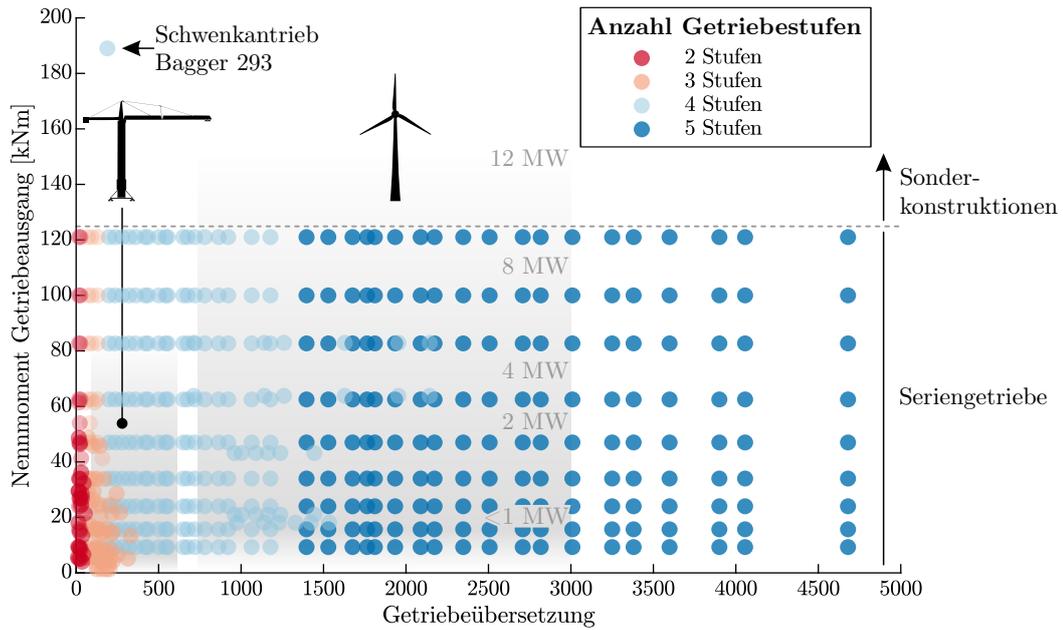


Abbildung 2.2: Übersicht zu kommerziell verfügbaren Baureihen-Schwenkgetrieben. Jeder Datenpunkt stellt ein Getriebe dar.

Getriebestufen ein hohes Anregungspotenzial für Drehschwingungen. In Kombination mit den überaus elastischen Antriebssträngen (wiederum bedingt durch die hohe Getriebeübersetzung), besteht die Gefahr resonanzbedingter Lastüberhöhungen an einzelnen Betriebspunkten. Zudem wirken sich durch die mechanische Kopplung mit der zu schwenkenden Struktur auch externe Lasten durch die Arbeitsprozesse der gesamten Maschine in den Schwenkwerken aus.

All jene dynamischen Zusatzlasten limitieren die Lebensdauer der am Schwenkvorgang beteiligten Maschinenelemente, da jeder Lastzyklus im Sinne der Betriebsfestigkeit zu einer Teilschädigung der Bauteile führt. Kritische Situationen erwachsen, wenn im Zuge der Anlagenauslegung die tatsächlich auftretenden Belastungen unterschätzt werden und Ermüdungsschäden an Maschinenelementen und Strukturbauteilen auftreten.

Schwenkantriebe stellen klassische Zukaufkomponenten dar (siehe Abb. 2.2). Zum Zeitpunkt der Anlagenauslegung ist weder dem Schwenkantriebshersteller die genaue Belastungssituation des späteren Gesamtsystems bekannt, noch kennt der Anlagenbetreiber die dynamischen Eigenschaften des zu beschaffenden Schwenkwerks und die Wechselwirkungen mit seiner Konstruktion.

Zur Berücksichtigung der Dynamik während der Auslegung gründeten sich die Bemessungskriterien nicht selten auf Betriebserfahrungen und zurückliegende Schadensfälle. Normenwerke und Auslegungsrichtlinien versuchen, den dynamischen Lasten über Anwendungsfaktoren zu begegnen, bei denen eine dynamische Äquivalentlast pauschal im Verhältnis zum Anlagennennmoment festgelegt wird. Jedoch unterscheiden die Anwendungsfaktoren nicht zwischen Ursache (Anregung) und Wirkung (Resonanz) und sind für alle Baugrößen und -typen identisch. Eine derartige Beschreibung der Dynamik durch den Betreiber oder den Hersteller ist folglich nicht mehr zeitgemäß und bedarf einer Überarbeitung. Denn die ungenaue Kenntnis der Lasten verhindert eine zielgerichtete Dimensionierung, d. h. die Findung eines guten Kompromisses aus Betriebssicherheit und Getriebe­masse.

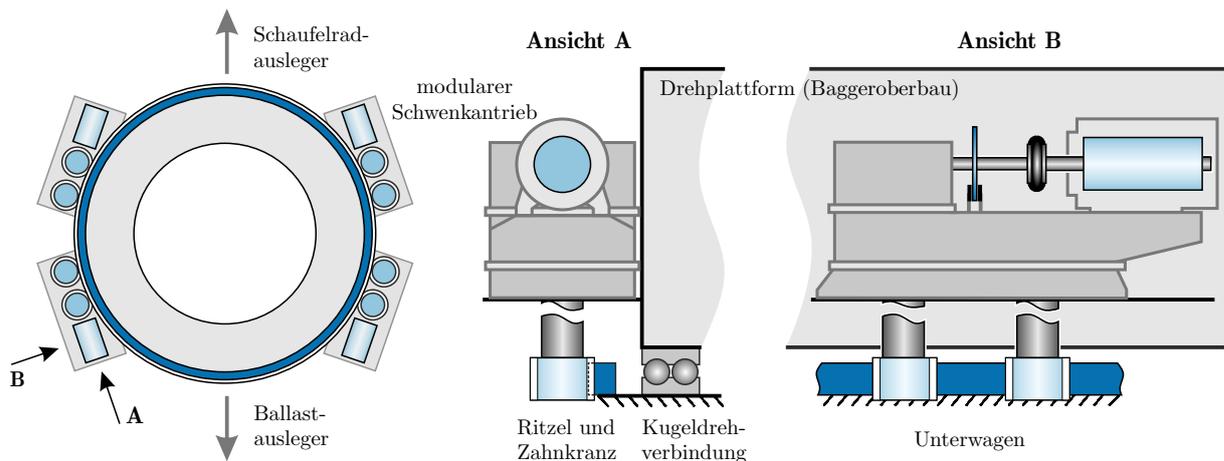


Abbildung 2.3: Antriebstopologie des Schwenkwerks (Schaufelradbagger 293)

2.1 Beispielsystem Schaufelradbagger

Im Rahmen des hier vorgestellten Forschungsvorhabens sollen die bei Schwenkwerken auftretenden Phänomene am Beispiel des Schaufelradbaggers 293 der RWE Power AG untersucht werden. Das Schwenkantriebssystem repräsentiert die Klasse derartiger Antriebe in Bezug auf das Einsatzszenario und die technischen Anlagendaten.

Der Betrieb des Schaufelradbaggers beruht auf dem seitlichen Verschwenken des an der Spitze des Radauslegers angebrachten Schaufelrades gegen das Material des Abbaustoßes. Hierzu verfügen die Großgeräte über Schwenkwerke, welche zwischen dem Oberbau und dem mit einem Raupenfahrwerk mobilisierten Unterwagen angeordnet sind. Eine Drehverbindung verleiht dem Oberbau einen Rotationsfreiheitsgrad um die Hochachse. Angetrieben wird die Kugeldrehverbindung über ein Ritzel-Zahnkranz-System, wobei die zur Drehbewegung notwendige Antriebsleistung über mehrere, am Umfang des Zahnkranzes angeordnete Schwenkgetriebe bereitgestellt wird, siehe Abb. 2.3. Angetrieben wird jedes der Getriebe über eine umrichter-gespeiste Asynchronmaschine, die für den Vier-Quadrantenbetrieb geeignet ist. Die unterlagerte felderorientierte Stromregelung der elektrischen Maschine gestattet eine dynamisch hochwertige Antriebsregelung. Das Getriebschema des vierstufigen, leistungsverzweigten Schwenkgetriebes zeigt Abb. 2.4. Es sind zwei Abtriebsritzel notwendig, um das hohe Drehmoment am Getriebeausgang zuverlässig auf den 21 m durchmessenden Zahnkranz zu übertragen. Eine Dreiwellen-Planetengetriebestufe fungiert als Differential, das den Lastausgleich zwischen den beiden schlanken Abtriebswellen garantiert. Tabelle 2.1 fasst die technischen Eckdaten des Antriebssystems zusammen.

Tabelle 2.1: Technische Daten

Parameter	Wert
Schwenkantriebsleistung	$4 \times 110 \text{ kW}$ (Bemessungsart S1)
Nennzahl des Motors	995 min^{-1} (6-polig)
Übersetzung des Schwenkgetriebes	187,9
Übersetzung zw. Ritzel und Zahnkranz	59,5 ($i_{ZK} = 774/13$)
Teilkreisdurchmesser des Zahnkranzes	21,7 m mit 18 Segmenten
Normalmodul des Zahnkranzes	28 mm
Gesamtübersetzung zw. Motor und Oberbau	11 187
nominelle Schwenkgeschwindigkeit	40 m min^{-1} (Auslegerspitze)

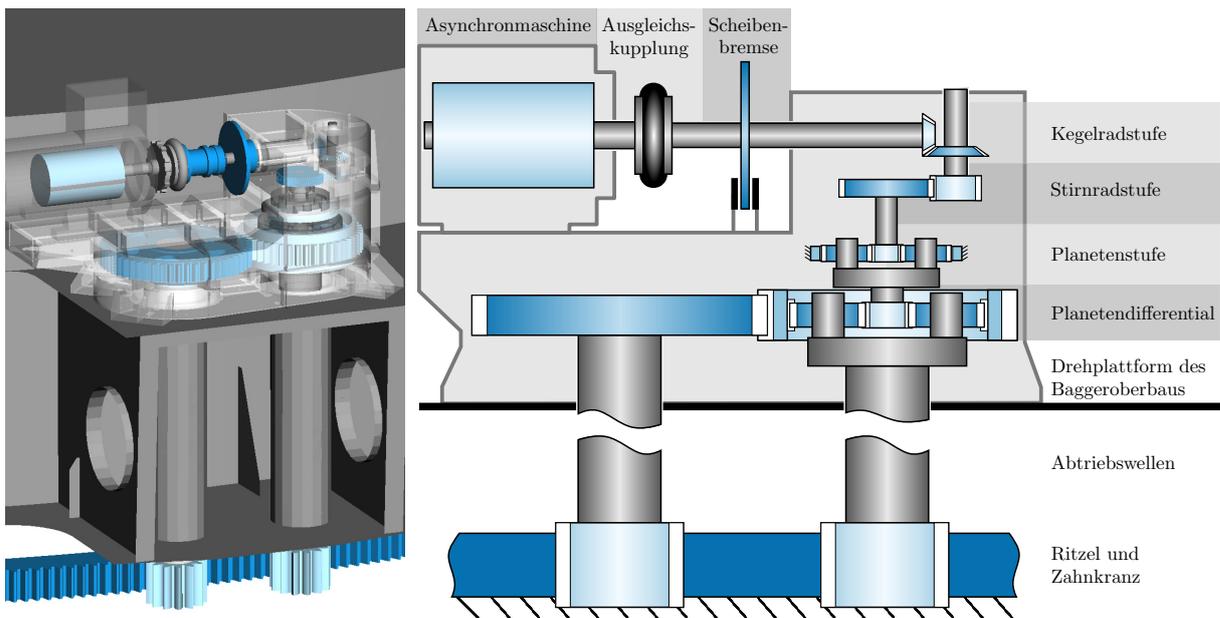


Abbildung 2.4: 3D-Darstellung eines Schwenkantriebs und zugehöriges maßstäbliches Getriebeschema

Alleinstellungsmerkmal des Beispielsystems ist die Verfügbarkeit der kompletten Konstruktionszeichnungen und die umfangreiche Dokumentation der Antriebsregelungen und elektrischen Ausrüstung. Diese Voraussetzungen erleichtern die Modellbildung immens. Darüber hinaus ist durch vorangegangene messtechnische Untersuchungen ein Grundverständnis zum Gesamtsystem bereits vorhanden. Die verfügbare Sensorik bildet gleichzeitig die Basis für eine Messkampagne zur spezifischen Analyse der Schwenkantriebe. Auf diese Weise ist eine messtechnische Validierung der Simulationsmodelle möglich.

2.2 Konkretisierte Problemstellung

Schwenkwerke zeichnen sich durch überaus elastische Antriebsstränge mit erheblichem Verzahnungsspiel aus, die Betriebsszenarien mit ständiger Drehrichtungsumkehr unterworfen sind. Durch diese Rahmenbedingungen stellt die Beherrschung der Antriebsdynamik eine Herausforderung bei Auslegung und Betrieb der Systeme dar. Für die Mehrzahl der bisher aufgetretenen operativen Schwierigkeiten erweisen sich letztlich dynamische Effekte und die resultierenden elastokinetischen Zusatzlasten als ursächlich. [Rus+17]

Zeitveränderliche Lasten fördern Materialermüdung, die damit einhergehenden zusätzlichen Relativbewegungen steigern den Verschleiß und transiente Maximallastereignisse resultieren in Gewaltbrüchen. Besonders gefährdet sind diesbezüglich die hochbeanspruchten Verzahnungen von Zahnkranz und Abtriebsritzel. Zur Vermeidung entsprechender Schadensfälle ist der vorliegende Antriebsstrang mit einer Überlastkupplung ausgestattet. Jedes Ansprechen der Rutschkupplung führt aber eine Notabschaltung der gesamten Anlage herbei und mindert deshalb die Produktivität. [Sie96a]

Auch die Tragstrukturen auf Seiten des Schwenkgetriebeausgangs sind fortwährend dynamischen Lasten – auch aus den Schwenkvorgängen – unterworfen. Da die Stahlbaustrukturen unter Ausnutzung der Festigkeitsreserven mit dem Ziel des Leichtbaus entworfen wurden, mehren sich mit zunehmender Betriebsdauer Ermüdungsschäden an besonders kritischen Stellen. [Kow04]

Weiterhin begrenzen die beobachteten Schwingungserscheinungen die mögliche Arbeitsgeschwindigkeit. Ein zu rasches Umsteuern der Antriebe führt ebenso zu unzulässigen Vibrationsamplituden wie schnelle Drehzahländerungen. Als behelfsmäßige Lösung zur Lastminimierung wird die Antriebsregelung mit trägen Sollwerttrampen betrieben, um die Torsionsdynamik nicht durch Regeleinriffe anzuregen. Problematisch an diesem Vorgehen ist, dass sich die Auswirkungen externer Anregungen (z.B. aus dem Arbeitsprozess) nicht effektiv begrenzen lassen.

Somit ergeben sich die folgenden Punkte, die im Rahmen des Vorhabens adressiert werden:

- Aufbau eines Gesamtverständnisses zum Systemverhalten von Schwenkantrieben. Dies umfasst die Analyse antriebsdynamischer Effekte wie das Resonanzverhalten und die Ursachenermittlung für die transienten Lastüberhöhungen. Eng damit verknüpft ist die Identifikation der systemdynamisch wesentlichen Baugruppen und deren Interaktion auf Komponenten- und Teilsystemebene. Das erlangte Wissen mündet in die Ableitung von Gestaltungskriterien und Optimierungsansätzen.
- Erstmalige detaillierte Modellierung des Schwenkwerks samt Umgebungsstrukturen und Signalerfassungs- und -verarbeitungseinrichtungen. Das entstehende umfassende Gesamtsystemmodell wird unter Nutzung von Betriebsmessdaten anhand zweier Referenzlastfälle validiert.
- Ableitung recheneffizienter, allgemeingültiger Minimalmodelle. Die einfach parametrier- und lösbaren Simulationsmodelle erlauben die Abschätzung der Eigendynamik und die Prognose von Schnittlasten an Maschinenelementen für verschiedene Betriebszustände. Sie stellen die Grundlage für eine beanspruchungsgerechte Auslegung der Antriebsstrangkomponenten oder die Synthese von Regelalgorithmen dar.
- Entwicklung von Verfahren zur Optimierung der Betriebsstrategie. Durch die Kenntnis des Anlagenverhaltens können regelungstechnische Ansätze zur Reduktion der dynamischen Lasten erarbeitet und modellbasiert getestet werden. Im Detail umfasst dies Verfahren zur Minimierung der Maximallasten und zur aktiven Dämpfung von Resonanzamplituden.

Methodisch bildet die Abbildung des Antriebsstranges als elastisches Mehrkörpersystem-Simulationsmodell in Kapitel 4 die Grundlage. Nach einer Vorstellung der umgesetzten Messkampagne und einer Interpretation der erfassten Verläufe erfolgt die Gütesicherung der erstellten Simulationsmodelle im Zuge der messdatengestützten Modellvalidierung. Die Ableitung eines generalisierten mechanischen Minimalmodells und die Vorstellung von Verfahren zur Drehzahlregelung in Kapitel 5 sowie die Erarbeitung von Strategien zur Behandlung des Getriebespiels in Kapitel 6 übertragen die Erkenntnisse von dem konkreten Beispielsystem hin zu beliebigen Schwenkantrieben.

Dass ein Transfer der Ergebnisse aussichtsreich ist, belegt Abb. 2.5. Dargestellt sind Schätzungen des kumulierten Getriebespiels und der ersten Torsionseigenfrequenz kommerziell verfügbarer Baureihen-Schwenkgetriebe. Als Datengrundlage dient die Marktanalyse aus Abb. 2.2 auf Basis frei verfügbarer Herstellerkataloge. Es wird deutlich, dass bei den vorherrschenden hohen Getriebeübersetzungen prinzipiell mit sehr niederfrequenten Drehschwingungen und dem Auftreten von erheblichem Verzahnungsspiel zu rechnen ist. Die eingangs geschilderte Problemstellung ist somit kein spezielles Phänomen des untersuchten Schaufelradbaggers 293, sondern in ähnlicher Weise bei der gesamten Klasse von Antrieben zu erwarten.

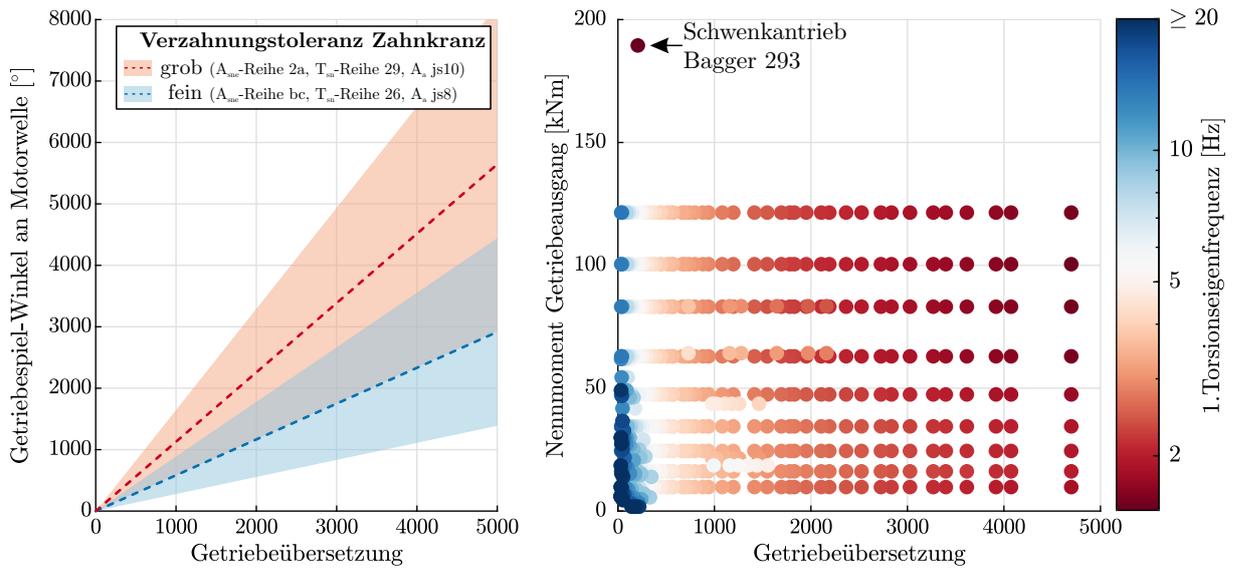


Abbildung 2.5: Abschätzung von Verzahnungsspiel und erster Torsionseigenfrequenz für Baureihen-Schwenkgetriebe¹nach Abb. 2.1

¹Zur Methodik: Datengrundlage für Abb. 2.2 und Abb. 2.5 sind die Herstellerkataloge [Lie18; Dan19; Zol17].

Zur Abschätzung des Getriebespiels dienen die Zahndickentolerierung von Abtriebsritzel und Zahnkranz nach [DIN3967] und die Tolerierung des Referenz-Achsabstandes $a = 1200$ mm nach [DIN3964]. Die Umrechnung auf einen Motorwellendrehwinkel erfolgt unter Nutzung der Getriebeübersetzung.

Zur Abschätzung der ersten Torsionseigenfrequenz wird zunächst basierend auf dem Getriebenenmoment ein Norm-Drehstromasynchronmotor mit einem definierten Massenträgheitsmoment gewählt. Die anschließende Schätzung der Antriebsstrangelastizität nutzt die Eingriffsfedersteifigkeit gemäß [DIN3990] Methode B für die Verzahnungsdaten des Abtriebsritzels. Zudem wird die Torsionssteifigkeit für eine überschlägige Abtriebswellengeometrie berücksichtigt.

3 Stand der Forschung

3.1 Untersuchungen an Schaufelradbaggern

Die Mehrzahl der Veröffentlichungen zu Tagebaugroßgeräten stammt aus dem vorigen Jahrhundert, als im Zuge der Erschließung und maschinentechnischen Ausstattung von Tagebauen die Neukonstruktion immer größerer Geräte angestrebt wurde. Eine dabei auftretende Herausforderung war die Tendenz der raumgreifenden Tragstrukturen zu niederfrequenten Schwingungen. Diese resultierten in erheblichen Beanspruchungen sowohl des Tragwerks, als auch der Antriebsstränge und führten zu frühzeitigen Ausfällen einzelner Komponenten. Um die angestrebten großen Nutzungsdauern zu erreichen, wurde mit hohem Aufwand theoretische und messtechnische Untersuchungen an realen Anlagen und in vereinfachten Prüfstandsversuchen durchgeführt. Bedingt durch die vielfältigen Wechselwirkungen erwiesen sich derartig umfangreiche Gesamtsysteme lange Zeit als schwierig simulativ beschreibbar.

Schwingungsfähige elastische Tragstrukturen des Baggeroberbaus Eine detaillierte Vorstellung zu den prinzipiell auftretenden Oberbauschwingungen samt treffender Modellvorstellungen existierte bereits vor 50 Jahren [Wol72]. Auch die Interaktionen zwischen den zeitvarianten Lasten während des Grabens und den Eigenschwingungen der Stahlstrukturen waren bekannt. Selbst spezielle Problemstellungen der Schwingungsanregung durch Windlasten waren Untersuchungsgegenstand [Paw72]. IRVINE stellt in [Irv94] einfache dynamische Berechnungsmodelle vor, um auftretende Lasten während verschiedener Bremsmanöver abschätzen zu können. Gestützt durch die messtechnische Erfassung von Betriebslasten [Kow94] und flankiert von nunmehr breit verfügbaren numerischen Analyseverfahren [RSK97; RC01] lässt sich ein schonender Anlagenbetrieb gewährleisten. In [Guo00] wird als Maßnahme zur Lastminimierung die Vermeidung von Strukturresonanzen des Oberbaus durch eine Anpassung der Grabkraftanregung in Form günstiger Schüttungszahlen des Schaufelrades vorgeschlagen.

Grabprozess Als wesentlich für das Verständnis der auftretenden Vorgänge erweist sich die Kenntnis der einwirkenden Belastungen. Die Prozesse der Spanbildung in Erdstoffen entziehen sich dabei der einfachen Beschreibbarkeit. Fundamentale Zusammenhänge zu den am Schaufelradbagger dominierenden Lasten aus dem Grabprozess sind in den Arbeiten [Pod78; Paj60; Lub67] zusammengefasst. Hauptanwendungsgebiet der Grabwiderstandstheorie [HL73] war zunächst die Bereitstellung quasi-statischer Lasten für die Antriebsdimensionierung. Die für die Schwenkantriebsbelastung relevante Seitenkraft am Schaufelrad wird in [Kra75] untersucht. Die bis heute gängige Auffassung des Grabens als Kombination mehrerer deterministischer Vorgänge (auf Basis der Spangeometrie) mit einem überlagerten Zufallsprozess sowie die Beschreibung über einfache empirische Zusammenhänge ist in [SJ83; Sau82] aufgeführt. Ergänzend zu theoretischen Untersuchungen wurde die Messung der Schnittlasten entweder direkt mit Messzähnen [May87; Sch+99] oder indirekt am Schaufelradantriebsstrang [KD10] durchgeführt. Ein Ansatz zur numerischen Beschreibung der Interaktion von Grabprozess und Oberbauschwingungen ist in [SSK11] veröffentlicht.

Aktuellere Veröffentlichungen Wesentliche Erkenntnisse zur Auslegung von Tagebaugroßgeräten sind in das fortwährend aktualisierte Normenwerk [DIN22261] eingeflossen. Darin aufgeführt sind Lastannahmen und Bemessungssituationen auch für Schwenkwerke. Dynamische Phänomene

werden stark vereinfachend durch statische Ersatzlasten berücksichtigt, welche für alle Konstruktionen der verschiedenen Baugrößen identisch sind. Dem generalisierten Gedanken der Norm geschuldet, wird eine Reihe von Annahmen getroffen, die nicht dem aktuellen Wissensstand bzw. dem derzeit technisch Möglichen entspricht. Dies kann einerseits zur Überdimensionierung führen, andererseits aber auch fallabhängig auftretende Überlasten unberücksichtigt lassen.

Aktuellere Veröffentlichungen widmen sich den gesammelten Betriebserfahrungen [Dra07; Fri96] oder thematisieren die stetige Verbesserung einzelner Komponenten im Zuge von Instandsetzungsmaßnahmen unter Nutzung zeitgemäßer Simulationsmethoden [Sok20]. Durch Zustandsüberwachungsmaßnahmen können vereinzelt auftretende Schadensfälle an Stahlbaustrukturen durch schwingungsinduzierte Materialermüdung frühzeitig erkannt werden [Rus+17]. Zusammenfassungen zum Wissensstand finden sich in Lehrbüchern zur Maschinentechnik [KGJ02; SJ83] und zum Tagebauwesen [Sto+09].

Von besonderer Bedeutung sind die Arbeiten [Sch14] und [Gra18] in denen ein gleichermaßen innovatives wie aufwendiges Vorgehen – kombiniert aus Simulation und Messung – genutzt wird, um Strategien zum schonenden Anlagenbetrieb des Schaufelradbaggers 293 der RWE Power AG zu erarbeiten. SCHULZ [Sch14] befasst sich schwerpunktmäßig mit der Analyse des Schaufelradantriebes. Messtechnisch und simulativ erfolgt der Nachweis, dass bei bestimmten Betriebsbedingungen Resonanzerscheinungen im Schaufelradgetriebe mit hohen dynamischen Lasten auftreten. In einer Konzeptstudie werden unterschiedliche Regelungsverfahren verglichen, um eine aktive Bedämpfung der Triebstrangschwingungen zu erreichen. GRANESS [Gra18] widmet sich den Raupenfahrwerken desselben Großgerätes. Neben der Vorstellung eines recheneffizienten mechanischen Raupenfahrwerksmodells gelingt die Identifikation von Einflussfaktoren zur Steigerung der Fahrruhe und damit zur Minimierung der Oberbauanregung. Beiden Arbeiten gemein ist der Ansatz, ein tiefes Systemverständnis durch hochdetaillierte, domänenübergreifende Simulationsmodelle zu erlangen. Ausgangspunkt dafür bildet jeweils ein Mehrkörper-System-Simulationsmodell des betrachteten Antriebes.

Schwenkwerke Das Hauptaugenmerk der antriebstechnischen Untersuchungen bei Schaufelradbaggern ist üblicherweise auf den Schaufelradantrieb gerichtet. Weniger im Fokus stand bisher das Schwenkwerk als Nebenantriebssystem mit geringerer Leistung. Doch bereits der Überblicksartikel [Sch83] identifiziert die durch das Betriebsszenario und die Drehzahlregelung hervorgerufenen Lastspitzen im Wellenstrang als praxisrelevantes Problemfeld. Ebenfalls dargestellt wird die grundsätzliche Modellvorstellung eines elastischen, spielbehafteten Antriebes mit schwingungsfähiger Last. Jedoch scheitern simulative Untersuchungen zum damaligen Zeitpunkt an der mangelhaften Verfügbarkeit von belastbaren Parametern (Trägheiten, vorallem aber Steifigkeiten) des Minimalmodells. Mit dem nun verbreiteten Einsatz von umrichter gesteuerten elektrischen Maschinen an Schwenkantrieben [Fri96] besteht die Möglichkeit vergleichsweise einfach tiefgreifende Änderungen der Systemdynamik zu erzielen. Mit diesem Vorwissen erfolgte begleitend zur Indienststellung des Baggers 293 eine Optimierung der Antriebsregelung der Schwenkantriebe. Die finalen Einstellparameter des Geschwindigkeitsreglers [Sie96a] wurden dabei am Gerät schrittweise optimiert. Ein Erweiterungsmodul der Regelung zur Lastminimierung ist in dem Patent [NCH93] beschrieben.

In einer abschließenden Schwingungsmesskampagne am Gesamtsystem [Sie96b] wurden Schwinggeschwindigkeiten des elastischen Oberbaus und drehmomentproportionale Motorströme aus der Antriebsregelung des Schwenkwerks aufgezeichnet. Es gelang die Identifikation von Schwingformen der Tragstruktur, wenngleich die Reproduzierbarkeit der Schwingungsamplituden bei wiederkehrenden Lastfällen durch die wechselnden Grablasten nicht gegeben war. Das Eigenschwingungsverhalten der Schwenkantriebe konnte nicht genauer ergründet werden. Der Optimierungsmaßnahme aus [NCH93] wurde eine zufriedenstellende Wirksamkeit attestiert: Seither ist die Häufigkeit kritischer Lastsituationen mit Notabschaltungen reduziert. Durch die rein empirische Parametrierung

der meisten Einstellparameter der Regelbausteine ist die Übertragbarkeit auf andere Systeme ungewiss.

Neue Auslegungsmethoden für die Maschinenelemente des Schwenkantriebes auf Basis der FKM-Richtlinie werden in [Sch98] vorgestellt. Obgleich somit höherwertige Berechnungsverfahren verfügbar sind, wird die Belastung noch mit Anwendungsfaktoren grob vereinfacht abgeschätzt. Umfangreiche Messungen oder numerische Analysen zur Erfassung der getriebeinternen Belastung oder zur Antriebsdynamik der Schwenkantriebe von Schaufelradbaggern verbleiben als offenes Forschungsfeld.

Abseits des Schwenkantriebes steht das Großwälzlager des Schwenkwerks im Zentrum weiterer Untersuchungen. Als problematisch erweist sich neben der ungleichmäßigen Nachgiebigkeit der Lagerumgebung [Sok20] besonders der extreme Laufbahn- und Wälzkörperverschleiß durch die rauen Einsatzbedingungen [Rot16].

3.2 Modellbildung und Simulation von Antriebssystemen

Mechanische Systeme im allgemeinen und Antriebssysteme im speziellen umfassen verschiedene gekoppelte Komponenten wie Wellen, Zahnräder, Lager und Getriebegehäuse, die zeitveränderlichen Lasten ausgesetzt sind. Gängige Problemstellungen sind die Ermittlung statischer und dynamischer Schnittlasten sowie orts- und zeitabhängiger Verformungen und Verlagerungen. Auch ein Kenntnis des Schwingungs- und insbesondere Resonanzverhaltens ist elementar für die zuverlässige und betriebssichere Auslegung des Antriebs.

Scheidet eine Messung der interessierenden physikalischen Größen aus – entweder weil das Getriebe in frühen Phasen der Produktentwicklung noch nicht physisch vorhanden ist oder weil eine messtechnische Erfassung aller Größen aus technischen, finanziellen oder zeitlichen Gründen nicht realisierbar ist – verbleibt die Simulation. Voraussetzung hierfür ist die Verfügbarkeit eines gleichermaßen treffsicheren wie handhabbaren Modells.

Zunächst ist die räumliche Diskretisierung des zugrundeliegenden Systems erforderlich. Je nach Grad der räumlichen Auflösung ergeben sich zwei Herangehensweisen [DF14, S.57f]. Ein *Minimalmodell* zeichnet sich durch folgende Eigenschaften aus:

- hoher Abstraktionsgrad, deshalb geringe Anzahl an Koordinaten
- analytisch oder mit geringem Aufwand numerisch lösbar
- wenige zu bestimmende Parameter, aber Modellelemente, die keine exakte physische Entsprechung besitzen (Welche Torsionssteifigkeit ist für die Feder eine Zweimassenschwingers maßgeblich?)
- benötigt zur Aufstellung erst eine Hypothese, welche Effekte und Systembestandteile relevant sein könnten

Da insbesondere der letzte Punkt für den hier untersuchten Schwenkantrieb nicht mit Sicherheit geklärt ist, wird der Ansatz eines *detaillierten Maximalmodells* gewählt:

- hohe räumliche Auflösung des Modells – als wesentlich erachtete Maschinenelemente werden über separate Modellelemente abgebildet
- Parametrierung der Modellelemente aufwendiger, aber durch die klare Zuordnung zu einem physischen Objekt mittels Geometrie, Berechnungsansätzen oder Katalogangaben bestimmbar
- hohe Dimension des Simulationsmodells, entsprechend großer numerischer Lösungsaufwand
- nachgelagerte Modellreduktion zur Findung eines Minimalmodells notwendig

Als Verfahren zur Modellerstellung wird die Methode der Mehrkörpersystem-Simulation verwendet.

3.2.1 Mehrkörpersystem-Simulation von Antriebssystemen

Der Diskretisierungsansatz von Mehrkörpersystemen (MKS) beruht auf der idealisierten Unterteilung eines mechanischen Systems in starre und deformierbare Körper sowie masselose Bindungen, repräsentiert durch Krafterelemente und Gelenke. Gelenke beschreiben idealisiert das Verhalten von spielfreien, unnachgiebigen und reibungsfreien Lagerungen sowie von starren Fügestellen. Krafterelemente dienen zur Nachbildung der Kraft-Verformungszusammenhänge, welche zwischen den Körpern wirken. In Antriebssträngen sind die zugrundeliegenden Maschinenelemente z. B. Wälzlager, Laufverzahnungen und Kupplungen. Trägheitseigenschaften und ggf. Geometrie definieren die Starrkörper des Modells. Bei deformierbaren Körpern kommen noch das Elastizitäts- und Eigenschwingungsverhalten hinzu.

Während demnach selbst ein einfaches Torsionsschwingungsmodell mit zwei Starrkörpern und einer Torsionsfeder bereits als Mehrkörpersystem aufzufassen wäre, meint der Begriff deutlich komplexere Modelle mit einem höheren Freiheits- und Detailgrad. Es existieren spezielle Softwarepakete wie SIMPACK [Sim19], ADAMS oder ALASKA zur Modellerstellung und Simulation. Der programmspezifische Formalismus übernimmt die automatisierte Erstellung der nichtlinearen Bewegungsgleichungen unter Anwendung von Impuls- und Drehimpulssatz. Für viele Maschinenelemente existieren vorgefertigte Modellelemente mit verschiedenen Berechnungsansätzen. Zudem werden numerische Methoden zur Zeitintegration, Linearisierung und Eigenwertanalyse sowie zur Berechnung von Frequenzgängen bereitgestellt. Als Aufgabe des Nutzers verbleiben die Diskretisierung des Systems, die Wahl einer günstigen Modelltopologie und die Parametrierung der einzelnen Modellelemente. Die theoretischen Grundlagen der Methode sind in Lehrbüchern [Woe16; Sha13] aufgearbeitet. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Methode der MKS-Simulation als Werkzeug zur Analyse der Antriebsdynamik angewendet.

Ein umfangreicher Überblick zum aktuellen Stand konkreter Modellierungsdetails ist in [FVA1172] zusammengestellt. Für die dynamische Analyse von Antriebssträngen gilt die Methode ob ihrer vielfältigen, erfolgreichen Anwendung als etabliert. Sowohl für Antriebsstränge in Windenergieanlagen [Sch07; Ros12], bei Bahnantrieben [Wol21], Fahrzeuggetrieben [Fie13], Schiffsantrieben [RKS19] als auch in fördertechnischen Triebsträngen [Sch14; Gra18] wird dem Simulationsverfahren eine zufriedenstellende Realitätsnähe bescheinigt.

Die entstehenden Modelle können zwei grundsätzlichen Zielstellungen dienen, die über den erforderlichen Detaillierungsgrad im Zuge der Modellbildung entscheiden:

- *Analyse im Frequenzbereich:* Ist das Eigenverhalten des schwingungsfähigen Systems von Interesse oder soll dessen frequenzabhängiges Übertragungsverhalten auf verschiedenen Signalpfaden simuliert werden, genügt ein lineares Systemmodell. Modalparameter und Übertragungsfunktionen als Eigenschaften linearer Systeme werden realitätsnah wiedergegeben, wenn die Trägheits- und Steifigkeitsverteilung des Antriebsstranges und der Umgebung erfasst sind. Der Grad der Diskretisierung und der Detailgrad der genutzten Modellelemente entscheidet über den Frequenzbereich, in dem das Modell Aussagekraft besitzt.
- *Analyse im Zeitbereich:* Ist die numerische Integration der Bewegungsgleichungen gefordert, sollten zusätzlich die maßgeblichen nichtlinearen Effekte des Systems abgebildet werden. Für Antriebsstränge fallen darunter bspw. das Verzahnungsspiel, die parametrische Verzahnungsanregung, (COULOMB'sche) Reibungseffekte oder lastabhängige Steifigkeiten. Zudem sind geeignete Annahmen zu den wirkenden äußeren Lasten zu treffen.

Erfahrungsgemäß [FVA1172] ist es bei Gesamtsystemanalysen von Antrieben mit Zahnradgetrieben ausreichend, den Fokus auf niederfrequente – vornehmlich torsionsdominierte – Schwingungserscheinungen bis hin zu einigen hundert Hertz zu richten. Laut [DH16, S.8] haben oftmals nur

wenige Schwingungsmoden überhaupt eine messtechnisch nachweisbare Relevanz.¹ Erst wenn akustischen Fragestellungen zu untersuchen sind, ist eine Modellierung auch in weitaus höheren Frequenzbereichen unvermeidlich.

3.2.2 Modellbildung von Schwenkwerken

Veröffentlichungen zur Modellierung und Simulation von Schwenkwerken sind rar. In Lehr- und Fachbüchern [Sch94] verbreitet ist die Modellvorstellung der starren Maschine. Zur ersten Dimensionierung der Antriebe wird die elastische Kopplung von Motor und zu schwenkenden Bauteilen vernachlässigt. Auf diese Weise lassen sich zumindest die Massenkräfte bei Beschleunigungsvorgängen abschätzen. Elastokinetische Schnittkräfte sind nicht berechenbar und müssen deshalb mit hoher Unsicherheit über Anwendungsfaktoren abgeschätzt werden. KUNZE [KGJ02] schätzt die dynamischen Lasten durch den »schweren Reversierbetrieb« pauschal um 50 % höher als das statische Nennmoment.

Für Schwenkantriebe von Schaufelradbaggern [Sch83; NCH93], Parabolantennen [Has85] oder Kranen [Jev83] kommen bei einfachen dynamischen Untersuchungen reine Torsionsschwingungsmodelle zum Einsatz. Ohne Messungen am realen Antrieb erweist sich die Parametrierung der Torsionssteifigkeit als schwierig [NCH93]. Üblich ist die Erweiterung des Modells um die nichtlinearen Effekte des Verzahnungsspiels durch eine Kennliniendarstellung (vgl. Abb. 6.2 auf S. 106).

Einzig MTAUWEG thematisiert die MKS-Modellierung eines Azimutantriebes für Windenergieanlagen in [Mta12]. Das Getriebemodell ohne elastische Körper dient schwerpunktmäßig der Untersuchung linearer Regelstrategien zur Windrichtungsnachführung im Kontext eines umfangreicheren Gesamtsystemmodells. Ein messdatengestützter Modellabgleich findet ebenso wenig statt, wie eine tiefere Betrachtung der mit dem Verzahnungsspiel einhergehenden Phänomene.

¹Die größten Schwingwege (Signalhauptbestandteile) treten bei niedrigen Frequenzen auf. Folgendes stark vereinfachte Gedankenexperiment illustriert die Hintergründe. Wird ein Körper betrachtet, auf den eine Kraftanregung mit konstanter Amplitude einwirkt, stellt sich eine harmonische Schwingung $m \hat{a} \sin \omega t = \hat{F} \sin \omega t$ ein. Die Amplitude des Schwingweges $\hat{s} = \hat{a}/\omega^2$ sinkt mit zunehmender Anregungsfrequenz quadratisch.

Auch in Bezug auf die Bauteilschädigung sind niederfrequente Schwingungen großer Amplitude kritisch. Ein an diesen Körper angekoppeltes elastisches Bauteil erfährt eine Materialbeanspruchungen proportional zu dessen Deformationsweg. Die Bewertung der werkstoffmechanischen Auswirkungen einer periodischen Deformation erlaubt der Zeitfestigkeitsbereich der WÖHLER-Linie $N = N_D (\sigma_A / \sigma_D)^{-k}$, der den Zusammenhang zwischen ertragbarer Lastwechselzahl N und wirkender Spannungsamplitude σ_A herstellt. Mit Wöhlerlinienexponenten $k > 1$ führt eine verdoppelte Beanspruchung (d.h. eine verdoppelte Schwingungsamplitude) zu einer mehr als halbierten ertragbaren Lastwechselzahl. Die verdoppelte Beanspruchung erzeugt eine größere Bauteilschädigung – und damit tendenziell eher einen Schaden – als eine doppelt so häufig auftretende einfache Beanspruchung.

4 Modellbildung und Simulation von Schwenkwerken

Mit dem Ziel die Belastungssituation und die Bewegungsabläufe von Schwenkwerken im Detail nachzuvollziehen, erfolgt der Aufbau eines Gesamtsystemmodells des beispielhaft untersuchten Schaufelradbaggers 293. Um die relevanten linearen und nichtlinearen Systemcharakteristiken des elektromechanischen Antriebssystems zu erfassen, ist ein domänenübergreifendes Modellierungsvorgehen notwendig. Zentraler Baustein eines Schwenkwerks ist der schwingungsfähige Antriebsstrang samt Umgebungsstruktur. Neben der mechanischen Domäne sind zusätzlich Elemente der elektrischen Antriebstechnik (Aktorik), der Signalerfassung (Sensorik) und der Informationsverarbeitung in Form der Antriebsregelung zu integrieren.

In diesem Kapitel wird der Prozess zur Modellerstellung beschrieben. Grundlegende Modellierungsentscheidungen werden begründet und es erfolgt die Vorstellung von Wegen, die Modellgüte messdatengestützt nachzuweisen. Anhand zweier typischer Betriebslastfälle (Reversieren des Antriebes und Schwenk mit konstanter Geschwindigkeit) wird in Zeitbereichssimulationen ein Verständnis der Vorgänge aufgebaut und das Optimierungspotenzial identifiziert. Schließlich erfolgt die Ableitung eines linearen Minimalmodells mit geringem Freiheitsgrad, das eine weitgehende Beschreibung des Systemverhaltens ermöglicht und die Grundlage für folgende regelungstechnische Verbesserungsmaßnahmen bildet.

4.1 Mechanische Komponenten

In einem ersten Schritt werden das Schwenkgetriebe, die Tragstruktur des Baggeroberbaus samt Hubseilsystem und der Schaufelradantrieb durch Teilmodelle beschrieben. Zur Modellerstellung kommen neben dem MKS-Simulationsprogramm SIMPACK auch die Finite-Elemente-Methode (FEM) und analytische Ansätze zur Anwendung. Alle Teilmodelle werden schließlich in ein finales, mechanisches MKS-Gesamtmodell integriert. Dessen Bewegungsgleichungen lassen sich in Form eines nichtlinearen Differentialgleichungssystems

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t)) \\ \mathbf{x}(t=0) &= \mathbf{x}_0 \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{g}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t))\end{aligned}\tag{4.1}$$

darstellen. Die gewählte mathematische Systembeschreibung unter Nutzung der Zustandsraumdarstellung [Gip99, S.65] stellt den Zusammenhang zwischen den Ausgangsgrößen der Simulation im Ausgabevektor $\mathbf{y}(t)$ und den einwirkenden externen Lasten aus dem Eingangsvektor $\mathbf{u}(t)$ her. Der Zustandsvektor $\mathbf{x}(t)$ enthält jene Größen, die den Systemzustand vollständig beschreiben. Bei klassischen Systemen der Mechanik sind dies Weg und Geschwindigkeit jedes Körpers [HS07].

4.1.1 Schwenkantriebe

Kern der Untersuchungen ist der mechanische Antriebsstrang des Schwenkantriebes. Als Teil eines umfassenderen Gesamtsystems besitzt das Schwenkgetriebe Schnittstellen zu anderen Teilmodellen. Die Systemgrenze des Schwenkantriebsmodells aufseiten der elektrischen Antriebsmaschine befindet sich am Luftspalt zwischen Rotor und Stator. Gleichsam endet das Modell lastseitig vorerst an einem drehbar gelagerten Starrkörper, der die zu schwenkende Struktur und dessen Lagerung idealisiert abbildet. Zur mathematisch-physikalischen Beschreibung der verbauten Wellen, Verzahnungen und Lagerungen kommt die MKS-Simulation zum Einsatz.

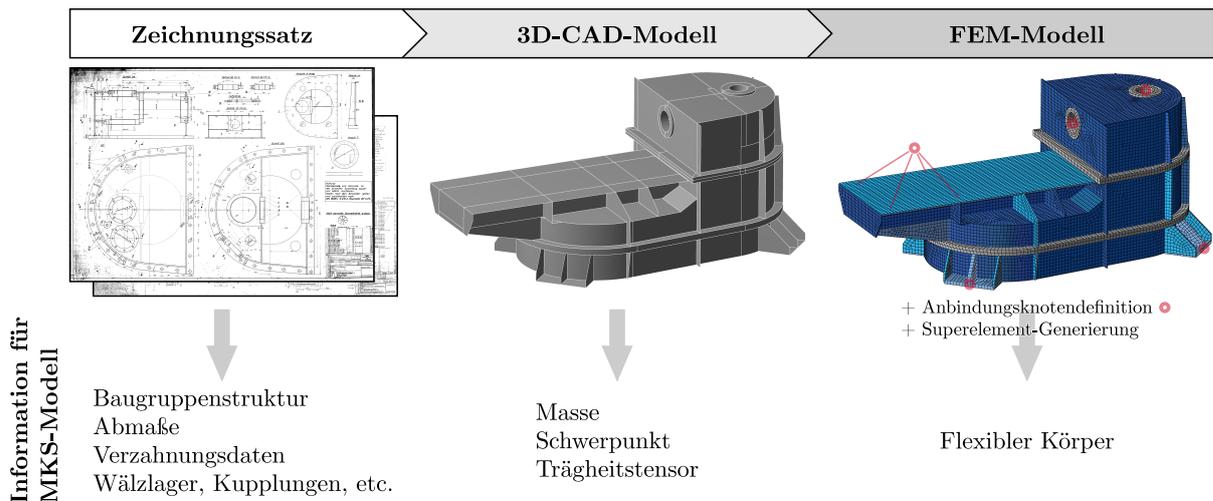


Abbildung 4.1: Prinzipielles Vorgehen zur Parameterermittlung für MKS-Simulationsmodelle und zur Erstellung elastischer Körper. Beispielhafte Darstellung anhand des Schwenkgetriebegehäuses.

4.1.1.1 Modellaufbau

Wie Abbildung 4.1 veranschaulicht, bildet der Zeichnungssatz des Schwenkwerks den Ausgangspunkt für die MKS-Modellierung. Das Vorgehen zur Modellerstellung im MKS-Programm SIMPACK (Version 2019X) [Sim19] orientiert sich am Stand der Technik zur Getriebemodellierung für Analysen auf Gesamtsystemebene.

Wesentlich ist die zunächst paradox erscheinende Erkenntnis, dass zur Abbildung des niederfrequenten Drehschwingungsverhaltens von Antriebssystemen die Modellierung in Form reiner Drehschwingungsmodelle¹ nicht ausreichend ist. Als ursächlich hierfür erweist sich die Bewegungskopplung an verschiedenen Stellen eines Zahnradgetriebes. In den Zahneingriffen erzeugt die Drehmomentübertragung parasitäre Kräfte, die keiner Drehmomentübertragung dienen, jedoch Wellenverformungen sowie radiale und axiale Lagereinsenkungen und Gehäusedeformationen hervorrufen. An Getriebegehäusen wirkt ein Differenzdrehmoment zwischen An- und Abtrieb, das über die Umgebungsstruktur aufgenommen werden muss. Bei großen Antrieben ist diese Umgebung üblicherweise nicht als starr anzunehmen, sodass auch das Getriebegehäuse Ausgleichsbewegungen vollführen kann. Folglich sind die betroffenen Körper nicht nur mit zusätzlichen Freiheitsgraden auszustatten, sondern es gilt auch die ursächlichen Belastungen und die sich einstellenden Rückstellkräfte abzubilden.

Im Rahmen der Modellfindung des vorliegenden Großantriebes konnten eine Reihe von Erkenntnissen für die erforderliche Modelltiefe zur Abbildung der interessierenden niederfrequenten Dynamik gewonnen werden:

- Diskrete Körper sind mit je drei translatorischen und rotatorischen Bewegungskordinaten abzubilden. Dies erfordert die vollständige Parametrierung des Trägheitstensors jedes Starrkörpers. Für elementargeometrische Körper ist dies über analytische Ansätze [FVA214, S.37] möglich. Bei geometrisch komplexeren Bauteilen muss auf die Erstellung separater CAD-Modelle zurückgegriffen werden. Eine möglichst genaue Erfassung der betragsmäßig großen Trägheiten am Getriebeausgang ist ratsam. Ebenso ist eine exakte Trägheitserfassung

¹Unter einem Drehschwingungsmodell wird ein einfaches MKS verstanden, bei dem jeder Körper ausschließlich einen rotatorischen Bewegungsfreiheitsgrad besitzt. Die Kopplung der Einzelkörper erfolgt über masselose Torsionsfedern, welche die torsionale Nachgiebigkeit von Wellen und Verzahnungen abstrahieren.

bei den schnelllaufenden Getriebeeingangswellen empfehlenswert. Durch den quadratischen Zusammenhang zwischen kinetischer Energie und Rotationsgeschwindigkeit können bei den für Schwenkgetriebe typischen hohen Getriebeübersetzungen beträchtliche Anteile der rotatorischen Gesamtträgheit auf die motorseitigen Komponenten entfallen.

- Die Beweglichkeit der Körper wird nicht über ideal starre Gelenke eingeschränkt. Vielmehr werden für alle Körper mehrere Krafterelemente definiert, deren räumliche Anordnung den zugrundeliegenden Maschinenelementen entspricht. Durch abstrahierte Kraft-Verformungs-Zusammenhänge können die elastischen Eigenschaften von Lagern, Verzahnungen, Kupplungen und Verbindungsstellen ebenso nachgebildet werden, wie deren räumliche Kraftereinleitung in die gekoppelten Körper.
- Wälzlager werden als je ein konzentriertes Federelement aufgefasst, das sich zwischen Welle und Gehäuse aufspannt. Weder die Modellierung der einzelnen Wälzkörper, noch die Abbildung der zugehörigen Wälzkontakte erweist sich für Gesamtsystemanalysen als notwendig [FVA1172]. Vielmehr genügt es, pro Wälzlager über ein Kraftgesetz den radialen und axialen Wellenverlagerungen sowie den Wellenverkippen lagerspezifische Reaktionskräfte und -momente entgegenzustellen. Zwischen einwirkender Belastung und resultierender Einfederung des Wälzlagers besteht grundsätzlich ein nichtlinearer (degressiver) Zusammenhang. Im einfachsten Fall radial belasteter Kugellager und Zylinderrollenlager können eindimensionale Kraft-Verformungs-Zusammenhänge nach HARRIS [HK06, S.178] zur Beschreibung genutzt werden. Wirken zusätzliche Axialkräfte und Kippmomente, oder sind Koppelterme zwischen den Belastungsrichtungen von Interesse (z. B. bei Kegellagerrollenlagern), kann die Berechnung einer Lagersteifigkeitsmatrix nach [ISO16281] erfolgen. Die Gesamtsteifigkeit des Lagers wird hierbei auf Grundlage der Kraft-Verformungs-Zusammenhänge der einzelnen Wälzkontakte bei Punktkontakt (Kugellager) oder Linienkontakt (Rollenlager) unter Berücksichtigung der Lagerluft und der lagerinternen Lastverteilung bei einem eingepprägtem Lastzustand ermittelt. Der Lastzustand des Lagers für die Berechnung der mehrdimensionalen Tangentensteifigkeit definiert sich bspw. durch die Lagerbelastung bei Getriebeennmoment. Interessiert bei multi-axial belasteten Wälzlagern darüber hinaus die *lastabhängige* Gesamtsteifigkeit, können Steifigkeits-Kennfelder hinterlegt werden, die mehrere Betriebspunkte abdecken. Da dieser Modellierungsansatz nur bei exakter Kenntnis von nicht frei verfügbaren Parametern (Wälzkörperanzahl und -durchmesser, Laufbahngeometrie etc.) verlässliche Ergebnisse verspricht, wird hier in Ermangelung dessen davon abgesehen.
- Die Vorgänge in den Verzahnungen des Getriebes werden durch ein programmspezifisches Krafterelement (SIMPACK: GEARPAIR [Sim19]) erfasst, das sich pro Zahneingriff in der Eingriffsebene zwischen den Grundkreisen beider Zahnräder befindet. Wesentliche Eigenschaften, die hierdurch abgebildet werden können, sind die Übersetzung der Getriebestufe sowie die entstehenden Reaktionskräfte in Form des Zahnkrafttripels. Zudem kann die Steifigkeit des Zahneingriffes und deren Schwankung entlang der Eingriffsstrecke über einen elastizitätstheoretischen Ansatz nach WEBER-BANASCHEK [WB53] unter Berücksichtigung des lastabhängigen Vor- und Nacheingriffes (Verlängerung der Eingriffsstrecke) modelliert werden. Das im Simulationsprogramm SIMPACK implementierte Berechnungsverfahren ist nicht vollständig dokumentiert. Jedoch konnte im Rahmen des Projektes durch KRAUSS [Kra19] stichprobenartig die qualitativ und quantitativ richtige Abbildung der Zahnpaarsteifigkeit nachgewiesen werden.² Weiterhin gestattet das Krafterelement GEARPAIR die

²Für eine exemplarische Geradverzahnung wurden bei verschiedenen Laststufen die Verläufe und Spektren von Zahnpaarsteifigkeit und quasistatischer Drehwegabweichung (loaded transmission error) den Ergebnissen aus dem am Lehrstuhl für Maschinenelemente entwickelten Lastverteilungs-Berechnungsprogramm (LVR) [BS95; Kun98] gegenübergestellt.

Nachbildung des Verzahnungsspiels. Zusätzlich zum fertigungsbedingten (theoretischen) Flankenspiel werden auch die Auswirkungen von Verlagerungen der Zahnräder und das sich einstellende Betriebsflankenspiel berücksichtigt. Dissipative Effekte der Verzahnung können in Form einer viskosen Verzahnungsdämpfung und COULOMBScher Reibung zwischen den Zahnflanken einbezogen werden [FVA214, S.72f].

- Wellen und deren Torsions-, Biege- und Axialsteifigkeit lassen sich vorteilhaft über FE-Balkenansätze (SIMBEAM) direkt im MKS-Simulationsprogramm SIMPACK beschreiben. Hierzu wird die Welle entlang ihrer Mittellinie mit Elementen definierter Geometrie (Querschnitt und Länge) und festgelegten Materialeigenschaften diskretisiert. Auf diese Weise werden gleichzeitig die Trägheitseigenschaften abgebildet. Die Krafteinleitung an Lagerstellen und Welle-Nabe-Verbindungen erfolgt idealisiert über diskrete Punkte auf der Wellenmittellinie. Falls die Welle hinreichend schlank ist ($l \geq 5 \cdot d$), kann die Balkentheorie nach EULER-BERNOULLI angewendet werden. Die damit einhergehende Vernachlässigung der Schubelastizität und der Kippträgheiten bei Balkenbiegung führt nur zu unbedeutenden Abweichungen [Spu19]. Durch die kerbarme Gestaltung [Sch98] der vorliegenden Getriebe-Wellen treten nur geringe Durchmesserunterschiede an den Wellenabsätzen auf, sodass die in [FVA214] beschriebenen diskretisierungsbedingten Abweichungen der Torsionssteifigkeit an Wellenabsätzen gering ausfallen.
- Gedrungene Wellen und solche mit größeren Wellenabsätzen, wie auch geometrisch komplexere Strukturbauteile (z. B. Getriebegehäuse) erfordern ein aufwendigeres Vorgehen unter Nutzung der FE-Methode. Die Einbindung flexibler Körper verfolgt das Ziel, die Nachgiebigkeit der entsprechenden Struktur und ggf. deren niederfrequentes Eigenschwingungsverhalten abzubilden. Folgerichtig genügt die Erstellung eines geometrisch vereinfachten CAD-Modells der Komponente und dessen grobe Vernetzung mit quadratischen Tetraeder-Elementen (Volumenkörper) oder Schalenelementen (dünnwandige Strukturbauteile). Die Konvergenz der interessierenden Eigenfrequenzen ist sicherzustellen. Im Anschluss sind Anbindungsknoten an den Komponentenschnittstellen zu definieren, welche nach der Einbindung in das MKS-Modell die räumlich konzentrierte Einleitung von Lasten ermöglichen. Schließlich erfolgt der Export eines Superelements³ aus der FE-Programmumgebung (hier: ANSYS Version 2019R3) und die Einbindung des flexiblen Körpers in die MKS-Simulation über einen modalen Ansatz. Das beschriebene Vorgehen wird entsprechend Abb. 4.2 für das Getriebegehäuse, beide Planetenträger und die Drehplattform (siehe S. 29) umgesetzt. Durch die Zielstellung, nur die untersten Torsionseigenschwingungen des Antriebes wiederzugeben, wird zunächst darauf verzichtet messtechnische Validierungen durch experimentelle Modalanalysen auf Komponentenebene durchzuführen. Inwiefern sich diese Vereinfachung des Modellbildungsprozesses als gerechtfertigt erweist, soll die messtechnische Validierung des Gesamtsystems in Abs. 4.4 zeigen.

Auf Basis dieser Festlegungen erfolgt die Erstellung eines MKS-Modells des Schwenkwerks. Beginnend bei einzelnen Substruktur-Modellen der Getriebestufen werden schrittweise alle Unterbaugruppen zu einem Gesamtmodell mit vier Schwenkantrieben auf einer gemeinsamen Drehplattform assembliert. Die in Abbildung 4.3 skizzierte Modelltopologie ist eng an die reale Baugruppenstruktur angelehnt.

Der modulare Aufbau mit Substrukturen und die vollständige Parametrierung mit einheitlichen Variablenbezeichnungen vereinfacht die schrittweise Modellprüfung und -inbetriebnahme.

³Das FE-Superelement beschreibt das statische und dynamische Verhalten der Ursprungsstruktur an den Komponentenschnittstellen durch kondensierte Massen- und Steifigkeitsmatrizen. Als Reduktionsbasis werden hier statische Verschiebungsansatzfunktionen und Eigenschwingungsformen des Modells bei fixierten Koppelknoten genutzt [CK06] (fixed-interface Component-Mode-Synthesis (CMS) nach CRAIG-BAMPTON [CB68])

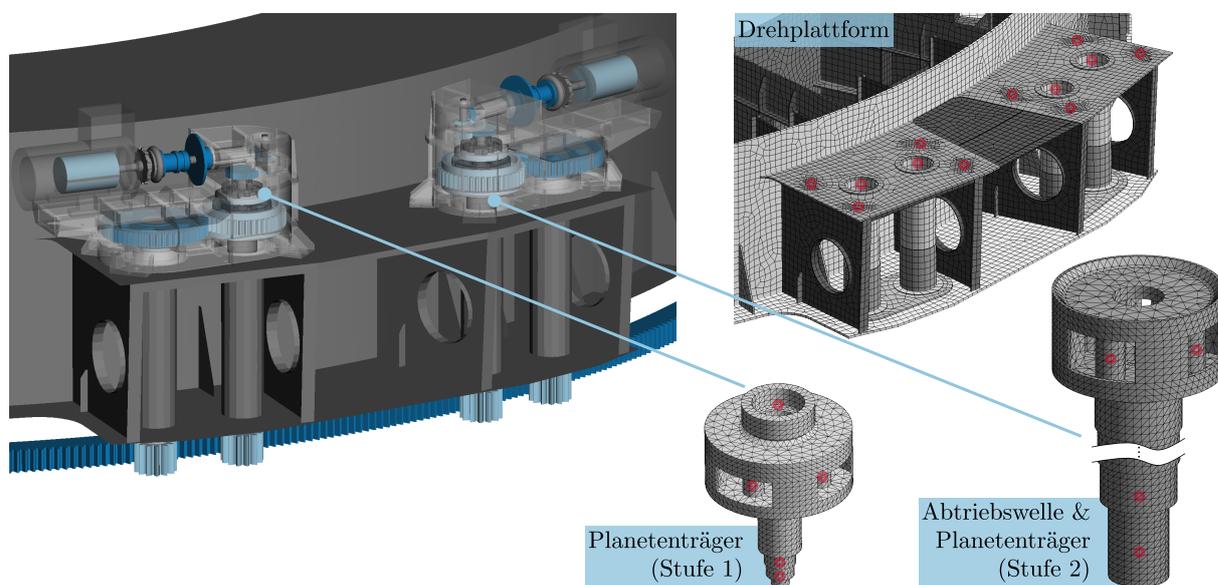


Abbildung 4.2: Zwei Einzelantriebe des Schwenkwerkes montiert auf der Drehplattform des Baggeroberbaus und Detaildarstellungen ausgewählter flexibler Körper

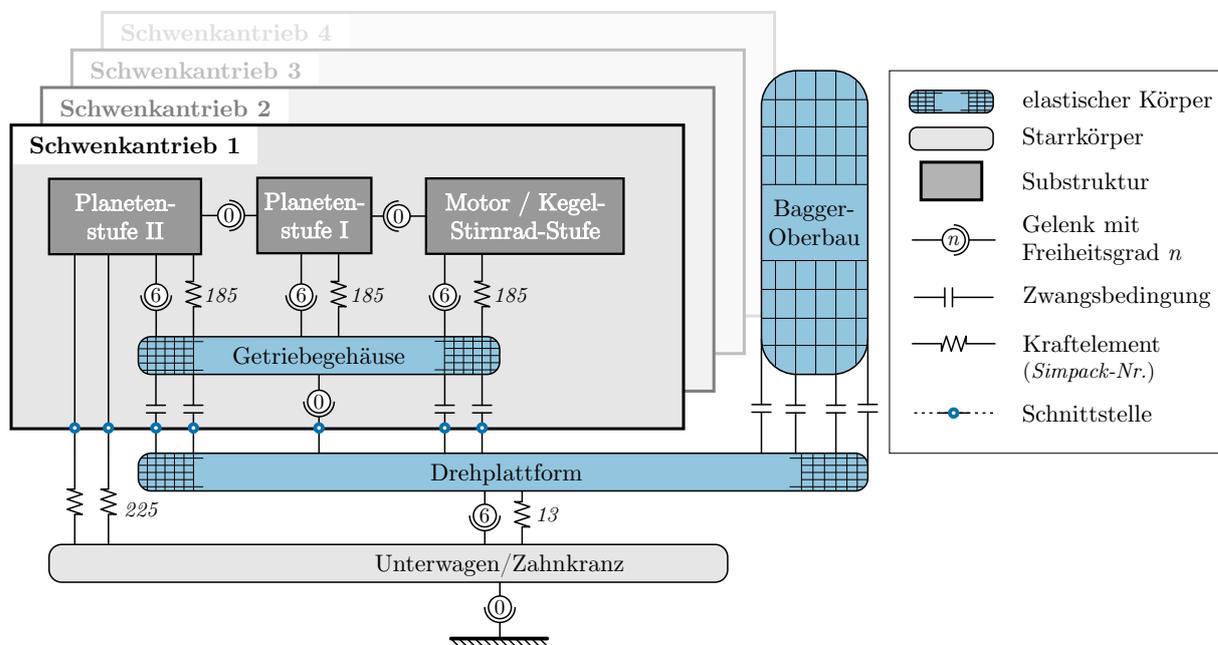


Abbildung 4.3: Schematischer Topologieplan des Schwenkwerks-MKS-Modells mit elastischer Umgebung

Gleichzeitig sinkt das Risiko grober Modellierungsfehler und die sukzessive Erweiterung und Detaillierung wird erleichtert. Wie die Topologiepläne der Substrukturen in Abb. 4.4 und 4.5 veranschaulichen, gelingt die Modellierung des Antriebsstranges ohne Zwangsbedingungen. Der Verzicht auf kinematische Schleifen bringt numerische Effizienzvorteile mit sich. [SE14, S.131]

Im ersten Schritt der Modellprüfung erfolgt ein statisches Verspannen des Antriebes bis zu dessen Nenndrehmoment. Aus der Kontrolle der entlang des Antriebsstranges auftretenden Belastungs- und Verformungsgrößen kann das Modell auf physikalische Plausibilität geprüft werden.

Darüber hinaus sind die Ergebnisse nutzbar, um verschiedene Detaillierungsgrade des Simulationsmodells zu vergleichen. In Tab. 4.1 sind hierzu vier Modellstufen hinsichtlich mehrerer Kriterien gegenübergestellt. Die folgenden Ausbaustufen entsprechen grob den Zwischenschritten, die bei dem Prozess der sukzessiven Erweiterung und Detaillierung hin zu einem elastischen MKS durchlaufen werden.

- Die Modellstufe *Torsion* entspricht einem starren MKS, bei dem alle Körper ausschließlich eine rotatorischen Bewegungskordinate besitzen. Die Nachgiebigkeit von Verzahnungen und Wellen in Torsionsrichtung sind abgebildet. Schwingungskopplungen erfahren keine Berücksichtigung.
- Die Modellstufe *FHG=6 (starr)* zeichnet sich dadurch aus, dass alle Körper in ihrer Beweglichkeit nicht mehr durch starre Gelenke eingeschränkt werden, sondern durch nachgiebige Lager-Kraftelemente.
- Die Modellstufe *FHG=6 (elastisch)* bildet zusätzlich die Axial- und Biegeverformungen aller Wellen ab. Zudem sind die beiden Planetenträger als flexible Körper hinterlegt.
- Die Modellstufe *Elast. Umgebung* entspricht dem beschriebenen höchsten Detailgrad als elastisches MKS mit flexiblem Getriebegehäuse und elastischer Drehplattform.

Der Zusammenhang zwischen den vorliegenden Modellstufen und der zugehörigen Modellgröße wird in Tab. 4.1 durch die Anzahl unabhängiger Bewegungskordinaten (*Modellordnung*) hergestellt.

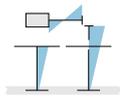
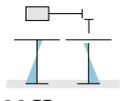
Als statisches Vergleichskriterium dient die Nachgiebigkeit des Antriebes in torsionaler Richtung bei Belastung mit dem Getriebe-nennmoment. Die Antriebsstrangverdrillung ist auf den Wert des detaillierten Maximalmodells bezogen. Mit zunehmendem Detailgrad des Modells werden weitere Nachgiebigkeiten berücksichtigt, sodass erwartungsgemäß die Verdrillung des Antriebes zunimmt. Dass zwischen allen Detailgraden Änderungen in Bezug auf die statische Vergleichsgröße auftreten, liefert eine erste Rechtfertigung für die Notwendigkeit der gewählten aufwendigen Modellierung als elastisches MKS.

4.1.1.2 Eigenverhalten des Antriebsstranges

Eine differenzierte Betrachtung erlaubt die Gegenüberstellung von Anzahl und Lage der torsionsdominierten Eigenfrequenzen der vier Modellstufen. Die Eigenfrequenzen als »maschinendynamischer Fingerabdruck« [FVA1172, S. 1] des Antriebes sind eine Eigenschaft linearer Schwingungssysteme. Folglich ist zunächst die Linearisierung des MKS-Modells um einen Arbeitspunkt – hier definiert durch das Getriebe-nennmoment – vonnöten.

Gemäß Tab. 4.1 treten als Ergebnis der numerischen Modalanalyse in SIMPACK drei Eigenfrequenzen mit Drehschwingungscharakter im interessierenden Frequenzbereich bis ca. 50 Hz auf [DF14, S.20]. Die erste Torsionseigenfrequenz ist gekennzeichnet durch eine Schwingung des Rotors der elektrischen Antriebsmaschine gegen den Zahnkranz. Hierbei erweisen sich die Abtriebswellen trotz ihres Durchmessers von ca. 300 mm als derart nachgiebig, dass sie die Lage der Eigenfrequenz in hohem Maß beeinflussen. Speziell die Zahnnormalkräfte aus den Zahneingriffen der Abtriebsritzel rufen eine Biegeverformung der fliegend gelagerten Wellen hervor. Durch die Kopplung von

Tabelle 4.1: Vergleich verschiedener Modellierungstiefen eines Einzelantriebsstranges

Kriterium	Modellstufe			
	Elast. Umgebung	FHG=6 (elastisch)	FHG=6 (starr)	Torsion
Modellordnung	226	141	55	27
Antriebsstrangverdrillung	100%	92,5%	57,1%	50,5%
1. Torsionseigenfrequenz [Hz]	 1,12	1,15	1,54	1,63
2. Torsionseigenfrequenz [Hz]	 25,17	25,17	25,22	25,24
3. Torsionseigenfrequenz [Hz]	 45,75	46,13	61,63	64,81
Anzahl Moden bis 400 Hz	55	29	15	5

Radial- und Tangentialkräften in den betreffenden Zahneingriffen führt diese Ausweichbewegung der Abtriebsritzel zu einem Sinken der Steifigkeit in torsionaler Richtung. Dieser Effekt ist für den deutlichen Abfall der Eigenfrequenz zwischen der starren und der elastischen Modellstufe mit FHG=6 verantwortlich.

Konträr dazu ist die zweite Torsionseigenfrequenz eine reine Drehschwingung von Komponenten der Getriebe-Eingangswelle. Als Haupteinflussfaktor lässt sich die Verdrehsteifigkeit der elastischen Reifenkupplung identifizieren, welche bereits in der Torsions-Modellstufe hinterlegt ist. Dies erklärt, weshalb die Eigenfrequenz über alle Modellstufen nahezu unverändert bleibt.

Die dritte Torsionseigenfrequenz zeichnet sich ebenfalls durch eine lokal begrenzte Schwingform aus. Es oszillieren beide Abtriebsritzel gegenphasig zueinander. Das Planetendifferential und die Zahneingriffe mit dem Zahnkranz fungieren als Koppelsteifigkeiten.

Dass sich die Frequenzen der betrachteten Schwingungsmoden zwischen den beiden detailliertesten Modellstufen nur noch geringfügig ändern, deutet auf einen ausreichenden Detailgrad des MKS-Modells hin. Inwiefern die simulierten Eigenfrequenzen auch mit denen des realen Antriebes übereinstimmen und wie sich die Eigenfrequenzen als Baustein zur Modellvalidierung nutzen lassen, thematisiert Abs. 4.4.

Bisher wurde vereinfachend das Eigenverhalten eines Einzelantriebes bei fixierter Drehplattform betrachtet. Tatsächlich liegt aber ein symmetrisches Mehrmotorensystem mit vier identischen Antriebssträngen und drehbeweglicher Drehplattform vor. Die in Tab. 4.1 als erste Torsionseigenfrequenz bezeichnete Schwingungsmoden bleibt beim Übergang zum Mehrmotorensystem unverändert erhalten. Infolge der Symmetrie des Antriebssystems können sich Auslenkungskonfigurationen einstellen, in denen sich die Drehmomente der vier Einzelstränge wechselseitig kompensieren. Wie in Abb. 4.6 links dargestellt, erfahren die lastseitigen Strukturen in diesem Fall keine Elongation. Diese Situation gleicht der Modellannahme einer fixierten Drehplattform. Die Eigenwerte der lokalen Motorschwingung treten mit der Vielfachheit drei auf. Als maßgebliche Auswirkung durch die Betrachtung aller Antriebsstränge ist das Auftreten einer globalen Torsionsschwingform zu verzeichnen. Gemäß Abb. 4.6 (rechts) schwingen hierbei alle Motoren gleichphasig gegen den Oberbau. Wird der Oberbau zunächst noch als Starrkörper betrachtet, ergibt sich eine Eigenfrequenz von 1,38 Hz. Höherfrequente Schwingungsmoden bleiben von der Erweiterung zum Mehrmotorentriebssystem weitgehend unbeeinflusst, da entweder die abtriebs-

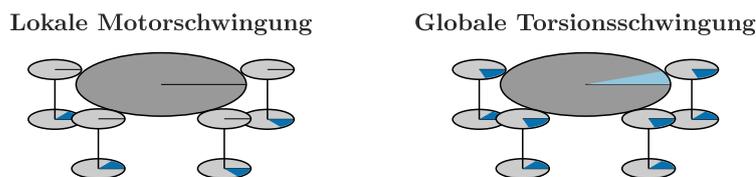


Abbildung 4.6: Torsionsschwingformen bei symmetrischen Mehrmotorenantrieben

seitige Trägheit jene der schwingenden Körpern deutlich übersteigt oder die Schwingformen ein lokales Kräftegleichgewicht aufweisen.

Die bisherigen Vergleichskriterien erlauben erste Aussagen zum statischen Systemverhalten und zur niederfrequenten Torsionsdynamik. Nach DRESIG [DH16] ist die Anzahl der Schwingungsmoden in dem Frequenzbereich, in dem Anregungen zu erwarten sind, ein weiteres – wenn auch unscharfes – Mittel zur Bewertung verschiedener Modellstufen. Modelldetaillierungen die keine Steigerung der Aussagekraft versprechen, sind dadurch identifizierbar, dass deren Berücksichtigung nicht mit einem Anstieg der Modenanzahl im interessierenden Frequenzbereich einhergeht. Wie die Gegenüberstellung in Tab. 4.1 verdeutlicht, begründet auch dieses Kriterium die Notwendigkeit, elastische Umgebungsstrukturen in das Modell zu integrieren. Die Festlegung der Frequenzgrenze für die Gegenüberstellung greift den Erkenntnissen aus dem Folgeabschnitt vor.

Hervorzuheben ist an dieser Stelle, dass durch das bloße Vorliegen einer Eigenfrequenz noch keinerlei Aussagen zum tatsächlichen Auftreten und zur Intensität damit verbundener Schwingungserscheinungen getroffen werden können. Erst gemeinsam mit den separat zu betrachtenden Anregungsmechanismen ist in nachfolgenden Untersuchungen eine Charakterisierung der tatsächlichen Antriebsdynamik möglich.

4.1.1.3 Anregungsverhalten des Antriebsstranges

Eine Anregung der Eigenschwingungen des Antriebsstranges ist einerseits durch externe Anregungsmechanismen oder Anfahr- und Bremsvorgänge möglich, andererseits aber auch durch die Maschinenelemente des Zahnradgetriebes selbst. Getriebeinterne Anregungen resultieren aus dem Funktionsprinzip und den elastischen Eigenschaften von Verzahnungen und Wälzlagern. Schäden an den genannten Maschinenelementen verändern die charakteristische Anregungssignatur in Bezug auf Intensität und Frequenzgehalt. Auch Imperfektionen wie Unwuchten oder Fluchtungsfehler von Wellen und Kupplungen wirken als schwingungsanregende Mechanismen. [Kle08]

Von diesen internen Anregungsquellen wirken sich erfahrungsgemäß Geradverzahnungen am gravierendsten auf das Gesamtsystem aus [VDI2039]. Geometrisch bedingt ist bei Geradverzahnungen die Anzahl der an der Lastübertragung beteiligten Zähne nicht konstant. Bei üblichen Werten der Profilüberdeckung $1 < \varepsilon_\alpha < 2$ verteilt sich die Last wechselweise auf ein oder zwei Zahnpaare [NW03]. Durch die schwankende Anzahl der im Eingriff befindlichen Zähne verändert sich auch die Gesamtberührlinienlänge des betrachteten Zahneingriffes. Bei Geradverzahnungen geschieht dies nahezu sprunghaft, sobald ein Zahn in den Eingriff eintritt oder diesen verlässt. Dies ist gleichbedeutend mit einer abrupten Änderung der Gesamt-Federsteifigkeit des Zahneingriffes und stellt eine Parameteranregung des schwingungsfähigen Antriebssystems dar [DF14]. Zusätzlich variiert auch die wirksame Biegesteifigkeit der Einzelzähne, da der Kraftangriffspunkt auf der Zahnflanke wandert und sich damit der wirksame Biegehebelarm ändert. Im Betriebsdrehzahlbereich äußert sich die Steifigkeitsschwankung als kombinierte Kraft- und Weganregung [Hei12].

Die Steifigkeitsschwankung wiederholt sich periodisch im Takt des Zahneingriffes. Auf diese Weise kann der Verzahnungsanregung jeder Getriebestufe eine Grundfrequenz zugeordnet werden,

die durch Kinematik und Zähnezahnrhältnisse eindeutig festgelegt ist. Für eine Stirnradstufe ergibt sich die Zahneingriffsfrequenz

$$f_{ZE,Stirnradstufe} = z_1 f_{n1} = z_2 f_{n2} \quad (4.2)$$

in Abhängigkeit von Ritzelzähnezahl z_1 und Ritzeldrehfrequenz f_{n1} bzw. den entsprechenden Größen des Rades (Index 2) [Kle08]. Die dem Anregungsmechanismus zugrunde liegende Steifigkeitsschwankung ist kein sinusförmiger Vorgang. Bei Geradverzahnungen nimmt die beschriebene Federsteifigkeitsvariation in erster Näherung einen rechteckförmigen Verlauf an. Wird der Steifigkeitsverlauf in eine FOURIER-Reihe entwickelt, treten folglich neben der in Gleichung 4.2 berechneten Grundfrequenz noch zusätzliche Oberschwingungen (ganzzahlige Vielfache der Grundfrequenz = Harmonische) auf.

Eine komplexere Situation ergibt sich bei Planetengetriebestufen. Für die in Schwenkgetrieben überwiegend eingesetzte Bauweise eines Planetengetriebes mit fixiertem Hohlrade gilt für die erste Harmonische der Zahneingriffsfrequenz

$$f_{ZE,Planetenstufe} = z_2 f_{n2} = \frac{z_3}{f_{n,Steg}} = \frac{z_1 z_3}{z_1 + z_3} f_{n1}. \quad (4.3)$$

Die Indizes eins bis drei bezeichnen das Sonnenrad, die Planetenräder und das Hohlrade der Stufe. Trotz der größeren Anzahl an Zahneingriffen einer Planetenradstufe tritt nur eine gemeinsame Zahneingriffsfrequenz auf.⁴ Entscheidend für die Stärke der torsionalen und translatorischen Schwingungsanregung sind die Phasenlage der Zahneingriffe zueinander (symmetrisch, sequentiell, sternförmig, etc.) [Neu16] und die angulare Verteilung der Planeten entlang des Stegteilkreises [IK09]. Durch geschickte Wahl der Phasenlage lässt sich eine Auslöschung einzelner Harmonischer erzielen und das Anregungsverhalten positiv beeinflussen. [Kah94]

Eine zuverlässige Aussage zum Anregungsverhalten einer vorhandenen Planetengetriebestufe lässt sich durch Bestimmung der quasistatischen Drehwegabweichung unter Last (Loaded Transmission Error) treffen. Hierzu wird das isolierte MKS-Modell der zu untersuchenden Planetengetriebebaugruppe einer Zeitbereichssimulation unterzogen. Ziel ist das Abwälzen der vorgespannten Verzahnung bei geringer Drehzahl, um den Einfluss von Massenkräften und Eigenfrequenzen zu eliminieren. Erreichen lässt sich dies durch die rheonome Einprägung einer konstanten Drehbewegung an der Eingangswelle der Stufe, während ein gleichbleibendes Drehmoment am Abtrieb angreift. An der Abtriebswelle tritt durch die Schwankung der Torsionssteifigkeit der Getriebestufe eine Drehwinkeldifferenz zur Eingangswelle auf. Das im MKS-Simulationsprogramm SIMPACK verfügbare Verzahnungskraftelement GEARPAIR ermöglicht eine realitätsnahe Berechnung der eingriffstellungsabhängigen Steifigkeiten der Zahnpaare unter Nutzung der auf S. 15 beschriebenen Methoden. Abbildung 4.7 zeigt die so ermittelte Drehwinkeldifferenz der ersten Planetenstufe des untersuchten Schwenkantriebes. Aus dem ebenfalls abgebildeten Amplitudenspektrum der Drehwinkeldifferenz geht hervor, dass die ersten drei Ordnungen der Zahneingriffsfrequenz (Gl. 4.3) in torsionaler Richtung keine Schwingungsanregung hervorrufen⁵. Bedingt durch die sequentielle

⁴Erklären lässt sich dies durch die Betrachtung eines einzelnen Planetenrades: Während einer vollständigen Rotation um den Zapfen des Planetenträgers muss jeder Zahn des Planeten sowohl den Zahneingriff mit dem Hohlrade, als auch den Zahneingriff mit der Sonne passieren. Folglich müssen die Zahneingriffsfrequenzen zwischen Sonne und Planet sowie zwischen Planet und Hohlrade identisch sein und dem Produkt aus Planetenzähnezahl und Planetendrehfrequenz entsprechen. Über die kinematischen Verhältnisse des Umlaufrädergetriebes lässt sich die Planetendrehfrequenz anschließend in Abhängigkeit der Steg- oder Sonnendrehzahl ausdrücken (vgl. Gl. 4.3).

⁵Als Ordnung wird das Verhältnis einer Frequenz zu einer Bezugsfrequenz verstanden. Wird als Bezug die Drehfrequenz einer Welle definiert, entspricht die Ordnung der Anzahl der Schwingungen pro Wellenumdrehung [VDI2039]. Bei der Charakterisierung von Verzahnungsanregungen bietet sich die Wahl der Zahneingriffsfrequenz als Bezug an.

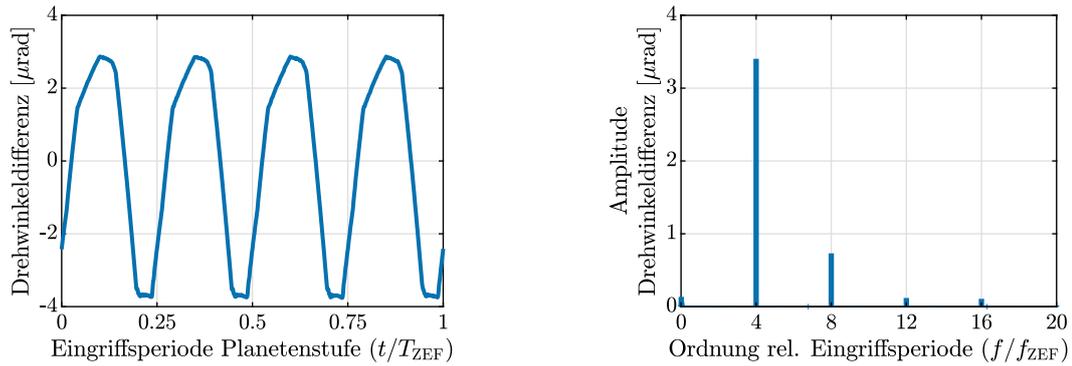


Abbildung 4.7: Quasistatisches Anregungsverhalten der ersten Planetengetriebestufe. Loaded Transmission Error (links) und zugehöriges Amplitudenspektrum (rechts). Bezugsgröße der Drehwinkeldifferenz ist der Planetenträger (=Sonnenwelle der Planetenstufe 2)

Eingriffsfolge der einzelnen Zahneingriffe treten nur Ordnungen auf, die einem Vielfachen der Planetenanzahl entsprechen.

Das beschriebene Vorgehen lässt sich ebenso auf die zweite Planetengetriebestufe übertragen, das als Verteilgetriebe ausgeführt ist. Wie das linke Diagramm in Abb. 4.8 zeigt, verhindert die spezielle Bauweise mit einem rotierenden, elastisch gelagerten Hohlrad eine ähnliche vorteilhafte Anregungscharakteristik der zweiten Planetenstufe: Die 189,3. Abtriebswellenordnung entspricht der Zahneingriffsfrequenz der Planetenstufe und lässt sich nicht vollständig durch die Eingriffsfolge kompensieren. Zudem stellt die Stirnradstufe, die den Lastausgleich zwischen beiden Abtriebswellen realisiert, eine maßgebliche Anregungskomponente dar. Die 54. Abtriebswellenordnung ist die erste Harmonische der Zahneingriffsfrequenz der Lastaufteilungsstufe.

In einer dritten Abwälzsimulation werden nun zusätzlich die beiden Zahneingriffe zwischen den Abtriebsritzeln und dem Zahnkranz hinzugezogen (Abb. 4.8 rechts). Es fällt auf, dass die zugehörige 13. Abtriebswellenordnung den mit Abstand größten Drehwegfehler aufweist und somit den überaus dominierenden Anregungsmechanismus des Gesamtgetriebes darstellt. Durch den vergleichbaren Getriebeaufbau mit einer ebenfalls geradzahnten Stirnradstufe am Abtrieb lässt sich diese Aussage auch auf alle Baureihen-Schwenkantriebe (siehe S. 2) übertragen.

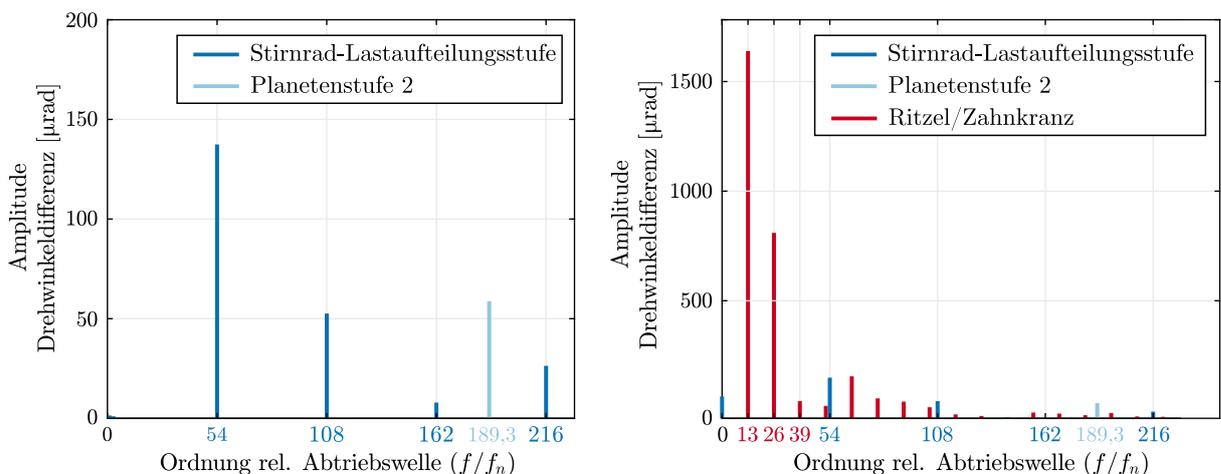


Abbildung 4.8: Quasistatisches Anregungsverhalten des Dreiwellen-Lastausgleichsgetriebes einzeln (links) und gemeinsam mit den Zahneingriffen zwischen Abtriebsritzeln und Zahnkranz (rechts). Bezugsgröße der Drehwinkeldifferenz ist die Sonnenwelle der Planetenstufe 2

Als ungünstig in Bezug auf das Gesamtsystem erweist sich zudem, dass die vier Einzelantriebe derart entlang des Zahnkranzes angeordnet sind, dass jeweils vier der acht Abtriebsritzel synchron eingreifen.⁶ Die Schwingungsanregung der abtriebsseitigen Konstruktion und die gegenseitige dynamische Wechselwirkung der Einzelantriebe wird so befördert.

Neben den Verzahnungsanregungen enthält das MKS-Modell des Schwenkantriebes eine künstliche statische und dynamische Unwucht der Getriebeeingangswelle (angenommene Wuchtgüte $G = 40 \text{ mm s}^{-1}$). Durch die Vielzahl an Bauteilen der Wellenbaugruppe ist eine exakt zentrische Ausrichtung nach der Montage nicht zu gewährleisten. Gleichzeitig wirkt sich eine Unwucht durch die hohe Drehzahl der Welle in besonderem Maße aus. Ein Betriebswuchten der Baugruppe wird üblicherweise nicht durchgeführt. [Sch20]

Die torsionale Anregung durch Wälzlager ist in Anbetracht der Intensität der Verzahnungsanregungen von untergeordneter Bedeutung und wäre allenfalls für Zwecke der Zustandsüberwachung von Interesse. [SS18]

4.1.1.4 Modellverifizierung – Hochlaufsimulation

Das Zusammenwirken der im vorigen Abschnitt thematisierten Anregungsmechanismen mit dem Eigenverhalten des Schwenkantriebes lässt sich im Rahmen einer dynamischen Zeitbereichssimulation analysieren. Besonders geeignet erweist sich hierzu der langsame Anlagenhochlauf aus dem Stillstand bis zum oberen Ende des Betriebsdrehzahlbereiches, während ein konstantes Nenndrehmoment den Antriebsstrang belastet. Die Auswertung der so gewonnenen Simulationsergebnisse gestattet eine erste maschinendiagnostische Untersuchung und die Bewertung von möglichen Resonanzen und den zugrundeliegenden schwingungstechnischen Mechanismen.

Alle nachfolgenden Ausführungen beschränken sich auf die Analyse des Torsionsmomentes, das im Bereich der elastischen Reifenkupplung als Schnittgröße der Eingangswelle wirkt. Zum einen sind in diesem Signal alle relevanten Schwingungsphänomene erkennbar. Zum anderen entspricht diese Auswertestelle des Simulationsmodells der Drehmomentmessstelle des realen Antriebes. Somit sind die Erkenntnisse dieses Abschnittes direkt auf die messdatengestützte Validierung des MKS-Modells in Abs. 4.4 übertragbar.

Das linke Teildiagramm in Abb. 4.9 zeigt eine Zeit-Frequenz-Analyse des Kupplungsmomentes. Die als Spektrogramm bezeichnete Darstellung entsteht durch die Aneinanderreihung vieler Kurzzeit-FOURIER-Transformationen (Short Time FOURIER Transformation – STFT) bei verschiedenen Drehzahlabschnitten während des Hochlaufes [Ran11]. Infolge der erwarteten niederfrequenten Anregung ist ein geringer Abstand der Spektrallinien in den einzelnen STFTs zur differenzierten Auswertung notwendig.⁷ Gleichzeitig ist eine ausreichende Drehzahltrennschärfe zu gewährleisten, indem eine hohe Anzahl an STFTs bei verschiedenen Drehzahlen berechnet wird. Beide Anforderungen – hohe Frequenzauflösung und hohe Drehzahaflösung – lassen sich nur durch eine sehr geringe Hochlaufgeschwindigkeit erfüllen. Die abgebildeten Ergebnisse basieren auf einem Anlagenhochlauf in 250 s.

Die drehzahlveränderlichen getriebeinternen Anregungen sind im Spektrogramm als Geraden unterschiedlichen Anstiegs erkennbar. Da die Eigenfrequenzen von Antriebssträngen meist keine ausgeprägte Drehzahlabhängigkeit aufweisen, treten sie als horizontale Bänder⁸ in Erscheinung.

⁶Die Einbauposition der Ritzel (ausgedrückt durch einen Zentriwinkel zum Zahnkranzmittelpunkt) entspricht hier einem ganzzahligen Vielfachen des Zahnkranzteilungswinkels ($2\pi/z$).

⁷Der Abstand der Spektrallinien der Diskreten FOURIER-Transformation $\Delta f = 1/T_{\text{DFT}} = f_s/N_{\text{DFT}}$ ergibt sich aus der Auswertedauer T_{DFT} der einzelnen STFTs. Ein geringer Spektrallinienabstand ist gleichbedeutend mit einer hohen Frequenzauflösung.

⁸Korrekterweise zeigt die Zeit-Frequenz-Auswertung die Betriebsschwingformen des Systems, welche in der Nähe der Eigenfrequenzen durch die zugehörigen Eigenschwingformen dominiert werden. Nichtsdestotrotz sind stets weitere modale Anteile an der Schwingung beteiligt. Durch die klare Trennung der Eigenfrequenzen bei dem

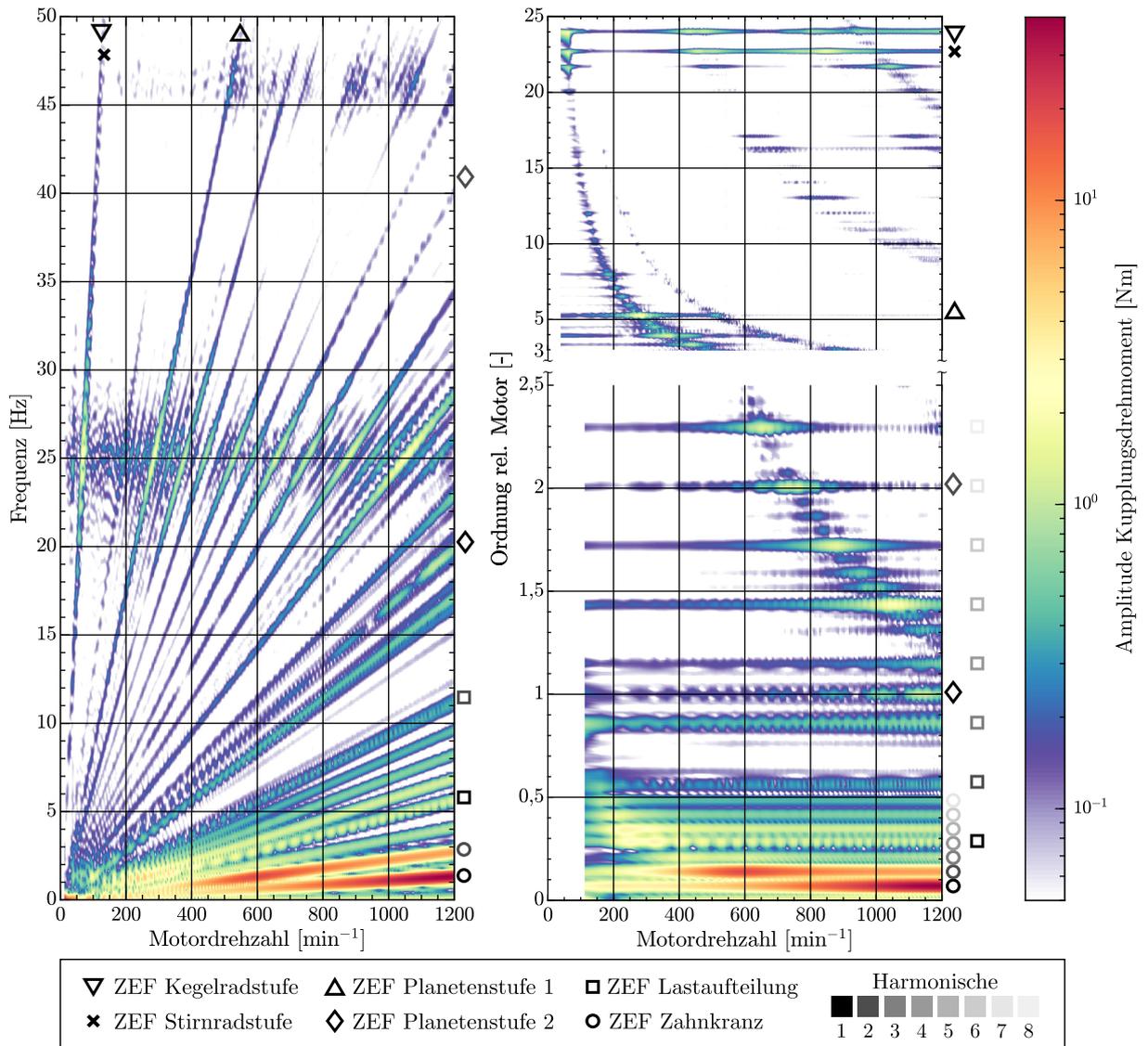


Abbildung 4.9: Zeit-Frequenz-Auswertungen des eingangswellenseitigen Kupplungs Drehmomentes während eines simulierten Hochlaufvorganges: Spektrogramm ($f_s = 2500$ Hz, $\Delta f = 0,25$ Hz, von-HANN-Fenster mit 10% Überlappung) und Ordnungsdiagramm (920 Samples pro Motorumdrehung, Ordnungsaufösung 0,023 bzw. 0,12, von-HANN-Fenster mit 50% Überlappung). Zusätzlich eingezeichneten sind wesentliche Anregungskomponenten des Getriebes.

Eine logarithmische Farbskala kodiert die Lasthöhe bei einer spezifischen Frequenz und Drehzahl. Durch die getroffenen überschlägigen Dämpfungsannahmen ist nur eine vergleichende Betrachtung sinnvoll. Die absolute Lasthöhe kann nicht bewertet werden.

Offensichtlich tritt die Hauptreaktion des Getriebes im Bereich der ersten TEF (1,12 Hz) bei Drehzahlen um 1100 min^{-1} und 550 min^{-1} auf. Auch die zweite TEF (25,17 Hz) wird über ein weites Drehzahlband angeregt. Die auftretende Eingangswellenschwingung weist jedoch weitaus geringere Amplituden auf. Durch die hohe Dämpfung der Elastomer-Kupplung ergibt sich eine breitbandige Reaktion. Die Schwingform der dritten TEF (45,75 Hz) zeichnet sich durch sehr geringe Ausschläge im Bereich der Eingangswelle aus, weshalb an der betrachteten Auswertestelle keine nennenswerte dynamische Belastung resultiert. Eine verlässliche Zuordnung der vielfältigen Anregungsgeraden zu den getriebeinternen Anregungsquellen ist in der Spektrogrammdarstellung nicht gewährleistet.

Abhilfe schafft die Neuabtastung des Signales, um anstatt der bisherigen konstanten Zeitschrittweite eine konstanter Winkelschrittweite zu erreichen. Wird auf dieses Signal die bereits beschriebene Auswertemethodik angewendet, entsteht ein Ordnungsdiagramm (linker Teil in Abb. 4.9) [Bra11]. Nach der Festlegung eines Bezugsdrehwinkels – hier die Rotation des Läufers der elektrischen Antriebsmaschine – ist die Identifikation von Anregungsmechanismen möglich, die in fester Relation zum gewählten Drehwinkelbezug stehen. Eine statische Unwucht der Getriebeeingangswelle würde sich beispielsweise einmal pro Motorumdrehung äußern und in der Darstellung als erste Motorordnung auftreten. Da die feste Relation zur Motorrotation drehzahlunabhängig erhalten bleibt, erscheinen die Anregungskomponenten nun als horizontale Linien. Dies erleichtert die exakte Bestimmung der jeweiligen Ordnung und ermöglicht die Zuordnung zu den auf S. 153 zusammengefassten Anregungsquellen. Durch die winkeläquidistante Neuabtastung sind Eigenfrequenzen in Ordnungsdiagrammen als Hyperbeln erkennbar.

Die maßgeblichen Anregungskomponenten lassen sich nun zweifelsfrei den beiden ersten Harmonischen der Zahneingriffsfrequenz von Zahnkranz und Abtriebsritzel zuordnen. Im vorwiegenden Betriebsbereich um die Motornendrehzahl von 980 min^{-1} regt die Ritzel-Zahneingriffsfrequenz somit die erste Torsionseigenschwingung des Antriebsstranges an. Bei der ebenfalls im Betrieb regelmäßig genutzten halben Schwenkgeschwindigkeit (Motordrehzahl um 490 min^{-1}) trifft die zweite Harmonische des gleichen Zahneingriffes die erste Torsionsmode. Weitere Anregungskomponenten sind in Abb. 4.9 eingezeichnet, wenngleich damit keine beachtenswerten Schwingungseffekte verbunden sind.

Inwiefern die simulativ vorhergesagten Lastüberhöhungen auch an der realen Anlage auftreten, klärt Abs. 4.4.

4.1.2 Elastische Tragstrukturen am Getriebeausgang

Zum jetzigen Zeitpunkt steht ein detailliertes Simulationsmodell für die Schwenkantriebe des Mehrmotorensystems zur Verfügung. Eine wesentliche Vereinfachung betraf die nach dem Antriebsstrang angeordneten Komponenten. Bisher wurden die Tragstrukturen am Getriebeausgang als Starrkörper mit einem Summenträgheitsmoment aufgefasst. Da es sich bei der in Abb. 4.10 dargestellten Stahlbaustruktur selbst um ein elastisches und damit schwingungsfähiges Subsystem handelt, ist die Starrkörpermodellierung zu hinterfragen.

Grundsätzlich erfahren die dem Getriebe nachgelagerten Komponenten Beschleunigungsänderungen während Hochlauf-, Reversier- und Bremsvorgängen des Schwenkwerks. Falls die Dauer der Beschleunigungsvorgänge nicht wesentlich größer als die Periodendauer der niedrigsten Struktureigenschwingung ist, können die Eigenfrequenzen prinzipiell angeregt werden [DH16, S.10].

untersuchten Antrieb wird auf die Unterscheidung zwischen Eigen- und Betriebsschwingung im folgenden verzichtet.



Abbildung 4.10: Übersicht zur schwingungsfähigen Stahlbaustruktur des Baggeroberbaus

Aus Ausschwingversuchen am hier untersuchten Schaufelradbagger 293 [Sie96b] und aus vorherigen theoretischen Arbeiten [Sch14], [Gra18] ist bekannt, dass sich die maßgeblichen Schwingungsphänomene des Baggeroberbaus im Frequenzbereich bis 2 Hz konzentrieren. Somit weisen die korrespondierenden Periodendauern der Eigenschwingungen eine ähnliche Größenordnung auf wie die Ruckdauer (Änderung der Beschleunigung) während des üblichen Schwenkbetriebs. Eine Idealisierung des Oberbaus als Starrkörper entspricht einer unzulässigen Modellvereinfachung, da Rückwirkungen zwischen den Massenkräften aus den Oberbauswingungen und den Schwenkantrieben zu erwarten sind.

Gestützt wird diese Erkenntnis durch eine weitere Besonderheit bei Schaufelradbaggern: Der Grabprozess mit dem periodischen Eingriff der Schaufeln in das Grabgut stellt einen zusätzlichen niederfrequenten Anregungsmechanismus dar. Die auf das Schaufelrad einwirkenden Grablasten werden auf dem Weg zur Drehplattform und den Schwenkantrieben durch die Wirkung des Oberbaus als mechanisches Filter verfälscht. Um im Zug der geplanten Modellvalidierung Simulation und Messdaten vergleichen zu können, ist die Einbindung eines schwingungsfähigen Oberbaus in ein ganzheitliches Simulationsmodell unabdingbar.

Da ähnliche Wechselwirkungen bereits Untersuchungsgegenstand bei den Antriebssträngen des Schaufelrades [Sch14] und des Raupenfahrwerkes [Gra18] waren, kann auf die Ergebnisse und Modelle der Vorgängervorhaben zurückgegriffen werden. Das Hauptaugenmerk der Arbeit [Sch14] lag auf der modellhaften Erfassung eines einzelnen Schwingungsphänomens (Nickeigenschwingung, siehe Tab. 4.2) durch dessen besondere Relevanz für die Untersuchung des Schaufelradantriebsstranges. Weitere Schwingungsphänomene des Oberbaus sind aus umfangreichen messtechnischen Untersuchungen des Betreibers bekannt. Insbesondere Torsionsschwingungen des Schaufelradauslegers treten in manchen Betriebszuständen mit großer Amplitude auf und verursachen hohe Beanspruchungen in den Stahlbaustrukturen. In Bezug auf das Schwenkwerk sind außerdem die Schwingungen der Ausleger in horizontaler Richtung (Schwenkrichtung) von Interesse. Die Modellierung dieser Effekte bildete bisher keinen Schwerpunkt der numerischen Analysen. Auch ein messdatengestützter Abgleich des Gesamtschwingungsverhaltens verbleibt als offenes Problem.

Deshalb soll zunächst das Vorgehen zur Modellierung der Teilsysteme des Oberbaus beschrieben werden. Anschließend erfolgt die Assemblierung der Teilmodelle zu einem flexiblen Körper, der die elastischen Tragstrukturen in das bisherige MKS-Schwenkwerkmodell integriert (vgl. Topologieplan in Abb. 4.3).

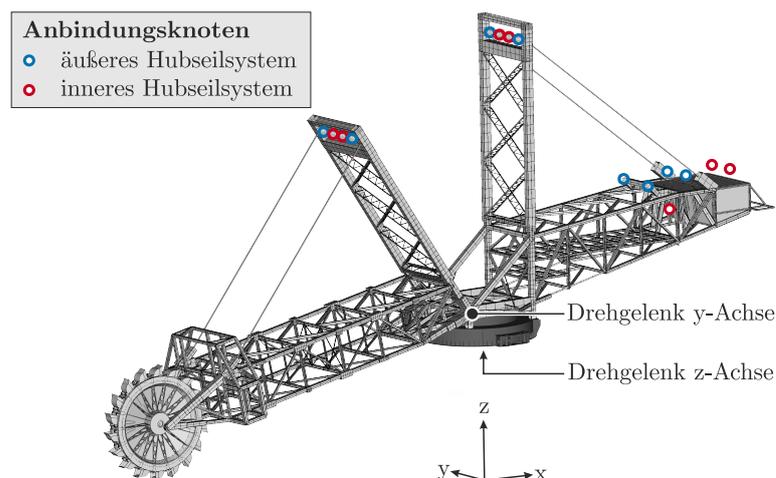


Abbildung 4.11: FE-Modell des Baggeroberbaus, bestehend aus den FE-Komponentenmodellen nach [Sch14], der Drehplattform und den Abspannseilen. Zusätzlich eingezeichnet sind die Anbindungsknoten für die separaten Hubseilsystem-Ersatzmodelle

4.1.2.1 Modellbildung von Fachwerk- und Stahlbaustrukturen

Bei Kranen und fördertechnischen Anlagen werden verbreitet räumliche Fachwerke eingesetzt, wenn Kräfte und Momente zwischen entfernten Anbindungspunkten zu übertragen sind. [KGJ02] Die oftmals filigrane Bauweise der Fachwerkträger führt gemeinsam mit den großen räumlichen Ausdehnungen der Konstruktionen dazu, dass unter statischer Belastung signifikante elastische Verformungen auftreten. Bei dynamischen Lasten neigen derartige Strukturen zur einem ausgeprägt niederfrequenten Schwingungsverhalten. [RC01; Guo00; Paw72]

Klassische Fachwerke zeichnen sich durch eine reine Zug-Druck Beanspruchung in den Stäben aus, sodass Stabelemente zur FE-Modellierung eingesetzt werden [Kle15]. Die in Abb. 4.10 dargestellten Stahlbaustrukturen des Baggeroberbaus erlauben eine derartige Idealisierung nur in begrenztem Umfang: Einerseits besitzen einzelne Gurte (z. B. die vertikalen Träger der Pylone) große und damit biegesteife Querschnitte, andererseits sind die Verbindungsstellen der Träger nicht durchweg gelenkig bzw. biegeweich ausgeführt. Aus diesem Grund wurden die beiden Ausleger und Pylone in einem Vorgängervorhaben [Sch14] als Rahmentragwerke aufgefasst. Die basierend auf dieser Annahme erstellten FE-Modelle [Jia12] sind aus 3D-Balkenelementen aufgebaut. Die einzelnen Tragwerksmodelle bildet zunächst die wesentliche Steifigkeit ab, weisen jedoch eine zu geringe Masse auf. Um die räumlich verteilten Zusatzmassen von Bandanlagen samt Fördergut, Maschinenhäusern und Versorgungsleitungen zu berücksichtigen, wurde in einem aufwendigen Prozess eine Massenbelegung der finiten Elemente durch lokale Erhöhung der Dichte vorgenommen. Die so eingestellten Trägheitseigenschaften konnten erfolgreich mit der Konstruktionsdokumentation abgeglichen werden [Sch14]. Durch die beschriebene Modellierung ist die Aussagekraft der Komponentenmodelle auf deren Gesamtträgheit und auf die effektive Steifigkeit zwischen den Anbindungspunkten beschränkt. Lokale Eigenschwingungen in den Komponenten sind nicht Untersuchungsgegenstand.

Eine besondere Bedeutung zur Erreichung der Modellierungsziele kommt der in Abb. 4.12 dargestellten Drehplattform zu. Als statisch hochbelastete Schnittstellenkomponente leitet sie über vier Aufstandspunkte die enormen Gewichtskräfte des Baggeroberbaus in die Kugeldrehverbindung ein. Die Einfederung der Lasteinleitungsstellen wirkt sich auf die Verformung und das Schwingungsverhalten der Oberbaustruktur aus. Darüber hinaus dient die Drehplattform als

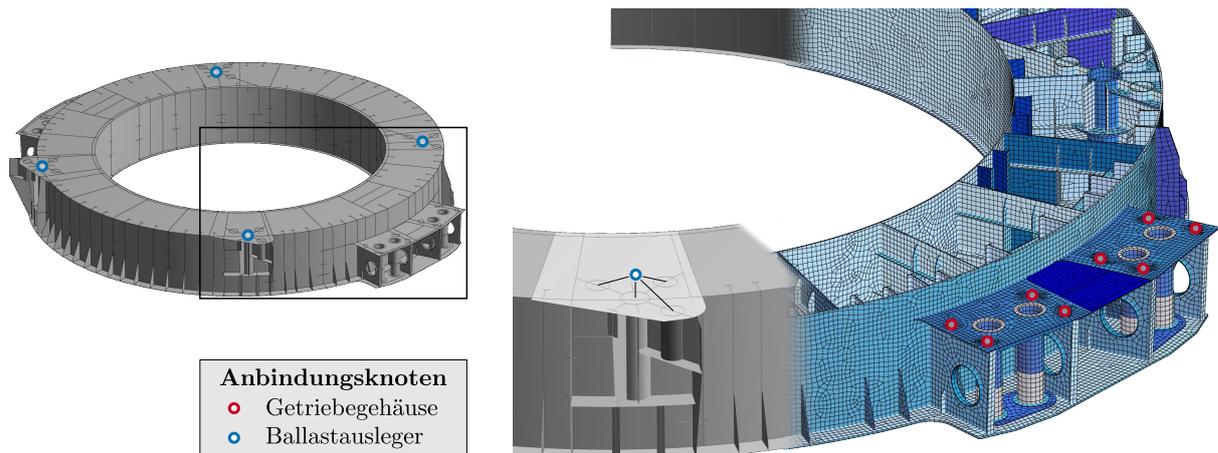


Abbildung 4.12: CAD-Mittelflächenmodell der Drehplattform (links) und Schnittdarstellung des FE-Schalenmodells (rechts). Die Färbung der Schalenelemente repräsentiert die zugewiesene Blechwandstärke.

Stützstruktur für die vier Schwenkantriebe, nimmt die Lagerkräfte der Abtriebswellen auf und leitet die Drehmomente der Schwenkantriebe zum Oberbau.

Bisherige simulative Untersuchungen [Sch14; Gra18] fassten die Drehplattform gemeinsam mit dem Großwälzlager und allen nachgelagerten Baugruppen idealisiert als ein einziges Federelement mit Kipp-, Radial- und Axialsteifigkeit auf. Eine exakte Parametrierung des Kraftelementes war bisher nicht möglich. In der Arbeit [Ulr15] konnte schließlich der Nachweis erbracht werden, dass die Federkennwerte dieses Ersatzkraftelementes einen erheblichen Einfluss auf die Eigenschwingungen des Oberbaus besitzen. Eine derartige Parametersensitivität deutet darauf hin, dass die bisherige Modellierung einen zu geringen Detailgrad aufweist.

Hieraus ergibt sich die Notwendigkeit, die geschweißte Blechkonstruktion der Drehplattform mittels FEM zu modellieren und als flexiblen Körper in das MKS-Modell des Gesamtsystems zu integrieren (siehe Topologieplan auf S. 17). Das grundsätzliche Vorgehen ist identisch zu dem bereits in Abs. 4.1.1.1 vorgestellten. Jedoch ergibt sich ein ungleich höherer Aufwand durch die schiere räumliche Ausdehnung und die konstruktive Ausführung als ringförmiger Hohlkasten mit einer Vielzahl an Versteifungen. Das aus der Zeichnungsdokumentation abgeleitete CAD-Mittelflächenmodell ist in Abb. 4.12 gezeigt. Ebenso dargestellt sind die Vernetzungsdetails des FE-Modells, das unter Nutzung von quadratischen Schalenelementen [Bat96; Kle15] aufgebaut ist.

Während die Drehplattform als Schnittstellenkomponente nun den unteren Teil des Baggeroberbaus mit den Schwenkantriebseinheiten auch im Modell verbindet, verbleibt noch die modellhafte Abbildung des Seilsystems als Verbindungsglied der Oberbaustrukturen untereinander.

4.1.2.2 Modellbildung von Seilsystemen

Die Ausleger und Pylone des Baggeroberbaus sind über Drehgelenke, Abspannseile und ein komplexes Hubseilsystem miteinander verbunden. Wie aus Abb. 4.11 hervorgeht, ist sowohl die Relativlage von Schaufelradausleger und erstem Pylon, als auch jene von Ballastausleger und zweitem Pylon über paarweise Abspannseile fest vorgegeben. Der Ballastausleger ruht auf der Drehplattform und besitzt somit nur einen Rotationsfreiheitsgrad um die Hochachse (in Schwenkrichtung). Demgegenüber lässt sich das gedachte Dreieck aus Schaufelradausleger, Pylon 1 und zugehörigen Abspannseilen neigen, um so die Hubposition des Schaufelrades zu

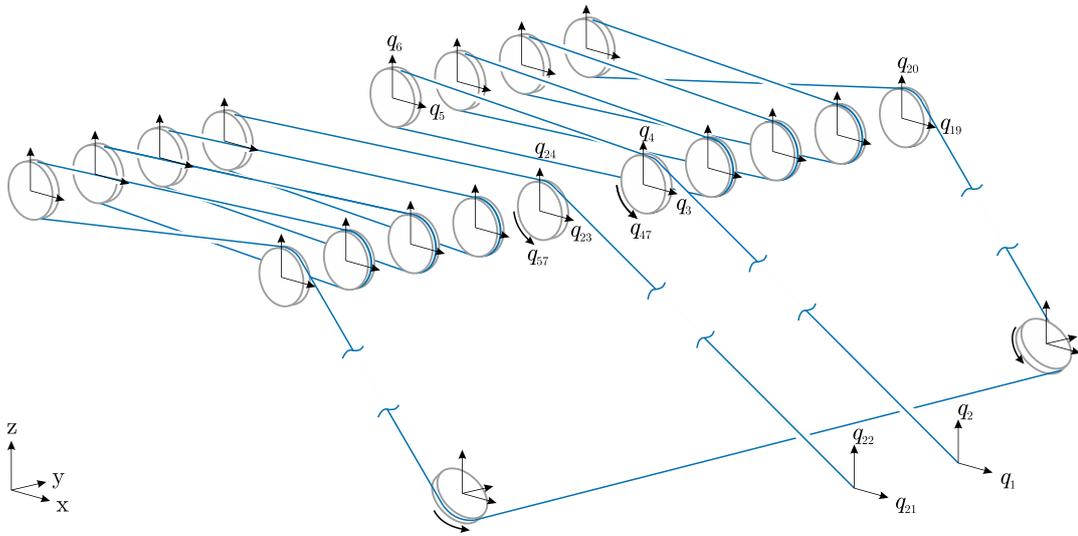


Abbildung 4.13: Äußeres Hubseilsysteme mit Anbindungskoordinaten

variieren. Hierzu werden zwei Hubseilsysteme eingesetzt, die den Abstand der beiden Pylonspitzen verändern.

Eines der beiden redundant ausgeführten Seilsysteme ist in Abb. 4.13 dargestellt, die zugehörigen Anbindungspunkte der Stahlbaustruktur sind in Abb. 4.11 blau gekennzeichnet. Die mehrfache Umlenkung des Seils zwischen beiden Pylonen erlaubt es, den mehr als 1000 t schweren Schaufelradausleger mit akzeptablem Kräfteinsatz und mittels eines nur 75 mm durchmessenden Hubseiles in Bewegung zu versetzen. Gesteuert wird die Hubbewegung beider Seilsysteme über insgesamt vier mechanisch gekoppelte Hubwindenantriebe, die auf der Windenplattform des Ballastauslegers angeordnet sind. Die zwei Seilenden des hier exemplarisch vorgestellten äußeren Seilsystems sind auf separaten Seiltrommeln fixiert. Insgesamt 18 Umlenkrollen führen das Seil zwischen den Pylonen, um eine Kraftübersetzung von 16 zu erreichen. Zwei weitere rückwärtig montierte Umlenkrollen stellen den Lastausgleich zwischen den beiden symmetrischen Hälften des Seilsystems sicher.

Alle Seile sind dauerhaft durch die einwirkenden Gewichtskräfte der Stahlbaustrukturen vorgespannt, sodass sie aus mechanischer Sichtweise Zugfedern darstellen. Die Federsteifigkeit

$$k_{\text{Seil}} = \frac{E_{\text{Seil}}A}{l} \quad (4.4)$$

eines einzelnen, stehenden Seils lässt sich bei Kenntnis der freien Seillänge l , des metallischen Seilquerschnittes A und des Seil-Elastizitätsmoduls E_{Seil} problemlos ermitteln.⁹ [FW18]

Eine komplexere Situation ergibt sich bei den laufenden Seilen [VDI2358] des Hubseilsystems. Während sich die Axialsteifigkeit der einzelnen Seilabschnitte basierend auf der freien Länge zwischen zwei Seilrollen ebenfalls mit Gl. 4.4 berechnen lässt, ist die Verknüpfung der Einzelsteifigkeiten weniger trivial. Eine Parallelschaltung der Seilabschnitte zwischen den Pylonen würde die Verbindungssteifigkeit signifikant überschätzen. Denn tatsächlich erlaubt der Rotationsfreiheitsgrad der Umlenkrollen einen Längenausgleich zwischen den Seilabschnitten, sodass sich auch der Seilzug in angrenzenden Abschnitten angleicht. Unter der Annahme, dass

⁹Der Spannungs-Dehnungs-Zusammenhang von Drahtseilen ist grundsätzlich nichtlinear. Der Seil-Elastizitätsmodul ist somit nicht konstant, sondern weist eine Abhängigkeit von der wirkenden Seilzugspannung auf. Zahlenwerte können entweder einem Seil-Prüfzeugnis entnommen werden, oder bei Kenntnis des Seilaufbaus näherungsweise berechnet werden. [FW18]

Reibungseffekte vernachlässigbar sind, führen extern auf das Seilsystem einwirkende Lasten zu einer gleichmäßigen Verteilung der Seilzugkräfte. Folglich bestimmt nicht nur die Steifigkeit der einzelnen Seilabschnitte die Gesamtelastizität des Seilzugsystems, sondern auch dessen Kinematik. Außerdem können Verformungszustände der umgebenden Struktur existieren, die vollständig durch die Ausgleichsbewegungen des Seilsystems ausgeglichen werden können und deshalb keinerlei Zusatzkräfte aus dem Seilsystem in die Struktur einleiten und dessen Bewegung nicht beeinflussen.

Im Sinne der angestrebten Gesamtsystemmodellierung ist es wünschenswert die elastischen Eigenschaften der beiden Seilsysteme in das Oberbau-FE-Modell zu integrieren, ohne zusätzliche Koordinaten einzuführen und die Modellordnung so weiter zu erhöhen. Eine Seilmodellierung über viele gelenkig verbundene, elastische Glieder [WH76; KH01] scheidet aus diesem Grund ebenso aus, wie die Nutzung spezieller nichtlinearer finiter Seilelementtypen [Fri82; GK01]. Sollen nur definierte Betriebskonfigurationen untersucht werden (keine Hubvorgänge), sind zudem transversale Seilschwingungen nicht von Interesse und können auch Reibungseffekte vernachlässigt werden, lässt sich das gesamte Seilsystem als linear-elastisches Kraftelement auffassen [JC05]. Jede Umlenkrolle in Abb. 4.13 mit den zugeordneten Koordinatenrichtungen definiert einen Anbindungspunkt des Seilsystems an die umgebende FE-Oberbaustruktur. In Abhängigkeit der Knotenverschiebungen des zu koppelnden FE-Modells stellen sich an den Anbindungspunkten Reaktionskräfte aus dem Seilsystem ein. Das Seilsystemmodell beschreibt somit einen linearen Kraft-Verformungs-Zusammenhang und lässt sich als Superelement (Steifigkeitsmatrix) in gängige FE-Programme einbinden. Das genaue Vorgehen zur allgemeingültigen Erstellung kinematisch korrekter Seilsystemmodelle ohne die Einführung von Zusatzkoordinaten in übergeordnete FE-Modelle wird in der projektbezogenen Veröffentlichung [SS21b] unter Nutzung von Energiemethoden beschrieben.

Das auf diese Weise erstellte Seilsystemmodell koppelte die FE-Teilmodelle des Oberbaus. Die hieraus entstehende elastische Gesamtstruktur ist als flexibler Körper im MKS-Modell des Schwenkwerks eingebunden (vgl. Topologieplan auf S. 17).

4.1.2.3 Modellbildung von Großwälzlagern

Dadurch, dass die zu schwenkenden Stahlbaustrukturen als schwingungsfähig aufgefasst werden und auch entsprechend als elastische Körper modelliert sind, gilt es zu hinterfragen, ob auch die elastischen Eigenschaften des Schwenklagers berücksichtigenswert sind. Funktional stattet das Schwenklager den Oberbau mit dem erforderlichen Rotationsfreiheitsgrad um die Hochachse aus. Ebenso wie die Wälzlager des Schwenkantriebes zeichnet sich auch das Wälzlager der Drehverbindung durch eine belastungsabhängige Lagereinfederung aus. Von besonderem Interesse für das Schwingungsverhalten des Gesamtsystems erweist sich die Kippsteifigkeit des Lagers.

Bei Baumaschinen, Turmdrehkränen und Windkraftanlagen wird die Drehverbindung konstruktiv durch einbaufertige Großwälzlager realisiert. Oftmals ist einer der beiden Lagerringe direkt mit dem Zahnkranz des Schwenkantriebes ausgestattet [KGJ02]. Das in dieser Arbeit untersuchte Großgerät besitzt abweichend davon einen zweireihigen Kugellauftring mit einem Durchmesser von 20 m. Die Dimension des Wälzlagers ergibt sich aus der Notwendigkeit, das Kippen des Oberbaus bei allen Lastzuständen zu vermeiden, da einseitig wirkende Axiallager selbst keine Abhebesicherheit aufweisen [Sch94]. Die Lasten des Oberbaus werden über die 155, bzw. 124 Wälzkörper der beiden Laufbahnen in den Unterwagen geleitet. Der Wälzkörperdurchmesser beträgt 320 mm.

Eine Besonderheit sind die segmentierten Kugellaufringe aus vergütetem Stahl, die durch die rauen Umgebungsbedingungen starkem Verschleiß unterworfen sind. Deshalb ist nach 15 bis 25 Jahren ein Tausch der Laufbahnsegmente erforderlich [Dra07]. Direkt mit dem Verschleiß verknüpft

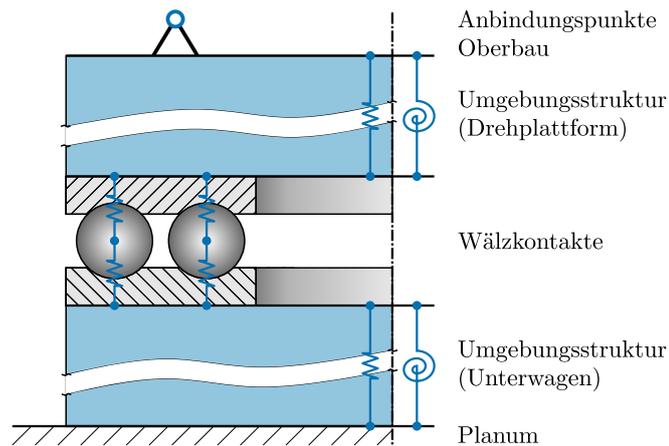


Abbildung 4.14: Schematische Darstellung der Drehverbindung samt Modellvorstellung zur vereinfachten Berücksichtigung der Kippsteifigkeit

ist die fortwährende Änderung der Radienverhältnisse der Wälzkörper zu den Laufbahnen. Das auf den Wälzkörperradius bezogene Übermaß der Laufbahn wird als Schmiegun bezeichnet. Jene Schmiegun beeinflusst die Steifigkeit von *Kugellagern* ganz besonders [Sch19]. Dies erschwert die exakte Ermittlung der Axial- und Kippsteifigkeit des Lagers. Jede diesbezügliche Berechnung kann nur den verschleißfreien Idealzustand oder eine begrenzt gültige Momentaufnahme wiedergeben. Zudem ist insbesondere bei einem Großwälzlager zu beachten, dass sich nicht nur das Lager selbst, sondern auch die angrenzenden Strukturen unter Last verformen. Mit zunehmender Lagergröße gewinnt die Nachgiebigkeit der Umgebungsstruktur gegenüber der des Lagers umso mehr an Bedeutung. [Sch09], [Sok20, S.61]

Gemäß Abb. 4.14 besteht die Modellvorstellung des Großwälzlagers aus einer Reihenschaltung von Federelementen, die beide Anschlussstrukturen und die Kontaktsteifigkeiten der Wälzkörper beinhalten. Fraglich ist, welchen Einfluss die aus der Wälzkontaktsteifigkeit resultierende Kippsteifigkeit des Wälzlagers gegenüber der Anschlussstruktur besitzt.

In einem ersten Schritt lässt sich hierzu die Lagersteifigkeit inklusive Koppeltermen unter Nutzung von [ISO16281] berechnen. Die Gewichtskraft der Oberbaustrukturen (5500 t) und die durch Wägung ermittelten Kippmomente [Kow04] bestimmen die benötigte äquivalente Lagerlast. Die so ermittelte Steifigkeitsmatrix basiert ausschließlich auf den HERTZschen Kontakteinsenkungen und den Nachgiebigkeiten der Wälzkörper und Laufbahnen. In einem zweiten Schritt kann die als FE-Komponente vorliegende Drehplattform genutzt werden, um die Umgebungssteifigkeit abzuschätzen. Durch eine separate statische FE-Analyse lässt sich die infolge einer Einheitslast resultierende Verkippung der Lageranschlussgeometrie relativ zu den Koppelstellen des Baggeroberbaus ermitteln. Der Vergleich von Lagersteifigkeit ($1 \cdot 10^{13} \text{ Nm rad}^{-1}$) und Umgebungssteifigkeit ($1 \cdot 10^{12} \text{ Nm rad}^{-1}$) offenbart einen Unterschied von etwa einer Größenordnung. Damit ist zu erwarten, dass auch die konstruktiv ähnlich aufgebaute untere Lagerstützstruktur eine ähnlich geringe Steifigkeit aufweist. Als sinnvoller Kompromiss erscheint deshalb die gemeinsame Modellierung von Wälzlagersteifigkeit und unterer Anbindungssteifigkeit in einem Krafterelement, das gleichzeitig die Systemgrenze des Schwenkwerksmodells darstellt. Die aus der FE-Analyse ermittelte Kippsteifigkeit kann als obere Schranke für die Parametrierung des Krafterelementes dienen.

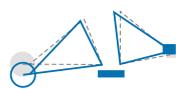
Der Modellierung der ebenfalls interessierenden Reibung in der Drehverbindung, die zu einer quasi-statischen Belastung des Schwenkantriebes führt, widmet sich Abs. 4.3.1.

4.1.2.4 Modellverifizierung – Eigenverhalten der elastischen Tragstruktur

Mit den Stahlbaustrukturen des Baggeroberbaus, dem koppelnden Seilsystem, der Drehplattform als Schnittstellenkomponente, dem Schwenklager und den Schwenkantrieben stehen nun alle Submodelle bereit, um ein mechanisches Gesamtmodell des Schwenkwerks mit elastischer Tragstruktur zu assemblieren. Zur Vorabprüfung der Modellgüte wird hier das Eigenverhalten herangezogen. Im Gegensatz zum Schwenkantrieb ist bei dem Baggeroberbau ein Grundverständnis des Schwingungsverhaltens durch umfangreiche Messungen [Sie96b] und abgeschlossene Forschungsvorhaben [Sch14; Gra18] vorhanden. Speziell die Frequenzen der dynamischen Strukturantworten während des Anlagenbetriebes und bei Ausschwingversuchen¹⁰ sind hinlänglich bekannt.

Jenen messtechnisch abgesicherten Erfahrungswerten sind die Modell-Eigenfrequenzen im Frequenzbereich bis 1,5 Hz in Tab. 4.2 gegenübergestellt. Als zusätzliche Vergleichsbasis sind die im Rahmen dieses Projektes unter repräsentativen Betriebsbedingungen erfassten Schwingungsmesssignale aufgeführt. Das Vorgehen zur Extraktion der Frequenzinformationen aus den Messdaten ist im Detail in Abs. 4.4.2 dokumentiert.

Tabelle 4.2: Eigenverhalten des Baggeroberbaus im Vergleich mit experimentell identifizierten Betriebschwingungen

Mode	Eigenfrequenz [Hz]			Beschreibung der Schwingform	
	MKS-Modell	Betriebsmessdaten	Ausschwingversuche [Sie96b]		
1	0,35	0,33 ... 0,37	≈0,36	Nickschwingung	
2	0,64	0,64 ... 0,66	≈0,60	Querschwingung	
3	0,73	nicht erfasst	nicht erfasst	Schwenkantrieb gegen Ballast	
4	1,00	0,96 ... 1,00	<1,05	Nickschwingung (gegenläufig)	
5	1,08	nicht angeregt	nicht angeregt	Torsion beider Ausleger (gegenläufig)	
6	1,21	1,16 ... 1,23	≈1,25	Torsion des Schaufelradauslegers	

Eine grundsätzliche Eigenschaft des untersuchten dynamischen Systems ist die betriebsbedingte Schwankung der Eigenfrequenzen. Zu den Ursachen gehören u.a. die variierende Massebelegung von Bandanlagen und Schaufelrad, unterschiedliche Hubpositionen der Ausleger oder auch die wechselnden elastischen Eigenschaften von Planum und Abbaustoß.

Um die Schwingungen des Oberbaus in der Schwenkebene (Mode 2 und 3) verlässlich beschreiben zu können, ist die Einbeziehung aller Schwenkantriebe in das Simulationsmodell erforderlich. Wie die Darstellung der Schwingformen in Tab. 4.2 unterstreicht, tritt dann eine zweite Querschwingung auf. Diese ersetzt die globale Torsionsschwingung zwischen den Schwenkantrieben und dem bis dato starren Oberbau (dargestellt in Abb. 4.6). Alle Schwenkantriebe schwingen dabei gemeinsam gegen Ballast- und Schaufelradausleger. Abweichend zum starr modellierten Oberbau mit einer Eigenfrequenz der besagten Schwingung von 1,38 Hz sinkt diese nun signifikant ab.

¹⁰Hierbei wurde die Fahrruhe des Raupenfahrwerkes gezielt als Weganregung für die Oberbauschwingungen genutzt. Die Messung der Schwingung der Stahlstrukturen erfolgte bei verschiedenen Schwenkpositionen der Ausleger (längs und quer zur Verfahrrichtung) während das Gerät mittels Raupenfahrwerk verfahren wurde. [Sie96b]

Ungeachtet der guten Übereinstimmung zwischen Modell und Realität in Bezug auf die Lage der Frequenzen kann das Simulationsmodell nicht als validiert angesehen werden. Erst ein Vergleich der Schwingformen würde dies erlauben. Da jedoch nicht genug räumlich verteilte Messstellen vorliegen, um mittels experimenteller Modalanalyse die Eigenschwingformen des realen Systems identifizieren zu können, muss die Validierung stattdessen durch Zeitbereichssimulationen vorgenommen werden (siehe Abs. 4.4.4).

4.1.3 Weitere Antriebsstränge des Gesamtsystems

Die bisherige detaillierte Modellbildung des Schwenkwerks und der elastischen Umgebung vernachlässigt die weiteren Antriebe des Schaufelradbaggers. Eine isolierte Betrachtung des Schwenkantriebsstranges ist im Sinne einer ganzheitlichen dynamischen Analyse jedoch nur dann gerechtfertigt, wenn Wechselwirkungen mit anderen Antriebssystemen ausgeschlossen werden können. Trotz der räumlichen Distanz, kann je nach Zielstellung eine vereinfachte Berücksichtigung der Hubwindenantriebe, des Raupenfahrwerkes oder des Schaufelradantriebes erforderlich sein.¹¹

Für die angestrebten transienten Simulationen eines Grab-Schwenk-Vorganges erwächst die Notwendigkeit, den Schaufelradantriebsstrang in das Gesamtsystemmodell zu integrieren. Zunächst ist der Schaufelradantrieb Teil des Übertragungspfad vom Angriffspunkt der zeitlich veränderlichen Grablasten zum Schwenkwerk. Durch die Wirkung als mechanisches Filter ist zu erwarten, dass der Antrieb den Frequenzgehalt der Grablasten verändert und damit auch die mechanische Belastung der Schwenkantriebe. Zudem gelang SCHULZ im Rahmen umfangreicher MKS-Simulationen und Messungen [Sch14] der Nachweis, dass durch den Grabprozess Drehschwingungen des Schaufelradantriebsstranges angeregt werden. Durch die Lagerung des Schaufelrades in dem flexiblen Baggeroberbau besteht eine signifikante Wechselwirkung zwischen den Schaufelradtorsionsschwingungen und den Vibrationen der Stahlbaustrukturen. Dies liefert zwei weitere Gründe, den Antrieb nicht aus dem Modell auszuklammern: Einerseits ist nicht auszuschließen, dass die Oberbauschwingungen ebenfalls einen Einfluss auf die Belastung des Schwenkwerkes besitzt. Andererseits ist zur messdatengestützten Validierung des Gesamtsystems die Modellierung aller wesentlichen Schwingungsphänomene im Zielfrequenzbereich erstrebenswert.

Konstruktiv ist der Schaufelradantrieb entsprechend Abb. 4.15 aus drei Motor-Getriebe-Modulen aufgebaut. Der Abtrieb erfolgt pro Antriebsstrang über zwei Ritzel, die in ein gemeinsames Großrad eingreifen. Die gleichmäßige Lastaufteilung zwischen den beiden Abtriebsritzeln einer Getriebeeinheit wird durch eine vorgeschaltete Ausgleichsgetriebestufe – analog zum Schwenkantrieb – sichergestellt. Eine Hohlwelle überträgt das Drehmoment schließlich vom Großrad auf das Schaufelrad. Sowohl das Schaufelrad, als auch die gesamte Getriebebaugruppe ist drehbar auf der Schaufelradachse gelagert, welche wiederum kraftschlüssig mit dem Schaufelradausleger verbunden ist (reitendes Getriebe). Um den Antrieb statisch bestimmt zu lagern, ist das Getriebegehäuse mit einer Drehmomentstütze versehen, die das Schaufelraddrehmoment über eine Zuglasche in den Baggeroberbau einleitet.

Das gewünschte Minimalmodell des Antriebsstranges soll dessen frequenzabhängiges Übertragungsverhalten näherungsweise abbilden. Hierzu wird ein vereinfachtes MKS-Simulationsmodell eingesetzt, das neben der rotatorischen Gesamtträgheit auch das tieffrequente Eigenverhalten des realen Systems wiedergibt. Typisch für Mehrmotorenantriebe mit symmetrischen Antriebssträngen ist die aus Abb. 4.6 bekannte Ausprägung der Eigenschwingformen. Aus bisherigen Arbeiten [Sch14; Gra13] ist die Lage der Schaufelradtorsionsfrequenz im Bereich um 1,8 Hz (siehe

¹¹Eine vergleichbare Situation ergibt sich bei den Azimutantrieben von Windenergieanlagen oder dem Schwenkwerk eines Turmdrehkranes. Gegebenenfalls ist bei Windenergieanlagen eine vereinfachte Modellierung des Triebstranges samt Rotor und Pitchantrieben der Rotorblätter ratsam. Gleichsam kann sich bei Turmdrehkranen eine Berücksichtigung von Hubwinde und Katzantrieb als notwendig erweisen.

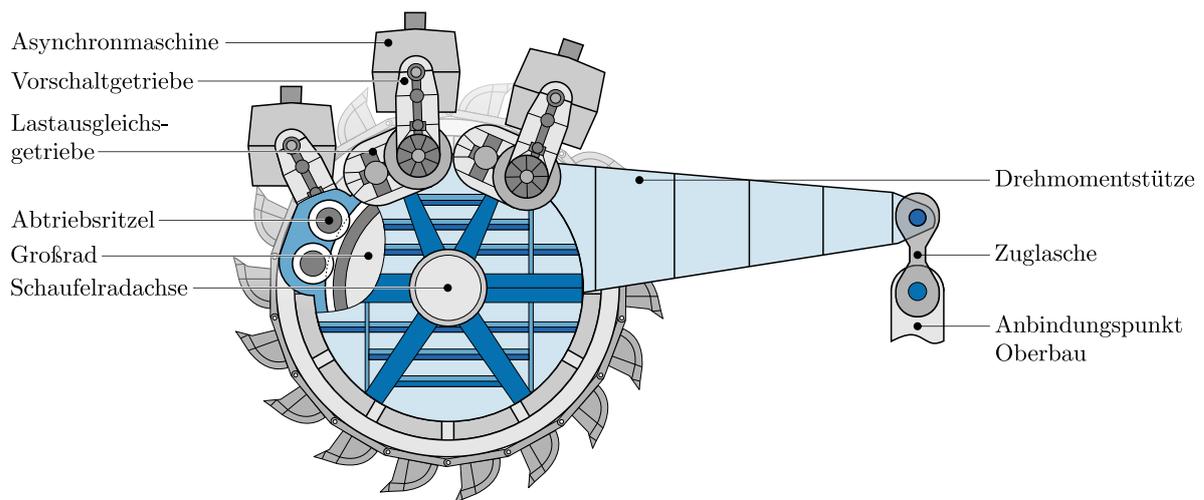


Abbildung 4.15: Schematische Darstellung des Schaufelradantriebes

auch Abs. 4.4) ebenso bekannt, wie die Frequenz der lokalen Motorschwingungen bei 1,70 Hz bis 1,73 Hz.

Ein Minimalmodell des Antriebsstranges als Mehrmassenschwinger wurde bereits in [Gra13] beschrieben. Ziel war die Bereitstellung eines Modellansatzes, der unter Beibehaltung der Gesamtträgerheit die Frequenz der Schaufelradeigenschwingung abbildet, um eine aktive Bedämpfung durch die Motorregelung modellbasiert auslegen zu können. Das vorgeschlagene Bildwellenmodell¹² erweist sich dafür als zweckmäßig. Problematisch für die Nutzung in der hier angestrebten Gesamtsystemsimulation ist, dass die umgerechneten Trägheiten der Motoren und die Schaufelradträgerheit bei den Eigenschwingungen dynamisch im Gleichgewicht stehen und somit keine Lasten in die Tragstruktur des Schaufelradauslegers einleiten. Die als zentral erachtete Schwingungskopplung zwischen dem Antrieb und der Umgebung kann somit prinzipiell nicht abgebildet werden.

Eine Lösung besteht darin, die Getriebeübersetzung zwischen Motoren und Abtrieb kinematisch im Modell zu hinterlegen und gleichzeitig das Getriebegehäuse (Drehmomentstütze) als Starrkörper zu integrieren. Folgende Zusammenhänge begründen das Vorgehen: Die Schaufelradtorsionsschwingung ist gekennzeichnet durch eine wiederkehrende Verdrillung des Antriebsstranges, bei der die Rotation des Schaufelrades entgegengerichtet zur synchronen Drehung aller Motoren ist. Eine Eigenschwingung entsteht durch den periodischen Energieaustausch zwischen den rotatorischen Trägheiten (kinetische Energie) und dem elastischem Antriebsstrang (potenzielle Energie). Das Getriebe ist hierbei idealisiert als masselose Torsionsfeder aufzufassen. Betrachtet wird nun der Zeitpunkt der Eigenschwingung, in dem die maximale potentielle Energie im Antriebsstrang gespeichert ist. Dies ist bei maximaler elastischer Strangverdrillung und stillstehenden Körpern der Fall. In diesem Augenblick wirkt am Getriebeausgang ein Abtriebsmoment (welches nachfolgend das Schaufelrad wieder beschleunigen wird). Am Getriebeeingang greift ein Gegenmoment an, das jedoch um Faktor der Getriebeübersetzung vermindert ist. Somit muss zu diesem Zeitpunkt der Eigenschwingung ein Differenzdrehmoment auf das Getriebegehäuse wirken, das über die Getriebeabstützung in die umgebende Konstruktion eingeleitet wird. Durch diesen Mechanismus

¹²Bei einem Bildwellenmodell wird die Getriebeübersetzung nicht modelliert. Zur Wahrung der kinetischen und potentiellen Energieverteilung im Antriebsstrang müssen im Gegenzug die Trägheiten und Steifigkeiten aller Getriebebauteile auf eine gemeinsame Bildwelle – hier die langsamlaufende Welle des Schaufelrades – umgerechnet werden.

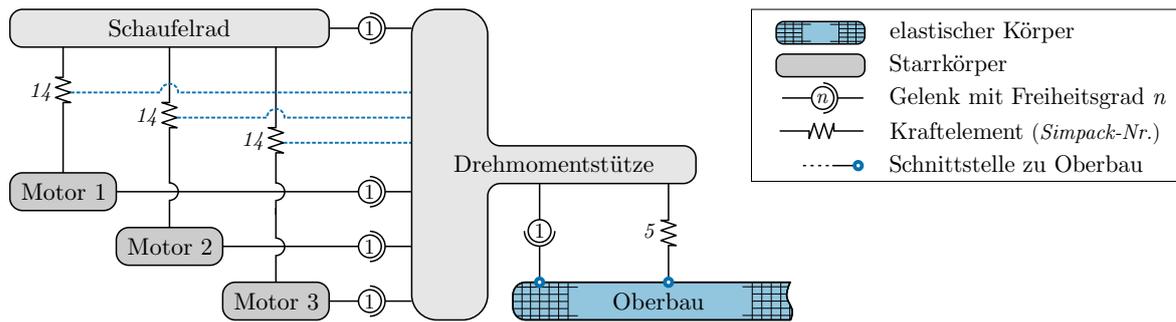


Abbildung 4.16: Schematischer Topologieplan des Schaufelradantriebes

wird die eigentlich lokal auf den Schaufelradantriebsstrang begrenzte Torsionsschwingung auch in die elastische Umgebung eingekoppelt.¹³

Wie dem Topologieplan des Minimalmodells in Abb. 4.16 zu entnehmen ist, genügen zur Umsetzung des Modellierungsansatzes bereits fünf Starrkörper mit Torsionsfreiheitsgrad. Die elastische Kopplung der Motoren und des Schaufelrades erfolgt unter Berücksichtigung der kinematischen Getriebeübersetzung über ein programmspezifisches Kraftelement (Simpack Force-Element 14: Gearbox Torque), das gleichzeitig das wirksame Differenzmoment in das Getriebegehäuse einleitet. Ein separates uniaxiales Kraftelement bildet die Elastizität von Drehmomentstütze und Zuglasche ab.

4.2 Elektrische und informationsverarbeitende Domäne

Neben der Modellbildung der mechanischen Domäne im vorherigen Abschnitt werden nachfolgend schrittweise die statischen und dynamischen Eigenschaften der Aktorik, der informationsverarbeitenden Komponenten und der Sensorik für ein umfassendes Gesamtsystemmodell vorgestellt.

4.2.1 Aktorik – Elektrische Antriebsmaschine

Die elektrische Antriebsmaschine repräsentiert eine wesentliche Schnittstellenkomponente des Antriebssystems. Als Stellglied kommt dem Elektromotor die Aufgabe zu, die technologische Drehmomentforderung aus dem Digitalrechner der Antriebsregelung in ein physisches Drehmoment zu wandeln. Wirkungsort des Motordrehmomentes ist der Luftspalt zwischen Stator und Rotor der elektrischen Maschine.

Das Luftspaltmoment wird durch das elektrische Teilsystem – bestehend aus Motor, Stromrichter und Netz – über eine unterlagerte Strom- bzw. Drehmomentregelung eingepreßt. Sowohl das eingesetzte Stromregelverfahren, als auch die elektrische Antriebstechnik variiert je nach untersuchtem Antriebssystem. Für den im industriellen Umfeld weit verbreiteten Drehstrom-Asynchronmotor mit Kurzschlussläufer wurde die Funktionsweise und das Prinzip der eingesetzten feldorientierten Regelung zur hochdynamischen Drehmomentbereitstellung bereits in einem Vorgängervorhaben [Gra18, S.33ff] unter Mitwirkung des Autors [Spi16] erarbeitet.

Im Sinne einer generellen Betrachtungsweise soll hier nur davon ausgegangen werden, dass eine stromrichtergeführte elektrische Antriebsmaschine mit unterlagelter Drehmomentregelung vorliegt.

¹³Im Umkehrschluss lässt sich hieraus die allgemeingültige Erkenntnis gewinnen, dass Trägheit und (Anbindungs-) Steifigkeit des Getriebegehäuses auch die Frequenz und die Schwingform von Antriebs-Eigenschwingungen beeinflussen können. Die hierdurch steigende Modellgüte kann den erforderlichen zusätzlichen Modellierungsaufwand rechtfertigen.

Ob es sich um eine Asynchron-, Synchron- oder Gleichstrommaschine handelt, ist zweitrangig, wenn nur die Dynamik der Drehmomentbereitstellung abzubilden ist. [Sch13; Sch15]

Einem breiten Konsens folgend [Gos98, S.4], [Sch00, S.14], [Tur02, S.23], [Tho13, S.13], [Sch15, S.1193], lässt sich das dynamische Verhalten derartiger Regelantriebe in guter Näherung als Verzögerungsglied erster Ordnung

$$T_{VC} \dot{M}_1(t) + M_1(t) = M_{1,\text{ref}}(t) \quad \rightarrow \quad G_{VC}(p) = \frac{M_1(p)}{M_{1,\text{ref}}(p)} = \frac{1}{1 + p T_{VC}} \quad (4.5)$$

mit einer Ersatz-Zeitkonstanten T_{VC} abbilden. Eine Rechtfertigung für den Modellansatz ergibt sich daraus, dass die mechanischen Ausgleichsvorgänge des Antriebsstranges trägheitsbedingt um Größenordnungen langsamer ablaufen, als die Regelvorgänge einer hochdynamischen Stromregelung mit hochfrequent angesteuerten Halbleiterventilen als Aktoren.

Entsprechend dieser Modellvorstellung setzt die unterlagerte Stromregelung die externe Drehmomentanforderung ohne bleibende Regelabweichung um, erzeugt jedoch eine zeitliche Verzögerung. Die tatsächliche Charakteristik des Drehmoment-Anregelvorganges bei Sollwertänderungen wird somit nur vereinfacht wiedergegeben. Zudem beruht die Modellierung auf der Annahme, dass keine beachtenswerte Rückwirkung zwischen mechanischem und elektrischem Teilsystem auftritt. Im Detail wird einerseits davon ausgegangen, dass die mechanische Drehmomentbelastung der elektrischen Maschine als Störgröße des Stromregelkreises die Drehmomentbereitstellung nicht beeinflusst (»Drehmomenteinprägung«). Andererseits wird vernachlässigt, dass die hochfrequenten Stromüberschwingungen, welche aus den Schaltvorgängen der Leistungshalbleiter des Umrichters resultierenden, eine Auswirkung auf das Gesamtsystem besitzen können. Insbesondere letztere Annahme kann bei Untersuchungen der Antriebsakustik [Wol21] nicht zutreffend sein und eine detaillierte Abbildung des elektrischen Teilsystems erfordern.

Die grundsätzliche Gültigkeit der vorgestellten Näherung kann für einen spezifischen Antriebsstrang überschlägig geprüft werden [Sch93, S.36]. Hierzu wird das Produkt aus der Ersatzzeitkonstante der Stromregelung und der höchsten maßgeblichen mechanischen Torsionseigenfrequenz betrachtet:

- $f_0 \cdot T_{VC} < \frac{1}{10\pi}$: Das mechanische Schwingungsverhalten ist im Vergleich zur Drehmomentregelung derart niederfrequent und dominant, dass die Dynamik der Stromregelung komplett vernachlässigbar ist.
- $\frac{1}{10\pi} < f_0 \cdot T_{VC} < \frac{1}{2\pi}$: Zur Erzielung einer stabilen Regelung und einer guten Bedämpfung der Mechanik sollte der Drehmomentregelkreis in der beschriebenen Weise durch ein Verzögerungsglied approximiert werden.
- $f_0 \cdot T_{VC} > \frac{1}{2\pi}$: Die Stromregelung ist in Bezug auf das schwingungsfähige mechanische System so langsam, dass eine regelungstechnische Bedämpfung der Mechanik nicht mehr in optimaler Weise erfolgen kann. Eine genauere Modellierung des Stromregelkreises ist erforderlich.

Mit den in Tab. 4.3 aufgelisteten technischen Daten des elektrischen Teilsystems ergibt sich eine Ersatzzeitkonstante der Stromregelung im Bereich von $T_{VC} = 5$ ms. Der Vergleich mit der maßgeblichen mechanischen Eigenfrequenz $f_0 = 1,12$ Hz führt zu dem Schluss, dass eine Vernachlässigung des elektrischen Teilsystems für Gesamtsystemanalysen gerechtfertigt wäre. Da die obige Einordnung die Bandbreite des Reglers nicht einbezieht und eine konservative Herangehensweise angestrebt ist, soll für folgende Simulationen und Analysen die Stellglieddynamik trotzdem durch ein PT_1 -Glied mit der entsprechenden Zeitkonstante berücksichtigt werden.

Tabelle 4.3: Ausgewählte technische Daten der umrichter gespeisten Drehstrom-Asynchronmaschine des untersuchten Schwenkwerkes

Anlagenparameter	Zahlenwert
Nennleistung (S1)	110 kW
Polpaarzahl	3
Nenn Drehzahl	995 min ⁻¹
Nenn Drehmoment	1050 Nm
Pulsfrequenz des Umrichters	3,6 kHz
Drehmomentanstiegszeit	2 ms (closed loop)
(Ersatzzeitkonstante Stromregelung)	5 ms (open loop)

4.2.2 Informationsverarbeitung – Antriebsregelung

Der Drehmomentsollwert, welcher von der geregelten Antriebsmaschine umzusetzen ist, entstammt einer übergeordneten Antriebsregelung, deren Aufbau kurz umrissen werden soll.

4.2.2.1 Struktur der derzeitigen Antriebsregelung

Die eingesetzte Antriebsregelung [Sie96a] entspricht einer etablierten Standardlösung für Mehrmotorensysteme mit drehmomentgeregelten elektrischen Maschinen.

Der technologische Hauptpfad ist anhand eines Signalflussplans in Abb. 4.17 schematisch dargestellt. Zentrales Element ist ein Haupt-Drehzahlregler. Dieser wird mit dem arithmetischen Mittelwert aller gemessenen Motordrehzahlen beaufschlagt und vergleicht diesen Drehzahlmittelwert fortwährend mit dem Sollwert der Motordrehzahl.

Die Schwenkgeschwindigkeitsvorgabe des Anlagenfahrers wird dem Regelkreis nicht direkt als Sollwert der Motordrehzahl übergeben. Zur Vermeidung von abrupten Betriebszustandsänderungen und resultierenden Überlasten ist ein Führungsgrößengeber zwischengeschaltet. Durch linear anwachsende Beschleunigungen unmittelbar nach der Sollwertänderung und vor dem Erreichen des Zielwertes soll ein schonender Anlagenbetrieb sichergestellt werden. Während der Phasen mit Beschleunigungsänderungen ist der Ruck auf einen konstanten Wert begrenzt. Ruck, Beschleunigung und Drehgeschwindigkeit sind für einen Anlagenhochlauf schematisch im entsprechenden Block in Abb. 4.17 veranschaulicht. Infolge des Sanfthochlaufgebers und der defensiv gewählten Ruck- und Beschleunigungsgrenzen ergeben sich ein langsames Führungsverhalten und eine hohe Reversierdauer von 16,5 s.

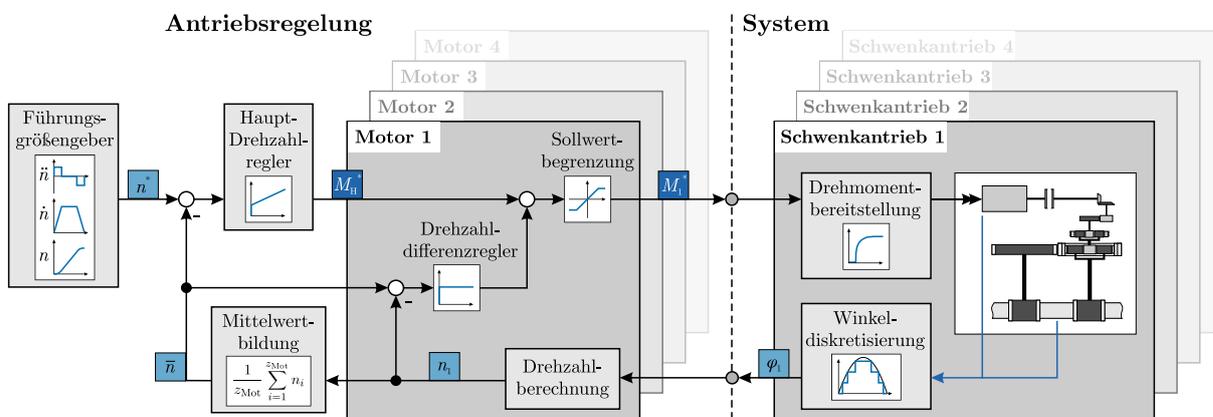


Abbildung 4.17: Struktur der Antriebsregelung im Kontext des mechatronischen Gesamt-Antriebssystems

Die Bildung des Haupt-Drehmomentsollwertes erfolgt durch zwei überlagerte Berechnungsgänge in dem als PI-Regler ausgeführten Funktionsbaustein der Haupt-Drehzahlregelung. Hierin wird mit einem proportionalen Verstärkungsfaktor K_P ein Drehmomentanteil berechnet, der proportional zur Regelabweichung wächst. Ein zweiter Drehmomentanteil ergibt sich durch die Verstärkung der zeitlich integrierten Regelabweichung mit dem Integral-Verstärkungsfaktor K_I . Der auf diese Weise ermittelte Haupt-Drehmomentsollwert wird von einem weiteren Baustein durch motorspezifische Korrekturdrehmomente ergänzt.

Diese Aufgabe übernimmt ein unterlagerter Drehzahldifferenzregler. Ziel ist die aktive Dämpfung der bei Mehrmotorensystemen häufig auftretenden gegenphasigen Schwingungen der Antriebsstränge (lokale Motorschwingung in Abb. 4.6). Abweichungen der individuellen Motordrehzahl vom Drehzahlmittelwert werden durch den P-Anteil des Drehzahldifferenzreglers in ein proportionales Gegenmoment gewandelt. Somit repräsentiert der Drehzahldifferenzregler das regelungstechnische Äquivalent zu einem viskosen (geschwindigkeitsproportionalen) mechanischen Dämpfer. Das Prinzip wird standardmäßig in Mehrmotorensystemen eingesetzt [Rau03; Sch14] und ist bereits seit den 80er-Jahren des vorigen Jahrhunderts bekannt [Has85].

Alle derzeit eingesetzten Reglerparameter wurden empirisch bei der Anlageninbetriebnahme [Sie96a], bzw. während experimenteller Optimierungsmaßnahmen [Sie96b] ermittelt. Durch eine Normierung der Eingangsdrehzahlen auf die Motornenn Drehzahl und der Ausgangs-Drehmomente auf das Motornennmoment ergeben sich folgende Parameter der Antriebsregelung

$$K_P = 5 \quad K_I = \frac{K_P}{T_N} = \frac{5}{0,75 \text{ s}} = 6,67 \text{ s}^{-1} \quad K_{\Delta n} = 4. \quad (4.6)$$

Das für jeden Motor individuell berechnete Gesamtdrehmoment wird bereits in der Antriebsregelung auf definierte Maximalwerte limitiert.

Zusätzlich zu den beschriebenen technologischen Zentralbausteinen der Regelung ist eine Reihe von Sicherheitseinrichtungen und automatischen Funktionen hinterlegt, die jederzeit eine Reduktion der Schwenkgeschwindigkeit vornehmen können, um bspw. eine konstante Fördermenge oder eine gleichbleibende Bandbelegung zu gewährleisten oder einer Überlastung des Schaufelradantriebsstranges vorzubeugen. Da diese Zusatzmechanismen nur den Sollwert der Regelgröße betreffen und keine Auswirkung auf die Dynamik des rückgekoppelten Regelsystems besitzen, ist eine Vernachlässigung an dieser Stelle statthaft.

Der in Abb. 4.17 gezeigte Signalfussplan der Antriebsregelung ist für die Antriebssimulation in MATLAB/SIMULINK hinterlegt. Den Austausch der Simulationsdaten (Regel- und Stellgrößen) zwischen der Antriebsregelung und dem MKS-Simulationsmodell im Takt der Rechenzeitschrittweite übernimmt eine programmspezifische Co-Simulationsschnittstelle (SIMAT) [Sim19].

4.2.2.2 Zeitdiskrete Digitalregler

In der Realität ist das beschriebene Regelgesetz als Algorithmus in der speicherprogrammierbaren Anlagensteuerung implementiert. Die eingesetzte Digitaltechnik bedingt einige Besonderheiten. [Lun14b, S.425f]

So kann die Abtastung der Messgrößen im Zuge der Analog-Digitalwandlung nur zu diskreten Zeitpunkten mit nicht beliebig geringem Abstand erfolgen. Außerdem ist die Ausführung der Rechenoperationen des Regelalgorithmus im Prozessrechner mit einem – wenn auch sehr geringen – Zeitbedarf verbunden. Konsequenterweise gelangen auch die Stellgrößenanforderungen nur zu diskreten Zeitpunkten an den Aktor. Aus diesen Randbedingungen ergibt sich ein technisch realisierbares Abtastintervall als feste Zeitdauer T_S zwischen den diskreten Mess- und Stellaktionen. Die Abtastrate $f_S = T_S^{-1}$ des digitalen Regelkreises beeinflusst somit den Informationsfluss zwischen Regler und Regelstrecke. Mit sinkender Abtastrate verringert sich die ausgetauschte

Informationsmenge. Ab wann sich eine Beeinflussung der Regelkreisdynamik ergibt und deshalb eine Berücksichtigung bei der Systemsimulation und bei der Reglerauslegung vorzunehmen ist, wird von verschiedenen Autoren thematisiert:

- Laut [Sch93, S.37] ist eine zeitkontinuierliche Betrachtung der Digitalregelung angebracht, wenn die Abtastrate f_S die dominante Torsionseigenfrequenz des Antriebes um mindestens den Faktor 10 übersteigt. Um die zeitliche Verzögerung durch die Abtastung näherungsweise zu erfassen, wird die Totzeit des Abtasthalteglieders (Sample-and-Hold-Schaltung) dann in ein Verzögerungsglied erster Ordnung mit der Zeitkonstante $T_S/2$ überführt. Eine Integration in das Gesamtsystemmodell kann derart erfolgen, dass die Verzögerung T_{VC} aus der Drehmomentbereitstellung durch die elektrische Antriebsmaschine um die Zusatzverzögerung erweitert wird. Für die resultierende »kleine Summenzeitkonstante« T_σ gilt damit $T_\sigma = T_{VC} + T_S/2$.
- Wird ein Regler kontinuierlich ausgelegt, aber zeitdiskret realisiert, empfiehlt es sich, die Abtastrate um den Faktor 20 [Lun14a, S.437], idealerweise aber um den Faktor 100 [Pre18, S.336] oberhalb der größten im Regelkreis auftretenden Frequenz zu wählen. Die größte auftretende Frequenz bestimmt sich entweder aus der Reglerbandbreite, den zu kompensierenden Störgrößen oder dem zu erzielenden Führungsverhalten [Lun14a]. Durch diese Festlegung bleiben die Eigenschaften des zeitkontinuierlichen Reglerentwurfes erhalten. Die Reglerparametrierung ist somit ohne Änderungen im zeitdiskreten Regelkreis zu übernehmen. Die prinzipielle Abhängigkeit der Reglerparameter von der Abtastzeit muss dann keine Berücksichtigung erfahren.

Die vorliegende Antriebsregelung ist mit der Abtastrate $f_S = 100\text{Hz}$ realisiert. Im Vergleich zur dominierenden mechanischen Eigenfrequenz der lokalen Motorschwingung (1,12 Hz) und den maßgeblichen Anregungsmechanismen auf Gesamtsystemebene (vgl. Abb. 4.30) wird deutlich, dass eine zeitdiskrete Betrachtungsweise nicht erforderlich ist. Zur Berücksichtigung des verzögerten Informationsflusses kann die Abtastzeit in der beschriebenen Weise der kleinen Summenzeitkonstante T_σ zugeschlagen – wenn keine eigenständige Modellierung der zeitdiskreten Winkelmessung erfolgt.

4.2.3 Informationserfassung – Winkelmesssysteme

Grundvoraussetzung einer Antriebsregelung ist die Kenntnis der Winkellage bzw. der Winkelgeschwindigkeit ausgewählter Komponenten des Antriebsstranges.

Die verbreitet eingesetzten Inkrementalgeber bestehen gemäß Abb. 4.18 aus einem feststehenden Detektor, der über ein optisches Messprinzip die Rotation einer Geberscheibe detektiert. Auf der Geberscheibe ist in Umfangsrichtung ein Strichgitter mit feiner Teilung aufgebracht. Zwei minimal versetzte fotoelektrische Sensoren erfassen den Schattenwurf einer Lichtquelle durch das Strichgitter. Das Passieren einer Teilungsperiode des Gitters entspricht einem Hell-Dunkel-Zyklus des Schattenwurfes. Eine interne Signalaufbereitung extrahiert aus dem rohen Sensorsignal ein rechteckförmiges Signal mit definierten steigenden und fallenden Flanken. Durch den Versatz der Sensorelemente entstehen zwei phasenverschobene Signale (Spur A und B). Aus der Phasenlage der Signale lässt sich die Drehrichtung der Geberscheibe rekonstruieren.

Auch Drehwinkel und Drehzahl müssen durch Signalverarbeitungsmethoden aus dem Rechtecksignal des Inkrementalgebers separat berechnet werden. Unbedingte Notwendigkeit dafür ist die Erfassung aller Impulse, d.h. aller Änderungen des Signalpegels. Die Drehzahl der Geberscheibe und die Inkrementanzahl in Umfangsrichtung bestimmen die auftretende Pulsfrequenz und damit die erforderliche Abtastrate des Detektorausganges. Selbst bei den hier eingesetzten Inkrementalgebern mit einer Teilung von $z_{\text{Ink}} = 1024$ und den moderaten Motordrehzahlen bis

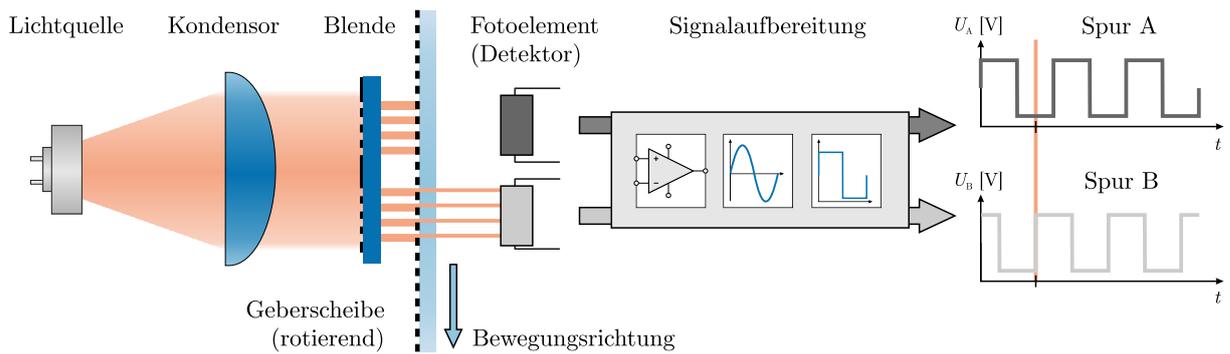


Abbildung 4.18: Funktionsprinzip von inkrementellen Winkelmesssystemen mit optischer Abtastung

zu 1000 min^{-1} genügt die Abtastrate der Antriebsregelung nicht, um jeden Hell-Dunkel-Zyklus des Sensors zu erfassen. Deshalb besitzen Inkrementalgeber für antriebstechnische Anwendungen eigene Elektronikbausteine zur Signalauswertung. Alternativ erfolgt der Anschluss des Sensors an spezielle Zählerkarten (Incremental Encoder Interface) des Prozessrechners. Neben der erforderlichen hohen Abtastrate der Sensorsignale bieten die Auswerteelektroniken auch Algorithmen zur Winkel- und Winkelgeschwindigkeitsberechnung.

Eine *Winkelberechnung* lässt sich realisieren, indem eine Zählvariable inkrementell erhöht oder verringert wird, je nachdem welche Signalspur vor- oder nacheilt. Durch die bekannte Teilung der Geberscheibe entspricht jede Pegeländerung der Rechtecksignale und damit jedes Zählereignis einer definierten Winkeländerung. Der Prozessrechner der Antriebsregelung kann zu einem beliebigen Zeitpunkt den Positionszähler des Inkrementalgebers auslesen. Der so ermittelte Winkelmesswert weist einen inhärent diskreten Charakter auf. Die Winkelauflösung ergibt sich aus der Teilung des Strichgitters zu $\Delta\varphi = 360^\circ/z_{\text{Ink}}$, wenn entweder die steigenden oder die fallenden Signalfanken einer Signalspur ausgewertet werden. Durch Auswertung der steigenden und fallenden Signalfanken beider Spuren lässt sich die Auflösung um den Faktor 4 erhöhen. Auf mechanischem Weg ist eine Erhöhung der Sensorauflösung möglich, wenn zwischen Messobjekt und Sensor eine übersetzende Zahnradtriebstufe vorgesehen wird.¹⁴

Tatsächlich stellt die physische Sensorauflösung nur eine untere Schranke der effektiv in der Regelung wirkenden Winkelauflösung dar. Die tatsächliche Auflösung kann größer – und damit schlechter – sein. Ursache hierfür ist die zeitdiskrete Arbeitsweise der nachgeschalteten digitalen Antriebsregelung mit einer vergleichsweise geringen Abtastrate. Ab einer Grenzdrehzahl von

$$n_{\text{lim}} = \frac{\Delta\varphi}{T_S} \cdot \left[\frac{60 \text{ s min}^{-1}}{360^\circ} \right] \quad (4.7)$$

stehen schneller neue Winkelinformationen aus dem Drehgeber bereit, als die Abfrage durch die Digitalregelung erfolgt. Folglich limitiert in diesem Fall die Abtastrate der Antriebsregelung die wirksame Winkelauflösung. Den Zusammenhang zwischen Quantisierung eines Drehwinkels durch den Inkrementalgeber und anschließender Abtastung durch eine langsamere Antriebsregelung veranschaulicht Abb. 4.19

Die Winkelinformation des Inkrementalgebers wird von der derzeitigen Antriebsregelung des Beispielschwenkwerkes nicht genutzt. Mit Blick auf die in Kapitel 5 thematisierte Regelstrategie ist eine Nachbildung der diskreten Winkelerfassung jedoch erforderlich. Die Simulation kann

¹⁴Dieser Ansatz wird bei dem untersuchten Antriebssystem zur Messung des Oberbau-Schwenkwinkels verfolgt: Der Inkrementalgeber ist mit einem Ritzel ausgestattet, das sich im Eingriff mit dem Zahnkranz befindet. Ein Federmechanismus eliminiert das Zahnflankenspiel der Getriebestufe und verringert somit eine Fehlerquelle der Winkelmessung.

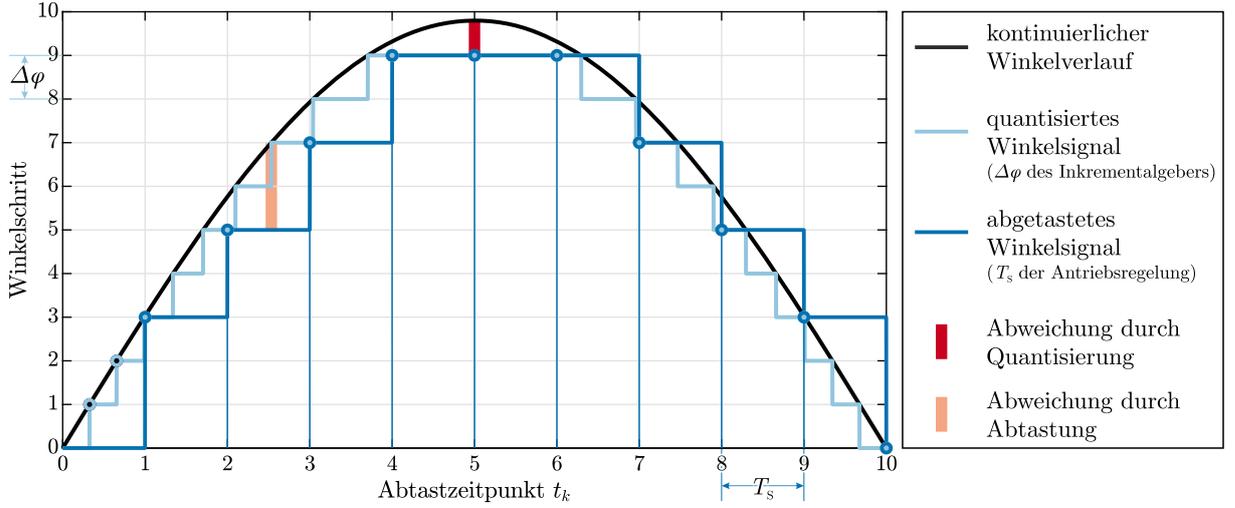


Abbildung 4.19: Prinzipieller Ablauf der Signalverarbeitung bei der Drehwinkelmessung mit Inkrementalgebern

durch Quantisierung eines hinreichend hochabgetasteten Ausgangssignales (z. B. aus einer MKS-Simulation) mit der physischer Winkelauflösung des Sensors, gefolgt von einer Abtastung zu den diskreten Zeitpunkten der Antriebsregelung mit einer Sample-and-Hold-Schaltung umgesetzt werden.

Die im vorigen Abschnitt behandelte PI-Drehzahlregelung nutzt die *Drehgeschwindigkeit* der Motorwelle als Regelgröße. Aus den Messdaten eines Inkrementalgebers lässt sich die Winkelgeschwindigkeit durch Auswertung des in einem gewissen Zeitintervall zurückgelegten Drehwinkels bestimmen. Konkret müssen dazu die Zählereignisse N_φ des Inkrementalgebers mit der Winkelauflösung $\Delta\varphi$ während einer festgelegten Zeitdauer ausgewertet werden. Allgemein resultiert die Auswerte-Zeitdauer aus der Zählung der Zeitschritte N_t , die ein Taktgeber mit der Zeitauflösung Δt vorgibt. [Koc+20]

$$\omega = \frac{\Delta\varphi N_\varphi}{\Delta t N_t} \quad (4.8)$$

Es liegt nahe, eine Zählung der Winkelinkremente pro Abtastperiodendauer der Antriebsregelung vorzunehmen. Aus dem Inkrementalgeber wird dabei der Pulszähler zum Zeitschritt t_k ausgelesen und mit dem Wert zum nächsten Zeitpunkt t_{k+1} verglichen. Als Zeitbasis für die Berechnung fungiert die Abtastperiodendauer T_S der Regelung, sodass $N_t = 1$ gilt.

$$\omega = \frac{\Delta\varphi N_\varphi}{T_S} = \frac{\Delta\varphi (N_{\varphi,k+1} - N_{\varphi,k})}{t_{k+1} - t_k} \quad (4.9)$$

Das Vorgehen setzt voraus, dass im ausgewerteten Zeitintervall überhaupt Zählereignisse stattfinden. Dies ist erfüllt, wenn die bereits in Gl. 4.7 eingeführte Grenzdrehzahl überschritten ist. Interessanterweise stellt jene Grenzdrehzahl gleichzeitig die erreichbare Geschwindigkeitsauflösung dar [Pet+07]. Der Mechanismus, welcher der abweichenden Drehzahlberechnung zugrunde liegt ist in Abb. 4.20 veranschaulicht.

Unterhalb der erwähnten Grenzdrehzahl erfolgt die Drehzahlberechnung durch Messung der Zeitdauer zwischen zwei benachbarten Inkrementen mit einem hochfrequenten Taktgeber.

$$\omega = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t N_t} = \frac{\Delta\varphi}{t_{\varphi+1} - t_\varphi} \quad (4.10)$$

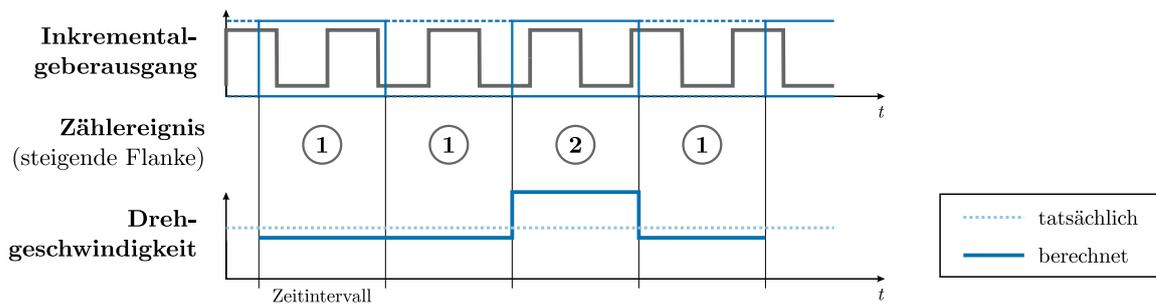


Abbildung 4.20: Geschwindigkeitsberechnung durch Zählung der Inkremente in einem festen Zeitintervall. Durch die fehlende Synchronisierung zwischen dem Ausgangssignal des Drehgebers und dem Auswerte-Zeitfenster entsteht eine Unsicherheit des Zählereignisses von eins. Trotz konstanter tatsächlicher Drehzahl schwankt die aus den Zählereignissen berechnete Drehgeschwindigkeit. Das führt zu dem paradoxen Ergebnis, dass eine geringere Abtastrate die Geschwindigkeitsauflösung verbessert, da hierdurch mehr Zählereignisse im Zeitfenster ausgewertet werden und somit die synchronisierungsbedingte Unsicherheit eine geringere relative Auswirkung nach sich zieht.

In diesem Fall stehen nicht zu jedem Rechenschritt der Antriebsregelung neue Drehzahlinformationen bereit. Zusätzlich ist hervorzuheben, dass beide Berechnungsverfahren nur die mittlere Drehzahl im ausgewerteten Zeitintervall berechnen und darin stattfindende transiente Drehzahländerungen nicht verlässlich detektiert werden können.

Praktisch wird ein hybrides Vorgehen unter Nutzung beider Berechnungsmöglichkeiten verfolgt: Unterhalb der durch Gl. 4.7 festgelegten Drehzahlschwelle wird das Prinzip der Zeitmessung zwischen benachbarten Inkrementen angewendet, oberhalb die Inkrementenzählung im fixen Zeitintervall. Ein Algorithmus zur Emulation dieses »Mixed Mode Frequency/Period Measurement«-Verfahrens ist in [Koc+20, S.200] beschrieben.

4.3 Betriebslasten

Die Realitätsnähe einer Simulation wird neben dem mathematischen Modell des Systems auch durch die Treffsicherheit der Lastannahmen festgelegt. Elektromechanische Antriebssysteme erfahren während des Betriebes sowohl statische als auch dynamische Kraft- und Momentenwirkungen. Statische Lasten lassen sich vergleichsweise einfach abschätzen und erlauben eine Grobdimensionierung von Maschinenelementen und Antriebsmaschine. Zeitveränderliche Lasten führen bei schwingungsfähigen Systemen zu dynamischen Beanspruchungen. Die damit einhergehende werkstoffmechanische Bauteilschädigung bildet die Motivation für schwingungsdämpfende Maßnahmen. Während der Entwurfs- und Auslegungsphase sind dynamische Lasten üblicherweise nicht exakt bekannt. Behelfsmäßig erfolgt deshalb die Dimensionierung über empirische Dynamikfaktoren und die statischen Lastannahmen. Im Gegensatz dazu stehen bei der hier praktizierten Optimierung eines bestehenden Systems Messdaten zur Verfügung. Anhand dieser ist eine Identifikation der wesentlichen Belastungsmechanismen möglich. Um die Kausalität zu wahren, werden die Messdaten jedoch nicht direkt als Eingangsgrößen für die Simulation genutzt. Vielmehr sollen die relevanten Phänomene modellhaft abgebildet werden.

4.3.1 Quasistatische Lasten

Das von einem Schwenkwerk zu überwindende statische Lastmoment $M_{2,\text{stat}}$ setzt sich in Anlehnung an [SJ83]

$$M_{2,\text{stat}} = M_r + M_w + M_\alpha \quad (4.11)$$

aus einem Reibungsanteil M_r , einer Windkomponente M_w , einem Drehmoment aus der Geräte- neigung M_α und ggf. weiteren, anwendungsspezifischen Lastmomenten zusammen.

Für diese am Getriebeausgang wirkenden Lastanteile sollen im folgenden vereinfachte Modell- ansätze vorgestellt werden. Anhand derer ist eine Abschätzung der Größenordnung möglich, um eine Entscheidung zur Berücksichtigung im Simulationsmodell treffen zu können. Beschleuni- gungsmomente, die bei nicht gleichförmiger Bewegung auftreten und ebenfalls relevant für die Dimensionierung des Antriebsstranges sind, werden bereits durch die Trägheitseigenschaften der Körper des MKS-Modelles abgebildet.

Die getriebeausgangsseitige Reibung ergibt sich hauptsächlich aus den dissipativen Effekten im Schwenklager. Für Wälzlager kleinerer Baugröße existieren empirische Zusammenhänge [HK06, S.203f] zur überschlägigen Berechnung des Reibmomentes. Bei den in Großwälzlagern vorherr- schenden Betriebsbedingungen mit hoher Lagerbelastung und geringer Drehzahl ist mit dem Auftreten von schwer quantifizierbaren Mischreibungseffekten zu rechnen. Zudem ist der Schmie- rungszustand des Lagers durch wechselnde Umgebungstemperaturen, Schmutzeintrag in das Schmiermedium und mögliche lokale Mangelschmierung unbestimmt.

Eine pragmatische Abschätzung des Reibmomentes

$$M_r(\dot{\psi}) = \underbrace{\mu_r m_{\text{OB}} g}_{F_r} \frac{d_L}{2} \cdot \text{sgn}(\dot{\psi}) \quad (4.12)$$

basiert auf der Umrechnung einer lastabhängigen Reibkraft F_r in ein Drehmoment unter Nutzung des Laufbahndurchmessers d_L . Hierbei wird die Geschwindigkeitsabhängigkeit der tribologischen Phänomene vernachlässigt. Der Reibungskoeffizient $\mu_r = 0,005 \dots 0,01$ für Kugeldrehverbindungen ergibt sich aus den Erfahrungen [GR15, S.104] speziell bei fördertechnischen Anwendungen.¹⁵ Kennzeichnend für das Reibmoment ist, dass es der Bewegungsrichtung entgegenwirkt. Die Lastrichtung wird durch das Vorzeichen der Schwenkgeschwindigkeit $\dot{\psi}$ festgelegt. Bei dem vorliegenden Schwenkwerk mit vier Einzelantrieben erreicht das Reibmoment pro Motor eine Größenordnung von ca. 10% des Motornennmomentes.

Ein weiterer Belastungsanteil bei Schwenkwerken resultiert aus der Windanströmung der exponierten, schwenkbaren Tragstrukturen. In größtmöglicher Vereinfachung lässt sich das windin- duzierte Lastmoment unter Nutzung von [DIN22261] abschätzen.

$$M_w(\psi) = \underbrace{c_w A_u p_w}_{F_w} r_{A_u} \cdot \cos \psi \quad (4.13)$$

Der Berechnungsansatz beruht auf der Annahme einer konstant angeströmten Umrissfläche A_u . Infolge der Windgeschwindigkeit wirkt auf diese ein geschwindigkeitsabhängiger Staudruck p_w . Mit der Berücksichtigung eines aerodynamischen Kraftbeiwertes $c_w = \{1,2; 1,6\}$ nach [DIN22261] ergibt sich schließlich eine Windlast F_w . Ist die angeströmte Fläche unsymmetrisch um die Schwenkachse verteilt (Radius $r_{A_u} \neq 0$) oder liegt eine ungleichmäßige Anströmung vor, ergibt sich im Schwenkwerk eine Drehmomentbelastung. Kennzeichnend für Windlasten ist, dass eine

¹⁵Durch die Berücksichtigung von Fettschmierung, Laufbahnrauheit und -geometrie sowie den Zusatzreibanteilen aus Berührungsdichtungen liegt der Wert über den Angaben ($\mu_{r,\text{th}} = 0,0015$) der Lagerhersteller [HK06] für zweireihige Axialrillenkugellager unter Laborbedingungen.

Abhängigkeit vom Schwenkwinkel ψ vorliegt. Folglich verschiebt sich die mittlere Schwenkantriebsbelastung während des Schwenkvorganges. Darüber hinaus kann Böenwind als stochastische Kraftanregung wirken. Mit dem Auftreten signifikanter winderregter Schwingungen ist jedoch nur bei sehr filigranen Stahlbaustrukturen von Turmdrehkränen oder Absetzern zu rechnen. [Paw72]

Der letzte Lastanteil in 4.11 betrifft die Geräteneigung. Eine Schrägstellung des gesamten Gerätes, beispielsweise durch ein um den Winkel α geneigtes Planum, erzeugt ein statisches Lastmoment in dem Schwenkwerk, wenn der Massenmittelpunkt des schwenkbaren Anlagenteils exzentrisch zur Drehachse liegt.

$$M_\alpha(\psi) = m_{\text{OB}} g \sin \alpha \cdot r_{\text{OB}} \cos \psi \quad (4.14)$$

[DIN22261] gibt für Tagebaugroßgeräte mit Raupenfahrwerken eine maximale Neigung von 1:30 in Längs und Querrichtung an, die für Auslegungszwecke zu berücksichtigen ist. Im Zuge des Standsicherheitsnachweises für den Schaufelradbagger 293 [Kow04] wurde eine maximale Planumsneigung von 1:18 angenommen. Bei normalem Gerätebetrieb werden weitaus geringere Werte angestrebt. Zudem ist der Baggeroberbau durch die konstruktive Ausführung mit Ballast- und Schaufelradausleger nahezu austariert, sodass infolge der geringen Exzentrizität r_{OB} des Oberbau-Massenmittelpunktes nur vernachlässigbare Drehmomente von den Schwenkantrieben bereitzustellen sind.

Im Zuge der Geräteauslegung wurde das ungünstigste Zusammenwirken von maximaler Windlast und größtmöglicher Geräteneigung betrachtet. Selbst bei diesem Extremfall verursachen die Lastanteile M_w und M_α pro Motor eine kumulierte Belastung in Höhe von ca. 25 % des Motornennmomentes. Den Ergebnissen der Betriebsmessung in Abs. 4.4 vorgreifend, kann festgehalten werden, dass eine modellhafte Berücksichtigung der Geräteneigung und der Windlasten hier nicht notwendig ist.

Erwähnenswert ist, dass der Wirkungsgrad des Antriebsstranges infolge der hohen Getriebeübersetzung oftmals nur im Bereich zwischen 60 bis 80 % liegt [GR15]. Im Gegensatz zum Lastmoment $M_{2,\text{stat}}$ ist durch den Motor (bei motorischer Betriebsweise) ein entsprechend höheres Motordrehmoment aufzubringen. Bei generatorischer Betriebsweise (Motorbremsung) verringert sich das Motormoment demnach.

4.3.2 Simulation der bodenmechanischen Interaktion bei Schaufelradbaggern

Der größte Belastungsanteil der Schwenkwerke von Schaufelradbaggern resultiert aus dem Grabprozess, d. h. den Vorgängen am Schaufelrad, die mit dem Lösen und Heben des Grabgutes verknüpft sind. Das Schwenkwerk muss hierbei die Seitenkräfte aus dem Grabvorgang überwinden, um das Schaufelrad entlang der Böschung zu bewegen und so eine kontinuierliche Förderung zu gewährleisten. Durch den periodischen Schaufeleingriff in den Abbaustoß und die lokal schwankende Festigkeit und Dichte des Erdstoffes weisen die Lasten aus dem Grabprozess starke Schwankungen auf. Infolge der fluktuierenden Grabkräfte werden die elastischen Stahlbaustrukturen und die Antriebsstränge des Großgerätes zum Schwingen angeregt. Bedingt durch die sehr geringen Frequenzen der angeregten Schwingformen (vgl. Tab. 4.2 und Abs. 4.4) ergeben sich zwangsläufig große Schwingwege des Schaufelrades im Bereich einiger Zentimeter.

Die Reaktion des Systems auf den Grabprozess wirkt deshalb auf die Ausprägung der Grabkräfte und damit die Anregungsmechanismen zurück. Jene Verkettung von Ursache (Anregung) und Wirkung (Strukturschwingung) wird von SCHULZ [Sch14] am Beispiel der Nickschwingung des Schaufelradauslegers beschrieben: Die zeitvariablen, vertikal gerichteten Anteile der Grabkraft regen die Nickschwingung des gesamten Baggeroberbaus an. Durch die schwingungsinduzierte vertikale Auslegerbewegung verändert sich die Spandicke am Schaufelrad, was wiederum die Grabkraft moduliert und auf die Oberbauschwingungen rückwirkt. Messdaten belegen weiterhin,

dass neben der Auslegernickschwingung zusätzlich noch Torsions- und Seitwärtsbiegeschwingungen des Schaufelradauslegers mit nicht vernachlässigbaren Schwingungsamplituden auftreten.

Eine aussagekräftige Analyse des dynamischen Verhaltens von Baggeroberbau, Schwenkantrieb oder Schaufelradantrieb losgelöst vom Grabprozess ist deshalb nicht aussichtsreich. Ebenso würde eine statische Betrachtung der Vorgänge – bspw. durch konstante Mittellasten – eine unzulässige Vereinfachung darstellen.

Für die angestrebten Gesamtsystem-Simulationen soll deswegen ein semi-analytisches Grabkraftmodell erstellt werden, das die Rückwirkungen von elastischen Verformungen der Stahlbaustruktur auf die Grabkräfte abbildet und die mittlere Belastung von Schwenkwerk und Schaufelradantriebsstrang wiedergibt. Somit werden die Effekte des Grab-Schwenk-Prozesses einer dynamischen Gesamtsystems simulation zugänglich gemacht. Umfangreiche Vorarbeiten zur Thematik leistete SCHULZ [SSK11]. Das von ihm erstellte Grabkraftmodell kann die Interaktion zwischen Grabprozess und einem MKS-Simulationsmodell des elastischen Schaufelradantriebsstranges und des flexiblen Baggeroberbaus abbilden.

4.3.2.1 Grundlagen zum Grabprozess

Die Beschreibung der Betriebslasten an Schaufelrädern ist seit der Mitte des vorigen Jahrhunderts immer wieder Gegenstand von Forschungsvorhaben gewesen. Gestützt auf geometrische Überlegungen [Paj60] sowie Messungen an realen Schaufelradbaggern [May87; KD10] und miniaturisierten Versuchsständen [HL73; Sau82] wurden empirische Zusammenhänge abgeleitet. Als Ergebnis liegt ein einfaches Formelwerk [SJ83] vor, das hinreichend genau ist, um eine Dimensionierung der Antriebsstränge des Schaufelrades und des Schwenkwerkes [Kra75] vornehmen zu können.

Die Belastung am Schaufelrad entsteht hauptsächlich durch zwei Mechanismen [SJ83]. Während des Grabens ergibt sich ein Kraftbedarf, der zum Lösen des Erdstoffes erforderlich ist. Bei festem Abbaugut kann diese Kraft an jeder Schaufel aus dem Produkt eines bodenspezifisch zu ermittelnden flächenbezogenen Grabwiderstandes k_A und der Fläche des geschnittenen Spanes abgeschätzt werden. Mittels geometrischer Überlegungen lässt sich die momentane Spanfläche einer jeden im Eingriff befindlichen Schaufel durch den Momentanwert von Spandicke und Spanbreite beschreiben. Der entstehende sichelförmige Schraubenspan ist in Abb. 4.21 in zwei Ansichten dargestellt. Die Spangeometrie ergibt sich aus Prozessparametern wie dem Momentanvorschub und dem Verhältnis aus Schwenkgeschwindigkeit zu Schaufelraddrehzahl. Auf diese Weise liegt eine Abschätzung der Umfangs-Schnittkraft am Schaufelrad vor. Die für das Schwenkwerk relevante Seitenkraft wird üblicherweise aus der Umfangskraft u.a. über einen empirischen Seitenkraftfaktor überschlägig berechnet. Neben dem Aufwand zum Lösen des Grabgutes besitzt die Arbeit zum Füllen der Schaufel und Heben des gelösten Grabgutes bis zum Bereich der Schaufelentleerung einen zweiten Hauptanteil an der bereitzustellenden Gesamtenergie. Aus dem Spanvolumen, das in den einzelnen Schaufeln gefördert wird, kann unter Nutzung der Dichte des Erdstoffes eine Hubkraft pro Schaufel ermittelt werden.

Auf dieser Grundlage lassen sich die Mittelwerte von Seitenkraft und Schaufelraddrehmoment für Auslegungszwecke hinreichend genau beschreiben. Ebenso wird damit die deterministische Kraftanregung durch den periodischen Schaufeleingriff in den Abbaustoß beschrieben. Gleichwohl entziehen sich die messtechnisch nachweisbaren höherfrequenten Schwankungen um den Mittelwert der umfassenden analytischen Beschreibbarkeit. Konsens ist deshalb die Auffassung des Grabvorganges als Kombination aus dem beschriebenen deterministischen Vorgang, dem ein Zufallsprozess der »Spanbrockenbildung« überlagert ist. Im Detail wird damit die Inhomogenität des Erdstoffes mit schwankenden Festigkeitswerten und unterschiedlichen Bodenschichten sowie der instationäre Charakter des Grabvorganges zusammengefasst. [Pod78; Sau82]

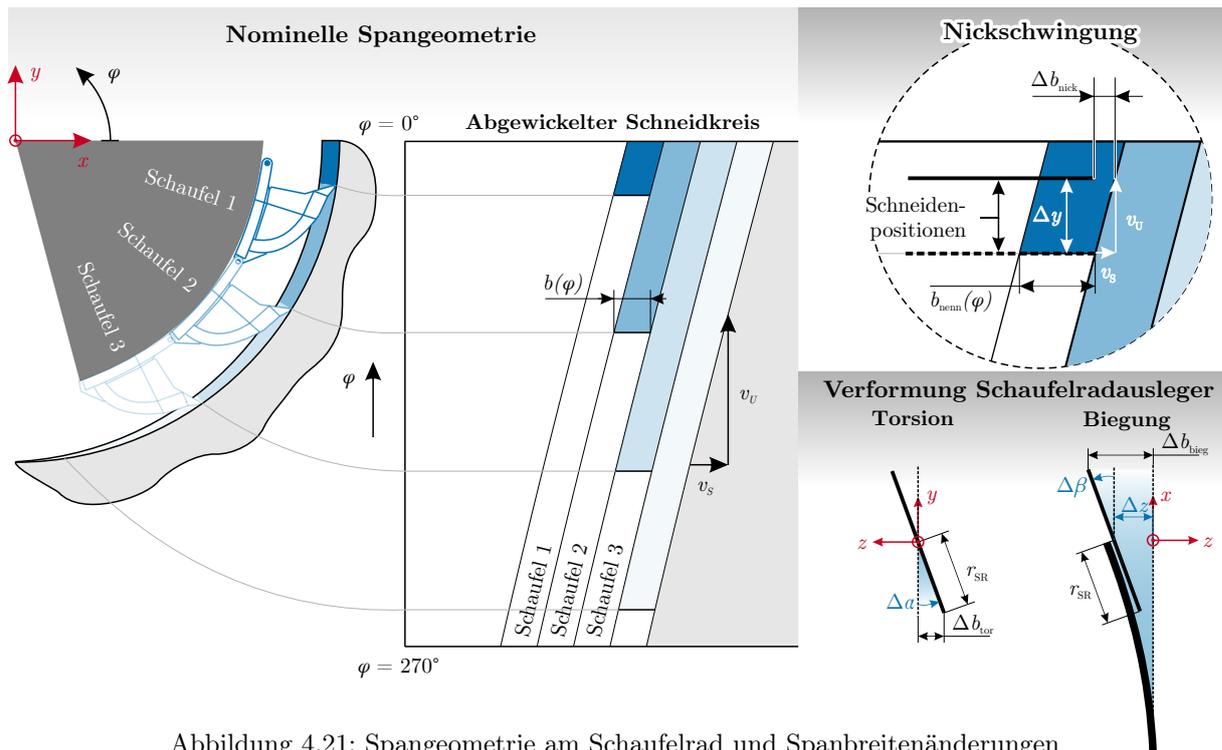


Abbildung 4.21: Spangeometrie am Schaufelrad und Spanbreitenänderungen

Ebenfalls bekannt ist die eingangs beschriebene dynamische Interaktion zwischen den Oberbau-schwingungen und dem Grabprozess. [Pod77]

Einen besonderen Stellenwert unter den bisherigen Arbeiten nimmt das in [SSK11] vorgestellte Grabwiderstandsmodell ein. Im Gegensatz zu den bis dato bekannten Berechnungsansätzen wird das Zusammenwirken zwischen dem Graben und den Schwingungen der mechanischen Struktur erstmals für ganzheitliche dynamische Simulationen nutzbar bereitgestellt.

4.3.2.2 Grabwiderstandsmodell

Jenes Modell des Grabprozesses bildet jedoch ausschließlich die Spandickenvariation infolge von Nickschwingungen des Baggeroberbaus ab. Für die simulative Nachbildung des Grab-Schwenk-Prozess gilt es deshalb einige Erweiterungen vorzunehmen:

- Auch die Spanbreite ändert sich bei Auslegernickschwingungen. Gleichsam variiert die Spanbreite bei Schwingungen des Schaufelrades in Axialrichtung (Auslegerbiegung) und bei Torsionsschwingungen des Auslegers. Die geometrischen Zusammenhänge zeigt Abb. 4.21.
- Die Schwenkgeschwindigkeit ist nicht mehr als konstant angenommen und beeinflusst nun den Grabprozess als dynamische Zustandsgröße.
- Die schwingungsbedingte tatsächliche Schaufelfüllung wird gespeichert, um eine exakte Hublastberechnung zu ermöglichen.
- Eine allgemeingültige Formulierung der Schnittgrößen zwischen dem Grabwiderstandsmodell und der MKS-Simulation gewährleistet bei verschiedenen Hubpositionen und verschwenktem Schaufelrad¹⁶ eine realistische Lasteinleitung in den Schaufelradausleger.

¹⁶Für einen besseren Massenausgleich und die Erzielung eines vorteilhaften Freiwinkels ist am untersuchten Schaufelradbagger 293 das Schaufelrad um 6° entlang der Vertikalen verkippt. Infolgedessen bewirken die Umfangskräfte am Schaufelrad u. a. auch eine Torsion des Schaufelradauslegers.

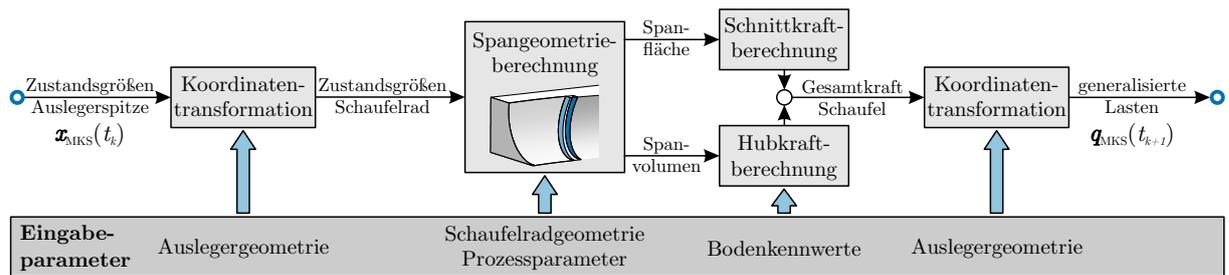


Abbildung 4.22: Funktionsbausteine des Grabwiderstandsmodells

Einen grundlegenden Überblick zum Berechnungsablauf des Grabwiderstandsmodells bietet Abb. 4.22. Ziel ist die Bereitstellung eines Schaufelradlastvektors mit sechs Komponenten zu jedem Simulationszeitschritt. Die Schnittstelle zwischen dem Grabwiderstandsmodell und dem MKS-Simulationsmodell des Gesamtsystems befindet sich auf der Schaufelradachse des elastischen Baggeroberbaus. Hier werden zu jedem Simulationszeitschritt die benötigten Bewegungs-Zustandsgrößen der MKS-Simulation ausgelesen (Schaufelraddrehwinkel, Auslegerdeformation, etc.). Auf dieser Grundlage erfolgt durch das Grabwiderstandsmodell die Berechnung der Schnittkräfte und -momente in allen drei Raumrichtungen für den nächsten Zeitschritt der MKS-Simulation. Zur rechentechnischen Umsetzung der Co-Simulation ist das Grabkraftmodell – wie auch die Antriebsregelung – in MATLAB/SIMULINK implementiert.

Details zu den Berechnungsmodulen zur Grabkraftberechnung sowie das umfangreiche Formelwerk sind in Anhang B ab S. 155 dokumentiert.

4.4 Messdatengestützte Validierung der Systemmodelle

Alle nun erstellten Teilmodelle des Systems wurden im Zuge der Modellerstellung auf physikalische Plausibilität geprüft. Objektive Bewertungskriterien stellten hierbei das statische und dynamische Verhalten bei Zeitbereichssimulationen oder die Modaleigenschaften dar. Durch diesen Verifizierungsprozess konnte sichergestellt werden, dass die *Modelle richtig erstellt* wurden und keine groben Modellierungsfehler vorliegen. Im nächsten Schritt gilt es zu prüfen, ob auch das *richtige Modell erstellt* worden ist, das die interessierenden Phänomene des zugrundeliegenden realen Systems hinreichend genau wiedergibt. Dieser als Validierung bezeichnete Prozess stützt sich im Idealfall auf den Abgleich mit Messdaten des Originalsystems. [FVA1172]

Deshalb wurde am Schaufelradbagger 293 eine aufwendige Messkampagne umgesetzt. Die folgenden Abschnitte widmen sich zunächst der technischen Umsetzung der Betriebsmessungen sowie der Datenauswertung und -interpretation. Der Betrieb des vorliegenden Schwenkwerks ist hauptsächlich durch zwei Lastfälle gekennzeichnet: Während des Grabprozesses schwenkt der Baggeroberbau mit konstanter Geschwindigkeit. Zwischen den Grab-Schwenk-Vorgängen muss eine Drehrichtungsumkehr des Baggeroberbaus erfolgen. Dieses Reversieren stellt einen instationären Lastfall dar. Beide Lastfälle sollen hier mithilfe der vorhandenen Simulationsmodelle nachgebildet werden, um eine Modellvalidierung vornehmen zu können.

4.4.1 Beschreibung des Messaufbaus

Für die Modellvalidierung wurden seitens des Betreibers mehrere Messstellen an verschiedenen Komponenten des Gesamtsystems während planmäßiger Stillstandszeiten neu eingerichtet oder instandgesetzt. Mithilfe der nachfolgend beschriebenen Sensorik war die Aufzeichnung interes-

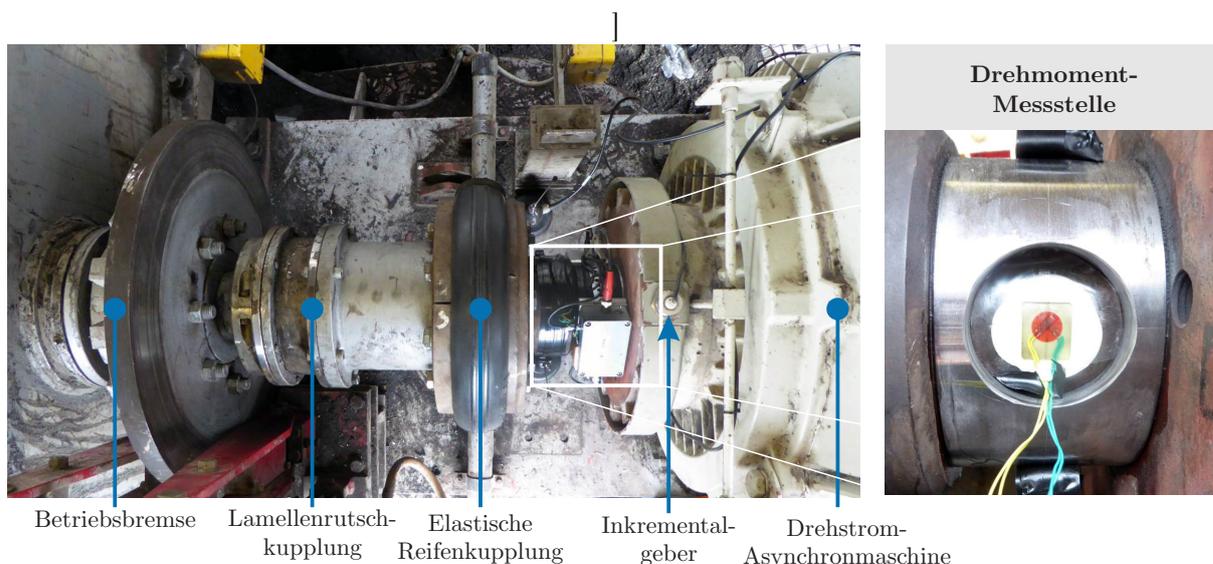


Abbildung 4.23: Eingangswelle des Schwenkantriebes mit Messstelle zur Erfassung von Drehmoment und Motordrehzahl. Die freie Oberfläche eines torsionsbeanspruchten Querschnitts wird durch den dargestellten Ausschnitt in einer Distanzhülse zugänglich gemacht.

sierender physikalische Größen während des normalen Förderbetriebs möglich. Alle Messdaten wurden zeitsynchron erfasst. Die Abtastrate ist auf 1000 Hz beschränkt.

4.4.1.1 Messstelle Schwenkantrieb

An einem Schwenkantrieb wurde die Messung einer Kraftgröße (Motorwellendrehmoment) und einer Bewegungsgröße (Drehzahl) umgesetzt. Eine akzeptable Zugänglichkeit für die Instrumentierung war nur an der schnell laufenden Getriebeeingangswelle gegeben. In Vorab-Simulationen konnte nachgewiesen werden, dass eine Erfassung der interessierenden dynamischen Effekte aussichtsreich war. Abb. 4.23 zeigt die Eingangswellenbaugruppe samt Sensorik.

Die Drehmomentmessung an der Motorwelle beruht auf der Erfassung der lastbedingten Verformungen einer Bauteiloberfläche mittels Dehnungsmessstreifen (DMS). Jede Drehmomentbelastung der Welle erzeugt Schubspannungen im tordierten Querschnitt. An der freien Wellenoberfläche liegt hierbei ein ebener Spannungszustand mit bekannten Hauptrichtungen vor: Die ersten beiden Hauptnormalspannungen und die zugeordneten (messbaren) Hauptdehnungen treten jeweils um $\pm 45^\circ$ versetzt zur Wellenmittellinie auf. Deckungsgleich zu diesen Hauptdehnungsrichtungen lässt sich eine DMS-Rosette mit zwei um 90° versetzten Messgittern applizieren. Eine Dehnungsänderung ruft eine Änderung des elektrischen Widerstands im Messgitter hervor, welche über eine WHEATSTONESche Brückenschaltung in eine Spannungsänderung gewandelt, anschließend verstärkt und digital aufgezeichnet werden kann [Kei17]. Der Übertragungsfaktor zwischen gesuchter Bauteilbelastung und gemessener Spannungsänderung lässt sich durch Kalibrierung ermitteln. Die Übertragung des Messsignals von der rotierenden Welle erfolgt per Telemetrie.

Beide Messgitter der DMS-Rosette erfassen die Dehnungen aus der Schubverformung mit unterschiedlichen Vorzeichen. Mögliche parasitäre Zusatzdehnungen aus Zug- und Druckkräften, Biegemomenten oder Temperatureinflüsse wirken auf die eng beieinanderliegenden Messgitter betrags- und vorzeichengleich. Die eingesetzte Halbbrückenschaltung erlaubt damit eine Kompensation der genannten Störeinflüsse und erfasst nur die tatsächlichen, dem Drehmoment proportionalen Dehnungsanteile.

Zur Drehzahlmessung konnte auf bereits installierte Messtechnik zurückgegriffen werden. Um Überlastsituationen zu erkennen, ist die auf der Eingangswelle angeordnete Lamellenrutschkupplung beidseitig von Drehwinkelaufnehmern flankiert. Überschreitet die Antriebsstrangbelastung einen eingestellten Wert, wird die Haftreibung im Lamellenpaket der Kupplung überwunden und die Last effektiv begrenzt. Die zusätzlich installierte Sensorik erkennt das Rutschen der Kupplung in Form einer Drehzahldifferenz und kann weitere Maßnahmen in der Anlagensteuerung auslösen. Das Messsignal des motorseitigen Sensors wird zusätzlich für die Validierungsmessungen abgegriffen. Es handelt sich dabei um einen Drehgeber, bestehend aus einem feststehenden Sensor und einer mit der Welle verbundenen verzahnten Geberscheibe. Der Inkrementalgeber detektiert das Passieren eines ferromagnetischen Zahnes unter Nutzung des HALL-Effektes. [KR19] Die zwölf Zähne der Geberscheibe ermöglichen die Auswertung von 24 Impulsen pro Umdrehung. Über die Zeitdauer zwischen zwei Impulsen und die bekannte Winkelteilung $\Delta\varphi$ der Geberscheibe berechnet eine Auswerteelektronik direkt die mittlere Winkelgeschwindigkeit $\bar{\omega}$ anhand von Gl. 4.10 im Auswertintervall. [Ran11] Die beschriebene einfache Signalauswertung liefert keine Informationen zur Drehrichtung der Welle.

Durch das eingesetzte diskrete Messprinzip erfolgt die Digitalwandlung der Messgröße bereits im Sensor. Eine Tiefpassfilterung vor der Analog-Digitalwandlung ist deshalb nicht möglich. Diese Besonderheit bringt eine Einschränkung bei Auswertungen im Frequenzbereich mit sich: Gemäß des Abtasttheorems sind bei 24 detektierten Ereignissen pro Umdrehungen nur Signalanteile bis zur 12. Wellenordnung überhaupt erfassbar. Enthält das Signal höherfrequente Anteile (z. B. aus den Zahneingriffen der schnelllaufenden Getriebestufen), werden diese nicht korrekt abgetastet, sodass Spiegelfrequenzen (Aliasing) in Frequenzspektren der Drehzahl auftreten würden. [VDI2039] Aus diesem Grund eignet sich das Drehzahlsignal nur für Auswertungen im Zeitbereich.

4.4.1.2 Messstelle Baggeroberbau

Für den Abgleich des Gesamtsystemmodells muss an einer weiteren Messstelle das Schwingungsverhalten des Baggeroberbaus erfasst werden.

Obwohl die größten Schwingwege an der Spitze des Schaufelradauslegers zu erwarten sind, verhindern die extremen Umgebungsbedingungen die Einrichtung einer Messstelle, die den geplanten Messzeitraum überdauert. Ein ausreichender Schutz der Messtechnik lässt sich an einer weniger exponierten Position am Auslegerkopf in der Nähe der linken Abspannseilanbindung gewährleisten (siehe Abb. 4.24). Erfasst werden die Schwingbeschleunigungen in Schwenkrichtung (Querschwingung) und in Vertikalrichtung (Nickschwingung).

Piezelektrische Beschleunigungsaufnehmer gelten als Industriestandard für Schwingungsmessungen. Das zugrundeliegende physikalische Messprinzip bedingt jedoch eine untere Grenzfrequenz größer als null Hertz, sodass statische Beschleunigungen nicht und tieffrequente Schwingungseffekte nur verfälscht erfasst werden können [Ran11]. Da die interessierenden Schwingungsphänomene der Stahlbaustrukturen durchweg unterhalb von zwei Hertz auftreten und mit der Schaufelrad-drehfrequenz von max. 0,07 Hz eine quasistatische Anregungskomponente vorliegt, bietet sich die Nutzung spezieller Sensoren für Strukturüberwachungen an [CN18]. Der installierte multiaxiale Aufnehmer in MEMS-Bauweise¹⁷ gestattet durch ein kapazitives Messprinzip auch statische Messungen.

¹⁷MEMS = micro electro mechanical system. Mikromechanische Sensoren mit integrierter Signalverarbeitung, die mit Halbleiter-Fertigungsverfahren hergestellt werden.

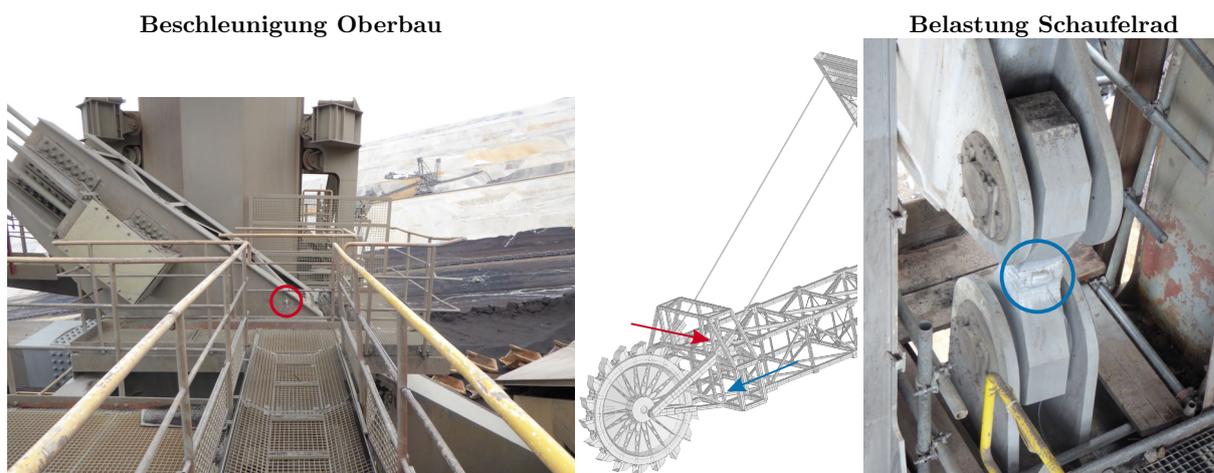


Abbildung 4.24: Messstellen am Schaufelradausleger und an der Zuglasche der Drehmomentstütze des Schaufelradgetriebes

4.4.1.3 Messstelle Schaufelrad

Neben der Belastung des Schwenkwerks ist für die Charakterisierung der Einsatzbedingungen auch die Belastung des Schaufelradantriebsstranges von großer Bedeutung. Weiterhin lassen sich die dynamischen Reaktionen im Gesamtsystem (Oberbauschwingungen und zeitvariable Belastung des Schwenkwerks) nur verlässlich einordnen, wenn auch die Hauptanregung des Großgerätes durch den Grabprozess bekannt ist. Aus diesen Gründen ist an einer dritten Messstelle die Messung des Schaufelraddrehmomentes umgesetzt worden.

Die in Abs. 4.1.3 vorgestellte konstruktive Ausführung des Schaufelradantriebes eröffnet die Möglichkeit der eleganten Belastungserfassung. Eine Zuglasche fesselt hierbei das Schaufelradgetriebe am Baggeroberbau. Bei rein statischer Belastung des Schaufelrades stellt sich in der Zuglasche eine Kraft ein, die dem Schaufelraddrehmoment proportional ist. Es liegt nahe, die Zuglasche als deformatoren Kraftaufnehmer zu nutzen, indem die Zugdehnung des rechteckigen Laschenquerschnittes mit DMS erfasst wird (siehe Abb. 4.24). Dadurch, dass sowohl die Geometrie, als auch die Werkstoffparameter der Zuglasche bekannt sind, kann von der gemessenen Dehnung auf die einwirkende Last geschlossen werden. Hervorzuheben ist dennoch, dass Massenkräfte und Reibungseffekte das Schaufelraddrehmoment im Signalpfad zur Zuglasche beeinflussen und somit statische und dynamische Messungen verfälschen. Trotzdem eignet sich die Messstelle hervorragend, um die Größenordnung der Belastung abzuschätzen und Anregung und Systemreaktion im Frequenzbereich zu beurteilen.

4.4.2 Betriebsschwingungsanalyse

Die aufgezeichneten Betriebsmessdaten an den vorgestellten Messstellen bilden die Datenbasis für die Modellvalidierung. Von grundlegender Bedeutung ist deshalb ein prinzipielles Verständnis des Systemverhaltens. Eine Auswertung der Messdaten im Zeit- und Frequenzbereich stellt hierzu eine geeignete Methode dar. Ziel ist dabei vor allem die Lokalisierung der frequenzreichsten Betriebsschwingformen.

Aus den aufgezeichneten Messdaten der ca. einwöchigen Messkampagne wurde seitens des Anlagenbetreibers zunächst eine Vorauswahl getroffen. Ziel war die Bereitstellung von längeren zusammenhängenden Abschnitten mit gleichbleibenden Betriebsbedingungen für die Modellvalidierung.

Hieraus sind in Abb. 4.25 zunächst exemplarische Messsignale aller beschriebenen Sensoren im Zeitbereich dargestellt. Abgedeckt wird ein vollständiger Schwenk-Zyklus, bestehend aus zwei Schnittvorgängen mit unterschiedlicher Schwenkrichtung und grabendem Schaufelrad. Zwischen den Schnitten erfolgt ein Reversieren des Oberbaus, indem die Drehrichtung des Schwenkwerks umgekehrt wird. Neben einem Eindruck zur Belastungshöhe und zu den Spitzenbeschleunigungen geben die Messdaten weitere Informationen preis:

- *Motordrehzahlverlauf eines Schwenkantriebes*: Während des Fördervorganges arbeitet das Schwenkwerk mit konstanter Soll-Drehzahl. Die Schutzmechanismen des Antriebssystems (Schaufelradstrombegrenzung, Bandbelegungsautomatik) greifen nicht ein. Die schwankende Belastung des Schwenkwerks durch die Schaufelrad-Seitenkraft und zusätzliche Drehschwingungen des Antriebsstranges bewirken eine überlagerte Drehzahlfluktuation. Obwohl in der Mitte des Messschriebes eine Drehrichtungsumkehr stattfindet, ist durch das Messprinzip keine Vorzeicheninformation in dem Drehzahlsignal enthalten.
- *Motorwellendrehmoment eines Schwenkantriebes*: Beim Umsteuern des Antriebes tritt die Maximalbelastung auf. Sie liegt in der Größenordnung des Antriebs-Nennmomentes. Im Verlauf des Grabvorganges schwankt das Drehmoment signifikant, jedoch um ein geringeres mittleres Lastniveau. Im Zeitraum zwischen 530 s und 590 s greifen keine Seitenkräfte am Schaufelrad an. Folglich reversiert der Antrieb schnittlastfrei. Die unterschiedlichen, von null verschiedenen Lastniveaus unmittelbar vor und nach der Drehrichtungsumkehr sind auf die Reibung im Antrieb und im Großwälzlager zurückzuführen.
- *Vertikalbeschleunigung an Auslegerkopf*: Der zeitliche Mittelwert der Absolutbeschleunigung verrät im Vergleich mit der Fallbeschleunigung die Orientierung des Sensors im Schwerfeld der Erde. Auf diese Weise ist eine grobe Abschätzung der Hubposition des Schaufelrades möglich. Aus dem hier konstanten Mittelwert lässt sich schlussfolgern, dass während des Messzeitraumes keine Änderung der Schaufelradhubposition – und damit auch keine Modifikation der Systemdynamik – vorgenommen wurde.
- *Querschleunigung am Auslegerkopf*: Die seitliche Beschleunigungskomponente zeigt eine geringfügige Abhängigkeit vom Schwenkwinkel, welche auf die Neigung des gesamten Gerätes zurückzuführen ist. Sobald der Bagger auf keinem horizontalen Planum operiert, variiert der Angriff des Erdbeschleunigungsvektors relativ zum Sensor, sobald der Oberbau geschwenkt wird. Die überlagerten Schwingbeschleunigungen in Quer- und Vertikalrichtung besitzen eine vergleichbare Größenordnung.
- *Schaufelraddrehmoment*: Das aus der Zugkraft der Getriebestütze umgerechnete Schaufelraddrehmoment offenbart den instationären und regellosen Charakter der torsionalen Schaufelradbelastung. Die mittlere Belastung liegt im untersuchten Zeitraum bei maximal 25 % des Antriebsnennmomentes, was auf schonende Betriebsbedingungen des Gerätes hinweist. In anderen Fördersituationen mit höherer Belastung des Schaufelradantriebes ist deshalb auch mit einer stärkeren Schwingungsneigung des Tragwerkes zu rechnen und mit größeren Lastschwankungen im Schwenkwerk. Die hier erkennbare bereits beträchtliche Dynamik des Gesamtsystems stellt somit den Regelfall und keine Extremsituation dar.

Aus der alleinigen Betrachtung im Zeitbereich lassen sich noch keine Rückschlüsse zu den Ursachen der auftretenden Schwingungen und zu deren Wirkungen an den einzelnen Messstellen ableiten. Deshalb schließt sich nun eine Analyse im Frequenzbereich an. Als vorteilhaft erweist sich jetzt, dass Messdaten vorliegen, bei denen die Schwenk- und Schaufelraddrehzahlen nur geringfügig schwanken und auch die Auslegerneigung unverändert bleibt. Auf diese Weise ist es möglich aus sechs aufeinanderfolgenden Grab-Zyklen jeweils gleich lange Zeitabschnitte zu extrahieren und mittels DFT in den Frequenzbereich zu überführen. Abb. 4.25 zeigt neben den Amplitudenspektren

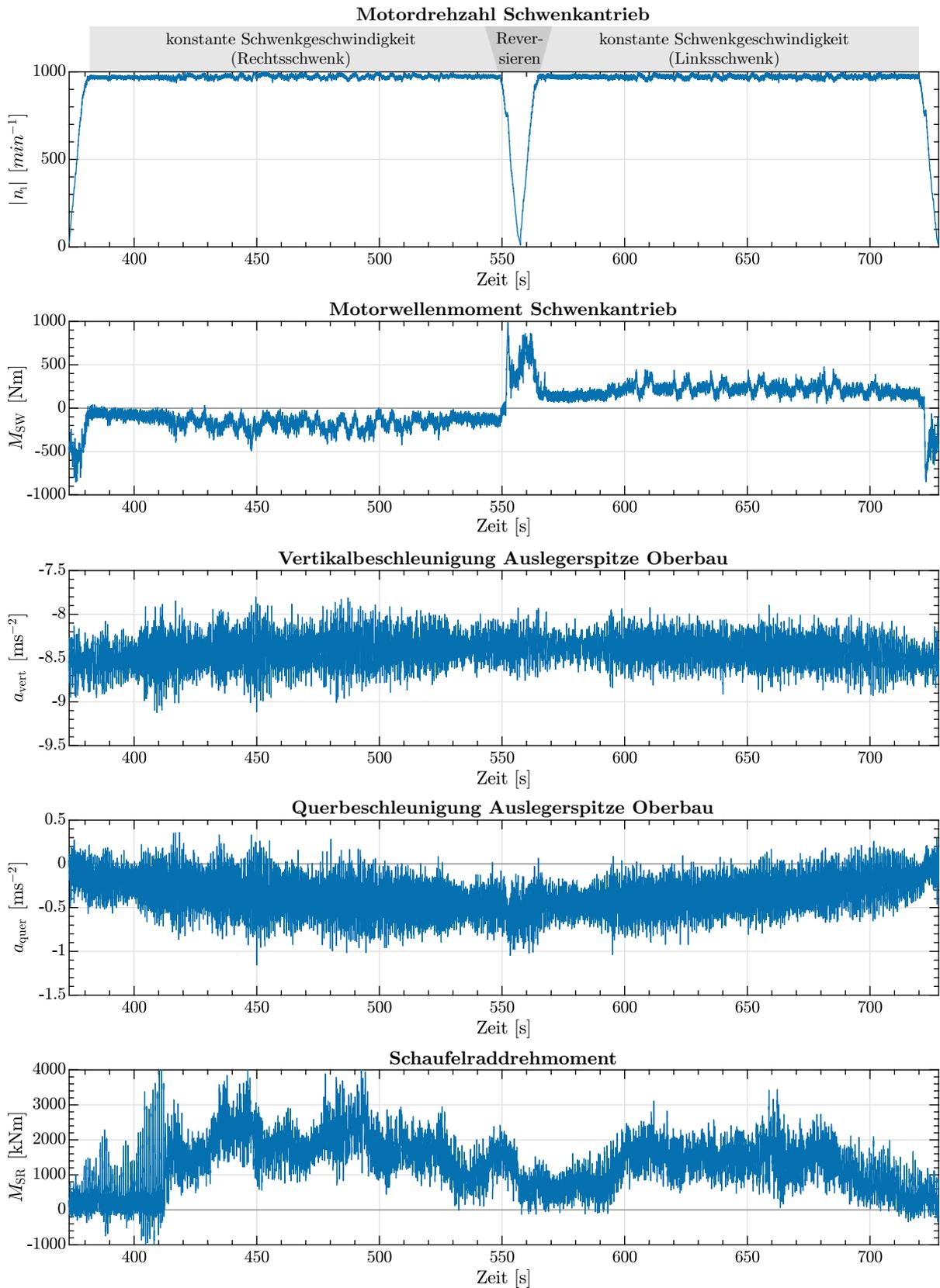


Abbildung 4.25: Messdaten eines kompletten Arbeitsspiels, bestehend aus zwei Schwenkvorgängen in unterschiedliche Richtungen und einer Drehrichtungsumkehr

der sechs einzelnen Grab-Zyklen auch ein gemittelttes Gesamt-Spektrum, das einen vorteilhafteren Signal-Rausch-Abstand bietet.

Obwohl die vorhandene Anzahl an (Beschleunigungs-)Messstellen nicht für die Durchführung einer Betriebsmodalanalyse (Operational Modal Analysis¹⁸) genügt, fügt sich die Vielfalt der räumlich verteilt erfassten Größen zu einem stimmigen Gesamtbild des Schwingungsverhaltens. Die Amplitudenfrequenzspektren lassen folgende Interpretation – aufsteigend nach der Frequenz – zu:

- Alle Spektren zeigen mehr oder minder stark ausgeprägte Ausschläge bei Vielfachen der Schaufelraddrehfrequenz (0,065 Hz bei einer Schaufelradnenndrehzahl von knapp 4 min^{-1}). Besonders ausgeprägt sind die Signalkomponenten im Schwenkantrieb. Die Regelmäßigkeit des Phänomens deutet auf einen Anregungsmechanismus hin. Als Ursache sind die unterschiedlichen Schnittkräfte pro Schaufel zu vermuten, die sich durch das Gestein und den Verschleißzustand der Schneiden ergeben.
- In der Vertikalbeschleunigung zeigt sich zwischen den Grabkraftharmonischen im Intervall von 0,33 Hz bis 0,37 Hz eine Systemreaktion. Mit dem Vorwissen aus [Sie96b] und [Sch14] kann diese eindeutig der Nickschwingung des Schaufelradauslegers zugeordnet werden. Die Schwingung tritt nicht in Auslegerquerrichtung auf. Allerdings ist eine schwache Rückwirkung zwischen der Auslegernickschwingung und dem Grabprozess im Spektrum des Schaufelraddrehmomentes zu erkennen. Dies bestätigt die Erkenntnisse von SCHULZ. Die geringe Amplitude lässt sich mit den moderaten Schnittbedingungen im vorliegenden Lastfall erklären.
- Das Spektrum der Querbeschleunigung offenbart eine starke Reaktion im Bereich zwischen 0,64 Hz und 0,66 Hz. Die zugehörige Schwingung des Auslegerkopfes in Schwenkrichtung wird durch den Grabprozess angeregt. Gemäß [Sie96b] und übereinstimmend mit der Modalanalyse des Oberbaumodells in Tab. 4.2 weist das System in diesem Frequenzbereich eine seitliche Oberbauschwingung auf. Dass der Signalanteil nicht im Spektrum des Schwenkantriebes registrierbar ist, stützt die These, dass die zugehörige Schwingform einen Schwingungsknoten nahe der Drehplattform aufweist.
- Knapp unterhalb von 1 Hz zeigt die Vertikalbeschleunigung einen Ausschlag, der durch die gegenläufige Nickschwingung von Ballastausleger und Schaufelradausleger hervorgerufen wird [Sie96b].
- Lokal auf den Schwenkantrieb beschränkt ist eine starke Reaktion bei 1,12 Hz. Oberhalb dieser Frequenz sind im Drehmomentspektrum der Motorwelle keine Schwingungen aus dem Grabprozess oder vom Oberbau vorhanden. Diese Filterwirkung des Schwenk-Antriebsstranges und das lokale Auftreten der Schwingung lässt sich durch das Vorliegen einer Torsionseigenfrequenz des Antriebes erklären.
- Alle Spektren mit Ausnahme des Schwenkantriebes enthalten die Schaufeleingriffsfrequenz als eine der Hauptanregungen des Gesamtsystems. Bei der vorliegenden mittleren Schaufelraddrehfrequenz von 0,065 Hz und einem Schaufelrad mit 18 Grabgefäßen erfolgt der

¹⁸Die Betriebsmodalanalyse [BV15] geht auf folgende Problematik zurück: Die Bestimmung der Modalparameter (Eigenfrequenzen, modale Dämpfungen, Eigenschwingformen) ist bei komplexen Großstrukturen und Ingenieurbauwerken mit unvermeidbarem Aufwand verbunden, wenn klassische künstliche Anregungsmechanismen (Shaker, Impulsanregung durch Modalhammer) genutzt werden sollen. Gleichzeitig treten oftmals geeignete Anregungsmechanismen im normalen Betrieb auf (Luft- und Flüssigkeitsströmungen, Verkehr). Am Beispiel des Schaufelradbaggers stellt der Schaufelradeingriff in das Gestein eine energiereiche Breitbandanregung des gesamten Systems dar. Es ist zu erwarten, dass durch diese Anregung die wesentlichen Eigenschwingformen angesprochen werden. Bei einer ausreichenden Messstellenanzahl lassen sich mit geeigneten Identifikationsverfahren die gesuchten Modalparameter rekonstruieren. Ein Vergleich der gemessenen Modalparameter mit denen eines Simulationsmodells stellt eine hervorragende Möglichkeit zur Modellvalidierung dar.

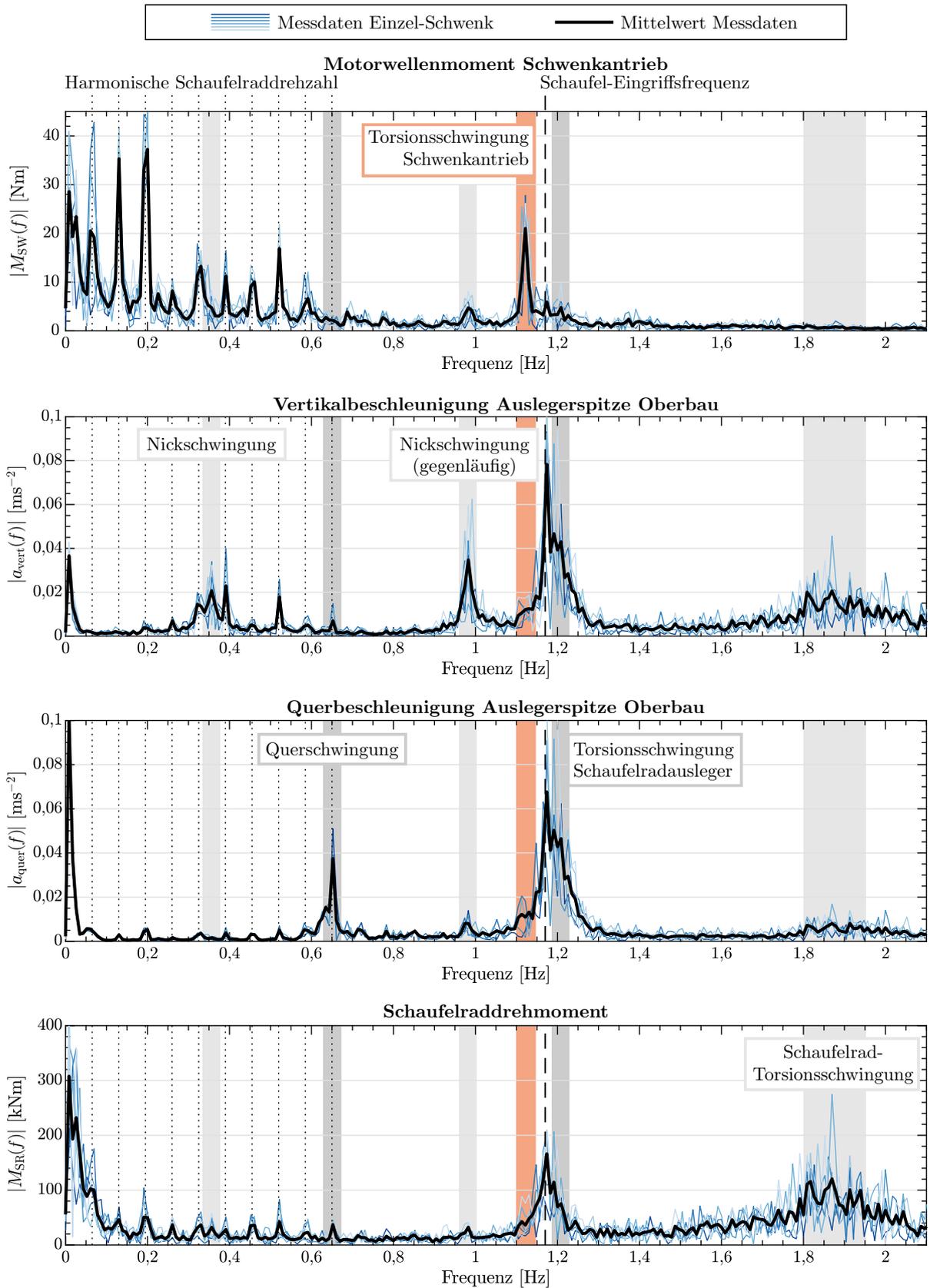


Abbildung 4.26: DFT der Messdaten mit hervorgehobenen Systemreaktionen und Anregungskomponenten ($f_s = 1000$ Hz, $\Delta f = 0,009$ Hz, TUKEY-Fenster mit 25 % Anschnitt)

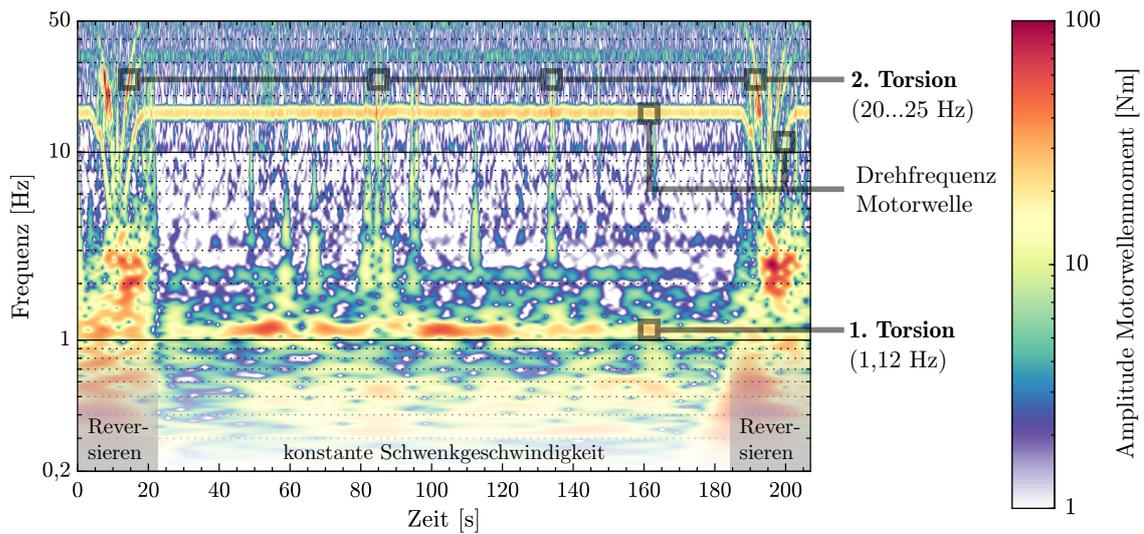


Abbildung 4.27: Zeit-Frequenz-Auswertung des gemessenen Motordrehmomentes während des Normalbetriebs: Schwenken mit konstanter Motordrehzahl und zwei vor- und nachgelagerte Reversiervorgänge. Kontinuierliche Wavelet-Transformation zur Erzielung eines vorteilhaften Kompromisses aus Zeit- und Frequenzauflösung über einen breiten Frequenzbereich.

Schaufeleingriff periodisch mit einer Frequenz von 1,17 Hz. Der Baggeroberbau reagiert auf diese Anregung mit einer Torsionsschwingung des Schaufelradauslegers. Da der multiaxiale Beschleunigungsaufnehmer einen Abstand zur Torsionsachse des Auslegers aufweist, registriert er in Vertikal- und Querrichtung die entsprechende Eigenschwingung.

- Der Bereich zwischen 1,8 Hz und 2 Hz wird im Spektrum des Schaufelraddrehmomentes von der in [Sch14] beschriebenen Schaufelradtorsionsschwingung dominiert. Da die rotatorische Trägheit durch die Masse des momentan im Schaufelrad befindlichen Grabgutes schwankt, variiert auch die Eigenfrequenz. Gleichzeitig modulieren Drehzahlschwankungen des Schaufelradantriebes die Schwingung, sodass Seitenbänder auftreten. Die breitbandige Reaktion des Antriebes zeigt sich ebenfalls in der vertikalen Schwingbeschleunigung.

Es gilt zu beachten, dass die DFT zur Erstellung der gezeigten Amplitudenfrequenzspektren eine Mittelung über den zugrundeliegenden Zeithorizont vornimmt. Nur kurzzeitig auftretende Phänomene sind ebenso wenig auflösbar, wie der transiente Reversiervorgang des Schwenkwerks. Da hier ein besonderes Augenmerk auf der Belastung des Schwenkantriebes liegt, soll das zugehörige Drehmoment-Messsignal einer tieferen Analyse unterzogen werden.

Eine Zeit-Frequenz-Auswertung des Motorwellenmomentes ist in Abb. 4.27 gezeigt, woraus sich weitere Erkenntnisse durch Betrachtung des zeitlichen Horizonts ableiten lassen. So ist während des Reversierens mit den höchsten und breitbandigsten Belastungen des Antriebes zu rechnen. Im Bereich um 1,12 Hz zeigt sich bei konstanter Schwenkgeschwindigkeit die erste Torsionseigenfrequenz des Antriebes. Mit den Erkenntnissen aus Abs. 4.1.1.4 kann als Anregungsursache der Zahneingriff zwischen Zahnkranz und Abtriebsritzel (1. Harmonische) zugeordnet werden. Auch die zweite Harmonische dieser Zahneingriffsfrequenz ist bei 2,2 Hz mit deutlich geringerer Amplitude erkennbar. Der enorme Unterschied in der Intensität von erster und zweiter Ordnung lässt sich nur über eine Verstärkung der ersten Ordnung durch eine Eigenschwingung des Antriebes erklären. Die in Abb. 4.8 auf S. 23 gegenübergestellten Drehwegabweichungen – als Maß für die Anregungsstärke – weisen nur einen Unterschied von Faktor zwei auf.

Weiterhin ist als drehzahlveränderlicher Signalbestandteil die Drehfrequenz der Motorwelle (oberhalb von 16 Hz bei konstanter Schwenkgeschwindigkeit) präsent. Sobald Stöße den Antriebs-

strang zusätzlich belasten, wird auch die zweite Torsionseigenfrequenz kurzzeitig angeregt. Die starke Dämpfung des Elastomer-Kupplungsreifens bewirkt ein schnelles Abklingen. Für eine exakte Lokalisierung im Frequenzbereich steht deswegen nur eine zu geringe Auswertedauer zur Verfügung.

Zusammenfassend gilt es festzuhalten, dass das niederfrequente Schwingungsverhalten des Schwenkantriebes maßgeblich durch eine torsionsdominierte Antriebsstrang-Eigenfrequenz charakterisiert ist. Es findet eine zweifache Entkopplung des Antriebsmotors statt: Oberhalb der ersten Torsionseigenfrequenz sind keine Signalanteile mehr aus dem Oberbau an der Motorwelle registrierbar. Oberhalb der zweiten Torsionseigenfrequenz entkoppelt die elastische Reifenkupplung den Antriebsstrang vom Motor, sodass keine höherfrequenten Schwingungen aus dem Getriebe den Motor erreichen. Dem frequenzabhängigen Übertragungsverhalten des Antriebsstranges widmet sich Abs. 4.5.

4.4.3 Validierung Schwenkwerk – Reversiervorgang

Der erste Schritt der Modellvalidierung stützt sich auf die simulative Nachbildung einer Drehrichtungsumkehr des Schwenkantriebes. Wie aus dem vorigen Abschnitt bekannt ist, wirken keine Grabkräfte während der aufgezeichneten Reversiervorgänge. Die Eigenschwingungen des Oberbaus werden kaum angeregt. Somit muss die Grabkraftanregung des Gesamtsystems ebenso wenig modelliert werden, wie der Schaufelradantriebsstrang. Der Lastfall eignet sich deshalb hervorragend für eine isolierte Subsystemvalidierung des Schwenkwerks.

Das Simulationsmodell setzt sich zusammen aus dem MKS-Modell des Schwenkwerks mit vier Einzelantrieben und dem elastischen Baggeroberbau. Ergänzt wird das mechanische Teilsystem um die elektrische und informationsverarbeitende Domäne, indem die nachgebildete Antriebsregelung des realen Systems inklusive der originalen Regelungsparameter und Sollwertvorgaben implementiert ist.

In Abb. 4.28 sind die gemessenen Signale der Motordrehzahl und des Motorwellendrehmomentes von 14 aufeinanderfolgenden Drehrichtungswechseln übereinandergelegt. Diese große Datenbasis beweist, dass stets reproduzierbare Drehzahl- und Drehmomentverläufe auftreten.

Für den Vergleich zwischen Simulation und Messung ist hervorzuheben, dass das Modell einen Idealzustand des Systems wiedergibt. Insbesondere sind die Verschleißzustände des Zahnkranzes und der Laufbahn des Schwenklagers unbekannt. Außerdem bildet das MKS-Modell des Getriebes weder Unwuchten (Ausnahme: Eingangswelle), noch Fluchtungsfehler von Wellen oder schadhafte Maschinenelemente ab. Aus diesen Gründen muss das Simulationsmodell das Anregungsverhalten deutlich unterschätzen. Angebracht ist deshalb der Vergleich der Simulationsergebnisse mit dem Mittelwert der Messdaten.

Wenngleich die Gegenüberstellung von Messdaten und Simulationsergebnissen an der Motorwelle eines Schwenkantriebes erfolgt, gestattet das MKS-Modell auch die Auswertung an weiteren Stellen. Durch die Analyse an verschiedenen Punkten des Antriebsstranges lassen sich die Vorgänge im Getriebe im Verlauf der Drehrichtungsumkehr detailliert nachvollziehen und in vier Phasen unterteilen.

- ① *Entlastung des Antriebsstranges und Spieldurchlauf*: Mit Beginn des Reversiervorganges wird die Motordrehzahl entsprechend des Sollwert-Verlaufes verringert. Durch den Drehzahlunterschied zwischen An- und Abtrieb erfährt der elastische Antriebsstrang zunächst eine Entlastung, bis die Zahnflanken aller Getriebestufen abheben. Motoren und Oberbau sind nun entkoppelt. An der Motorwelle wirkt nur ein geringes Drehmoment, das erforderlich ist, um die Eingangswelle und die Getriebestufen zu verzögern.

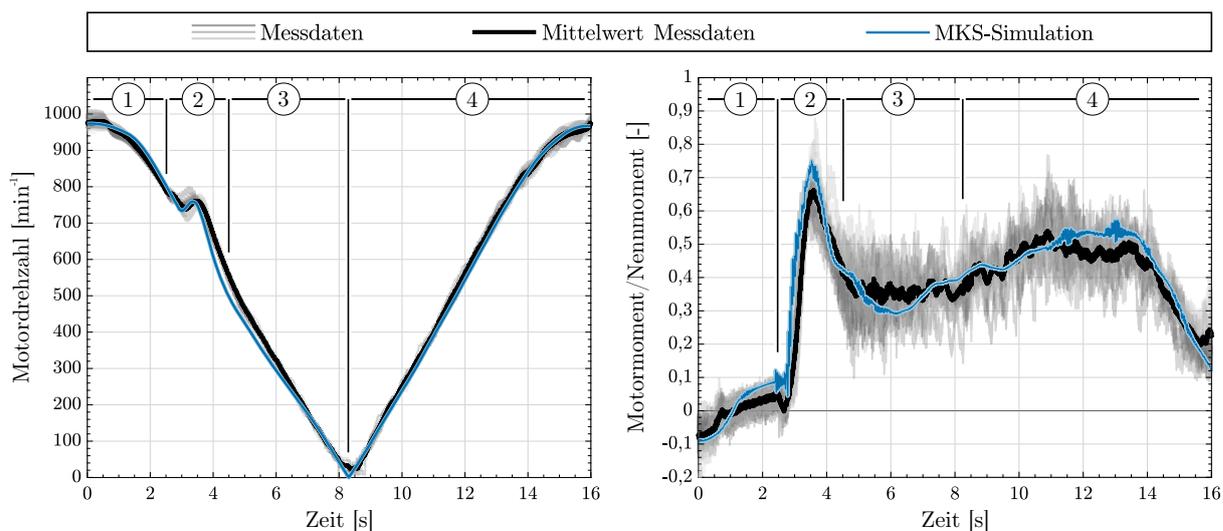


Abbildung 4.28: Messdaten aus mehreren Reversiervorgängen im Vergleich mit den Ergebnissen der MKS-Simulation. Die gemessenen Motordrehzahlverläufe enthalten keine Vorzeicheninformation. Zur besseren Vergleichbarkeit ist deshalb auch der Betrag der simulierten Drehzahl aufgetragen.

- ② *Überschwingen bei Rückflankenkontakt*: Nachdem das Zahnflankenspiel aller Getriebestufen durchquert ist, schlagen die Rückflanken der Verzahnungen mehrfach aneinander. In der Wirkung entspricht der Flankenaufprall einer Impulsanregung, die in einem breiten Frequenzband wirkt. Zu diesem Zeitpunkt liegt eine Geschwindigkeitsdifferenz zwischen dem bereits abgebremsten Motor und dem noch schneller laufenden Baggeroberbau vor. Letzterer erfuhr bisher allein durch Reibungseffekte eine Verzögerung. Die enorme Trägheit des abtriebsseitigen Stahltragwerks erklärt die noch vorhandene große Bewegungsenergie. Infolge der Drehzahldifferenz von An- und Abtrieb entsteht eine elastische Verdrillung des Antriebsstranges, sobald der Flankenkontakt wiederhergestellt ist. Dies ist gleichbedeutend mit einer starken Anregung der ersten Torsionseigenfrequenz des Antriebssystems. In der Folge tritt eine hohe Drehmomentbelastung auf. Gleichzeitig erfährt der Baggeroberbau eine abrupte Beschleunigungsänderung. Die Antriebsregelung ist nicht in der Lage, adäquat auf die hochdynamischen Vorgänge zu reagieren, sodass es zu einem deutlichen Überschwingen der Motordrehzahl kommt.
- ③ *Motorbremsung*: Sobald ein dauerhafter Rückflankenkontakt vorliegt, setzen die Antriebsmotoren den Antriebsstrang unter Rückspeisung der Bremsenergie still. Die Antriebsregelung wirkt als Hauptdämpfungsquelle der angeregten Torsionseigenfrequenz. Sie ist in der Lage eine mehrfache Lastpendelung und damit einhergehende Wechsellasten zu vermeiden.
- ④ *Beschleunigung auf Nenndrehzahl*: Die konstante Beschleunigung des Antriebes wird über den Nulldurchgang der Motordrehzahl hinaus beibehalten. Im Zuge des Anlagenhochlaufes werden einzelne Antriebsstrangresonanzen durchfahren, ohne dass kritische Lasten auftreten. Mit abnehmendem Beschleunigungsmoment wird die Nenndrehzahl ohne Überschwingen erreicht. Ein erneuter Verlust des Zahnflankenkontaktes ist somit nicht zu beobachten.

Aus der weitgehenden Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation lässt sich schlussfolgern, dass das gesamte Zahnflankenspiel des realen Antriebes in etwa dem des Modells entsprechen muss (560° Drehwinkel der Motorwelle bis zum vollständigen Spieldurchlauf). Darüber hinaus

lassen sich einige Rückschlüsse in Bezug auf die Modelleigenschaften ziehen. Die ähnliche Über-schwingweite des Drehmomentes und die Periodendauer der angeregten Eigenschwingung deuten auf ein ähnliches niederfrequentes Eigenschwingungsverhalten hin. Gleichzeitig bestätigt das schnelle Abklingen der Eigenschwingung die korrekte Parametrierung des PI-Drehzahlreglers und des Drehzahldifferenzreglers als Hauptdämpfungsquelle der ersten Torsionseigenfrequenz. Und schließlich lässt sich aus der Größenordnung des mittleren Beschleunigungsmomentes nach dem erfolgten Spieldurchlauf ableiten, dass die rotatorische Gesamtträgheit im MKS-Modell richtig abgebildet sein muss.

Es bleibt festzuhalten, dass das vorliegenden Schwenkwerksmodell in der Lage ist, den Vorgang der Drehrichtungsumkehr realitätsnah abzubilden.

4.4.4 Validierung Gesamtsystem – Grab-Schwenk-Prozess

Der zweite Schritt der Modellvalidierung erweitert den Fokus auf das Gesamtsystemmodell. Als Lastfall eignet sich hierzu der Grab-Schwenk-Vorgang mit konstanter Schwenkdrehzahl. Obwohl die Maximallasten während des normalen Anlagenbetriebes bei den Reversiervorgängen auftreten, ist das werkstoffmechanische Schädigungspotenzial des Schwenk-Lastfalles für den Antriebsstrang und die Tragstrukturen nicht vernachlässigbar. Die Grab-Schwenk-Vorgänge haben einen zeitlichen Anteil an der Gesamtbetriebsdauer von ca. 90 %.

Verglichen mit dem Reversieren herrscht dabei eine diametral verschiedene Belastungssituation vor. Anstelle der Kraftstöße durch den Flankenaufrall während der Drehrichtungsumkehr tritt nun eine kontinuierliche Kraftanregung auf. Es wirken die getriebeinternen Anregungsquellen und zusätzlich die fluktuierenden Lasten aus dem Grabprozess. Deshalb ist mit dem Auftreten erzwungener Schwingungen und der Ausbildung von resonanzbedingten Lastüberhöhungen zu rechnen. Mit den bisherigen Erkenntnissen aus der theoretischen Analyse des Antriebes liegt ein besonderes Interesse auf der lokalen Motoreigenschwingung. Bei voller Schwenkgeschwindigkeit ist zu erwarten, dass eine Schwingungsanregung durch die Zahneingriffsfrequenz zwischen den Ritzeln der Getriebe-Abtriebswelle und dem Zahnkranz auftritt.

Die simulative Nachbildung des Grab-Schwenk-Prozesses erfordert eine Erweiterung der Systemgrenze des Simulationsmodells. Zusätzlich zum elastischen MKS-Modell des Schwenkwerkes und der Stahlbaustrukturen ist die Einbindung der Grabkraftfunktion und des Schaufelradantriebsstranges samt Schaufelradzahlregelung erforderlich. Mit dem nun vorliegenden Gesamtsystem-Simulationsmodell soll im Zuge einer Zeitbereichssimulation der in Abb. 4.25 gezeigte, messtechnisch erfasste zweite Referenzlastfall simuliert werden. Das Schaufelrad überstreicht mit einer konstanten Schwenkgeschwindigkeit von 40 m min^{-1} den Hang. An den Motoren des Schwenkwerkes muss dazu eine Drehzahl von 970 min^{-1} gehalten werden. Es stellt sich ein mittleres Drehmoment von 200 Nm an den Motorwellen ein. Das Schaufelrad wird durch die moderate Spantiefe des Grabvorganges im Mittel mit 1500 kNm belastet. Durch die vergleichsweise geringe Auslastung des Schaufelradantriebes ist ein durchgängiger Betrieb mit Konstantdrehzahl möglich.

Hervorzuheben ist, dass das Ziel der Simulation nicht die exakte Nachbildung der Messsignale im Zeitbereich sein kann. Dies begründet sich dadurch, dass die regellosen bodenmechanischen Prozesse während des Grabens unmöglich durch das vorgestellte rudimentäre Grabwiderstandsmodell abgebildet werden können. Sowohl die lokal variierende Festigkeit und Dichte des Gesteins, als auch die Geometrie des Hangabschnittes – festgelegt durch die vorangegangenen Schnitte – entziehen sich einer genauen Erfassung. Zudem verbleiben die Dämpfungsparameter des Baggeroberbaus als unbekannte Größen.¹⁹ Eine Simulation des Grabvorganges kann somit nur eine Momentaufnahme der Realität im Mittel wiedergeben. Aus dem vorigen Abschnitt ist zudem be-

¹⁹Im Gegensatz zur dominierenden ersten Torsionsschwingung des Schwenkantriebes, die eine maßgebliche Dämpfung durch die Motorregelung erfährt, wirken bei der Vielzahl der Oberbau- und Schaufelradantriebs-

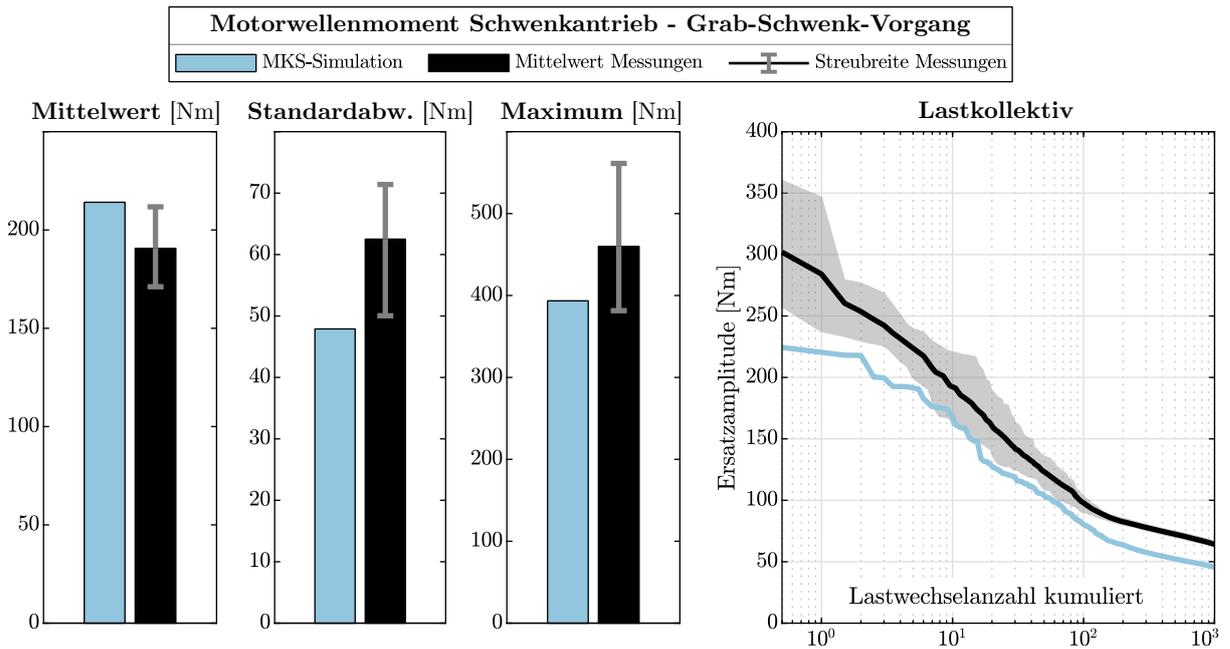


Abbildung 4.29: Zeitbereichssimulation im Vergleich mit Messdaten. Statistische Auswertung und Lastkollektiv (durch Rainflow-Zählung des Last-Zeit-Verlaufes, Berücksichtigung des Mittelspannungseinflusses gemäß [FKM20]-Richtlinie)

kannt, dass auch die getriebeinternen Anregungen durch das MKS-Simulationsmodell unterschätzt werden. Deshalb liegt der Fokus der Grab-Schwenk-Simulation auf der *qualitativen* Abbildung der wesentlichen Anregungs- und Reaktionsmechanismen des mechanischen Systems. Die beabsichtigte Nutzung des Gesamtsystem-Simulationsmodells zur vergleichenden Untersuchung unterschiedlicher Regelungskonzepte rechtfertigt das Vorgehen.

Sinnvoller als eine Darstellung der simulierten und gemessenen Zeitverläufe ist die in Abb. 4.29 gezeigte statistische Auswertung. Als Messdatenbasis dienen dieselben sechs Schwenkvorgänge, die im Zuge der Betriebsschwingungsanalyse auf S. 51 untersucht werden. Trotz scheinbar gleicher Betriebsbedingungen zeigen sich erhebliche Abweichungen zwischen den einzelnen Messschrieben in Bezug auf die ausgewerteten Kennwerte. Die Simulationsdaten entstammen einer Zeitbereichsrechnung eines 115-sekündigen Grab-Schwenk-Vorganges. Die Schnittparameter der zugrundeliegenden realen Betriebsbedingung wurden während der Messung durch den Betreiber erfasst. Die bodenmechanischen Parameter in Form des spezifischen Grabwiderstandes k_A , des Seitenkraftbeiwertes c und der Dichte ρ des Gesteins sind zur Erzielung vergleichbarer Mittellasten ausgehen von Literaturwerten [SJ83; Kra75] iterativ abgestimmt. Im Vergleich zur Messung bewegen sich die drei in Abb. 4.29 dargestellten statistischen Kennwerte in der Nähe des Streubereichs der Messdaten. Die Unterschätzung der Varianz und die Abweichung des Lastkollektives sind in Anbetracht der Zielstellung und der oben genannten Einschränkungen akzeptabel.

Abb. 4.30 stellt die Amplitudenspektren von MKS-Simulation und Messung gegenüber. Das Amplitudenspektrum des Motorwellen-Drehmomentes eines Schwenkantriebes zeigt eine gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Die niederfrequenten Harmonischen der Schaufelraddrehzahl lassen sich durch schaufelspezifische Seitenkraftbeiwerte in ähnlicher Intensität reproduzieren. Weiterhin bildet das Simulationsmodell die Anregung der ersten Schwenkantriebs-Torsionseigenfrequenz durch den Zahneingriff zwischen Zahnkranz und Abtriebsritzel mit ver-

Eigenschwingungen nur die betragsmäßig kleinere und schwer erfassbare Kontaktflächen- und Werkstoffdämpfung. [VDI3830]

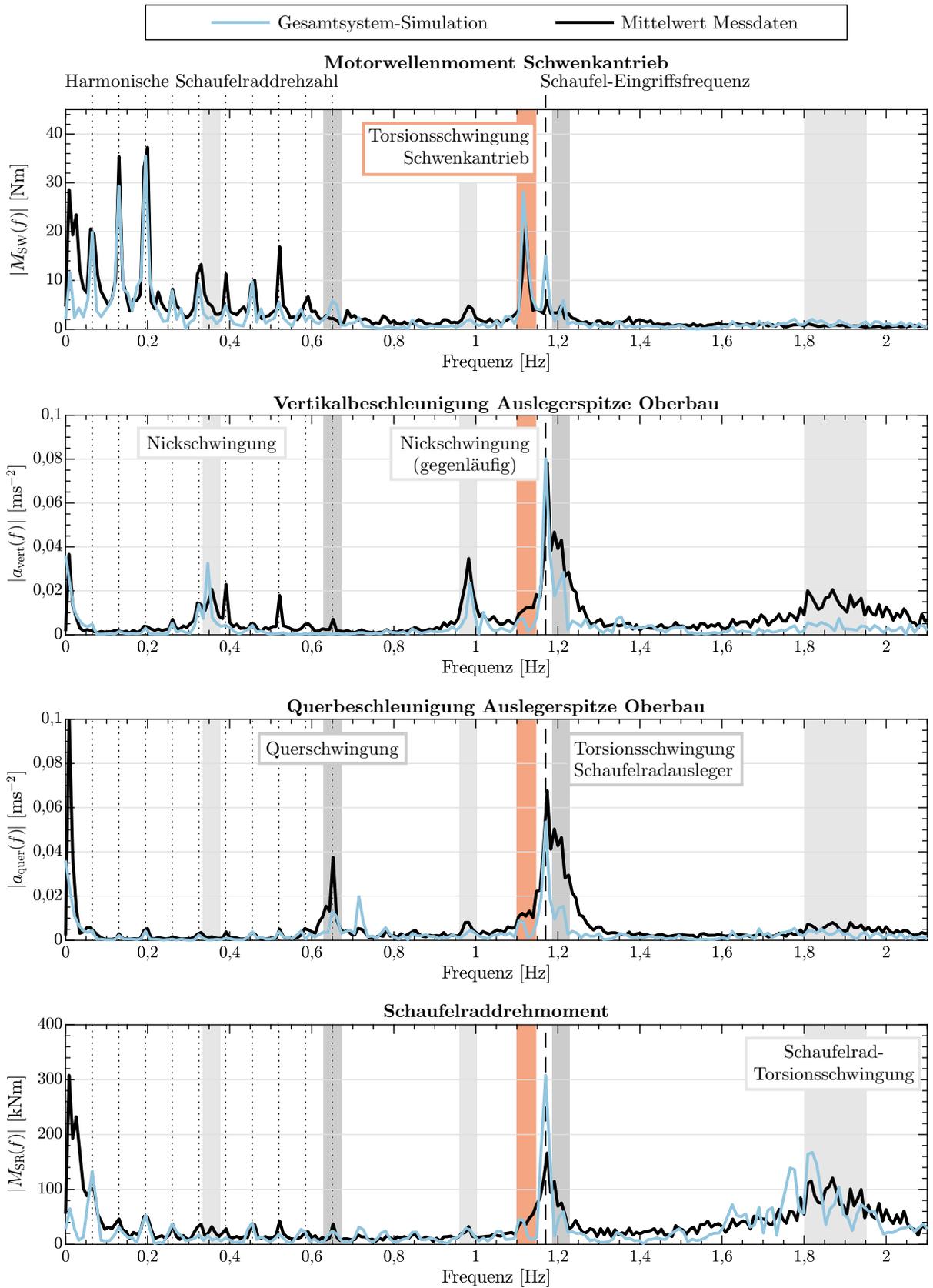


Abbildung 4.30: Zeitbereichssimulation im Vergleich mit Messdaten. DFT mit ($f_S = 1000$ Hz, $\Delta f = 0,009$ Hz, TUKEY-Fenster mit 25 % Anschnitt)

gleichbarer Amplitude ab. Die Resonanzamplitude erreicht keine kritischen Größenordnungen. Allein das durch den Drehzahldifferenzregler motorspezifisch aufgeprägte Korrekturdrehmoment verhindert ein unzulässiges Anwachsen der Drehmomentamplitude bei 1,12 Hz. Die Schaufelrad-eingriffsfrequenz tritt in der Simulation stärker hervor. Durch die Wirkung des Schwenkantriebes als mechanisches Filter sind höherfrequente Grabprozess-Anregungen an der Motorwelle nicht erkennbar.

Das Beschleunigungsspektrum des Schaufelradauslegers in Vertikalrichtung lässt sowohl eine Anregung beider Nickschwingungen durch den Grabprozess erkennen, als auch eine Reaktion im Bereich der Torsionseigenfrequenz des Schaufelradauslegers. Im Amplitudenspektrum der Ausleger-Querbeschleunigung tritt zudem die Querschwingung des Schaufelradauslegers zu Tage.

Das an der Schaufelradabstützung ermittelte Drehmomentspektrum wird in Messung und Simulation gleichermaßen durch die Schaufeleingriffsfrequenz und die breitbandige Schaufelrad-Torsionsschwingung bestimmt. Die Seitenbänder um die Schaufelrad-Torsionseigenfrequenz deuten auf Modulationseffekte hin, die das Simulationsmodell richtigerweise abbildet, wenngleich die Amplituden nicht exakt reproduziert werden.

Aus Sicht des Schwenkwerks gibt das Gesamtsystem-Simulationsmodell die Interaktion der Mechanik mit den Anregungsmechanismen genau genug wieder. Die Reaktionen des Antriebsstranges bewegen sich in ähnlichen Größenordnungen. Für die folgenden Untersuchungen unterschiedlicher Regelungskonzepte in Bezug auf die Schwenkantriebsbelastung eignet sich der Lastfall somit zur relativen Bewertung der erzielbaren Verbesserungen.

4.5 Ableitung eines mechanischen Minimalmodells

In den bisherigen Ausführungen lag der Schwerpunkt auf der möglichst exakten und umfassenden Systembeschreibung mit aufwendig zu erstellenden, nichtlinearen Maximalmodellen. Dies erwies sich für die Erlangung eines grundlegenden Systemverständnisses und die messtechnische Modellvalidierung als notwendig. Mit dem dadurch erlangten Wissen liegt es nahe, ein einfacher handhabbares und schneller lösbares Modell abzuleiten. Ziel ist deshalb die Erarbeitung eines analytischen Minimalmodells, das mit möglichst geringem Freiheitsgrad wesentliche physikalische Vorgänge qualitativ richtig wiedergibt. Ein praxisgerechter Ansatz zur Reduktion der Modellordnung wird vorgestellt.

Das Vorgehen, ausgehend von einem komplexen Vollmodell durch Analyse der Parametereinflüsse ein physikalisch interpretierbares Minimalmodell zu finden, wird nach DRESIG [DF14] als deduktive Modellbildung bezeichnet. Den größtmöglichen Abstraktionsgrad repräsentiert hierbei die Modellvorstellung der *starrten Maschine*, bei der jegliche Eigendynamik vernachlässigt wird. Hierzu müssen alle Systemeigenfrequenzen wesentlich oberhalb der relevanten Anregungen liegen, sowie die Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge bedeutend langsamer ablaufen, als die niederfrequente Eigenschwingung. Beide Bedingungen werden bei dem untersuchten Antrieb verletzt. [DF14]

Zweckmäßiger erscheint die Modellierung als *elastisches Mehrmassensystem*. Gerechtfertigt wird dies durch die in Abb. 4.31 links gezeigte Trägheitsverteilung eines Antriebsstranges des Mehrmotorensystems. Die Darstellung offenbart, dass allein die Eingangswellenbaugruppe und der Baggeroberbau über 99 % der rotatorischen Gesamtträgheit vereinen. Die Wellen und Verzahnungen des zwischengeschalteten Getriebes liefern nahezu keinen Beitrag zum Massenträgheitsmoment und kommen der Idealvorstellung einer masselosen Torsionsfeder nahe. Weiterhin lässt sich aus der Verteilung der torsionalen Antriebsstrangsteifigkeit im rechten Bildteil erkennen, dass die Eingangswellenbaugruppe (bestehend aus elektrischer Antriebsmaschine, elastischer Reifenkuppelung und Getriebeeingangswelle) eine vergleichsweise hohe Torsionssteifigkeit aufweist. Folglich

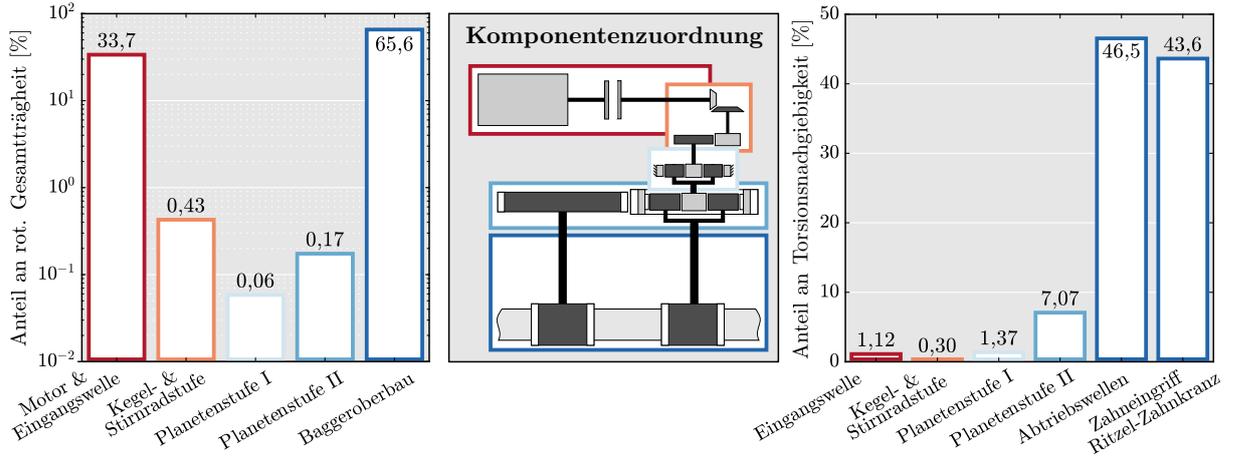


Abbildung 4.31: Verteilung der rotatorischen Gesamt-Massenträgheit und der Torsionssteifigkeit auf die Unterbaugruppen des Schwenkantriebes

ist die Unterbaugruppe als einzelner starrer Körper aufzufassen. Auf die Modellierung durch zwei elastisch gekoppelte Teilkörper kann verzichtet werden.

Basierend auf diesen Überlegungen ist die Approximation eines Schwenkantriebes durch zwei elastisch verbundene Starrkörper möglich, welche die Massenträgheitsmomente der Eingangswellenbaugruppe und des Baggeroberbaus repräsentieren. Der untersuchte Antriebsstrang ordnet sich somit in eine Reihe von Antriebssystemen ein, die sich über den Modellansatz eines Zweimassen-Torsionsschwingers beschreiben lassen [Sch15; DF14]. Weitere Triebstränge des Mehrmotorensystems können durch eine Vervielfältigung von motorseitigem Starrkörper und Torsionsfeder einfach ergänzt werden.

Im Konfigurationsraum ergibt sich das Bewegungsdifferentialgleichungssystem

$$\underbrace{\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix}}_{\mathbf{M}} \underbrace{\begin{bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{bmatrix}}_{\ddot{\mathbf{q}}} + \underbrace{\begin{bmatrix} d & -d \\ -d & d \end{bmatrix}}_{\mathbf{D}_{\text{visk}}} \underbrace{\begin{bmatrix} \dot{\varphi}_1 \\ \dot{\varphi}_2 \end{bmatrix}}_{\dot{\mathbf{q}}} + \underbrace{\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix}}_{\mathbf{K}} \underbrace{\begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{bmatrix}}_{\mathbf{q}} = \underbrace{\begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \end{bmatrix}}_{\mathbf{f}_{\text{ext}}} \quad (4.15)$$

mit den Massen-, Dämpfungs-, und Steifigkeitsmatrizen \mathbf{M} , \mathbf{D}_{visk} und \mathbf{K} sowie den generalisierten Koordinaten $q_{1/2}$, die den Drehwinkeln von Motor und Baggeroberbau entsprechen.

Zur Bewertung der Güte des Minimalmodells bietet sich ein Vergleich mit dem detaillierten MKS-Simulationsmodell des Schwenkantriebes an. Als Vergleichskriterium soll das frequenzabhängige Übertragungsverhalten des linearisierten Systems dienen. Die nichtlinearen Bewegungsgleichungen des MKS-Modells liegen in SIMPACK in einer Form analog zu Gl. 4.1 vor. Eine Linearisierung erfolgt stets um einen Betriebspunkt. Durch das Verspannen des Antriebes auf sein Nenndrehmoment in einer vorgelagerten Zeitbereichsrechnung werden alle nichtlinearen Modellelemente (Verzahnungsspiel, Zahnsteifigkeiten, etc.) in einen definierten, stationären Zustand überführt. Anschließend führt die Linearisierung in SIMPACK auf eine Zustandsraumdarstellung zweiter Form²⁰. [Har88]

Die Zustandsgleichung [Lun14a]

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \mathbf{u}(t) \quad (4.16)$$

²⁰Die Verbreitung der Systembeschreibung im Zustandsraum begründet sich durch die Kompatibilität zu numerischen Integrationsverfahren für die Zeitbereichslösung und durch die Möglichkeit Eigenwertprobleme auch ohne die Annahme modaler Dämpfung lösen zu können.

mit der Systemmatrix $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n,n}$ und der Steuermatrix $\mathbf{B} \in \mathbb{R}^{n,m}$ bildet den Vektor der m Eingangsgrößen (Lasten, Stell- und Störgrößen) auf den Zustandsvektor ab und beschreibt die systeminterne Dynamik. Die Ausgangsgleichung

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C} \mathbf{x}(t) + \mathbf{D} \mathbf{u}(t) \quad (4.17)$$

mit der Messmatrix $\mathbf{C} \in \mathbb{R}^{p,n}$ stellt den Zusammenhang zwischen den Systemzuständen und den p Systemausgangsgrößen her. Ein direkter Durchgriff der Eingangsgröße auf die Systemausgänge tritt bei mechanischen Systemen auf, sobald Beschleunigungen im Vektor $\mathbf{y}(t)$ ausgegeben werden. In diesem Fall ist die Durchgangsmatrix $\mathbf{D} \in \mathbb{R}^{p,m}$ von null verschieden.

Auch die Bewegungsgleichungen des Minimalmodells nach Gl. 4.15 lassen sich in den Zustandsraum übertragen. Mit dem Zustandsvektor $\mathbf{x} = [\dot{\mathbf{q}}|\mathbf{q}]^T$ gilt

$$\dot{\mathbf{x}} = \left\{ \begin{array}{cc} -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{D}_{\text{visk}} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} \\ \mathbf{I} & \mathbf{0} \end{array} \right\} \mathbf{x} + \left\{ \begin{array}{c} -\mathbf{M}^{-1} \\ \mathbf{0} \end{array} \right\} \mathbf{u}. \quad (4.18)$$

Die Parametrierung am Beispiel des Schwenkantriebes nutzt die bekannten Informationen zu den Massenträgheitsmomenten der Eingangswellenbaugruppe J_1 und des Baggeroberbaus J_2 aus Abb. 4.31 und dem vorangegangenen MKS-Modellierungsprozess. Die Torsionssteifigkeit folgt aus der Forderung, die Lage der ersten Torsionseigenfrequenz exakt zu reproduzieren.

$$J_1 = 11,5 \text{ kg m}^2 \quad J_2 = 26,6 \text{ kg m}^2 \quad k = 569 \text{ Nm rad}^{-1} \quad (4.19)$$

Offensichtlich erfordert die Parametrierung stets eine Kompromissfindung. Mit der obigen Annahme zu den Massenträgheitsmomenten wird die Gesamtträgheit geringfügig unterschätzt. Um Lage der Torsionseigenfrequenz mit dieser Trägheitsverteilung wiederzugeben, weicht die Ersatzmodell-Torsionssteifigkeit zudem um ca. 5% von der tatsächlichen Antriebsstrangsteifigkeit ab. Je deutlicher in einem beliebigen Antrieb die rotatorische Trägheit auf die Motor- und die Lastseite konzentriert ist, desto besser ist die vorgestellte Approximation. Falls das Minimalmodell auch die oftmals geringe Torsionsdämpfung enthalten soll, bietet sich eine Dämpfungsabstimmung über den modalen Dämpfungsansatz $\mathbf{D}_{\text{visk}} = \alpha \mathbf{K}$ an.

Einen umfassenden Überblick zur Approximationsgüte liefern die in Abb. 4.32 gezeigten Amplitudenfrequenzspektren zwischen den motor- und abtriebsseitig angreifenden Drehmomenten $M_{1/2}(j\omega)$ und den Winkelgeschwindigkeiten $\omega_{1/2}(j\omega)$. Auf Basis einer Zustandsraumdarstellung lässt sich die zugrundeliegende Übertragungsfunktionsmatrix

$$\mathbf{G}(p) = \mathbf{C} (p\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{B} + \mathbf{D} \quad (4.20)$$

berechnen.

Bis über die erste Torsionseigenfrequenz ist keine optische Unterscheidung der abgebildeten Kurven möglich. Die gute Übereinstimmung wird auch in der unterhalb dargestellten absoluten Amplitudenabweichung deutlich. Der Fehler zwischen Minimalmodell und MKS-Modell ist ca. zwei Größenordnungen geringer, als der Betrag bei der jeweiligen Frequenz. Abweichungen werden erst ab der zweiten Torsionsmode des MKS-Modells deutlich. Die gesamtsystemdynamische Relevanz der durch das Minimalmodell nicht erfassten Schwingformen ist jedoch als gering einzuschätzen.

Die folgenden Punkte zeichnen das vorgestellte physikalische Minimalmodell aus:

- Alle Zustandsgrößen x_i besitzen eine anschauliche und messbare reale Entsprechung.
- Das Modell ist problemlos um den nichtlinearen Effekt des Verzahnungsspiels erweiterbar (siehe Kap. 6).

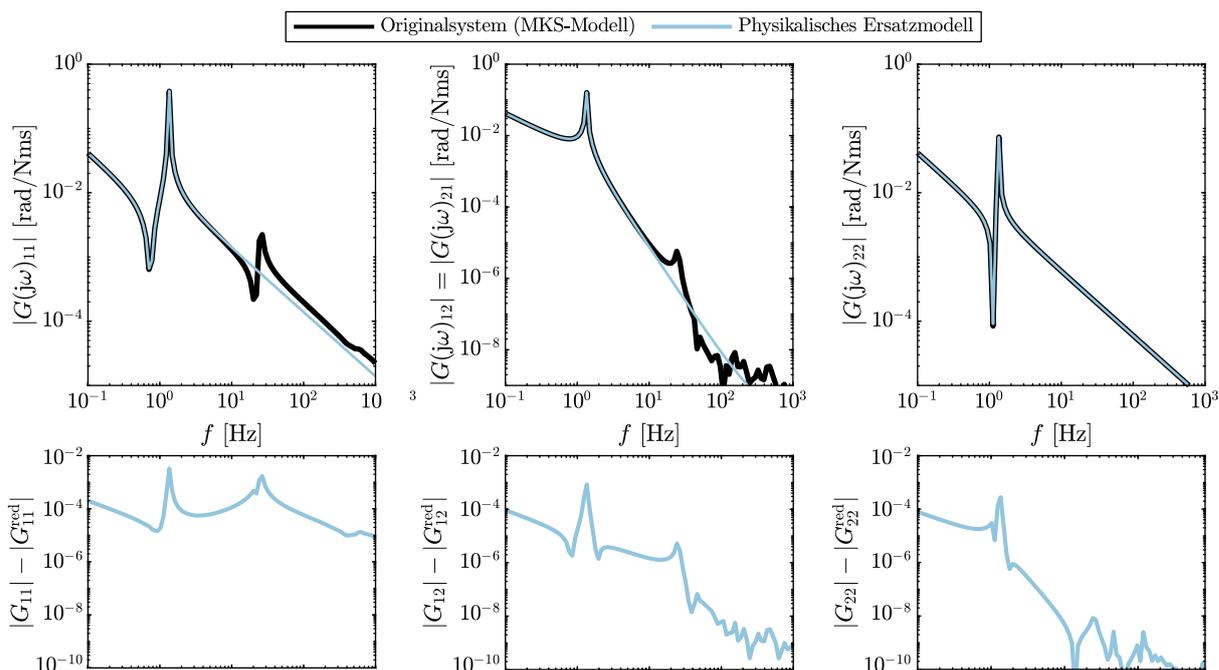


Abbildung 4.32: Vergleich der Frequenzgänge des linearisierten MKS-Modells dem freiheitsgradreduzierten Minimalmodell

- Eine Parameteridentifikation ist auch experimentell an der Regelstrecke möglich. Eine vorherige MKS-Modellierung ist für die untersuchte Klasse von Antrieben nicht erforderlich.
- Die erreichbare Modellgüte ist geringer als bei transformationsbasierten Reduktionsverfahren [WCE17].
- Mit zunehmendem Freiheitsgrad des Minimalmodells steigt der Parametrierungsaufwand. Die beschriebene Kompromissfindung zur genauen Erfassung bestimmter Eigenschaften (Steifigkeit, Eigenfrequenz, Trägheit) wird zunehmend unübersichtlich.

Für erste Zeitbereichssimulationen von Lastfällen mit dem Ziel der Belastungsprognose oder für die Reglersynthese eignet sich der einfache Modellansatz in besonderem Maße.

5 Drehzahlregelung elastischer Antriebssysteme

Primärfunktion der Antriebsregelung ist die Erzielung eines gewünschten Übergangsverhaltens (Anregelzeit, Überschwingweite, etc.) nach Sollwertänderungen oder bei Wirken einer Störung. Dabei sind Antriebsregelung und mechanischer Antriebsstrang nicht als unabhängige Teilsysteme zu verstehen. Die Rückkopplung gemessener Größen über eine elektrische Antriebsmaschinen stellt einen fundamentalen Eingriff in die Systemdynamik dar. Folglich besteht neben der bloßen Drehzahlachführung auch noch Möglichkeit zur gezielten Beeinflussung auftretender Schwingungen, insbesondere deren aktive Bedämpfung.

Eingangs widmet sich dieses Kapitel den systemdynamischen Grundlagen zur Regelung von Antriebssystemen unter der idealisierten Annahme eines vollständig linearen Verhaltens. Die Einflüsse des Verzahnungsspiels werden unter der Annahme von dauerhaftem Flankenkontakt deshalb zunächst vernachlässigt. Nach der Vorstellung von zwei konträren Regelstrategien erfolgt deren konzeptioneller Vergleich losgelöst von einem speziellen Antriebsstrang. Auf Basis der Ergebnisse kann eine Grundsatzentscheidung zwischen Ein- und Mehrgrößenregelung bereits anhand generalisierter Eigenschaften der Regelstrecke getroffen werden. Durch die Modellvorstellung der Regelstrecke als Zweimassensystem haben die Erkenntnisse allgemeingültigen Charakter für die Klasse der Antriebe mit elastischer Kopplung. Abschließend erfolgt die konzeptionelle Umsetzung beider Regelstrategien an dem konkreten Beispielschwenkantrieb des Schaufelradbaggers 293.

5.1 Allgemeine Grundlagen

Die Regelung eines Systems verfolgt das Ziel, der Ausgangsgröße y ein gewünschtes Verhalten aufzuprägen, indem eine zu manipulierende Eingangsgröße u fortlaufend vorgegeben wird. Sowohl bei dem Teilproblem, die Ausgangsgröße einem Referenzwert y_{ref} nachzuführen, als auch bei der Kompensation von einwirkenden Störungen d gilt die gleiche Anforderung: Die Regelabweichung $e = y_{\text{ref}} - y$ soll minimal sein. [SP05]

Der Algorithmus, welcher die Stellgröße u anhand der verfügbaren Ausgangswerte y anpasst, heißt Regler K . Neben der Kenntnis der zu erwartenden Störungen und Sollgrößen ist zur Anwendung der Mehrzahl aller Auslegungsverfahren eine Beschreibung des Systemverhaltens durch ein Modell erforderlich. Für das hier zunächst als linear angenommene skalare System bietet sich die Nutzung von Übertragungsfunktionen mit der LAPLACE-Variablen p an.¹

$$y = G(p)u + G_d(p)d \quad (5.1)$$

Die Übertragungsfunktionen G und G_d beschreiben die Auswirkungen einer Stellgröße, beziehungsweise einer Störgröße auf den zu regelnden Systemausgang (siehe auch Abb. 5.1). Als lineares Regelgesetz wird zunächst die negative Ausgangsrückkopplung

$$u = G_K(p)(y_{\text{ref}} - y - n) \quad (5.2)$$

¹Die LAPLACE-Transformation $F(p) = \int_0^\infty f(t)e^{pt} dt$ mit $p = \delta + j\omega$ (kurz $\mathcal{L}\{\}$) überführt eine Funktion aus dem Zeitbereich in den komplexen Bildbereich. Für den Übergang $p \rightarrow j\omega$ geht aus der LAPLACE-Transformation die FOURIER-Transformierte hervor. D.h. aus einer Übertragungsfunktion $G(p) = Y(p)/U(p)$ lässt sich der messbare und einfach darstellbare Frequenzgang $G(j\omega) = Y(j\omega)/U(j\omega)$ extrahieren. Während der Frequenzgang nur beschreibt, wie ein dynamisches System eine sinusförmige Eingangsgröße im eingeschwungenen (stationären) Zustand überträgt, ist die Übertragungsfunktion auch zur Beschreibung des (transienten) Übergangsverhaltens, für instabile Systeme und bei sprungförmigen Eingangssignalen anwendbar.

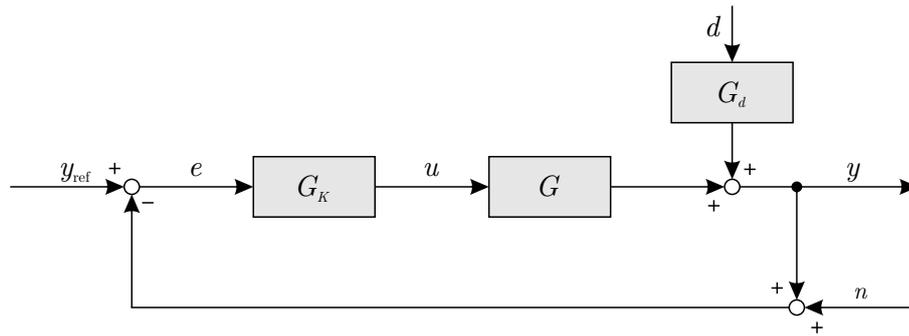


Abbildung 5.1: Allgemeingültiger Signalflussplan eines linearen Regelkreises nach [SP05, S.23]

mit der Regler-Übertragungsfunktion G_K angenommen. Zusätzlich ist ein Rauschen n überlagert, das sowohl nicht-ideale Messungen, als auch unmodellerte Dynamik und daraus resultierende höherfrequente Signalbestandteile repräsentieren kann.

5.1.1 Führungs- und Störungsverhalten

Das Schließen der Rückkopplungsschleife – mathematisch ausgedrückt durch Einsetzen von Gl. 5.2 in Gl. 5.1 – erlaubt die Beschreibung der Ausgangsgröße in Abhängigkeit aller Systemeingänge

$$y = \underbrace{(I + G_K G)^{-1} G_K G}_{T} y_{\text{ref}} + \underbrace{(I + G_K G)^{-1} G_d}_{S} d - \underbrace{(I + G_K G)^{-1} G_K G}_{T} n. \quad (5.3)$$

Die Empfindlichkeitsfunktion (sensitivity function) S tritt als gemeinsamer Faktor aller Übertragungsfunktionen auf. Greift die Störung direkt am Streckenausgang an, gilt $G_d = 1$ und die Empfindlichkeitsfunktion entspricht der Störungsübertragungsfunktion. Damit externe Störungen nur geringe Wirkungen auf die Regelgröße ausüben, wäre $|S| \ll 1$ wünschenswert.²

Die komplementäre Empfindlichkeitsfunktion (complementary sensitivity function) T wird auch als Führungsübertragungsfunktion bezeichnet, da sie den Zusammenhang zwischen Führungs- und Regelgröße herstellt. Um eine abweichungsfreie Nachführung der Regelgröße zu ermöglichen, wird $|T| = 1$ gefordert. Es gilt stets $S + T \stackrel{!}{=} I$.

Offensichtlich wirkt der Regler als Teil des Terms $G_K G$ – bezeichnet als Übertragungsfunktion der offenen Kette – sowohl auf S als auch auf T . Für eine vorgegebene Regelstrecke G lässt sich durch die Wahl von G_K das Regelverhalten verändern. Die erwähnten Forderungen an die Beträge von S und T sind gleichbedeutend mit dem Wunsch nach $|G_K| \rightarrow \infty$. Dass praktisch nur ein endlicher Betrag der Reglerübertragungsfunktion in einem begrenzten Frequenzbereich umsetzbar ist, begründet sich durch mehrere Faktoren:

- Die Dynamik realer Aktuatoren und notwendige Filter zur Messwertglättung beschränken die technisch realisierbare Bandbreite des Reglers.

²Die Bezeichnung Empfindlichkeitsfunktion geht darauf zurück, dass sie die relative Empfindlichkeit der Führungsübertragungsfunktion des *Regelkreises* gegenüber Änderungen der Übertragungsfunktion der *Regelstrecke* ausdrückt: $S = \frac{dT}{dT} \frac{G}{T}$. Eine betragsmäßig kleine Empfindlichkeitsfunktion ist gleichbedeutend damit, dass Änderung der Strecke sich nur schwach auf das Führungsverhalten auswirken [Lun14a, S.381]. Eine weitere Erklärung liefert der Vergleich von Gl. 5.3 mit der *gesteuerten* Strecke (ohne Rückkoppelzweig) $y = G_K G y_{\text{ref}} + G_d d$. Demnach reduziert der bei geschlossenem Regelkreises vor beiden Summanden auftretende Term $(I + G_K G)^{-1}$ die Empfindlichkeit der Regelgröße gegenüber Störungen und gegenüber Streckenübertragungsfunktionen $G_K G$ mit von eins abweichendem Betrag [SP05, S.25].

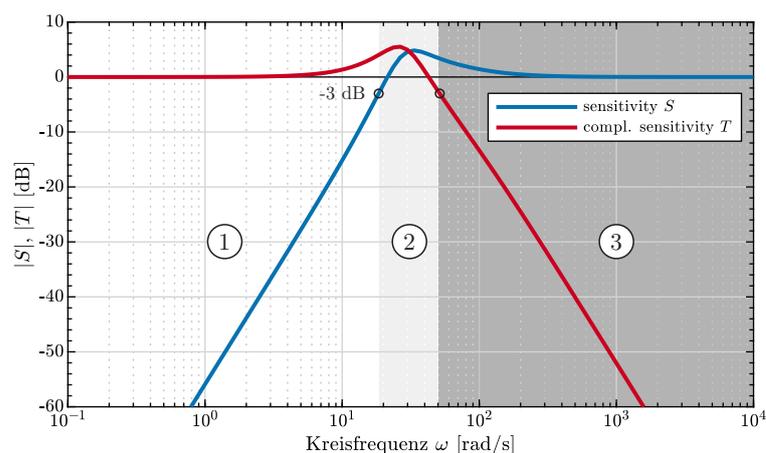


Abbildung 5.2: Empfindlichkeitsfunktionen des Drehzahlregelkreises aus Abs. 5.2.3.1 mit drei Wirkungsbereichen des Reglers

- Hochverstärkende Regler gehen mit großen Stellgrößen einher, was in Hinblick auf einen mechanischen Antriebsstranges nicht wünschenswert und aus Sicht eines Aktuators nicht umsetzbar ist.
- Eine hohe Bandbreite des Reglers verbessert zwar Sollwertfolge und Störungskompensation, verschlechtert nach Gl. 5.2 aber zwangsläufig die Fähigkeit zur Rauschunterdrückung. Der Regler verstärkt sowohl y_{ref} als auch n in gleichem Maße.
- Mit zunehmender Reglerverstärkung fallen Modellfehler mehr ins Gewicht. Die Forderungen nach robuster Stabilität (siehe folgender Abschnitt) und maximaler Reglerverstärkung sind unvereinbar.

Da die mit dem Rauschen n assoziierten Prozesse üblicherweise höherfrequent als die Regelkreisdynamik sind, soll $|T| \ll 1$ bei hohen Frequenzen gelten. Folglich nehmen die Empfindlichkeitsfunktionen Verläufe wie in Abb. 5.2 an. Der erste Durchstoßungspunkt der -3 dB-Grenze von $|S|$ markiert die Bandbreite des Reglers. Bis zu dieser Frequenz (Bereich ①) verbessert die Rückkopplung durch den Regler die Nachführgüte. Bevor die Regelung keine Auswirkungen mehr auf das Systemverhalten zeigt (Bereich ③), existiert ein Intervall ②, in dem der Betrag der Empfindlichkeitsfunktion Werte größer eins aufweist. In diesem Intervall verstärkt der Regler Störungen. Es treten größere Regelabweichungen auf, als im unregelten System.

Es lässt sich festhalten, dass die teils konträren Anforderungen und wechselseitigen Zusammenhänge die Reglerauslegung stets zu einer Kompromissfindung werden lassen.

5.1.2 Robustheit

Wesentlich für die Praktikabilität einer Regelung ist die Forderung, dass externe Anregungen, Führungs- und Störsignale endlicher Größe auch zu endlichen Ausgangssignalen des Regelkreises führen. Jegliche Schwingungen sollen ein abklingendes (gedämpftes) Verhalten aufweisen. Wenn alle Eingangsgrößen den Wert null annehmen, muss das System in endlicher Zeit wieder in eine Ruhelage zurückkehren. Die Gesamtheit dieser Forderungen wird nach [Lun14a] als Stabilität bezeichnet.

Eine verbreitete Methode zur Bewertung der Stabilität eines Regelkreises beruht auf der Übertragungsfunktion $G_K G$ der offenen Kette. Das NYQUIST-Stabilitätskriterium besagt, dass

ein Regelkreis dann stabil ist, wenn die in der komplexen Ebene dargestellte Ortskurve von $G_K G$ den kritischen Punkt $-1 + j0$ nicht umschlingt (siehe Abb. 5.3 links).³

In seiner ursprünglichen Formulierung – die hier in einer für die betrachtete Klasse von Systemen vereinfachten Form wiedergegeben wurde – erlaubt das NYQUIST-Kriterium nur eine binäre Stabilitätsaussage. Wünschenswert ist jedoch vielmehr eine Aussage dazu, welche Stabilitätsreserve eine gegebene Konfiguration von Regler und Strecke besitzt, d.h. wie viel sie von der Instabilität trennt. Dies begründet sich damit, dass alle Verfahren der analytischen Reglersynthese auf eine Modellbeschreibung des realen Systems angewiesen sind. Durch nichtlineare Effekte, vernachlässigte höherfrequente Dynamik oder unmodellierete Verzögerungen ist eine perfekte Übereinstimmung zwischen dem mathematischen Modell und der Realität nicht gegeben. Zudem sind Parameterabweichungen infolge wechselnder Betriebsbedingungen oder Drift unvermeidbar. Selbst bei dem Zusammenwirken jener Einflüsse ist noch ein hinreichend stabiles Systemverhalten zu gewährleisten.

Eine graduelle Stabilitätsbewertung wird durch den Abstand $d_{krit}(j\omega) = |1 + G_K G| = |S|^{-1}$ von offener Kette zum kritischen Punkt ermöglicht. Je größer der Betrag der Empfindlichkeitsfunktion ist, desto geringer ist der Abstand zum kritischen Punkt $-1 + j0$. Folglich beschreibt das Maximum

$$S_{\max} = \|S(j\omega)\|_{\infty} = \max_{\omega} |S(j\omega)| \quad (5.4)$$

die Stabilitätsreserve und entsprechend der Überlegungen des vorherigen Abschnittes auch die größte Verschlechterung des Systemverhaltens, die sich durch den Einsatz des Reglers gegenüber der unregulierten Strecke ergibt. Eine gängige Forderung zur Gewährleistung einer robust-stabilen Regelstrecke ist $S_{\max} < 6$ dB. Dies korrespondiert mit einem Amplitudenrand größer/gleich zwei, einem Phasenrand größer/gleich 29° und einer gedämpften Zeitbereichsantwort geringer Überschwingweite [SP05].

Gemeinsam mit einer quantitativen Beschreibung der erwarteten Unsicherheit über Parameterintervalle bildet dieser Ansatz die Grundlage für robuste Auslegungsverfahren (H_{∞} , QFT) oder kann als Methode zur Robustheitsprüfung genutzt werden.

5.2 Motor mit elastisch gekoppeltem Abtrieb

Für elastische Antriebsstränge wird im folgenden eine grundlegende Untersuchung verschiedener Drehzahlregelstrategien vorgenommen. Zur Wahrung der Allgemeingültigkeit werden Motor, Getriebe und die zu schwenkenden Strukturen als ein Zweimassen-Torsionsschwinger aufgefasst. Alle zur Veranschaulichung dienenden Simulationen basieren auf Beispielsystemen mit den Parametern $J_1 + J_2 = 40 \text{ kg m}^2$ bei verschiedenen Trägheitsverhältnissen J_1/J_2 und der mechanischen Eigenkreisfrequenz $\omega_0 = 10 \text{ rad s}^{-1}$.

5.2.1 Proportional-Integrale Eingrößenregelung

Der erste näher zu untersuchende Regelalgorithmus gilt als Standardverfahren der Antriebstechnik mit einer überaus weiten Verbreitung [Sch15; NG02]. Die proportional-integrale (PI-)

³Intuitiv lässt sich das Phänomen der Instabilität anhand des Beispiels einer sinusförmigen Störung erklären, die auf den Ausgang einer Regelstrecke wirkt. Im Idealfall prägt der Regler dem System eine Stellgröße auf, die der Störung exakt entgegenwirkt. Die dazu notwendige Phasendrehung um -180° wird bereits durch die negative Ausgangsrückführung erzeugt. Verzögern Regler und Regelstrecke das Störsignal um weitere -180° und liegt die Verstärkung der offenen Kette noch über eins ($|G_K G| \geq 1$), so verstärkt der Regelkreis die Störung. Aus der beabsichtigten Gegenkopplung ist eine unerwünschte Mitkopplung geworden.

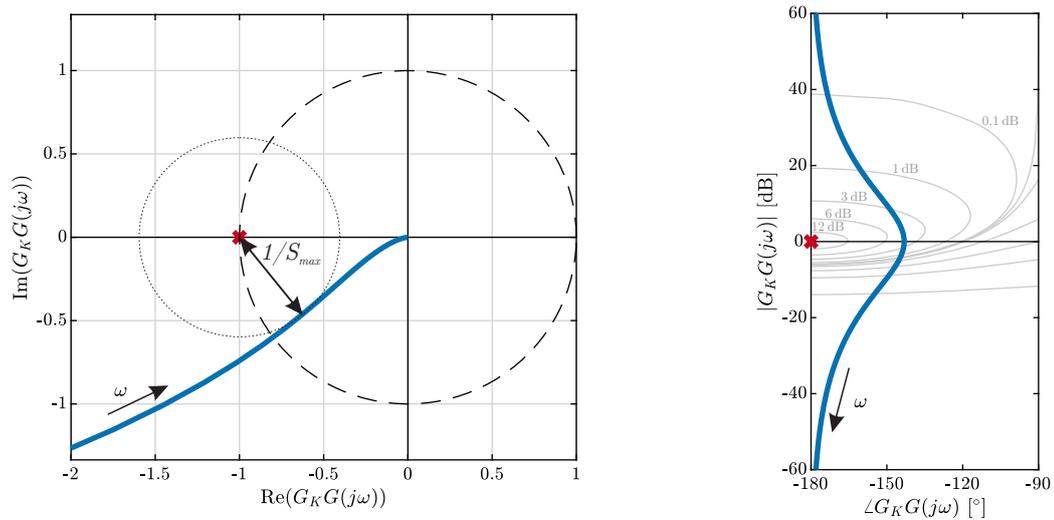


Abbildung 5.3: Darstellungsformen der selben Übertragungsfunktion $G_K G(j\omega)$: NYQUIST-Plot (links) und NICHOLS-Plot (rechts) jeweils mit kritischem Punkt $(-1; 0)$

Drehzahlregelung basiert auf dem Regelgesetz

$$M_1(t) = K_P e(t) + K_I \int e(t) dt \quad \mathcal{L}\{\} \quad G_K(p) = \frac{M_1}{e} = K_P + \frac{1}{p} K_I \quad (5.5)$$

mit dem Proportionalverstärkungsfaktor K_P und der Integralverstärkung K_I als Entwurfswahlmöglichkeiten. Im Folgenden sollen die systemdynamischen Auswirkungen auf einen Antriebsstrang und die Grenzen des Verfahrens analysiert werden.

Unter Anwendung der LAPLACE-Transformation lässt sich das Übertragungsverhalten der Regelstrecke mittels der Übertragungsfunktionsmatrix $\mathbf{G}(p)$ angeben.

$$\mathbf{G}(p) = \frac{\omega_j(p)}{M_i(p)} = \left(p\mathbf{M} + \mathbf{D}_{\text{visk}} + \frac{1}{p}\mathbf{K} \right)^{-1} = \begin{bmatrix} G_{1|1} & G_{1|2} \\ G_{2|1} & G_{2|2} \end{bmatrix} \quad (5.6)$$

Die Matrixeinträge beschreiben den frequenzabhängigen Zusammenhang zwischen den Drehmomenten an Motor (Index 1) und Last (Index 2) als Eingangsgrößen und den jeweiligen Winkelgeschwindigkeiten als Ausgangsgrößen. Jede der gebrochen-rationalen Übertragungsfunktionen besitzt die gleichen Nullstellen des Nenners (»Pole«). Diese entsprechen den Eigenwerten des mechanischen Systems $p = -\delta \pm j\omega_0$ mit der Eigenkreisfrequenz ω_0 und der Abklingkonstante δ . Die Zähler-Nullstellen der Funktionen unterscheiden sich. Hierbei repräsentieren konjugiert-komplexe Nullstellen das Antiresonanzverhalten.

Mit dem Motor als einzigem Aktuator stehen prinzipiell zwei Übertragungsfunktionen für die Drehzahlregelung zur Verfügung: $G_{1|1}(p)$ entspricht der Nutzung der Motordrehzahl als Regelgröße und $G_{1|2}(p)$ beschreibt die Lastdrehzahlrückführung. Da aus technologischer Sicht in erster Linie der Lastdrehzahl ein gewünschtes Verhalten aufgeprägt werden soll, wird zunächst der Fall der Lastdrehzahlrückführung untersucht.

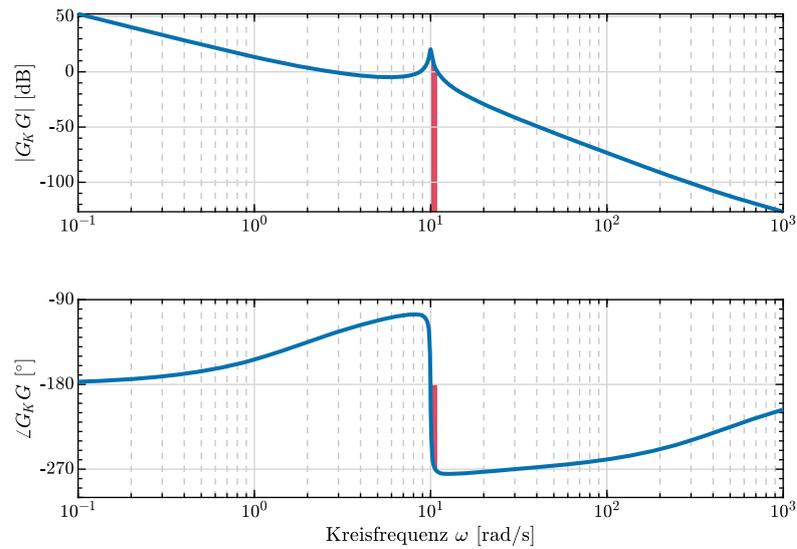


Abbildung 5.4: BODE-Diagramm des offenen Drehzahlregelkreises bei Lastdrehzahlrückführung. Die Parametrierung von Regelstrecke und Regler ist Abs. 5.2.3.2 entnommen. Die Ursache der Instabilität dieses Regelkreises ist farblich hervorgehoben.

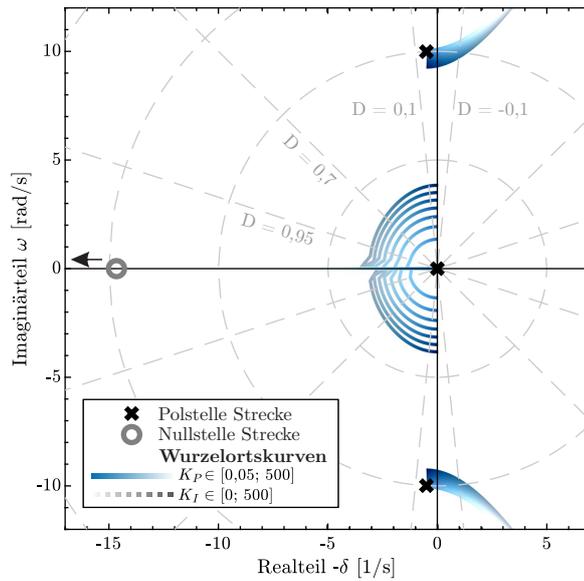
5.2.1.1 Rückführung der Lastdrehzahl

Für den Fall der Messung und Rückkopplung der lastseitigen Drehzahl ergibt sich die Übertragungsfunktion

$$G_{1|2}(p) = \underbrace{\frac{1}{(J_1 + J_2) p}}_{\text{Gesamtträgheit}} \underbrace{\frac{1 + \frac{d}{k} p}{1 + \frac{d}{k} p + \frac{J_1 J_2}{(J_1 + J_2) k} p^2}}_{\text{elastische Verbindung}}. \quad (5.7)$$

Gemeinsam mit dem PI-Regler nach Gl. 5.6 lässt sich der Frequenzgang der offenen Kette $G_K G$ in Abb. 5.4 als BODE-Diagramm darstellen. Im Bereich der mechanischen Eigenfrequenz ($\omega = 10 \text{ rad s}^{-1}$) fällt der Phasenwinkel unter -180° , während resonanzbedingt noch eine Kreisverstärkung größer eins (0 dB) vorliegt. Aus diesem Grund wäre der geschlossene Regelkreis instabil. Zur Gewährleistung von Stabilität müsste entweder der mechanische Eigenwert stärker gedämpft sein oder die Übertragungsfunktion des Reglers G_K im Bereich der Eigenfrequenz einen geringeren Betrag aufweisen. Mit dieser Bandbreitenverringern würde eine deutliche Verlangsamung des transienten Regelverhaltens einhergehen.

Eine anschauliche Variante der Stabilitätsbetrachtung gestattet die Analyse der Polstellen der Übertragungsfunktion T des geschlossenen Regelkreises. Um die Auswirkungen verschiedener Reglerparametrierungen auf die Dynamik des geschlossenen Regelkreises zu demonstrieren, bietet sich die Darstellung der Pole in der komplexen Zahlenebene in Abhängigkeit der Reglerverstärkungen K_P und K_I an. Die dabei entstehenden Wurzelortskurven zeigt Abb. 5.5. Das Hauptaugenmerk liegt auf den beiden Ästen, die ausgehend von den schwach gedämpften Eigenwerten des mechanischen Antriebsstranges hin zu höheren Frequenzen verlaufen. Eine Erhöhung der Proportionalverstärkung verschiebt den Realteil der Polstelle hin zu größeren Werten. Da allgemein für die i -te konjugiert-komplexe Polstelle $p_i = -\delta_i \pm \omega_i$ gilt, wobei δ_i die Abklingkonstante der zugehörigen Eigenschwingform ist, findet folglich eine Entdämpfung statt. Sobald der Realteil des mechanischen Polpaars Werte größer null annimmt, wird die Dämpfung negativ. Es sind dann aufklingende Schwingungen zu beobachten – der Regelkreis ist instabil.


 Abbildung 5.5: Wurzelortskurven für K_P und K_I bei Rückführung der Lastdrehzahl

Ursache für dieses ungünstige Verhalten ist die nicht-kollokierte Anordnung von Stellort (Motor, Index $_1$) und Messort der rückgeführten Grenze (Last, Index $_2$) [Jan10]. Eine auf den Systemeingang wirkende Stellgröße erfährt somit durch die Regelstrecke eine Verzögerung. Je elastischer der Antriebsstrang ist, desto niederfrequenter findet der resonanzbedingte Phasenabfall von -180° statt und desto geringer muss die Proportionalverstärkung K_P des PI-Reglers gewählt werden.

Es bleibt festzuhalten, dass die Rückführung der Lastdrehzahl als Regelgröße nur bei nahezu starrer Kopplung zwischen Motor und Last vorteilhaft anwendbar ist.

5.2.1.2 Rückführung der Motordrehzahl

Aufgrund der mit der Lastdrehzahlrückführung verbundenen Einschränkungen hat sich bei der überwiegenden Mehrheit der drehzahlgeregelten Antriebssysteme die Wahl der Motordrehzahl als Regelgröße etabliert [Sch15]. In diesem Fall ergibt sich die Strecken-Übertragungsfunktion

$$G_{1|1}(p) = \underbrace{\frac{1}{(J_1 + J_2) p}}_{\text{Gesamtträgheit}} \underbrace{\frac{1 + \frac{d}{k} p + \frac{J_2}{k} p^2}{1 + \frac{d}{k} p + \frac{J_1 J_2}{(J_1 + J_2) k} p^2}}_{\text{elastische Verbindung}}. \quad (5.8)$$

Das BODE-Diagramm der offenen Kette in Abb. 5.6 offenbart eine Phasenhebung um 180° , sodass trotz des anschließenden resonanzbedingten Phasenabfalles keine kritische Signalverzögerung unter -180° auftreten kann. Die Ursache für die Phasenhebung ist in der kollokierten Anordnung von Mess- und Stellort zu suchen. In dessen Folge besitzt der Zähler der Streckenübertragungsfunktion eine konjugiert-komplexe Nullstelle, die die Antiresonanz des mechanischen Systems beschreibt. In Bezug auf die Stabilität ist diese Regelungsstruktur somit unkritisch.

Die in Abbildung 5.7 wiedergegebenen Wurzelortskurven unterstreichen dies und demonstrieren zusätzlich die systemdynamischen Konsequenzen des Regelverfahrens. Zunächst sei auf die linke Teilabbildung verwiesen, in der die Auswirkungen einer variierenden Proportionalverstärkung dargestellt sind. Ausgehend von den schwach gedämpften Eigenwerten des mechanischen Antriebsstranges erhöht sich mit zunehmendem K_P zunächst auch die Dämpfung des Polpaares.

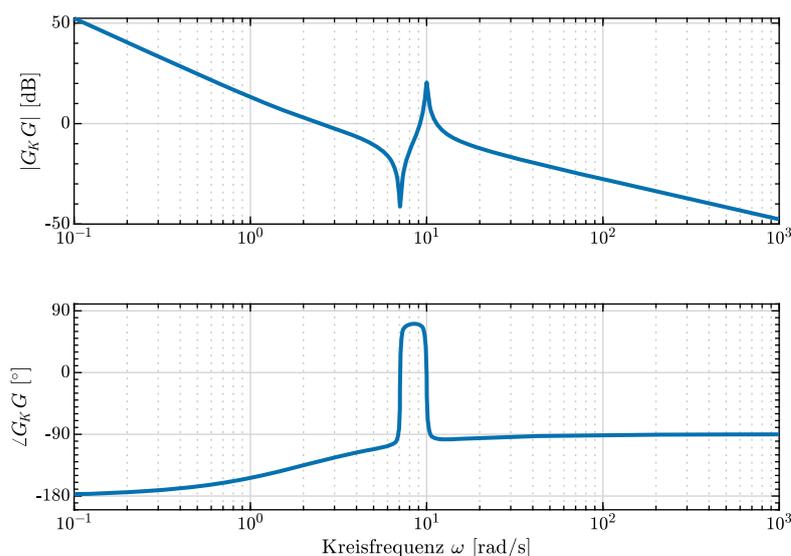


Abbildung 5.6: BODE-Diagramm des offenen Drehzahlregelkreises bei Motordrehzahlrückführung. Die Parametrierung von Regelstrecke und Regler ist Abs. 5.2.3.2 entnommen. Eine Instabilität dieses Regelkreises ist nicht möglich.

Folglich ist der Regler in der Lage, die Eigenfrequenz zu bedämpfen. Dies deckt sich mit den Aussagen von GRANESS [Gra13]. Mit weiter steigender Reglerverstärkung wird ein maximaler Dämpfungsgrad $D \approx 0,2$ erreicht, bevor die beiden Kurven zur konjugiert-komplexen Nullstelle konvergieren. Somit verschiebt der Regler zudem die ungedämpfte Eigenfrequenz.

Im theoretischen Extremfall ist der Regler so schnell eingestellt, dass die motorseitige Trägheit des Systems den Sollwertvorgaben unmittelbar folgt. Dem System wird eingangsseitig ein Drehwinkel aufgeprägt. Als schwingungsfähiger Systemteil verbleibt die elastische Welle samt lastseitiger Trägheit. Die Eigenfrequenz dieses Einmassenschwingers entspricht exakt der Antiresonanzfrequenz des Gesamtsystems.

Üblicherweise erfolgt zusätzlich zum Proportionalanteil der Einsatz eines Integrators mit der Verstärkung K_I , um bleibende Regelabweichungen zu eliminieren. Aus der rechten Teilabbildung 5.7 geht hervor, dass mit steigendem K_I die Eigenfrequenz ansteigt und eine geringfügig höhere Dämpfung erzielbar ist. Gleichzeitig entsteht ein neues konjugiert-komplexes Polpaar bei niedrigen Frequenzen.

In Abb. 5.8 zeigt sich die Wirkung des integralen Regleranteils in einer exakten Führungsfolge bei niedrigen Frequenzen ($|T| = 1 \forall \omega < 1 \text{ rad s}^{-1}$). Das Maximum der Führungsübertragungsfunktion bei 2 rad s^{-1} resultiert aus dem neuen schwingungsfähigen Polpaar. Mit steigender Proportionalverstärkung wird nicht nur dieser Pol stärker gedämpft. Auch die beschriebene Bedämpfung und Verschiebung der mechanischen Eigenfrequenz um 10 rad s^{-1} ist erkennbar. Bei höheren Frequenzen ist der Regler erwartungsgemäß unwirksam und kann Sollwertvorgaben nicht mehr umsetzen. Der Betrag der Führungsübertragungsfunktion nimmt Werte deutlich unter eins an.

Die bisherigen Aussagen erlauben noch keinerlei Bewertung des Verhaltens der Last. Hierfür sei auf Abs. 5.2.3 verwiesen.

5.2.1.3 Mechanische Interpretation der Reglerparameter

Die bisherigen Ergebnisse untermauern die Aussage, dass mit Hilfe des Reglers ein Eingriff in die Systemdynamik möglich ist. Der PI-Regler ist in der Lage, die Eigenwerte der mechanischen

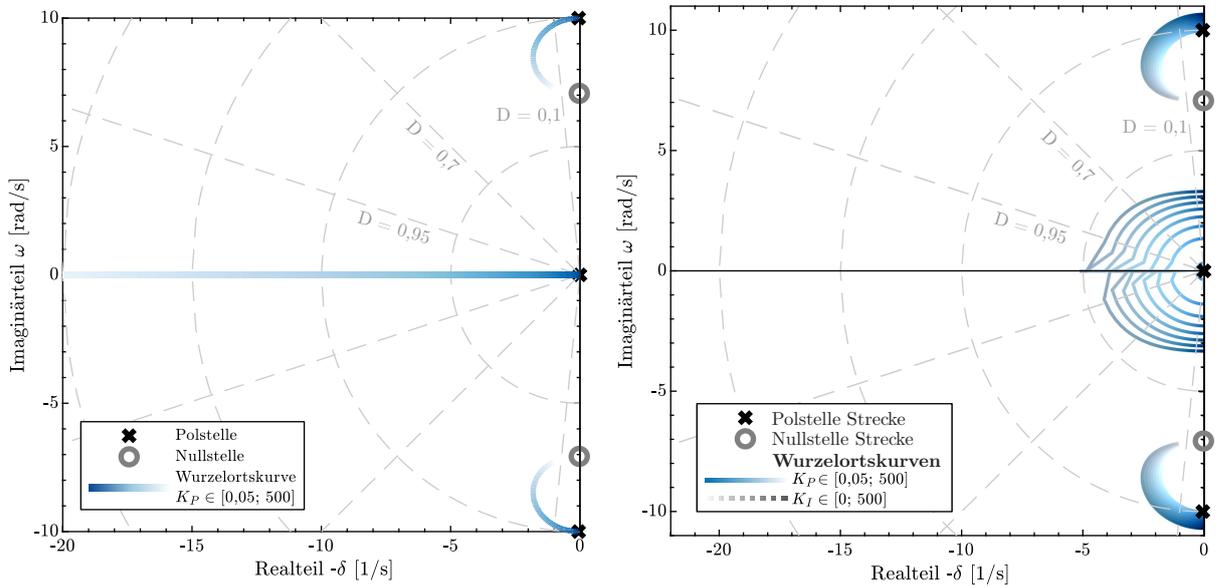


Abbildung 5.7: Wurzelortskurven für K_P (links) sowie K_I und K_P (rechts) bei Rückführung der Motordrehzahl

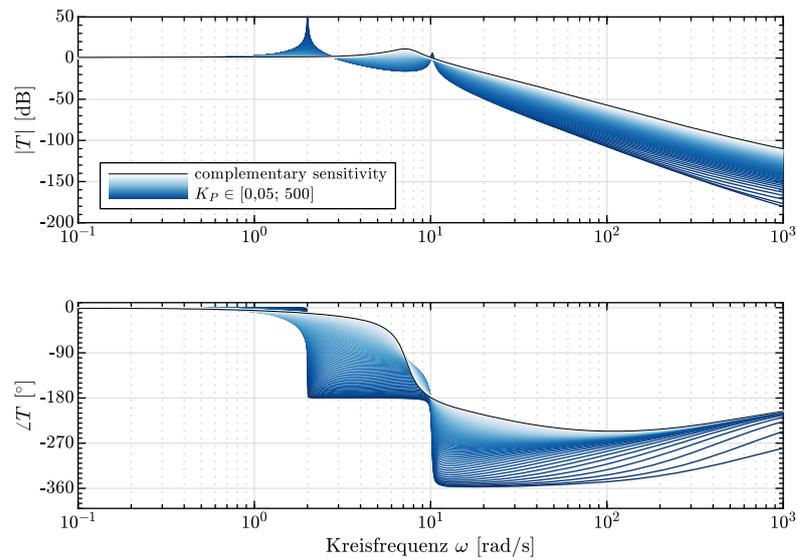


Abbildung 5.8: BODE-Diagramm der Führungsübertragungsfunktion des geschlossenen Drehzahlkreises für verschiedene K_P bei festem K_I

Regelstrecke in gewissen Grenzen zu verschieben. Für den Fall der Motordrehzahlrückführung lässt sich eine mechanische Analogie der Reglerparameter K_P und K_I finden. [Gra13]

Der Proportionalanteil des Reglers liefert per Definition ein geschwindigkeitsproportionales Drehmoment als Ausgangsgröße. Dies entspricht dem Verhalten eines viskosen Dämpfers. Eine Erhöhung der Dämpfungskonstante (K_P) bewirkt eine erwünschte stärkere Dämpfung der mechanischen Eigenfrequenz. Dass der zugehörige Effekt nur begrenzt wirksam ist, begründet sich dadurch, dass jener virtuelle Dämpfer nicht zwischen Motor und Last installiert ist, sondern den Motor an den Drehzahlsollwert fesselt. Mit steigender Zusatzdämpfung K_P verringert sich somit der freie Bewegungsanteil des Motors, bis hin zum Grenzfall einer durch den Regler relativ zur Soll-drehzahl festgebremsten Motorseite. In diesem Fall wirkt die regelungstechnische Zusatzdämpfung nicht mehr auf die mechanische Eigenfrequenz des Systems, da jegliche Relativbewegung zwischen Last und Motor ausschließlich durch die geringe Dämpfung des elastischen Antriebsstranges begrenzt wird. Die Analogie zwischen Proportionalanteil und einem Dämpfer erlaubt zudem die anschauliche Erklärung der bei P-Reglern auftretenden bleibenden Regelabweichungen: Nur solange eine Drehzahldifferenz zwischen Motor und Referenzdrehzahl vorliegt, erzeugt der Regler ein Drehmoment. Bei konstanten Störgrößen (z. B. durch Reibung) entsteht somit zwangsläufig eine Drehzahl-Regelabweichung.

Demgegenüber liefert der Integralanteil des Reglers ein drehwinkelproportionales Drehmoment als Ausgangsgröße. Dies entspricht dem Verhalten einer virtuellen Torsionsfeder zwischen Motor und Führungsgröße. Hieraus resultiert das zweite schwingungsfähige Polpaar, dem eine gleichphasige Schwingung von Motor und Last gegen die als Einspannung fungierende Solldrehzahl zuzuordnen ist. Verbunden damit ist eine Verschiebung der mechanischen Eigenfrequenz nach oben und eine Vermeidung bleibender Drehzahldifferenzen.

Aus dieser Betrachtung folgt, dass bei Einsatz eines PI-Reglers keine direkte Beeinflussung der Antriebsstrangdämpfung erreicht werden kann, sondern nur eine indirekte Rückwirkung aus der Fesselung der Motorseite erzielbar ist.

5.2.2 Zustandsregelung

Ein Verfahren, das die konzeptionellen Grenzen der thematisierten Eingrößenregelung überwindet, ist die Zustandsregelung. Dabei stützt sich die Berechnung der Regeleinriffe auf mehr als eine physikalische Größe des geregelten elastischen Antriebssystems.

Ausgangspunkt bildet eine lineare Modellbeschreibung des dynamischen Systems in Zustandsraumformulierung gemäß Gl. 4.16.

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A} \mathbf{x}(t) + \mathbf{B} \mathbf{u}(t)$$

Bekanntermaßen enthält der Zustandsvektor \mathbf{x} alle Informationen zur vollständigen Beschreibung der Energiespeicher des Systemmodells. Ein linearer Regler

$$\mathbf{u}(t) = -\mathbf{K}_r \mathbf{x}(t) \tag{5.9}$$

nutzt diese, um die Stellgröße(n) als statische Funktion des Zustandsvektors mit der Rückführungsmatrix $\mathbf{K}_r \in \mathbb{R}^{m,n}$ vorzugeben. Im Gegensatz zur PI-Regelung, welche sich auf die Rückführung der einzelnen Zustandsgröße ω_1 beschränkt, liegt nun eine vollständige Zustandsrückführung vor. Für die Dynamik des zustandsgeregelten Systems gilt

$$\dot{\mathbf{x}} = \underbrace{(\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{K}_r)}_{\mathbf{A}_r} \mathbf{x}. \tag{5.10}$$

Anstelle der Systemmatrix \mathbf{A} , deren Eigenwerte den mechanischen Eigenfrequenzen entsprechen, tritt eine neue Systemmatrix \mathbf{A}_r des geregelten Systems. Falls das Paar \mathbf{A} und \mathbf{B} vollständig

steuerbar⁴ ist, können die Eigenwerte des geregelten Systems über den Summanden \mathbf{BK}_r beliebig platziert werden. Konträr zum PI-Regler sind die Pole deshalb nicht mehr an die Wurzelortskurven (Abb. 5.7) gefesselt. Die Zustandsregelung erlaubt es, jedem steuerbaren System eine gewünschte Dynamik aufzuprägen.

Voraussetzung hierfür ist das Vorhandensein eines geeigneten Systemmodells. Denn die in der Matrix \mathbf{A} inkludierte Eigendynamik entscheidet, welche Schwingungsmodi durch die Regelung beeinflusst werden: Würde das zu regelnde System nur durch eine Drehmasse beschrieben, wäre nur dessen Starrkörperdynamik manipulierbar. Bei elastisch gekoppelten Mehrkörpersystemen ist auch die aktive Dämpfung von Eigenschwingformen umsetzbar. Grenzen setzt die Tatsache, dass jeder Zustand x_i für die Umsetzung des Reglers erfasst werden muss.

Ungeachtet der Vorteile existieren Eigenschaften, die Vorbehalte aus Anwendersicht begründen. Die Wahl der Zustandsrückführmatrix \mathbf{K}_r ist für beliebige Systeme nicht mehr über einfache Einstellvorschriften oder Gleichungen möglich. Ebenso wenig kann eine schrittweise Inbetriebnahme einzelner Rückführschleifen erfolgen. Auch die Möglichkeit zur intuitiven Anpassung der Verstärkungsfaktoren direkt an der Anlage zur Erzielung einer gewünschten Regelcharakteristik entfällt.

Zur Findung eines Zustandsreglers \mathbf{K}_r wird das etablierte Auslegungsverfahren des Optimalreglers [Fri05; Ste94] oder auch LQR⁵ eingesetzt. Die Zustandsrückführung ergibt sich dabei als Lösung eines Optimierungsproblems, das als Eingabegrößen gut interpretierbare Charakteristiken der Regelstrecke nutzt. Gesucht ist eine Steuerung $\mathbf{u}(t)$, die sich als Funktion des momentanen Systemzustands $\mathbf{u}(t) = -\mathbf{K}_r \mathbf{x}(t)$ beschreiben lässt und die Regelstrecke optimal von einer beliebigen Anfangsbedingung \mathbf{x}_0 in den Ursprung des Zustandsraumes überführt. [Lun14b]

$$\min_{\mathbf{u}(t)=-\mathbf{K}_r \mathbf{x}(t)} J(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(t)) \quad (5.11)$$

Was »optimal« bedeutet, wird durch das quadratische Gütefunktional der Form

$$J(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(t)) = \int_0^\infty \mathbf{x}^\top(t) \mathbf{Q} \mathbf{x}(t) + \mathbf{u}^\top(t) \mathbf{R} \mathbf{u}(t) dt \quad (5.12)$$

ausgedrückt. Die für den Anwender weniger relevanten Hintergründe zur Lösung des Optimierungsproblems sind. bspw. in [Kir98] dargestellt. Verbreitete Programmpakete wie MATLAB oder SCILAB erlauben die komfortable Findung von \mathbf{K}_r in Abhängigkeit der Lösung \mathbf{P} der RICCATI-Gleichung

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_r &= \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^\top \mathbf{P} \\ \mathbf{0} &= \mathbf{P} \mathbf{A} + \mathbf{A}^\top \mathbf{P} - \mathbf{P} \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^\top \mathbf{P} + \mathbf{Q} \end{aligned} \quad (5.13)$$

Hierdurch wird die Wahl der Einträge von \mathbf{K}_r durch Definition künstlicher Anforderungen an die Regelstrecke derart übersetzt, dass ein mathematisch leicht lösbares Problem entsteht. Grundsätzlich werden $\int_0^\infty \mathbf{x}^\top \mathbf{Q} \mathbf{x} dt$ als Maß der Regelabweichung aller Zustandsgrößen (verallgemeinerte quadratische Regelfläche) und $\int_0^\infty \mathbf{u}^\top \mathbf{R} \mathbf{u} dt$ als aufgewendete Stellenergie bei geregelten Zustandsänderungen aufgefasst. Tendenziell führen größere Einträge q_{ii} von \mathbf{Q} zu einem schnelleren und stärker gedämpften Einschwingen – insbesondere der zugehörigen Zustandsgröße x_i . In gewisser Weise ist die Bezeichnung Optimalregler irreführend. Die Stellschrauben des Gütefunktionals geben nicht zwangsläufig die wahren Anforderung an den Regelkreis bestmöglich wieder. Deshalb führt die die mathematisch optimale Lösung von Gl. 5.11 nicht automatisch auf den idealen Regler für einen konkreten Anwendungsfall. [BL86]

⁴Anschaulich bedeutet Steuerbarkeit, dass mit den Eingangsgrößen \mathbf{u} jede Richtung des Zustandsvektors in endlicher Zeit erreichbar ist. Ein System ist steuerbar, wenn $\text{rang}([\mathbf{B} \ \mathbf{A}\mathbf{B} \ \mathbf{A}^2\mathbf{B} \ \dots \ \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B}]) = n$ gilt.

⁵engl. Linear-Quadratic-Regulator: lineares Regelgesetz, das durch Minimierung eines quadratischen Gütefunktionals gefunden wird.

Jedoch besitzt ein auf diese Weise parametrierter Zustandsregler eine Reihe von vorteilhaften Eigenschaften [BL86]. Der Regelkreis weist stets asymptotische Stabilität auf. Bei vollständiger Messung aller Zustandsgrößen ($\mathbf{C} = \mathbf{I}$ und $\mathbf{D} = \mathbf{0}$ und somit $\mathbf{y} = \mathbf{x}$) besitzt das geregelte System eine erhebliche, garantierte Robustheit gegenüber Parameteränderungen der Regelstrecke. Laut [Sch15, S.1227] stellt die Zustandsregelung des elastischen Zweimassensystems »die perfekte Lösung« dar.

Aspekte der praktischen Umsetzung, wie die Festlegung der Wichtungsmatrixeinträge, die Sicherung stationärer Genauigkeit und die Zustandsschätzung werden in Abs. 5.4.1 abgehandelt.

5.2.3 Generalisierter Vergleich der Regelungskonzepte

Mit der PI-Eingrößenregelung und der LQ-Zustandsregelung stehen zwei Regelstrategien zur Verfügung, die prinzipiell für die Drehzahlregelung von Schwenkantrieben nutzbar sind. Beide verfahren sollen nun vergleichend untersucht werden, um etwaige Unterschiede differenziert herauszuarbeiten. Ziel soll es sein, für einen beliebigen Antriebsstrang anhand von zwei Kriterien zu entscheiden, ob eine Zustandsregelung vorteilhaft anwendbar ist.

1. Liegt die zu bedämpfende mechanische Eigenfrequenz innerhalb der Bandbreite der elektrischen Antriebsmaschine? $f_0 \ll 1/T_\sigma$
2. Welches Verhältnis besitzen die beiden dominierenden rotatorischen Trägheiten aufseiten des Motors und des Abtriebs? Maßgeblich ist der Quotient J_1/J_2 nach Umrechnung der Trägheiten auf eine gemeinsame Getriebewelle unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzung i_{ges} .

Die Regelstrecke wird dazu als Zweimassenschwinger modelliert. Dies deckt nicht nur die Situation eines Einmotorenantriebes ab, sondern auch die Regelstreckendynamik mit der die Hauptdrehzahlregelung bei ideal symmetrischen Mehrmotorenantrieben konfrontiert ist. Um die Anschaulichkeit zu wahren, soll zunächst ein plakativer Vergleich im Zeitbereich erfolgen. Anhand der Sprungantwort auf eine Solldrehzahländerung lassen sich die Unterschiede im Führungsverhalten hervorheben. Abs. 5.2.3.3 widmet sich anschließend der Bewertung des Potenzial zur aktiven Schwingungsdämpfung.

Auch hier basieren alle Simulationen auf elastischen Zweimassensystemen mit den Parametern $J_1 + J_2 = 40 \text{ kg m}^2$ bei verschiedenen Trägheitsverhältnissen J_1/J_2 und einer Summenzeitkonstante $T_\sigma = 10 \text{ ms}$.

5.2.3.1 Verhalten im Zeitbereich bei steifer Kopplung von Motor und Abtrieb

Zuerst soll veranschaulicht werden, welche Auswirkungen eine Nichterfüllung des ersten Entscheidungskriteriums hat. In diesem Fall besitzt die elastische Verbindung zwischen Motor und Last eine so hohe Torsionssteifigkeit, dass sich die mechanische Eigenfrequenz nicht innerhalb der Bandbreite der Motorstromregelung befindet. Die notwendige Bedingung für eine aktive Schwingungsdämpfung durch die elektrische Maschine ist somit verletzt. Für die Reglerauslegung ist die Betrachtung als starres System mit einer rotatorischen Gesamtträgheit statthaft.

Das in der deutschsprachigen Literatur [Bra89a; Sch15] empfohlene PI-Standardauslegungsverfahren des »Symmetrischen Optimums«

$$K_I = \frac{K_P}{4T_\sigma}, \quad K_P = \frac{1}{2} \frac{T_1}{T_\sigma} \quad \text{mit} \quad T_1 = J_1 \frac{\omega_{\text{nenn}}}{M_{\text{nenn}}} \quad (5.14)$$

vernachlässigt die elastische Kopplung. Zur Erzielung einer schnellen Störungskompensation wird die Stelldynamik weitgehend ausgenutzt. Für ein steif gekoppeltes Beispielsystem zeigt

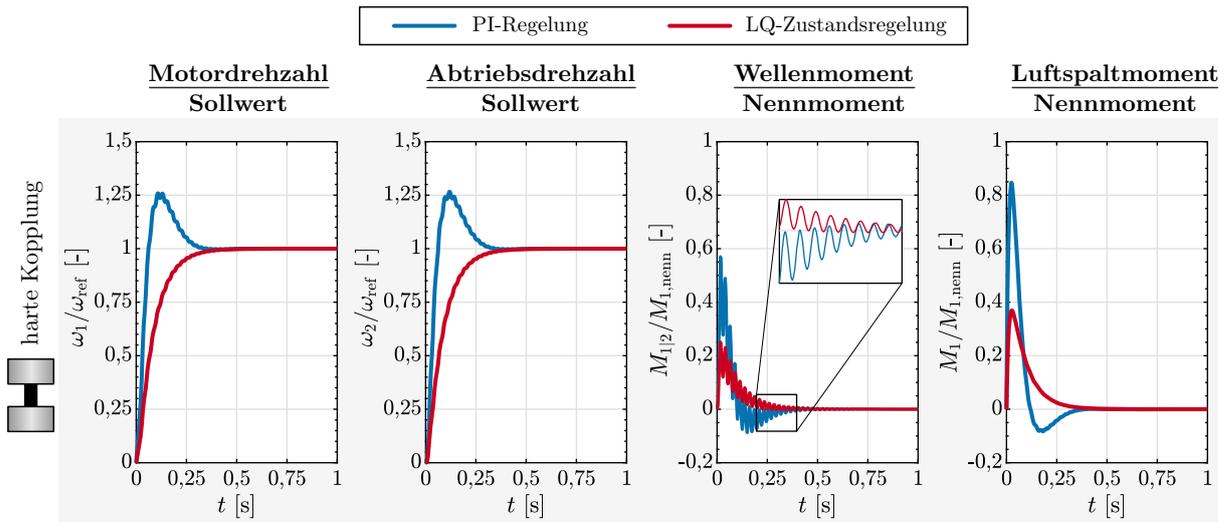

 Abbildung 5.9: Sprungantwort des hart gekoppelten elastischen Zweimassensystems ($J_1 = J_2$)

Abb. 5.9 die Ergebnisse einer Zeitbereichssimulation nach einem Führungsgrößensprung. Motordrehzahl ω_1 und Lastdrehzahl ω_2 sind jeweils normiert auf den Drehzahl-Sollwert ω_{ref} . Das sehr schnelle Ansteigen der simulierten Drehzahlen ist von einem starken Überschwingen und einem hohen Stellgrößenbedarf begleitet. Als Abhilfe wird üblicherweise eine Führungsgrößenglättung vorgesehen.

Die Zustandsregelung ist so parametrisiert, dass eine vergleichbare Ausregelzeit wie beim PI-Regler erzielt wird. Die Solldrehzahl wird überschwingungsfrei erreicht. Durch den langsameren Hochlauf sinkt das notwendige Motordrehmoment.

Die Regelstrecke besitzt eine mechanische Eigenkreisfrequenz von $\omega_0 = 250 \text{ rad s}^{-1}$. Mit beiden Reglern ist im Antriebsstrangdrehmoment $M_{1|2}$ eine überlagerte Torsionsschwingung geringer Amplitude erkennbar, die durch den Hochlauf angeregt wird. Weder der PI-Regler, noch der LQ-Zustandsregler sind in der Lage, die Torsionsschwingung zu dämpfen. Das langsame Abklingen ist allein durch die dissipativen Vorgänge im Wellenstrang begründet. Abseits der besseren Drehzahlregelgüte besitzt die Zustandsregelung für derartige Systeme keinen Vorteil.

5.2.3.2 Verhalten im Zeitbereich bei elastischer Kopplung mit verschiedenen Trägheitsverhältnissen

Befindet sich die erste mechanische Eigenfrequenz des Antriebs innerhalb der Stellgliedbandbreite ist eine aktive Bedämpfung selbiger möglich. Dass dies nicht in jedem Fall Erfolg verspricht, veranschaulicht Abb. 5.10. Darin gegenübergestellt sind die Sprungantworten für elastische Zweimassensysteme mit unterschiedlichem Trägheitsverhältnis zwischen Motor- und Lastseite. Bei Schwenkantrieben sind bedingt durch unterschiedlichste Drehgeschwindigkeits- und Lastanforderungen und die damit einhergehende große Bandbreite an Getriebeübersetzungen und Motor- bzw. Lastträgheiten prinzipiell alle drei Fälle denkbar.

Für die folgenden Untersuchungen bleibt die Summe beider Massenträgheitsmoment stets konstant, ebenso wie die Eigenkreisfrequenz von $\omega_0 = 10 \text{ rad s}^{-1}$. Nach der Vorgabe der drei zu untersuchenden Trägheitsverhältnisse verbleibt die Antriebsstrangsteifigkeit als freier Parameter zur Einstellung der geforderten Torsionseigenfrequenz.

Die Parametrierung der drei PI-Regler erfolgt in Anlehnung an die Richtwerte aus [GNG97].

$$K_1 \leq \frac{c}{4} \frac{J_1 + J_2}{J_2} \quad (5.15)$$

$$J_1\omega_0 \leq K_P \leq 2\sqrt{K_I(J_1 + J_2)} \quad (5.16)$$

Die Ausregelzeit bewegt sich in der Größenordnung der Integrationszeitkonstante des Antriebes $T_1 = 3\text{ s}$. Alle zugehörigen Zustandsregler werden für eine vergleichbare Drehzahlregeldynamik und einen ähnlichen Stellgrößenbedarf ausgelegt. Für die drei Trägheitsverhältnisse sollen damit die qualitativen Unterschiede der Regelkonzepte aufgezeigt werden.

Elastische Kopplung mit dominierender Abtriebsträgheit In der obersten Diagramm-Zeile von Abb. 5.10 ist der Fall einer geringen Motorträgheit ($J_1 \ll J_2$) dargestellt. Nur ein geringer Anteil des Motor-Drehmomentes M_1 muss zur Überwindung der Massenkräfte der motorseitigen Trägheit aufgewendet werden. Die Regeleingriffe steuern nahezu direkt das Antriebsstrangdrehmoment $M_{1|2}$. Somit ist auch die abtriebsseitige Drehmasse gut steuerbar. Weder bei der Zustands- noch bei der PI-Regelung treten schwach gedämpfte Drehschwingungen auf. Maschinendynamisch lässt sich dies dadurch begründen, dass die Eigenschwingform des Zweimassensystems eine große Elongation motorseitig aufweist. Etwaige Torsionsschwingungen werden deshalb durch die Motordrehzahl gut erfasst, sodass bereits mit einem PI-Regler die Antriebsdynamik beherrschbar ist. Das typische Überschwingen der Drehzahlen bei Einsatz einer PI-Regelung geht auf die konjugiert-komplexe Polstelle des Reglers zurück, nicht auf die Mechanik (vgl. Abb. 5.7).

Elastische Kopplung mit ausgeglichenem Trägheitsverhältnis Bewegen sich J_1 und J_2 in ähnlichen Dimensionen, treten die in der mittleren Diagramm-Zeile von Abb. 5.10 gezeigten Verläufe auf. Das Antriebssystem ist dann durch starke Rückwirkungen zwischen Motor- und Abtriebsseite gekennzeichnet. Beide Seiten weisen bei der ersten Torsionseigenschwingung ähnliche Ausschläge auf. Im Fall der PI-Regelung treten die beiden aus Abs. 5.2.1 bekannten Polstellen des geregelten Systems gut sichtbar auf. Der niederfrequenten Eigendynamik des PI-Reglers ist eine Torsionsschwingung mit der mechanischen Eigenfrequenz überlagert. Erst mit einer Zustandsregelung ist eine zufriedenstellende Regelgüte erreichbar. Besonders die Schwingbelastung im Antriebsstrang sinkt drastisch. Während des Hochlaufes wird deutlich, wie der Zustandsregler die zusätzlichen Systeminformationen gezielt nutzt, um durch ein kurzes Verzögern des Motors eine starke Schwingungsanregung zu vermeiden. Derartige Antriebe stellen ein bevorzugtes Anwendungsfeld der Zustandsregelung dar.

Elastische Kopplung mit dominierender Motorträgheit Die untersten Diagramme in Abb. 5.10 umfassen den Fall, dass die effektive Trägheit des Motors die der Lastseite übersteigt ($J_2 \ll J_1$). Offensichtlich ist die reine PI-Regelung für diese Antriebskonfiguration keine zufriedenstellende Lösung. Die Lastpendelungen wirken sich durch die sehr große Motorträgheit nur in geringen Motordrehzahlschwankungen aus. Folglich kann der PI-Regler die Schwingungsphänomene nicht detektieren. Der Antriebsstrang wird durch schwach gedämpfte Drehmomentschwankungen belastet. Die Maximalbelastung fällt jedoch bedeutend geringer aus, da nur geringe Massenkräfte bei dem Beschleunigungsvorgang zu übertragen sind. Mit der Rückführung zusätzlicher Systemzustandsinformationen durch einen Zustandsregler lässt sich eine hohe Drehzahlregelgüte sicherstellen [HIS94]. Dass in diesem Fall aber selbst die Zustandsregelung nur begrenzt sinnvoll einsetzbar ist, zeigt die folgende Untersuchung zur Regelgüte bei periodischer Anregung.

5.2.3.3 Aktive Schwingungsdämpfung bei periodischer Anregung

Die bisherige Analyse des Drehzahlregelverhaltens besitzt nur eine begrenzte Aussagekraft hinsichtlich des Schwingungsdämpfungspotentials. Anstelle der transienten Anregung durch den Hochlaufvorgang wird nun eine periodische Drehmomentanregungen $M_i(t) = \hat{M}e^{j\omega t}$ auf der

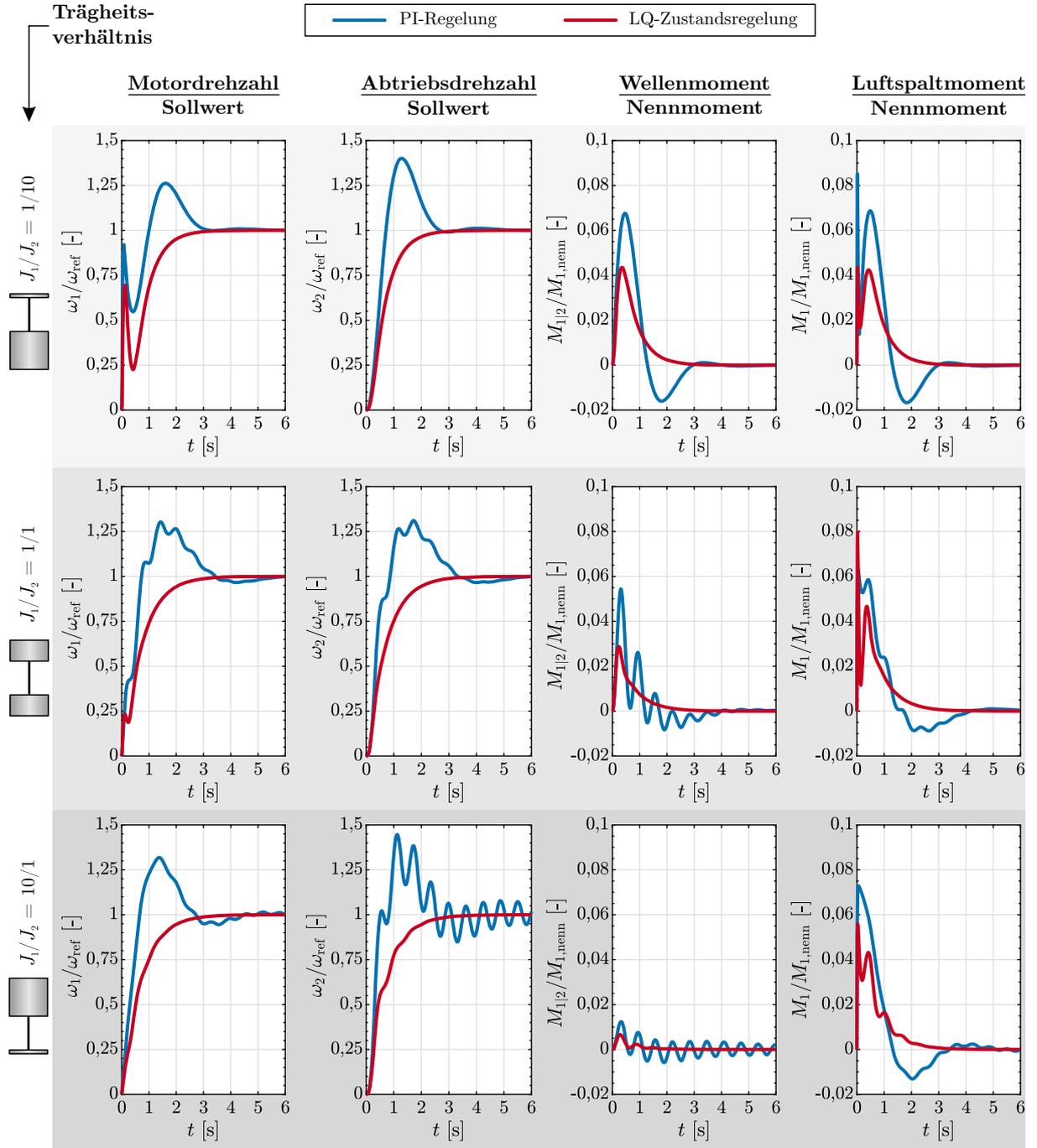


Abbildung 5.10: Vergleich der Sprungantworten von Ein- und Mehrgrößenregelung des elastischen Zwei-massensystems bei unterschiedlichen Verhältnissen der Massenträgheitsmomente von Motor (J_1) und Lastseite (J_2)

Motor- und Lastseite betrachtet. In Abb. 5.11 erfolgt eine Gegenüberstellung der drei Trägheitsverhältnisse im Frequenzbereich. Abgebildet sind jeweils das Stellmoment $M_1(j\omega)$ und das Strangmoment $M_{1|2}(j\omega)$ in Abhängigkeit von Anregungen an Motor $M_1(j\omega)$ und Last $M_2(j\omega)$ (zusammengefasst im Störgrößenvektor $\mathbf{M}_d(j\omega)$).⁶

Elastische Kopplung mit dominierender Abtriebsträgheit Die Unterschiede in der ersten Diagramm-Zeile von Abb. 5.11 sind vornehmlich auf den Bereich um 2 rad s^{-1} begrenzt. Dort besitzt der PI-Regler eine Polstelle, die auch mechanisch anregbar ist. Phänomenologisch schwingen Motor und Lastseite gleichphasig gegen die Rückstellkräfte des Reglers. Die Zustandsregelung weist diesen Effekt nicht auf. Auch zeichnet sie sich durch einen geringeren Stelleinsatz aus. Bei keinem der beiden Regelungskonzepte ist die mechanische Eigenfrequenz (10 rad s^{-1}) im Wellenmoment erkennbar, was auf eine gleichermaßen gute aktive Schwingungsdämpfung hinweist.

Elastische Kopplung mit ausgeglichenem Trägheitsverhältnis In der zweiten Diagramm-Zeile äußert sich das begrenzte Dämpfungsvermögen des PI-Reglers in einer deutlichen dynamischen Zusatzbelastung des Antriebsstranges bei Anregungen nahe der mechanischen Eigenfrequenz. Dem Zustandsregler gelingt hingegen eine hervorragende Bedämpfung. Mit zunehmend höherfrequenter Anregung steigt jedoch der Stelleinsatz im Vergleich an.

Elastische Kopplung mit dominierender Motorträgheit Die untersten Diagramme in Abb. 5.11 veranschaulichen die ungünstige Situation bei großer Motorträgheit. Bei Einsatz eines PI-Reglers können enorme Resonanzamplituden auftreten. Die Drehschwingungen des Antriebes werden durch den Regler nicht wirksam limitiert, es verbleibt nur die mechanische Antriebsstrangdämpfung zur Lastbegrenzung. Eine Zustandsregelung gestattet prinzipiell auch hier eine aktive Schwingungsregulierung. Durch die große Motorträgheit muss eine Änderung des Wellendrehmomentes zur Beeinflussung der Lastseite jedoch mit einem sehr großen Stellaufwand erkaufte werden, um die Massenkräfte des Motorläufers zu überwinden.

5.2.3.4 Zwischenfazit

Allein auf systemdynamischer Basis grenzen sich die Anwendungsfelder von Ein- und Mehrgrößenregelung voneinander ab. Bei Antrieben mit geringer effektiver Motorträgheit gelingt die Drehzahlregelung und die Beherrschung der schwingungsfähigen Mechanik selbst mit einfachen Regelalgorithmen wie der klassischen PI-Regelung. Bewegen sich die beiden dominierenden rotatorischen Trägheiten in ähnlichen Größenordnungen, kann nur durch die Einbeziehung weiterer Zustandsgrößen der Regelstrecke ein vorteilhaftes Verhalten erzielt werden. Nicht nur reduziert sich die unerwünschte Wechselwirkung zwischen Motor- und Lastdrehzahlen, auch ist eine wirksame Belastungsminimierung bei transienten Lastfällen und bei periodischer Anregung erreichbar. Der Fall einer vergleichsweise hohen Motorträgheit ist durch die ungünstigen mechanischen Gegebenheiten herausfordernd. Mit beiden vorgestellten Ansätzen ist keine in jeder Hinsicht zufriedenstellende Lösung möglich. Notwendig für die Umsetzung aktiv schwingungsregulierender Verfahren ist eine ausreichende Bandbreite der elektrischen Maschine. Die zu bedämpfende Schwingfrequenz muss im Arbeitsfrequenzbereich der unterlagerten Stromregelung liegen. Eine Zustandsregelung stellt zudem höhere Anforderungen bzgl. Anzahl und Auflösung der Sensoren, siehe Abs. 5.4.2

⁶Anstelle der unübersichtlichen Darstellung aller Einzelfrequenzgänge zwischen den genannten Ein- und Ausgangsgrößen werden die größten Singulärwerte der beiden Frequenzgangmatrizen $\mathbf{G}_{\Delta\varphi,d}(j\omega)$ und $\mathbf{G}_{u,d}(j\omega)$ als generalisierte Verstärkungsfaktoren für MIMO-Systeme dargestellt.

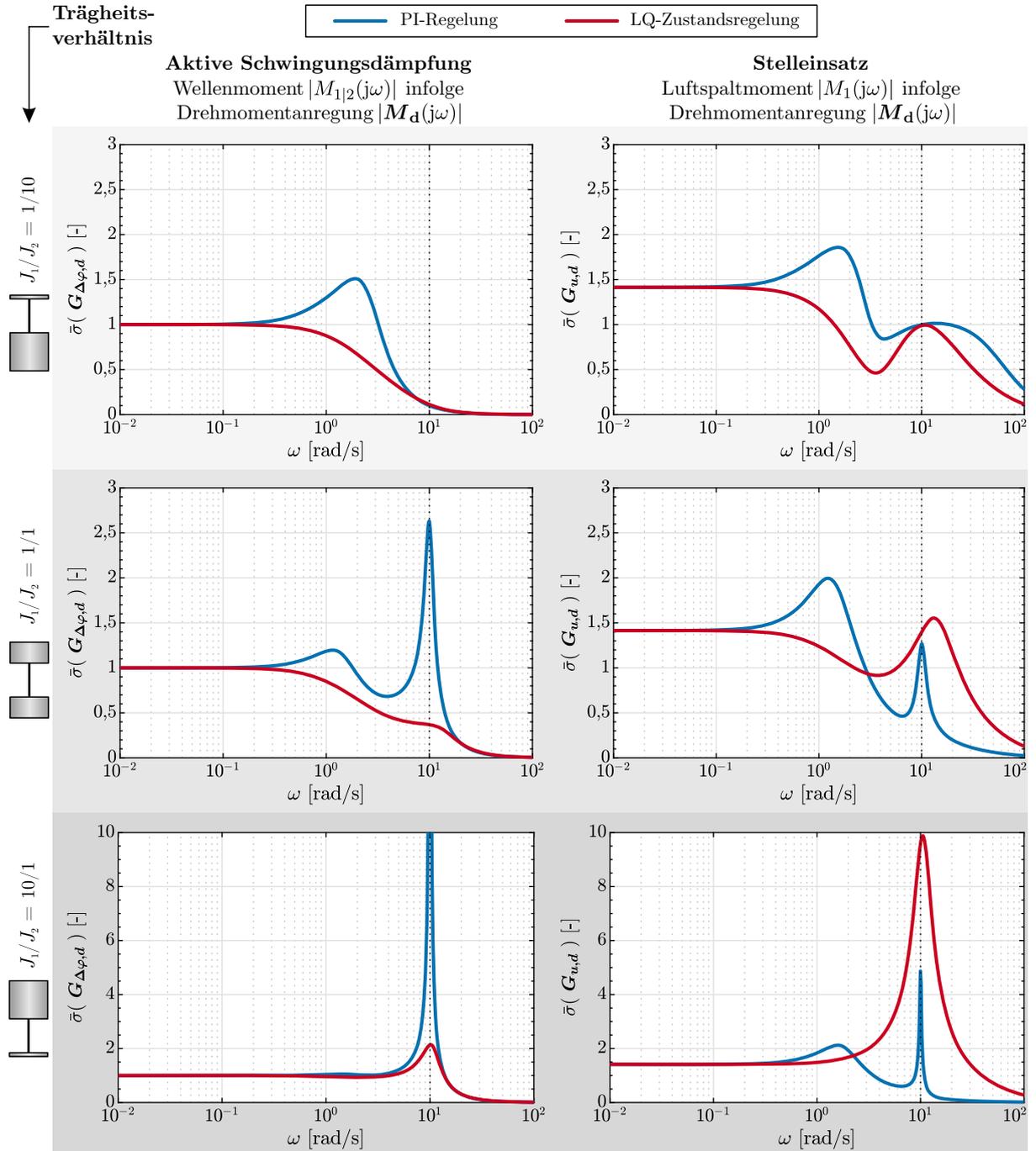


Abbildung 5.11: Vergleich von Ein- und Mehrgrößenregelung des elastischen Zweimassensystems bei unterschiedlichen Trägheitsverhältnissen anhand des Schwingungsdämpfungsvermögens

5.3 Erweiterung auf Mehrmotorenantriebe

Ergänzend zu den bisherigen Betrachtungen folgt nun der Übergang zu Antrieben mit mehreren gleich aufgebauten Wellensträngen. Typisch für Mehrmotorensysteme ist das Problem der ungleichmäßigen Lastaufteilung auf die einzelnen Antriebe. Zusätzlich steigt auch die Komplexität der Antriebsdynamik. Durch den erhöhten Systemfreiheitsgrad treten weitere Schwingformen auf (siehe Abb. 4.6 auf S. 21). Relevant ist die gegenläufige Schwingung der Motoren (lokale Motorschwingung). Durch die wechselseitige Kompensation der Strangdrehmomente erfährt die Lastseite keine Beschleunigung, in den Antriebssträngen wirkt aber eine dynamische Zusatzbelastung. Angeregt werden derartige Schwingungen durch asymmetrische Belastungen zwischen den Strängen – sei es durch unterschiedliche Anfangsbedingungen, den zeitversetzten Durchlauf des Getriebespiels oder externe Lasten. Die betreffende Eigenfrequenz der lokalen Motorschwingung liegt stets unterhalb der bisher betrachteten Globalmode (Schwingform des Zweimassensystems). Je größer das Verhältnis J_1/J_2 ist, desto weiter liegt die Motor-Schwingfrequenz unterhalb der gegenphasigen Schwingung von Motor und Lastseite. Für die erstrebenswerte Situation kleiner oder ausgeglichener Trägheitsverhältnisse liegen die Eigenfrequenzen dicht beieinander.

PI-Regelung mit Drehzahldifferenzregler Für PI-geregelte Systeme wird eine Erweiterung des (Haupt-)Drehzahlreglers um einen Drehzahldifferenzregler vorgenommen. Die resultierende Regelungsstruktur veranschaulicht Abb. 4.17. Der vorhandene PI-Drehzahlregler wird mit dem Mittelwert aller Motordrehzahlen beaufschlagt. Er regelt das virtuelle Zweimassensystem, bestehend aus den m zusammengefassten Motoren und der elastisch gekoppelten Abtriebsseite. Somit lassen sich alle Aussagen zur Regelgüte aus dem vorigen Abschnitt unmittelbar auf den PI-Regler und die Globalschwingform übertragen.

Zur Sicherstellung des Gleichlaufs und zu Beherrschung der Motorschwingform dient ein Drehzahldifferenzregler. Für jeden Motor wird ein Korrekturdrehmoment proportional zur jeweiligen Abweichung von der mittleren Drehzahl aller Antriebe aufgeprägt. Praktisch ist die erreichbare Zusatzdämpfung des P-Differenzdrehzahlreglers limitiert. Die zur Drehzahlermittlung häufig genutzte Kombination aus Inkrementalgeber und zeitdiskretem Berechnungsalgorithmus führt auf eine stetige Schwankung (»Diskretisierungsrauschen«) der Drehzahlwerte (siehe S. 43). Der Regler leitet diese direkt an den Motor weiter. Insbesondere bei einer schnellen Stromregelung der elektrischen Maschine (und demnach geringer Glättungswirkung) erzeugt dies eine höherfrequente Systemanregung.

Zustandsregelung Die Struktur der Zustandsregelung bleibt bei Mehrmotorensystemen unverändert, nur die Dimension des Zustandsraums steigt. Notwendig ist die Erweiterung des Systemmodells um die entsprechenden Bewegungskordinaten. Gleichzeitig steigt der Entwurfsfreiheitsgrad durch die zusätzlichen Parameter des LQ-Optimierungsproblems. Der resultierende Zustandsregler erlaubt die Beherrschung beider Schwingformen. Den praktischen Aspekten zur Auslegung einer Zustandsregelung und dem Vergleich mit dem klassischen PI-Regelungskonzept widmen sich die folgenden Abschnitte.

5.4 Konzeption und Umsetzung einer Zustandsregelung

Zur Veranschaulichung des Auslegungsvorgehens und zur Demonstration des Verbesserungspotenzials soll eine Zustandsregelung für das konkrete Schwenkantriebssystem des Schaufelradbaggers 293 erstellt werden. Mit einem Trägheitsverhältnis $J_1/J_2 \approx 1/2$, einer Ersatzzeitkonstante der Stromregelung $T_\sigma = 10$ ms und mechanischen Eigenfrequenzen im Bereich um 1 Hz erscheint

die Umsetzung erfolgversprechend. In Anlehnung an die Ergebnisse der Systemanalyse in Kapitel 4 werden eine Optimierung des Drehzahlregelverhaltens, eine Reduktion der Hochlauf- und Reversierdauer und eine Minimierung der Antriebsstrangbelastung angestrebt.

5.4.1 Auslegung eines optimalen Zustandsreglers

Notwendig zur Auslegung ist eine allgemeine Systembeschreibung des geregelten, symmetrischen m -Motorenantriebes. Mit der Idealisierung der abtriebsseitigen Strukturen als Starrkörper resultiert ein $m + 1$ -Massensystem. Die Dimension des Zustandsraumes beträgt $n = 2m + 1$. Für die Reglerauslegung wird nur der lineare Teil des Antriebssystems, d.h. der Fall des Flankenkontaktes zugrunde gelegt. Speziell bei Antrieben mit nicht vernachlässigbarem Verzahnungsspiel verbietet sich dafür eine Zustandsraumformulierung allein auf Basis von Drehwinkeln und Winkelgeschwindigkeiten, siehe auch Abb. 5.12. Bewährt hat sich eine Modellformulierung nach SCHRÖDER [Sch15]. Anstelle der Drehwinkel von Motor- und Lastseite treten Differenzwinkel der Form $\Delta\varphi_{1|m+1} = \varphi_1 - \varphi_{m+1}$. Sie repräsentieren die elastische Verdrillung des Antriebsstranges. Somit beschreibt jede Zustandsgröße einen Energiespeicher der als Mehrmassensystem idealisierten Regelstrecke. Unter Ausnutzung der Symmetrie ergibt sich das Systemmodell.

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} \dot{\omega}_1 \\ \dot{\omega}_2 \\ \vdots \\ \dot{\omega}_m \\ \dot{\omega}_{m+1} \\ \Delta\dot{\varphi}_{1|m+1} \\ \Delta\dot{\varphi}_{2|m+1} \\ \vdots \\ \Delta\dot{\varphi}_{m|m+1} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & -k/J_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & & 0 & 0 & 0 & -k/J_1 & & 0 \\ \vdots & & \ddots & & \vdots & \vdots & & \ddots & \\ 0 & 0 & & 0 & 0 & 0 & 0 & & -k/J_1 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & k/J_2 & k/J_2 & \cdots & k/J_2 \\ 1 & 0 & \cdots & 0 & -1 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1 & & 0 & -1 & 0 & 0 & & 0 \\ \vdots & & \ddots & & \vdots & \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 1 & -1 & 0 & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_1 \\ \omega_2 \\ \vdots \\ \omega_m \\ \omega_{m+1} \\ \Delta\varphi_{1|m+1} \\ \Delta\varphi_{2|m+1} \\ \vdots \\ \Delta\varphi_{m|m+1} \end{bmatrix} \\
 &+ \begin{bmatrix} 1/J_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1/J_1 & & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & & 1/J_1 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \vdots \\ M_m \end{bmatrix} \quad (5.17)
 \end{aligned}$$

$$\mathbf{y} = [\mathbf{I}_{(m+1) \times (m+1)} \quad \mathbf{0}_{(m+1) \times (m)}] \mathbf{x} \quad \text{mit} \quad \mathbf{D} = \mathbf{0} \quad (5.18)$$

Alle Antriebsstränge besitzen dieselbe Torsionssteifigkeit k und alle Motoren weisen das Massenträgheitsmoment J_1 auf. In Anlehnung an die bisherigen Betrachtungen des Zweimassensystems wird das lastseitige Massenträgheitsmoment weiterhin als J_2 bezeichnet. Die gewählte Modelltiefe orientiert sich an den Erkenntnissen aus der Modellreduktion im vorigen Kapitel und ist als Minimalvariante zu verstehen. Für die Auslegung wird die stabilisierende Wirkung der Dämpfung des Antriebsstranges vernachlässigt. Gleichmaßen erfährt die verzögerte Drehmomentbereitstellung durch die umrichter gespeiste elektrische Maschine vorerst keine Berücksichtigung. Diese Vereinfachungen betreffen nur den Schritt der Reglerauslegung, um den Parametrierungsaufwand

gering zu halten und die Übersichtlichkeit zu wahren. In den anschließenden Untersuchungen zur Robustheit werden die Größen als unbestimmte Parameter aufgefasst. In der finalen Zeitbereichssimulation zur Verifizierung des Regelungskonzeptes werden Dämpfung, Reibung und Zeitverzögerungen durch das detaillierte Gesamtsystemmodell abgebildet.

5.4.1.1 Bestimmung einer Zustandsrückführung

Wie in Abs. 5.2.2 beschrieben, wird die Bestimmung der Zustandsrückführung \mathbf{K}_r in ein Optimierungsproblem übersetzt, das vom Anwender die Festlegung von Wichtungsparametern in den Matrizen \mathbf{Q} und \mathbf{R} fordert. Zunächst ist eine Einschränkung der Problemgröße ratsam [BL86]. Erreicht wird dies, indem die Wichtungsmatrizen eine Diagonalstruktur erhalten und somit keine Koppelsterme in Gl. 5.12 auftreten. Auf diese Weise wirkt jeder Wichtungsparameter direkt auf eine Zustands-, bzw. Stellgröße.

$$\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} Q_\omega & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & Q_{\Delta\varphi} \end{bmatrix} \quad \mathbf{Q} \in \mathbb{R}_+^{n \times n} \quad (5.19)$$

Eine weitere Vereinfachung ergibt sich, wenn ein symmetrisches Regelgesetz gefordert wird. Für alle Stränge eines Mehrmotorenantriebes folgt die gleiche Systemdynamik: Es verbleibt die Festlegung von m identischen Diagonaleinträgen $q_{\omega,M}$ zur Wichtung der Motordrehzahlen, einem Eintrag $q_{\omega,L}$ für die Lastdrehzahl, und m identischen Einträgen $q_{\Delta\varphi}$ für die Strangbelastung.

Für die Bestimmung der abstrakten Einträge der Wichtungsmatrizen bietet sich eine physikalische Interpretation der Summanden $x_i q_{ii} x_i$ des Gütefunktional (Gl. 5.12) an. Diese wird durch die spezielle Modellbeschreibung des Antriebssystems ausschließlich auf Basis von Winkelgeschwindigkeiten und Differenzwinkeln ermöglicht.

Die Terme $q_{ii,\omega} \cdot x_i^2 \quad \forall i \in [1, m + 1]$ sind als kinetische Energien von Motoren und lastseitiger Drehmasse zu interpretieren. Ein größerer Wert $q_{ii,\omega}$ erhöht die relative Bedeutung der Bewegungsenergie der zugehörigen i -ten Koordinate im Gütefunktional. Die anschließende Minimierung von J strebt nach einem Regler, der eine energetisch günstige Überführung der betreffenden Koordinate zum Ziel-Zustandswert gewährleistet. Folglich minimiert eine stärkere Wichtung sowohl die Einschwingdauer als auch die Schwankung der Zustandsgröße. Analog dazu sind die Terme $q_{ii,\Delta\varphi} \cdot x_i^2 \quad \forall i \in [m + 1, n]$ als potenzielle (Federspann-)Energien der Antriebsstränge aufzufassen. Über die Ausschläge der Antriebsstrangverdrillung wird indirekt auch die Drehmomentbelastung des Wellenstranges minimiert. Eine Verringerung der Schwankung ist gleichbedeutend mit einer Erhöhung der Dämpfung.

In Form der genannten Parameter stehen somit Stellschrauben zur relativen Gewichtung von Drehzahlregelgüte, Antriebsstrangbelastung und Schwingungsdämpfung zur Verfügung. Die tatsächliche Festlegung der Wichtungsfaktoren ist abhängig von der spezifischen antriebstechnischen Problemstellung. Folgendes Vorgehen hat sich bewährt:

1. Skalierung der Wichtungsfaktoren z.B. durch Normierung auf Nennwerte oder tolerierte Maximalwerte, um ähnliche Auswirkungen der verschiedenen physikalisch Größen des Zustandsvektors sicherzustellen
2. Einstellung der Drehzahlregeldynamik über die Wichtungsfaktoren q_{ω_1} . Lösung des LQ-Problems und Berechnung der Sprungantwort des geregelten Systems auf eine Sollzahländerung und Auswertung der Anstiegszeit auf 90 % des Sollwertes. Anhaltspunkt für eine sinnvolle Größenordnung kann die mechanische Zeitkonstante $T = J\omega_{\text{nenn}}/M_{\text{nenn}}$ bilden. Diese beschreibt die Hochlaufdauer des Motors auf dessen Nenndrehzahl ω_{nenn} bei einer Beschleunigung mit dem konstanten Nennmoment M_{nenn} ohne Lastmomente.

3. Abstimmung des Dämpfungsgrad der elastischen Schwingformen über den Wichtungsfaktor $q_{\Delta\varphi}$. Lösung des LQ-Problems und Berechnung der Eigenwerte $p_i = -\delta_i \pm j\omega_i$ des geregelten Systems $(\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{K}_r)$. Ermittlung des Dämpfungsgrades $D_i = \delta_i / \sqrt{\omega_i^2 + \delta_i^2}$ für die Antriebsschwingformen.
4. Falls erforderlich: zurück zu Schritt 2

Die Wichtungsmatrix des Stelleinsatzes $\mathbf{R} = r \mathbf{I}$ ist hierbei vorerst als Einheitsmatrix parametrisiert. Im Zuge der Gesamtsystembewertung wird der Skalierungsfaktor r als Robustheitsstellschraube aufgefasst und dann Werte ungleich eins annehmen.

Die Attraktivität des vorgeschlagenen iterativen Prozesses begründet sich dadurch, dass eine vergleichsweise geringe Parameteranzahl notwendig ist, um die $m \cdot n$ Einträge der Zustandsrückführmatrix festzulegen. Zudem lässt sich durch die geringen Hürden zur Simulation der Regelstrecke schnell ein intuitives Verständnis für die Auswirkungen von Wichtungsparameteränderungen aufbauen. Für die finale Regelungsauslegung des Beispielschwenkantriebes ergeben sich die Dämpfungsgrade von Motorschwingform $D = 57\%$ und Globalschwingform $D = 45\%$. Die Anstiegszeit der Lastdrehzahl auf 90% des Sollwertes beträgt 1,3 s.

5.4.1.2 Gewährleistung von Führungsfolge und Störungskompensation

Brauchbar ist die Zustandsregelung erst, wenn Sollwerte stationär genau erreicht werden und angreifende Zusatzlasten keine bleibende Regelabweichung verursachen [Unb00, S.344]. Aus diesen Gründen gilt es die Regelstruktur um zwei Stellgrößenanteile zu erweitern.

$$\mathbf{u} = -\mathbf{K}_r \mathbf{x} + \underbrace{K_{\text{ref}} \mathbf{1}_{m \times 1} y_{\text{ref}}}_{\mathbf{u}_{\text{ref}}} + \underbrace{\mathbf{K}_d \mathbf{d}}_{\mathbf{u}_d} \quad (5.20)$$

Die Einstellung des Sollwertes y_{ref} wird über ein Führungsgrößen-Vorfilter K_{ref} erreicht. Dessen Berechnung basiert auf dem stationären Übertragungsverhalten des geregelten Systems. Der Sollwert muss durch das Vorfilter derart skaliert werden, dass die korrespondierende Systemausgangsgröße erreicht wird $y_{\text{ref}} \stackrel{!}{=} \lim_{t \rightarrow \infty} y(t)$. Daraus folgt

$$K_{\text{ref}} = \underbrace{\left(\mathbf{C}_{\text{ref}} (\mathbf{B} \mathbf{K}_r - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{B}_{\text{ref}} \right)^{-1}}_{u_{\text{ref}} \Rightarrow y(t \rightarrow \infty) = y_{\text{ref}}} \quad (5.21)$$

mit $\mathbf{B}_{\text{ref}} = 1/J_1 [\mathbf{1}_{1 \times m} \quad \mathbf{0}_{1 \times (n-m)}]^\top$ und $\mathbf{C}_{\text{ref}} = [\mathbf{0}_{1 \times m} \quad 1 \quad \mathbf{0}_{1 \times m}]^\top$

Das Vorfilter ist hier eine skalare Größe, da im Anwendungsfall der Drehzahlregelung die Lastdrehzahl einem Sollwert nachzuführen ist. Über den Einsvektor $\mathbf{1}_{m \times 1}$ werden alle Motoren mit dem identischen Stellmoment beaufschlagt.

Mangels integraler Anteile der Zustandsrückführung würde die geregelte Strecke bei Reib- und Lastmomenten eine bleibende Drehzahlabweichung aufweisen. Das hier verfolgte Konzept der Störgrößenaufschaltung nutzt Informationen zu den wirkenden Last-Drehmomenten, um die notwendigen Stellmomente der Motoren zur Kompensation aufzuschalten. Für ein abtriebsseitig angreifendes Lastmoment $d = M_2$ führt das Filter

$$\mathbf{K}_d = K_{\text{ref}} \underbrace{\mathbf{C}_d (\mathbf{B} \mathbf{K}_r - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{B}_d}_{d \rightarrow y(t \rightarrow \infty)}$$

mit $\mathbf{B}_d = [\mathbf{0}_{1 \times m} \quad 1/J_1 \quad \mathbf{0}_{1 \times m}]^\top$ und $\mathbf{C}_d = [\mathbf{I}_{m \times m} \quad \mathbf{0}_{m \times (n-m)}]$ (5.22)

zur Aufschaltung eines Korrektursignals, das die vom Zustandsregler nicht kompensierte Regelabweichung ausgleicht. Der durch die geschweifte Klammer hervorgehobene Term entspricht dem Übertragungsverhalten des Regelkreises zwischen Störung (Drehmoment) und Ausgangsgröße (Lastdrehzahl). Das Vorgehen bietet sich für die untersuchte Klasse von Systemen an, da zwangsläufig eine Schätzung der nicht messbaren Zustandsgrößen erforderlich ist. Im Zuge der Zustandsschätzung kann unmittelbar auch das Lastmoment rekonstruiert werden.

Alternativ zur beschriebenen Störgrößenaufschaltung wird die Erweiterung von Gl. 5.17 um einen zusätzlichen Zustand vorgeschlagen, der das Integral der Regelabweichung enthält. Ein solcher PI-Zustandsregler besitzt einen zusätzlichen Entwurfsfreiheitsgrad und bringt abseits spezieller Auslegungsansätze [GG19] eine Verschlechterung des Führungsverhaltens mit sich. In derselben Veröffentlichung wird die Äquivalenz zwischen PI-Zustandsregelung und Störgrößenaufschaltung unter bestimmten Voraussetzungen nachgewiesen.

Inwiefern die stationäre Genauigkeit der vorgestellten Ansätze auch bei parametrischer Modellunsicherheit erhalten bleibt, thematisiert Abs. 5.4.3.2.

5.4.2 Rekonstruktion des Zustandsvektors bei Antrieben mit Verzahnungsspiel

Die Instrumentierung aller Motoren und der Abtriebsseite mit Drehgebern zur Winkelerfassung stellt die messtechnische Grundvoraussetzung für die Umsetzung der Zustandsregelung dar. Der Regelalgorithmus setzt jedoch die Kenntnis der Winkelgeschwindigkeiten an allen Messstellen voraus. Eine numerische Differentiation der Winkelmesswerte zur Berechnung der Drehgeschwindigkeit wäre prinzipiell möglich. Herausfordernder ist die zusätzlich erforderliche Rekonstruktion der Getriebebelastung in Form des Winkels $\Delta\varphi_{i|m+1}$ für jeden Antriebsstrang. Bei einem ideal spielfreien Wellenstrang liefert die Differenzbildung von Motor- und Lastdrehwinkel die gesuchte Antriebsstrangverdrillung. Durch das unvermeidliche Verzahnungsspiel bei den vorliegenden Antrieben mit hoher Gesamtübersetzung entsteht eine zusätzliche Schwierigkeit: Je nachdem ob die Vor- oder die Rückflanken der Verzahnungen anliegen, ist der eigentlichen Antriebsstrangtorsion situativ noch der unbekannte Betrag des Getriebespiels überlagert.

$$\varphi_i - \varphi_{m+1} = \Delta\varphi_{i|m+1} + \alpha_{+/-} \quad (5.23)$$

Spätestens wenn die Größenordnung des Verdrehflankenspiels die Größenordnung des Strangtorsionswinkels erreicht, würde die Vernachlässigung des Spieleinflusses zu einer inakzeptablen Regelgüte der Zustandsregelung führen. Abb. 5.12 verdeutlicht die Problematik für das untersuchte Schwenkwerk. Während des dargestellten Reversiervorganges entfällt ein Großteil des Differenzwinkels zwischen Motor- und Lastseite auf den Durchlauf des Getriebespiels. Der eigentlich interessierende Strangtorsionswinkel kann keinesfalls mit der Winkeldifferenz zwischen An- und Abtriebsseite des Getriebes gleichgesetzt werden.

Mithilfe des im folgenden vorgestellten modellbasierten Schätzverfahrens wird die vollständige und simultane Erfassung aller Zustandsgrößen basierend auf den vorhandenen Winkelmesswerten angestrebt. Auf eine separate Berechnung der Winkelgeschwindigkeiten und Strangtorsionswinkel kann somit verzichtet werden.

5.4.2.1 Grundlagen zur Zustandsschätzung

Ausgangspunkt für die Rekonstruktion des Zustandsvektors bildet ein mathematisches Modell der Regelstrecke analog zu Gl. 5.17. Gegensätzlich zum bisherigen Vorgehen muss das Systemmodell um die zufälligen Störungen \mathbf{w} und \mathbf{v} erweitert werden. [Sim06, S.235f]

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u} + \mathbf{w} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C} \mathbf{x} + \mathbf{v} \end{aligned} \quad (5.24)$$

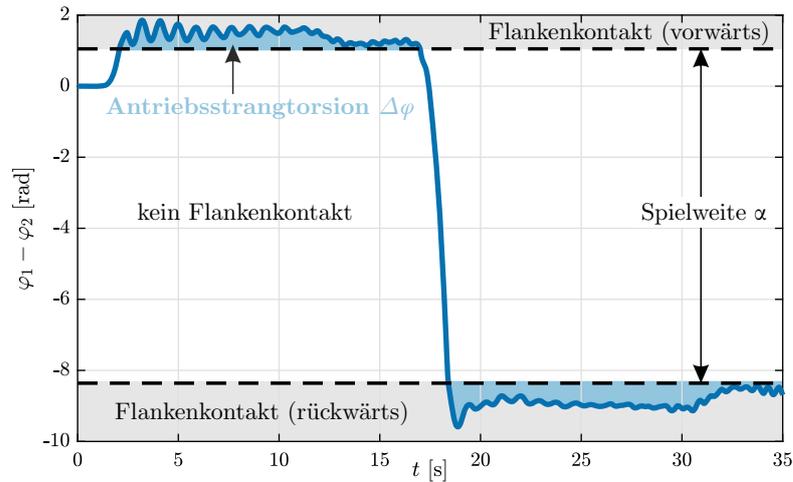


Abbildung 5.12: Zusammenhang zwischen der Winkeldifferenz von Motor- und Lastseite und dem Winkel der elastischen Antriebsstrangverdrehung bei vorhandenem Getriebespiel

Dies trägt der Tatsache Rechnung, dass obiges Modell nur ein ungefähres Abbild der Realität sein kann. Alle Effekte, die nicht durch das Systemmodell beschreibbar sind, werden pauschal einem überlagerten Prozessrauschen \mathbf{w} zugeschrieben. Gleichsam bilden die real gemessenen Signale \mathbf{y} nicht exakt die korrespondierenden internen Systemzustände ab. Alle Signalbestandteile, die durch den Sensor oder die nachfolgenden Abtasteffekte (zeitdiskrete Abtastung und Quantisierung) hinzukommen, werden als überlagertes Messrauschen \mathbf{v} aufgefasst.

Demnach kann nur eine Schätzung $\tilde{\mathbf{x}}$ des tatsächlichen, aber unbekanntenen Zustandsvektors \mathbf{x} unter Nutzung der Messdaten \mathbf{y} erfolgen. Eine geeignete Struktur für die Zustandsschätzung in Form eines linearen Differentialgleichungssystems

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}} = \underbrace{\mathbf{A}\tilde{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\mathbf{u}}_{\text{Systemmodell}} + \underbrace{\mathbf{K}_f(\mathbf{y} - \mathbf{C}\tilde{\mathbf{x}})}_{\text{Schätzfehlerkorrektur}} \quad (5.25)$$

besteht aus zwei funktionellen Anteilen.

- Ein Systemmodell auf Basis der Bewegungsgleichungen des geregelten Antriebssystems wird mit den bekannten Stellgrößen des Antriebsreglers »gesteuert«. Problematisch an dieser Prädiktion ist, dass externe Störungen (Last- oder Reibmomente) und jegliche Abweichungen zwischen Regelstrecke und Systemmodell zu einer Drift der geschätzten Zustandsgrößen führen.
- Eine Schätzfehlerkorrektur koppelt deshalb den Fehler zwischen den Messdaten \mathbf{y} und den Schätzgrößen $\tilde{\mathbf{y}} = \mathbf{C}\tilde{\mathbf{x}}$ über eine Verstärkungsmatrix \mathbf{K}_f zurück. Auf diese Weise wird eine Nachführung der Zustandsschätzung an die Messwerte realisiert.

Es handelt sich um ein eigenes dynamisches Subsystem, dessen Schätz-Dynamik durch die Verstärkungsmatrix \mathbf{K}_f vorgegeben wird. Mit der nachfolgend beschriebenen Auslegungsmethodik für \mathbf{K}_f wird aus der allgemeinen Struktur eines Zustandsbeobachters (Gl. 5.25) der konkrete Sonderfall eines zeitkontinuierlichen, stationären KALMAN-BUCY-Filters. [KB61]

Der so erhaltene Zustandsschätzer stellt das Analogon zum LQ-Regler dar. Für weiße, normalverteilte Rauschprozesse ist er optimal in dem Sinne, dass $\tilde{\mathbf{x}}$ die Schätzung mit minimaler Varianz ist [Fri05]. Um die Rückführung zu bestimmen, ist die Charakterisierung der Rauschprozesse

\mathbf{w} und \mathbf{v} durch die Spektraldichtematrizen \mathbf{Q}_f bzw. \mathbf{R}_f erforderlich.⁷ Unter Nutzung dieser ist anschließend eine Ermittlung von \mathbf{K}_f über eine mathematisch duale Formulierung des LQR-Optimierungsproblems aus Gl. 5.13 möglich [Sim06, S.236].

$$\begin{aligned} \mathbf{K}_f &= \mathbf{P} \mathbf{C}^\top \mathbf{R}_f^{-1} \\ \mathbf{0} &= \mathbf{A} \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A}^\top - \mathbf{P} \mathbf{C}^\top \mathbf{R}_f^{-1} \mathbf{C} \mathbf{P} + \mathbf{Q}_f \end{aligned} \quad (5.26)$$

Tatsächlich sind für die Herleitung gänzlich andere (stochastische) Methoden erforderlich als für den Optimalregler, auf die nicht eingegangen werden soll. Dies begründet sich dadurch, dass die Eigenschaft des KALMAN-Filters als Minimum-Varianz-Schätzer hier von untergeordneter Bedeutung ist. Erstens ist die Grundannahme eines vorhandenen normalverteilten weißen Rauschens für Störungen im antriebstechnischen Anwendungsfeld eine sehr starke Vereinfachung der realen Vorgänge. Zumindest ein wesentlicher Teil der Prozesse in Zahnradgetrieben ist deterministisch, korreliert und zudem in einem begrenzten Frequenzbereich wirksam. Zweitens sind die statistischen Eigenschaften des Prozessrauschens a priori unbekannt. Es handelt sich um rein abstrakte Größen, die sowohl die Güte der Modellierung als auch das Anregungs-Antwortverhalten des realen Prozesses umfassen. Im Zuge der Filterauslegung werden die Spektraldichtematrizen \mathbf{Q}_f und \mathbf{R}_f deshalb als Abstimmungsparameter aufgefasst – ähnlich zum Vorgehen bei der Optimalreglerauslegung.

Das vorgestellte Konzept gründet sich auf der Annahme, dass sowohl die Systemmatrizen als auch die Matrizen \mathbf{Q}_f und \mathbf{R}_f zeitinvariant sind. Gl. 5.26 kann somit im Voraus gelöst werden. Der Rechenaufwand bei der Implementierung im Prozessrechner der Antriebsregelung sinkt hierdurch signifikant. Ein weiterer wesentlicher Vorteil durch den Einsatz eines zeitinvarianten und zeitkontinuierlichen Filters ist die Möglichkeit, eine Vorabanalyse von Regler und Filter (LQG) mit klassischen Frequenzbereichsmethoden durchzuführen.

Wird die Zustandsschätzung $\tilde{\mathbf{x}}$ als Eingangsgröße für einen Zustandsregler $\mathbf{u} = -\mathbf{K}_r \tilde{\mathbf{x}}$ genutzt, besitzt das gekoppelte Gesamtsystem die Polstellen der beiden Teilsysteme $(\mathbf{A} - \mathbf{B} \mathbf{K}_r)$ und $(\mathbf{A} - \mathbf{K}_f \mathbf{C})$ [Fri05, S.293]. Eigendynamik und Stabilität der Zustandsrückführung sind deshalb von der Zustandsschätzung unbeeinflusst. Jene zentrale Tatsache wird als Separationsprinzip [Lun14b, S.348ff] bezeichnet. Es begründet die hier praktizierte getrennte Auslegung von Regler und Schätzer und erlaubt die schrittweise Inbetriebnahme der beiden Module. Nichtsdestotrotz beeinflusst eine zeitlich verzögerte oder stark rauschbehaftete Zustandsschätzung die Regelgüte, weshalb in Abs. 5.4.3 eine Analyse des gekoppelten Regelsystems durchgeführt wird.

5.4.2.2 Kalman-Filter für Antriebssysteme mit Spiel

Zentraler Baustein für die Umsetzung eines Algorithmus zur Zustandsschätzung ist ein geeignetes Modell des zugrundeliegenden Systems. Primär gilt es, die Regelstrecke bestmöglich abzubilden. Gegensätzlich dazu steht der Wunsch nach einer geringen Modelldimension, um den Berechnungs- und Parametrierungsaufwand sowie den Entwurfsfreiheitsgrad zu limitieren. Für die vorliegende Klasse von Antrieben stellt die Modellierung als Torsionsschwingungssystem einen sinnvollen Kompromiss dar (vgl. Abs. 4.5). Eine allgemeine Formulierung der Modellgleichungen für ein symmetrisches Antriebssystem mit m Motoren ist mit Gl. 5.27 gegeben.

⁷Für den üblicheren Fall eines zeitdiskreten KALMAN-Filters sind \mathbf{Q}_f und \mathbf{R}_f Kovarianzmatrizen, deren Einträge den Zusammenhang zwischen zwei Zufallsprozessen angeben. Ein Diagonaleinträge der Kovarianzmatrix beschreibt die Varianz des einzelnen, zugehörigen Zufallsprozesses. [MD17]

$$\begin{bmatrix} \dot{\tilde{\omega}}_1 \\ \dot{\tilde{\omega}}_2 \\ \vdots \\ \dot{\tilde{\omega}}_m \\ \dot{\tilde{\omega}}_{m+1} \\ \hline \dot{\tilde{\varphi}}_1 \\ \dot{\tilde{\varphi}}_2 \\ \vdots \\ \dot{\tilde{\varphi}}_m \\ \dot{\tilde{\varphi}}_{m+1} \\ \hline \dot{\tilde{\varphi}}_{s,1} \\ \dot{\tilde{\varphi}}_{s,2} \\ \vdots \\ \dot{\tilde{\varphi}}_{s,m} \\ \hline \dot{\tilde{M}}_{m+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{(m+1) \times (m+1)} & \begin{bmatrix} -k/J_1 & 0 & \cdots & 0 & k/J_1 \\ 0 & -k/J_1 & & 0 & k/J_1 \\ \vdots & & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & & -k/J_1 & k/J_1 \\ k/J_2 & k/J_2 & \cdots & k/J_2 & -4k/J_2 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} k/J_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & k/J_1 & & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & & k/J_1 \\ -k/J_2 & -k/J_2 & \cdots & -k/J_2 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ -1/J_2 \end{bmatrix} \\ \hline \mathbf{I}_{(m+1) \times (m+1)} & \mathbf{0}_{(m+1) \times (m+1)} & \mathbf{0}_{(m+1) \times (m+1)} & \mathbf{0}_{(m+1) \times 1} \\ \hline \mathbf{0}_{m \times (m+1)} & \mathbf{0}_{m \times (m+1)} & \mathbf{0}_{m \times (m+1)} & \mathbf{0}_{m \times 1} \\ \hline \mathbf{0}_{1 \times (m+1)} & \mathbf{0}_{1 \times (m+1)} & \mathbf{0}_{1 \times (m+1)} & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \tilde{\omega}_1 \\ \tilde{\omega}_2 \\ \vdots \\ \tilde{\omega}_m \\ \tilde{\omega}_{m+1} \\ \hline \tilde{\varphi}_1 \\ \tilde{\varphi}_2 \\ \vdots \\ \tilde{\varphi}_m \\ \tilde{\varphi}_{m+1} \\ \hline \tilde{\varphi}_{s,1} \\ \tilde{\varphi}_{s,2} \\ \vdots \\ \tilde{\varphi}_{s,m} \\ \hline \tilde{M}_{m+1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1/J_1 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 1/J_1 & & 0 \\ \vdots & & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & & 1/J_1 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \hline \mathbf{0}_{(2m+2) \times m} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \vdots \\ M_m \end{bmatrix} \quad (5.27)$$

Abweichend zur Systemmatrix für die LQ-Reglerauslegung in Gl. 5.17 sind nun explizit die gemessenen Drehwinkel φ_i enthalten. Die entscheidende Idee zur Anwendung für spielbehaftete Antriebsstränge wurde von LAGERBERG veröffentlicht [LE03; LE07]. Um das von einem der Wellenstränge übertragene Drehmoment

$$M_{1|m+1} = -k/J_1 (\varphi_1 - \varphi_{m+1} - \varphi_{s,1}) = -k/J_1 \Delta\varphi_{1|m+1} \quad (5.28)$$

zu beschreiben, tritt anstelle des nicht trivial messbaren Strangtorsionswinkels $\Delta\varphi_{1|m+1}$ die Winkeldifferenz $\varphi_1 - \varphi_{m+1}$ zwischen An- und Abtrieb, ergänzt um den Winkel $\varphi_{s,1} \in [\alpha_-, \alpha_+]$. Letzterer beschreibt die Position im Verzahnungsspiel. Bei Kontakt mit einer der beiden Zahnflanken verharrt $\varphi_{s,1}$ auf dem jeweiligen Grenzwert α_- bzw. α_+ . Für die Spielweite, d. h. die Größe des Verzahnungsspiels, gilt $\alpha = \alpha_+ - \alpha_-$. Bei Mehrmotorensystemen muss für jeden der m Antriebsstränge ein Spielwinkel als zusätzlicher Zustand in das Systemmodell des KALMAN-Filters integriert werden. Gleichermaßen lässt sich auch das Lastmoment am Zahnkranz des Schwenkwerks \tilde{M}_{m+1} als Zusatzzustand in das systemdynamische Modell integrieren und in Echtzeit mitschätzen.

Für den Fall, dass die Reibmomente an Motor- und Lastseite betragsmäßig bekannt sind und sich durch ein geschwindigkeitsproportionales (viskoses) Verhalten charakterisieren lassen, besteht die Möglichkeit, diese mittels der Parameter d_1 und d_2 zu berücksichtigen. Die Nullmatrix im ersten Block der Systemmatrix in Gl. 5.27 wird dann durch eine Diagonalmatrix mit den Dämpfungskonstanten ersetzt.

Die eigentliche Filterauslegung ist ein iterativer Prozess, der in Anlehnung an die folgenden Schritte ohne Tests an der realen Regelstrecke auskommt:

1. Festlegung der Diagonaleinträge $r_{f,ii}$ der Matrix \mathbf{R}_f als Maß des Messrauschens. Als Anhaltspunkt für die Relation zwischen den Einträgen kann der Diskretisierungsfehler der eingesetzten Inkrementalgeber genutzt werden. So folgt für das Quantisierungsrauschen eines Messkanals $r_f \sim \Delta\varphi_{\text{eff}}^2/12$ [Ben48] mit der *effektiven* Winkelauflösung $\Delta\varphi_{\text{eff}}$ (vgl. Abs. 4.2.3). Grundsätzlich sind geringe Werte gleichbedeutend mit »guten« (vertrauenswürdigen) Messungen. Das KALMAN-Filter ist dann messdatenfokussiert, der Korrekturterm in Gl. 5.25 überwiegt.
2. Abschätzung der Diagonaleinträge $q_{f,ii}$ der Matrix \mathbf{Q}_f als Maß des Prozessrauschens. Dieses umfasst neben den bereits erwähnten Signalanteilen durch die Diskrepanz von Regelstreckenmodell und Realität auch die auftretenden Systemreaktionen. Letztere werden wiederum zum Teil durch die Regelung beeinflusst. Selbst wenn Messdaten einzelner Zustandsgrößen zur Verfügung stehen, sind die Einträge $q_{f,ii}$ als reine Abstimmungsparameter anzusehen, mit denen Ansprechgeschwindigkeit und Rauschunterdrückung des Filters – vergleichbar mit den Wichtungsfaktoren des Zustandsreglers – abzustimmen sind. -In größtmöglicher Vereinfachung geht eine geringe Spektralleistungsdichte des Prozessrauschens mit einem »guten« (treffsicheren) Systemmodell einher. Das KALMAN-Filter gewichtet dann den Anteil des Systemmodells in Gl. 5.25 stärker.
3. Berechnung der Rückführmatrix \mathbf{K}_f gemäß Gl. 5.26
4. Auswertung und Prüfung der Polstellen des Filters $(\mathbf{A} - \mathbf{K}_f \mathbf{C})$. Die Realteile der Pole sollten betragsmäßig größer sein, als jene des Zustandsreglers (»Schätzung schneller als Regelung«) [Lun14b]. Zusätzlich muss die Schätzung von $\varphi_{s,i}$ und \tilde{M}_{m+1} mit ähnlicher Dynamik erfolgen.
5. Simulation des KALMAN-Filters für einen Referenzlastfall unter Nutzung eines Minimalmodells (z. B. in Matlab/Simulink). Um die Schätzgüte bewerten zu können, müssen

die erwarteten Systemanregungen bspw. als bandbegrenztetes Rauschen hinterlegt werden. Geeignete Sensormodelle (vgl. Abs.4.2.3) helfen, das Messrauschen abzubilden. Da diese Festlegungen einen wesentlichen Einfluss auf die erreichbare Dynamik des Filters haben, ist eine Kenntnis der Größenordnungen durch Messungen oder Erfahrungswerte aus vergleichbaren Anlagen vorteilhaft. Anschließend sind die Signalverläufe aller Zustandsgrößen hinsichtlich Ansprechgeschwindigkeit und Varianz im Kontext des jeweiligen Antriebssystems zu bewerten. Gegebenenfalls ist eine Anpassung der Matrizen \mathbf{R}_f und \mathbf{Q}_f vorzunehmen.

6. Abschließende Verifizierung durch Simulation mit einem detaillierten Gesamtsystemmodell. Eine ausführliche Beschreibung des möglichen Vorgehens folgt im nächsten Abschnitt. Wenn ein Prototypentest an der physischen Regelstrecke möglich ist, kann dieser Schritt übersprungen werden.

5.4.2.3 Prüfung der Schätzgüte durch Gesamtsystemsimulation

Vor einer Inbetriebnahme an einem realen Antriebsstrang auf physischer Hardware bietet sich der Test des KALMAN-Filters durch Simulationen an. Üblicherweise [Lag04] [MD17] wird für die simulative Verifizierung derartiger Strukturen das gleiche mathematische Modell genutzt, das auch im Zustandsschätzer hinterlegt ist (vgl. Schritt 5 der Auslegungsabfolge). Die Ausgangsgrößen des Simulationsmodell dienen als virtuelle Messwerte und stellen die Eingangsgrößen der Zustandsschätzung dar. Aus dem Vergleich zwischen Schätzung und Referenzsignal lässt sich die Eignung der gewählten Auslegung grob bewerten.

Eine entscheidende Steigerung der Aussagekraft solcher Verifizierungsprozesse entsteht, wenn anstatt des einfachen (im KALMAN-Filter hinterlegten) Modells ein möglichst realitätsnahes Simulationsmodell des Antriebssystems eingesetzt wird. Ein Mehrwert zur bloßen Simulation mit dem für die Auslegung genutzten Mehrmassen-Torsionsmodell ergibt sich, da die detaillierten mechanischen Teilmodelle die wesentlichen dynamischen Effekte des realen Gerätes erfassen. Zudem gibt das Gesamtmodell auch die Intensität der Systemreaktionen – und damit die Störgrößen des Zustandsschätzers (»Rauschen«) – realitätsnah wieder. Es ist deshalb zu erwarten, dass eine reale Umsetzung erfolversprechend ist, wenn die Zustandsschätzung für das MKS-Gesamtsystemmodell zufriedenstellende Ergebnisse liefert.

Zu diesem Zweck stellt Abb.5.13 dem Referenzsignal (Ausgangsgröße der MKS-Simulation) die durch das KALMAN-Filter geschätzten Verläufe gegenüber. Gezeigt ist ein Beispiellastfall, bestehend aus drei Phasen: Während des Hochlaufs aus dem Stillstand und der nachfolgenden Drehrichtungsumkehr wirken keine Lasten und Anregungen aus dem Grabprozess. Daran schließt sich ein Schwenkvorgang mit konstanter Soll-Geschwindigkeit an, bei dem die Hauptsystemanregungen aus dem Grabvorgang des Schaufelrades wirken. Das Gesamtsystemsimulationsmodell aus Kap. 4 wird dabei durch einen konventionellen PI-Drehzahlregler aktuiert. Die Drehwinkelerfassung orientiert sich an der am Beispielantrieb derzeit vorhandenen Sensorik. So stehen motorseitig pro Umdrehung 1024 Zählereignisse zur Verfügung. Bedingt durch die hohe Getriebeübersetzung reduziert sich die effektive Winkelauflösung der Lastseite. Umgerechnet auf die Motorwelle liefert der abtriebsseitige Inkrementalgeber nur 15 Impulse pro Motordrehung. Der Algorithmus zur Zustandsschätzung ist nicht in die Antriebsregelung eingebunden, sondern wird nur als Zusatzmodul mit einer Zeitschrittweite von 1 ms mitberechnet.

Aus dem Vergleich von Referenzsignal und Schätzung lassen sich folgende Schlüsse ziehen

- Die Schätzung der Motordrehzahl ist unkritisch. Die hochauflösende Winkelsensorik liefert ausreichend Informationen, um die Drehzahländerungen während der verschiedenen Betriebszustände zu rekonstruieren.

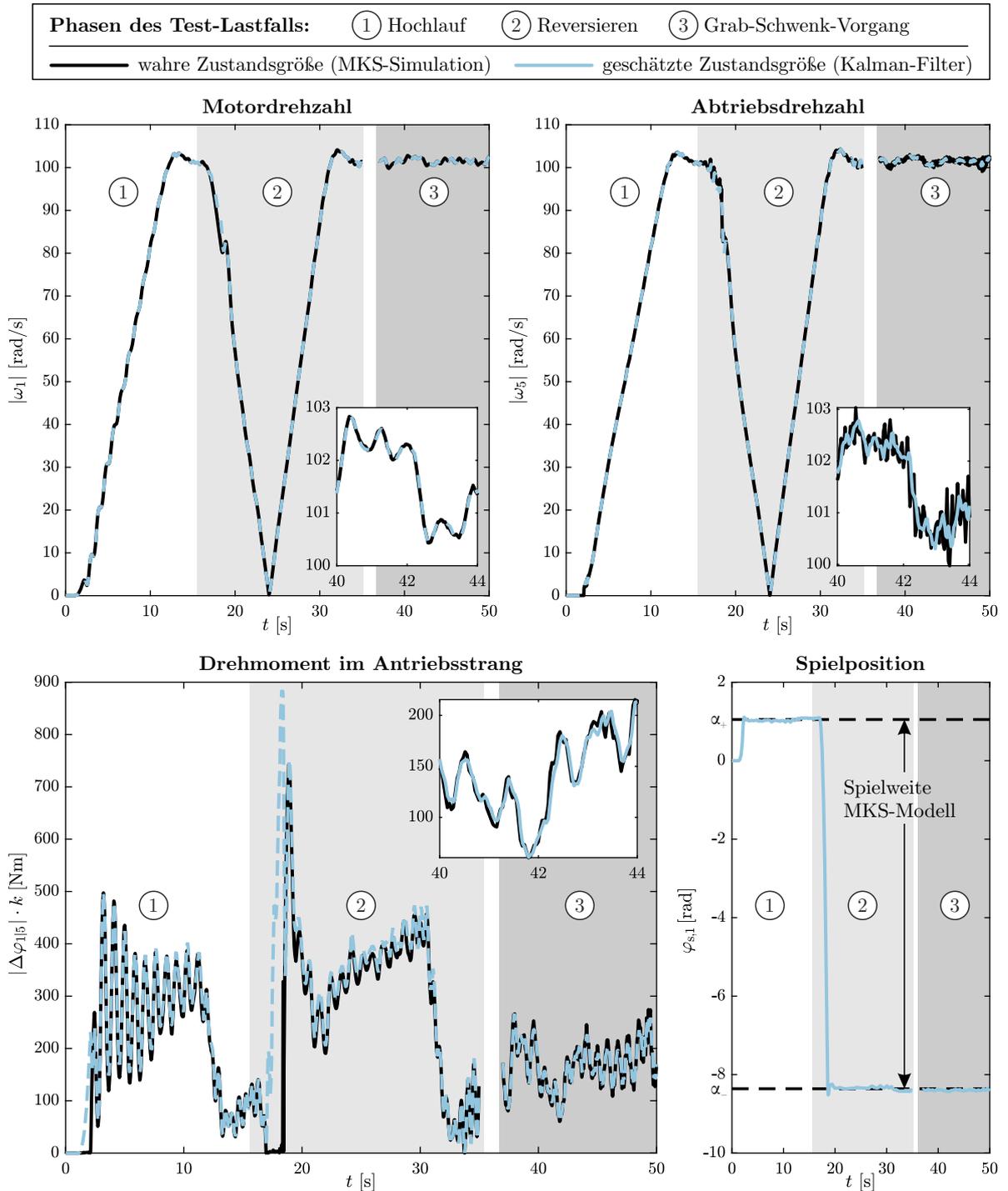


Abbildung 5.13: Test der Zustandsschätzung für das Beispielsystem mit 4 Antriebssträngen (Motoranzahl $m = 4$)

- Das Referenzsignal der Schwenkdrehzahl weist eine stärkere Drehungleichförmigkeit auf. Sobald Grablasten wirken, zeigen sich die Schwingungen des elastischen Baggeroberbaus auch in der Drehgeschwindigkeit des Großwälzlagers. Da Informationen zu den Oberbauschwingungen von der nachgelagerten Zustandsregelung nicht nutzbringend (schwingungsdämpfend) verwendet werden können, ist eine Glättung des Signalverlaufes empfehlenswert. Aus diesem Grund hat das KALMAN-Filter für diese Zustandsgröße eine Tiefpasswirkung und unterdrückt höherfrequente Anteile.⁸
- Die Antriebsstrangbelastung – repräsentiert durch den Winkel der elastischen Antriebsstrangtorsion – wird mit minimaler Verzögerung, aber qualitativ guter Übereinstimmung rekonstruiert. Ausnahme bildet der Zeitraum des Spieldurchlaufs. Durch die temporäre Entkopplung von Motor und Lastseite gilt für die Antriebsstrangsteifigkeit $k = 0 \text{ Nm rad}^{-1}$. Die im Zustandsschätzer hinterlegten Modellgleichungen sind ungültig, was sich in einem wachsenden Schätzfehler zeigt. Da für die Phase des Spieldurchlaufes im Rahmen dieser Arbeit nicht auf die Schätzgrößen des KALMAN-Filters zurückgegriffen wird, sind die Abweichungen unkritisch. Sollte auch während des Spieldurchlaufes die Antriebsstrangbelastung verlässlich (auf den Wert null) geschätzt werden, kann ein aufwendigerer Ansatz auf Basis eines sanftumschaltenden Extended-KALMAN-Filters umgesetzt werden [LE07] [SS21a].
- Um die Funktionsweise der Schätzung der Antriebsstrangbelastung bei spielbehafteten Systemen zu veranschaulichen, ist die Hilfszustandsgröße $\varphi_{s,1}$ abgebildet. Sie gibt die geschätzte Position zwischen den Vorder- und Rückflanken des Getriebes wieder. Herrscht ein Kontakt zwischen den Zahnflanken, verharrt die Zustandsgröße auf einem der Grenzwerte α_+ oder α_- . Mit diesem Offset-Parameter ist gemäß Gl. 5.28 die Berechnung der Antriebsstrangverdrehung $\Delta\varphi_{1|m+1}$ möglich. Als Zusatzinformation lässt sich aus den beiden Grenzwerten die Weite des Verzahnungsspiels schätzen.

Die Übereinstimmung zwischen den Verläufen ist dabei keineswegs als selbstverständlich anzunehmen. Konträr zu dem im KALMAN-Filter hinterlegten Minimalmodell mit dem Freiheitsgrad 5 entstammen die »virtuellen Messwerte« einem MKS-Modell mit 225 Bewegungskordinaten. Masse und Steifigkeit sind darin nicht räumlich auf 5 Körper konzentriert, sondern entlang des Antriebsstranges verteilt. Zudem werden die lastseitigen Strukturen nicht als Starrkörper idealisiert. Sie weisen im Simulationsmodell das ausgeprägt niederfrequente Eigenschwingungsverhalten des Realsystems auf (siehe S. 26). Auch Störeinflüsse auf die Zustandsschätzung in Form von deterministischen Anregungen aus den Zahneingriffen oder dem Grabprozess sowie höherfrequente Eigenschwingungen sind vorhanden. Wie die messdatengestützte Validierung des Gesamtsystem-simulationsmodells gezeigt hat, weisen die Systemreaktionen in Bezug auf Frequenzbereich und Statistik eine hohe Realitätsnähe auf.

5.4.3 Analyse des Gesamtkonzeptes

Nachdem zwei separate Teilsysteme für die Regelung und die Rekonstruktion der Zustandsschätzung vorgestellt sind, erfolgt deren Kopplung. Die geschätzten Zustandsgrößen $\tilde{\mathbf{x}}$ des KALMAN-Filters dienen als Eingangsgrößen des Zustandsreglers.

$$\mathbf{u}(t) = \mathbf{u}_{\text{ref}}(t) - [\mathbf{K}_r \quad -\mathbf{K}_d] \tilde{\mathbf{x}}(t) \quad (5.29)$$

⁸Anhand dieses Signalverlaufes wird deutlich, warum eine rein quantitative Bewertung der Schätzgüte mit Metriken auf Basis des Schätzfehlers nicht sinnvoll ist. Gemessene / MKS-simulierte Größen enthalten auch höherfrequente, unerwünschte Signalbestandteile und stellen deshalb nicht zwangsläufig den Zielwert der Zustandsschätzung dar.

Günstigerweise wird die Störgrößenaufschaltung nach Gl. 5.20 direkt als Teil der Zustandsrückführung umgesetzt.

Beachtenswert ist, dass die getrennte Auslegung von Zustandsregler und -schätzer nicht garantiert, dass auch die Zusammenschaltung am realen System die gewünschten Eigenschaften beibehält. Aus diesem Grund werden in den nachfolgenden Abschnitten drei Punkte adressiert, die etwaige Unzulänglichkeiten des Regelungskonzeptes vor einer praktischen Implementierung offenbaren sollen.

5.4.3.1 Bewertung der Regelgüte bei nominaler Regelstrecke

Zuerst soll der Optimalfall untersucht werden, dass die zur Regler- und Schätzerauslegung genutzte Modellvorstellung exakt dem Verhalten der realen Strecke entspricht. Abb. 5.14 stellt dazu drei wesentliche Aspekte des zustandsgeregelten Antriebes der momentanen PI-Drehzahlregelung gegenüber. Die abgebildeten Frequenzgänge, bzw. die Singulärwerte der Frequenzgangmatrizen als generalisierte Verstärkungen, entstammen einer Analyse des rückgekoppelten Regelsystems unter Nutzung der Control System Toolbox in MATLAB.

Führungsübertragungsverhalten Die Güte der Drehzahlregelung wird dadurch festgelegt, wie präzise der Regler die Ist-Drehzahl ω_5 dem Referenzwert ω_{ref} nachführt. In Bezug auf das Drehzahlregelverhalten liegt ein SISO-System vor, wenn als Ausgangsgröße, die Schwenkdrehzahl ω_5 (Drehzahl des Großwälzlagers) gewählt wird. Der Betrag der Führungs-Übertragungsfunktion (komplementäre Sensitivitätsfunktion)

$$T(j\omega) = \frac{\omega_5(j\omega)}{\omega_{\text{ref}}(j\omega)} \quad (5.30)$$

ist im obersten Teil der Abb. 5.14 jeweils für die derzeitige PI-Drehzahlregelung und die vorgeschlagene LQG-Zustandsregelung aufgetragen. Beide Regler arbeiten stationär genau. Es tritt keine bleibende Regelabweichung bei (quasi-)statischen Sollwertänderungen auf. Das Maximum des PI-Reglers im Bereich um 1 rad s^{-1} ist dem in Abb. 5.5 gezeigten schwingungsfähigen Polpaar des PI-Reglers zuzuordnen. Aus dem maximalen Betrag von 3,8 dB folgt die Neigung des PI-Reglers, auf Drehzahländerungen mit einem Überschwingen zu reagieren. Nur durch einen zusätzliche Führungsgrößenglättung kann ein brauchbares Drehzahlregelverhalten erzielt werden. Die Zustandsregelung besitzt kein ausgeprägtes Maximum von $|T(j\omega)|$. Drehzahländerungen werden somit überschwingungsfrei umgesetzt [SP05]. In Bezug auf spielbehaftete Antriebe ist dieses Verhalten überaus wünschenswert, da mit einem Überschwingen der Drehzahl oftmals ein temporärer Verlust des Zahnflankenkontakts und anschließende Lastspitzen einhergehen.

Aktive Schwingungsdämpfung Um die Fähigkeit zur aktiven Schwingungsreduktion bewerten zu können, wird eine externe, harmonische Drehmomentanregung $M_{d,i}(j\omega)$ als Störgröße an jeder der Bewegungskordinaten φ_i mit $i \in [1, 5]$ definiert. Dies umfasst motor- und lastseitig angreifende Wechselmomente. Es interessiert dabei die Reaktion der Strangtorsionswinkel $\Delta\varphi_{i|5}$.

$$\begin{bmatrix} \Delta\varphi_{1|5}(j\omega) \\ \vdots \\ \Delta\varphi_{4|5}(j\omega) \end{bmatrix} = \mathbf{G}_{\Delta\varphi,d}(j\omega) \begin{bmatrix} M_{d,1}(j\omega) \\ \vdots \\ M_{d,5}(j\omega) \end{bmatrix} \quad (5.31)$$

Nach einer Skalierung mit der Antriebsstrangsteifigkeit k folgt daraus direkt das Wellenmoment. In Bezug auf die Antriebsstrangbelastung bei Wirkung externer Lasten ist der vorliegende Mehrmotorenantrieb ein MIMO-System. Zur Bewertung des Schwingungsdämpfungsvermögens

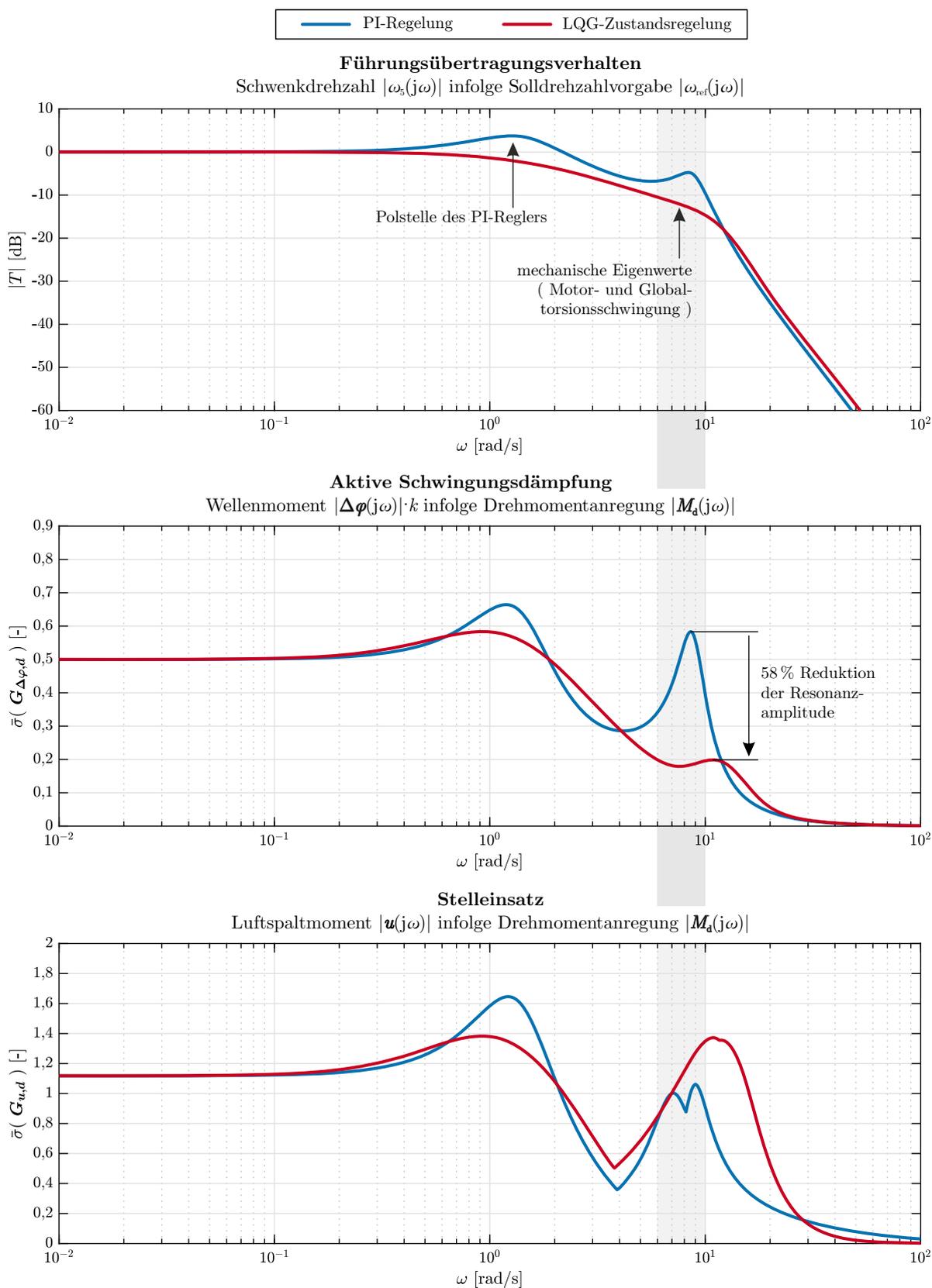


Abbildung 5.14: Vergleich von Zustandsregelung und konventioneller PI-Drehzahlregelung im Frequenzbereich bei nominaler Regelstrecke

ist die einzelne Auswertung aller 20 Einzel-Amplitudenfrequenzgänge der Matrix $\mathbf{G}_{\Delta\varphi,d}(j\omega)$ unzweckmäßig. Abgesehen vom Auswertungsaufwand wären durch ein solches Vorgehen eventuelle Quereffekte zwischen den verschiedenen externen Drehmomenten $M_{d,i}$ nicht erfassbar. So ist es möglich, dass durch die gleichzeitige Wirkung mehrerer Störgrößen erst die maximale Lastüberhöhung im Antriebsstrang auftritt. Um das Übertragungsverhalten eines dynamischen Systems bei einem beliebig orientierten Eingangsvektor abzubilden, kann eine Singulärwertzerlegung der Übertragungsfunktionsmatrix erfolgen. Der größte Singulärwert $\bar{\sigma}(\mathbf{G})$ korrespondiert mit der maximalen Verstärkung zwischen Ein- und Ausgangsgrößen. [Rai94]

In der mittleren Teilabb. 5.14 zeigt sich der größte Vorteil der Zustandsregelung. Es kann eine signifikante Reduktion der Antriebsstrangbelastung im Frequenzbereich um die mechanische Eigenfrequenz erreicht werden.⁹ Ober- und unterhalb der Hauptresonanz sind minimal höhere Reaktionen zu erwarten.

Stelleinsatz Die Kosten des höherwertigen Regelungskonzepts zeigen sich in der untersten Teilabb. 5.14. Dargestellt ist das Luftspaltmoment der elektrischen Antriebsmaschinen $u_i(j\omega)$ infolge derselben Drehmomentanregung $M_{d,i}$. Neben der höheren Bandbreite der Zustandsregelung wird ein geringfügig höherer Drehmomentbedarf sichtbar.

$$\begin{bmatrix} u_1(j\omega) \\ \vdots \\ u_4(j\omega) \end{bmatrix} = \mathbf{G}_{\mathbf{u},d}(j\omega) \begin{bmatrix} M_{d,1}(j\omega) \\ \vdots \\ M_{d,5}(j\omega) \end{bmatrix} \quad (5.32)$$

5.4.3.2 Robustheit gegenüber parametrischer Unsicherheit

Von zentraler Bedeutung für die Praktikabilität ist die Robustheit des Regelkonzepts. Auch bei Abweichung zwischen Auslegungsmodell und Regelstrecke sollen Stabilität und Performanz erhalten bleiben. Modellabweichungen entstehen bereits bei der Erstellung des Minimalmodells. Ein Teil der Systemdynamik muss vernachlässigt werden, um ein nutzbares Modell endlicher Dimension zu erhalten. Auch die Ermittlung der Modellparameter ist mit Annahmen und Abschätzungen verbunden. Schließlich ändern sich die Systemeigenschaften durch Alterung, Verschleiß oder wechselnde Betriebsbedingungen auch während des Einsatzes. In der Folge weichen die Polstellen des geschlossenen Regelkreises von der gewünschten Lage ab. Es gilt deshalb sicherzustellen, dass die Regelstruktur ein definiertes Maß an Modellabweichungen toleriert, ohne eine stark abweichende Systemdynamik zu zeigen. Tendenziell weisen Zustandsregler die die Eigendynamik der Regelstrecke massiv verändern, d.h. eine hohe Dämpfung oder große Verschiebung mechanischer Eigenfrequenzen erzielen, auch eine höhere Sensitivität auf. Eine erhebliche Verbesserung bei nomineller Regelstrecke wird durch eine verminderte Performanz und ggf. mangelnde Stabilität bei Diskrepanzen zwischen Auslegungsmodell und Realsystem erkauft.

Die Beschreibung der Modellabweichungen kann über die Streuung der Modellparameter erfolgen. Für den Beispielantrieb fasst Tab. 5.1 die angenommene Bandbreite der Parameterstreuung zusammen. Bei der Festlegung wird berücksichtigt, dass die Hauptschwierigkeit in der Bestimmung der Antriebsstrangsteifigkeit liegt. Die Summenzeitkonstante T_σ beschreibt die bisher im Auslegungsprozess vernachlässigte Zeitverzögerung in den Signalpfaden zwischen Regelung und Regelstrecke. Sie umfasst neben der Dynamik der Motorstromregelung auch weitere Verzögerungen durch Messung und Datenverarbeitung. Mit den vorgegebenen Schwankungsbreiten resultiert

⁹Die erreichbare Reduktion der Resonanzamplitude über Singulärwerte prozentual zu bewerten ist hier zulässig, da in beiden Fällen (PI- und Zustandsregelung) dieselbe Belastungssituation des Antriebes vorliegt (Störungsangriff an einem Abtrieb, Reaktion durch gleichphasige Bewegung der Motoren). Es werden nicht unterschiedliche Richtungen der Singulärvektoren verglichen.

Tabelle 5.1: Nominelle Parameter des für die Regelungsauslegung genutzten Systemmodells und angenommene Schwankungsbreiten für die Robustheitsuntersuchung

Parameter	Nennwert	Unsicherheit
Antriebsstrangsteifigkeit k	585 Nm rad ⁻¹	±25 %
motorseitiges Massenträgheitsmoment J_1	12 kg m ²	±10 %
lastseitiges Massenträgheitsmoment J_2	86 kg m ²	±10 %
Summenzeitkonstante T_σ	10 ms	±50 %

eine Streuung der mechanischen Torsionseigenfrequenz der lokalen Motorschwingung im Intervall [+21 %; -15 %] um den Nennwert. Mit dem vorgestellten Modellierungsvorgehen sind deutlich geringere Abweichungen zu erwarten.

Abb. 5.15 ergänzt die Frequenzbereichsauswertung bei nomineller Regelstrecke aus dem vorigen Abschnitt um die Auswirkungen der parametrischen Unsicherheit. Der Streubereich wird durch zufällige Stichproben von Parameterkombinationen näherungsweise erfasst. Die maximale Frequenzgangänderung wird jeweils mit der MATLAB-Funktion `wcgain()` exakt berechnet.

Führungsübertragungsverhalten Die stationäre Genauigkeit beider Regelungen bei Sollwertänderungen bleibt erhalten. Bei dem PI-Regler ist dies durch den integralen Anteil selbstverständlich. Doch auch die Zustandsregelung mit dem Führungsgrößen-Vorfilter verursacht keinen bleibenden Drehzahlregelfehler. Die Drehzahlregelgüte beider Regelkonzepte bleibt nahezu unverändert, einzig die Bandbreite ändert sich mit variierender Regelstrecke.

Aktive Schwingungsdämpfung Nennenswerte Unterschiede zwischen den Strategien zeigen sich im Bereich um die mechanische Eigenfrequenz des Antriebes. So weist die derzeitige Parametrierung des PI-Reglers eine geringere Robustheit in Bezug auf das Schwingungsdämpfungsvermögen auf, als die Zustandsregelung: Bei Betriebspunkten, in denen eine der mechanischen Eigenschwingformen angesprochen wird, entstehen nochmals deutlich höhere Antriebsstrangbelastungen als im Nominalfall. Variationen der Regelstreckeneigenschaften wirken sich auch bei der Zustandsregelung in einer Verschlechterung des aktiven Schwingungsdämpfungsvermögens aus. Dennoch bleibt selbst im Extremfall die Belastung unterhalb der konventionellen PI-Regelstrategie.

Stelleinsatz Die entscheidenden Auswirkungen von Modellunsicherheiten treten in Bezug auf den Stelleinsatz auf. Wie bereits im Fall der nominellen Regelstrecke erkaufte die Zustandsregelung die Lastreduktion im Antriebsstrang mit einer stärkeren Nutzung der elektrischen Maschine. Mit zunehmend schlechterem Systemmodell kann die Ansteuerung weniger zielgerichtet erfolgen, es sind stärkere Korrekturen des Luftspaltmomentes erforderlich, um die gewünschte Reaktion im Antriebsstrang zu erreichen. Da das Luftspaltmoment auf die Läuferträgheit des Elektromotors wirkt, ist damit keine werkstoffmechanische Schädigungswirkung verbunden. Es entsteht jedoch ein nur schwer quantifizierbarer höherer Energiebedarf. Bei dem PI-geregelten Antriebsstrang bleibt die Drehmomentanforderung bei Modellabweichungen weitgehend unverändert. In der Folge entsteht im Resonanzfall eine höhere Antriebsstrangbelastung.

5.4.3.3 Lastfallsimulation im Zeitbereich

Finales Testkriterium zur Bewertung des realen Optimierungspotenzials der vorgeschlagenen Regelstrategie ist die Simulation von drei Referenzlastfällen. Anstelle der physischen Regelstrecke tritt das detaillierte MKS-Gesamtsystemmodell. Die Aktuierung erfolgt durch die Luftspaltmomente

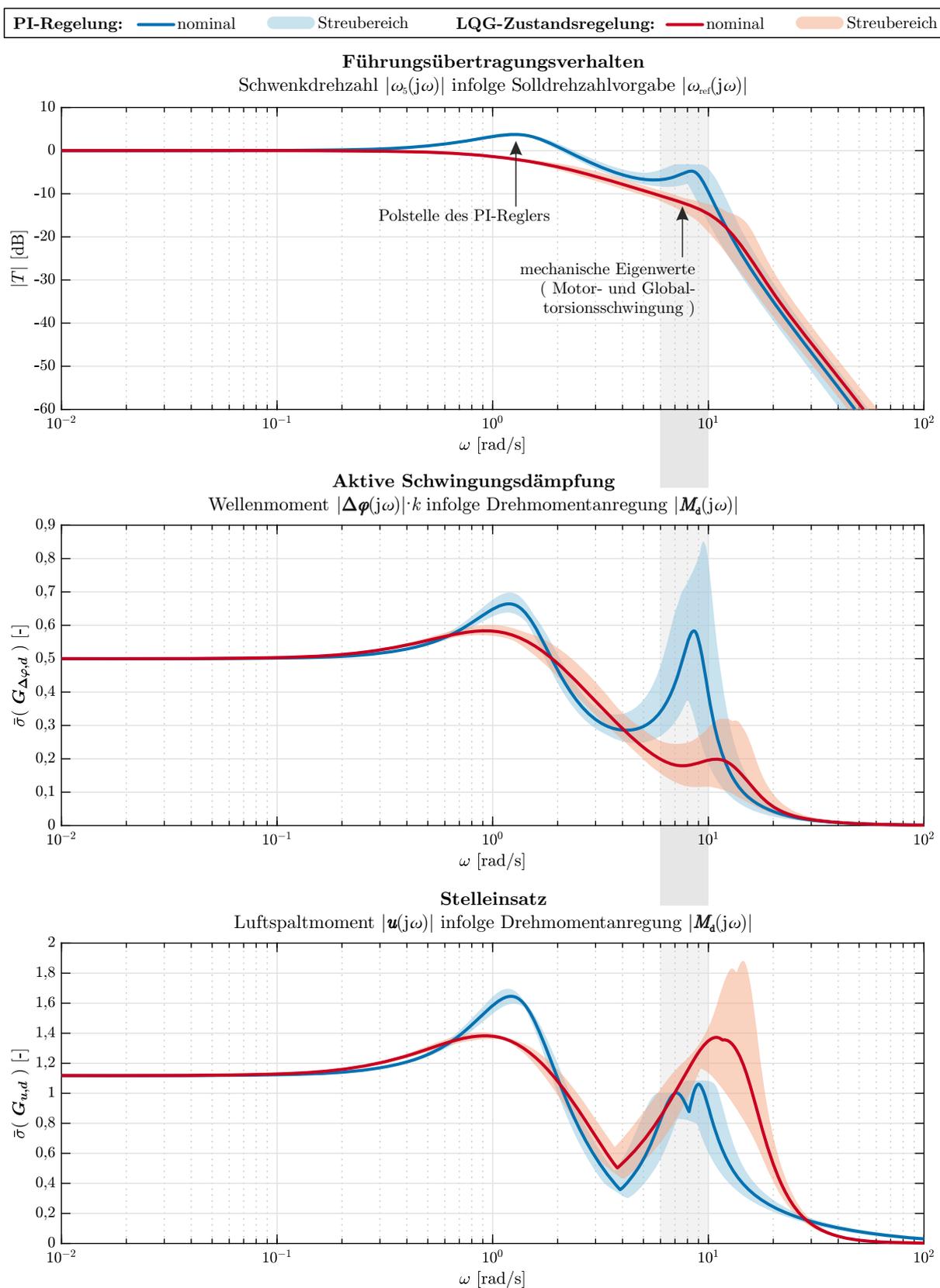


Abbildung 5.15: Vergleich von Zustandsregelung und konventioneller PI-Drehzahlregelung im Frequenzbereich bei parametrischer Unsicherheit der Regelstrecke

aller vier Antriebsmotoren. Die Zustandsregelung hat nur Zugriff auf die fünf virtuellen Winkel-messwerte der Inkrementalgebermodelle an den Motoren und dem abtriebsseitigen Zahnkranz (Schwenkwinkelmessung). Wie bereits bei der Verifizierungssimulation des KALMAN-Filters be-schrieben, bildet die »virtuelle Regelstrecke« die wesentlichen Nichtlinearitäten, die höherfrequente Dynamik und realistische Anregungen als Störgrößen der Regelung ab. Da der Strangtorsions-winkel $\Delta\varphi_{i|5}$ des Regelstrecken-Minimalmodells keine exakte Entsprechung im realen (nicht diskretisierten) System besitzt, wird das Motorwellenmoment M_{SW} an der Schnittstelle von Motorwelle zu elastischer Reifenkupplung als Belastungskenngröße des Antriebsstranges gewählt.

Hochlaufvorgang Mit der Zielstellung eines zeiteffizienteren Anlagenbetriebs wird die Dauer des Hochlaufs vom Stillstand auf die Nenndrehzahl von 12,5s auf 8s verkürzt. Die elektrischen Maschinen besitzen hierzu ausreichende Reserven, da sich die Motordrehmomente im Bereich von 50 % des S1-Bemessungsdrehmomentes bewegen. Limitierend bei der bisherigen Antriebsregelung ist vielmehr die dabei auftretende Getriebebelastung. Die in Abb. 5.16 dargestellte Simulation startet mit anliegenden Zahnflanken. Ein initialer Durchlauf des Getriebespiels tritt demnach nicht auf.

Die Lastspitze des PI-geregelten Antriebes bei $t=2$ s erklärt sich allein durch die Beschleuni-gungsänderung des elastischen Antriebsstranges. Trotz der Führungsgrößenglättung verursacht der PI-Regler ein Überschwingen von Motor- und Schwenkdrehzahl nach erstmaligem Errei-chen der Zieldrehzahl. Damit einher geht der temporäre Verlust des Zahnflankenkontaktes und

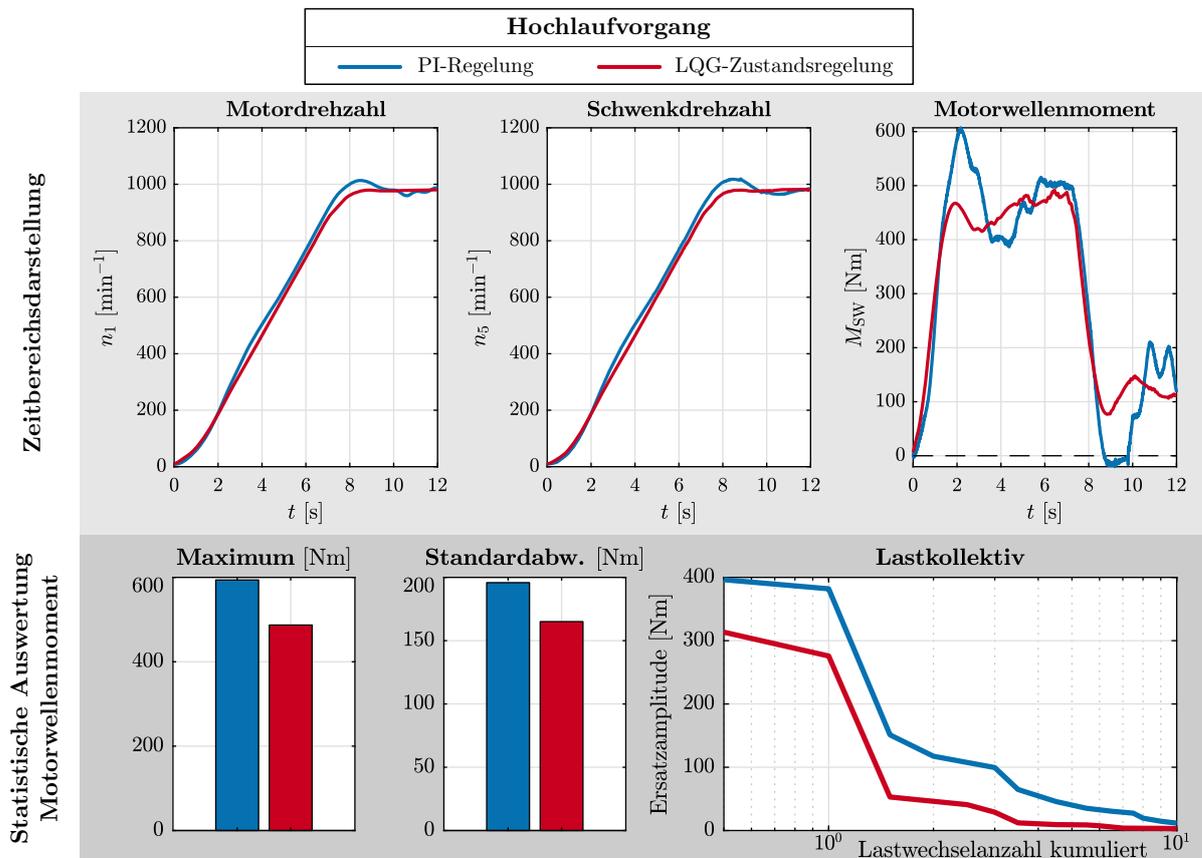


Abbildung 5.16: Vergleich von konventioneller Regelung und Zustandsregelung anhand eines Hochlaufvorgangs unter Nutzung des detaillierten Gesamtsystemmodells

die nachfolgende Anregung von Drehschwingungen. Ein dauerhafter Betrieb des PI-Reglers in Kombination mit der beschleunigten Hochlauftrapez ist nicht ratsam.

Die vorgeschlagene Zustandsregelung ist in die Lage die Drehzahlanforderung überschwingungsfrei umzusetzen. Durch die Nutzung der lastseitigen Drehwinkelmeßwerte und durch die Rekonstruktion der Antriebsstrangverdrillung stehen genügend Zusatzinformationen der Regelstrecke zur Verfügung, um gleichzeitig die Antriebsstrangbelastung zu minimieren. Auch im Lastkollektiv manifestiert sich die schonendere Betriebsweise.

Reversiervorgang Aus den gleichen Gründen, die eine Verringerung der Hochlaufdauer attraktiv erscheinen lassen, wird auch eine Reduktion der Reversierdauer angestrebt. In Abb. 5.17 sind die Simulationsergebnisse für einen von 16,5s auf 12s verkürzten Reversiervorgang dargestellt. Die konventionelle PI-Drehzahlregelung erzeugt unmittelbar nach dem Spieldurchlauf bei $t > 22$ s sehr hohe Antriebsstrangbelastungen. Der bereits während der Hochlaufsimulation beobachtete Verlust des Flankenkontaktes nach dem erstmaligen Erreichen der Soll-drehzahl tritt bei der PI-geregelten Strecke erneut auf. Dem konventionellen Regelungskonzept ist deshalb eine mangelnde Eignung für die höheren Dynamikanforderungen zu bescheinigen, die durch die beschleunigte Drehrichtungsumkehr auftreten. Mit der Zustandsregelung gelingt die Reduktion der Lastspitze um ca. 20%. Im Gegensatz zur PI-Regelung besteht nicht die Gefahr, dass die Anlage durch ein Ansprechen der Überlastkupplung stillgesetzt wird. Ebenso wie die Drehungleichförmigkeit verringert sich auch die schädigungsrelevante Ersatzamplituden des Lastkollektivs.

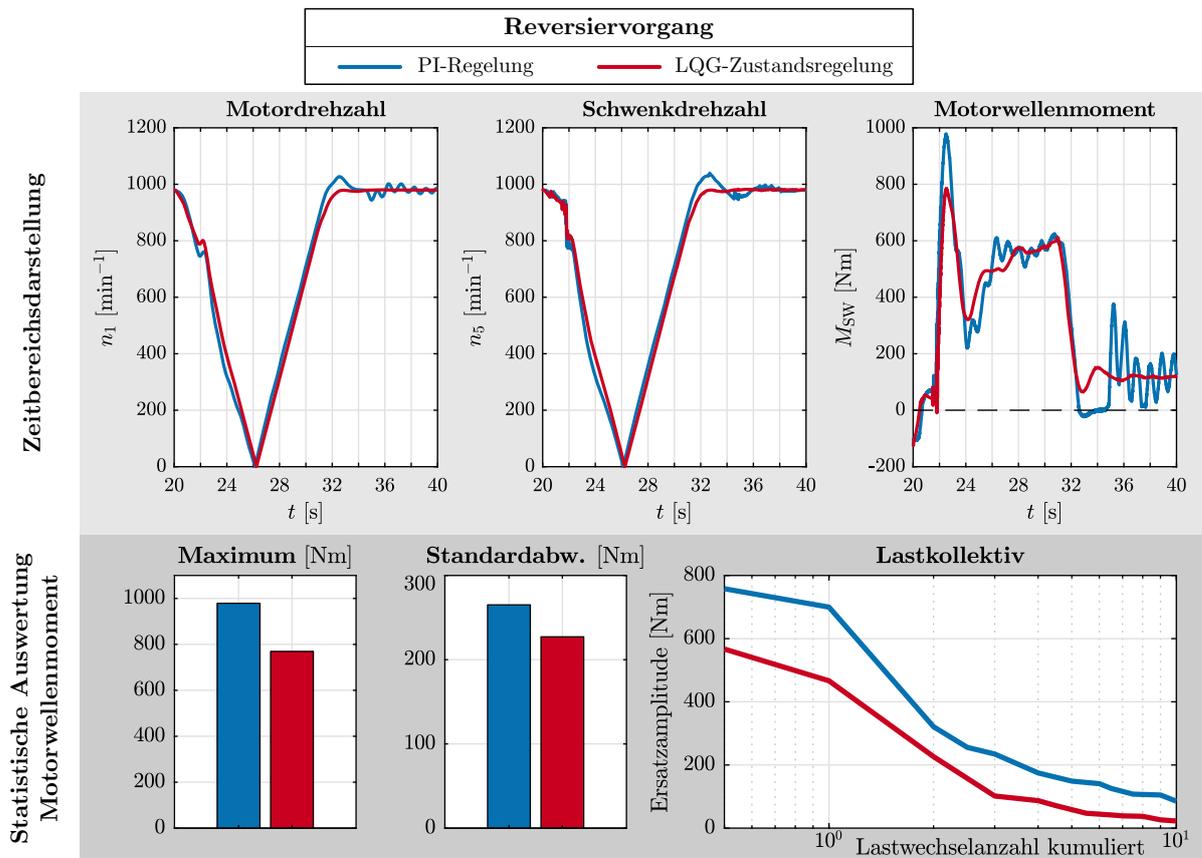


Abbildung 5.17: Vergleich von konventioneller Regelung und Zustandsregelung anhand eines Reversiervorgangs unter Nutzung des detaillierten Gesamtsystemmodells

Die Ergebnisse verdeutlichen, wie eine lineare Regelung für eine Regelstrecke mit ausgeprägter, strukturumschaltender Nichtlinearität – in Gestalt des Verzahnungsspiel aller Getriebestufen – eingesetzt werden kann. Der während des Spieldurchlauf auftretende Schätzfehler durch das temporär unzutreffende Systemmodell des KALMAN-Filters sollte sich theoretisch in Drehzahlregelabweichungen während dieser Phase äußern. Tatsächlich sind keine negativen Auswirkungen zu beobachten. Dies deckt sich mit den Erkenntnissen von THOMSEN [Tho13], wonach Zustandsregler auch für spielbehaftete Antriebe zufriedenstellend einsetzbar sind. Inwiefern sich das noch deutlich vorhandene Lastmaximum durch eine geeignete nichtlineare Regelstrategie weiter minimieren lässt, thematisiert Abs. 6.5.

Schwenkvorgang Nach den transienten Lastfällen zur Bewertung der Drehzahlregelgüte liegt der Fokus nun auf der aktiven Schwingungsreduktion. Eine Erkenntnis aus der in Kapitel 4 vorgestellten Messkampagne ist, dass bei der Nenn-Schwenkgeschwindigkeit eine Torsionsmode der Antriebsstränge bei 1,12 Hz kontinuierlich angeregt wird. Um zu prüfen, ob eine Lastminimierung durch die regelungstechnische Erhöhung der Systemdämpfung erzielbar ist, wird der Anlagenbetrieb bei konstanter Motordrehzahl simuliert. Der zugrundeliegende Lastfall ist identisch zum Validierungslastfall des Gesamtsystemmodells auf S. 48.

Eine Gegenüberstellung der Frequenzspektren der Antriebsstrangbelastung in Abb. 5.18 bestätigt die Wirksamkeit der Zustandsregelung auch unter praxisnahen Randbedingungen. Das Hauptziel, die Reduktion der Resonanzamplitude durch eine optimierte Ansteuerung der An-

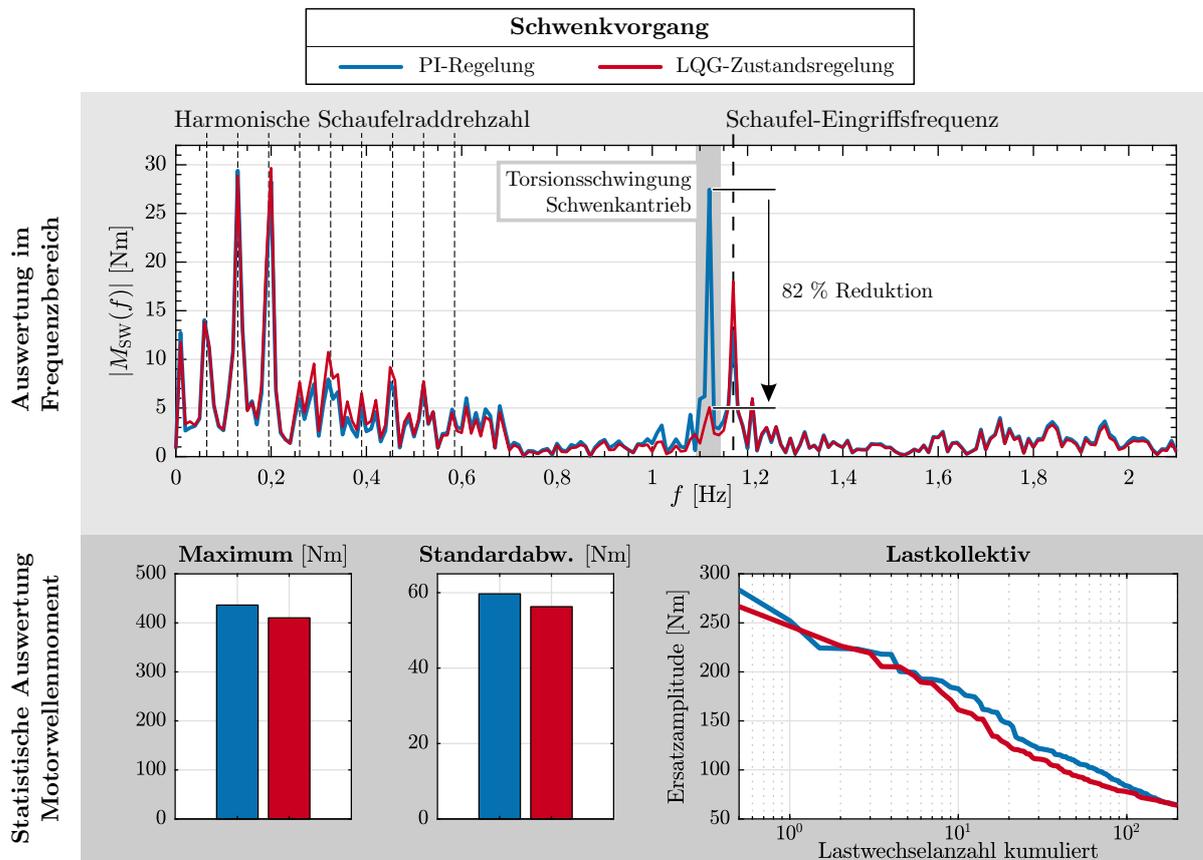


Abbildung 5.18: Vergleich von konventioneller Regelung und Zustandsregelung anhand eines Schwenkvorganges mit konstanter Solldrehzahl unter Nutzung des detaillierten Gesamtsystemmodells

triebsmotoren, wird erreicht. So vermindert sich die Amplitude der Motortorsionsschwingung um ca. 80 %.

Dennoch geht aus der statistischen Auswertung hervor, dass die Lastschwankungen über alle Frequenzen hinweg durch die vorgestellte Maßnahme nur wenig sinken. Auch der Unterschied der Lastkollektive ist vergleichsweise gering. Als ursächlich erweist sich, dass ein wesentlicher Anteil der schädigenden Lastanteile reine Kraftanregungen aus dem Grabprozess sind. Da hierdurch keine Eigenschwingungen der Schwenkantriebe angeregt werden, ist auch keine aktive Schwingungsdämpfung durch die Regelung möglich. Eine vergleichbare Situation hat sich auch bei der Untersuchung von Optimierungsmaßnahmen der Raupenfahrwerke des vorliegenden Großgerätes ergeben [Spi16]. Durch das minimal veränderte Übertragungsverhalten des LQG-Regelungskonzeptes im Frequenzbereich unter einem Hertz (vgl. Abb. 5.14) ist sogar eine minimale Steigerung der Amplituden in selbigem Spektralabschnitt festzustellen.

5.5 Zwischenfazit

Die theoretisch nachweisbaren Grenzen klassischer Eingrößenregelverfahren bei elastischen Antriebssträngen bestätigen sich auch bei der simulativen Analyse. Mithilfe einer PI-Drehzahlregelung ist nur eine begrenzte Beeinflussung der Systemdynamik möglich. Insbesondere der Dämpfungsgrad niederfrequenter Drehschwingungen lässt sich lediglich in engen Grenzen durch Zusatzdrehmomente aus der Motorregelung erhöhen. Die Drehzahlnachführung ohne Überschwingen gelingt nur mit langsamen Sollwertrampen und durch langsame Beschleunigungsänderungen (Führungsgrößenglättung). Dennoch gewährleistet die vorhandene Regelungsstruktur mit einem Haupt-Drehzahlregler und der Erweiterung um einen Differenzdrehzahlregler eine akzeptable Regelgüte für die derzeit gewählte Betriebsweise des untersuchten Schwenkantriebes. Die momentane Reglerparametrierung in Form der Verstärkungsfaktoren K_P und K_I ist als optimal anzusehen. Dass der aktuelle Parametersatz rein empirisch gefunden wurde, spiegelt den Hauptvorteil der konventionellen Regelstrategie wider: Eine Inbetriebnahme ist auch mit a priori festgelegten Verstärkungsfaktoren möglich. Durch Variation der Einstellparameter lässt sich anschließend eine einfache Optimierung des Regelverhaltens erzielen.

Bestehen höhere Anforderungen an die Lastminimierung und sind die prinzipiellen Einbußen der Regelgüte der Eingrößenregelung nicht hinnehmbar, bietet sich die Umsetzung einer linearen Mehrgrößenregelung an. Anhand des Verhältnisses zwischen Motor- und Lastträgheit kann zunächst grundsätzlich abgeschätzt werden, ob ein höherwertiges Regelungskonzept für elastische Antriebsstränge nennenswerte Vorteile bietet. Für den untersuchten Beispielantrieb gelingt darauf aufbauend der Nachweis, dass auch für Mehrmotorenantriebe mit beträchtlichem Verzahnungsspiel eine LQG-Zustandsregelung realisierbar ist. Die theoretisch prognostizierten Vorteile bestätigen sich auch im virtuellen Prototypentest der Regelstrategie unter Nutzung eines detaillierten Gesamtsystem-Simulationsmodells. Vorteil des vorgestellten modellbasierten Auslegungsvorgehens ist die weitgehende Minimierung von Tests an der realen Regelstrecke. Inwiefern die erreichbaren Verbesserungen in Bezug auf den schonenderen Anlagenbetrieb und die Steigerung der Effizienz den erhöhten Auslegungsaufwand rechtfertigen, hängt von den konkreten Anforderungen an das jeweilige Antriebssystem ab.

6 Verzahnungsspiel in elastischen Antriebssträngen

Von zentraler Bedeutung für das Systemverhalten und die Antriebsstrangbelastung von Schwenkgetrieben ist das Spiel der Laufverzahnungen. Nachfolgend wird zunächst anhand der verzahnungstheoretischen Grundlagen die Notwendigkeit des Flankenspiels erläutert. Möglichkeiten zur vereinfachten Modellbildung abseits detaillierter Kontaktmodelle werden vorgestellt. Die sich anschließende Zusammenstellung der Auswirkungen des Spiels auf Antriebssysteme motiviert die Erarbeitung einer Optimierungsmaßnahme zur Reduktion der Getriebebelastung. Hierzu stellt ein Literaturüberblick zunächst verschiedene bekannte regelungstechnische Ansätze gegenüber. Es erfolgt eine Bewertung hinsichtlich der Eignung für die vorliegende Klasse von Antrieben. Abschließend wird ein neues Verfahren zum zeit- und belastungsoptimierten Getriebeispieldurchlauf vorgestellt und simulativ untersucht.

6.1 Ursachen

Das Zahnflankenspiel beschreibt den Abstand zwischen den Rückflanken der Zähne eines Radpaares, wenn sich die Arbeitsflanken im Eingriff befinden [ISO21771]. Zahnflankenspiel ist bei Laufverzahnungen notwendig, um eine ungestörte Abwälzbewegung der Flanken zu ermöglichen und insbesondere ein Klemmen zu vermeiden. Andernfalls bestünde das Risiko von Flankenschäden, gleichzeitig würden extreme Lagerbelastungen auftreten. Darüber hinaus ist nur durch ein ausreichendes Spiel die Ausbildung eines Schmierfilmes zwischen den Zahnflanken möglich. [Sch09; LB10; NW03; Rot01]

Neben der Angabe des Flankenspiels als Wälzkreisbogenlänge im Stirnschnitt (Verdrehflankenspiel j_{wt}) ist für die praktische Messung an einer Radpaarung der kürzeste Rückflankenabstand (Eingriffsflankenabstand j_{bn}) von Bedeutung. Als besonders hilfreich für die Analyse von Antriebssträngen erweist sich die Angabe der Flankenspielwinkel φ_{j1} und φ_{j2} von Ritzel und Rad. Zwischen den einzelnen Größen bestehend folgende geometrische Zusammenhänge. [ISO21771]

$$\varphi_{j1,2} = \frac{2}{m_n z_{1,2} \cos \alpha_n \cos \beta_b} j_{bn} \quad (6.1)$$

$$j_{wt} = \frac{1}{\cos \alpha_{wt} \cos \beta_b} j_{bn} \quad (6.2)$$

Abb. 6.1 zeigt die verschiedenen Spielkennwerte und schlüsselt die wesentlichen Verzahnungsgeometriegrößen auf.

Im Zuge der Fertigung der Einzelräder wird das Flankenspiel durch Minusabmaße der Zahndicke bzw. Zahnweite bspw. entsprechend des Passsystems nach [DIN3967] eingestellt. In Zusammenwirken mit der Tolerierung des Achsabstandes ergibt sich so das theoretische Flankenspiel. Durch unvermeidbare Fertigungsabweichungen der Verzahnungen (hauptsächlich Rundlauf-, Zahnform-, und Teilungsabweichungen) und der Achslage sowie durch weitere äußere Einflussfaktoren weicht das tatsächlich vorhandene Betriebsflankenspiel vom theoretischen Flankenspiel ab. Zu den äußeren Einflüssen zählen sowohl elastische Verlagerungen der Zahnräder infolge der Betriebsbelastungen und des Lagerspiels, als auch Wärmedehnungen, welche durch Temperaturdifferenzen zwischen Rädern, Wellen und Gehäuse speziell bei Anfahrvorgängen auftreten. Selbst beim ungünstigsten Zusammenwirken dieser Einflüsse muss stets ein Restflankenspiel verbleiben.

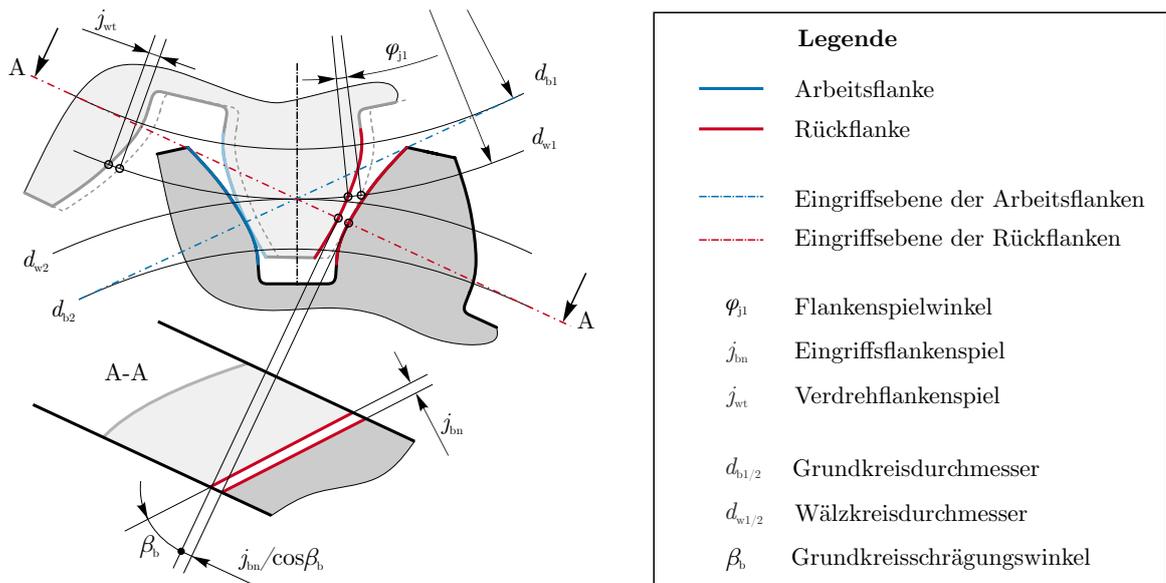


Abbildung 6.1: Geometriegrößen einer spielbehaftete Verzahnungspaarung in Anlehnung an [ISO21771, Bild 21]

Während der Flankenspielwinkel einer Verzahnungsstufe allein selten mehr als einige Grad beträgt, treten bei typischen Antriebskonfigurationen mit mehrstufigen Getrieben häufig kumulierte Flankenspielwinkel deutlich größerer Dimension auf. So summieren sich nicht nur die Spielanteile der einzelnen Stufen, sondern sie erfahren durch das Übersetzungsverhältnis zwischen Stufeneingang und Motorwelle zudem eine Verstärkung. Bei Stellantrieben mit expliziter Forderung nach höchster Präzision und maximaler Positioniergenauigkeit – eingesetzt z. B. in Werkzeugmaschinen, Industrierobotern, Radargeräten – lassen sich durch die Ergreifung konstruktiver Maßnahmen Spielfreiheit bzw. -armut gewährleisten. Denkbare Ansätze sind der Einsatz spezieller Getriebekonzepte (Wellgetriebe, Zykloidgetriebe, Exzentergetriebe [DM70]), oder aber die gezielte Optimierung herkömmlicher Stirnradgetriebestufen. Dazu zählen der Einsatz federbelasteter Zahnräder, die enge Tolerierung des Achsabstandes bei gleichzeitig notwendiger hoher Verzahnungsqualität (Fertigungsaufwand) und die Nutzung zweier verspannter Antriebsstränge. [Sch09; NW03]

Bei der Mehrzahl der Schwenkantriebe des Schwermaschinenbaus und der Fördertechnik liegt der Fokus auf der Bereitstellung höchster Drehmomente mit möglichst robuster und einfacher Antriebstechnik, sodass das Auftreten von größerem Getriebespiel in Kauf genommen wird. Die Größe des Spiels beträgt bei mehrstufigen Getrieben nicht selten mehr als 100°. [Jev83; Sch94]

6.2 Modellbildung

Für die modellhafte Beschreibung der Vorgänge in spielbehafteten Antriebssystemen existieren verschiedene Ansätze. Den höchsten Detailgrad versprechen nichtlineare Kontaktsimulationen des Flankenauflaufs unter Nutzung der FEM oder der MKS-Methode. Besser für die Beschreibung des Gesamtsystemverhaltens geeignet sind nichtlineare Funktionsblöcke, die in einen linearen Signalfussplan des restlichen Antriebs eingebettet werden können. Drei derartige Ansätze werden nachfolgend vorgestellt.

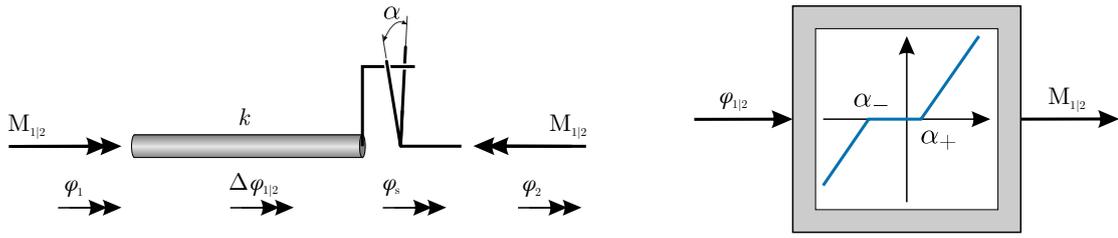


Abbildung 6.2: Modellvorstellung einer spielbehafteten elastischen Welle (links) und zugehöriger statischer Funktionsblock der Beschreibung als Totzone (engl. dead zone)

6.2.1 Klassische Modellierung als Totzone

Für die dynamische Modellierung von Antriebssystemen auf einem hohen Abstraktionsgrad wird das Verzahnungsspiel standardmäßig als nichtlineare Steifigkeits-Kennlinie abgebildet [Bra89a; Sch93; DKT94; HIS94; Tho13]. Hierbei wird das Verdrehflankenspiel dem Ein-Ausgangsverhalten einer masselosen, dämpfungsfreien elastischen Welle zugerechnet (siehe Abb. 6.3). Ein Loseblock kann mehrere Getriebestufen umfassen, weshalb abweichend vom vorigen Abschnitt das kumulierte Flankenspiel (»Lose«) mit α bezeichnet wird. Mit dieser räumlichen Konzentration des Getriebe Spiels verbunden ist eine Vernachlässigung der Trägheiten aller Zahnräder und Wellen die sich zwischen zwei Zahneingriffen befinden.

Zwischen dem übertragenen Wellenmoment $M_{1|2}$ und der Winkeldifferenz von Ein- und Ausgangsseite $\varphi_{1|2} = \varphi_1 - \varphi_2$ besteht ein einfacher statischer Zusammenhang.

$$M_{1|2} = \begin{cases} k(\varphi_{1|2} - \alpha_+), & \varphi_{1|2} > \alpha_+ \\ 0, & \alpha_+ \geq \varphi_{1|2} \geq \alpha_- \\ k(\varphi_{1|2} + \alpha_-), & \varphi_{1|2} < \alpha_- \end{cases} \quad (6.3)$$

Im Gegensatz zur linearen Torsionssteifigkeit k einer Welle ist innerhalb des Verzahnungsspiels kein Drehmoment übertragbar, woraus sich die Bezeichnung tote Zone (engl. dead zone) ableitet. Durch die Formulierung wird der strukturumschaltende Charakter der »harten« (nicht differenzierbaren) Nichtlinearität deutlich. Eine stetig differenzierbare Näherungsformulierung unter Nutzung von Formfunktionen ist in [SZ15] dargestellt.

6.2.2 Erweitertes Spielmodell nach Nordin

Die Untersuchungen von NORDIN et al. [NGG97; Nor00] belegen, dass das klassische Spielmodell nur Gültigkeit besitzt, solange die Wellendämpfung vernachlässigbar klein ist. Die verbreitete Erweiterung von Gl 6.3 um einen Dämpfungsterm $d \Delta\dot{\varphi}_{1|2}$ mit der Dämpfungskonstante d unter Beibehaltung der ursprünglichen Umschaltbedingungen kann physikalisch unplausible Ergebnisse verursachen.

Zunächst besteht zwischen der Winkeldifferenz $\varphi_{1|2}$, der elastischen Wellenverdrillung $\Delta\varphi_{1|2}$ und der Position im Verzahnungsspiel $\varphi_s \in [\alpha_-, \alpha_+]$ der Zusammenhang

$$\varphi_{1|2} = \Delta\varphi_{1|2} + \varphi_s \quad (6.4)$$

Das in der Welle entstehende Drehmoment setzt sich aus einem Steifigkeitsanteil und einem Dämpfungsanteil zusammen.

$$M_{1|2} = k \Delta\varphi_{1|2} + d \Delta\dot{\varphi}_{1|2} = k(\varphi_{1|2} - \varphi_s) + d(\dot{\varphi}_{1|2} - \dot{\varphi}_s) \quad (6.5)$$

- © Das klassische Spielmodell geht fälschlicherweise von einer Entkopplung der beiden Seiten aus, obwohl die Flanken anliegen.

Bei geringer Wellendämpfung ist es deshalb empfehlenswert die dissipativen Effekte zu vernachlässigen und das Verzahnungsspiel gemäß Gl. 6.3 vereinfacht zu erfassen. Sobald viskose Dämpfungseffekte modelliert werden sollen, ist das Spielmodell nach NORDIN [NGG97; Nor00] zu verwenden.

6.2.3 Hysterese

Vornehmlich in älteren Quellen [GV68] finden sich Ansätze, die das dynamische Verhalten einer nicht spielfrei angebundenen Last in einen einzigen Funktionsblock integrieren. Die Notwendigkeit die Lastmasse als eigenen Körper zu modellieren entfällt hierbei. Wesentlicher Unterschied des Funktionsblockes zu den bisherigen Modellansätzen ist die Wahl von Motor- und Lastpositionen als Ein- und Ausgangsgrößen. Demzufolge kann keine elastische Kopplung zwischen Motor und Last abgebildet werden. Basierend auf den getroffenen Annahmen ergeben sich zwei unterschiedliche Modellierungsvarianten.

Bei der Idealisierung des *reibungsgesteuerten* Spiels wird die Lastmasse vernachlässigt. Durch eine angenommene Reibkraft verharrt die Lastseite beim Spieldurchlauf in der letzten Kontaktposition. Bei wiederhergestelltem Flankenkontakt folgt die Last dem Motor um die Spielbreite verzögert. Das Ein-Ausgangsverhalten lässt sich durch parallelogrammförmige Hystereseschleifen beschreiben. [NG02]

$$\dot{\varphi}_2 = \begin{cases} \dot{\varphi}_1, & \dot{\varphi}_1 > 0 \quad \text{und} \quad \varphi_2 = \varphi_1 - \alpha_+ \\ \dot{\varphi}_1, & \dot{\varphi}_1 < 0 \quad \text{und} \quad \varphi_2 = \varphi_1 + \alpha_- \\ 0, & \text{sonst} \end{cases} \quad (6.7)$$

Im Fall des *trägheitsgesteuerten* Spiels wird die Lastträgheit berücksichtigt, jedoch unter der Annahme, dass keine äußeren Kräfte angreifen. Bei jeder Drehrichtungsumkehr löst sich die lastseitige Trägheit vom Motor und bewegt sich mit konstanter Geschwindigkeit weiter, bis das Spiel durchlaufen ist.

$$\dot{\varphi}_2 = \begin{cases} \dot{\varphi}_1, & \dot{\varphi}_1 > 0 \quad \text{und} \quad \varphi_2 = \varphi_1 - \alpha_+ \\ \dot{\varphi}_1, & \dot{\varphi}_1 < 0 \quad \text{und} \quad \varphi_2 = \varphi_1 + \alpha_- \\ \text{const.}, & \text{sonst} \end{cases} \quad (6.8)$$

Jegliche Stoßprozesse bei der Kollision der beiden Starrkörper werden ebenso wie Dämpfungseffekte vernachlässigt. Die zugrundeliegenden Vereinfachungen besitzen eine Berechtigung bei der Modellierung spielbehafteter Sensoren oder anderen Anwendungsfällen, in denen sich das Spiel am Systemein- oder -ausgang befindet. Für die dynamische Untersuchung von elastischen Antriebssystemen gelten die Ansätze als überholt. [NG02]

6.3 Auswirkungen

6.3.1 Antriebsstrangbelastung

Bei Anfahr- und Bremsvorgängen resultieren aus dem Spiel eines Antriebssystems dynamische Zusatzbelastungen. Sobald sich die Lastrichtung umkehrt, verringert sich zunächst die elastische Verdrillung der Wellen, bis der Antriebsstrang entlastet ist. Anschließend lösen sich die vormals lastübertragenden Zahnflanken und das Flankenspiel aller Getriebestufen wird durchlaufen, bis

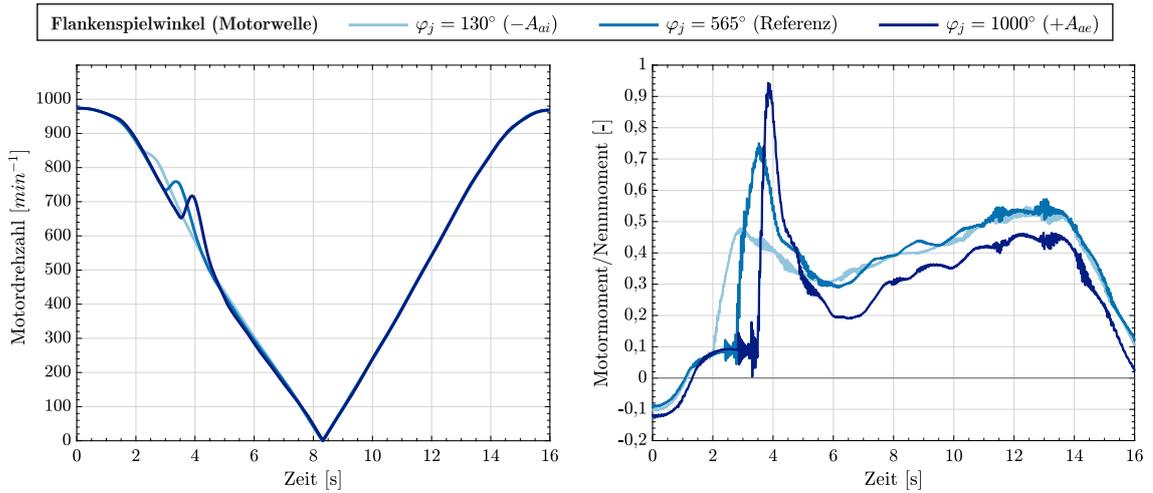


Abbildung 6.4: Simulierte Auswirkungen unterschiedlicher Beträge des Gesamtflankenspiels unter Nutzung des detaillierten MKS-Modells. Alle vier Antriebe des PI-geregelten Beispielschwenkantriebes weisen dasselbe Flankenspiel auf.

es zum Anschlagen der Rückflanken kommt. Abb. 6.4 veranschaulicht die Vorgänge anhand der simulierten Drehrichtungsumkehr des untersuchten Schwenkantriebes. Die auftretenden Lastüberhöhungen entstehen durch zwei voneinander unabhängige Mechanismen:

1. Dem Umkehrstoß unmittelbar während des initialen Rückflankenkontaktes: Die Höhe des mittleren Stoßdrehmomentes folgt in erster Näherung aus der während des Stoßvorganges auftretenden Impulsänderung $\mathbf{M} = \Delta\mathbf{L}/\Delta t$ mit dem Drehimpuls $\mathbf{L} = \mathbf{J}\boldsymbol{\omega}$.
2. Der Anregung niederfrequenter Torsionseigenschwingungen nach Wiederherstellung des Flankenkontaktes. Die Höhe der torsionalen Überlast lässt sich für ein Zweimassensystem mit der Gleichung [DH16, S.243]

$$\hat{M}_{1|2} = \frac{k \Delta\omega_{1|2}}{\omega_0} \quad (6.9)$$

abschätzen. Demnach begünstigen große Differenzgeschwindigkeiten zwischen Motor und Abtrieb ($\Delta\omega_{1|2}$) hohe Überlasten genauso wie torsionssteife Antriebsstränge. Mit zunehmendem Flankenspiel steigt neben der Differenzgeschwindigkeit üblicherweise auch die Maximalbelastung (siehe Abb. 6.4). Eine Herleitung der Beziehung ist im Anhang C ab S. 161 gegeben. In der Dissertation [Jev83] werden die Zusammenhänge durch Prüfstandsversuche bewiesen.

Während die Modellierung des zweiten Mechanismus mit den in Abschnitt 6.2 vorgestellten Ansätzen problemlos möglich ist, erfordert die Beschreibung der Stoßvorgänge eine deutlich größere Modelltiefe, um die kontaktmechanischen Vorgänge abbilden zu können. Es ist davon auszugehen, dass bei einer Reduktion der globalen Drehmomentbelastung des Antriebsstranges durch geeignete Maßnahmen auch die lokale Belastung durch die Stoßprozesse sinkt. Aus diesem Grund werden hier die lokalen Prozesse unmittelbar im Zahnkontakt nicht weiter analysiert.

Die Drehmomentbelastung des Wellenstranges nach dem Spieldurchlauf ist abhängig von dem eingesetzten Regelungsverfahren. Beide Drehzahlregelverfahren aus Kapitel 5 erlauben nur eine passive Reaktion auf die Schwingungsphänomene nach dem erfolgten Spieldurchlauf. Wie Abb. 6.5 verdeutlicht, zeigen sich deutliche Unterschiede in Bezug auf die Belastungssituation des Getriebes. In der Simulation wird eine Drehrichtungsumkehr analog zu Abb. 5.17 untersucht. Abweichend

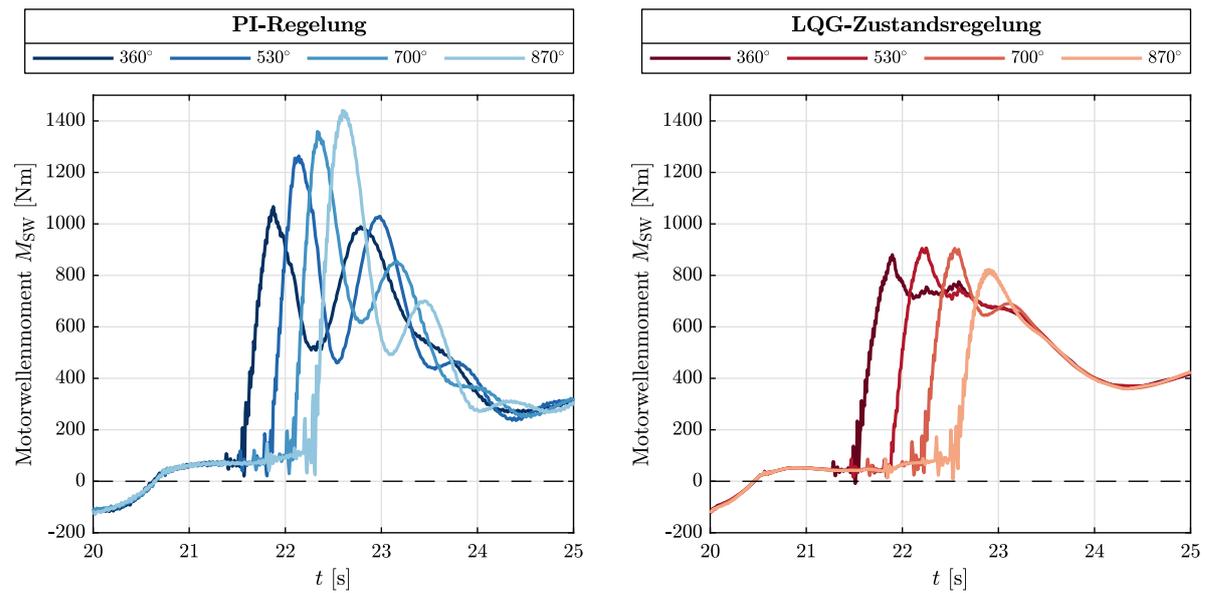


Abbildung 6.5: Getriebebelastung bei unterschiedlichen Beträgen des Gesamtflankenspiels mit PI- und Zustandsregelung. Alle Antriebsstränge des Beispielschwenkantriebes weisen unterschiedliche Spielbeträge auf. Jede Kurve beschreibt einen der vier Antriebe.

zur bisherigen Betrachtung weisen nun alle vier Antriebe ein fertigungs- und montagebedingt unterschiedliches Getriebeispiel auf. Folglich stellt sich der Flankenkontakt aller Stränge zeitverzögert ein und die gegenphasige Schwingungen der Motoren wird angeregt.

Die PI-Regelung auf Basis der Motordrehzahlen kann die angeregten Drehschwingungen nicht effektiv bedämpfen. Das Getriebe mit dem größtem Zahnflankenspiel erfährt die höchste Spitzenlast. Der bisher verfolgte Ansatz, die Antriebsstrangbelastung durch langsame Drehzahlrampen und sanfte Beschleunigungsänderungen zu begrenzen, erweist sich als wenig wirksam. Mit der LQ-Zustandsregelung gelingt ebenfalls keine vollständige Vermeidung der Drehmomentspitzen. Jedoch ist die Antriebsstrangbelastung geringer und nahezu unabhängig von dem vorhandenen Spielbetrag.

6.3.2 Folgen auf Gesamtsystemebene

Auch abseits des Antriebsstranges wirkt sich das Verzahnungsspiel negativ aus. Infolge der Beschleunigungsänderung der abtriebsseitigen Strukturen treten dort ebenfalls Zusatzbelastungen auf. Falls die Lastseite schwingungsfähig ist, werden zudem die Eigenschwingungen der Körper angeregt.

Während des Spieldurchlaufes liegt keine Kopplung von An- und Abtrieb vor. Aus regelungstechnischer Sicht besitzt die abtriebsseitige Drehmasse damit einen Steuerbarkeitsdefekt. Unter dem Aspekt der Anlagensicherheit ist bei einer eingangswellenseitig angeordneten Betriebsbremse und der Notwendigkeit der Anlagenstillsetzung erst mit einer verzögerten Bremswirkung zu rechnen, da zunächst das Spiel durchlaufen werden muss.

Solange im stationären Betrieb des Getriebes die Zahnkräfte eine ausreichende statische Vorspannung des Antriebsstranges sicherstellen und durch innere oder äußere Anregungsmechanismen kein Flankenabheben auftritt, ist ein spielbehafteter Antriebsstrang nicht als nichtlineares Schwingungssystem mit instabilen Drehzahlbereichen (Resonanzsprung) aufzufassen. [TN00], [KS91]

Nichtsdestotrotz kann es bei geregelten spielbehafteten Systemen zu einem weiteren unerwünschten Verhalten kommen, dem Auftreten von Dauerschwingungen bzw. Grenzzyklen. Dies

beschreibt eine Interaktion des Reglers mit der nichtlinearen Regelstrecke, in deren Folge es zum wiederholten wechselseitigen Anschlagen von Vorder- und Rückflanke kommt. Jede Wiederherstellung des Zahnflankenkontaktes ist mit einer Zusatzbelastung der Maschinenelemente des Antriebsstranges verbunden. Die Regelgröße pendelt dabei um den Zielwert. Die beiden folgenden Abschnitte widmen sich der näheren Untersuchung des Phänomens.

6.3.2.1 Grenzzyklen durch Führungsgrößenänderungen – Die Methode der Harmonischen Balance

Grenzzyklen sind selbsterregte Schwingungen [MPS21]. Große Prominenz in den wissenschaftlichen Veröffentlichungen genießt die Prüfung von Regelungskonzepten hinsichtlich der Gefahr auftretender Grenzzyklen. Der in der regelungstechnischen Literatur allgemeingültig und eingehend untersuchte Fall geht von Führungsgrößenänderungen oder beliebigen von null verschiedenen Anfangsbedingungen aus. Ist das untersuchte Regelsystem zu Grenzzyklen fähig, reagiert die Regelgröße auf den Energieeintrag durch den Stelleingriff des Reglers derart, dass die nachfolgenden Stelleingriffe eine fortwährende Speisung der Dauerschwingung verursachen.¹

Eine Aussage, ob mit dem Auftreten stabiler Grenzzyklen mit gleichbleibender Amplitude und Frequenz zu rechnen ist, liefert die Methode der Harmonischen Balance [Unb07] (engl. Describing Function Analysis [GV68]). Für nichtlineare Modellelemente existiert per se keine Entsprechung als lineare Übertragungsfunktion im Bildbereich der LAPLACE-Transformation. Ein nichtlineares Übertragungsglied zeichnet sich dadurch aus, dass bei einem harmonischen Eingangssignal das Ausgangssignal neben der Grundfrequenz noch weitere Harmonische besitzt. Die Harmonischen Balance beruht auf der Annahme eines linearen Restsystems mit ausgeprägtem Tiefpassverhalten. Die Oberschwingungen des nichtlinearen Modellelements müssen durch das lineare Restsystem hinreichend abgeschwächt werden. In diesem Fall lässt sich die Nichtlinearität *näherungsweise* durch eine einzelne Übertragungsfunktion beschreiben, die den Zusammenhang zwischen einem Eingangssignal und der Grundschiwingung am Ausgang der Nichtlinearität herstellt. Diese Beschreibungsfunktion kann als Ersatzfrequenzgang des nichtlinearen Modellelements aufgefasst werden [Unb07, S.192].

Zur Ermittlung der Beschreibungsfunktion genügt es, die Nichtlinearität bei harmonischem Eingangssignal zu betrachten und das Ausgangssignal in eine FOURIER-Reihe zu entwickeln, die nach der Grundschiwingung abgebrochen wird. Für die klassische Spielmodellierung als Totzone aus Gl. 6.3 folgt für das Verhältnis von Ausgangsgröße (Amplitude des Wellenmomentes $\hat{M}_{1|2}$) zu Eingangsgröße (Differenzwinkelamplitude $\hat{\varphi}_{1|2}$)

$$N(\hat{\varphi}_{1|2}) = \frac{\hat{M}_{1|2}}{\hat{\varphi}_{1|2}} = \begin{cases} k \left(1 - \frac{2}{\pi} \arcsin \left(\frac{\alpha}{2\hat{\varphi}_{1|2}} \right) - \frac{\alpha}{\hat{\varphi}_{1|2}\pi} \sqrt{1 - \left(\frac{\alpha}{2\hat{\varphi}_{1|2}} \right)^2} \right) & , \forall \hat{\varphi}_{1|2} \geq \alpha/2 \\ 0 & , \forall \hat{\varphi}_{1|2} < \alpha/2 \end{cases} \quad (6.10)$$

Diese reelle, frequenzunabhängige Beschreibungsfunktion [Unb07] geht von einer dämpfungsfreien Welle ohne wirkende Mittellast aus. Sie beschreibt eine Abnahme der zeitlich gemittelten effektiv wirksamen Torsionssteifigkeit, bei unterschiedlicher Eingangswinkelamplitude: Je kleiner die Aussteuerung des Lose-Blocks, desto länger wird das Spiel durchlaufen und desto geringer ist der elastische gekoppelte Zeitanteil. Die über eine Periode gemittelte Effektivsteifigkeit sinkt. Bei Eingangsamplituden, die die halbe Spielweite unterschreiten, liegt keine Kopplung vor. Vereinfachend wird angenommen, dass das Spiel symmetrisch um die Nulllage vorliegt ($\alpha_+ = -\alpha_- = \alpha/2$)

¹Prominente Beispiele für erwünschte Grenzzyklen sind Zweipunktregler (Thermostate, Druckregler, etc.).

Eine Beschreibungsfunktion des klassischen Spielmodells mit ausgangsseitig eingepprägtem konstantem Lastmoment ist in [Bra89a] aufgeföhrt. Die Beschreibungsfunktion des erweitertes Spielmodells nach NORDIN wird in [LG16] vorgestellt.

Zusätzlich zur Beschreibungsfunktion muss das lineare Restsystem an der Wirkstelle der Nichtlinearität virtuell aufgetrennt werden, um die Übertragungsfunktion des linearen Systemteils zu ermitteln. Für den Drehzahlregelkreis eines Zweimassen-Torsionsschwingers ergibt sich

$$G_{\text{lin}}(p) = \frac{\varphi_{1|2}(p)}{M_{1|2}(p)} = \frac{1}{p^2} \left(\frac{1}{J_1 \left(\frac{G_K(p)}{p J_1} + 1 \right)} + \frac{1}{J_2} \right) . \quad (6.11)$$

Die Untersuchung zum Auftreten von Grenzzyklen stützt sich auf die Überlegung zur Stabilitätsuntersuchung linearer Systeme analog dem NYQUIST-Kriterium.

$$N(\hat{\varphi}_{1|2}) G_{\text{lin}}(j\omega) + 1 = 0 \quad (6.12)$$

Jedes Wertepaar $(\hat{\varphi}_{1|2}; \omega)$ das diese Bedingung erfüllt, deutet auf eine mögliche Dauerschwingung mit der jeweiligen Winkelamplitude und Kreisfrequenz hin. In Abb. 6.6 links ist eine grafische Darstellung des linearen Streckenteils und der Beschreibungsfunktion $-N(\hat{\varphi}_{1|2})^{-1}$ gezeigt. Schnittpunkte beider Kurven entsprechen potentiellen Grenzzyklen. Aus der Abbildung geht hervor, dass mit einem PI-Drehzahlregler keine Schnittpunkte auftreten, wenn die Regelstrecke als Zweimassen-Torsionsschwinger aufgefasst werden kann. Selbst im untersuchten Grenzfall ohne den Einfluss konstanter äußerer Lastmomente oder der Antriebsstrangdämpfung – die ein Schließen der Lose bzw. ein Abklingen von Schwingungen begünstigen würden – sind keine Grenzzyklen zu erwarten. Für geringe Frequenzen bzw. geringe Aussteuerung konvergieren beide Kurven.²

Die notwendige Bedingung für das Auftreten stabiler Grenzzyklen ist $\angle G_{\text{lin}}(j\omega) < -180^\circ$. Dies ist u. a. in folgenden Sonderfällen denkbar:

- Schwach gedämpfte höherfrequente Torsionseigenschwingungen, die im linearen (spielfreien) System oberhalb der Reglerbandbreite liegen und durch die spielbedingte Torsionssteifigkeitsverringernng in den Nutzfrequenzbereich der Regelung gelangen [DKT94].
- Hart gekoppelte elastische Systeme, bei denen die erste Torsionseigenfrequenz oberhalb der Reglerbandbreite liegt, wenn neben der mechanischen Regelstrecke noch mindestens 180° Phasenverzögerung (z. B. durch Stellglied und Messwertglättung) vorhanden sind [Bra89a].
- Erweiterung der gewöhnlichen PI-Regelung um zusätzliche Filter (Lead-Lag-Kompensatoren) [NG00] [Nor00].

Die Methode der Harmonischen Balance bietet somit die Möglichkeit vergleichsweise einfach zu prüfen, ob ein Regler selbst unter ungünstigen Annahmen Grenzzyklen anregen kann. Das Näherungsverfahren erlaubt keine Bewertung, inwiefern ein Regelsystem eine Affinität zu häufigem Öffnen oder Schließen der Lose besitzt. Hierzu eignet sich die numerische Integration der nichtlinearen Bewegungsgleichung besser. Die rechten Teildiagramme von Abb. 6.6 zeigen die Führungssprungantwort eines PI-drehzahlgeregelten elastischen Zweimassensystems. Obwohl keine stabilen Grenzzyklen auftreten, ist ein starkes Überschwingen, begleitet von häufigem Öffnen und Schließen der Lose zu beobachten.

²Dies spiegelt das auch in der numerischen Simulation erkennbare langsamer werdende Pendeln zwischen den Spielflanken wieder. In realen Antrieben würde die unvermeidbare Reibung bereits nach wenigen Zyklen zum Anliegen der Zahnflanken führen.

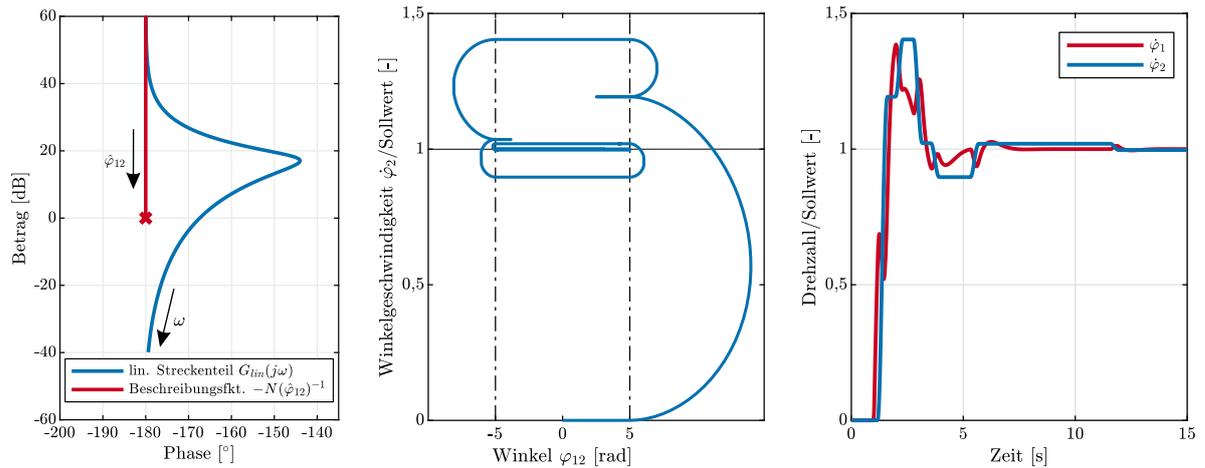


Abbildung 6.6: Grafische Darstellung der Harmonischen Balance; Numerische Integration der Bewegungsgleichung auf einen Führungsgrößenprung: Phasenportrait (Mitte) und Ergebnisse im Zeitbereich (rechts) bei einem Verzahnungsspiel $\alpha = 10$ rad. Die Parametrierung von Regelstrecke und PI-Regler ist Abs. 5.2.3 entnommen.

6.3.2.2 Dauerschwingungen durch periodische Lastschwankungen

Im Gegensatz zu möglichen Grenzzyklen bei Führungsgrößenänderungen resultiert ein schwankendes Lastmoment prinzipiell in Dauerschwingungen, sobald die Lastamplitude ausreicht, um ein Flankenabheben zu provozieren. Hauptunterschied zu erzwungenen Schwingungen bei dauerhaftem Flankenkontakt ist die signifikant höhere Antriebsstrangbelastung durch die nun auftretenden Stoßvorgänge. Zudem werden höherfrequente Eigenschwingformen des realen Systems angeregt. Die beschriebenen Vorgänge werden in den regelungstechnischen Standardwerken nicht thematisiert.

Die genauere Untersuchung stützt sich erneut auf die numerische Integration der nichtlinearen Bewegungsgleichungen eines Beispielsystems. Dabei können zwei verschiedene Phänomene beobachtet werden. Eine harmonische Drehmomentschwankung $M_2(t) = \hat{M}_2 \sin \omega t$ führt unter der Voraussetzung einer reibungsfreien Lastseite und bei einem initialen Spielwinkel $\varphi_s = 0$ rad genau dann zum vollständigen Durchqueren des Verzahnungsspiels, wenn die Grenzlast

$$\hat{M}_2 = 1/2 J_2 \omega^2 \alpha \quad (6.13)$$

überschritten wird. In diesem Fall schlagen beide Zahnflanken wechselseitig an, wie Abb. 6.7 verdeutlicht.

Wirkt hingegen eine Mittellast \bar{M}_2 , die zu einem Anliegen der Zahnflanken führt, kommt es nur dann zum Abheben der Zahnflanken, sobald die Amplitude der elastischen Wellenverdrillung $\Delta\hat{\varphi}_{1|2}$ den mittellastbedingten Gleichanteil $\Delta\varphi_{1|2} = \bar{M}/k$ überschreitet. Bei quasistatischer Betrachtung wird dies erreicht, sobald die Amplitude der Drehmomentschwankung \hat{M}_2 größer ist als die Mittellast. Im allgemeinen Fall können sowohl das frequenzabhängige Übertragungsverhalten $G(j\omega) = \Delta\varphi_{1|2}(j\omega)/M_2(j\omega)$ des Antriebssystems, als auch die inneren Verzahnungsanregungen zu Grenzzyklen bei deutlich geringerer Last führen. Ein beispielhafter Grenzzyklus an der Lastflanke ist in Abb. 6.8 dargestellt

6.3.3 Zwischenfazit

Hauptproblem spielbehafteter Antriebssysteme ist die Zusatzbelastung durch Stoß- und Schwingungsvorgänge und die damit einhergehende Schädigungswirkung in den lastübertragenden

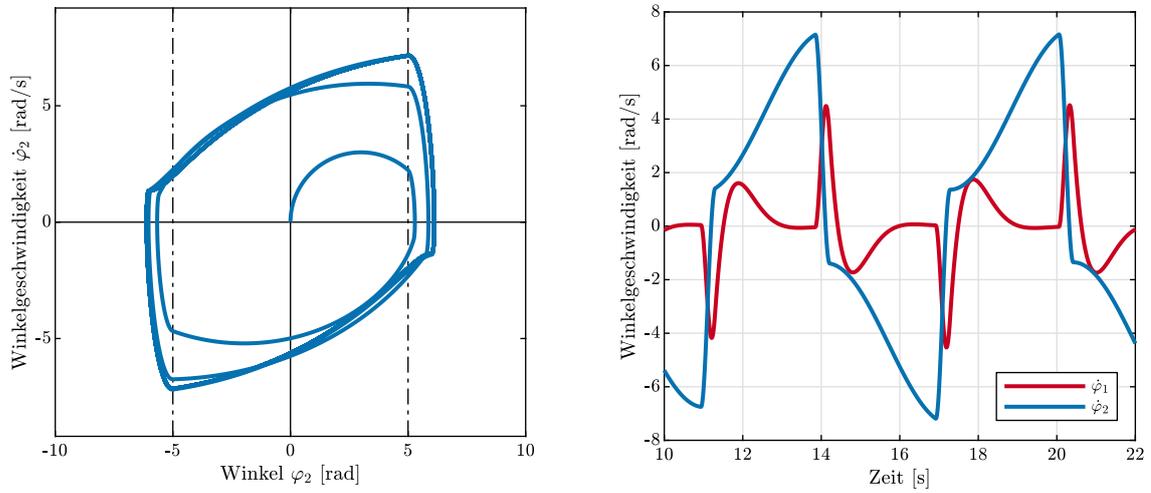


Abbildung 6.7: Lastinduzierter Grenzyklus von Vorder- zu Rückflanke. Phasenportrait (links) und zwei Perioden der Drehgeschwindigkeitsschwingung (rechts) bei einem Verzahnungsspiel $\alpha = 10$ rad. Die Parametrierung von Regelstrecke und PI-Regler ist Abs. 5.2.3 entnommen.

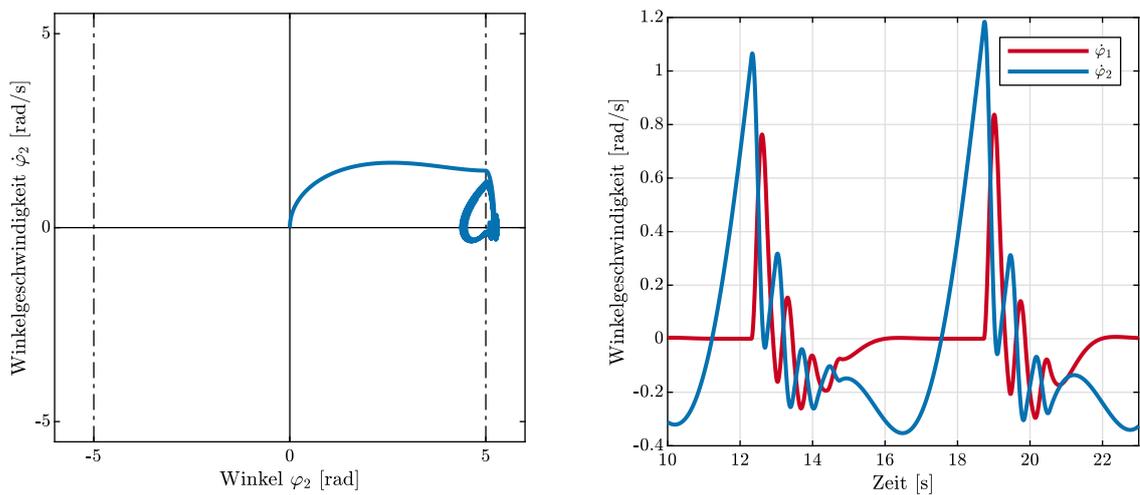


Abbildung 6.8: Lastinduzierter Grenzyklus an der Lastflanke. Phasenportrait (links) und zwei Perioden der Drehgeschwindigkeitsschwingung (rechts) bei einem Verzahnungsspiel $\alpha = 10$ rad. Die Parametrierung von Regelstrecke und PI-Regler ist Abs. 5.2.3 entnommen.

Komponenten. Eine passive Maßnahme zur Lastminimierung besteht in der Dämpfung der Dreh-schwingungen des Antriebsstranges durch Mehrgrößenregelkonzepte wie die Zustandsregelung. Zusätzlich bietet sich als aktiver Lösungsansatz die Minimierung der Anregungsursache an. Dies lässt sich durch eine Verminderung der Drehzahldifferenz $\Delta\omega$ im Moment des Flankenkontaktes erreichen und wird in Abs. 6.5 näher untersucht.

Selbsterregte Schwingungen von Regelstrecke und Regler können nur in wenigen Sonderfällen von verschiedenen Autoren nachgewiesen werden. Historisch begründet erfolgt die Prüfung zum Vorliegen von Grenzyklen durch die Methode der harmonischen Balance. Eine genauere Aussage ermöglicht die numerische Integration der Bewegungsgleichungen des geregelten Systems. Losgelöst davon müssen Grenzyklen bei periodischen Lastschwankungen untersucht werden.

6.4 Regelstrategien für spielbehaftete Antriebe

Mit dem Ziel ein praktikables Verfahren zur aktiven Lastreduktion bei spielbehafteten elastischen Antriebssträngen zu erarbeiten, sollen nachfolgend verschiedene bekannte Konzepte im Rahmen eines Literaturüberblicks gegenübergestellt werden. Anknüpfungspunkt bildet der Übersichtsartikel [NG02]. Prinzipiell existieren zwei grundverschiedene Herangehensweisen an die Regelung von Systemen mit Lose [Bro17]:

1. Regler mit einfacher Struktur und oftmals linearem Reglergesetz. Die Auslegung zielt darauf ab, eine hinreichende Robustheit zu erzielen, um auch bei den spielbedingten Veränderungen der Regelstrecke Stabilität und Regelgüte zu wahren. Nach [Rec+91] führt dies auf Regler mit »schwacher Aktion« im Spiel.
2. Regelungsstrategien, die das Ziel verfolgen, den Einfluss der Lose weitestgehend zu kompensieren, um höchstmögliche Präzision zu erreichen. Dabei handelt es sich zwangsweise um nichtlineare Ansätze und entsprechend komplexere Regelgesetze. Mit dem Ziel das Spiel schnellstmöglich zu Durchqueren, resultieren »starke Aktionen« des Reglers.

6.4.1 Lineare Eingrößenregelung

Es liegt nahe, etablierte Antriebsregelverfahren auch für Antriebssysteme mit Verzahnungsspiel zu verwenden. Minimale Anforderungen hinsichtlich zu installierender Sensorik und Implementierungsaufwand in der Anlagensteuerung bestehen bei Eingrößenregelungen. Dabei wird eine Zustandsgröße des Antriebes erfasst und dem Regler zugeführt.

Proportional-Integrale Drehzahlregelung Die PI-Drehzahlregelung auf Basis der Motordrehzahl gilt als Standardverfahren und wird auch bei Antrieben mit Spiel eingesetzt. [Nor00]

$$M_{\text{ref}} = -K_P \omega_1 - K_I \int \omega_1 dt \quad (\text{bei } \omega_{1,\text{ref}} = 0) \quad (6.14)$$

In vielen Veröffentlichungen wird ein PI-Regler als Vergleichsgrundlage für die Bewertung höherwertiger Ansätze genutzt. Unabhängig von der Auslegung ist die Regelgüte bereits bei einem linearen, elastischen Antriebsstrang eingeschränkt [Sch15]. Bei zusätzlichem Vorhandensein von Verzahnungsspiel ist ein häufiges Öffnen und Schließen der Lose zu erwarten [TF08; TF09]. Speziell bei elastischen Antrieben mit hoher Motorträgheit und Verzahnungsspiel [HIS94] ist ein gänzlich unzufriedenstellendes Regelverhalten festzustellen.

Die Popularität trotz der bekannten Einschränkungen erklärt sich durch die nach praktischen Gesichtspunkten hohe Robustheit gegenüber Änderungen der Streckenparameter. Da Zustandsinformationen der Lastseite nicht genutzt werden, ist abseits spezieller Regelstreckenstrukturen

[Bra89a; Bra89b; DKT94] die Stabilität auch gesichert, wenn eine spielbedingte Entkopplung von Motor und Last vorliegt. Aus diesem Grund bezeichnet NORDIN den PI-Regler als »poor-man's-backlash-compensation« [Nor00].

Erweiterung um einen Störgrößenbeobachter Eine Reihe von Autoren [Bra89a; Sch93; DKT94; NG02; Lag04] schlägt eine Aufschaltung des Lastmoment an der Motorwelle auf das Stellmoment der PI-Regelung vor. Dabei ist keine Messung des Strangdrehmomentes erforderlich, sondern es wird mit einem einfachen mathematischem Modell (Störgrößenbeobachter [Bra89a], Linearer Teilsystembeobachter [Sch93], Gear Torque Observer [DKT94], BRANDENBURG Observer [NG02]) geschätzt.

$$\tilde{M} = M_{\text{ref}} - J_1 \dot{\omega}_1 \quad (6.15)$$

Alle Drehmomentanteile die nicht der d'ALEMBERTSchen Trägheitskraft oder dem bekannten Luftspaltnmoment der elektrischen Maschine entstammen, werden als Lastmoment des Motors interpretiert.

Die Störgrößenaufschaltung kompensiert die Rückwirkung der Lastseite auf den Motor. Bei Führungsgrößenänderungen wird die Torsionsdynamik des Antriebes schwächer angeregt, es ergibt sich ein gutes, schwingungsarmes Motor-Führungsverhalten [Lag04]. Dies führt nur scheinbar zu einer Bedämpfung der Triebstrangschwingungen. Tatsächlich ist die Last dadurch vom Motor entkoppelt. Bei periodischen Anregungen aufseiten der Last erzeugt die Aufschaltung zwar eine Reduktion der motorseitigen Bewegungen, eine Dämpfung von Lastschwingungen ist nicht möglich [BY99]. Aus diesem Grund wird teils eine partielle Kompensation, d. h. die Ausschaltung eines prozentual verringerten Lastmoments vorgeschlagen. Eine Wirksamkeit ist nur bei einer speziellen Klasse von Antrieben mit einer zweiten Resonanz oder harter Ankopplung der Lastseite gegeben [NG02; Bra89a], weshalb das Konzept hier nicht weiter verfolgt werden soll.

6.4.2 Mehrgrößenregelung – Zustandsraummethoden

Ebenfalls keine Strategie im eigentlichen Sinne ist die Nutzung herkömmlicher Mehrgrößenregler für spielbehaftete Systeme. Durch ihre besondere Eignung für elastische Antriebsstränge wird die Zustandsreglung auch bei vorhandener Lose eingesetzt. Für einen Antrieb mit nur einem Aktor, gilt das allgemeine lineare Regelgesetz

$$M_{\text{ref}} = -[k_1 \ k_2 \ \cdots \ k_n] [x_1 \ x_2 \ \cdots \ x_n]^T = -\mathbf{K}_{\mathbf{r}} \mathbf{x} \quad . \quad (6.16)$$

In der Dissertation [Sch93] vergleicht SCHAEFER systematisch klassische PI- und Zustandsregelungskonzepte auch für Antriebe mit Verzahnungsspiel. Es werden Möglichkeiten zur Kompensation von Lose und Reibung bei Drehzahl- und Positionsregelung vorgestellt. Ein nichtlinearer Beobachter zur Rekonstruktion der Zustandsgrößen unter Berücksichtigung von Spiel wird präsentiert. Durch die gewählte Formulierung entstehen Schätzfehler, weshalb die Zustandsregelung mit einem reduzierten Beobachtermodell und Differenzierfiltern umgesetzt wird. Dies resultiert in einem Auslegungsverfahren und einer Regelstruktur hoher Komplexität.

Eine erfolgreiche Umsetzung einer Zustandsregelung an Rollenmühlen wird von HORI et al. in [HIS94] beschrieben. Wenngleich der untersuchte Antrieb keine wechselnde Drehrichtung aufweist, ermöglicht eine vollständige Zustandsrückführung die starke Bedämpfung resonanter Drehschwingungen. Zudem verbessert sich die Drehzahlregelgüte. Einen kurzzeitigen Verlust des Flankenkontaktes kann die vorgestellte Regelung nicht verhindern.

Dass eine LQ-Zustandsregelung auch praktisch umsetzbar ist, unterstreichen ROSTALSKI et al. in Prüfstandsversuchen [Ros+07]. Ergänzt um einen nichtlinearen Beobachter nach LAGERBERG [Lag04] zur korrekten Rekonstruktion des Zustandsvektors dient die Zustandsregelung

als Referenz für den Vergleich mit modellprädiktiven Regelkonzepten. Bereits mit dem linearen Zustandsregler gelingt die effektive Vermeidung des Überschwingens bei transienten Lastfällen. Die Torsionseigenschwingungen des Prüfstandes im Frequenzbereich um 3 Hz werden trotz des Zahnflankenspiels von ca. 5° stark gedämpft.

THOMSEN stellt vergleichende simulative Untersuchungen [TF08] und Prüfstandsversuche [TF09] zwischen Zustandsregelung und PI-Motordrehzahlregelung bei einem elastischen Triebstrang an. Auch bei den geringen Spielbeträgen des Laborversuchsstandes bis maximal 15° zeigt die über Einstellformeln parametrisierte Zustandsregelung eine überlegene Regelgüte [Tho13]. Werden die notwendigen Zustandsgrößen nicht direkt gemessen, sondern über einen linearen Beobachter rekonstruiert, verschlechtert sich das Regelverhalten.

6.4.3 Umschaltende lineare Regler

Die Modellvorstellung eines Antriebssystems mit Spiel in Form von zwei diskreten Strukturzuständen – gekoppelt bei Flankenkontakt, entkoppelt im Spiel – mit jeweils linearem Teilsystemverhalten stellt die Grundlage für umschaltende Regelansätze dar. Für eine Regelstrecke mit hybridem Verhalten scheint es intuitiv sinnvoll, auch zwei Regler mit vorteilhaften Eigenschaften im jeweiligen Teilbereich auszulegen. Dies führt auf eine nichtlineare Regelstrategie in der allgemeinen Form

$$M_{\text{ref}} = \begin{cases} -\mathbf{K}_{\text{Kontakt}} \mathbf{x}, & |\varphi_{1|2}| \geq \alpha/2 \\ -\mathbf{K}_{\text{Spiel}} \mathbf{x}, & |\varphi_{1|2}| < \alpha/2 \end{cases} \quad (6.17)$$

Sowohl die Wahl der Struktur der beiden (linearen) Regler $\mathbf{K}_{\text{Kontakt}}$ und $\mathbf{K}_{\text{Spiel}}$ als auch deren Auslegung differieren je nach Anwendungsfall und gefordertem Optimierungsziel. Im Gegensatz zu den beiden bisher thematisierten Strategien existiert keine allgemeingültige Herangehensweise hierfür. Ein weiteres grundsätzliches Problem stellt die Umschaltbedingung zwischen den Reglern dar. Die in Gl. 6.17 formulierte und häufig genutzt Differenzwinkelbedingung geht vereinfachend von einer dämpfungsfreien Welle aus und muss nicht zwangsläufig auf den optimalen Schaltzeitpunkt führen [Lag04]. Zudem sollte das Umschalten möglichst stetig in Bezug auf die Stellgröße erfolgen.

Eine umschaltende Drehzahlregelungsstrategie wird von NORDIN in [NG00; Nor00] vorgeschlagen, um eine schnelle Reaktion auf plötzliche Laständerungen einer Rollenmühle zu erzielen. Bei hergestelltem Flankenkontakt stellt eine Motordrehzahlregelung sehr hoher Bandbreite geringstmögliche Einbrüche der Lastdrehzahl sicher. Dieser Regler ist nachweislich instabil bei geöffneter Lose oder geringem Lastmoment. Folglich wird ein zweiter, langsamerer Regler ausgelegt, der durch »schwache Aktionen im Spiel« die Stabilität sicherstellt. Das Umschalten zwischen beiden Reglern erfolgt auf Basis des (bekannten) Luftspaltpomentes der Antriebsmaschine. Durch die sehr geringe Motorträgheit ($J_1/J_2 = 0,07$) ist das Luftspaltpoment näherungsweise dem Wellenmoment gleichzusetzen. Der von den Autoren untersuchte Antrieb weist keine Torsionsschwingungsneigung auf, sodass kein Fokus auf Lastminimierung und Schwingungsdämpfung gelegt wird.

FRIEDLAND stellt in [TL01, S.191f] die allgemeine Idee vor, eine LQR-Auslegung mit zustandsabhängigen Wichtungsmatrizen \mathbf{Q} und \mathbf{R} durchzuführen. Es resultiert ein nichtlineares Regelgesetz, mit dem bspw. Stellgrößenbeschränkungen oder Zustandsbeschränkungen durch entsprechende Wichtungen umgesetzt werden können. Als Anwendungsbeispiel wird u. a. ein spielbehafteter Antrieb gewählt. Zwei unterschiedlich parametrisierte lineare Zustandsregler gewährleisten in einer Simulation eine Positionsregelung ohne Grenzyklen. Wie das Umschalten zwischen beiden Reglern gelöst ist, bleibt unerwähnt. Für das vorgeschlagene Konzept existiert kein strenger Stabilitätsbeweis.

Mit dem Ziel eine genaue Positionsregelung zu entwerfen, stellt EZAL in [EKT97] ein umschaltendes Regelkonzept mit einer Spieldurchquerungsstrategie vor. Im Kontaktfall kommt das Regelgesetz

$$u = (d_1 + d_2) \dot{\varphi}_1 + (J_1 + J_2)(\ddot{\varphi}_{\text{ref}} - K_1(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_{\text{ref}})) - K_2(\varphi_1 - \varphi_{\text{ref}} + \varphi_i) \quad (6.18)$$

zum Einsatz. Es enthält Terme für eine Lastkompensation, eine Beschleunigungsvorstellung, die P-Motordrehzahlregelung (Verstärkungsfaktor K_1) und einen P-Positionsregler (Verstärkungsfaktor K_2). Die möglichst schnelle Durchquerung des Flankenspiels mit minimaler Differenzgeschwindigkeit zwischen Motor- und Last zum Ende des Durchlaufs wird als »orbital rendezvous problem« interpretiert. Das daraus resultierende Optimalsteuerungsproblem des Motors wird in ein Regelgesetz umformuliert. In Abhängigkeit von Motor- und Lastposition sowie dem als bekannt vorausgesetzten Spielbetrag muss in jedem Zeitschritt der Spieldurchquerung ein Optimierungsproblem gelöst werden. Durch die resultierenden parabelförmigen Differenzgeschwindigkeitsprofile zwischen Motor und Last gelingt ein zeitoptimaler Spieldurchlauf mit minimaler Schwingungsanregung im Moment des Flankenkontaktes.

LAGERBERG stellt als Teil seiner Dissertation [Lag04] einen hybriden Regler für Antriebsstränge mit Getriebespiel basierend auf [Tao99] vor. Bei Flankenkontakt kommt der bereits aus Gl. 6.18 bekannte Regler zum Einsatz. Während des Spieldurchlaufs stellt das modifizierte Regelgesetz

$$u = d_1 \dot{\varphi}_1 + J_1(\ddot{\varphi}_2 - K_3(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)) - K_4(\varphi_1 - \varphi_2 + \varphi_i) \quad (6.19)$$

sicher, dass sich der Motor der Lastseite annähert. Als Zielwerte dienen nun die Zustandsgrößen der Last. Es gelingt die Spieldurchquerung in reduzierter Zeit und mit geringerem Ruck der Lastseite nach erfolgtem Flankenkontakt im Vergleich mit einer herkömmlichen PI-Regelung. Das winkelbasierte Umschalten zwischen beiden Reglern stützt sich auf die als bekannt angenommene Größe des Spiels. Die Elastizität des Antriebsstranges wird durch das Regelkonzept nicht berücksichtigt.

6.4.4 Modellprädiktive Regelung

Modellprädiktive Regelung (Model Predictive Control, kurz MPC) dient als Überbegriff für eine Vielzahl an Methoden, die explizit ein Systemmodell nutzen, um die zukünftigen Verläufe der Zustandsgrößen in einem festgelegten Zeithorizont vorauszuberechnen. Im Gegensatz zu modellbasierten *Auslegungsverfahren* findet das Systemmodell nicht nur zur Parametrierung des Reglers und für Simulationen während des Auslegungsprozesses Anwendung, sondern wird als Teil des Reglers implementiert.

Die Eingangsgroßen für ein zeitdiskretes Systemmodell der Form

$$\mathbf{x}(n+1) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(n), \mathbf{u}(n)) \quad (6.20)$$

sind die zu diskreten Zeitpunkten t_n , $n = 0, 1, 2, \dots$ gemessenen oder beobachteten Zustände $\mathbf{x}(n)$ und die Stellgröße(n) $\mathbf{u}(n)$. Mit diesem Modell ist es nun möglich, ausgehend von dem aktuellen Zustand $\mathbf{x}_{\text{pred}}(k=0) = \mathbf{x}(n)$ in Abhängigkeit einer beliebigen Stellgrößenfolge $\mathbf{u}(k=0), \dots, \mathbf{u}(k=T-1)$ den Verlauf der Zustandsgrößen über einen endlichen Zeithorizont T zu präzisieren.

$$\mathbf{x}_{\text{pred}}(k+1) = \mathbf{f}(\mathbf{x}_{\text{pred}}(k), \mathbf{u}(k)), \quad \text{für } k = 0, \dots, T-1 \quad (6.21)$$

Unter Nutzung iterativer Optimierungsverfahren lässt sich eine Stellgrößenfolge $\mathbf{u}_{\text{opt}}(0), \dots, \mathbf{u}_{\text{opt}}(k=T-1)$ ermitteln, die das System in einen Soll-Zustand \mathbf{x}_{ref} überführt (oder diesen beibehält) und gleichzeitig ein Gütefunktional minimiert (siehe auch Gl. 5.12). [GP17, S.1f]

Durch die Einwirkung von Störgrößen, möglichen Abweichungen zwischen Systemmodell und Realität oder Messungenauigkeiten ist zu erwarten, dass das vorausberechnete Systemverhalten nicht vollständig mit dem tatsächlichen übereinstimmt. Aus diesem Grund erweitert das Verfahren der MPC die gefundene Optimalsteuerungssequenz um eine Rückkopplungsschleife. Dies geschieht oftmals dergestalt, dass von der vorausberechneten optimalen Stellgrößenfolge nur der erste diskrete Wert $\mathbf{u}_{\text{opt}}(0)$ tatsächlich auf die physische Regelstrecke aufgeprägt wird. Die modellbasierte Berechnung der Stellgrößenfolge muss somit für jeden Zeitschritt mit den aktuellen Messwerten der Zustandsgrößen erneut ausgeführt werden.³

Das Interesse für Anwendungen im antriebstechnischen Umfeld erwächst aus einer Reihe günstiger Eigenschaften und erfüllter Voraussetzungen:

- Das Verfahren ist nicht auf lineare Modellformulierungen beschränkt, sodass eine Berücksichtigung des Verzahnungsspiels als Nichtlinearität direkt im Systemmodell möglich scheint.
- Eine treffsichere Modellbeschreibungen eines Antriebssystems ist oftmals vorhanden oder mit vertretbarem Aufwand ableitbar.
- Die Formulierung des Optimierungsproblems kann um Rand- und Zwangsbedingungen erweitert werden. Eine errechnete Stellgrößenfolge berücksichtigt damit nicht nur die Momentengrenzen des Aktors, sondern kann zusätzliche Forderungen an die Zustandsgrößen erfüllen (zulässige Positionen, tolerierte Maximalbelastung des Antriebsstranges, etc.).

Demgegenüber steht die Haupteinschränkung, dass die Lösung des Optimierungsproblems – abhängig von der Formulierung und den Randbedingungen – mit enormem Rechenaufwand verbunden sein kann. Eine Berechnung in Echtzeit kann bei antriebstechnischen Systemen mit vergleichsweise schneller Eigendynamik und dementsprechend geringen möglichen Zeitschrittweiten an den verfügbaren Rechenkapazitäten scheitern. Darüber hinaus besteht bei der Einbeziehung von Zwangsbedingungen keine Garantie, dass eine Lösung existiert oder mit vertretbarem Aufwand ermittelt werden kann. Dennoch sind erfolgreiche Anwendungen nicht nur in Bereichen mit großen Zeitkonstanten (chemische Industrie) bekannt, sondern auch bei linearen Torsionsschwingungssystemen [HTF10] und in der Robotik [GP17; CB07].

Die bekannten Untersuchungen zur Umsetzbarkeit einer MPC-Strategie für Antriebssysteme mit Spiel [Lag04; LE05; Ros+07] beziehen sich auf Antriebe mit überaus niederfrequenter Torsionsdynamik und Eigenfrequenzen unter 5 Hz. Um vorteilhafte Abtastraten in der Größenordnung von 10 ms rechentechnisch realisieren zu können, wird auf die Verwendung der eingangs beschriebenen klassischen online-MPC-Strategie verzichtet. Das stattdessen eingesetzte Verfahren (explicit MPC) basiert auf der Vorgabe eines Ziel-Zustandsvektors. Unter Nutzung eines nichtlinearen Systemmodells erfolgt die iterative Berechnung möglicher Start-Zustände, von denen aus der Ziel-Zustandsvektor erreicht werden kann. Für jeden der gefundenen Start-Zustände wird vorab ein optimales Regelgesetz zur Erreichung des Ziel-Zustandes im Sinne einer Zustandsrückführung berechnet. Diese Vorab-Berechnung kann auf leistungsfähigen Rechnern erfolgen und nimmt mehrere Stunden bis Tage in Anspruch [Lag04]. Die eigentliche Regelung lässt sich damit sehr effizient implementieren, indem über eine look-up-table das für den aktuell vorliegenden Zustandsvektor ermittelte Regelgesetz nur noch ausgewählt wird.

In den Veröffentlichungen von LAGERBERG [Lag04; LE05] kommt das Verfahren zum Einsatz, um NVH-Phänomene in einem KFZ-Antriebsstrang mit Getriebeispiel zu optimieren. Ziel ist es, eine Soll-Beschleunigung des Fahrzeuges – definiert durch die Gaspedalstellung – möglichst schnell und ruckfrei zu erreichen, ohne die Antriebsstrangdynamik anzuregen. MPC wird hierbei nur für

³Dies gilt nicht für den Sonderfall eines linearen, zeitinvarianten Systemmodells, für das ein quadratisches Gütefunktional ohne Zwangsbedingungen formuliert wird. Bei zusätzlicher Wahl eines unendlichen Zeithorizontes T für die Prädiktion entspricht das Optimierungsproblem dem eines optimalen Zustandsreglers (LQR)

die Durchquerung des Verzahnungsspiels eingesetzt. Zur Bedämpfung der Triebstrangschwingung bei anliegenden Zahnflanken findet ein optimaler Zustandsregler Verwendung.

Der Artikel [Ros+07] knüpft direkt an die Untersuchungen von LAGERBERG an, indem eine lineare und eine nichtlineare MPC-Realisierung einem optimalen Zustandsregler in Prüfstandsversuchen gegenübergestellt werden. Die Rekonstruktion des Zustandsvektors erfolgt realistischerweise über einen Beobachter basierend auf der Messung des Motor- und Last-Drehwinkels.

Wenngleich der eingesetzte MPC-Algorithmus in beiden genannten Anwendungsfällen durch die erfolgreiche Einhaltung der definierten Zwangsbedingungen über ein Alleinstellungsmerkmal gegenüber den anderen bekannten Regelstrategien verfügt und Torsionsschwingungen aktiv bedämpft, erschweren mehrere Punkte die breitere Anwendung [Ros+07; LE05]:

- Der nichtlineare MPC-Algorithmus erwies sich als wenig robust gegenüber Modellunsicherheit und Störungen. Er zeigte teils instabiles Verhalten.
- Die robuste (sprich: praktisch umsetzungsfähige) Reglersynthese für stückweise lineare Systeme ist ein offenes Forschungsfeld.
- Selbst bei den untersuchten idealisierten Beispielsystemen erfordert die Sicherstellung einer akzeptable Regelgüte ein aufwendiges händisches Anpassen der Zwangs-, Ziel- und Umschaltbedingungen.
- Die Vorausberechnung des Regelgesetzes birgt die Gefahr, dass nicht alle Zustandskonfigurationen oder Ziel-Zustände vorab erfasst werden, sodass für diesen Fall ein konventioneller Regler als Backup vorzuhalten ist.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, das mit einem zunehmendem Detailgrad des Vorhersagemodells zwar die maximal mögliche Regelgüte im Idealfall steigt, gleichzeitig durch die größere Anzahl an Modellparametern die Empfindlichkeit gegenüber Parameterabweichungen oder nichtmodellierten Störungen steigt.

6.4.5 Invertierung der Nichtlinearität

Eine weitere Gruppe von Veröffentlichungen verfolgt den zunächst wünschenswert erscheinenden Ansatz, die Auswirkungen des Spiels vollständig zu kompensieren. Hierzu wird von der Modellierung der Lose als statischem, nichtlinearem Übertragungselement der Regelstrecke ausgegangen (siehe Abs. 6.2). Indem eine Umkehrfunktion der Nichtlinearität als Teil des Reglers vorgesehen wird, resultiert bei perfekter Kompensation der Lose ein System mit linearem Ein-/Ausgangsverhalten [NG02]. Die Mehrheit der Autoren bezieht sich generell auf losebehaftete Systeme, jedoch mit der Einschränkung, dass sich die Nichtlinearität am Ein- oder Ausgang der Regelstrecke befinden muss.

RECKER et al. [Rec+91] stellen ein Identifikationsverfahren für die unbekannt Parameter einer Nichtlinearität (Totzone) vor, um damit eine möglichst treffsichere adaptive Umkehrfunktion abzuleiten. Der lineare Regelstreckenteil ist ein System erster Ordnung.

In einer Reihe von Veröffentlichungen von TAO und KOKOTOVIĆ werden Kompensationsstrategien für Spiel am Systemeingang (Aktor) [TK92] und Systemausgang (Sensor) [TK95] vorgestellt, die eine lineare Reglersynthese für das kompensierte System erlauben. Der erfolgreiche Einsatz von künstlichen neuronalen Netzen zur Identifikation der Spielparameter wird unter anderem in der Aufsatzsammlung [TL01] beschrieben.

Die Beschränkung auf Systeme mit ein- oder ausgangsseitiger Nichtlinearität ermöglicht den Einsatz bei Regelstrecken mit spielbehafteten Sensoren oder Fluid-Aktoren. Für Antriebsstränge und die spezifische Problemstellung bei Zahnradgetrieben sind die vorgestellten Ansätze generell nicht anwendbar. Die notwendige Umkehrfunktion zur Kompensation der Nichtlinearität hat bei

einer spielbehafteten masselosen Welle den Differenzwinkel zwischen den gekoppelten Trägheiten als Ausgangsgröße. Daraus folgt, dass zur Kompensation des Verzahnungsspiels eben jener Differenzwinkel eine sprungförmige Änderung erfahren müsste, sobald sich die Zahnflanken ablösen und das Wellenmoment den Wert null erreicht. Da jedoch die Trägheiten der an- und abtriebsseitigen Komponenten die Nichtlinearität umschließen (»sandwiched non-linearity«) ist eine abrupte Winkeländerung physikalisch unmöglich.

Eine realisierbare Alternative beschreiben BONEH et al. in dem Artikel [BY99]. Für ein Zweimasensystem mit bekannter Motor- und Lastposition wird eine kaskadierte Positionsreglerstruktur vorgeschlagen. Ein innerer Motor-Positionsregelkreis mit hoher Bandbreite soll bei geöffneter Lose schnellstmöglich die Durchquerung des Spiels über eine Referenztrajektorie sicherstellen. Ein überlagerter langsamerer Positionsregelkreis der Last realisiert die Sollwertfolge. Abgesehen von der grundsätzlichen Problematik eines nicht-kollokierten Stell- und Messortes bei elastischer Kopplung, kann der Ansatz unter hohem Stellgrößeneinsatz das Auftreten von Dauerschwingungen der Last nur begrenzen, aber nicht vollständig unterbinden.

6.4.6 Zwischenfazit

Aus der Vielzahl publizierter Verfahren und Ideen zur Beherrschung spielbehafteter Systeme eignet sich nur ein Teil für den Einsatz bei Schwenkantrieben. Wesentliche Randbedingung ist die Umsetzbarkeit auf den verbreiteten Anlagensteuerungen. Messungen und Simulationen belegen, dass am untersuchten Antriebsstrang selbst mit den bisherigen linearen Regelgesetzen keine extremen Überlasten auftreten. Eine Abwägung von Umsetzungsaufwand und Optimierungspotenzial lässt deshalb einen möglichst einfachen Ansatz attraktiv erscheinen. Idealerweise wird die vorhandene, etablierte Regelstrategie im Falle des Flankenkontaktes der Verzahnungen beibehalten. Somit sollte zur Spieldurchquerung das Umschalten auf einen zweiten Regler erfolgen. Die nachfolgend vorgestellte Regelstrategie baut auf den Ansätzen von SCHAEFER [Sch93] und EZAL et al. [EKT97] auf.

6.5 Konzeption und Umsetzung einer Strategie zum lastminimierten Spieldurchlauf

Eine Reduktion der Zusatzbelastungen infolge der Spieldurchquerung lässt sich durch eine Verringerung der Differenzdrehzahl zwischen Motor und Last im Moment des Flankenkontaktes erreichen. Damit einhergehen eine geringere Drehimpulsänderung der Zahnräder und eine geringere Stoßbelastung aller Getriebestufen. Auch die Anregung niederfrequenter Drehschwingungen des Wellenstranges sinkt, gleichzeitig erfahren die abtriebsseitigen Strukturen eine minimierte Beschleunigungsänderung. Strukturell lässt sich das im folgenden vorgestellte Verfahren als Zusatzmodul in die vorhandene Antriebsregelung integrieren.

6.5.1 Optimaltrajektorie zur Spieldurchquerung

Die Durchquerung des Zahnflankenspiels aller Getriebestufen kann als Optimalsteuerungsproblem aufgefasst werden. Ziel ist die Findung eines Stellgrößenverlaufs $u(t)$ der den Motor als idealisierten Massepunkt zeitoptimal um den Spielwinkel α bewegt. Mathematisch führt dies auf das nichtlineare

Optimierungsproblem

$$\begin{aligned}
 & \min_{u(t)} T \\
 \text{s. t.} \quad & \frac{1}{J_1} \int_0^T u(t) dt = \varphi_1(T) = \alpha \\
 & \frac{1}{J_1} \int_0^T u(t) dt = \omega_1(T) = 0 \\
 & u(t=0) = u(t=T) = 0 \\
 & |u| \leq M_{1,\max} \\
 & \left| \frac{du}{dt} \right| \leq \frac{M_{1,\max}}{t_{\text{rk}}}
 \end{aligned} \tag{6.22}$$

Eine Reihe von Zwangsbedingungen sichert die technische Realisierbarkeit und lässt die Starrkörperdynamik des Motors einfließen:

- Der Motordrehwinkel $\varphi_1(T)$ zur Zielzeit T muss der Spielweite α entsprechen.
- Zur Lastminimierung muss die Zielgeschwindigkeit $\omega_1(T)$ null betragen.
- Der Stellgrößenverlauf beginnt und endet lastfrei, d.h. $M_1 = 0$.
- Um die endlichen Drehmomentbelastbarkeit der elektrischen Maschine zu berücksichtigen, muss die Stellgrößenschranke $M_{1,\max}$ eingehalten werden.
- Die Anstiegsrate des Drehmomentes du/dt soll begrenzt sein, um höherfrequente Eigenschwingformen des entkoppelten Wellenstranges nicht anzuregen. Dies entspricht einer Ruckbegrenzung mit der Ruckdauer t_{rk} .

Zur numerischen Lösung des Trajektorienoptimierungsproblems ist die Überführung in eine Formulierung mit endlicher Parameteranzahl notwendig [Bet10]. Durch zeitliche Diskretisierung ergibt sich die zu optimierende Stellgrößenfolge $\mathbf{u} = [u(n=0), \dots, u(n=T-1)]$. Ergänzt um die Gesamtzeit T als Optimierungszielgröße ist die Lösung mit gängigen Parameteroptimierungsalgorithmen wie z. B. `fmincon()` in MATLAB möglich.

Abb. 6.9 zeigt die Optimaltrajektorie für eine beispielhafte Spielweite $\alpha = 10$ rad, ein zulässiges Motordrehmoment $M_{1,\max} = 500$ Nm und eine Ruckdauer $t_{\text{rk}} = 0,1$ s. Um die Zielposition in minimaler Zeit zu erreichen, erfolgt die Steuerung mit den betragsmäßig maximal zulässigen Drehmomenten und konstanten Anstiegsraten. Die intuitiv schlüssig erscheinende Lösung stellt gleichzeitig das mathematische Optimum dar.

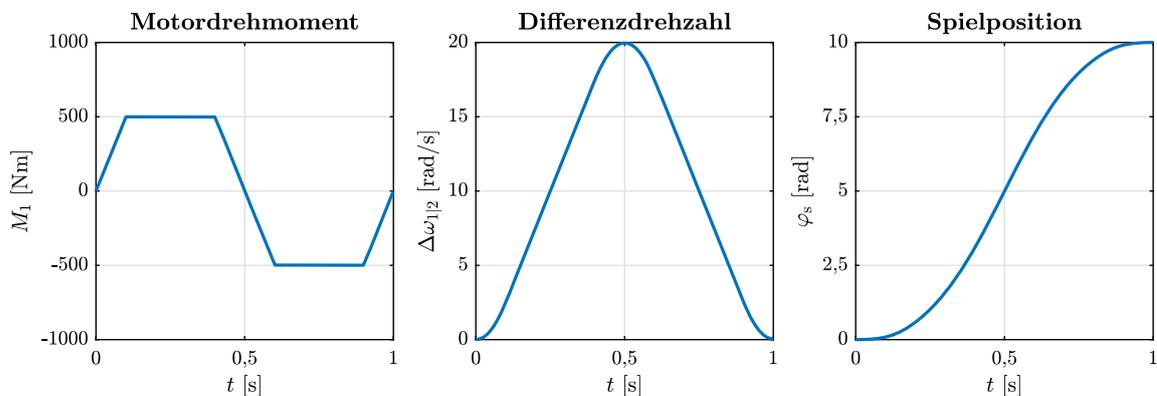


Abbildung 6.9: Optimaltrajektorie zur Spieldurchquerung

6.5.2 Realisierung der Spieldurchquerung

Entscheidend für die Praktikabilität der Spieldurchquerungsstrategie ist die einfache Umsetzbarkeit. Zu Beginn jedes Reversiervorganges wird dazu einmalig die Bahnkurve berechnet. Die gefundene numerische Lösung aus dem vorherigen Abschnitt lässt sich analytisch kompakt als Ruckprofil beschreiben.

$$\ddot{\varphi}(t) = \frac{M_{1,\max}}{J_1 t_{\text{rk}}} \begin{cases} 1 & t \leq t_{\text{rk}} \\ 0 & t_{\text{rk}} < t < t_{\text{vz}} \\ -1 & t_{\text{vz}} \leq t \leq t_{\text{vz}} + 2t_{\text{rk}} \\ 0 & t_{\text{vz}} + 2t_{\text{rk}} < t < 2t_{\text{vz}} + t_{\text{rk}} \\ 1 & 2t_{\text{vz}} + t_{\text{rk}} \leq t \leq 2t_{\text{vz}} + 2t_{\text{rk}} \end{cases} \quad (6.23)$$

Der anschließend benötigte Geschwindigkeitsverlauf folgt durch zweimalige Integration des Rucks $\ddot{\varphi}$. Gl. 6.23 beruht neben der Ruckdauer t_{rk} noch auf dem Zeitpunkt t_{vz} zu dem die erstmalige Verzögerung beginnt. Nach kurzer kinematischer Rechnung ergibt sich

$$t_{\text{vz}} = \frac{t_{\text{rk}}}{2} + \sqrt{\frac{t_{\text{rk}}^2}{4} + \frac{\alpha J_1}{M_{1,\max}}} \quad (6.24)$$

Maßgeblicher Parameter für die Trajektorienberechnung ist die Spielweite α . Indirekt ist die gesuchte Information im Spielpositionswinkel φ_s enthalten, dessen Schätzung mit dem in Kapitel 5 vorgestellten KALMAN-Filter problemlos gelingt. Die sich bei Flankenkontakt einstellenden Extremwerte von φ_s repräsentieren die beiden Grenzwerte α_+ und α_- . Beide Grenzwerte lassen sich automatisiert in Echtzeit auswerten: Wirkt für eine gewisse Zeitdauer t_{min} ein positives Motormoment auf den Antrieb, wird der Wert von φ_s als α_+ abgespeichert. Analog erfolgt eine Ermittlung des zweiten Grenzwertes α_- . Die Zeitdauer t_{min} sollte größer als die Reversierdauer gewählt werden und stellt sicher, dass Flankenkontakt vorliegt und stabilisierte Werte von φ_s gespeichert werden. Auf diese Weise lassen sich auch Veränderungen des Getriebespiels im Betrieb erfassen, sei es verschleißbedingt oder durch Achsabstandsänderung infolge eines Rundlauffehlers von Schwenklager und Zahnkranz. Das Verfahren ist damit auch für Anwendungen jenseits der Antriebsregelung nutzbar.

Realisieren lässt sich die so ermittelte Trajektorie über eine Differenzdrehzahlregelung. Das aus Gl. 6.23 resultierende Drehzahlprofil beschreibt die Relativbewegung von Motor und Lastseite. Folglich liegt es nahe, durch einen Differenzdrehzahlregler die Motordrehzahl an die nicht als konstant anzunehmende Lastdrehzahl zu koppeln. Im Gegensatz zu den Verfahren [Sch93; EKT97] ist eine mehrfache Neuberechnung der Trajektorie in Abhängigkeit der momentanen Lastbewegung während der Spieldurchquerung nicht notwendig. Ein PI-Folgeregler mit einer Parametrierung entsprechend des symmetrischen Optimums stellt einen minimalen Drehzahlregelfehler bei weitgehender Ausnutzung der Stelldynamik sicher. Durch die Wahl der Ruckdauer wird sichergestellt, dass die dynamische Motorregelung keine Eigenschwingformen des entkoppelten Motorwellenstranges anregt.

Das Schema in Abb. 6.10 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Spieldurchlaufregelung und die Integration in die bisherige Antriebsregelung. Wenn sich das Vorzeichen der Ziel-Schwenkgeschwindigkeit ändert, wird die Spieldurchlaufstrategie initiiert. Sobald die vorausberechnete Durchlaufzeit T verstrichen ist, erfolgt ein Umschalten auf den Kontaktdrehzahlregler. Das zeitbasierte Umschalten sichert in jedem Fall dass das Spiel durchquert wird – entweder durch den Spieldurchlaufregler oder, bei Schätzfehlern der Spielweite, durch den konventionellen Kontaktdrehzahlregler.⁴ Da

⁴Der gewählte Umschaltzeitpunkt bedingt, dass der Antriebsstrang zu Beginn noch verspannt sein kann. Der Spielwinkelschätzung ist deshalb in Gl. 6.24 noch die ebenfalls vom KALMAN-Filter geschätzte elastische Antriebsstrangverdrillung $\Delta\varphi_{1|2} = \hat{M}_2/k$ aus dem Lastmoment zu addieren.

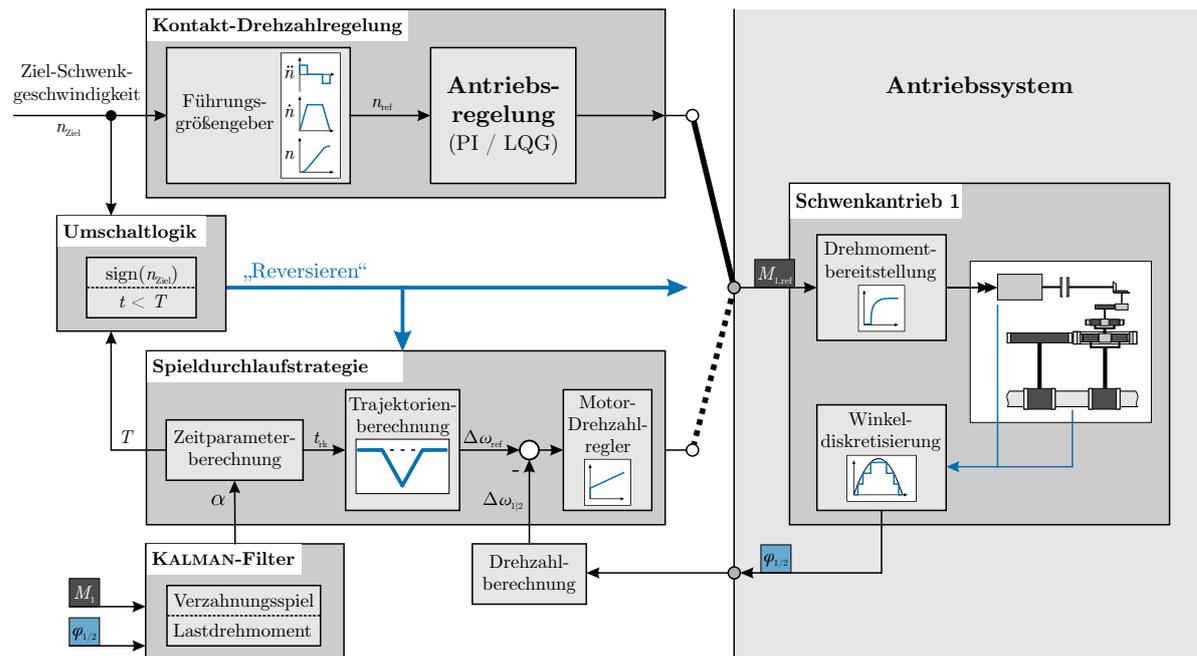


Abbildung 6.10: Struktur der Antriebsregelung mit Zusatzmodul zum lastminimierten Spieldurchlauf

keine gemessenen oder geschätzten Drehwinkel zur Aktivierung und Deaktivierung des Spielreglers genutzt werden, ist ein mehrfaches Umschalten oder die Instabilität des hybriden Regelsystems ausgeschlossen.

Bei Mehrmotorensystemen ist für jeden Antriebsstrang ein eigener Motordrehzahlregler vorzusehen. Die maximale Spielweite aller Antriebe wird zur Berechnung des Zeitparameters in Gl. 6.24 genutzt. Damit alle Antriebsstränge das jeweilige Getriebeispiel zum selben Zeitpunkt durchlaufen haben, ist eine Absenkung des Maximaldrehmomentes bei den Antriebssträngen mit geringerem Spiel notwendig. Durch den so erreichten gleichzeitigen Flankenkontakt aller Antriebe kann nach dem Spieldurchlauf die Kontaktdrehzahlregelung wieder aktiviert werden.

6.5.3 Simulative Verifizierung

Eine Funktionsprüfung der vorgestellten Strategie nutzt das MKS-Gesamtsystemmodell und einen Lastfall, bei dem ein beschleunigtes Reversieren in 12s statt 16,5s simuliert wird (siehe auch S. 101). Abb. 6.11 veranschaulicht den Lastfall anhand der Motordrehzahlprofile und der Stellmomente aller vier Antriebe.

Vor dem eigentlichen Reversieren mit aktiver Spieldurchlaufregelung (ab $t = 30$ s) muss das Verzahnungsspiel α_i für alle Antriebsstränge geschätzt werden. Hierzu erfolgt ein Anlagenhochlauf, an den sich ein Umsteuerzyklus anschließt. Im unteren Teil-Diagramm ist die Schätzung der Spielposition $\varphi_{s,i}$ des KALMAN-Filters abgebildet. Zusätzlich hervorgehoben sind die Phasen, in denen sich durch ein dauerhaft positives bzw. negatives Motordrehmoment ein gesicherter Vor- oder Rückflankenkontakt eingestellt hat und die Grenzen des Verzahnungsspiels automatisiert ausgelesen werden. In der Simulation ist jeder der vier Antriebe mit geringfügig variierendem Achsabstand zwischen Schwenkgetriebe und Zahnkranz positioniert, sodass sich unterschiedliche Gesamtflankenspielwinkel ergeben. Die antriebspezifischen Spieldurchlauftrajektorien zeigen sich in den Motordrehzahlprofilen und den Stellmomentverläufen.

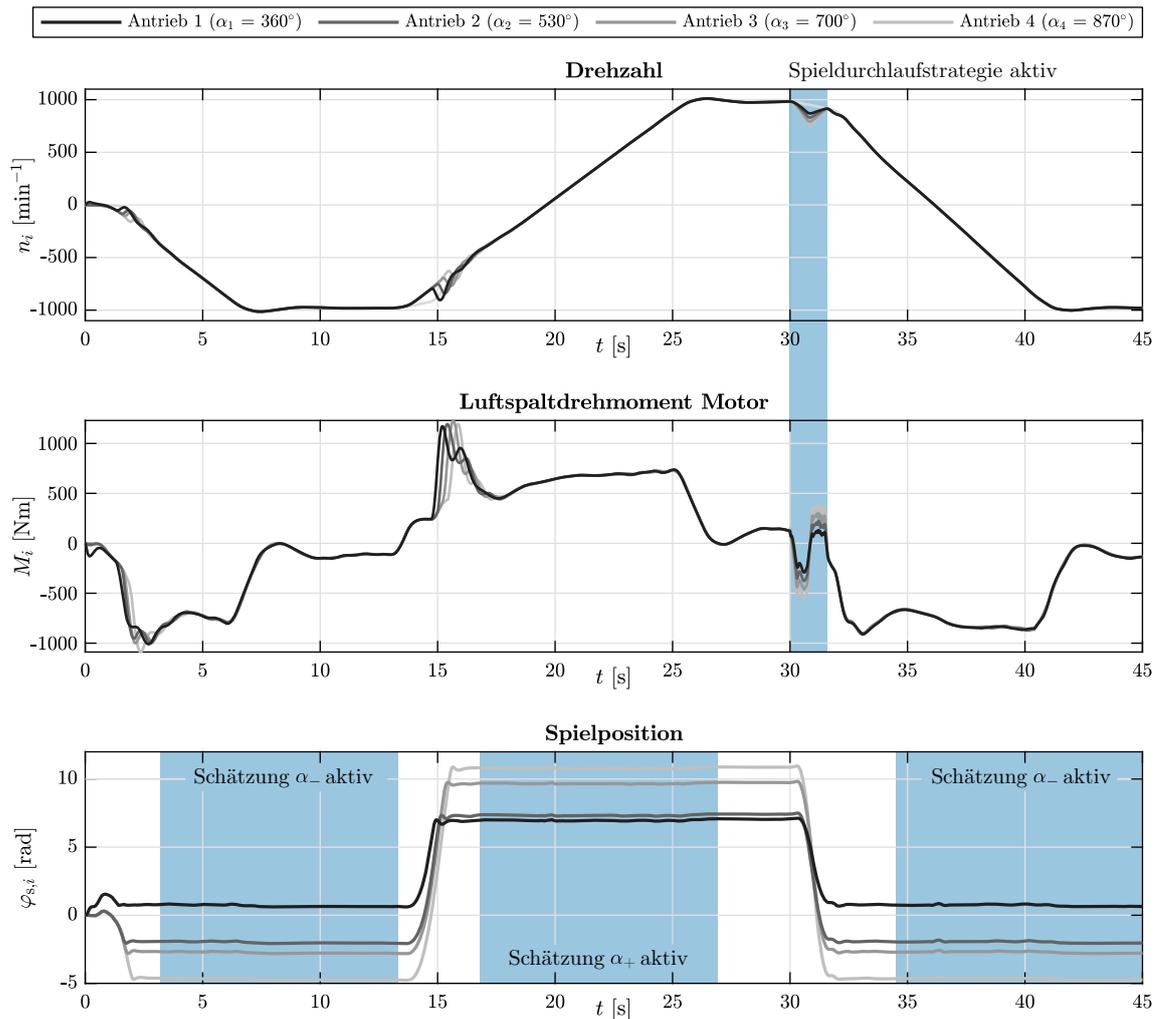


Abbildung 6.11: Lastfall zum Test der adaptiven Spieldurchlaufstrategie unter Nutzung des detaillierten Gesamtsystem-Simulationsmodells

Die Wirksamkeit der Maßnahme veranschaulicht Abb. 6.12. Im Vergleich zur reinen PI-Drehzahlregelung lässt sich die Antriebsstrangbelastung um ca. 50% reduzieren. Die überlagerten höherfrequenten Lastanteile ab $t = 31$ s entstehen durch den erstmaligen Rückflankenkontakt der einzelnen Getriebestufen, bevor es zum dauerhaften Anliegen der Zahnflanken kommt. Hervorzuheben ist, dass die Reduktion allein durch eine Minimierung der Schwingungsanregung (Ursache) erzielt wird, sodass keine höherwertige Regelung zur aktiven Dämpfung der Triebstrangschwingungen (Folge der Anregung) erforderlich ist.

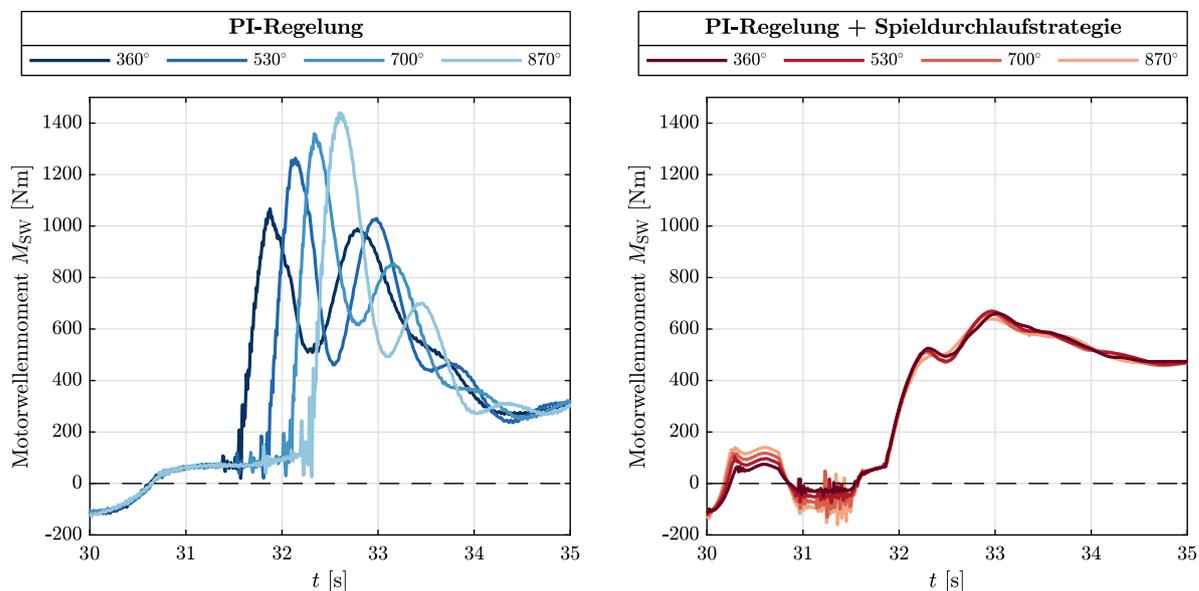


Abbildung 6.12: Getriebebelastung bei unterschiedlichen Beträgen des Gesamtflankenspiels mit und ohne adaptive Spieldurchlaufstrategie. Alle Antriebsstränge des Beispielschwenkantriebes weisen unterschiedliche Spielbeträge auf. Jede Kurve beschreibt einen der vier Antriebe.

7 Innovativer Beitrag und Nutzen der Forschungsergebnisse

7.1 Innovativer Beitrag

Im Rahmen des Forschungsvorhabens »S-Schwenk-Dyn« wurde erstmalig das Systemverhalten von Schwenkantrieben detailliert messtechnisch und simulativ untersucht. Grundlage bildet die Abbildung des mechanischen Antriebsstranges als vollelastisches Mehrkörpersystem-Modell. Im Gegensatz zu herkömmlichen Drehschwingungsmodellen wird dadurch eine signifikant gesteigerte Aussagekraft und Realitätsnähe erreicht: Zusätzlich zur Rotation als Hauptbewegungsrichtung können sich die Körper des Wellenstranges auch räumlich verlagern und verkippen. Da weiterhin die Elastizität von geometrisch komplexen Integralbaugruppen wie Planetenträgern und Getriebegehäusen berücksichtigt wird, sind tiefgreifende Einblicke in die Antriebsdynamik und die Wechselwirkungen zwischen den Maschinenelementen möglich. Folglich können Schnittlasten an beliebigen Bauteilen des Getriebes ausgelesen werden, die für die Dimensionierung der Komponenten von hohem Wert sind. Auch komplexe maschinendynamische Phänomene wie die Schwingungskopplung von Abtriebswelle und Ritzel-Zahnkranz-System werden hierdurch greifbar.

Im Sinne einer Gesamtsystembetrachtung bleibt der Fokus nicht auf die mechanischen Komponenten des Antriebsstranges beschränkt. Durch die Modellierung der Antriebsregelung, der Sensorik und der elektrischen Antriebsmaschine, sowie durch die Abbildung der elastischen Oberbaustrukturen des Großgerätes samt Grabkraftanregung findet ein interdisziplinärer Erkenntnisgewinn statt. Dies umfasst das Verständnis antriebsdynamischer Effekte wie das Resonanzverhalten ebenso wie die Ursachenermittlung für transiente Lastüberhöhungen in Getriebe und Stahlbaustrukturen. Eng damit verknüpft ist die Identifikation der systemdynamisch wesentlichen Baugruppen und deren Interaktion auf Komponenten- und Teilsystemebene, was den Grundstein für die Erarbeitung geeigneter Optimierungsmaßnahmen legt.

Messungen am Gerät bestätigen die hohe Abbildungstreue des Gesamtsystemmodells. Es können gemessene Ist-Zustände des realen Systems detailliert nachempfunden werden. Dabei besteht im Simulationsmodell auch Zugriff auf Größen, die sich einer einfachen Messung entziehen. Anhand von zwei Referenzlastfällen gelingt die messdatengestützte Validierung der Simulationsmodelle, sodass sich der enorme Mehraufwand bei der Modellbildung rechtfertigt.

Für eine breitere Nutzung der Erkenntnisse erfolgt die Ableitung recheneffizienter, allgemeingültiger Minimalmodelle von Mechanik, Informationserfassung- und -verarbeitung. Die einfach parametrier- und lösbaren Simulationsmodelle erlauben die Abschätzung der Eigendynamik und die Prognose von Schnittlasten an Maschinenelementen für verschiedene Betriebszustände beliebiger Schwenkantriebe. Sie stellen die Grundlage für eine beanspruchungsgerechte Auslegung der Antriebsstrangkomponenten oder die Synthese von Regelalgorithmen dar.

Durch die Kenntnis des Anlagenverhaltens können regelungstechnische Ansätze zur Optimierung der Betriebsstrategie und zur Reduktion der dynamischen Lasten erarbeitet und modellbasiert getestet werden. Zur Verbesserung der Drehzahlregelgüte und zur besseren Beherrschung der niederfrequenten Antriebsdynamik wird eine Mehrgrößenregelstrategie in Form einer LQG-Zustandsregelung entworfen. Besonderes Augenmerk liegt auf der praktischen Umsetzbarkeit des Regelverfahrens in Anbetracht der üblicherweise begrenzten Sensoranzahl an der Regelstrecke. Das Getriebeispiel als dominierende Nichtlinearität schränkt bisher die Anwendbarkeit höherwertiger Regelverfahren ein. Mit einem speziellen Ansatz wird trotzdem die Rekonstruktion aller notwendigen Systemgrößen auf Basis vorhandener Sensoren erreicht. Die Vor- und Nachteile

der vorgeschlagenen Zustandsregelung im Vergleich zum derzeitigen Industriestandard werden differenziert dargestellt.

Zum zeit- und belastungsoptimierten Betrieb von Schwenkantrieben wird zudem ein innovatives Verfahren zur Durchquerung des betragsmäßig großen Getriebespiels vorgestellt. Dabei zeigt sich, dass sich durch wenige Eingriffe in die Antriebsregelung die Lebensdauer aller Maschinenelemente steigern lässt. Zeit- und kostenintensive konstruktive Änderungen sind dazu nicht notwendig. Der projektbeteiligte Gerätebetreiber RWE Power AG prüft derzeit in Zusammenarbeit mit der forschenden Einrichtung die Umsetzung der Maßnahmen.

7.2 Nutzen und wirtschaftliche Bedeutung der Forschungsergebnisse für die KMU

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

Konkret konnte am untersuchten Beispielschwenkwerk eine Reduktion der Maximallast im Reversierbetrieb um ca. 50% erreicht werden. Durch die Optimierung der Antriebsregelung ist gleichzeitig eine Verkürzung der Hochlauf- und Reversierdauer um jeweils 4,5s möglich. Im förder-technischen Anwendungsfeld mit einem typischen 100-sekündigen Betriebsspiel (Schwenkvorgang gefolgt von einem Umsteuern der Antriebe) entspricht dies einer Steigerung der Anlageneffizienz von etwa 5%. Da zudem ein vermehrtes Ansprechen der gerätespezifischen Überlastkupplung – und damit ein Stillsetzen der Anlage – unterbunden wird, dürfte die reale Steigerung noch größer ausfallen. Die prinzipielle Ähnlichkeit von Betriebsweise und Antriebstopologie zwischen untersuchtem Antrieb und den verbreitet eingesetzten Baureihen-Schwenkgetrieben lässt ähnliche Verbesserungen auch dort realistisch erscheinen.

Die vorgeschlagenen Optimierungsmaßnahmen basieren auf regelungstechnischen Methoden und werden mithilfe validierter, realitätsnaher Modelle gewonnen. Sie sind folglich mit einem geringen Risiko und minimalem finanziellen und zeitlichen Aufwand umsetzbar, da einzig die speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) des Gerätes zu modifizieren ist und kostenintensive mechanische Umbaumaßnahmen entfallen. Damit wird auch ein Beitrag zur Ertüchtigung bestehender Anlagen geleistet.

Ein leistungsfähiges Mittel zur Beherrschung der herausfordernden Dynamik elastischer Antriebsstränge ist die Zustandsregelung. Wenngleich das Verfahren aus regelungstechnischer Sicht als etabliert gilt, ist bisher keine weite Verbreitung in klassischen antriebstechnischen Anwendungen festzustellen. Gründe, dass das teils erhebliche Verbesserungspotenzial der Methode ungenutzt bleibt, sind vielfältig. Im Zuge des Vorhabens erfolgt eine umfassende Darstellung der wesentlichen Hürden, die bei der Auslegung auftreten. Die entscheidenden Schwierigkeiten lassen sich durch die Verwendung des vorgestellten Modellansatzes für die Auslegung, das erläuterte Konzept zur Schätzung der Zustandsgrößen ohne Zusatzsensorik und die intuitive Methode zur Reglersynthese und Robustheitsbewertung umgehen. Anhand einfacher Kriterien können die KMU im Vorfeld abschätzen, ob durch eine Zustandsregelung eine entscheidende Optimierung des Betriebsverhaltens hinsichtlich Lastreduktion und Regelgüte erzielt werden kann.

Das ursprünglich als Teil des Regelungskonzeptes implementierte Verfahren zur Rekonstruktion der nicht messbaren Zustandsgrößen des Antriebes erlaubt auch die Schätzung des Getriebespiels aller Antriebe in Echtzeit. Der Zustandsschätzer kann auch losgelöst von einer Regelung betrieben

werden. Verschleiß- oder schadensbedingte Veränderungen des sonst nur unter hohem Aufwand messbaren Zahnflankenspiels können so detektiert werden. Für die Zustandsüberwachung und die Instandhaltungsplanung sind derartige Zusatzinformationen wertvoll.

Durch die umfassende Beschreibung des Modellbildungsprozesses werden die KMU in die Lage versetzt ohne aufwendige Sensitivitätsstudien zielgerichtete Mehrkörpersystem-Modelle von Schwenkantrieben aufzubauen. Für weniger detaillierte Analysen erfolgt die Vorstellung eines einfachen Modellansatzes. Dieser versetzt die Firmen in die Lage, bereits die wesentlichen torsionsdynamischen Effekte zu untersuchen ohne auf spezialisierte Softwarepakete angewiesen zu sein. Der Nachweis der Richtigkeit dieses Minimalmodells konnte im Rahmen des Projektes abgesichert durch Messdaten erbracht werden.

Die verbesserte Kenntnis hinsichtlich der antriebsdynamischen Eigenschaften begünstigt die überwiegend mittelständisch strukturierten Hersteller antriebstechnischer Komponenten, welche 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.

Neben dem erweiterten Nutzen des ganzheitlichen Mehrkörpersystemmodells können darüber hinaus auch die erstellten Finite-Elemente-Modelle der Drehplattform, der Getriebegehäuse, der Wellen und Planetenträger und des Oberbaus samt Seilsystem für umfangreiche strukturmechanische und -dynamische Berechnungen 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 der KMU.

Ein besonderes Augenmerk wurde auf die allgemeingültige Darstellung der Ergebnisse und die Transferfähigkeit für ähnliche Systeme gelegt. Die durch das Projekt bereitgestellte Methodik bleibt deshalb nicht auf Bergbauanwendungen beschränkt, sondern lässt sich auf eng verwandte Problemstellungen des Maschinen- und Anlagenbaus übertragen.

7.3 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.

7.4 Gegenüberstellung der Ergebnisse mit den Zielen des Antrages

Forschungsziel	Umsetzung
Ganzheitliche Erfassung und Darstellung der Schwenkantriebsdynamik des Baggers 293	Aufbau vollelastischer Mehrkörpersystemmodelle des Schwenkgetriebes und des Baggeroberbaus Berücksichtigung von Schaufelradantrieb, Sensorik, Aktorik und Grabkraftbelastung durch Minimalmodelle Assemblierung der Teilmodelle zu einem Gesamtsystemmodell und Simulation des Grab-Schwenk-Vorganges sowie des Reversierens
Verifizierung der erstellten Modelle	Umsetzung einer Messkampagne und Auswertung der Betriebsmessdaten Messdatengestützte Modellvalidierung anhand von zwei Lastfällen im Zeit- und Frequenzbereich
Identifikation von Haupteinflussgrößen	Systemdynamik und Antriebsstrangbelastung werden maßgeblich beeinflusst durch: <ul style="list-style-type: none"> • Elastizität des Wellenstranges • Trägheitsverteilung zwischen Motor und Oberbau • Größe des Getriebespiels • Drehzahlregelstrategie
Maßnahmen zur Belastungsminimierung – aktive Schwingungsregulierung	Analyse der aktuellen technologischen Schwenkantriebsregelung (Ist-Zustand) Erarbeitung einer Mehrgrößenregelstrategie zur Schwingungsdämpfung, Belastungsminimierung und Steigerung der Anlageneffizienz Entwurf eines Regelkonzeptes zur zeit- und belastungsoptimierten Durchquerung des Getriebespiels Vergleichende Gegenüberstellung der Konzepte und Bewertung des Verbesserungspotenzials
Ersatzmodell und Konstruktionsrichtlinien für die KMU	Mit dem vorgestellten mechanischen Minimalmodell und den Modellansätzen für Aktorik und Sensorik stehen allgemeingültige Berechnungsmodelle zur Verfügung. Die softwareunabhängige Implementierung ermöglicht den KMU die Berechnung dynamischer Lasten. Durch die Identifikation der systemdynamisch relevanten Maschinenelemente des Antriebes werden die KMU in die Lage versetzt, zukünftige Konstruktionen gezielt mechanisch zu optimieren. Damit ist die Fachexpertise zur Auslegung von Schwenkwerksgetrieben um den Bereich der Dynamik erweitert. Zudem erhalten die KMU Hinweise zum Aufbau hochdetaillierter mechanischer Antriebsstrangmodelle.

8 Projektspezifische Informationen

8.1 Verwendung der Zuwendungen

Die Angaben zu den Zuwendungen innerhalb des Berichtszeitraumes sind nachfolgend aufgelistet und den jeweiligen Arbeitspaketen zugeordnet. Die Aufstellung umfasst die gesamte Projektlaufzeit 01.01.2019 – 31.12.2021.

Arbeitspakete	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	Σ
Wissenschaftlich-technisches Personal (Einzelansatz A.1 des Finanzierungsplans)	4	2	3	3	2	3	4,5	4	1,5	1	28
Wissenschaftlich-technisches Personal (Einzelansatz A.2 des Finanzierungsplans)							0				
Wissenschaftlich-technisches Personal (Einzelansatz A.3 des Finanzierungsplans)	10	4	5	4	14	8	6	0	5	0	56
Geräte (Einzelansatz B des Finanzierungsplans)							0				
Leistungen Dritter (Einzelansatz C des Finanzierungsplans)							0				

8.2 Plan zum Ergebnistransfer

Entsprechend des umseitig aufgeführten Planes zum Ergebnistransfer wurden sechs projektbegleitende Ausschusssitzungen durchgeführt, zwei Artikel in Fachzeitschriften publiziert und zwei Präsentationen auf Fachtagungen gehalten. Zwei der Veröffentlichungen haben ein peer-review-Verfahren durchlaufen und sind als Open-Access-Publikationen einer breiten internationalen Öffentlichkeit zugänglich.¹ Durch den Austausch mit den beteiligten Industrieunternehmen während der Projektlaufzeit im Rahmen der Ausschusssitzungen erfolgte einerseits die unmittelbare Diskussion und Vorstellung der Resultate, andererseits konnte zielgerichtet auf spezielle Fragen und Wünsche der teilnehmenden Firmen eingegangen werden. Im akademischen Umfeld fließen die Forschungsergebnisse derzeit und zukünftig in Lehrveranstaltungen an der TU Dresden ein. Die umfangreiche Ergebnisdokumentation in dem vorliegenden Schlussbericht versetzt KMU in die Lage, die Erkenntnisse im Rahmen der Produktentwicklung zu nutzen und die vorgestellten Verfahren mit deutlich reduziertem Entwicklungsaufwand zu implementieren. Die geplanten Maßnahmen des Transferkonzeptes wurden realisiert. Ein Ergebnistransfer wird durch die zurückliegenden und künftigen Veröffentlichungen als erfolgversprechend eingeschätzt.

¹Bedingt durch die COVID-19-Pandemie und die kurzfristige Absage der Veranstaltungen AKAA 2020, SMK 2020, 4OPMC 2022 konnten die eingereichten Vorträge nicht präsentiert werden.

Maßnahmen während der Projektlaufzeit

Rahmen	Ziel	Zeitraum
Zusammenkommen des projektbegleitenden Ausschusses	Fortschrittsbericht, Diskussion, Festlegung neuer Maßnahmen, Abstimmung, Organisation	26.02.2019 25.09.2019 30.07.2020 20.11.2020 31.05.2021 22.11.2021
Studien- und Diplomarbeiten zum Forschungsthema	Weiterreichen wissenschaftlicher Themenstellungen zur selbstständigen Bearbeitung durch Studierende	halbjährlich
Zwischenberichte	Schriftliches Darlegen der Ergebnisse	24.01.2020 24.03.2021
Veröffentlichung in Fachzeitschriften	Publikation der Forschungsergebnisse	World of Mining (04/2020) Forschung im Ingenieurwesen (01/2021)
Antriebstechnisches Kolloquium (ATK)	Übersichtsvortrag	03/2021
Abschlussbericht	Schriftliches Darlegen der Ergebnisse	2022

Maßnahmen nach Abschluss des Forschungsvorhabens

Rahmen	Ziel	Zeitraum
Weiterbildung von Mitarbeitern des begleitenden Ausschusses	Workshop zu Konstruktionsrichtlinien von Antriebssystemen und Auswahlhilfen von Systemkomponenten	2021
Weiterbildung der einschlägigen Zulieferindustrie	Workshop zu Konstruktionsrichtlinien von Antriebssystemen und Auswahlhilfen von Systemkomponenten	2021
Akademische Weiterbildung	Vermittlung neuester Erkenntnisse und Methoden in den Lehrveranstaltungen »Antriebselemente«, »Antriebssysteme« und »Modellbildung und Simulation«	seit 2019
Dresdner Maschinenelemente Kolloquium (TU Dresden)	Präsentation des Vorhabens und Darstellung der generalisierten Nutzbarkeit der Ergebnisse	2022
Dissertation	Weiterführende wissenschaftliche Verarbeitung der Forschungsergebnisse	ab 2022

8.3 Projektbezogene Veröffentlichungen

Im Rahmen des Projektes entstanden die folgenden Veröffentlichungen:

Spiegelhauer, M. ; Schlecht, B.: *Efficient modelling of flexible cable-pulley systems*. In: Forschung im Ingenieurwesen (Nr. 85), Springer Science and Business Media LLC, 2020, S. 67–75, DOI: 10.1007/s10010-020-00433-y

Spiegelhauer, M. ; Schlecht, B.: *On the influence of gear backlash in speed controlled slewing drives*. In: World of Mining – Surface and Underground (Nr. 72), GDMB Verlag GmbH, 2020, S. 200–204

Spiegelhauer, M. ; Schlecht, B.: *Active vibration control of slewing drives with gear backlash*. In: IOP Conference Series – Materials Science and Engineering (Nr. 1097), IOP Publishing, 2021, S. 12011, DOI: 10.1088/1757-899x/1097/1/012011

Spiegelhauer, M. ; Schlecht, B.: *Zum Schwingungsverhalten von Schwenkantrieben*. In: Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2022, Sierke Verlag, 2022, S. 594–607, ISBN: 978-3-96548-135-0

9 Literatur

- [Bat96] K.-J. Bathe. *Finite element procedures*. Prentice Hall, 1996.
- [Ben48] W. R. Bennett. »Spectra of Quantized Signals«. In: *Bell System Technical Journal* 27.3 (Juli 1948), S. 446–472. DOI: 10.1002/j.1538-7305.1948.tb01340.x.
- [Bet10] J. T. Betts. *Practical Methods for Optimal Control and Estimation Using Nonlinear Programming*. Society for Industrial und Applied Mathematics, Jan. 2010. DOI: 10.1137/1.9780898718577.
- [BL86] L. Bakule und J. Lunze. »Rechnergestützter Entwurf von Regelungssystemen unter Verwendung der LQ-Regelung«. In: *Messen, Steuern, Regeln - wissenschaftlich-technische Zeitschrift für die Automatisierungstechnik* 29 (1986), S. 292–298.
- [Bra11] A. Brandt. *Noise and Vibration Analysis*. John Wiley & Sons, Feb. 2011. DOI: 10.1002/9780470978160.
- [Bra89a] G. Brandenburg. »Einfluss und Kompensation von Lose und Coulombscher Reibung bei einem drehzahl- und lagegeregelten, elastischen Zweimassensystem«. In: *Automatisierungstechnik* 37.1 (1989), S. 23–31.
- [Bra89b] G. Brandenburg. »Einfluss und Kompensation von Lose und Coulombscher Reibung bei einem drehzahl- und lagegeregelten, elastischen Zweimassensystem«. In: *Automatisierungstechnik* 37.3 (1989), S. 111–119.
- [Bro17] B. Brogliato. »Feedback control of multibody systems with joint clearance and dynamic backlash: a tutorial«. In: *Multibody System Dynamics* 42.3 (Aug. 2017), S. 283–315. DOI: 10.1007/s11044-017-9585-4.
- [BS95] J. Börner und M. Senf. »Verzahnungsbeanspruchung im Eingriffsfeld - effektiv berechnet«. In: *antriebstechnik* 34.1 (1995), S. 59–63.
- [BV15] R. Brincker und C. E. Ventura. *Introduction to Operational Modal Analysis*. John Wiley & Sons, Aug. 2015. DOI: 10.1002/9781118535141.
- [BY99] R. Boneh und O. Yaniv. »Reduction of limit cycle amplitude in the presence of backlash«. In: *Journal of dynamic systems, measurement, and control* 121.2 (Juni 1999), S. 278–284. DOI: 10.1115/1.2802466.
- [CB07] E. F. Camacho und C. Bordons. *Model Predictive Control*. Springer, 2007. DOI: 10.1007/978-0-85729-398-5.
- [CB68] R. Craig und M. Bampton. »Coupling of Substructures for Dynamic Analyses«. In: *AIAA Journal, American Institute of Aeronautics and Astronautics* 6.7 (1968), S. 1313–1319.
- [CK06] R. R. Craig und A. J. Kurdila. *Fundamentals of Structural Dynamics*. 2. Aufl. John Wiley & Sons, 2006.
- [CN18] Hua-Peng Chen und Yi-Qing Ni. *Structural Health Monitoring of Large Civil Engineering Structures*. 1. Aufl. John Wiley & Sons, März 2018. DOI: 10.1002/9781119166641.
- [Dan19] Dana Motion Systems Italia S.r.l. *Brevini Planetary Gearboxes - Slewing Drive Series*. 2019.
- [DF14] H. Dresig und A. Fidlin. *Schwingungen mechanischer Antriebssysteme*. 3. Aufl. Springer-Verlag, 2014. DOI: 10.1007/978-3-642-24117-8.

- [DH16] H. Dresig und F. Holzweißig. *Maschinendynamik*. 12. Aufl. Springer-Verlag, 2016. DOI: 10.1007/978-3-662-52713-9.
- [DIN22261] *DIN 22261-2:2015-11, Bagger, Absetzer und Zusatzgeräte in Braunkohlentagebauen – Teil 2: Berechnungsgrundlagen*.
- [DIN3964] *DIN 3964:1980-11, Achsabstandsabmaße und Achslagetoleranzen von Gehäusen für Stirnradgetriebe*. DOI: 10.31030/1103233.
- [DIN3967] *DIN 3967:1978-08, Getriebe-Passsystem: Flankenspiel, Zahndickenabmaße, Zahndickentoleranzen, Grundlagen*. DOI: 10.31030/1103340.
- [DIN3990] *DIN 3990 Teil 1:1987-12, Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern - Einführung und allgemeine Einflussfaktoren*.
- [DKT94] R. Dhaouadi, K. Kubo und M. Tobise. »Analysis and compensation of speed drive systems with torsional loads«. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 30.3 (1994), S. 760–766. DOI: 10.1109/28.293726.
- [DM70] F. Duditza und G. Miloiu. »Exzentergetriebe«. In: *Antriebstechnik* 9.12 (1970), S. 463–468.
- [Dra07] H.-J. Dralle. »30 years of operation with opencast-mine equipment in the 240.000 class«. In: *World of Mining - Surface & Underground* 59.2 (2007), S. 74–81.
- [EKT97] K. Ezal, P. V. Kokotovic und G. Tao. »Optimal control of tracking systems with backlash and flexibility«. In: *Proceedings of the 36th IEEE Conference on Decision and Control*. IEEE, 1997. DOI: 10.1109/cdc.1997.657811.
- [Fie13] P. Fietkau. »Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben«. de. Diss. 2013. DOI: 10.18419/OPUS-4542.
- [FKM20] Forschungskuratorium Maschinenbau (FKM). *FKM-Richtlinie - Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile*. 2020.
- [Fri05] B. Friedland. *Control System Design - An Introduction to State-Space Methods*. Dover Publications, 2005.
- [Fri82] I. Fried. »Large deformation static and dynamic finite element analysis of extensible cables«. In: *Computers & Structures* 15.3 (1982), S. 315–319. DOI: 10.1016/0045-7949(82)90022-0.
- [Fri96] J. Friebe. »Schaufelradbagger 293 - Die weitere Entwicklung der Schaufelradbaggertechnik im rheinischen Braunkohlerevier«. In: *Braunkohle - Surface Mining* 48.1 (Jan. 1996), S. 15–22.
- [FVA1172] B. Juretzki. *Modellfindung Schwingungssimulation (FVA 96 / XVII) - Leitfaden zur Erstellung, Validierung und Optimierung von Schwingungsmodellen*. FVA-Heft 1172. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 2012.
- [FVA214] D. Wunsch und L. G. del Castillo. *Modellfindung (FVA 95 / I) - Lösungs- und Operationskatalog zur Modellfindung mechanischer Torsionsschwingungssysteme (Teil B)*. FVA-Forschungsheft 214. Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., 1986.
- [FW18] K. Feyrer und K.-H. Wehking. *FEYRER - Drahtseile*. 3. Aufl. Springer-Verlag, 2018. DOI: 10.1007/978-3-642-54296-1.
- [GG19] Gernot Grabmair und Reinhard Gahleitner. »PI-Zustandsregler - eine methodische Neubetrachtung«. In: *at - Automatisierungstechnik* 67.9 (Sep. 2019), S. 727–738. DOI: 10.1515/auto-2019-0037.

- [Gip99] M. Gipser. *Systemdynamik und Simulation*. ViewegTeubner Verlag, 1999. DOI: 10.1007/978-3-663-11581-6.
- [GK01] P.D. Gosling und E.A. Korban. »A bendable finite element for the analysis of flexible cable structures«. In: *Finite Elements in Analysis and Design* 38.1 (2001), S. 45–63. DOI: 10.1016/S0168-874X(01)00049-X.
- [GNG97] D.G. Galardini, M. Nordin und P.O. Gutman. »Robust PI tuning for an elastic two-mass system«. In: *1997 European Control Conference (ECC)*. IEEE, Juli 1997. DOI: 10.23919/ecc.1997.7082225.
- [Gos98] M. Goslar. »Ein Beitrag zur anwendungsorientierten Zustandsregelung elektrischer Hochleistungsantriebe«. Diss. TU Clausthal, Fakultät für Bergbau, Hüttenwesen und Maschinenwesen, 1998.
- [GP17] L. Grüne und J. Pannek. *Nonlinear Model Predictive Control*. Springer International Publishing, 2017. DOI: 10.1007/978-3-319-46024-6.
- [GR15] Rudolf Griemert und Peter Römisch. *Fördertechnik: Auswahl und Berechnung von Elementen und Baugruppen*. Bd. 11. Springer-Verlag, 2015. DOI: 10.1007/978-3-658-09084-5.
- [Gra13] H. Graneß. »Aktive Schwingungsdämpfung drehzahl geregelter Schaufelradantriebe«. Diplomarbeit. TU Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2013.
- [Gra18] H. Graneß. »Raupenfahrzeug-Dynamik«. Diss. TU Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2018.
- [Guo00] W. Guoqiang. »Experimental Study on the Dynamic Characteristics of the Wheel Boom of the Bucket Wheel Excavator«. In: *Surface Mining - Braunkohle & Other Minerals* 52.5 (Sep. 2000), S. 539–542.
- [GV68] A. Gelb und W. E. Vander Velde. *Multiple-Input Describing Functions and Nonlinear System Design*. 1. Aufl. McGraw-Hill Book Company, 1968.
- [Har88] H.-J. Hardtke. »Messwertverarbeitung und Identifikation maschinendynamischer Systeme«. Diss. TU Dresden, 1988.
- [Has85] E. Hasenjäger. »Digitale Zustandsregelung für Parabolantennen unter Berücksichtigung von Nichtlinearitäten«. Diss. Universität Siegen, Institut für Mechanik und Regelungstechnik, 1985.
- [Hei12] M. Heider. »Schwingungsverhalten von Zahnradgetrieben - Beurteilung und Optimierung des Schwingungsverhaltens von Stirnrad und Planetengetrieben«. Diss. TU München, Lehrstuhl für Maschinenelemente, FZG, 2012.
- [HIS94] Y. Hori, H. Iseki und K. Sugiura. »Basic consideration of vibration suppression and disturbance rejection control of multi-inertia system using SFLAC (state feedback and load acceleration control)«. In: *IEEE Transactions on Industry Applications* 30.4 (1994), S. 889–896. DOI: 10.1109/28.297904.
- [HK06] T. A. Harris und M. N. Kotzalas. *Rolling Bearing Analysis - Essential and Advanced Concepts of Bearing Technology*. 5. Aufl. CRC Press, Nov. 2006. DOI: 10.1201/9781482275148.
- [HL73] R. Hentschel und J. Lorz. »Beitrag zur Theorie der Grabwiderstände: Untersuchungen am Beispiel des Schaufelradbaggers«. Diss. Technische Hochschule Magdeburg, 1973.

- [HS07] H.-J. Hardtke und M. Scheffler. *Systemdynamik*. TU Dresden, Fakultät Maschinenwesen, Arbeitsgruppe Fernstudium, 2007.
- [HTF10] N. Hoffmann, S. Thomsen und F. W. Fuchs. »Model based predictive speed control of a drive system with torsional loads — A practical approach«. In: *Proc. 14th Int. Power Electronics and Motion Control Conf. EPE-PEMC 2010*. Sep. 2010, T5-149-T5-156. DOI: 10.1109/EPEPEMC.2010.5606693.
- [IK09] M. Inalpolat und A. Kahraman. »A theoretical and experimental investigation of modulation sidebands of planetary gear sets«. In: *Journal of Sound and Vibration* 323.3-5 (2009), S. 677–696.
- [Irv94] M. Irvine. »Dynamic loading on bucketwheel reclaimers«. In: *International Journal of Impact Engineering* 15.3 (Jan. 1994), S. 281–296. DOI: 10.1016/s0734-743x(05)80018-1.
- [ISO16281] *ISO/TS 16281:2008-06, Rolling bearings – Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings*.
- [ISO21771] *DIN ISO 21771:2014-08, Zahnräder - Zylinderräder und Zylinderradpaare mit Evolventenverzahnung - Begriffe und Geometrie (ISO 21771:2007)*. DOI: 10.31030/2144663.
- [Jan10] K. Janschek. *Systementwurf mechatronischer Systeme*. Springer Verlag, 2010. DOI: 10.1007/978-3-540-78877-5.
- [JC05] F. Ju und Y.S. Choo. »Super element approach to cable passing through multiple pulleys«. In: *International Journal of Solids and Structures* 42 (2005), S. 3533–3547. DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2004.10.014.
- [Jev83] V. Jevtić. »Theoretische und experimentelle Analyse des dynamischen Verhaltens von fördertechnischen Antriebssystemen unter dem Einfluss von Nichtlinearitäten«. Diss. Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Fördertechnik, 1983.
- [Jia12] H. Jiang. »Abbildung des Oberbaus eines Schaufelradbaggers als elastisches Mehrkörpermodell«. Belegarbeit. TU Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, März 2012.
- [Kah94] A. Kahraman. »Planetary Gear Train Dynamics«. In: *Journal of Mechanical Design* 116.3 (Sep. 1994), S. 713–720. DOI: 10.1115/1.2919441.
- [KB61] R. E. Kalman und R. S. Bucy. »New Results in Linear Filtering and Prediction Theory«. In: *Journal of Basic Engineering* 83.1 (März 1961), S. 95–108. DOI: 10.1115/1.3658902.
- [KD10] M. Kressner und C. Drebenstedt. »Analyse der zeitabhängigen Kraftfunktionen in den Messwerten des mechanischen Antriebsmomentes von Schaufelradwellen«. In: *Continuous Surface Mining* (2010), S. 334–346. ISSN: 978-3-86012-406-2.
- [Kei17] S. Keil. *Dehnungsmessstreifen*. 2. Aufl. Springer Verlag, 2017. DOI: 10.1007/978-3-658-13612-3.
- [KGJ02] G. Kunze, H. Göhring und K. Jacob. *Baumaschinen. Erdbau- und Tagebaumaschinen*. Fördertechnik und Baumaschinen. Vieweg+Teubner Verlag, 2002. ISBN: 9783663093527. DOI: 10.1007/978-3-663-09352-7.
- [KH01] J.W. Kamman und R.L. Huston. »Multibody dynamics modeling of variable length cable systems«. In: *Multibody System Dynamics* 5.3 (Apr. 2001), S. 211–221. DOI: 10.1023/A:1011489801339.

- [Kir98] D. Kirk. *Optimal Control Theory - An Introduction*. Dover Publications, 1998.
- [Kle08] U. Klein. *Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen*. 3., überarbeitete Auflage, unveränderter Nachdruck. Verlag Stahleisen, 2008. ISBN: 9783514006874.
- [Kle15] B. Klein. *FEM - Grundlagen und Anwendungen der Finite-Elemente-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau*. 10. Aufl. Springer Verlag, 2015. DOI: 10.1007/978-3-658-06054-1.
- [Koc+20] A. Koch u. a. »Untersuchung und Optimierung des Einflusses von niedrig auflösenden Rotorlagegebern auf die Fahrbarkeitsfunktionen elektrifizierter Fahrzeugantriebssysteme mittels eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstands«. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 84.2 (März 2020), S. 191–204. DOI: 10.1007/s10010-020-00399-x.
- [Kow04] J. Kowalewski. *Gutachten zur Stand- und Lagesicherheit des Schaufelradbaggers 293 mit Verbindungsbrücke*. Techn. Ber. RWE Power AG, 2004.
- [Kow94] J. Kowalewski. »Auswertung von Langzeitmessungen der Betriebsbeanspruchung am Oberbau des Schaufelradbaggers 289«. In: *Braunkohle* 46.1-2 (1994), S. 18–23.
- [KR19] T. Kuttner und A. Rohnen. *Praxis der Schwingungsmessung*. 2. Aufl. Springer Verlag, 2019. DOI: 10.1007/978-3-658-25048-5.
- [Kra19] J. Krauss. »Möglichkeiten zur Simulation des Abwälzvorganges von Verzahnungen«. Belegarbeit. TU Dresden, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion, 2019.
- [Kra75] K. Kramer. »Seitenkräfte aus dem Grabwiderstand an Schaufelradbaggern«. In: *Neue Bergbautechnik* 5.3 (März 1975), S. 180–187.
- [KS91] A. Kahraman und R. Singh. »Interactions between time-varying mesh stiffness and clearance non-linearities in a geared system«. In: *Journal of Sound and Vibration* 146.1 (Apr. 1991), S. 135–156. DOI: 10.1016/0022-460x(91)90527-q.
- [Kun98] J. Kunert. »Experimentell gestützte Untersuchungen zum Verformungs- und Spannungsverhalten an außenverzahnten Stirnrädern für eine verbesserte Beanspruchungsanalyse«. Diss. TU Dresden, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion, 1998.
- [Lag04] A. Lagerberg. »Control and Estimation of Automotive Powertrains with Backlash«. Diss. Chalmers University of Technology Göteborg, Department of Signals und Systems, 2004.
- [LB10] H. Linke und J. Börner. *Stirnradverzahnung*. Hanser-Verlag, 2010. DOI: 10.3139/9783446433724.
- [LE03] A. Lagerberg und B. S Egardt. »Estimation of backlash with application to automotive powertrains«. In: *42nd IEEE International Conference on Decision and Control*. IEEE, 2003. DOI: 10.1109/cdc.2003.1272259.
- [LE05] A. Lagerberg und B. Egardt. »Model Predictive Control of Automotive Powertrains with Backlash«. In: *IFAC Proceedings Volumes* 38.1 (2005), S. 1–6. DOI: 10.3182/20050703-6-cz-1902.01888.
- [LE07] A. Lagerberg und B. Egardt. »Backlash Estimation With Application to Automotive Powertrains«. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 15.3 (Mai 2007), S. 483–493. DOI: 10.1109/tcst.2007.894643.

- [LG16] A. Lichtsinder und P.-O. Gutman. »Closed-form Sinusoidal-input Describing Function for the Exact Backlash Model«. In: *IFAC-PapersOnLine* 49.18 (2016), S. 422–427. DOI: 10.1016/j.ifacol.2016.10.202.
- [Lie18] Liebherr-Components AG. *Slewing Drives for Wind Turbines*. 2018.
- [Lub67] W. Lubrich. »Über den Schneidkraftwert von Schaufelradbaggern«. In: *Braunkohle - Wärme und Energie* 19.8 (1967), S. 269–275.
- [Lun14a] J. Lunze. *Regelungstechnik 1 - Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. 10. Aufl. Springer Verlag, 2014. DOI: 10.1007/978-3-642-53909-1.
- [Lun14b] J. Lunze. *Regelungstechnik 2 - Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*. 8. Aufl. Springer Verlag, 2014. DOI: 10.1007/978-3-642-53944-2.
- [May87] A. L. May. »Analyse der dreidimensionalen Schnittverhältnisse beim Schaufelradbagger«. Diss. Universität Karlsruhe, 1987.
- [MD17] R. Marchthaler und S. Dingler. *Kalman-Filter*. Springer-Verlag, 2017. DOI: 10.1007/978-3-658-16728-8.
- [MPS21] K. Magnus, K. Popp und W. Sextro. *Schwingungen*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021. DOI: 10.1007/978-3-658-31116-2.
- [Mta12] S. Mtauweg. »Dynamische Untersuchung des Pitch- und Azimutsystems und der zugehörigen Regelstrategien einer Windenergieanlage mittels Mehrkörpersimulation«. Diss. TU Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2012.
- [NCH93] I. Neuffer, Keller C. und F.-J. (Erfinder); Siemens Aktiengesellschaft (Anmelder) Hartlief. *Verfahren und Anordnung zur Verringerung von Schwingungen bei Laststößen bei Antrieben mit schwingungsfähiger mechanischer Anordnung*. Schutzrecht. Juni 1993.
- [Neu16] B. Neubauer. »Lastverteilung und Anregungsverhalten in Planetengetriebesystemen«. Diss. TU München, Lehrstuhl für Maschinenelemente, FZG, 2016.
- [NG00] M. Nordin und P.-O. Gutman. »Nonlinear speed control of elastic systems with backlash«. In: *Proceedings of the 39th IEEE Conference on Decision and Control*. IEEE, 2000. DOI: 10.1109/cdc.2000.912350.
- [NG02] M. Nordin und P.-O. Gutman. »Controlling mechanical systems with backlash - A survey«. In: *Automatica* 38.10 (2002), S. 1633–1649. DOI: 10.1016/S0005-1098(02)00047-X.
- [NGG97] M. Nordin, J. Galic' und P.-O. Gutman. »New models for backlash and gear play«. In: *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing* 11.1 (Feb. 1997), S. 49–63. DOI: 10.1002/(sici)1099-1115(199702)11:1<49::aid-ac394>3.0.co;2-x.
- [Nor00] M. Nordin. »Nonlinear Backlash Compensation for Speed Controlled Elastic Systems«. Diss. Royal Institute of Technology Stockholm, Department of Mathematics, 2000.
- [NW03] G. Niemann und H. Winter. *Maschinenelemente - Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe. Entwerfen, Berechnen und Gestalten im Maschinenbau*. 2. Aufl. Bd. 2. Springer Verlag, 2003.
- [Paj60] G. Pajer. »Beitrag zur Theorie des Schaufelrades«. In: *Wissenschaftliche Zeitschrift der Hochschule für Schwermaschinenbau Magdeburg* 4.1 (1960), S. 123–134.

- [Paw72] D. Pawandenat. »Probleme der Winderregung von schwingungsfähigen Tragwerken«. In: *Hebezeuge und Fördermittel* 12.3 (1972), S. 70–75.
- [Pet+07] R. Petrella u. a. »Speed measurement algorithms for low-resolution incremental encoder equipped drives: a comparative analysis«. In: *2007 International Aegean Conference on Electrical Machines and Power Electronics*. IEEE, Sep. 2007. DOI: 10.1109/acemp.2007.4510607.
- [Pod77] R. J. Poderni. »Grundlagen der Grabkraftentstehung bei Schaufelradbaggern«. In: *Hebezeuge und Fördermittel* 17.10 (1977), S. 306–308.
- [Pod78] J. Poderni. »Experimentelle Untersuchungen der Grabkräfte bei Schaufelradbaggern«. In: *Hebezeuge und Fördermittel* 18.7 (1978), S. 201–205.
- [Pre18] A. Preumont. *Vibration Control of Active Structures*. 4. Aufl. Springer International Publishing, 2018. DOI: 10.1007/978-3-319-72296-2.
- [Rai94] J. Raisch. *Mehrgrößenregelung im Frequenzbereich*. 1. Aufl. Oldenbourg, 1994. ISBN: 3486217968.
- [Ran11] R. B. Randall. *Vibration-Based Condition Monitoring - Industrial, Aerospace and Automotive Applications*. 1. Aufl. Wiley, 2011. DOI: 10.1002/9780470977668.
- [Rau03] M. Rau. »Nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelung auf Basis lernfähiger Zustandsraummodelle«. Diss. TU München, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme, 2003.
- [RC01] E. Rusinski und J. Czmochowski. »The Modal Analysis of the Superstructure of an Excavator Type SchRs-800«. In: *Surface Mining - Braunkohle & Other Minerals* 53.3 (Juli 2001), S. 319–324.
- [Rec+91] D. A. Recker u. a. »Adaptive nonlinear control of systems containing a deadzone«. In: *Proc. 30th IEEE Conf. Decision and Control*. Dez. 1991, S. 2111–2115. DOI: 10.1109/CDC.1991.261510.
- [RKS19] T. Rosenlöcher, M. Kostial und B. Schlecht. »Possibilities to determine design loads for thrusters«. In: *MARINE VIII : proceedings of the VIII International Conference on Computational Methods in Marine Engineering*. CIMNE, 2019, S. 600–606.
- [Ros+07] P. Rostalski u. a. »A hybrid approach to modelling, control and state estimation of mechanical systems with backlash«. In: *International Journal of Control* 80.11 (Nov. 2007), S. 1729–1740. DOI: 10.1080/00207170701493985.
- [Ros12] T. Rosenlöcher. »Systematisierung des Modellierungsprozesses zur Erstellung elastischer Mehrkörpersystem-Modelle und dynamischen Untersuchung von Großantrieben«. Diss. TU Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2012.
- [Rot01] K. Roth. *Zahnradtechnik - Stirnrad-Evolventenverzahnungen*. 2. Aufl. Springer Verlag, 2001. DOI: 10.1007/978-3-642-18141-2.
- [Rot16] C. J. Rothschedl. »Condition Monitoring of Large-Scale Slew Bearings in Bucket-Wheel Boom-Type Reclaimers«. Magisterarb. Chair of Automation, University of Leoben, 2016.
- [RSK97] E. Rusinski, T. Smolnicki und P. Kanczewski. »Gesichtspunkte zur Sanierung der Stahlkonstruktion von Schaufelradbaggern«. In: *Braunkohle - Surface Mining* 49.5 (Sep. 1997), S. 465–471.
- [Rus+17] E. Rusiński u. a. *Surface Mining Machines*. Springer International Publishing, 2017. DOI: 10.1007/978-3-319-47792-3.

- [Sau82] D. Saupe. »Untersuchungen über die tangentielle Kraft an Schnittwerkzeugen in Erstoffen unter Berücksichtigung der Verschleißfläche«. Diss. Technische Universität Dresden, Juli 1982.
- [Sch+99] B. Schlecht u. a. »Messtechnische Analyse der Schneidkräfte eines Kompaktschau- felradbaggers«. In: *Braunkohle - Surface Mining* 51.4 (Juli 1999), S. 435–444.
- [Sch00] K. Schmidt. »Anwendung neuronaler Netze zur nichtlinearen Zustandsregelung elektromechanischer Antriebssysteme«. Diss. TU Dresden, Fakultät Elektrotechnik, 2000.
- [Sch07] T. Schulze. »Ganzheitliche dynamische Antriebsstrangbetrachtung von Windenergieanlagen«. Diss. TU Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, 2007.
- [Sch09] B. Schlecht. *Maschinenelemente 2 - Getriebe, Verzahnungen, Lagerungen*. 1. Aufl. Bd. 2. Pearson Studium, 2009. ISBN: 9783827371461.
- [Sch13] D. Schröder. *Elektrische Antriebe - Grundlagen*. 5. Aufl. Springer-Verlag, 2013. DOI: 10.1007/978-3-642-30471-2.
- [Sch14] C. Schulz. »Ganzheitliche Systemanalyse von Schaufelradantrieben«. Diss. Technische Universität Dresden, März 2014.
- [Sch15] D. Schröder. *Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen*. 4. Aufl. Springer-Verlag, 2015. DOI: 10.1007/978-3-642-30096-7.
- [Sch19] Schaeffler Technologies AG. *Wälzlagerpraxis - Handbuch zur Gestaltung und Berechnung von Wälzlagerungen*. 5. Aufl. Vereinigte Fachverlage, 2019.
- [Sch20] H. Schneider. *Auswuchttechnik*. 9. Aufl. Springer Berlin Heidelberg, 2020. DOI: 10.1007/978-3-662-61891-2.
- [Sch83] F. Scheiff. »Elektrische Ausrüstung und Regelung von Schwenkwerksantrieben«. In: *Braunkohle* 35.4 (Apr. 1983), S. 106–114.
- [Sch93] U. Schäfer. »Entwicklung von nichtlinearen Drehzahl- und Lageregelungen zur Kompensation von Coulomb-Reibung und Lose bei einem elektrisch angetriebenen, elastischen Zweimassensystem«. Diss. TU München, Lehrstuhl für Elektrische Antriebstechnik, 1993.
- [Sch94] M. Scheffler. *Grundlagen der Fördertechnik - Elemente und Triebwerke*. Vieweg, 1994. DOI: 10.1007/978-3-322-96881-4.
- [Sch98] B. Schlecht. »Design of Slewing Gears on the Basis of New Fatigue Strength Calculation Rules«. In: *bulk solids handling* 18.1 (Jan. 1998), S. 95–105.
- [SE14] W. Schiehlen und P. Eberhard. *Technische Dynamik*. Springer-Verlag, 2014. DOI: 10.1007/978-3-658-06185-2.
- [Sha13] A. Shabana. *Dynamics of Multibody Systems*. 4. Aufl. Cambridge University Press, 2013.
- [Sie96a] Siemens. *Beschreibung Bagger 293 - 3. Band, Teil SW: Regelung - Schwenkwerk*. Techn. Ber. 1996.
- [Sie96b] Siemens AG. *Bagger 293 - Schwingungsmessungen*. Techn. Ber. Rheinbraun AG, 1996.
- [Sim06] D. Simon. *Optimal State Estimation - Kalman, H_∞ and Nonlinear Approaches*. Wiley-Interscience, 2006.
- [Sim19] Dassault Systèmes. *Simpack 2019X Documentation*. 2019.

- [SJ83] M. Scheffler und K. Jacob. *Fördermaschinen - 19. Lehrbrief: Schaufelradbagger*. Zentralstelle für das Hochschulfernstudium des Ministeriums für Hoch- und Fachschulwesen, 1983.
- [Sok20] M. Sokolski, Hrsg. *Mining Machines and Earth-Moving Equipment*. Springer International Publishing, 2020. DOI: 10.1007/978-3-030-25478-0.
- [SP05] S. Skogestad und I. Postlethwaite. *Multivariable Feedback Control: Analysis and Design*. 2. Aufl. Wiley, 2005.
- [Spi16] M. Spiegelhauer. »Möglichkeiten zur regelungstechnischen Beeinflussung des Fahrverhaltens von Raupenfahrwerken«. Belegarbeit. Juni 2016.
- [Spu19] C. Spura. *Einführung in die Balkentheorie nach Timoshenko und Euler-Bernoulli*. Springer Fachmedien, 2019. DOI: 10.1007/978-3-658-25216-8.
- [SS18] B. Schlecht und M. Spiegelhauer. *Condition Monitoring - Ein Leitfaden zur Einführung für Ingenieure und Techniker*. Techn. Ber. TU Dresden, Institut für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion, 2018.
- [SS21a] M. Spiegelhauer und B. Schlecht. »Active vibration control of slewing drives with gear backlash«. In: *19th Drive Train Technology Conference (ATK2021)*. Bd. 1097. 1. IOP Publishing, Feb. 2021, S. 012011. DOI: 10.1088/1757-899x/1097/1/012011.
- [SS21b] M. Spiegelhauer und B. Schlecht. »Efficient modelling of flexible cable-pulley systems«. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 85 (2021), S. 67–75. DOI: 10.1007/s10010-020-00433-y.
- [SSK11] B. Schlecht, C. Schulz und M. Kreßner. »Erstellung eines Grabwiderstandsmodells zur ganzheitlichen Simulation von Schaufelradantrieben«. In: *Advanced Mining Solutions* 4 (2011), S. 21–30.
- [Ste94] R. F. Stengel. *Optimal control and estimation*. Korrig. Nachdr. d. Ausg. New York, Wiley, 1986. Dover books on advanced mathematics. Dover Publications, 1994. XVI, 639. ISBN: 0486682005.
- [Sto+09] R.-D. Stoll u. a., Hrsg. *Der Braunkohlentagebau. Bedeutung, Planung, Betrieb, Technik, Umwelt*. 1. Aufl. Springer, 2009. DOI: 10.1007/978-3-540-78401-2.
- [SZ15] Z. Shi und Z. Zuo. »Backstepping Control for Gear Transmission Servo Systems With Backlash Nonlinearity«. In: *IEEE Transactions on Automation Science and Engineering* 12.2 (Apr. 2015), S. 752–757. DOI: 10.1109/tase.2014.2369430.
- [Tao99] G. Tao. »Hybrid control of sandwich systems with nonsmooth nonlinearities«. In: *IFAC Proceedings Volumes* 32.2 (Juli 1999), S. 1113–1118. DOI: 10.1016/s1474-6670(17)56188-1.
- [TF08] S. Thomsen und F. W. Fuchs. »Konventionelle Regelung und Zustandsregelung für elektrische Antriebssysteme zur aktiven Dämpfung mechanischer Schwingungen bei Wirkung von Lose«. In: *Elektrisch-mechanische Antriebssysteme - Innovationen - Trends - Mechatronik / 3. VDE/VDI Tagung Böblingen*. ETG-Fachbericht 113. 2008.
- [TF09] S. Thomsen und F. W. Fuchs. »Speed control of torsional drive systems with backlash«. In: *Proc. 13th European Conf. Power Electronics and Applications*. Sep. 2009, S. 1–10.

- [Tho13] S. Thomsen. »Drehzahlregelungsverfahren für Antriebssysteme mit schwingungsfähiger Last unter Berücksichtigung verschiedener mechanischer Antriebsparameter - Auslegung, Analyse und Vergleich«. Diss. Christian-Albrechts-Universität zu Kiel, Technische Fakultät, 2013.
- [TK92] G. Tao und P. V. Kokotović. »Adaptive Control of Systems with Backlash«. In: *IFAC Proceedings Volumes* 25.14 (Juli 1992), S. 87–93. DOI: 10.1016/s1474-6670(17)50717-x.
- [TK95] G. Tao und P. V. Kokotović. »Adaptive control of system with unknown output backlash«. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 40.2 (1995), S. 326–330. DOI: 10.1109/9.341803.
- [TL01] G. Tao und F. Lewis. *Adaptive Control of Nonsmooth Dynamic Systems*. 1. Aufl. Springer, 2001. DOI: 10.1007/978-1-4471-3687-3.
- [TN00] S. Theodossiades und S. Natsiava. »Non-linear Dynamic of Gear-Pair Systems with Periodic Stiffness and Backlash«. In: *Journal of Sound and Vibration* 229.2 (Jan. 2000), S. 287–310. DOI: 10.1006/jsvi.1999.2490.
- [Tur02] D. Turschner. »Selbsteinstellende kaskadierte Zustandsregelung mit evolutionären Algorithmen für mechatronische Antriebssysteme mit Lose«. Diss. TU Clausthal, Fakultät für Bergbau, Hüttenwesen und Maschinenwesen, 2002.
- [Ulr15] C. Ulrich. »Erstellung eines recheneffizienten Ersatzmodells für den Oberbau eines Schaufelradbaggers«. Diplomarbeit. Technische Universität Dresden, Lehrstuhl Maschinenelemente, Mai 2015.
- [Unb00] H. Unbehauen. *Regelungstechnik III*. 6. Aufl. Vieweg+Teubner Verlag, 2000.
- [Unb07] H. Unbehauen. *Regelungstechnik II*. Vieweg+Teubner Verlag, 2007. DOI: 10.1007/978-3-8348-9139-6.
- [VDI2039] *VDI 2039:2016-06, Drehschwingungen im Antriebsstrang – Berechnung, Messung, Reduzierung*.
- [VDI2358] *VDI 2358:2012-12, Drahtseile für Fördermittel*.
- [VDI3830] *VDI 3830:2004-08, Werkstoff- und Bauteildämpfung*.
- [WB53] C. Weber und K. Banaschek. »Formänderung und Profilirücknahme bei gerad- und schrägverzahnten Rädern«. In: *Schriftenreihe Antriebstechnik* 11 (1953).
- [WCE17] T. Wolf, A. Castagnotto und R. Eid. *Moderne Methoden der Regelungstechnik 3 - Einführung in die Modellreduktion*. Lehrstuhl für Regelungstechnik, TU München, 2017.
- [WH76] J.M. Winget und R.L. Huston. »Cable dynamics - A finite segment approach«. In: *Computers & Structures* 6.6 (Dez. 1976), S. 475–480. DOI: 10.1016/0045-7949(76)90042-0.
- [Woe16] C. Woernle. *Mehrkörpersysteme - Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper*. 2. Aufl. Springer-Verlag, 2016. DOI: 10.1007/978-3-662-46687-2.
- [Wol21] J. Woller. »Durchgängiger Berechnungsansatz für die Körperschallprognose des Antriebsstrangs eines Triebfahrzeugs«. Diss. TU Dresden, Institut für Festkörpermechanik, 2021.

- [Wol72] P. Wolkow. »Schwingungen und dynamische Beanspruchungen von Schaufelradbaggern und deren Verminderung«. In: *Hebezeuge und Fördermittel* 12.6 (1972), S. 164–169.
- [Zol17] Zollern GmbH u. Co. KG. *Zollern Antriebstechnik - Drehwerksgetriebe*. 2017.

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Beschreibung
a	m s^{-2}	Beschleunigung
A	m^2	(Querschnitts-)Fläche
\mathbf{A}	-	Systemmatrix
\mathbf{B}	-	Eingangsmatrix
\mathbf{C}	-	Ausgangsmatrix
d	Nm s rad^{-1}	Dämpfungskonstante
d	N	Durchmesser
D	-	Dämpfungsgrad / LEHRsches Dämpfungsmaß
\mathbf{D}	-	Durchgangsmatrix
\mathbf{D}_{visk}	Nm s rad^{-1}	(viskose) Dämpfungsmatrix
E	MPa	Elastizitätsmodul
f	Hz	Frequenz
\mathbf{f}	-	vektorwertige Funktion
\mathbf{f}_{ext}	Nm	Vektor der externen Lasten
f_0	Hz	Eigenfrequenz
f_n	Hz	Drehfrequenz
\mathbf{g}	-	vektorwertige Funktion
$G(p)$	-	Übertragungsfunktion
$\mathbf{G}_{\Delta\varphi,d}(j\omega)$	-	Frequenzgangmatrix (Strangtorsionsmoment infolge Drehmomentanregung)
$\mathbf{G}_{u,d}(j\omega)$	-	Frequenzgangmatrix (Stellgröße infolge Drehmomentanregung)
i_{ges}	-	Getriebeübersetzung
\mathbf{I}	-	Einheitsmatrix
j	-	imaginäre Einheit ($j^2 = -1$)
j_{bn}	mm	Eingriffsflankenspiel
j_{wt}	mm	Verdrehflankenspiel auf dem Wälzkreis
J	-	Wert des Gütefunktional
J_{\square}	kg m^2	Massenträgheitsmoment
k	Nm rad^{-1} , N m^{-1}	Federkonstante (torsional, longitudinal)
K_{I}	s^{-1}	Integralverstärkung des Drehzahlreglers ¹
K_{P}	-	Proportionalverstärkung des Drehzahlreglers ¹
$K_{\Delta n}$	-	Proportionalverstärkung des Drehzahldifferenzreglers
\mathbf{K}	Nm rad^{-1}	Steifigkeitsmatrix
\mathbf{K}_{f}	-	KALMAN-Verstärkungsmatrix

¹Normierung der Regel- und Stellgröße entsprechend der Beschreibung auf S.39

Symbol	Einheit	Beschreibung
\mathbf{K}_r	-	Zustandsrückführungsmatrix
l	m	Länge
m	kg	Masse
m_n	mm	Normalmodul (Verzahnung)
M	Nm	(Dreh-)Moment
\mathbf{M}	kg m ²	Massenmatrix
n	min ⁻¹	Drehzahl
N	-	Anzahl an Abtastwerten (Samples)
N_t	-	Anzahl an Abtastwerten der Zeit
N_φ	-	Anzahl an Abtastwerten des Winkels
p	-	LAPLACE-Variable
p_i	rad s ⁻¹	i -ter Eigenwert
\mathbf{P}	-	Lösung der Riccati-Gleichung
\mathbf{q}	-	Vektor der generalisierten Koordinaten
\mathbf{Q}	-	Wichtungsmatrix der Systemzustände
\mathbf{R}	-	Wichtungsmatrix der Stellgrößen
t	s	Zeit
t_{rk}	s	Ruckdauer
t_{vz}	s	Verzögerungsbeginn
T	s	Zeitdauer
T_σ	s	kleine Summenzeitkonstante
\mathbf{u}	-	Eingangsvektor
\mathbf{v}	-	Prozessrauschen
\mathbf{w}	-	Messrauschen
\mathbf{x}	-	Zustandsvektor
\mathbf{y}	-	Ausgabevektor
z	-	Anzahl
$z_{A,B}$	-	Zähnezahl Zahnrad A, Getriebestufe B
z_1	-	Zähnezahl des Ritzels / des Sonnenrades (Planetengetriebe)
z_2	-	Zähnezahl des Rades / Planetenrades (Planetengetriebe)
z_3	-	Zähnezahl des Hohlrades (Planetengetriebe)
z_{Ink}	-	Inkrementanzahl (Drehgeber)

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	° oder rad	Getriebeispielwinkel (Betrag)
α_-	° oder rad	unterer Grenzwert des Getriebespiels (Startwinkel)
α_+	° oder rad	oberer Grenzwert des Getriebespiels (Endwinkel)
α_n	°	Normaleingriffswinkel
α_{wt}	°	Betriebseingriffswinkel
β_b	°	Grundkreisschrägungswinkel
δ_i	s^{-1}	Abklingkonstante der i -ten Mode
Δf	Hz	Frequenzauflösung (Spektrallinienabstand)
Δt	s	Zeitauflösung
$\Delta\varphi$	°	Winkelauflösung
$\Delta\varphi_{ij}$	rad	elastische Antriebsstrangverdrillung zwischen den Koordinaten i und j
μ	-	Reibungskoeffizient
φ	rad	Drehwinkel
$\varphi_{j1,2}$	rad	Flankenspielwinkel von Rad 1 oder Rad 2
φ_s	rad	Spielposition (zwischen den Flanken des Verzahnungsspiels)
$\bar{\sigma}(\square)$	-	größter Singulärwert der Matrix \square
ω	rad s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit / Kreisfrequenz
ω_i	rad s^{-1}	gedämpfte Eigenkreisfrequenz der i -ten Mode

Sonstige Symbole

Symbol	Einheit	Bedeutung
$\mathbf{0}_{i \times j}$	-	Nullmatrix mit i Zeilen und j Spalten
$\mathbf{1}_{i \times j}$	-	Einsmatrix mit i Zeilen und j Spalten

Indizes

$\square_{i j}$	Variable zwischen den Koordinaten i und j
1	Motor (bei Zweimassensystemen)
2	Last (bei Zweimassensystemen)
d	disturbance / dt. Störung
f	Filter
i	Zählvariable
k	k -ter Zeitschritt
m	Motoranzahl des Antriebssystems
OB	Oberbau
r	Regler
ref	Referenz (Sollwert der Regelung)
S	Sampling
SR	Schaufelrad
SW	Schwenkwerk
VC	Vector Control (Feldorientierte Regelung)
ZE	Zahneingriff

Akzente

$\tilde{\square}$	Schätzgröße
$\hat{\square}$	Amplitude
$\bar{\square}$	arithmetisches Mittel
$\dot{\square}$	erste zeitliche Ableitung
$\ddot{\square}$	zweite zeitliche Ableitung
$\dddot{\square}$	dritte zeitliche Ableitung
\square^T	transponiert

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Bedeutung
CAD	Computer-aided design
DMS	Dehnmessstreifen
DFT	Diskrete FOURIER-Transformation
FE(M)	Finite Elemente (Methode)
FHG	Freiheitsgrad
LQ(R)	Linear-Quadratischer Zustandsregler (Optimalregler)
MIMO	Mehrgrößensystem (engl. Multiple Input Multiple Output)
MKS	Mehrkörpersystem
SISO	Eingrößensystem (engl. Single Input Single Output)
TEF	Torsionseigenfrequenz
ZE	Zahneingriff

Abbildungsverzeichnis

2.1	Baureihen-Schwenkantrieb	2
2.2	Übersicht kommerziell verfügbarer Baureihen-Schwenkgetriebe	3
2.3	Antriebstopologie des Schwenkwerks (Schaufelradbagger 293)	4
2.4	3D-Darstellung und Getriebeschema eines Schwenkantriebs	5
2.5	Verzahnungsspiel und erste Torsionseigenfrequenz für Baureihen-Schwenkgetriebe	7
4.1	Vorgehen zur Parameterermittlung für MKS-Modelle und zur Erstellung elastischer Körper	14
4.2	Schwenkantrieb mit flexiblen Körpern auf Drehplattform	17
4.3	Topologieplan des Schwenkwerks-MKS-Modells	17
4.4	Topologieplan der ersten beiden Getriebestufen	19
4.5	Topologiepläne der beiden Planetengetriebestufen	19
4.6	Torsionsschwingformen bei symmetrischen Mehrmotorenantrieben	21
4.7	Quasistatisches Anregungsverhalten der ersten Planetengetriebestufe	23
4.8	Quasistatisches Anregungsverhalten des Dreiwellen-Lastausgleichsgetriebes	23
4.9	Zeit-Frequenz-Auswertungen des eingangswellenseitigen Kupplungsdrehmomentes	25
4.10	Übersicht zur schwingungsfähigen Stahlbaustruktur des Baggeroberbaus	27
4.11	FE-Modell des Baggeroberbaus	28
4.12	CAD- und FE-Modelle der Drehplattform	29
4.13	Hubseilsysteme	30
4.14	Drehverbindung	32
4.15	Schaufelradantrieb	35
4.16	Topologieplan des Schaufelradantriebes	36
4.17	Struktur der Antriebsregelung	38
4.18	Funktionsprinzip inkrementeller Winkelmesssysteme	41
4.19	Signalverarbeitung bei der Drehwinkelmessung mit Inkrementalgebern	42
4.20	Geschwindigkeitsberechnung durch Inkrementzählung	43
4.21	Spangeometrie Grabkraftmodell	47
4.22	Funktionsbausteine des Grabwiderstandsmodells	48
4.23	Messstelle Eingangswelle	49
4.24	Messstellen Schaufelradausleger	51
4.25	Messdaten eines kompletten Arbeitsspiels	53
4.26	DFT der Messdaten	55
4.27	Zeit-Frequenz-Auswertung des gemessenen Motordrehmomentes	56
4.28	Vergleich von Messdaten und Reversiersimulation	58
4.29	Zeitbereichssimulation und Messdaten – statistische Auswertung	60
4.30	Zeitbereichssimulation und Messdaten – DFT	61
4.31	Trägheits- und Steifigkeitsverteilung	63
4.32	Vergleich MKS-Modell und Minimalmodell	65
5.1	Signalflussplan eines linearen Regelkreises	67
5.2	Empfindlichkeitsfunktionen eines Drehzahlregelkreises	68
5.3	NYQUIST-Plot und NICHOLS-Plot einer Übertragungsfunktion	70
5.4	BODE-Diagramm bei Lastdrehzahlrückführung	71
5.5	Wurzelortskurven für K_P und K_I bei Rückführung der Lastdrehzahl	72
5.6	BODE-Diagramm bei Motordrehzahlrückführung	73

5.7	Wurzelortskurven für K_P (links) sowie K_I und K_P (rechts) bei Rückführung der Motordrehzahl	74
5.8	BODE-Diagramm der Führungsübertragungsfunktion des geschlossenen Drehzahlkreises	74
5.9	Sprungantwort des hart gekoppelten elastischen Zweimassensystems ($J_1 = J_2$) . .	78
5.10	Vergleich von Ein- und Mehrgrößenregelung – Sprungantwort	80
5.11	Vergleich von Ein- und Mehrgrößenregelung – Übertragungsverhalten	82
5.12	Zusammenhang zwischen Winkeldifferenz von Motor- und Lastseite und dem Winkel der elastischen Strangverdrillung	88
5.13	Test der Zustandsschätzung für das Beispielsystem	93
5.14	Vergleich von Zustandsregelung und konventioneller PI-Drehzahlregelung im Frequenzbereich bei nominaler Regelstrecke	96
5.15	Vergleich von Zustandsregelung und konventioneller PI-Drehzahlregelung im Frequenzbereich bei parametrischer Unsicherheit der Regelstrecke	99
5.16	Vergleich von konventioneller Regelung und Zustandsregelung anhand eines Hochlaufvorgangs	100
5.17	Vergleich von konventioneller Regelung und Zustandsregelung anhand eines Reversivvorgangs	101
5.18	Vergleich von konventioneller Regelung und Zustandsregelung anhand eines Schwenk- vorganges	102
6.1	Geometriegrößen einer spielbehaftete Verzahnungspaarung	105
6.2	Modellvorstellung einer spielbehafteten elastischen Welle	106
6.3	Phasenraumdarstellung der beiden Spielmodelle	107
6.4	Auswirkungen unterschiedlicher Beträge des Gesamtflankenspiels	109
6.5	Getriebebelastung bei unterschiedlichen Beträgen des Gesamtflankenspiels mit PI- und Zustandsregelung	110
6.6	Grafische Darstellung der Harmonische Balance	113
6.7	Lastinduzierter Grenzyklus von Vorder- zu Rückflanke.	114
6.8	Lastinduzierter Grenzyklus an der Lastflanke	114
6.9	Optimaltrajektorie zur Spieldurchquerung	122
6.10	Struktur der Antriebsregelung mit Zusatzmodul zum lastminimierten Spieldurchlauf	124
6.11	Lastfall zum Test der adaptive Spieldurchlaufstrategie	125
6.12	Getriebebelastung bei unterschiedlichen Beträgen des Gesamtflankenspiels mit und ohne adaptive Spieldurchlaufstrategie	126
A.1	Zuordnung der Zähnezahlen zum Getriebeschema	154
B.1	Koordinatensysteme des Grabwiderstandsmodells	155
B.2	Spandickenberechnung	156

Tabellenverzeichnis

2.1	Technische Daten	4
4.1	Vergleich verschiedener Modellierungstiefen eines Einzelantriebsstranges	20
4.2	Eigenverhalten des Baggeroberbaus im Vergleich mit experimentell identifizierten Betriebsschwingungen	33
4.3	Technische Daten der Asynchronmaschine	38
5.1	Nominelle Parameter des für die Regelungsauslegung genutzten Systemmodells und angenommene Schwankungsbreiten für die Robustheitsuntersuchung	98
A.1	Übersicht der wesentlichen modellierten Anregungskomponenten des Getriebes . .	153

A Anregungsfrequenzen und Getriebeübersetzung des Beispielantriebes

Die Gesamtübersetzung des Schwenkgetriebes beträgt

$$i_{\text{ges}} = \frac{n_{\text{Motor}}}{n_{\text{Ritzel}}} = \frac{z_{2,1}}{z_{1,1}} \frac{z_{2,2}}{z_{1,2}} \left(1 + \frac{|z_{3,3}|}{z_{1,3}}\right) \left(1 + \frac{|z_{3,5}|}{z_{1,5}} \left(1 + \frac{z_{2,4}}{z_{1,4}}\right)\right) = 187,89 \quad . \quad (\text{A.1})$$

Abb. A.1 enthält die Zuordnung zwischen den Zähnezahlen und den Zahnrädern des Getriebes. Bei Stirnradstufen definiert der erste Index Ritzel (z_1) und Rad (z_2). Bei Planetenstufen korrespondiert der erste Index mit dem Sonnenrad (z_1), den Planetenrädern (z_2) und dem Hohlrad (z_3). Der zweite Index repräsentiert jeweils die Getriebestufe.

Tabelle A.1: Übersicht der wesentlichen modellierten Anregungskomponenten des Getriebes (Zähnezahlbezeichnungen siehe Abb. A.1)

Anregungskomponente	Berechnung	Ordnung rel. Motor (1. Harmonische)
Unwucht Eingangswelle	f_{n1}	1
ZEF Kegelradstufe (Index 1)	$z_{1,1} f_{n1}$	24
ZEF Stirnradstufe (Index 2)	$z_{1,2} \frac{z_{1,1}}{z_{2,1}} f_{n1}$	22,70
ZEF Planetenstufe 1 (Index 3)	$ z_{3,3} \frac{z_{1,1}}{z_{2,1}} \frac{z_{1,2}}{z_{2,2}} \frac{1}{1 + z_{3,3} /z_{1,3}} f_{n1}$	5,43
ZEF Verteilerstufe (Index 4)	$z_{4,2} \frac{1}{i_{\text{ges}}} f_{n1}$	0,29
ZEF Planetenstufe 2 (Index 5)	$z_{2,5} \frac{ z_{3,5} }{z_{2,5}} \left(1 + \frac{z_{2,4}}{z_{1,4}}\right) \frac{1}{i_{\text{ges}}} f_{n1}$	1,01
ZEF Zahnkranz (Index 6)	$z_{1,6} \frac{1}{i_{\text{ges}}} f_{n1}$	0,07

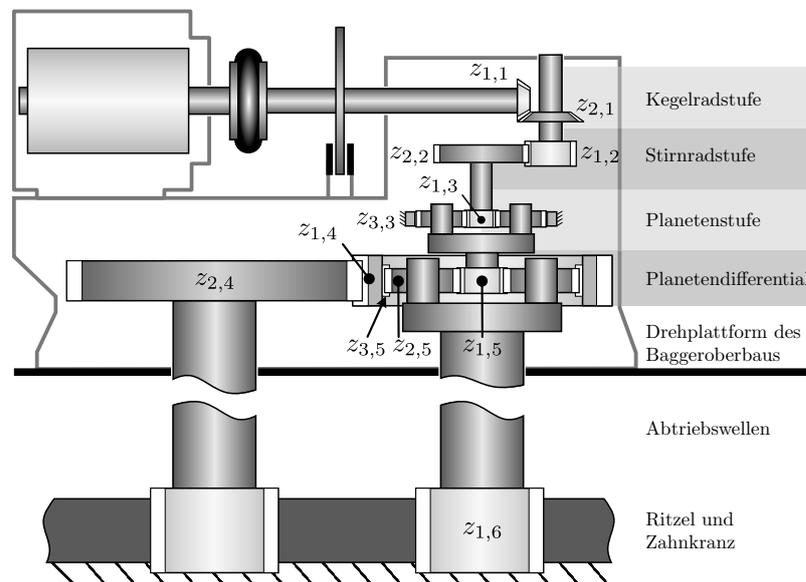


Abbildung A.1: Zuordnung der Zähnezahlen zum Getriebeschema

B Berechnungsgrundlagen des Grabwiderstandsmodells

B.1 Koordinatensysteme

Die mathematische Beschreibung des Grabvorganges stützt sich auf mehrere Koordinatensysteme:

- Im globalen Koordinatensystem ${}^G O$ der MKS-Simulation (Inertialsystem) wird der Schwenkwinkel ${}^G \psi$ (Rotation um die y -Achse) angegeben.
- Im Ausleger-Koordinatensystem ${}^A O$, das auf der Schaufelradachse lokalisiert ist, werden die Zustandsgrößen der Auslegerdeformation ausgelesen und in diesem System erfolgt die Aufprägung der Grablasten. Das System ist um den Hubwinkel ${}^G \delta$ des Auslegers geneigt.
- Im Schaufelrad-Koordinatensystem ${}^R O$ erfolgt die Berechnung der spangeometrischen Kennwerte. Das Koordinatensystem ist wie das Schaufelrad um den Winkel ${}^A \beta$ verschwenkt. Die x -Achse ist stets horizontal orientiert.
- Die Grabkräfte greifen im Schaufel-Koordinatensystem ${}^S O$ an, das um die momentane Winkelposition ${}^R \varphi_S$ der jeweiligen Schaufel verkippt ist und einen Abstand r_{SR} (Schaufelrad-Radius) zur Schaufelradachse besitzt.

Zur Transformation von Größen zwischen den einzelnen Koordinatensystemen bietet sich in diesem Anwendungsfall die Aneinanderreihung von Elementardrehungen unter Nutzung von Transformationsmatrizen an.

Die im vorliegenden Abschnitt verwendeten Formelzeichen schlüsselt das Symbolverzeichnis am Ende dieses Anhangs auf.

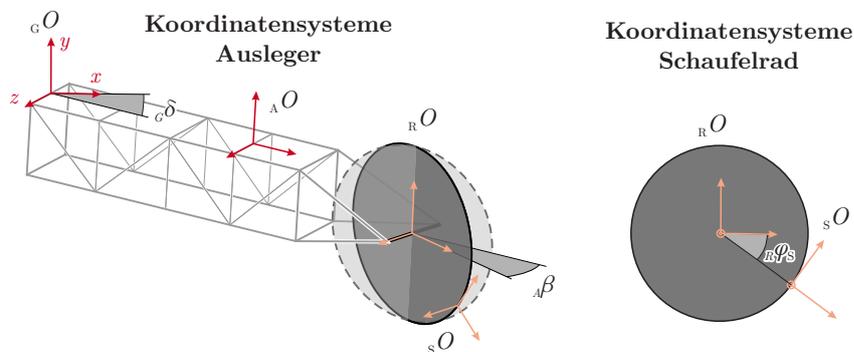


Abbildung B.1: Verwendete Koordinatensysteme. Zur besseren Darstellung ist das Ausleger-Koordinatensystem ${}^A O$ nicht an der eigentlichen Position auf der Schaufelradachse dargestellt.

B.2 Berechnung der Spangeometrie

B.2.1 Spandickenberechnung

Die Berechnung der radialen Spandicke stellt gemäß Abb. B.2 ein geometrisches Problem dar. Grundlage für die Berechnung bilden die kreisförmigen Schnittkonturen der Graborgane während des aktuellen Schnittvorganges (Mittelpunkt der Schnittkontur im Koordinatensystem ${}^R O$) und während des vorangegangenen Grab-Schwenk-Vorganges (Koordinatensystem ${}^Q O$). Zwischen den

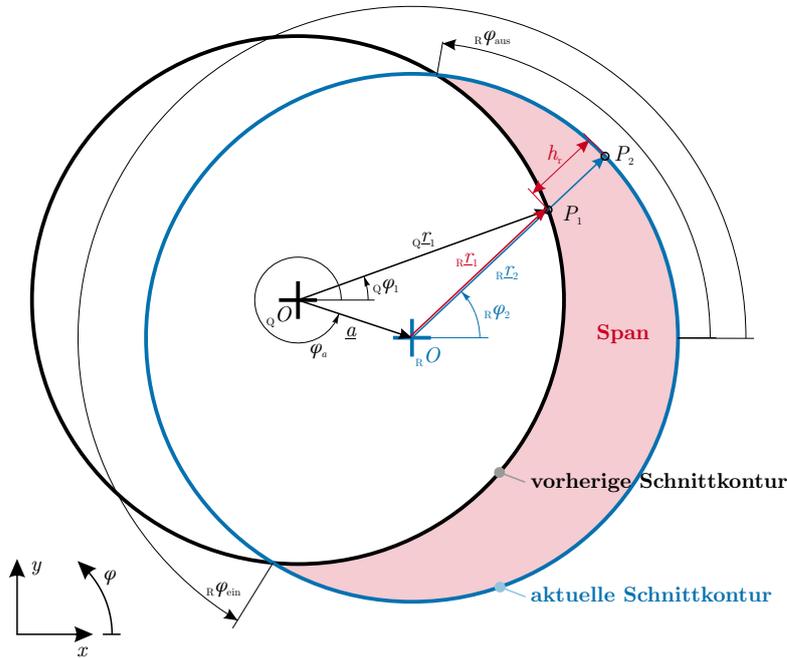


Abbildung B.2: Spandickenberechnung

beiden Grab-Schwenk-Zyklen findet stets eine Mittelpunktverschiebung der Schneidkreise statt, welche der Vorschubvektor \underline{a} in der GAUSSSchen Zahlenebene repräsentiert.

Der momentane Vorschub resultiert aus der horizontalen Zustellbewegung a_0 , die durch ein Verfahren des Gerätes erreicht wird. Mit zunehmendem Schwenkwinkel ${}_G\psi$ verringert sich die Spandicke und damit auch der Momentanvorschub. Zusätzlich ist eine planare Verschiebung der Schaufelradachse durch elastische Auslegerdeformation und Oberbauschwingungen zu beobachten (${}_R x_{MKS}$ und ${}_R y_{MKS}$). Für den Momentanvorschub in der komplexen Zahlenebene gilt deshalb

$$\underline{a} = a_0 \cos {}_G\psi + {}_R x_{MKS} + {}_R y_{MKS} \cdot i \quad . \quad (B.1)$$

Die gesuchte radiale Spandicke h_r entspricht dem Abstand zweier kollinear zum Mittelpunkt des aktuellen Schneidkreises angeordneten Punkte P_1 und P_2 auf der vorherigen und der aktuellen Schnittkontur (vgl. Abb. B.2). Ausgedrückt mit dem Vorschubvektor \underline{a} und den Ortsvektoren der beiden genannten Punkte ergibt sich die radiale Spandicke

$$h_r = |{}_R r_2 - ({}_Q r_1 - \underline{a})| \quad , \quad (B.2)$$

bzw. in ausgeschriebener Notation

$$h_r({}_R\varphi_2, {}_Q\varphi_1) = \left| |{}_R r_2| \cdot e^{i \cdot {}_R\varphi_2} - |{}_Q r_1| \cdot e^{i \cdot {}_Q\varphi_1} + |\underline{a}| \cdot e^{i \cdot \varphi_a} \right| \quad . \quad (B.3)$$

Problematisch für die Nutzung dieses Zusammenhanges ist die Abhängigkeit von den beiden Winkeln ${}_R\varphi_2$ und ${}_Q\varphi_1$, welche in unterschiedlichen Koordinatensystemen vorliegen. Gesucht ist deshalb ein funktionaler Zusammenhang der Spandicke in Abhängigkeit des Vorschubes, des Schneidenradius' r_{SR} und eines Winkels

$$h_r = f(\underline{a}, r_{SR}, {}_R\varphi_2) \quad . \quad (B.4)$$

Erforderlich ist somit eine allgemeingültige Transformationsvorschrift für den Betrag des Vektors r_{11} vom System Q in das Koordinatensystem R , um einen Ausdruck in der Form

$$h_r({}_R\varphi_2) = \left| |{}_R r_{12}| \cdot e^{i \cdot {}_R\varphi_2} - |{}_R r_{11}({}_R\varphi_2, \underline{a})| \cdot e^{i \cdot {}_R\varphi_2} \right| \quad (\text{B.5})$$

zu erhalten.¹ Ansatzpunkt dazu bildet die Anwendung des Cosinus-Satzes im Dreieck QO, RO, P_1

$$|{}_R r_{11}|^2 = |{}_Q r_{11}|^2 + |\underline{a}|^2 - 2 \cdot |{}_Q r_{11}| \cdot |\underline{a}| \cdot \cos({}_Q\varphi_1 - \varphi_a) \quad (\text{B.6})$$

Nach einiger Rechnung lässt sich der Winkel ${}_Q\varphi_1$ durch ${}_R\varphi_2$ ersetzen, was auf eine quadratische Gleichung in $|{}_R r_{11}|$ führt.

$$|{}_R r_{11}|^2 + 2 \cdot |\underline{a}| \cdot \cos(\varphi_a - {}_R\varphi_2) \cdot |{}_R r_{11}|^2 + |\underline{a}|^2 - |{}_Q r_{11}|^2 = 0 \quad (\text{B.7})$$

Deren Lösung

$$|{}_R r_{11}|_{1,2} = |\underline{a}| \cdot \cos(\varphi_a - {}_R\varphi_2) \pm \sqrt{|\underline{a}|^2 \cdot (\cos^2(\varphi_a - {}_R\varphi_2) - 1) + |{}_Q r_{11}|^2} \quad (\text{B.8})$$

liefert den gesuchten nichtlinearen Zusammenhang zwischen dem Vektor ${}_R r_{11}$ und einer beliebigen Schaufelposition ${}_R\varphi_2$. Die einzige unbekannte Größe ${}_Q r_{11}$ entspricht dem Schaufelrad-Schneidenradius r_{SR} .

Mit Gl. B.5 und Gl. B.8 steht somit das Formelwerk zur allgemeingültigen Beschreibung der Spandicke bei beliebiger planarer Schaufelradverlagerung zur Verfügung. Auf eine Fallunterscheidung wie in [SSK11] kann dabei verzichtet werden.

Zu jedem Rechenschritt des Grabwiderstandsmodells erfolgt die Berechnung der momentanen Spantiefen aller Schaufeln. Eine positive Spandicke ist gleichbedeutend mit einer im Eingriff befindlichen Schaufel. Die Nullstellen der Spandickenfunktion entsprechen dem Eintrittswinkel ${}_R\varphi_{\text{ein}}$ und dem theoretischen Austrittswinkel ${}_R\varphi_{\text{aus}}$ des Schaufelrades in den Abbaustoß. Der tatsächliche Austrittswinkel kann elementargeometrisch aus der Abbauscheibenhöhe ermittelt werden.

B.2.2 Spanbreitenberechnung

Der grundlegende Ansatz zur Spanbreitenberechnung beruht gemäß [SJ83] auf dem Verhältnis

$$b_{\text{nenn}} = \frac{v_S}{z_{SR} f_{n,SR}} \quad (\text{B.9})$$

aus Schwenkgeschwindigkeit der betrachteten Schaufel v_S und Schüttungszahl des Schaufelrades. Letztere entspricht der Schaufeleingriffsfrequenz, berechnet aus Schaufelanzahl z_{SR} und Schaufelraddrehfrequenz $f_{n,SR}$. Da die Schwenkgeschwindigkeit mit zunehmendem Abstand vom Drehmittelpunkt zunimmt, vergrößert sich auch die Spanbreite an den auslegerfernen Schaufeln. Deshalb ist es zweckmäßig, die Nenn-Spanbreite unter Nutzung des Drehmittelpunkt-Abstandes r_{eff} und der Schwenkgeschwindigkeit ${}_G\dot{\psi}$ zu berechnen.

$$b_{\text{nenn}} = r_{\text{eff}} \frac{|{}_G\dot{\psi}|}{|{}_R\dot{\varphi}|} \frac{2\pi}{z_{SR}} \quad (\text{B.10})$$

$$\text{mit } r_{\text{eff}}({}_A\delta, {}_R\varphi) = l_{AE} + \cos {}_A\delta \cdot l_A + \cos {}_R\varphi \cdot r_{SR} \quad (\text{B.11})$$

Die Schwenkgeschwindigkeit und Schaufelraddrehgeschwindigkeit stellen Zustandsgröße des zu koppelnden MKS-Modelles dar und variieren belastungs- und schwingungsabhängig.

¹Durch die Forderung, dass P_1 und P_2 kollinear zum Ursprung RO sind, gilt ${}_R\varphi_1 = {}_R\varphi_2$.

In Anlehnung an Abb. 4.21 auf S. 47 kann eine Erweiterung der Spanbreitenberechnung um verschiedene Anteile aus der Auslegerdeformation erfolgen.

Eine Biegeverformung des Auslegers zeichnet sich durch eine translatorische Verlagerung ${}_A z_{\text{MKS}}$ der Schaufelradachse aus. Gleichzeitig neigt sich die Auslegerspitze um den Winkel ${}_A \beta_{\text{MKS}}$ um die Hochachse. Je nach horizontalem Abstand der Schneiden vom Schaufelradmittelpunkt ergibt sich aus diesen beiden Anteilen eine Veränderung der Spanbreite.

$$\Delta b_{\text{bieg}} = {}_A z_{\text{MKS}} - \sin {}_A \beta_{\text{MKS}} \cdot r_{\text{SR}} \cdot \cos {}_R \varphi_{\text{S}} \quad (\text{B.12})$$

Tritt zudem eine Torsion des Schaufelradauslegers entlang seiner Längsachse ${}_A \alpha_{\text{MKS}}$ auf, variiert die Spanbreite schaufelabhängig um den Betrag

$$\Delta b_{\text{tor}} = - \sin {}_A \alpha_{\text{MKS}} \cdot r_{\text{SR}} \cdot \sin {}_R \varphi_{\text{S}} \quad (\text{B.13})$$

Schließlich lässt sich auch die Spanbreitenänderung durch ein Heben oder Senken des Schaufelrades ${}_A y_{\text{MKS}}$ (bspw. verursacht von einer Ausleger-Nickschwingung) entsprechend

$$\Delta b_{\text{nick}} = - \cos {}_R \varphi_{\text{S}} \cdot {}_A y_{\text{MKS}} \cdot \frac{r_{\text{eff}} \cdot G \dot{\psi}}{r_{\text{SR}} \cdot R \dot{\varphi}} \quad (\text{B.14})$$

in Abhängigkeit des Verhältnisses aus Schwenkgeschwindigkeit $r_{\text{eff}} \cdot G \dot{\psi}$ zu Umfangsgeschwindigkeit des Schaufelrades $r_{\text{SR}} \cdot R \dot{\varphi}$ ausdrücken.

Schwingbewegungen in positive y -Richtung verringern die Spandicke grundsätzlich. Demgegenüber sind die Auswirkungen der Biege- und Torsionsverformung des Auslegers auf die Spanbreite schwenkrichtungsabhängig. Dem wird in der resultierenden wirksamen Spanbreite durch die Verwendung der Signum-Funktion Rechnung getragen.

$$b = b_{\text{enn}} + \Delta b_{\text{nick}} - (\Delta b_{\text{bieg}} + \Delta b_{\text{tor}}) \cdot \text{sgn}(\dot{\psi}) \quad (\text{B.15})$$

Mit den Ansätzen zur Spanbreiten- und Spandickenberechnung sind nun die Voraussetzungen geschaffen, um zu jedem Zeitpunkt die Spangeometrie an einem beliebigen Schaufelraddrehwinkel abzuschätzen.

B.3 Schnittkraftberechnung

Die Schnittkräfte zum Lösen des Grabgutes entziehen sich einer exakten Beschreibbarkeit. Empirisch abgesichert ist jedoch die Anwendung einfacher Näherungsgleichungen. So lässt sich die Kraftkomponente in Umfangsrichtung des Schaufelrades unter Nutzung eines spezifischen Grabwiderstandes k_A proportional zur Spanfläche der Schaufel beschreiben, wenn ein bindiger oder harter Erdstoff vorliegt. [Sau82]

$${}_S \mathbf{F}_{\text{U}} = -b \cdot h_r \cdot k_A \cdot {}_S \mathbf{e}_y \quad (\text{B.16})$$

Der Einheitsvektor ${}_S \mathbf{e}_y$ drückt dabei die Orientierung des Umfangskraftvektors ${}_S \mathbf{F}_{\text{U}}$ im Schaufel-Koordinatensystem ${}_R O$ aus.

Die Seitenkraft während des Grab-Schwenk-Vorganges kann unter der Annahme berechnet werden, dass die Gesamtkraft an der Schneide in Richtung der effektiven Bewegungsrichtung der Schaufel gerichtet ist. Die Schaufelbewegung setzt sich aus einer Umfangskomponente $r_{\text{SR}} \cdot R \dot{\varphi}$ und einer Seitwärtskomponente $r_{\text{eff}} \cdot G \dot{\psi}$ aus dem Schwenkvorgang zusammen. Abweichungen von dieser Annahme werden über einen Seitenkraftfaktor c erfasst.

$${}_S \mathbf{F}_{\text{S}} = |{}_S \mathbf{F}_{\text{U}}| \cdot c \cdot \tan \left(\frac{r_{\text{eff}} \cdot G \dot{\psi}}{r_{\text{SR}} \cdot R \dot{\varphi}} \right) \cdot {}_S \mathbf{e}_z \quad (\text{B.17})$$

Für die empirischen Grabwiderstandsbeiwerte k_A und c existieren Erfahrungswerte [Kra75], [Sau82] für verschiedene Bodenklassen. Durch die starke Abhängigkeit von der Festigkeit des Erdstoffes, dem Schaufelbesatz und dem Verschleißzustand der Schneiden verbleiben beide Parameter zur Modellabstimmung in Bezug auf die Belastung des Schaufelradantriebsstranges M_{SR} (mit k_A) und des Schwenkwerkes M_{SW} (mit c). Die vorliegende Berechnung erfasst die Kraftwirkung durch die Nachschnittspäne an den Seitenschneiden der Schaufeln – hervorgerufen durch die Verschwenkung des Schaufelrades – nicht. [Sch14, S.87]

Die in diesem Abschnitt berechneten Schnittkräfte an den Schaufeln werden durch Koordinatentransformation in das Schaufelrad-Koordinatensystem überführt. Für jede Schaufel i ergibt sich damit ein Schnittkraftvektor ${}_R\mathbf{F}_{\text{Schnitt},i}$. Durch Einbeziehung des momentanen Ortsvektors einer jeden Schaufel ${}_R\mathbf{r}_{S,i}$ erfolgt die Berechnung der Drehmomentkomponenten an der Schaufelradachse aus dem Schnittvorgang.

$${}_R\mathbf{M}_{\text{Schnitt}} = \sum_{i=1}^{z_{SR}} {}_R\mathbf{r}_{S,i} \times {}_R\mathbf{F}_{\text{Schnitt},i} \quad (\text{B.18})$$

B.4 Hubkraftberechnung

Um die Kraft zu berechnen, die an jeder Schaufel im Zuge des Hebens des gelösten Grabgutes wirkt, muss das Spanvolumen bekannt sein, das die Schaufel füllt. Schwingungsbedingt kann das Spanvolumen von Schaufel zu Schaufel stark schwanken – insbesondere wenn die Spandicke variiert. In der Simulation ist aus diesem Grund der zeitliche Verlauf der Füllung aller Schaufeln zu berücksichtigen. Initial sind alle Schaufeln geleert. Durch Rotation des Schaufelrades zwischen dem vorherigen Simulationszeitschritt $k-1$ und dem aktuellen Simulationszeitpunkt k ergibt sich eine Volumenänderung.

$$V_k = V_{k-1} + b_k h_{r,k} \cdot r_{SR,m} ({}_R\varphi_{S,k} - {}_R\varphi_{S,k-1}) \quad (\text{B.19})$$

Solange die Schaufel im Bereich zwischen ${}_R\varphi_{\text{ein}}$ und ${}_R\varphi_{\text{aus}}$ am Abbau des Grabgutes beteiligt ist, steigt das Schaufelvolumen. Schwerkraftbedingt erfolgt in einem darauffolgenden Winkelbereich die Entleerung der Schaufel. Dieser Vorgang wird hier mit einer linearen Formfunktion vereinfacht abgebildet, bis $V_k = 0$ erreicht ist.

Mit bekannten Schaufelvolumina kann die Hubkraft aus der Summation aller Schaufelfüllstände zu einem Zeitpunkt k berechnet werden.

$${}_R\mathbf{F}_{\text{Hub}} = -g\rho \left(\sum_{i=1}^{z_{SR}} V_{k,i} \right) {}_R\mathbf{e}_y \quad (\text{B.20})$$

Als Gewichtskraft ist die Hubkraft stets in negative y -Richtung des Schaufelrad-Koordinatensystems gerichtet. Aus der skalaren Gewichtskraft ergibt sich mit dem Einheitsvektor ${}_R\mathbf{e}_y$ ein Hubkraftvektor.

Unter Nutzung des Hubkraftvektors und durch Einbeziehung des momentanen Ortsvektors einer jeden Schaufel ${}_R\mathbf{r}_{S,i}$ erfolgt die Berechnung des Drehmomentes an der Schaufelradachse aus dem Hubvorgang.

$${}_R\mathbf{M}_{\text{Hub}} = \sum_{i=1}^{z_{SR}} {}_R\mathbf{r}_{S,i} \times {}_R\mathbf{F}_{\text{Hub},i} \quad (\text{B.21})$$

Mit Berechnungsansätzen für die Hub- und Schnittkraft sind somit die zwei wesentlichen Anteile an der Grabkraft am Schaufelrad erfasst. Die Lasten müssen nun noch aus dem Schaufelrad-Koordinaten unter Berücksichtigung der Schaufelradverschwenkung β in das Ausleger-Koordinatensystem

transformiert werden. Anschließend können die Lasten auf die elastischen Strukturen des MKS-Gesamtsystemmodells geprägt werden. Alle hier dargestellten Berechnung laufen für jeden Zeitschritt der Gesamtsystemsimulation in MATLAB/SIMULINK ab.

B.5 Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
a_0	m	nomineller Vorschub bei Schwenkwinkel $\psi = 0^\circ$
b	m	Spanbreite
c	-	Seitenkraftbeiwert
${}_R \mathbf{F}_{\text{Hub},i}$	N	resultierender Hubkraftvektor der Schaufel i im Schaufelrad-Koordinatensystem
${}_R \mathbf{F}_{\text{Schnitt},i}$	N	resultierender Schnittkraftvektor der Schaufel i im Schaufelrad-Koordinatensystem
${}_S \mathbf{F}_S$	N	Seitenkraftvektor einer Schaufel
${}_S \mathbf{F}_U$	N	Umfangskraftvektor einer Schaufel
h_r	m	radiale Spandicke
k_A	N m^{-2}	flächenbezogener Grabwiderstand
l_A	m	Ausleger-Länge
l_{AE}	m	Ausleger-Exzentrizität vom Drehmittelpunkt
${}_R \mathbf{M}_{\text{Hub}}$	Nm	resultierendes Drehmoment aus dem Hubvorgang an der Schaufelrad-Achse
${}_R \mathbf{M}_{\text{Schnitt}}$	Nm	resultierendes Drehmoment aus dem Schnittvorgang an der Schaufelrad-Achse
r_{eff}	m	Schaufelabstand vom Drehmittelpunkt des Oberbaus
r_{SR}	m	Schaufelrad-Radius (Schneide)
$V_{k,i}$	m^3	Spanvolumen der i -ten Schaufel zum Zeitpunkt k
x_{MKS}	m	Auslegerdeformation in x -Richtung
y_{MKS}	m	Auslegerdeformation in y -Richtung
z_{MKS}	m	Auslegerdeformation in z -Richtung
z_{SR}	-	Schaufelanzahl des Schaufelrades

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Bedeutung
${}_A \alpha_{\text{MKS}}$	rad	rotatorische Auslegerdeformation um die x -Achse
${}_A \beta_{\text{MKS}}$	rad	rotatorische Auslegerdeformation um die y -Achse
${}_R \varphi_S$	rad	Winkelposition einer Schaufel im Schaufelrad-Koordinatensystem R
${}_R \dot{\varphi}$	rad s^{-1}	Schaufelradrehgeschwindigkeit im Koordinatensystem R
${}_G \dot{\psi}$	rad s^{-1}	Schaufelradrehgeschwindigkeit im Koordinatensystem G
ρ	kg m^{-3}	Massendichte

C Herleitung des maximalen Stoßdrehmomentes nach dem Spieldurchlauf

Ziel der Herleitung ist die möglichst einfache Abschätzung des Maximaldrehmoment in einem elastischen Antriebsstrang nach erfolgtem Spieldurchlauf. Grundlage bilden die Bewegungsgleichungen eines spielbehafteten Zweimassensystems, ergänzt um die Modellierung des Getriebespiels als tote Zone nach Gl. 6.3. Die Herleitung lehnt sich an das in [DH16] grob beschriebene Vorgehen an. Vereinfachend wird angenommen, dass motorseitig ein konstantes Drehmoment wirkt und der Abtrieb unbelastet ist.

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + M_{1|2} = M_1 \quad (\text{C.1})$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 - M_{1|2} = 0 \quad (\text{C.2})$$

Die Division der Gleichungen durch die jeweiligen Massenträgheitsmomente und Subtraktion (C.2) von (C.1) liefert eine Differentialgleichung für die elastische Strangverdrillung.

$$\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2 + M_{1|2}(\varphi_1, \varphi_2, \alpha) \left(\frac{1}{J_1 + J_2} \right) = \frac{M_1}{J_1} \quad (\text{C.3})$$

Durch Multiplikation mit der Torsionssteifigkeit k_{12} folgt

$$k(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + M_{1|2}(\varphi_1, \varphi_2, \alpha) \underbrace{k \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} \right)}_{\omega_0^2} = k \frac{M_1}{J_1}, \quad (\text{C.4})$$

was sich durch Einsetzen der Eigenkreisfrequenz ω_0 als Gleichung für das elastische Strangdrehmoment $M_{1|2}$ des Zweimassensystems interpretieren lässt.

$$\ddot{M}_{1|2} + \omega_0^2 M_{1|2} = k \frac{M_1}{J_1} \quad (\text{C.5})$$

Ein Lösung dieser inhomogenen linearen Differentialgleichung (DGL) 2. Ordnung mit konstanten Koeffizienten ist in der Form

$$M_{1|2}(t) = M_H(t) + M_P(t) \quad (\text{C.6})$$

möglich. Hierbei bezeichnet

$$M_H(t) = C_1 \sin \omega_0 t + C_2 \cos \omega_0 t \quad (\text{C.7})$$

die allgemeine Lösung der homogenen DLG. Für die partikuläre Lösung gilt

$$M_P(t) = C_0 \xrightarrow{\text{einsetzen in Gl. C.5}} C_0 = \frac{k M_1}{\omega_0 J_1} = M_1 \frac{J_2}{J_1 + J_2} \quad (\text{C.8})$$

Um die spezielle Lösung von (C.5) bestimmen zu können, ist noch die Ermittlung der Koeffizienten C_1 und C_2 notwendig. Dafür können die beiden Anfangsbedingungen

$$M_{1|2}(t=0\text{ s}) = 0 \text{ Nm} \quad \text{und} \quad \dot{M}_{1|2}(t) = k(\dot{\varphi}_1(t=0\text{ s}) - \dot{\varphi}_2(t=0\text{ s})) = k \dot{\varphi}_{1,t_0} \quad (\text{C.9})$$

genutzt werden. Die erste Bedingung beruht auf der Annahme, dass zum Zeitpunkt $t=0$ s, bei dem die Zahnflanken nach dem vollständigen Spieldurchlauf aufeinandertreffen, noch kein Drehmoment durch den Antriebsstrang übertragen wird. Gleichzeitig erfolgt eine sprunghafte Drehmomentänderung, die sich aus der Differenzwinkelgeschwindigkeit zwischen beiden Starrkörpern ergibt. Wie eingangs erwähnt, soll der abtriebsseitige Körper ruhen, sodass $\dot{\varphi}_{2,t_0} = 0 \text{ rad s}^{-1}$ gilt.

Nach Einsetzen der beiden Bedingungen (C.9) in den Lösungsansatz (C.6) ergeben sich die gesuchten Koeffizienten zu

$$C_1 = \frac{k \dot{\varphi}_{1,t_0}}{\omega_0} \quad \text{und} \quad C_2 = -C_0, \quad (\text{C.10})$$

was schließlich die Angabe der Zeitbereichslösung

$$M_{1|2}(t) = \frac{k M_1}{\omega_0 J_1} (1 - \cos \omega_0 t) + \frac{k \dot{\varphi}_{1,t_0}}{\omega_0} \sin \omega_0 t \quad (\text{C.11})$$

erlaubt, die sich folgendermaßen umformen lässt

$$M_{1|2}(t) = M_1 \frac{J_2}{J_1 + J_2} \left(1 - \cos \omega_0 t + \frac{\dot{\varphi}_{1,t_0} \omega_0 J_1}{M_1} \sin \omega_0 t \right). \quad (\text{C.12})$$

Aus einer Extremwertanalyse geht das Maximaldrehmoment hervor, das nach dem Flankenkontakt auftritt.

$$M_{1|2,\max} = M_1 \frac{J_2}{J_1 + J_2} \left(1 + \sqrt{1 + \left(\frac{\dot{\varphi}_{1,t_0} \omega_0 J_1}{M_1} \right)^2} \right) \quad (\text{C.13})$$

Ohne das Getriebespiel wäre $C_1 = 0 \text{ Nm}$. Wie groß die Lastüberhöhung ausfällt, wird maßgeblich durch die Größe der abtriebsseitigen Massenträgheit bestimmt. Große Werte von J_2 bewirken ein »Aufziehen« das elastischen Antriebsstranges mit entsprechend hohen Lasten. Im Umkehrschluss führt eine geringe abtriebsseitige Trägheit zwar zu geringen Antriebsstrangbelastungen, resultiert jedoch in hohen Beschleunigungen. Dies ist zu beachten, da im Gegensatz zur hier genutzten Modellvorstellung die Abtriebsseite kein Starrkörper ist, sondern ebenfalls ein schwingungsfähiges Kontinuum.

Der quadrierte Term im Radikand ist als Spieleinfluss aufzufassen. Erwartungsgemäß wirken sich hohe Differenzgeschwindigkeiten (hier repräsentiert durch die Motordrehgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_{1,t_0}$) zum Zeitpunkt des Flankenkontaktes überlastbegünstigend aus. Weiterhin wird deutlich, dass sich aus Sicht der Antriebsstrangbelastung eine niedrige Torsionseigenfrequenz – gleichbedeutend mit einem torsionsweichen Antrieb – überaus günstig auswirkt.

Eine weitere Vereinfachung folgt, wenn nur die homogene Lösung des Aufeinanderprallens der Zahnflanken mit Differenzgeschwindigkeit, aber ohne zusätzliches Motordrehmoment, berücksichtigt wird $C_0 = C_2 = 0 \text{ Nm}$. Sodass als Zeitbereichslösung

$$M_{1|2}(t) = \frac{k \dot{\varphi}_{1,t_0}}{\omega_0} \sin \omega_0 t \quad (\text{C.14})$$

verbleibt.