

# Schlussbericht

zu dem IGF-Vorhaben

***Untersuchung und Optimierung des dynamischen Verhaltens von Schaufelradantrieben***

der Forschungsstelle(n)

Technische Universität Dresden, IMM - Professur für Maschinenelemente

Das IGF-Vorhaben 16575 BR der Forschungsvereinigung Braunkohlen (FDBI e.V.) wurde über die



im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom



Bundesministerium  
für Wirtschaft  
und Energie

aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Dresden, den 19.03.14

Ort, Datum

Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht

Name und Unterschrift des/der Projektleiter(s)  
an der/den Forschungsstelle(n)

# **Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben 16575 BR**

## **Name und Anschrift der Forschungsstelle:**

Technische Universität Dresden

Lehrstuhl für Maschinenelemente und Maschinenkonstruktion

Professur für Maschinenelemente

Münchener Platz 1-3

01062 Dresden

## **Leiter der Forschungsstelle:**

Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht

## **Projektleiter:**

Prof. Dr.-Ing. Berthold Schlecht

## **Sachbearbeiter:**

Dipl.-Ing. Carsten Schulz

## **Forschungsthema:**

Untersuchung und Optimierung des dynamischen Verhaltens von Schaufelradantrieben

# Inhaltsverzeichnis

<b>Inhaltsverzeichnis.....</b>	<b>III</b>
<b>1</b>	<b>Vorbemerkung..... 1</b>
<b>2</b>	<b>Zusammenfassung..... 2</b>
<b>3</b>	<b>Wissenschaftlich-technische und wirtschaftliche Problemstellung..... 3</b>
<b>4</b>	<b>Ausgangssituation / Stand der Forschung..... 7</b>
4.1	Aufbau eines Schaufelradbaggers ..... 7
4.2	Analyse des Ist-Zustandes ..... 8
4.3	Stand der Forschung zur Untersuchung des Betriebsverhaltens von Schaufelradantrieben ..... 9
<b>5</b>	<b>Forschungsziel ..... 13</b>
<b>6</b>	<b>Lösungsweg und Ergebnisse..... 15</b>
6.1	Konzept der ganzheitlichen Systembetrachtung..... 15
6.1.1	Systemanalyse und ganzheitliche Simulation..... 15
6.1.2	Grundlagen elastischer Mehrkörpersysteme ..... 19
6.2	Ermittlung der Parameter und Aufbau eines Mehrkörpersystemmodells..... 26
6.2.1	Triebstrang Bagger 293 ..... 26
6.2.2	Torsionsmodell des Antriebsstranges..... 28
6.2.3	Umgebende Struktur..... 32
6.2.4	Triebstrang Bagger 1510 ..... 38
6.2.5	Kritische Bewertung der Mehrkörpersystemmodelle..... 40
6.3	Ersatzmodell des Arbeitsprozesses..... 42
6.3.1	Abstraktion der Lasteingangsfunktion..... 42
6.3.2	Grundlagen des Grabvorgangs ..... 44
6.3.3	Herleitung der analytischen Mittelwertfunktion..... 49
6.3.4	Graben als Zufallsprozess..... 64
6.3.5	Kritische Bewertung des Grabwiderstandsmodells ..... 67
6.4	Ersatzmodell des Motors ..... 68
6.4.1	Grundlagen des Regelkreises ..... 68
6.4.2	Drehzahlregelung Bagger 293..... 70
6.4.3	Stellglied Bagger 293 ..... 74
6.4.4	Kritische Bewertung des Motormodells ..... 79
6.5	Berechnungen im Frequenzbereich ..... 79
6.5.1	Berechnung der Systemeigenfrequenzen..... 79
6.5.2	Boden als Feder-Dämpfer-System ..... 81
6.5.3	Einfluss des Schaufelradauslegers..... 82
6.5.4	Wasserfall- und Campbell-Diagramm..... 84
6.6	Berechnungen im Zeitbereich..... 88
6.6.1	Berechnung realer Lastfälle..... 88
6.6.2	Simulation realer Lastfälle ..... 95

---

6.6.3	Dynamikfaktor der Getriebeelemente .....	103
6.6.4	Kritische Bewertungen der Lastfallsimulation .....	104
6.7	Optimierung des dynamischen Systemverhaltens .....	106
6.7.1	Grundgedanke der Parametervariation .....	106
6.7.2	Ergebnisse der Parametervariation im Zeit- und Frequenzbereich.....	109
6.7.3	Einfluss der Regelung auf das Übertragungsverhalten des Antriebsstranges....	113
6.7.4	Schädigungskennfeld des Antriebsstranges.....	115
6.7.5	Rückführung der Schaufelraddrehzahl .....	121
6.7.6	Zustandsregelung.....	126
6.8	Innovativer Beitrag der Forschungsergebnisse.....	136
6.9	Nutzen und wirtschaftliche Bedeutung der Forschungsergebnisse insbesondere für KMU .....	137
6.10	Angaben über gewerbliche Schutzrechte .....	139
6.11	Gegenüberstellung der Ergebnisse mit den Zielsetzungen des Antrags .....	140
<b>7</b>	<b>Literatur .....</b>	<b>141</b>
<b>8</b>	<b>Plan zum Ergebnistransfer .....</b>	<b>147</b>
<b>9</b>	<b>Projektbezogene Veröffentlichungen.....</b>	<b>148</b>
<b>A</b>	<b>Systemeigenfrequenzen Bagger 1510 .....</b>	<b>150</b>
<b>B</b>	<b>Simulationen im Zeitbereich .....</b>	<b>151</b>
<b>C</b>	<b>Optimierung des dynamischen Verhaltens .....</b>	<b>152</b>
C.1.	Variationsrechnung (Bagger 1510) .....	152
C.2.	Rückführung der Schaufelraddrehzahl (Bagger 1510).....	154
C.3.	Zustandsregelung (Bagger 1510) .....	155

## **1 Vorbemerkung**

Der vorliegende wissenschaftliche Abschlussbericht zum Forschungsprojekt „SRad-Dyn“ basiert in wesentlichen Teilen auf der Dissertation von Herrn Dipl.-Ing. Carsten Schulz mit dem Titel „Ganzheitliche Systemanalyse von Schaufelradantrieben“. Die Dissertation wurde am 13. März 2014 beim Promotionsausschuss des Fachbereiches der Technischen Universität Dresden eingereicht. Der Bericht wird im Rahmen der Dissertation von Herrn Schulz veröffentlicht. Die aus der Dissertation verwendeten Textstellen werden nicht gesondert gekennzeichnet.

## 2 Zusammenfassung

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

Daher beschränkt sich das mechanische Ersatzmodell zur Untersuchung des dynamischen Verhaltens des Baggers 293 und des Baggers 1510 nicht allein auf den Antriebsstrang. Durch die Modellierung des gesamten Oberbaus samt Hubseilsystem können sämtliche Wechselwirkungen zwischen Antrieb und Umgebung untersucht werden. Gemäß des Konzeptes der ganzheitlichen Simulation sind ferner detaillierte Modelle der Motorregelung (Antriebslasten) und des Grabprozesses (Abtriebslasten) vorhanden und mit Messungen vollständig validiert.

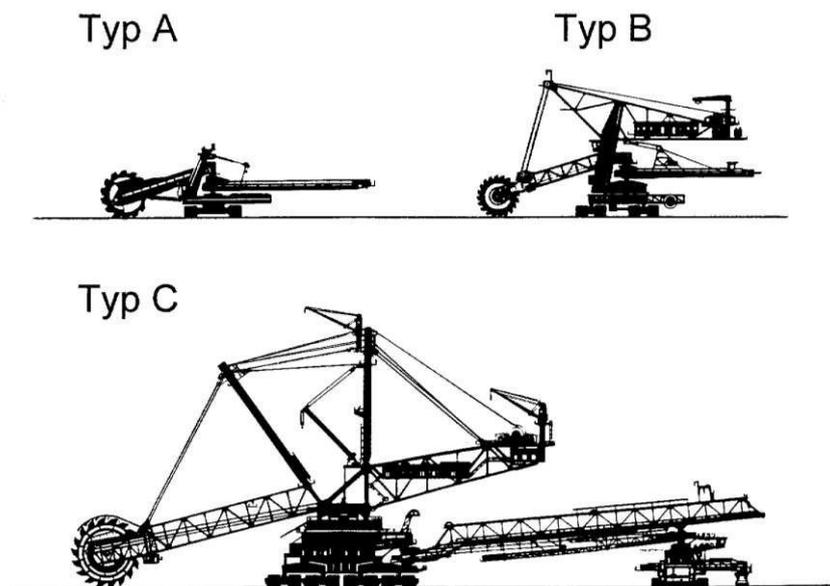
Das sich aus dem ganzheitlichen Modell ergebende Übertragungsverhalten im Frequenzbereich entspricht dabei dem real gemessenen Übertragungsverhalten. Die Ergebnisse der Simulationen unterschiedlicher Lastfälle im Zeitbereich bestätigen die sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation. Speziell die zur Beurteilung und Optimierung des dynamischen Verhaltens notwendige, realitätsnahe Berechnung der Reaktionsamplituden des Oberbaus und des Schaufelradantriebes ist mit beiden ganzheitlichen Modellen möglich. Durch die Validierung des ganzheitlichen Modells im Zeit- und Frequenzbereich lassen sich belastbare Rückschlüsse auf die Zusammenhänge zwischen Konstruktions-, Betriebsweise und Systemdynamik ziehen. Damit trägt das Forschungsvorhaben zur erheblichen Steigerung des Systemverständnisses von Schaufelradantrieben bei, da es alle notwendigen physikalischen Randbedingungen realitätsnah abbildet und klar zwischen Ursache und Wirkung unterscheidet. Dadurch erweitern die teilnehmenden KMU ihre Fachexpertise um den Bereich der Dynamik und stimmen zukünftig gezielt ihr Teilsystem mit dem Gesamtsystem ab, woraus ein erheblicher Wettbewerbsvorteil gegenüber anderen Marktteilnehmern resultiert.

Neben der Analyse des Ist-Zustandes trägt das Forschungsvorhaben ferner zur deutlichen Reduktion der Dynamik von Schaufelradantrieben bei. Die hierzu notwendigen ganzheitlichen Modelle sind jedoch Grundvoraussetzung und bedürfen eines hohen zeitlichen Aufwandes und eines großen Maßes an interdisziplinärem Wissen. Mit der Findung eines konventionellen PI-Reglers (Rückführung der Schaufelraddrehzahl), der eine weitere Information aus dem Getriebe in die Regelung mit einbezieht, ist eine praxisnahe Lösung zur lebensdauerschonenden Betriebsweise von Schaufelradantrieben gegeben, die den nachhaltigen Betrieb des Gerätes fördert. Diese wird aktuell durch die Betreiber RWE Power AG und Vattenfall Europe Mining AG erprobt. Durch Langzeitmessungen der sich am realen Gerät einstellenden Dynamik kann in den nächsten Monaten abschließend die Qualität der Ersatzmodelle bewertet werden.

**„Das Ziel des Vorhabens wurde erreicht“**

### 3 Wissenschaftlich-technische und wirtschaftliche Problemstellung

Die Förderung von Braunkohle sichert der Bundesrepublik Deutschland seit Jahrzehnten rund 22.000 direkte Arbeitsplätze, hauptsächlich im Rheinland (11.000 Beschäftigte) und in der Lausitz (8.000 Beschäftigte). Rund 25 % der jährlichen Bruttostromerzeugung stammen aus Kohlekraftwerken, in denen nahezu die vollständige Gesamtkohlefördermenge von 170 Mio. t verbrannt wird – lediglich 10 Mio. t werden in Briketts, Staub oder Koks umgewandelt. Im weltweiten Vergleich nimmt die Bundesrepublik Deutschland damit vor der Volksrepublik China die Spitzenposition in der Förderung und Weiterverarbeitung von Braunkohle ein. Folglich betreiben die deutschen Energieversorger den Großteil der zur Braunkohleförderung eingesetzten Schaufelradbagger, welche sich nach [SWC99a] und [SWC99b] in die Großgeräte (240.000 m<sup>3</sup>/Tag), die C-Rahmen Geräte (7.500 m<sup>3</sup>/h) und in die Kompaktgeräte (500 – 5.000 m<sup>3</sup>/h) einteilen lassen, siehe Abbildung 4.1-1.



**Abbildung 4.1-1:** Hauptklassen von Schaufelradbaggern

Die Baureihe der Großgeräte (Bagger 285, 287, 288, 292, 293, 1510) wiegen zwischen 10.000 t und 14.200 t, ihre Schaufelräder werden mit vier bzw. drei Motoren leistungsverzweigt angetrieben. Zur Förderung sehr fester Gesteinsschichten übersetzen die mehrstufigen Getriebe das anliegende nominelle Motormoment auf Schaufelraddrehmomente von bis zu 11.800 kNm. Demgemäß erfahren sowohl das Getriebe als auch die umgebende, tragende Struktur enorme Belastungen. Den statischen Nominallasten überlagern sich zudem dynamische Lasten, resultierend aus der Inhomogenität des Bodens, dem elastischen Verhalten der parallel angetriebenen Antriebsstränge und der Schwingfähigkeit des gesamten Oberbaus. Für die Lebensdauer stellen diese dynamischen Lasten beanspruchungsrelevante Größen für sämtliche Komponenten des Baggers dar.

Infolge des Einsatzes in unterschiedlichen Bodenarten, des Grabens auf veränderlichen Abbauhöhen und der permanenten Veränderung der Bodenzusammensetzung und damit des Wider-

standes, beschreibt die Förderung einen schwer zu erfassenden Zufallsprozess. Dieser bedarf sowohl mechanischer als auch elektrischer Sicherheitseinrichtungen, um die Betriebsfähigkeit des Gerätes zu gewährleisten. Ungeachtet der bereits existierenden mechanischen Sicherheitssysteme (Sicherheitskupplungen), werden insbesondere die Großgeräte im rheinischen Revier bis zum Jahre 2045 mit zunehmend schwierigeren Einsatzbedingungen in der härteren Abraumförderung (Ton-Eisen-Schichten) konfrontiert.

Neben den veränderten Einsatzbedingungen aufgrund des Einsatzortes zwingen der wirtschaftliche Druck und die derzeitige Energiepolitik die Unternehmen zur Steigerung der Fördermengen. Dabei bleibt die Anzahl der fördernden Geräte jedoch unverändert, sodass die Gerätestillstandzeit während der Nutzung sinkt. Zudem werden die Geräte länger betrieben als zu deren Bauzeit geplant, sodass sich die Betreiber zunehmend Themen der Betriebsfestigkeit annehmen.

Mit den veränderten Randbedingungen der Braunkohleförderung geht außerdem einher, dass die Geräte, wie die in Abbildung 4.1-2 und Abbildung 4.1-3 dargestellten Bagger 293 und Bagger 1510, teilweise abseits ihrer Auslegung betrieben werden. Hieraus resultieren nicht zu vernachlässigende dynamische Beanspruchungen, die sowohl zu Schädigungen am Antriebssystem als auch am Oberbau führen können, da die Geräte nicht dafür dimensioniert sind. Beobachtungen der vergangenen Jahre bestätigen bspw. das Vorhandensein von Schadensbildern in den Vorschaltgetrieben und Großverzahnungen der 240.000er Baureihe, weshalb der Fokus der Untersuchungen auf entsprechenden Geräten (Bagger 293 und Bagger 1510) liegt.

Ebenso sind Ermüdungserscheinungen im Strukturbereich des Oberbaus zu verzeichnen, welche im Vergleich zum Getriebeschaden eine höhere Schadenswirkung besitzen. Auch wenn Schäden am Getriebe eine wirtschaftliche Mehrbelastung darstellen, ist ein grundsätzlicher Wechsel technisch und logistisch möglich. Im Fall des Oberbaus ist ein derartiger, schadensbedingter Austausch nicht möglich, sodass die Bedeutung der statischen und dynamischen Festigkeit des gesamten Oberbaus enorm hoch ist. Schäden, die Standfestigkeit betreffend, müssen daher in jedem Fall vermieden werden, da sie sowohl den Totschaden des Schaufelradbaggers nach sich ziehen als auch eine hohe Gefahr des Personenschadens mit sich bringen.

Grund der Ermüdungsschäden sind überwiegend dynamische Lasten aus dem Verfahren des Gerätes und dem eigentlichen Einsatz des Gerätes – der Förderung von Gesteinsschichten – her rührend. Letztere betreffen die Dynamik des Antriebsstranges, sodass aufgrund der bestehenden Wechselwirkung zum Oberbau die Verbesserung des dynamischen Verhaltens des Antriebsstranges auch die Lebensdauer des Oberbaus begünstigt.

In diesem bestehenden Spannungsfeld aus Wirtschaftlichkeit und lebensdauerschonenden Betrieb setzt das Forschungsvorhaben zur Untersuchung und Optimierung des dynamischen Verhaltens von Schaufelradantrieben („SRad-Dyn“) an. Dabei soll das Gesamtverständnis für den Betrieb von Schaufelradbaggern anhand detaillierter Untersuchungen des Systemverhaltens des Antriebsstranges maßgeblich erhöht werden. Teil der Analyse ist die klare Trennung zwischen Anregung und Reaktion, da beide Einflussgrößen unabhängig voneinander verändert werden können, sich aber in Rückwirkung miteinander ergeben. Der Fokus der Untersuchung

und Optimierung liegt dabei vor allem in der Verbesserung des Systemverhaltens (Reaktion), da die grundsätzliche Betriebsweise (Fördermenge) und damit die Anregung aufgrund der wirtschaftlichen Rahmenbedingungen zunächst unveränderlich bleiben soll.



**Abbildung 4.1-2:** Bagger 293 im Tagebau Hambach [Quelle: Jürgen Leuffen]



**Abbildung 4.1-3:** Bagger 1510 im Tagebau Nochten [Quelle: Vattenfall Europe Mining AG]

Am Beispiel des im Rheinland betriebenen, größten Schaufelradbaggers der Welt (Bagger 293), welcher aufgrund seines Einsatzes in unterschiedlichen Bodenschichten des Tagebau Hambachs repräsentativ für die Betriebsweise sämtlicher Schaufelradbagger steht, soll hierzu eine ganzheitliche Systemanalyse durchgeführt werden. Diese beinhaltet sowohl die Analyse des dynamischen Verhaltens des Antriebsstranges im Normalbetrieb und bei Sonderlastfällen als auch die vollständige Beurteilung des Übertragungsverhaltens im Frequenzbereich.

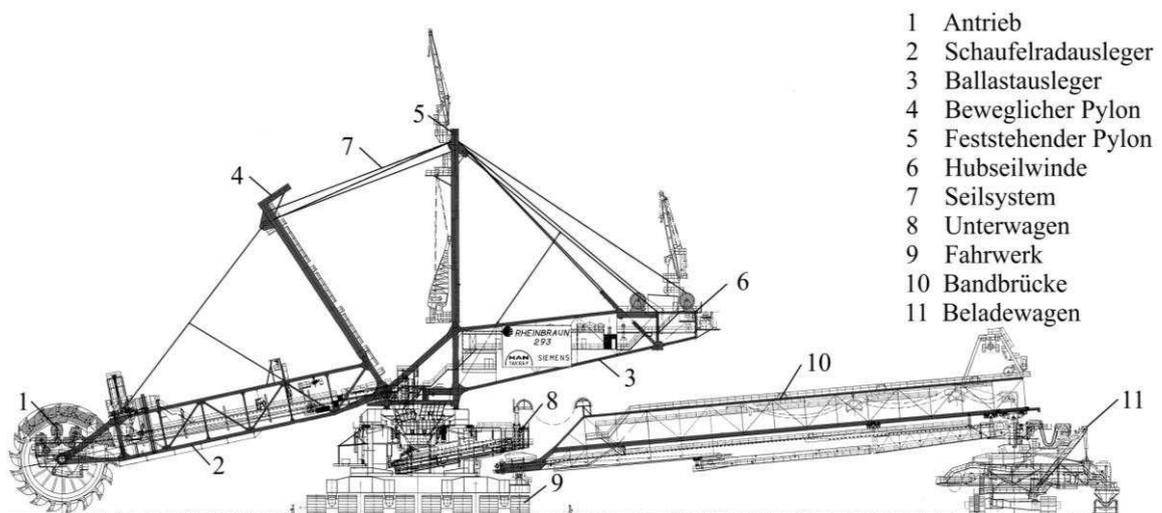
Die daraus resultierenden Erkenntnisse und Berechnungsmodelle dienen als Grundlage zur Beurteilung des Ist-Zustandes des Systems und zur Identifikation von Haupteinflußgrößen die Dynamik des Systems betreffend. Ferner können sie zur Ableitung verbesserter Mess- und

Regelungskonzepte (Soll-Zustände) herangezogen werden, die Überlasten mithilfe gezielter Eingriffe in die Antriebsregelung frühzeitig erkennen und abfangen. Zudem werden die am Bagger 293 gewonnen Erkenntnisse am Bagger 1510 auf Allgemeingültigkeit hin überprüft. Somit werden sowohl belastbare als auch anwendbare Lösungsvorschläge erarbeitet, die zu einer deutlichen Leistungssteigerung von Schaufelradantrieben, bei gleichzeitiger Schonung der Maschinenelemente, beitragen.

## 4 Ausgangssituation / Stand der Forschung

### 4.1 Aufbau eines Schaufelradbaggers

Anhand des weltweit größten und im Tagebau Hambach (Rheinland) betriebenen Schaufelradbaggers (Bagger 293) ist der grundsätzliche Aufbau derartiger Geräte aus Abbildung 4.1-1 zu entnehmen. Sie bestehen aus den Teilsystemen Schaufelradantrieb, Oberbau und Unterbau samt Beiwagen, Hubseilwinde mit Seilsystem und Fahrwerk. Dabei besitzt das System Bagger 293 eine Gesamtmasse von 14.200 t und ist damit zugleich die schwerste mobile Arbeitsmaschine der Welt. Herzstück des Systems ist das rotationssymmetrische Schaufelrad, welches über frequenzumrichter-gesteuerte Asynchronmotoren mit Getriebe angetrieben wird und das Grabgut über gleichmäßig am Umfang verteilte Schaufeln aufnimmt. Das geförderte Gut wird anschließend über eine Leitschurre auf das Förderband des Schaufelradauslegers entleert und in die Mitte des Gerätes transportiert. Die im Unterwagen des Gerätes integrierten Siebe sorgen für eine gleichmäßige Verteilung und Zerkleinerung brüchigen Materials und leiten dieses auf das Förderband des Beladewagens weiter. Dieser ist wiederum direkt mit der Bandförderanlage verbunden, sodass ein kontinuierlicher Gewinnungsprozess möglich wird.



**Abbildung 4.1-1:** Allgemeiner Aufbau eines Schaufelradbaggers (Bagger 293)  
[Quelle: RWE Power AG]

Da das Schaufelrad und dessen Antrieb auf dem Schaufelradausleger gelagert sind, dessen horizontale Drehachse allerdings einen langen Hebelarm zum Schaufelrad besitzt, muss das daraus resultierende Trägheits- und Drehmoment mithilfe eines Gegenauslegers (Ballastauslegers) im statischen Gleichgewicht gehalten werden. Außerdem muss der Schwerpunkt des Systems in der Mitte des Unterwagens liegen, damit das Gerät nicht kippt. Der Ballastausleger selbst trägt neben der gesamten Elektro- und Steuerungstechnik Zusatzgewichte, die in Abhängigkeit vom zu fördernden Boden variiert werden können. Im Regelfall haben die Zusatzgewichte des Baggers 293 eine Gesamtmasse von rund 1.200 t und sind, zur Erzeugung des größtmöglichen Gegenmomentes, am oberen Rand des Ballastauslegers positioniert.

Gelagert wird der Ballastausleger und mit ihm der gesamte Oberbau auf einem zweireihigen Kugellauftring ( $\varnothing 20$  m), dessen Einzelkugeln ( $\varnothing 320$  mm) Sonderanfertigungen sind. Damit ist

der gesamte Oberbau in Drehrichtung frei und kann durch ein im Unterwagen integriertes Schwenkwerk gedreht werden. Der Unterwagen selbst dient der grundsätzlichen statischen Stabilität und als Auflagefläche.

Neben den Zusatzgewichten besitzt der Ballastausleger im hinteren Teil eine Hubseilwinde, die die Länge des Seilsystems bestimmt, eine weitere Verbindung zwischen Schaufelradausleger und Ballastausleger herstellt und das Heben und Senken des Auslegers ermöglicht. Dadurch erhöht sich die Einsatzflexibilität des Gerätes, da der Abbau in mehreren Einzelschichten (Scheiben) erfolgen kann. Ausgehend vom maximalen Tiefschnitt (-17 m) bis hin zum maximalen Hochschnitt (+51 m) kann der Bagger 293 damit eine Gesamthöhe von 68 m abtragen, ohne verfahren werden zu müssen. Dazu wird das Seil, von der Hubseilwinde ausgehend, über den auf dem Ballastausleger feststehenden Pylon umgelenkt und mittels eines Seiltriebes zum beweglichen Pylon übersetzt (siehe auch Kapitel 6.2.3). Der bewegliche Pylon ist wiederum über Abspannseile fest mit dem Schaufelradausleger verbunden, sodass sich beim Betätigen des Hubwerks lediglich die Distanz zwischen den Pylonen verändert.

Die bestehenden mechanischen Verbindungen und Abhängigkeiten zwischen den Teilsystemen verdeutlichen, dass das Schaufelrad nicht allein mit dem Schaufelradausleger in Beziehung steht, sondern durch die Lagerung des Auslegers am Ballastausleger und Seilsystem auch mit diesen Teilsystemen interagieren kann. Die im späteren durchgeführten Detailbetrachtungen des Schaufelradantriebes werden somit nicht isoliert möglich sein, sondern müssen stets im Kontext mit dem Oberbau und dessen Seilsystem erfolgen.

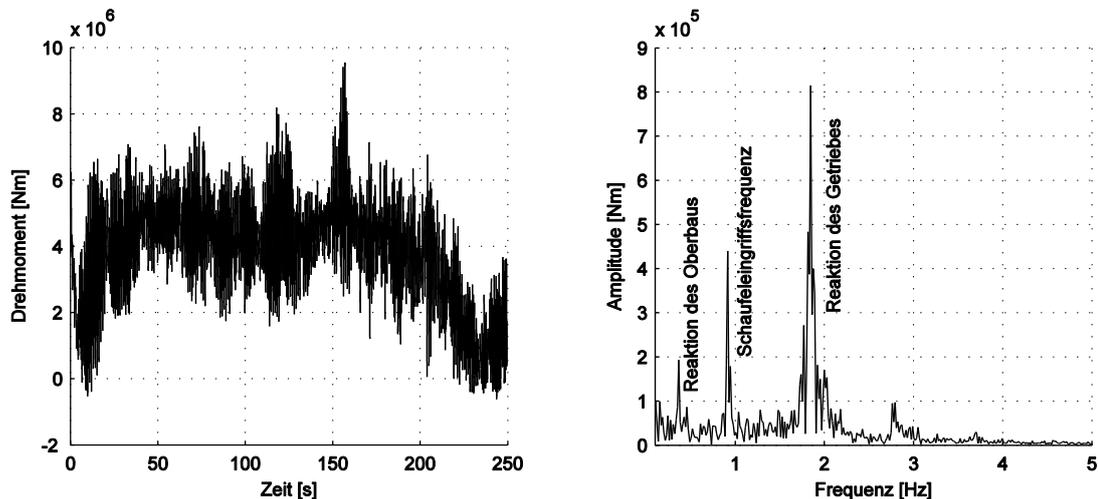
## 4.2 Analyse des Ist-Zustandes

Trotz der bewährten Tagebautechnik mit hohen Gerätelebensdauern und dem hohen Erfahrungsschatz im Umgang und in der Betriebsweise von Schaufelradbaggern zeigen insbesondere die Erfahrungen in den letzten Jahren, dass sich auch die altbewährten Technologien im Bergbau nicht dem Fortschritt der Technik entziehen dürfen [SS12]. Steigende Anforderungen im Betrieb, durch Förderung in harten Ton-Eisen-Schichten, die weltweite Globalisierung und der damit einhergehende wachsende Druck auf Großunternehmen zur maximalen Wirtschaftlichkeit zwingen die Betreiber zur Erhöhung ihrer Fördermengen, mit der allerdings eine erhebliche statische und dynamische Mehrbelastung der Geräte einhergeht.

Beispielhaft für die im Antriebsstrang befindliche Belastung zeigt das gemessene Reaktionsmoment an der Drehmomentstütze des Baggers 293 während eines gewöhnlichen Grabvorganges, dass die Geräte einer hohen, niederfrequenten Dynamik unterliegen, siehe Abbildung 4.2-1. Bereits die Betrachtung des zeitlichen Drehmomentverlaufes (Abbildung 4.2-1 links) verdeutlicht dabei, dass stark schwellende Belastungen mit hohen Amplituden den Antriebsstrang schädigen. Zudem liegen Belastung und Entlastung zeitlich dicht beieinander, was strukturelle Reaktionen (Eigenschwingungen) vermuten lässt.

Mit der Überführung des Zeitsignals in den Frequenzbereich (Abbildung 4.2-1 rechts) werden auch die Schwingungsanteile des zeitlichen Signals deutlich. Darin wird der periodische Anregungsprozess des Schaufeleingriffs mit konstanter Schaufelraddrehzahl bei 0,9 Hz (Schaufeleingriffsfrequenz) ebenso sichtbar wie eine niederfrequente Reaktion im Bereich

zwischen 1,5 - 1,75 Hz, die einer Getriebereaktion zuzuordnen ist. Ferner ist im Spektrum ebenfalls eine Reaktion im Bereich zwischen 0,25 - 0,35 Hz zu erkennen, die ebenfalls als Folge des Schaufeleingriffes auftritt, ihre Ursache somit im Schaufelradantrieb besitzt und aufgrund der Erfahrungswerte eine Oberbauschwingung verkörpert. Folglich reagiert das System Schaufelradbagger, entsprechend der im Aufbau von Schaufelradbaggern beschriebenen mechanischen Abhängigkeiten, ganzheitlich auf die Anregung am Schaufelradantrieb.



**Abbildung 4.2-1:** Analyse der Grundbelastung am Messbolzen der Drehmomentstütze (Bagger 293)

Damit bestätigen sich die Erfahrungs- und Messwerte etlicher Geräteuntersuchungen, u.a. [SIE96], [SCH65], [RSK97]. Obwohl die Großgeräte aufgrund ihrer enormen Größe und ihres hohen Gewichtes eine hohe statische und dynamische Stabilität vermuten lassen, sind der als Stabfachwerk ausgeführte Oberbau und der Schaufelradantrieb schwingungsanfällig. Der damit verbundenen Eigendynamik wird in der zur Auslegung von Tagebaugroßgeräte heranzuziehenden [DIN06] jedoch nur bedingt Rechnung getragen. Die Berücksichtigung erfolgt mithilfe von geschätzten Ersatzlasten, die sich weder an der Geräteklasse noch an der Betriebsweise des Gerätes orientieren. Daher gilt es auf Basis der heutigen Rechentechniken zu klären, inwiefern das Schwingungssystem Schaufelradbagger auf ein statisches Modell reduziert werden darf und inwieweit die in der Norm angegebenen, statischen Ersatzlasten auch heute Gültigkeit besitzen.

### 4.3 Stand der Forschung zur Untersuchung des Betriebsverhaltens von Schaufelradantrieben

Untersuchungen zur Optimierung des dynamischen Verhaltens von Schaufelradantrieben sind seit den 1970er Jahren im Fokus der Betreiber und Hersteller und begründeten sich fast ausschließlich auf Betriebserfahrungen sowie Schadensfällen. Um den harten Betriebsanforderungen gerecht zu werden, nahm man nach Schadensdetektion örtliche Verstärkungen vor. In den meisten Fällen führte diese Vorgehensweise jedoch auch dazu, dass die Antriebe und deren Komponenten überdimensioniert waren, was sich in einem zu hohen Konstruktionsgewicht niederschlug. Mit Fortschreiten der technischen Entwicklung und dem Bemühen, die Ermüdungserscheinungen der Bauteile rechnerisch zu ermitteln, konnten unter Nutzung

begleitender experimenteller Untersuchungen die Bemessungskriterien enger gefasst werden. Die in der Literatur zahlreich zu findenden Veröffentlichungen nehmen sich sämtlicher mechanischer Teilsysteme des Schaufelradbaggers und dessen Betriebsweise an. Meist begrenzen sich die Betrachtungen, aufgrund der hohen Komplexität, jedoch auf die Spezifika eines Teilsystems, auch weil fehlende Daten die geschlossene Betrachtung des Gesamtsystems verhindern.

Insbesondere der Grabprozess und die dabei entstehenden Kräfte sowie Anregungsmechanismen sind Gegenstand vieler Dissertationen, da die Dimensionierung und die Gestalt der Graborgane von entscheidender Bedeutung für das Systemverhalten und den Leistungsbedarf des Baggers sind (u.a. [HL75], [JAC82], [MAY87], [POD77], [SAU82], [SJ83a], [SJ83b], [SWC98], [SWC99a], [SWC99b]). Hierbei soll der Arbeitsprozess einerseits hinsichtlich des Verschleißes der Graborgane optimiert werden, um den wirtschaftlichen Aufwand zur Instandhaltung der Schaufeln zu minimieren. Andererseits soll der Boden-Maschine-Kontakt energieeffizient erfolgen, damit sowohl die Verlustleistung als auch die zum Graben notwendige Leistung minimal ist.

Der hoch detaillierten Analyse des Grabprozesses und dessen Einflussgrößen schließt sich jedoch in den meisten Fällen die Ableitung statischer Ersatzlasten zur Dimensionierung von Antrieben und Antriebs-elementen an. Zudem liegt die Systemgrenze derartiger Untersuchungen für gewöhnlich an der Aufhängung des Graborgans oder an der Schneide selbst, sodass weder die dynamischen Effekte des Grabprozesses selbst, noch das dynamische Systemverhalten des Antriebsstranges oder des Oberbaus in die Betrachtungen eingehen. Durch die isolierte Analyse des Grabprozesses ist es somit nicht möglich, die Wechselwirkung zum Restsystem (Antriebsstrang und Oberbau) mit einzubeziehen. Außerdem stützen sich die Untersuchungen der 70/80er Jahre auf experimentelle Größen eines Modellversuches oder am Realgerät, da der Einsatz heute vorhandener Rechentechnik nicht möglich war.

An diesem Umstand setzen in der aktuellen Forschung zur Analyse des Grabprozesses Vorhaben aus dem Themengebiet der Diskrete-Elemente-Methode (DEM) an. Sie untersuchen die Wechselwirkungen zwischen Stoffen selbst (innere Größen) und zwischen Stoffen und Maschine (äußere Größen). Mit dem Einsatz dieser sehr rechenaufwendigen Methode geht jedoch einher, dass die mechanischen Komponenten weiterhin stark vereinfacht abgebildet oder gänzlich vernachlässigt werden. Ferner bedarf die Anwendung der Diskrete-Elemente-Methode eines hohen Erfahrungsschatz und ein sehr großes Aufwandes an Validierung der Stoffeigenschaften. Erste Ergebnisse mit Anwendung auf Löffelbagger und Radlader von [KAT09a], [KAT09b] und [KGJ02] zeigen jedoch die grundsätzliche Anwendbarkeit und Perspektive dieser Methodik.

Neben dem Grabprozess stellen zahlreiche Veröffentlichungen das dynamische Verhalten des Antriebsstranges in den Vordergrund und beleuchten hierbei speziell den Vergleich zwischen dem Anregungsspektrum des Arbeitsprozesses und dem Reaktionsspektrum der Mechanik. Die verwendeten, mechanischen Ersatzsysteme beschränken sich dabei fast ausschließlich auf einfachste Schwingungssysteme mit Torsionsfreiheitsgrad und werden zur Berechnung der notwendigen Antriebsleistung und zur Auslegung von Antriebs-elementen (u.a. Kupplungen)

herangezogen. Hierfür reichen derartige Torsionsmodelle ebenso aus, wie zur qualitativen Gegenüberstellung der Maschinencharakteristik mit dem Anregungsspektrum [BJS88], [FRA06], [RCSK97], [SWC99a], [SWC99b], [WOL72].

Dabei darf jedoch nicht verkannt werden, dass die Übertragungseigenschaften reiner Torsionsschwinger nicht über den gesamten Frequenzbereich mit dem realen Systemverhalten übereinstimmen, da sie zu steif sind und nicht die Wechselwirkung mit anderen Raumfreiheitsgraden berücksichtigen. Damit sich die Ergebnisse nicht nur auf qualitative Aussagen beschränken, sind daher detaillierte Ersatzmodelle nötig, die sich nicht allein auf den Torsionsfreiheitsgrad begrenzen, wie die Veröffentlichungen durch [HÄH09], [SCH07], [ROS12] zeigen. Bereits das Vorhandensein von Schrägverzahnungen erfordert das Freischalten des axialen Freiheitsgrades. Zur Beurteilung elastischer Zustände und zur Auflösung von Verlagerungen, Verkippen und Biegungen ist die Modellierung von vollelastischen Mehrkörpermodellen mit sechs Freiheitsgraden unabdingbar, aber bisher nicht Stand der Technik. Der hierin bestehende Nachholbedarf lässt sich mithilfe der elastischen Mehrkörpersimulation und der gestiegenen Rechenleistung lösen und ist Teil des Forschungsvorhabens.

Unabhängig des mechanischen Ersatzsystems des Antriebsstranges wurden in der Vergangenheit zudem stark vereinfachte Lastfunktionen zur Leistungs- und Dimensionierungsberechnung herangezogen, die die Charakteristik des Grabprozesses lediglich qualitativ wiedergeben. Insbesondere dem Umstand des Vorhandenseins eines Zufallsprozesses wird dabei fälschlicherweise geringe Bedeutung zugemessen, obwohl dieser Grund des komplexen Systemverhaltens ist. Somit bleiben die Modelle und Ergebnisse stets qualitativen Charakters und erlauben weder eine ganzheitliche Betrachtung des Systems Schaufelradbagger, noch belastbare Rückschlüsse auf bestehende Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen.

Auch für den Oberbau wurden in der Vergangenheit meist rein statische Modelle zur Auslegung und Dimensionierung der Stabfachwerkstrukturen genutzt und somit hinsichtlich des Gewaltbruches ausgelegt. Untersuchungen die Dynamik des Oberbaus betreffend sind vereinzelt in der Literatur zu finden und stützen sich oftmals auf Versuche. Dabei wird das Eigenschwingverhalten des Gerätes durch Ausschwingversuche ermittelt (u.a. [GUO00], [PAW72], [RSK97], [SCH65]). Wechselwirkungen des Oberbaus mit dem Antriebsstrang während des Normalbetriebes oder bei Sonderlastfällen bleiben, aufgrund der hohen Komplexität, qualitativen Charakters. [RC01] und [RSK97] untersuchen hierzu beispielsweise die komplexen Wechselwirkungen zwischen Antriebsstrang, Oberbau und Boden bei Blockade des Schaufelrades. Aufgrund der damaligen Rechentechnik sind die Teilsysteme allerdings auch in diesem Anwendungsfall stark vereinfacht, sodass die Schlussfolgerungen überwiegend qualitativer Art bleiben, aber dennoch zur Erhöhung des Gesamtverständnisses beitragen.

Bei allen zuvor genannten Untersuchungen bleibt ferner die Charakteristik des Motors von untergeordneter Bedeutung oder wird vollständig vernachlässigt. Damit ist keine gesamtheitliche Auseinandersetzung mit dem Antriebsstrang und dessen komplexen Systemverhalten möglich. Der erhebliche Einfluss der Motorregelung auf das Übertragungsverhalten des Antriebsstranges wird ebenso nicht beleuchtet wie die dynamischen Eigenschaften des elektrischen Netzes. Speziell an diesem Umstand wird das Forschungsvorhaben ansetzen und

---

mithilfe der ganzheitlichen Mehrkörpersimulation einerseits die Wechselwirkungen zwischen sämtlichen Teilsystemen untersuchen und andererseits speziell den Einfluss der Motorregelung auf die Antriebsstrangdynamik analysieren.

## 5 Forschungsziel

Um die Geräte auch in Zukunft langjährig, wirtschaftlich und möglichst ohne Schäden betreiben zu können, sind die Betreiber zur Anpassung ihrer Betriebs- und Regelungsstrategie gezwungen. Ohne Veränderungen im Bereich der Auslegung und Regelung von Antrieben klafft eine Diskrepanz zwischen maximaler Tagesförderleistung und gleichzeitiger Schonung der Maschinenelemente. Daher muss das Hauptziel des Betreibers in der Senkung der dynamischen Lasten zur Steigerung der Lebensdauer liegen [SS12]. Um die Dynamik des Antriebsstranges zu senken, ist diese jedoch zunächst mithilfe einer ganzheitlichen Systemanalyse für unterschiedliche Lastfälle darzustellen, woraus sich die folgenden Aufgaben und Ziele für das Forschungsvorhaben ergeben:

- Ganzheitliche Erfassung und Darstellung der Antriebsdynamik von Schaufelradantrieben mithilfe der Mehrkörpersystem-Simulation
- Identifikation von Haupteinflussgrößen, die Antriebsdynamik betreffend
- Überprüfung und Überarbeitung der Erfahrungswerte zur belastungsgerechten Auslegung des gesamten Antriebsstranges
- Grundsätzliche Erhöhung der Lebensdauer durch mechanisch schonende Betriebsweise
- Ableitung von allgemeingültigen Regelungskonzepten mit minimaler Antriebsdynamik

Hierzu gilt es im ersten Schritt, den Begriff der ganzheitlichen Systembetrachtung und deren Hilfsmittel zu definieren (Kapitel 6.1). In Kapitel 6.2 wird anschließend detailliert der Aufbau und die Modellbildung von vollelastischen, mechanischen Ersatzmodellen anhand der Bagger 293 (SRs 12500) und Bagger 1510 (SRs 6300) beschrieben, da diese beispielhaft für Schaufelradantriebe aller Leistungsklassen stehen. Insbesondere das rheinische Großgerät (Bagger 293) ist dabei von Bedeutung, da einerseits dessen Betriebsweise durch Langzeitmessung erfasst ist und somit ideal zum Vergleich zwischen Messung und Simulation herangezogen werden kann. Und andererseits wird dieser in unterschiedlichsten Bodenarten im Tagebau Hambach eingesetzt und liefert daher einen weitreichenden Überblick über mögliche Lastzustände. Die am Bagger 293 gewonnenen Erkenntnisse werden anschließend am Bagger 1510, der im Vorschnitt des Tagebau Nochten harte Ton-Eisen-Schichten fördert und daher ebenso großen Lastschwankungen unterliegt, auf Allgemeingültigkeit hin überprüft.

Mit Kapitel 6.3 und Kapitel 6.4 folgen die Beschreibungen der mathematischen Lastmodelle des Abtriebes (Grabwiderstandsmodell) und des Antriebes (Ersatzmodell der Motorlasten). Dabei werden bereits bei der Bestimmung der Ersatzlasten die Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen Mechanik und Mechatronik berücksichtigt, sodass die Voraussetzungen zur ganzheitlichen Analyse des dynamischen Verhaltens von Schaufelradantrieben gegeben sind.

Der Modellbildung schließt sich in Kapitel 6.5 und Kapitel 6.6 die Validierung der geschaffenen, ganzheitlichen Ersatzmodelle des Baggers 293 und des Baggers 1510 an. Dadurch wird ein realitätsnahes Systemverhalten der Ersatzmodelle im Rahmen der Systemgrenzen sichergestellt, sodass im Folgenden belastbare Rückschlüsse auf die Haupteinflussgrößen der Systemdynamik möglich sind. Zudem tragen beide Kapitel zur Erhöhung des

grundlegenden Systemverständnisses bei, arbeiten Ursache und Wirkung der Systemdynamik heraus und schaffen damit die Grundvoraussetzung zur Optimierung der Systeme. Hierbei beinhaltet Kapitel 6.5 sowohl die Berechnung der Systemeigenfrequenzen als auch den Abgleich mit real gemessenen Frequenzantworten während des Anfahrens der Antriebsstränge. Kapitel 6.6 vergleicht hingegen die Ergebnisse im Zeit- und Frequenzbereich für unterschiedliche Lastfälle und zeigt dabei die Stärken und Schwächen der derzeitigen Regelungs- und Betriebsweise in Abhängigkeit von Bodenart und Gerät auf.

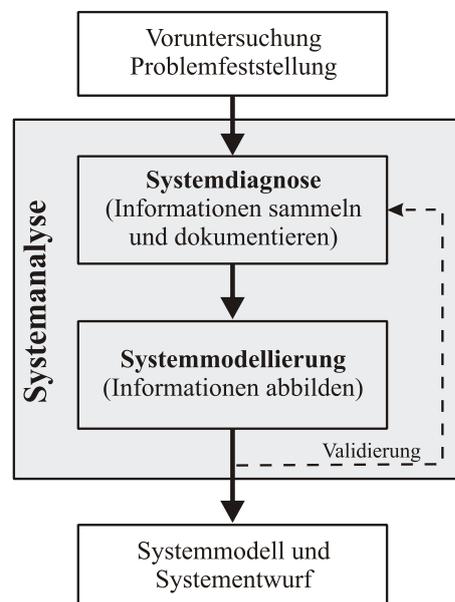
Basierend auf den validierten Modellen beider Schaufelradbagger lassen sich anschließend allgemeingültige Regelungskonzepte ableiten, die eine lebensdauerschonenden Betriebsweise des Antriebs und somit des gesamten Gerätes ermöglichen sollen. Hierzu lotet Kapitel 6.7 das Potenzial der bisherigen Regelung und mit der Rückführung der Schaufelraddrehzahl bzw. der Zustandsregelung mögliche aktive Motorregelungen aus.

## 6 Lösungsweg und Ergebnisse

### 6.1 Konzept der ganzheitlichen Systembetrachtung

#### 6.1.1 Systemanalyse und ganzheitliche Simulation

Mit dem Begriff der Systemanalyse wird im Allgemeinen die in Abbildung 6.1-1 dargestellte grundlegende Untersuchung von Systemen verbunden. Diese erfasst im ersten Schritt, durch Messungen oder Beobachtungen, den Ist-Zustand des Systems. Auf Basis dessen lassen sich in der Folge Haupteinflussgrößen (z.B. Bewegungsmuster, Schwingformen) ableiten, die es, bei der sich im zweiten Schritt der Systemanalyse anschließenden Modellbildung des Ersatzsystems, zu berücksichtigen gilt, da sie maßgeblich die Systemgrenze bestimmen. Bei der Untersuchung von Schaufelradantrieben liegt diese, nicht wie gemein angenommen bei der Lagerung des Antriebes samt Gehäuse (Drehmomentstütze) auf dem Schaufelradausleger, sondern bei der Lagerung des Oberbaus auf dem Unterwagen. Grund hierfür sind die bereits in Kapitel 4.2 beschriebenen, ganzheitlichen Wechselwirkungen zwischen Schaufelradantrieb und Oberbau, welche sich deutlich im Frequenzspektrum des Reaktionsdrehmomentes zeigen, siehe Abbildung 4.2-1. Daher muss bei der Modellbildung des Ersatzsystems, welches mithilfe der Methode elastischer Mehrkörpersysteme (siehe Kapitel 6.1.2) gewonnen werden soll, sowohl der gesamte Schaufelradantrieb als auch der gesamte Oberbau berücksichtigt werden. Nur dann ist es im letzten Schritt der Systemanalyse möglich, das Systemverhalten des Schaufelantriebes ganzheitlich zu bewerten und zu optimieren.



**Abbildung 6.1-1:** Schema der Systemanalyse

Existiert ein validiertes mechanisches Ersatzmodell und liefert dieses belastbare Aussagen im Frequenz- und Zeitbereich, dann muss dieses mit Betriebslasten am An- und Abtrieb des zu untersuchenden Antriebssystems beaufschlagt werden, damit die Reaktionen des Systems auf äußere Lastfunktionen berechnet werden können. Hierbei darf die Bedeutung des Wissens über korrekte, dem realen Arbeitsprozess entsprechende Lasten nicht unterschätzt werden, da diese das Ergebnis der Simulation mindestens in gleichem Maße prägen wie die Genauigkeit des mechanischen Ersatzmodelles. Konträr zu dem Wunsch nach möglichst exakten Lastannahmen

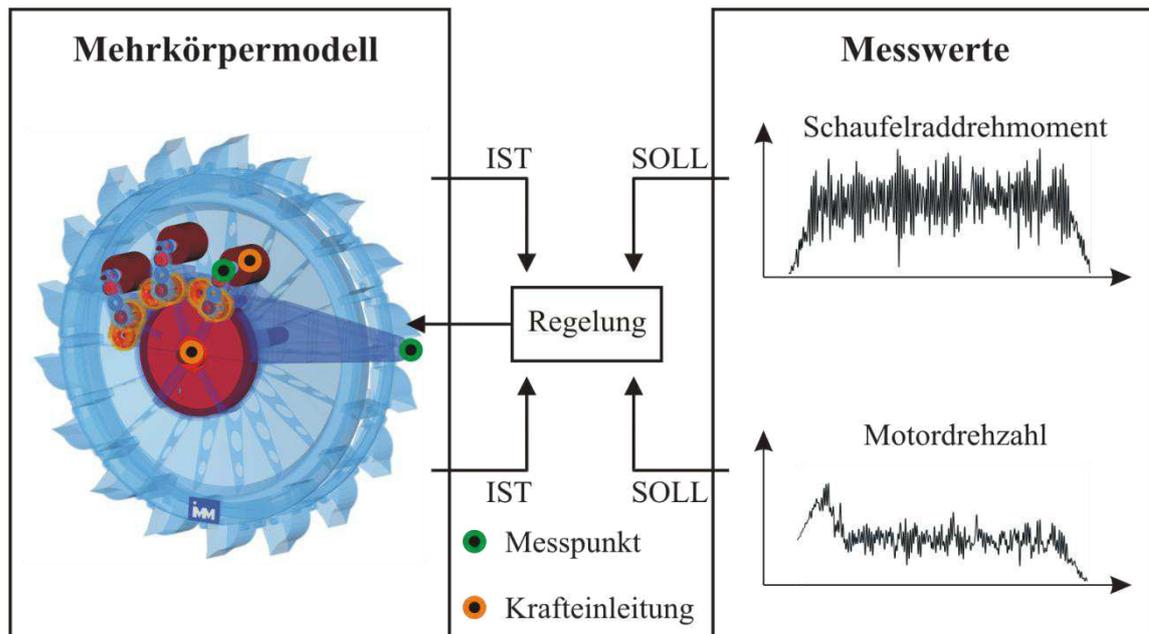
steht allerdings, dass die Bestimmung jener tatsächlich wirkenden Lasten schwer fällt. Dies ist einerseits bedingt durch die Komplexität und hohe Dynamik der meisten Arbeitsprozesse und andererseits durch die Schwierigkeit bei der Erfassung mithilfe von Messungen oder mathematischen Modellen.

Da der Ingenieur zur Auslegung von Bauteilen jedoch genau diese Lasten benötigt, muss er sich vereinfachter mathematischer Modelle bedienen, die die Realität oftmals qualitativ wiedergeben, oder führt Messungen am realen Gerät bzw. einem äquivalenten Modell durch. Dies meint für komplette Antriebssysteme allerdings in den wenigsten Fällen, dass die Messung aufgrund der schweren Zugänglichkeit der ursächlichen Lasten direkt erfolgt, sondern vielmehr auf indirektem Wege. Im Fall des Schaufelradbaggers und dessen Schneidwerkzeugen wäre beispielsweise eine direkte Messung der Schnittkräfte am Zahn denkbar und wurde daher auch zahlreich durchgeführt, um die Schneidgeometrie und die grundlegende Bildung des Spans zu optimieren (siehe auch Kapitel 6.3) [JAC82], [MAY87], [SWD99a], [SWD99b], [SWD99c]. Steht jedoch das grundsätzliche Betriebsverhalten des Gerätes und demnach eine langfristige Messung des Gerätezustandes im Vordergrund, dann muss die Messung der Schnittkräfte aufgrund des verschleißbehafteten Arbeitsprozesses zwangsläufig auf indirektem Wege erfolgen. Basierend auf Messungen des Drehmomentes an der Abstützstelle der Drehmomentstütze lassen sich ebenso die wirkenden Kräfte ableiten, erlauben jedoch keine Unterscheidung in Ursache, Wirkung und Einzeleffekte.

Fungieren, an einzelnen Elementen des Antriebssystems, gemessene Lasten als Eingangsfunktion für die Simulation des Mehrkörpersystemmodells, dann lässt sich der gemessene Zustand des Systems zu den gegebenen Anfangs- und Randbedingungen nachempfinden (messdatenbasierte Simulation). Darüber hinaus geben alle modellierten Elemente Auskunft über das Verhalten des Systems im Frequenz- und Zeitbereich. Die Mehrkörpersystem-Simulation dient demzufolge der Gewinnung zusätzlicher Informationen für einen gemessenen Systemzustand, ohne nach dessen Ursache zu fragen. Dieser Vorteil erspart dem Anwender die Ergründung der ursächlichen Lasten, begrenzt jedoch die Einsatz- und Aussagefähigkeit des Systems und trägt nur bedingt zum ganzheitlichen Systemverständnis bei. Abbildung 6.1-2 verdeutlicht das Konzept der messdatenbasierten Simulation zur Nachempfindung des Systemzustandes auf Grundlage von zwei Zustandsgrößen. Mit dem Vorliegen des gemessenen Schaufelraddrehmomentes und der Motordrehzahl kann das System motorseitig drehzahl-geregelt und schaufelradseitig drehmomentgeregelt ausgeführt werden. Die Regelgröße, das Drehmoment bzw. die Drehzahl, wird dabei stetig mit der Führungsgröße (gemessenes Signal) abgeglichen und bei Vorhandensein einer Abweichung mit einer Stellgröße aus der Regelung beantwortet. Die sich hieraus einstellenden Signalverläufe können wiederum an den Messpunkten mit den realen Messsignalen abgeglichen werden, sodass gleiche Ausgangsbedingungen in Form von Schnittlasten vorliegen.

Auf Basis der halben Abtastfrequenz des Messsignals gemäß dem Nyquist-Shannon-Abtasttheorem, lassen sich in der Folge Signalinformationen gewinnen, die als Grundlage zur Systemcharakterisierung dienen [UNB02]. In der Regel sind dies niederfrequente, qualitative Signale im Bereich zwischen 100 - 500 Hz, da insbesondere Langzeitmessungen aufgrund des Speicherbedarfes niederfrequent durchgeführt werden müssen. Dennoch können die

gewonnenen Signalverläufe hervorragend bei der Problemfindung und -beseitigung helfen oder Voraussetzung für weiterführende Rechnungen sein, bei denen hochfrequente Informationen nicht nötig bzw. vernachlässigbar sind. Hierzu zählt unter anderem die Erstellung von allgemeinen Lastheften zur Auslegung von Wellen und Achsen, zur Berechnung der Wälzlagerlebensdauer oder des Tragbildes von Getriebestufen, sodass der Nutzen der messdatenbasierten Simulation nicht von der Hand zu weisen ist. Insbesondere das gute Verhältnis zwischen Aufwand und Ergebnisgewinn spricht in vielen Fällen für eine derartige Vorgehensweise.

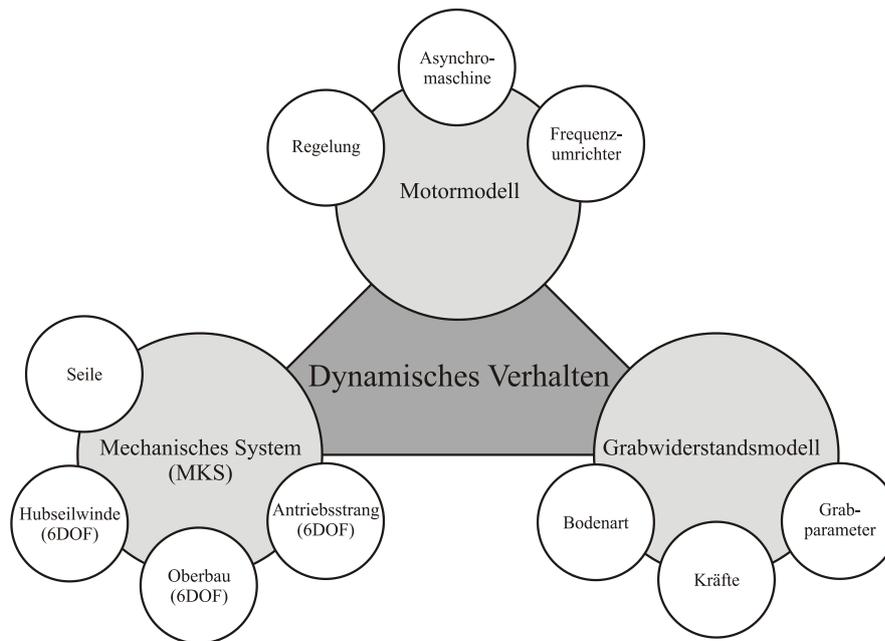


**Abbildung 6.1-2:** Konzept der messdatenbasierten Simulation

Dennoch muss vor Durchführung der Simulation stets kritisch hinterfragt werden, inwiefern der Informationsverlust durch die Nutzung von Messdaten relevant ist. Speziell die Charakteristik des Messsignals, in dem gezwungenermaßen Ursache als auch Wirkung untrennbar voneinander aufgezeichnet werden, kann zu Problemen führen, wenn einzelne Effekte und deren Bedeutung auf das Antriebssystem isoliert betrachtet werden sollen. Messdatenbasierte Simulationen erlauben derartige isolierte Betrachtungen nicht, sodass der Anwender Gefahr läuft, falsche Rückschlüsse zu ziehen, wenn Ursache und Wirkung unklar bleiben. Das fehlende Wissen über die Ursache führt auch dazu, dass keine neuen Zustände abgeleitet bzw. simuliert werden können, da für diese keine Lastannahmen vorliegen. Diese Einschränkungen begrenzen die Einsatzfähigkeit der messdatenbasierten Simulation auf die Darlegung des Ist-Zustandes. Sollen jedoch, wie bei einer Systemanalyse üblich und speziell im Fall der Schaufelradantriebe, auch neue Soll-Zustände, Grenz- oder Sonderlastfälle abgeleitet werden, die nicht gemessen werden können, dann müssen die Lasten mithilfe tiefgründiger Instrumentarien, die die Ursache berücksichtigen, bestimmt werden.

Folglich liegt der Wunsch nicht fern, die Eingangslasten und somit die tatsächliche Ursache der Systemreaktion mithilfe von mathematischen Modellen zu bestimmen, sodass beliebige Abtastfrequenzen und Belastungssituationen berechenbar werden (ganzheitliche Simulation). Die Ersatzmodelle des An- und Abtriebes müssen dabei den Ansprüchen der ganzheitlichen

Simulation genügen, belastbare Aussagen im Zeit- und Frequenzbereich liefern und daher mittels Messwerten verifiziert werden. Dies sichert die Ergebnisgüte und erlaubt im Späteren einen direkten Vergleich zwischen Messung und Simulation. Das Konzept der ganzheitlichen Simulation, dargestellt in Abbildung 6.1-3, umfasst demnach einen deutlich größeren Rahmen und Aufwand als die messdatenbasierte Simulation, sodass der Mehraufwand gegen den Nutzen abgewogen werden muss [KPS95], [SBW03], [SS10], [SS11b], [SS11c], [SWC98], [SWC99a], [SWC99b].



**Abbildung 6.1-3:** Konzept der ganzheitlichen Simulation von Schaufelradantrieben

Neben der Bestimmung der Belastungen infolge des Grabvorganges (Grabwiderstandsmodell) entsprechend Kapitel 6.3 umfasst das Konzept auch die vollständige Hinterlegung des Regelkreises (Motormodell). Damit wird die diskrete Arbeitsweise des Motors und dessen Reaktionsmomentes berücksichtigt und die Grundlage zur späteren Optimierung der Regelung des Antriebes geschaffen. Darüber hinaus wird auch das Mehrkörpersystemmodell um den Oberbau und die Hubseilwinde deutlich erweitert, da der Oberbau einen entscheidenden Einfluss auf das Systemverhalten ausübt. In den nachfolgenden Kapiteln wird detailliert auf die Bildung der Teilsysteme und deren Rückkopplung zwischen Lasteingang, Lastreaktion am Motor und den Schwingungen im Getriebe und dem Oberbau eingegangen, sodass der enorme Mehraufwand des ganzheitlichen Konzeptes Berechtigung erfährt.

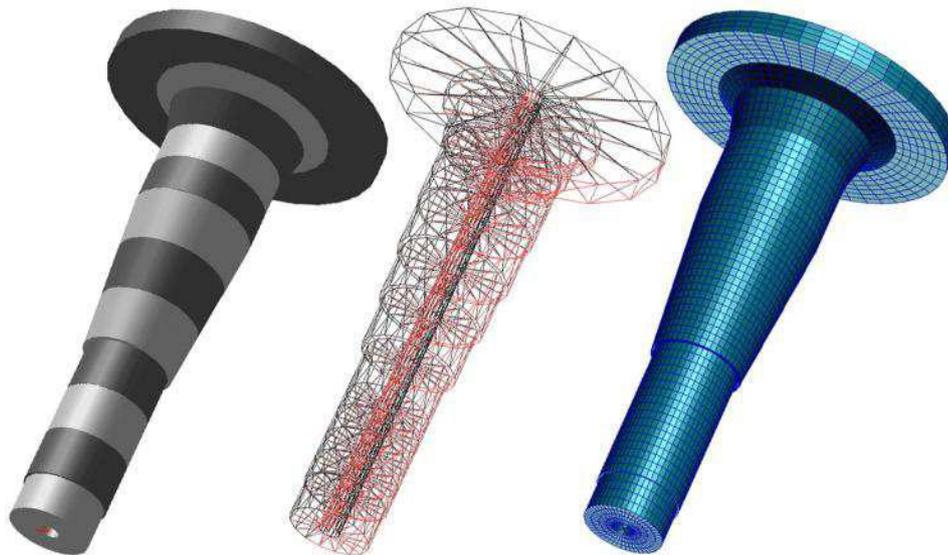
Gleichwohl das Streben nach einem verbesserten Systemverständnis und der Ableitung eines optimierten Betriebsverhaltens Ziele jedes Ingenieurs sind, müssen auch die Grenzen der ganzheitlichen Simulation beachtet werden. Grundvoraussetzung zur Durchführung eines derartigen Konzeptes sind in erster Linie das Vorhandensein und die Herausgabe sämtlicher Daten, das Antriebssystem und dessen Regelung betreffend. Da jedoch oftmals sehr viele Parteien an der Entwicklung und dem Betrieb eines Gerätes mitwirken, dabei auch stets das Bestreben nach Wirtschaftlichkeit besitzen und somit ihre Informationen schützen, wird ein derartiges Konzept oftmals frühzeitig verhindert. Dies exponiert sich im Aufwand der durchzuführenden Messungen zur Verifikation der Modelle, in der Erweiterung der mechanischen Systeme und

zuletzt in der Rechenzeit. Ferner unterliegen auch die mathematischen Lastmodelle Vereinfachungen und besitzen ihre Grenzen in der Analytik, sodass trotz Verifikation aller Teilsysteme die Ergebnisse stets auf Plausibilität hinterfragt werden müssen. Der Mehraufwand lohnt sich daher erst, wenn belastbare Soll-Zustände abgeleitet werden sollen.

## 6.1.2 Grundlagen elastischer Mehrkörpersysteme

### *Diskretisierung von Wellen und Achsen*

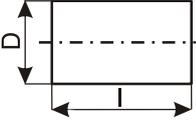
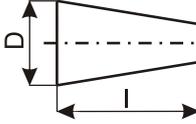
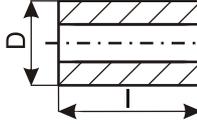
Mit der Abstraktion beliebiger Geometrien in diskrete Starrkörpersysteme (Abbildung 6.1-4 links) lässt sich jedes reale System numerisch berechnen. Die Modellierung der jeweiligen Starrkörper erfolgt durch Definition einer Punktmasse. Diese wird über ihre Schwerpunktkoordinate und entsprechende Massenträgheitsmomente definiert. Da diese Größen für Körper beliebiger Gestalt händisch mühsam zu bestimmen wären, bedient man sich in der Regel der jeweiligen CAD-Modelle. Für einfache Geometrien von Wellen und Achsen lassen sich jedoch auch, entsprechend Tabelle 6.1, einfache mathematische Zusammenhänge zur Bestimmung der Größen nutzen.



**Abbildung 6.1-4:** Arten der Wellenmodellierung [SRH09, S. 397]

Da sich mit diesem Ansatz noch keine Schwingungen abbilden lassen, muss dieser um die Bauteilelastizität erweitert werden. Dazu werden zwischen den Punktmassen Elastizitäten (Steifigkeiten) definiert. Basierend auf den Ergebnissen des Forschungsvorhabens FVA 95 und der Veröffentlichung nach [LAS88] bestehen grundlegende Formalismen zur Ermittlung der Steifigkeiten in sämtlichen Raumrichtungen [WC86], [WC83]. Außerdem liefern sie Hinweise zur Korrektur der Raumsteifigkeiten für unterschiedliche Wellengeometrien (z.B. Absatz, Passfeder), die auf experimentellen Untersuchungen beruhen. Das geschaffene Werkzeug zur Modellierung von Wellen und Achsen durch Diskretisierung in Punktmassen erlaubt mit seinen einfachen analytischen Zusammenhängen Modelle mit sechs Freiheitsgraden. Die Genauigkeit bzw. Belastbarkeit der Ergebnisse im Frequenz- und Zeitbereich richtet sich dabei nach dem

Grad der Diskretisierung. Sie bestimmt ferner die Anzahl der Freiheitsgrade des Systems und demnach die Anzahl der abbildbaren Eigenfrequenzen und -schwingformen.

			
Masse m [kg]	$\frac{\pi \cdot \rho \cdot D^2 \cdot l}{4}$	$\frac{\pi \cdot \rho \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2) \cdot l}{12}$	$\frac{\pi \cdot \rho \cdot (D^2 - d^2) \cdot l}{4}$
Trägheitsmoment J [kgm <sup>2</sup> ]	$\frac{\pi \cdot \rho \cdot D^4 \cdot l}{32}$	$\frac{\pi \cdot \rho \cdot (D^5 - d^5) \cdot l}{160 \cdot (D - d)}$	$\frac{\pi \cdot \rho \cdot (D^4 - d^4) \cdot l}{32}$
Torsionssteifigkeit c [Nm/rad]	$\frac{\pi \cdot G \cdot D^4}{32 \cdot l}$	$\frac{3 \cdot \pi \cdot G \cdot D^3 \cdot d^3}{32 \cdot l \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2)}$	$\frac{\pi \cdot G \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot l}$

**Tabelle 6.1:** Bestimmung von Masse, Trägheit und Steifigkeit nach [WC86]

Gilt es jedoch, komplexe Wellengeometrien zu berücksichtigen oder eine Vielzahl höherer Schwingordnungen darzustellen, dann bietet sich die Verwendung modaler Ersatzsysteme auf Basis der Finite-Elemente-Methode an. Auch wenn damit die dafür notwendige Kompetenz seitens des Ingenieurs gefordert und ein weiteres numerisches Verfahren in die Mehrkörpersystem-Simulation integriert wird, kann es den Modellierungs- und Rechenaufwand reduzieren und die Ergebnisqualität steigern. Bereits die vereinfachte Darstellung von Wellen und Achsen mithilfe eindimensionaler Stabelemente (Abbildung 6.1-4 mittig) reduziert unter Umständen erheblich den Modellierungsaufwand. In Abhängigkeit von der vorliegenden Geometrie und der Bedeutung des Schubeinflusses lassen sich Biege-, Axial- und Torsionsschwingungen gemäß der mathematischen Ansatzfunktion nach Bernoulli oder Timoshenko abbilden [CS03], [DRE06, S. 105 ff.], [RB07].

Diese fordern jedoch rotationssymmetrische Bauteile mit homogenem Material und kleinen Durchmesser-Länge-Verhältnissen und können ferner keine konischen Geometrien darstellen, sodass auch die Option zur direkten Einbindung vollständiger Finite-Elemente-Modelle in die Mehrkörpersystem-Simulation bestehen muss, siehe Abbildung 6.1-4 rechts. Um den Rechenaufwand des Finite-Elemente-Modells zu senken, wird dieses bezüglich seiner Freiheitsgrade reduziert in das Mehrkörpersystemmodell integriert. Der Vorteil dieses Vorgehens liegt in der Möglichkeit der gezielten Auswahl der zu behaltenen Eigenfrequenzen und Schwingformen. Die Reduktionsalgorithmen nach Guyan oder Craig-Bampton schaffen ein Ersatzmodell, welches die Masse- und Trägheitseigenschaften des Finite-Elemente-Modells aufweist, in der Anzahl der Freiheitsgrade jedoch deutlich reduziert ist [CB68], [GUY65].

### Verzahnungen

Neben Wellen und Achsen beeinflussen insbesondere Zahnradpaare das dynamische Verhalten des Systems. Die Notwendigkeit zur Modellierung des Zahneingriffes beruht auf der Annahme, dass die Kraftübertragung nicht als ideal steif angenommen werden darf [ROS12, S. 112]. Dies ist bedingt durch die Wandlung von Drehzahl und Drehmoment und durch die ungleichmäßige

Kraftübertragung infolge der Schwankung der im Eingriff befindlichen Zähne. Die damit verbundene Schwankung der Zahneingriffssteifigkeit entspricht einer inneren Anregung des Systems und regt vor allem hochfrequente Schwingungen der Getriebestufe an.

Modelliert wird der Zahneingriff mithilfe eines spielbehafteten Feder-Dämpfer-Elements nach Abbildung 6.1-5. Die Bestimmung der Zahneingriffssteifigkeit basiert dabei auf analytischen Funktionen gemäß Gleichung 6.1 (Fourier-Koeffizienten), der Hinterlegung vordefinierter Kennlinien oder auf der Bestimmung der relativen Lage der im Eingriff befindlichen Zahnräder.

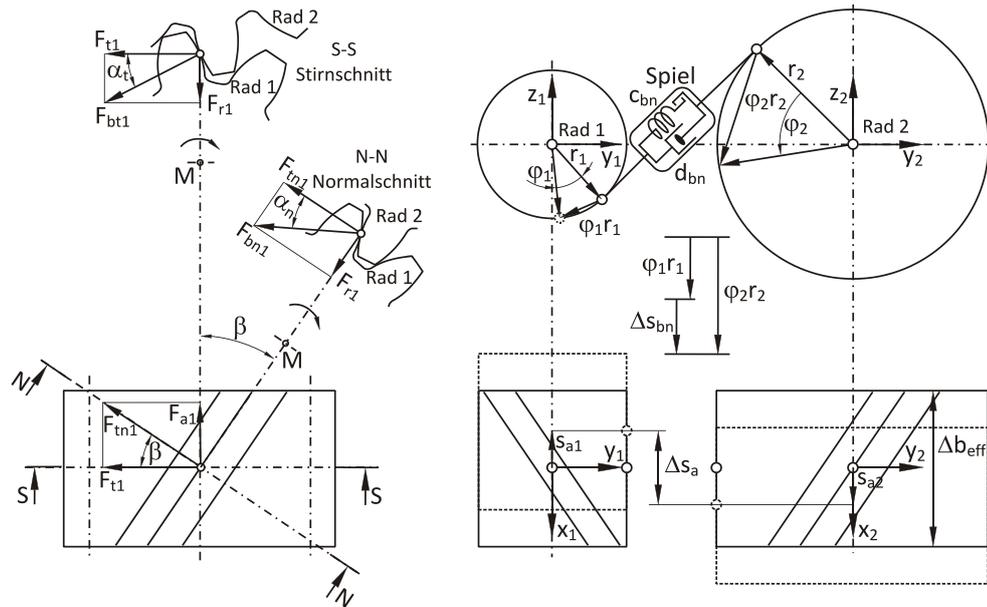


Abbildung 6.1-5: Geometrie des Zahneingriffes [SCH08, S. 73]

Allen Ansätzen ist dabei gemein, dass die Berechnung der räumlichen Zahnkräfte nach Gleichung 6.2 - 6.5 auf der Berechnung der Zahnnormalkraft  $F_n$  beruht und auf den Wälzpunkt idealisiert wird. Entsprechend Gleichung 6.2 setzt sie sich aus einer konstanten oder über den Drehwinkel variablen Zahneingriffssteifigkeit  $c_{bn}$  und dem Weg  $\bar{s}_{bn}$  sowie der Dämpfung  $d_{bn}$  und Geschwindigkeit  $\dot{\bar{s}}_{bn}$  zusammen. Die Größen Weg und Geschwindigkeit ergeben sich hierbei aus Differenzgrößen der beiden Zahnräder und sind in den Raumrichtungen entsprechend der trigonometrischen Beziehungen zu bilden [ROS12, S. 121 ff.].

$$\frac{1}{c_{th}} = 0.04723 + \frac{0.15551}{z_{n1}} + \frac{0.25791}{z_{n2}} - 0.00635 \cdot x_1 - 0.11654 \cdot \frac{x_1}{z_{n1}} - 0.00193 \cdot x_2 - 0.24188 \cdot \frac{x_2}{z_{n2}} + 0.00529 \cdot x_1^2 + 0.00182 \cdot x_2^2 \quad 6.1$$

$$F_n = c_{bn} \cdot \bar{s}_{bn} + d_{bn} \cdot \dot{\bar{s}}_{bn} \quad 6.2$$

$$F_t = (c_{bn} \cdot \bar{s}_{bn} + d_{bn} \cdot \dot{\bar{s}}_{bn}) \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha_n \quad 6.3$$

$$F_r = (c_{bn} \cdot \bar{s}_{bn} + d_{bn} \cdot \dot{\bar{s}}_{bn}) \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha_n \quad 6.4$$

$$F_a = (c_{bn} \cdot \bar{s}_{bn} + d_{bn} \cdot \dot{\bar{s}}_{bn}) \cdot \cos \alpha_n \quad 6.5$$

Auf Grundlage der zuvor dargestellten Möglichkeiten erlaubt das Mehrkörperprogramm SIMPACK mit dem programmeigenen Verzahnungswerkzeug GEARWHEEL (FE-225) die Definition beliebiger Bauweisen von Stirnradgetrieben, Planetengetrieben oder Kegelradgetrieben. Darüber hinaus erlaubt es die Diskretisierung des Zahnrades in Breitenrichtung, sodass Lastverteilungen im Wälzpunkt entlang der Eingriffsstrecke dargestellt werden können, siehe Abbildung 6.1-6. Zur Bestimmung eines vollständigen Tragbildes wäre die Betrachtung der Zahnnormalkräfte aller Punkte der Eingriffsstrecke und der sich daraus ergebenden Breitenlastverteilung notwendig [HÜB12].

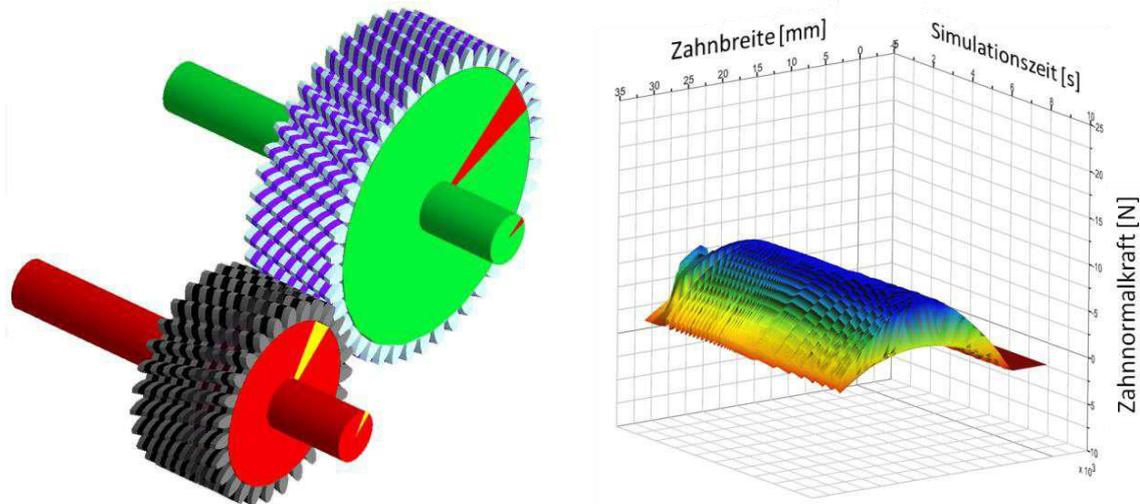


Abbildung 6.1-6: Breitenlastverteilung

### Wälzlager

Zur Ableitung von Reaktionskräften, der Krafteinleitung oder -übertragung entstammend, in eine feste Lagerung und zur Stützung rotierender Bauteile gegenüber ruhenden, kommen Wälz- und Gleitlager zum Einsatz. Steht nicht die Kinematik und Kinetik der einzelnen Bauteile des Lagers im Vordergrund (Innenring, Wälzkörper, Käfig, Aussenring), dann darf das Maschinenelement „Lager“ auf einen Punkt idealisiert werden. Dies stellt den Regelfall dar, sodass detaillierte Mehrkörpersystemmodelle des Lagers nach [DTD10], [HIP04] zur Bestimmung der generellen Funktionsweise und der auftretenden Hertz'schen Pressung die Ausnahme bleiben.

Abstrahiert wird die Funktionsweise des Wälz- oder Gleitlagers in Form eines masselosen Feder-Dämpfer-Elements, dessen Steifigkeit  $c_{\text{Lager}}$  sich aus der Lagerdimension, der Last und des Schmierzustandes ergibt. Unterschieden werden die Lagermodelle jedoch in der Darstellung der Steifigkeit als konstante Größe in einem fest definierten Betriebspunkt, als lastabhängige Kennlinie oder in Form einer vollständigen Matrix, die die Abhängigkeiten der Radial- und Axialsteifigkeiten vereint. In der Regel findet vor allem die Vorgabe fester Betriebssteifigkeiten Anwendung, da sie für Systeme mit geringen Lastschwankungen hinreichend genaue Ergebnisse liefert und dabei des geringsten Rechenaufwandes bedarf. Diesem Ansatz geht jedoch die Annahme eines linearen Steifigkeitsverhaltens unter Last voraus, die insbesondere bei geringen Drehzahlen und Lasten nicht der Realität entspricht. Betroffen sind hierbei vor allem

Verlagerungen und Verkipnungen von Bauteilen, deren Werte bei abweichender Vorgabe der Steifigkeit leicht verfälscht werden. Die Ausgabe der Lagerkräfte bleibt unbeeinflusst, da sie sich gemäß Gleichung 6.6 allein aus dem Verhältnis von Steifigkeit und Verschiebung ergibt.

$$\vec{F}_{\text{Lager},ij} = c_{\text{Lager},ji} \cdot \Delta \vec{q}_{\text{Lager},i} \quad 6.6$$

Dieser Umstand der Verfälschung der Lagen lässt sich mit der Vorgabe fester Lagerkennlinien in radialer und axialer Richtung kompensieren und erhöht damit die Aussagefähigkeit des Mehrkörpersystemmodells bei Hochlaufvorgängen des Antriebsstranges. Im Gegensatz zur Vorgabe fester Steifigkeiten erlaubt die Vorgabe einer linearen oder nichtlinearen Kennlinie ferner die Definition von Lagerspiel. Dieses wirkt sich insbesondere bei Drehrichtungswechseln oder stark schwankenden Lasten mit Nulldurchgang aus. Im Fall der Simulation von Schaufelradantrieben liegen beide Randbedingungen nicht vor, sodass das vorhandene Lagerspiel vernachlässigt werden kann. Die Bestimmung der Kennlinienverläufe erfolgt auf Basis von Messdaten oder Datenbanken des Wälzlagerherstellers. Dieser unterscheidet außerdem zwischen Kennlinien auf Basis des Differenzenquotienten und des reinen Quotienten aus Kraft und Verformung, wobei die Steifigkeit dem Anstieg der Verformungskurve entspricht, siehe Abbildung 6.1-7. Die Berechnungen im Mehrkörperprogramm SIMPACK entsprechen dabei der linearen Annäherung des Quotienten aus Kraft und Verformung.

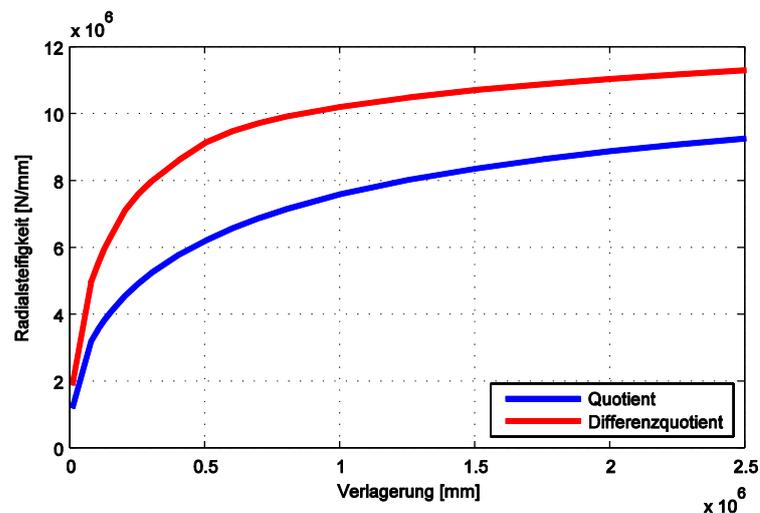
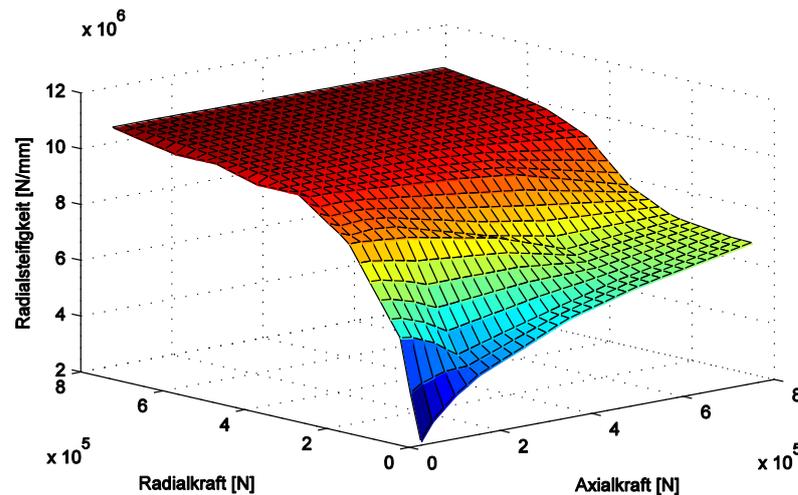


Abbildung 6.1-7: Wälzlagersteifigkeitskennlinie

Ogleich die Repräsentation der Wälzlagersteifigkeit mithilfe einer Kennlinie für die meisten Lager der beste Kompromiss zwischen Rechenaufwand und Ergebnisqualität darstellt, ist sie auf Lager begrenzt, deren Radial- und Axialsteifigkeit lediglich in geringem Maße voneinander abhängen. Diese Bedingung wird in den wenigsten Fällen erfüllt, sodass eine Kennlinienschar der Radial- und Axialsteifigkeiten existieren muss, um das gesamte Betriebspektrum abzudecken. Hierzu zeigt Abbildung 6.1-8 die Zusammenhänge zwischen Steifigkeit, Radialkraft und Axialkraft am Beispiel eines Pendelrollenlagers des Stirnradgetriebes und offenbart die Notwendigkeit der Hinterlegung von Steifigkeitsmatrizen, insofern das gesamte Betriebsverhalten des Lagers durchlaufen wird. Diese müssen entweder durch Messungen gewonnen oder durch Berechnungsmodelle der Lagerhersteller bereitgestellt werden.



**Abbildung 6.1-8:** Exemplarisches Steifigkeitskennfeld eines Pendelrollenlagers

Veröffentlichungen von [VKB11], [SKS13] zeigen hierfür anwendbare Lösungen von SIMPACK und BEARINX<sup>1</sup>, setzen allerdings die Bereitstellung umfassender Lagerdaten voraus. Der Mehrgewinn an Informationen und die erhöhte Genauigkeit der Ergebnisse müssen jedoch mit deutlich erhöhtem Rechenaufwand bezahlt werden. Speziell bei Getrieben mit mehreren Getriebestufen, und folglich einer Vielzahl von Lagern, führt diese Ansatzfunktion des Lagers zu nicht rechenbaren Modellen. Dementsprechend beschränkt sich der Einsatz von Lagermatrizen auf kleinere Modelle bzw. auf ausgewählte Lager eines Getriebes.

### **Elastische Gehäuse**

Die Systemgrenze starrer Mehrkörpersysteme liegt für gewöhnlich in der Lagerung des Systems. Erfahren die Elastizitäten der Lagerung bei der Modellbildung noch Berücksichtigung, so gilt dies für die Elastizitäten der umgebenden Struktur, in Form von Gehäuse oder Anschlusskonstruktionen, in den wenigsten Fällen. Zahlreiche Untersuchungen am Lehrstuhl für Maschinenelemente der TU Dresden zeigen jedoch, dass die Nachgiebigkeit der Gehäuse bei weichen Konstruktionen nicht vernachlässigbar ist [HÄH09], [MTA10], [POL10], [ROS12], [SCH08].

Die einfachste Form der Berücksichtigung der Gehäuseelastizität liegt in der Definition eines weiteren masselosen Feder-Dämpfer-Elements in Reihe zum Ersatzmodell des Wälzlagers, das die Rechenzeit des Modells nicht beeinflusst. Die Abschätzung der Gesamtgehäusesteifigkeit bzw. der lokalen Steifigkeit am Anschlusspunkt des Lagers zum Gehäuse fällt allerdings mit zunehmender Geometriekomplexität schwerer, sodass modale Ersatzsysteme herangezogen werden. Diese ermöglichen außerdem das Aufbringen von Gehäuselasten und die Berücksichtigung von Masse, Trägheit und Dämpfung. Inwiefern die Eigenschaften des Gehäuses Einfluss auf das dynamische Verhalten des Antriebsstranges ausüben, muss fallabhängig untersucht werden. Ist die Einbindung vonnöten, dann kann diese sich an den Arbeitsschritten nach Abbildung 6.1-9 orientieren.

<sup>1</sup> Wälzlagerprogramm der INA-Schaeffler KG



**Abbildung 6.1-9:** Einbindung elastischer Strukturen

Im ersten Schritt ist hierfür die CAD-Konstruktion des Bauteils anzupassen und auf tragende Elemente zu reduzieren. Dies meint für gewöhnlich auch die Vernachlässigung oder Vereinfachung von Fasen, Bohrungen sowie Aufbauten, die nicht im Kraftfluss liegen. Dadurch lassen sich effiziente Finite-Elemente-Modelle ableiten, die das Ziel der korrekten Verformungsdarstellung haben. Zur modalen Reduktion genutzte Finite-Elemente-Modelle dürfen somit in der Regel nicht hinsichtlich der auftretenden Spannungen ausgewertet werden, da deren korrekte Auswertung sehr viel feinere Netze erfordert. Die für die Mehrkörpersystem-Simulation verwendeten groben Netze erfüllen diese Bedingung nicht, sind jedoch hinreichend genau, um das Verformungs- und Eigenverhalten vollständig darzustellen. Zur Übertragung von Kräften und Momenten des Mehrkörpersystemmodells auf die Finite-Elemente-Struktur dienen RBE<sup>2</sup>-3-Elemente, welche zur Gruppe der MPC<sup>3</sup>-Elemente zählen. Sie verteilen die punktuell eingeleitete Schnittlast des Mehrkörpersystemmodells in Abhängigkeit von der lokalen Steifigkeit auf das Finite-Elemente-Modell.

Nach Abschluss der Modellbildung des Finite-Elemente-Modells und der anschließenden Auswahl an darzustellenden Eigenfrequenzen werden analog zu den Ausführungen in Kapitel 6.2.1 Rechenalgorithmen zur statischen und dynamischen Reduktion genutzt. Um die Qualität des reduzierten Modells zu überprüfen, kann dieses mit dem ursprünglichen Finite-Elemente-Modell verglichen werden. Dafür lässt sich die Bildung einer MAC<sup>4</sup>-Matrix heranziehen, die ursprünglich dem Vergleich zwischen Messdaten und Ersatzmodell entstammt. Diese trägt die lineare Abhängigkeit der zu vergleichenden Eigenvektoren auf und gibt entsprechend Abbildung 6.1-10 Auskunft über die Vergleichbarkeit der Eigenschwingformen. MAC-Werte von eins bedeuten, dass beide Eigenvektoren (EV) kollinear sind, ein MAC-Wert von null bedeutet, dass beide Eigenvektoren orthogonal sind. Demnach stellt die MAC-Matrix ein Maß der Reduktionsgüte dar und hat idealerweise die Struktur einer Einheitsmatrix [MAR10, S. 35], [MOT95, S. 56 f.].

<sup>2</sup> Rigid-Body-Element

<sup>3</sup> Multi-Point-Constraint

<sup>4</sup> Modal Assurance Criterion

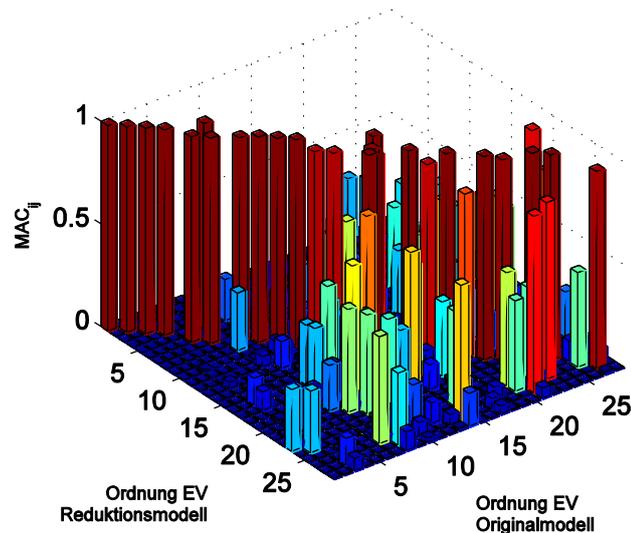


Abbildung 6.1-10: MAC-Matrix

Mit der auszugsweisen Darstellung der zu modellierenden Elemente eines Antriebsstranges sind die Voraussetzungen zur Bildung eines vollelastischen Mehrkörpersystemmodells des Baggers 293 und des Baggers 1510 geschaffen. Dazu wird im Folgenden am Beispiel des Baggers 293 ausführlich der Getriebeaufbau vorgestellt, bevor anschließend detailliert auf die einzelnen Modellstufen vom reinen Torsionsmodell des Triebstranges hin zum vollelastischen, ganzheitlichen Mehrkörpersystemmodell eingegangen wird. Da dieser Weg analog für den Bagger 1510 vollzogen wurde, wird dieser nicht gesondert ausgeführt, wohl aber dessen Getriebeaufbau.

## 6.2 Ermittlung der Parameter und Aufbau eines Mehrkörpersystemmodells

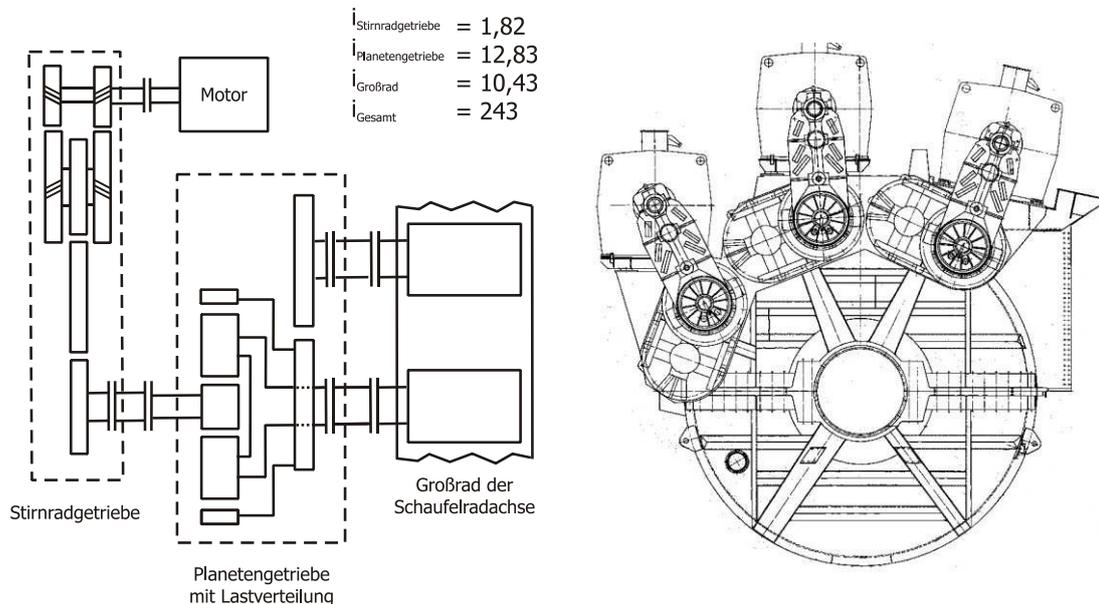
### 6.2.1 Triebstrang Bagger 293

#### **Getriebeaufbau**

Abbildung 6.2-1 links zeigt den schematischen Aufbau eines Antriebszweiges des Baggers 293, bestehend aus einem 1.680 kW starken, frequenzumrichter gesteuerten Asynchronmotor, einem vorgeschalteten Stirnrad- und Planetengetriebe und zwei Verbindungswellen, die ihr Drehmoment auf das Großrad und somit das Schaufelrad summieren. Da entlang des Großradumfangs drei dieser Antriebszweige verteilt sind (Abbildung 6.2-1 rechts), handelt es sich um ein leistungsverzweigtes, lastverteiltes Summiergetriebe. Das Nenndrehmoment der drei Motoren mit jeweils  $M_{\text{Motor}} = 16.140 \text{ Nm}$  führt entsprechend der Gesamtübersetzung von  $i = 243$  zu einem Schaufelraddrehmoment von  $M_{\text{SR}} = 11.770 \text{ kNm}$ .

Um den Motor vor Überlasten zu schützen und die Drehzahlschwankungen zu senken, besitzt jeder Zweig des Getriebes zwei Kupplungen. Die dem Motor nahe Lamellenrutschkupplung begrenzt das übertragbare Drehmoment auf das 1,7fache des Nennmomentes. Bei Blockade des Schaufelrades, zum Beispiel durch Festfahren oder durch Anbaggern eines Findlings, trennt die Kupplung das Getriebe vom Motor und dessen Leistungselektronik. Theoretisch sind somit keine Überlasten im mechanischen und elektrischen Sinne möglich. Dies bedeutet allerdings nicht, dass damit höhere Momentspitzen im Getriebe verhindert werden können, sondern

bezieht sich allein auf das Drehmoment der Motorwelle. Die sich anschließende hochelastische Klauenkupplung ist über eine Passfeder direkt mit der Eingangswelle des Stirnradgetriebes verbunden und senkt, aufgrund der geringen Steifigkeit, die Schwingamplituden der motorseitigen Wellen deutlich ab. Dies trägt neben der Regelungsart (PI-Regelung) zu einem robusten und ruhigen Drehzahlverhalten der Motorwelle und somit zu einer gutmütigen Regelbarkeit bei.

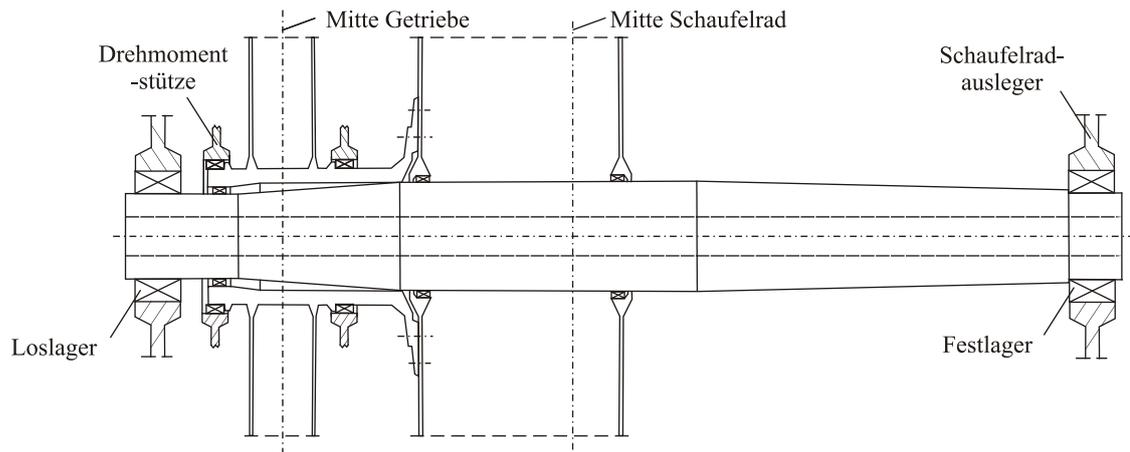


**Abbildung 6.2-1:** Getriebeschema Bagger 293

Das sich der Kupplung anschließende Stirnradgetriebe besteht aus einer dreistufigen Stirnradkette, bei der das Auftreten von Axialkräften durch Geradzahnräder konstruktiv verhindert werden soll. Dementsprechend können die Stützlagerungen des Getriebes robust und wartungsfreundlich ausgeführt werden. Zwischen dem vorgeschalteten Stirnradgetriebe und dem am Steg und Hohlrad abtreibenden Planetengetriebe ermöglicht die bombiert ausgeführte Bogenzahnkupplung Achsversätze zwischen den Getriebestufen, welche aufgrund von Zentrierbewegungen der Sonne entstehen können. Diese zentriert sich zwischen drei Planeten, welche wiederum über das Hohlrad und den Steg abtreiben. Dadurch kann eine Lastverteilung erreicht werden, wenn die Übersetzung zwischen Sonne-Steg und Sonne-Hohlrad gleich ist. Da die Zähnekombination des Planetengetriebes hierfür ungeeignet ist, übersetzt ein am Außengehäuse des Planetengetriebes zusätzlich angebrachtes Stirnrad das Drehmoment und die Drehzahl auf die Größen des Steges. Somit übertragen die über eine Zahnwellenverbindung angeschlossenen Verbindungswellen jeweils das halbe Drehmoment eines Zweiges auf das Großrad.

Aufgrund der schlanken und langen Ausführung der Verbindungswellen und der Ritzel stellen auch sie einen wichtigen Schwingungsknoten des Getriebes dar. Zur Gewährleistung der gleichmäßigen Drehmomentübertragung und des ruhigen Laufes muss sichergestellt sein, dass alle Ritzel der Verbindungswellen gleichzeitig eingreifen und dabei ein homogenes Lasttragbild über der Flankenbreite und -höhe aufweisen. Liegt dies nicht vor, dann sind starke Wechselwirkungen zwischen den drei Antriebssträngen über das Großrad zu erwarten, die die Dynamik erhöhen und folglich die Lebensdauer der Maschinenelemente absenken. Das Großrad

selbst besitzt eine Geradverzahnung mit dem Modul  $m_n = 32$  sowie 200 Zähnen und hat einen Durchmesser von 6,4 m. Gestützt wird die Verzahnung über eine geschweißte Blechkonstruktion, die über Rollenlager auf der Hülse der Schaufelradachse lagert. Mit der Ausführung der Lagerung als X-Anordnung entsprechend Abbildung 6.2-2 können die Radial- und Axialkräfte aus der Hülse bzw. dem Großrad schneller abgeleitet werden als mit einer gewöhnlichen Fest-Los-Lagerung. Gegenüber der O-Anordnung, welche die Last nach außen verteilt und somit eine größere Stützbreite zur Aufnahme von Biegemomenten besitzt, sind X-Anordnungen unempfindlicher gegen Schiefstellungen der Achse [SCH10, S. 167].



**Abbildung 6.2-2:** Schaufelradachse

Die Hülse des Großrades selbst stützt sich einerseits über ein Ringfederspannelement auf der Schaufelradachse ab und besitzt andererseits eine feste Schraubenverbindung zum zellenlosen Schaufelrad. Dieses, mit 18 Schaufeln bestückt und im Durchmesser 21,6 m groß, lagert ebenfalls über Ringfederspannelemente auf der Schaufelradachse, die über eine Fest-Los-Lagerung direkt im Schaufelradausleger angebunden ist. Der Kraftfluss von den Grabwerkzeugen über die Schaufeln und den Schaufelradgrundkörper führt dabei über die Hülse. Die Schaufelradachse erfährt, ihrer Bezeichnung entsprechend, kein Drehmoment.

### 6.2.2 Torsionsmodell des Antriebsstranges

Ausgehend von den Zeichnungssätzen des Getriebes lässt sich mithilfe der zuvor beschriebenen mathematischen Ansätze ein Torsionsschwingmodell des Schaufelradantriebes erstellen, siehe Abbildung 6.2-3. Auch wenn hierbei jeder Körper über lediglich eine Masse dargestellt wird, ergibt sich als Minimalmodell ein 29-Massen-Schwingsystem, dessen analytische Lösung einen hohen Aufwand bedeutet. Erstellt gibt es, nach Aufstellung der auf die Motorwelle (Bildwelle) reduzierten Trägheits- und Steifigkeitsverteilung, Auskunft über das grundsätzlich zu erwartende Systemverhalten im Zeit- und Frequenzbereich, beschränkt sich jedoch auf reine Rotationsschwingungen um die Hauptachse.

Hierbei zeigt die in Abbildung 6.2-4 logarithmisch aufgetragene Trägheitsverteilung deutlich, dass allein die Trägheiten der Motorwelle und des Schaufelrades das Systemverhalten maßgeblich beeinflussen werden und folglich, unabhängig vom Systemzustand (Betriebsbedingungen oder Leerlauf), als Haupteinflussgrößen gelten. Knapp 70 % der reduzierten

Gesamtträgheit befindet sich auf der Bildwelle, wobei die Motoren mit je 240 kgm<sup>2</sup> (52 %) den größten Anteil besitzen. Demzufolge werden bei Schwingungen der Motoren untereinander bzw. bei Schwingungen der Motoren gegen das Schaufelrad hohe Trägheiten bewegt, die das Bewegungsverhalten des Antriebes dominieren. Die übrigen Getriebeelemente (z.B. Stirnradstufe, Planetengetriebe) können zwar lokale Schwingformen aufweisen und mit diesen zur geringfügigen Veränderung des dynamischen Verhaltens der Antriebe beitragen, global auf den Antriebsstrang betrachtet, fungieren sie jedoch als idealer Überträger von Informationen.

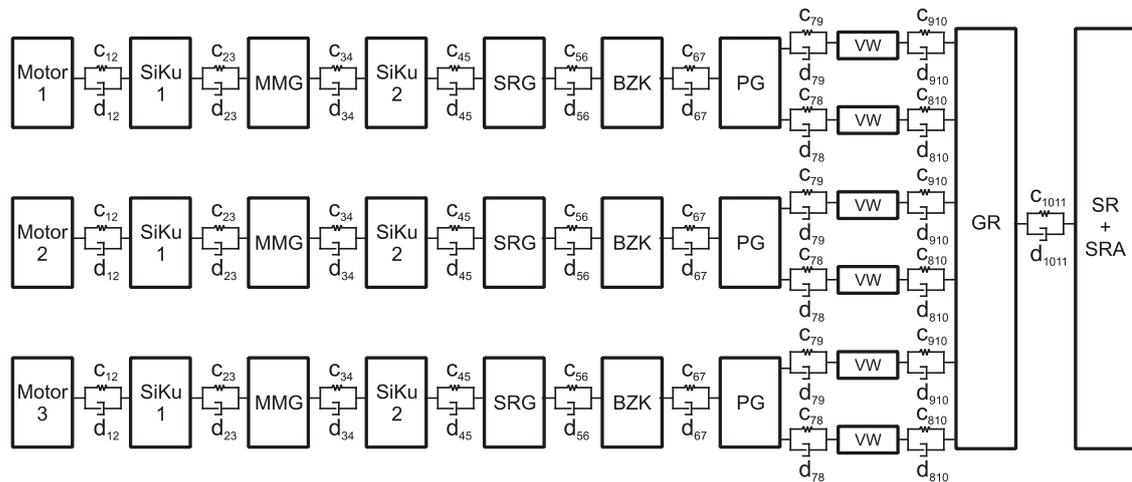


Abbildung 6.2-3: Analytisches Torsionsschwingmodell des Baggers 293

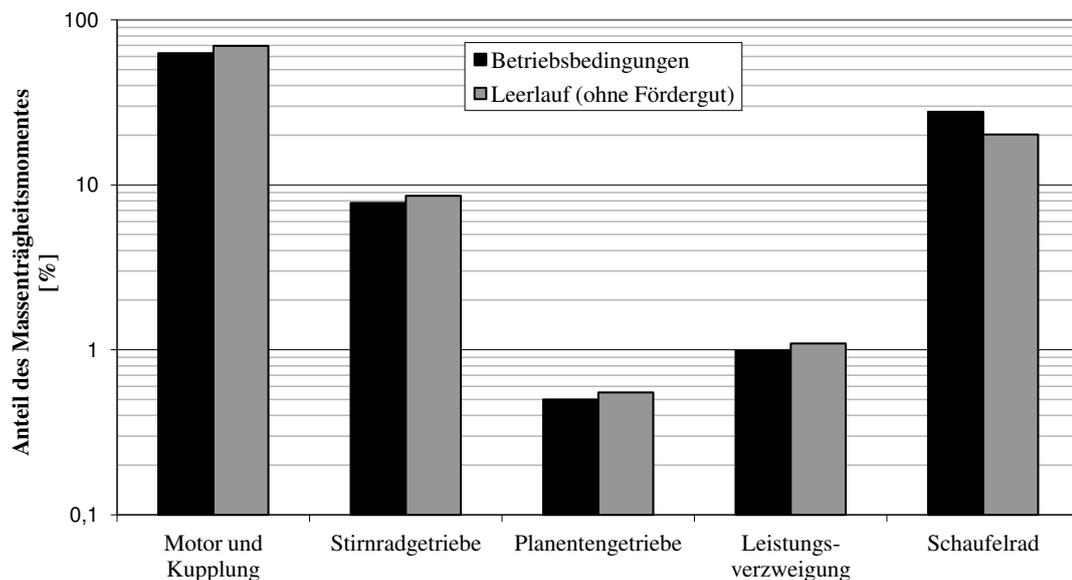
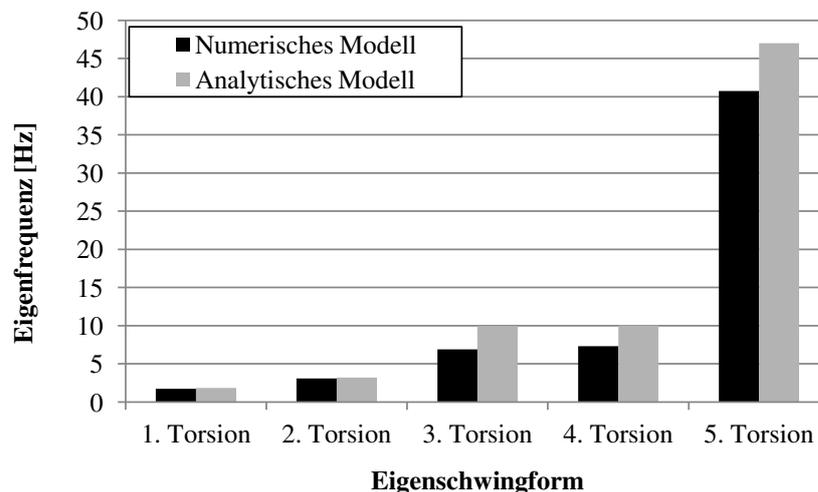


Abbildung 6.2-4: Trägheitsverteilung Bagger 293

Neben der Abbildung der Verteilung von Trägheit und Steifigkeit bieten mechanische Ersatzmodelle die Möglichkeit zur Bestimmung der Systemeigenfrequenzen. Erfolgt diese auf Basis von stark diskretisierten Punktmassmodellen (eine Punktmasse je Körper), die über analytisch berechnete Steifigkeiten miteinander verbunden sind (analytisches Modell), so ergeben sich im Vergleich zu softwaregestützten Modellen (numerisches Modell), deren Steifigkeitswerte einiger Elemente auf Kontaktalgorithmen beruhen (z.B. Verzahnungen), teilweise deutliche Abweichungen. Obwohl beide Modelle auf der gleichen Trägheitsverteilung basieren, können

die Körper im numerischen Modell (mehrere Punktmassen je Körper) zudem deutlich stärker diskretisiert werden. Dies äußert sich in unterschiedlichen Eigenvektoren – die Schwingformen des numerischen Modells sind detaillierter. Darüber hinaus lässt sich ebenfalls schlussfolgern, inwiefern sich die Interpretation der Trägheitsverteilung bestätigt und ob nichtlineare Einflüsse, wie z.B. die Zahneingriffssteifigkeit, welche im analytischen Modell für gewöhnlich als unendlich steif angenommen wird, die Systemeigenfrequenzen beeinflussen.

Ogleich die ersten beiden, niederfrequenten Systemeigenfrequenzen nahezu identisch sind, bestätigen sich die Annahmen bei der Auswertung des Vergleichs entsprechend Abbildung 6.2-5. Insbesondere bei höheren Schwingformen weist das detailliertere numerische Modell kleinere Werte auf und verhält sich demnach elastischer. Diese Beobachtungen decken sich mit den Vorbetrachtungen von [GRA12, S. 17 f.], der in seiner Arbeit Vergleichsrechnungen zwischen analytischen und numerischen Modellen hinsichtlich der Notwendigkeit der Berücksichtigung von Zahneingriffssteifigkeiten anführt. Erst bei Berücksichtigung von Zahneingriffssteifigkeiten ergeben sich vergleichbare Eigenfrequenzen.



**Abbildung 6.2-5:** Vergleich der Torsionseigenfrequenzen (analytisch-numerisch)

Bezüglich der Bewertung des Systemverhaltens genügt jedoch auch das numerische Torsionsmodell nicht den grundsätzlichen Anforderungen zur ganzheitlichen Simulation. Da es sich allein auf den Torsionsfreiheitsgrad beschränkt und sich im Vergleich zum realen Modell erfahrungsgemäß wiederum zu steif verhält, wird im Folgenden, gemäß dem vorherigen Kapitel, ein vollständig elastisches Mehrkörpersystemmodell des Schaufelradantriebes erstellt.

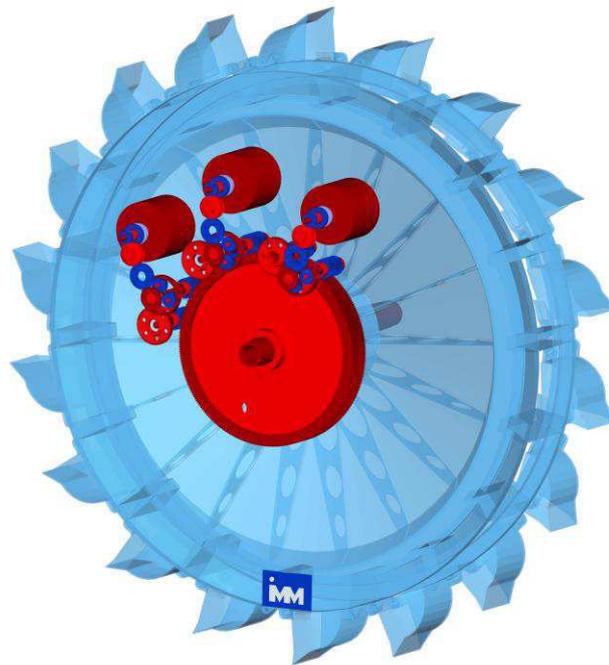
### ***Vollelastisches Mehrkörpersystemmodell***

Gleichwohl die modellhafte Darstellung von Antriebssystemen mit reinem Torsionsfreiheitsgrad weiterhin stark verbreitet scheint, unterliegt sie starken Vereinfachungen und setzt beispielweise das Nichtvorhandensein bzw. die Vernachlässigung von Raumkräften, respektive deren Einfluss auf Biegungen, voraus. Dies ist in den meisten räumlichen Arbeitsprozessen jedoch unzulässig, sodass die Freischaltung weiterer Freiheitsgrade notwendig wird. Ferner zeigen die Erfahrungen, dass sich bei höheren Schwingordnungen einzelner Körper das Gesamtsystem nicht allein auf den Torsionsfreiheitsgrad beschränkt, sondern sich weitere

Freiheitsgrade an einer Schwingform beteiligen. Dies beeinflusst sowohl die Schwingform als auch die Eigenfrequenz, welche bei räumlichen Mehrkörpersystemmodellen mit sechs Freiheitsgraden im Vergleich zum Torsionsschwinger oft niedriger liegt.

Zur Erweiterung des bestehenden Torsionsmodells sind entsprechend der bekannten mathematischen Beziehungen auch für die verbleibenden Raumrichtungen Werte für die Steifigkeit und Dämpfung zu ermitteln. Weiterhin müssen die einzelnen Hauptteilkörper des Schwingensystems in mehrere Punktmassen zerlegt werden (Diskretisierung), sodass sich komplexere Schwingformen abbilden lassen. Der grundsätzliche Grad der Diskretisierung richtet sich dabei nach den zu beachtenden Eigenfrequenzen des Bauteils und kann schwerlich pauschal definiert werden.

Im Fall des in Abbildung 6.2-6 dargestellten vollelastischen Mehrkörpersystemmodells des Antriebsstranges werden alle Wellen nach der Balkenansatzfunktion von Timoshenko in Form von eindimensionalen FE-Körpern modelliert, da dieser die nicht zu vernachlässigenden Schubeffekte berücksichtigt. Weil die Schaufelradachse des Getriebes lange konische Bereiche besitzt und zudem als Hohlwelle ausgeführt ist, wird diese mithilfe eines vollständigen dreidimensionalen Finite-Elemente-Modell abgebildet (siehe auch Abbildung 6.2-2).



**Abbildung 6.2-6:** Vollelastisches Mehrkörpersystemmodell des Getriebes und Schaufelrades

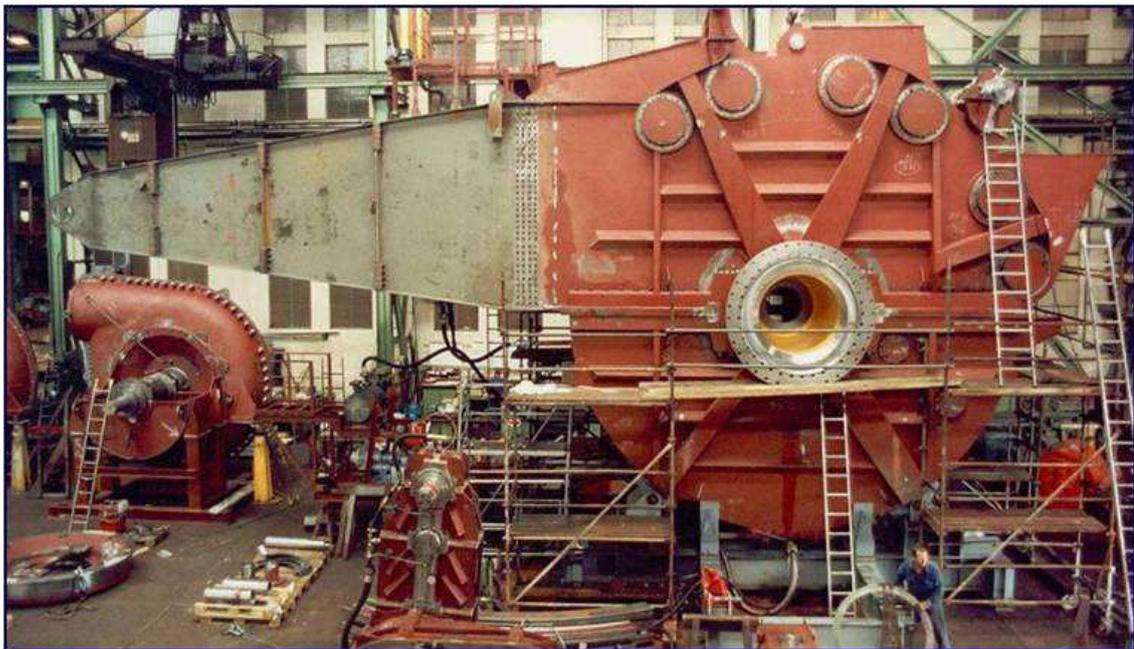
Die Repräsentation der Wälzlager erfolgt entsprechend des zu berechnenden Lastfalles. Bei Hochlaufvorgängen des Antriebsstranges gewährleisten Kennlinien die lastabhängige Steifigkeitsdarstellung der Wälzlager. Zur Simulation gewöhnlicher Lastfälle, bei denen das Getriebe zu Beginn der Simulationsrechnung bereits mit Nenndrehzahl läuft und verspannt wurde, genügt die Darstellung der Wälzlager mit einer festen Betriebssteifigkeit. Somit ist ein vollständiges Mehrkörpersystemmodell des reinen Antriebsstranges mit 731 Freiheitsgraden geschaffen, welches nachfolgend um die umgebende Struktur erweitert wird.

### 6.2.3 Umgebende Struktur

#### ***Getriebegehäuse und Drehmomentstütze***

Zur Übertragung von Kräften und Momenten müssen auf der Welle reitende Getriebe sich an einer feststehenden Struktur abstützen [SCH10, S. 870]. Für einzelne Zahnradstufen übernehmen einfache Gehäuse oder Abstützkonstruktionen diese Funktion, wobei diese wiederum an einem festen Fundament oder deutlich größeren Bezugssystem gelagert sind. Für komplette Getriebestufen (z.B. Planetengetriebe) oder Zahnradstufen mit großen Kräften werden spezielle Gehäusekonstruktionen genutzt, die über weit entfernt liegende Abstützpunkte das Drehmoment lagern – die Drehmomentstütze. Somit lassen sich große Kräfte bzw. daraus resultierende Drehmomente leichter lagern, da das Abstützmoment aus einem langen Hebelarm und einer dafür kleineren Lagerkraft stammt.

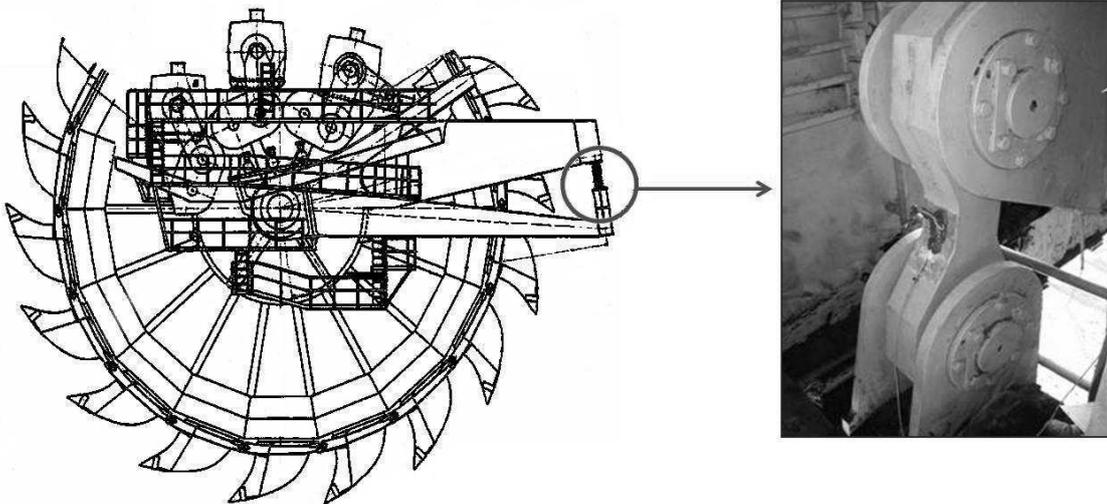
Das Schaufelradgetriebe des Baggers 293 besitzt entsprechend Abbildung 6.2-7 eine 17 m lange, 7,6 m hohe Drehmomentstütze, welche alle Differenzmomente des Getriebes summiert und gegenüber dem Oberbau abstützt. Die zwischen der Drehmomentstütze und dem Oberbau liegende Zugbolzenverbindung wird dadurch bei Nennlast mit 955 kN belastet. Der maximale Hebelarm zwischen Schaufelradachse und Zugbolzenverbindung beträgt 12,32 m.



**Abbildung 6.2-7:** Drehmomentstütze [Quelle: RWE Power AG]

Praktischerweise lässt sich mit der Länge des Hebelarms nicht nur die Abstützkraft am Oberbau reduzieren, sondern auch die Betriebslast an jener Zugbolzenverbindung messen. Trotzdem auf diese Weise allein das Differenzmoment zwischen den Motoren und dem Schaufelrad erfasst werden kann und dieses zuvor durch das Übertragungsverhalten der Drehmomentstütze verändert wird, gibt die Auswertung des Zugkraftsignals am Bolzen Auskunft über das Betriebsverhalten des Systems. Dabei werden sowohl Anregungen als auch Reaktionen erfasst. Der zeitliche Verlauf und die Amplitude der Reaktionslast dürfen allerdings nicht mit der tatsächlichen Reaktion im Getriebe gleichgesetzt werden, ähneln dieser vermutlich jedoch stark. Demzufolge diente der in Abbildung 6.2-8 dargestellte Zugbolzen zur indirekten Erfassung des

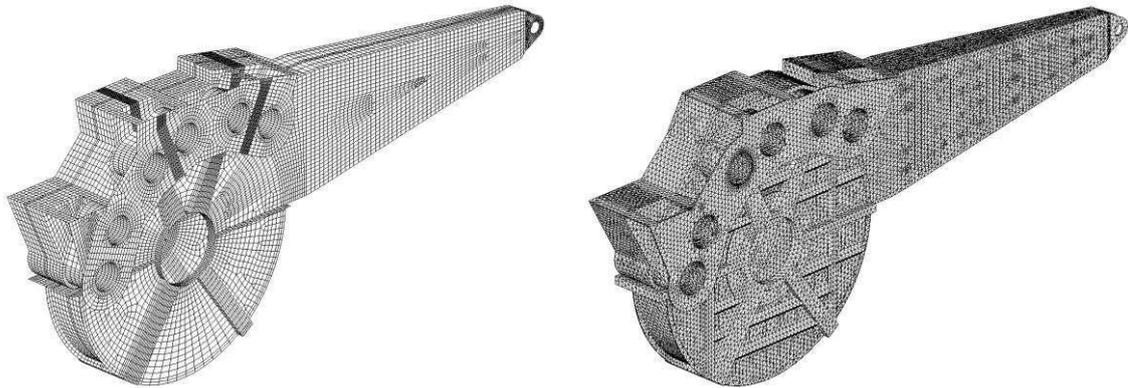
Differenzdrehmomentes, um den Ist-Zustand des Schaufelradantriebes zu erfassen und das Mehrkörpersystemmodell zu verifizieren.



**Abbildung 6.2-8:** Indirekte Messung des Differenzdrehmomentes [Quelle: RWE Power AG]

Mithin ist zum Vergleich zwischen Messung und Simulation auch die elastische Abbildung des Zugbolzens, der Drehmomentstütze und der weiteren Getriebegehäuse im Simulationsmodell vonnöten, um mit der Realität vergleichbare Systemgrenzen zu besitzen. Überdies lassen sich die Einflüsse der gesamten Abstützstruktur in Bezug auf das Übertragungsverhalten, die Eigenfrequenzen und Eigenschwingformen nicht abschätzen. Die dünnwandige, durch zahlreiche Querrippen stark versteifte Struktur der Drehmomentstütze lässt jedoch bereits optisch vermuten, dass sie sich bei Torsionsschwingungen des Schaufelrades biegt. Hinzu kommt, dass der Messpunkt der Zugkraft am Ende der Übertragungskette steht und Zwischenelemente das Signalverhalten in Form von Dämpfung oder Verzögerung maßgeblich verändern können, sodass zunächst ein Maximalmodell des Antriebsstranges, im Sinne der Berücksichtigung aller mechanischen Haupteinflussgrößen, modelliert wird.

Hierzu wird die Drehmomentstütze als Mittelflächenmodell und somit 2D-Finite-Elemente-Modell (35.000 Elemente) erstellt, da dieses, entgegen dem 3D-Volumenkörpermodell (185.000 Elemente) gezielter vernetzt und somit in der Anzahl der Freiheitsgrade deutlich reduziert werden kann, siehe Abbildung 6.2-9. Trotzdem mit einem Mittelflächenmodell Vereinfachungen und Vernachlässigungen bei der Geometrie in Kauf genommen werden, ist die deutlich geringere Anzahl von Freiheitsgraden der Rechengeschwindigkeit bei der Reduktion des Finite-Elemente-Modells zuträglich. Detaillierte Untersuchungen bezüglich der Masse- und Steifigkeitsverteilung des 2D- und 3D-Modells durch [HER12] ergaben außerdem vergleichbare Werte, was sich in ebenso vergleichbaren Übertragungseigenschaften und somit Eigenfrequenzen niederschlägt. Zugleich konnte er in den Übertragungseigenschaften der Drehmomentstütze die filternde Wirkung auf Amplituden nachweisen, was den hohen Modellierungsaufwand und die grundsätzliche Berücksichtigung der Drehmomentstütze als elastischen Körper rechtfertigt. Für weitere Untersuchungen wurde stets das 2D-Modell der Drehmomentstütze genutzt, da es den Anforderungen an die Modellgüte vollständig genügt.

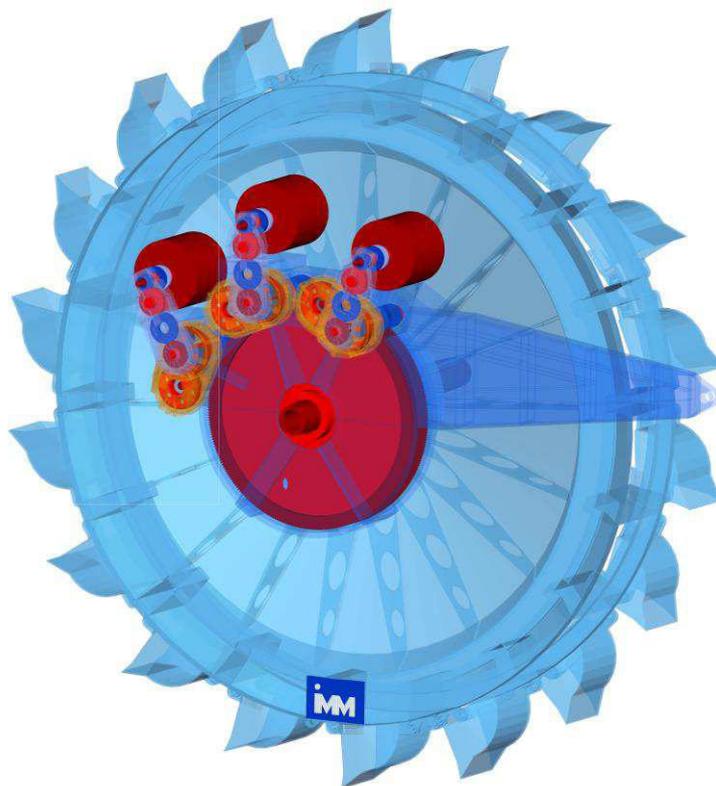


a) Zweidimensionales Flächenmodell

b) Dreidimensionales Volumenmodell

**Abbildung 6.2-9:** Finite-Elemente-Modelle der Drehmomentstütze

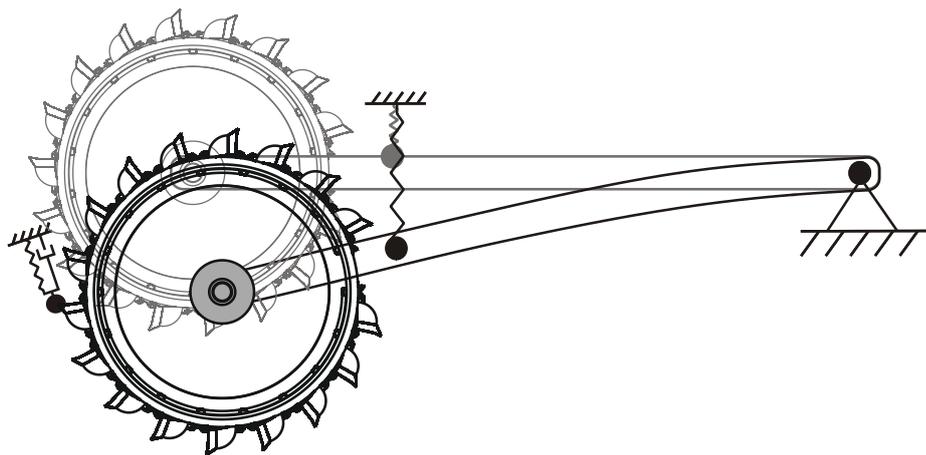
Zur Einbindung der elastischen Getriebegehäuse des Stirnrad- bzw. Planetengetriebes werden diese zunächst konstruiert und anschließend mithilfe von dreidimensionalen Tetraederelementen vernetzt und durch Reduktionsalgorithmen auf zehn ausgewählte Eigenfrequenzen reduziert. Die Bestimmung der Steifigkeit des Verbindungsbolzens erfolgt ebenso über ein Finite-Elemente-Modell, bei dem sich auf Basis der Nennbelastung und der daraus resultierenden Verformung des Bolzens eine Zugsteifigkeit von  $4,4 \cdot 10^9 \text{ N/mm}$  ergibt. Ergebnis der erweiterten Modellbildung ist das in Abbildung 6.2-10 dargestellte, vollständig elastische Mehrkörpersystemmodell des gesamten Schaufelradantriebes mit 755 Freiheitsgraden.

**Abbildung 6.2-10:** Vollständiges Mehrkörpersystemmodell des Schaufelradantriebes

### **Oberbau und Seilsystem**

Auch wenn der Oberbau mit seiner enormen Masse und Trägheit wie ein großes, nicht verrückbares Bezugssystem erscheint, sind die filigran ausgeführten Fachwerkskonstruktionen aus dynamischer Sicht schwingungsanfällig. Die Analyse der Messwerte des Reaktionsmomentes aus Kapitel 4.2 und 6.3.1 bestätigt eine deutliche Reaktionsfähigkeit und weist eine Eigenschwingung des Oberbaus bei 0,34 Hz aus. Dieser Frequenz konnte durch Auswertung von Ausschwingvorgängen eine Nickschwingung des Schaufelradauslegers zugeordnet werden, sodass eine Anregung des Oberbaus durch den Grabprozess bewiesen ist. Zur ganzheitlichen Simulation des Schaufelradantriebes ist es demnach zunächst nötig, auch den gesamten Oberbau samt des Seilsystems elastisch abzubilden, damit der Einfluss und die Rückkopplung auf den Grabprozess erörtert werden kann (siehe Kapitel 6.3.3).

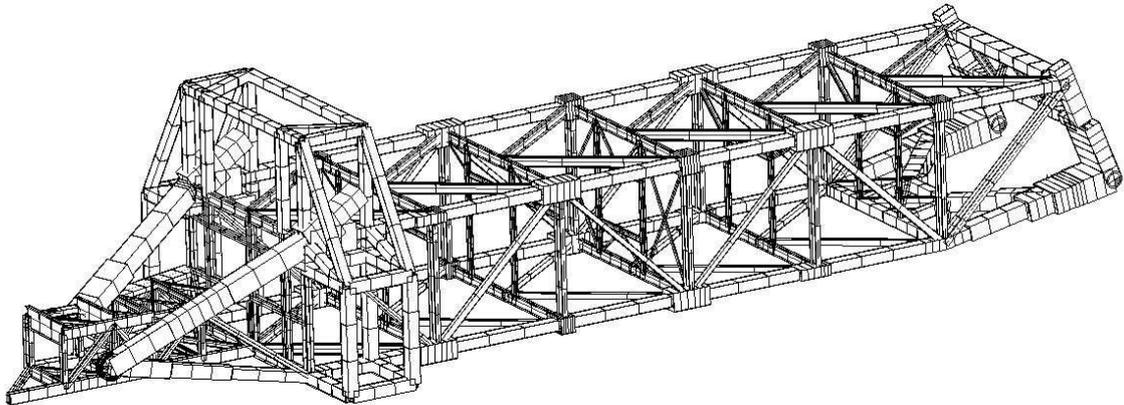
Ferner wird es mit einem vollelastischen Modell des Oberbaus möglich sein, Fragestellungen bezüglich des Einflusses der Elastizität des Schaufelradauslegers auf die Lagerung des Schaufelradantriebes (Zeitbereich) oder auf die Schaufelradtorsionseigenfrequenz (Frequenzbereich) zu beantworten. Ebenso lassen sich Grenzzustände wie das in Abbildung 6.2-11 dargestellte Festfahren des Schaufelrades beschreiben, bei dem es zur Biegung des Schaufelradauslegers und somit zur Speicherung potentieller Energie kommt. Diese kann sich beim Losreißen des Schaufelrades womöglich frei entladen und eine enorme Schädigungswirkung für die gesamte Tragstruktur bewirken. Obwohl es bereits Untersuchungen zu diesem Grenzzustand gab, vereinfachten diese die Randbedingungen meist stark oder bezogen sich, wie im Beispiel von [RC01], allein auf den Schaufelradausleger. Weitere Betrachtungen zur Dynamik des Oberbaus beschränken sich, oftmals aufgrund ihrer Erscheinungsjahre, auf einfachste Abbildungen des Oberbaus. Geschlossene Mehrkörpersystemmodelle auf dem heutigen Stand der Technik konnten der Literatur nicht entnommen werden [BJS88], [GNI05], [GUO00], [PAW72], [SCH65], [WOL72].



**Abbildung 6.2-11:** Festfahren des Schaufelrades an der Böschung

Daher werden, basierend auf den Stahlbauzeichnungen des gesamten Oberbaus, Strukturmodelle des Schaufelradauslegers (Abbildung 6.2-12), der Pylonen und des Ballastauslegers abgeleitet. Die dabei entstehenden Finite-Elemente-Modelle bestehen überwiegend aus eindimensionalen Balkenelementen, die zur Bewertung der Statik und Dynamik von Fachtragwerken ausreichen [WER08, S. 361 ff.]. Weil für das gesamte Oberbausystem und für

die einzelnen Teilsysteme exakte Messungen bezüglich des Gesamtgewichtes und Schwerpunktes vorlagen, dienten sie zur ersten Verifikation der Strukturmodelle. Da diese sich jedoch allein auf tragende Elemente beschränken, wurden zusätzliche Aufbauten oder Massen (Krane, Förderbänder) gleichmäßig im jeweiligen Strukturbereich verteilt. Somit ergeben sich die in Tabelle 6.2 aufgeführten Massen, Trägheiten und Schwerpunkte, die einen Eindruck über die Dimension des Systems verschaffen sollen.



**Abbildung 6.2-12:** Finite-Elemente-Modelle des Schaufelradauslegers

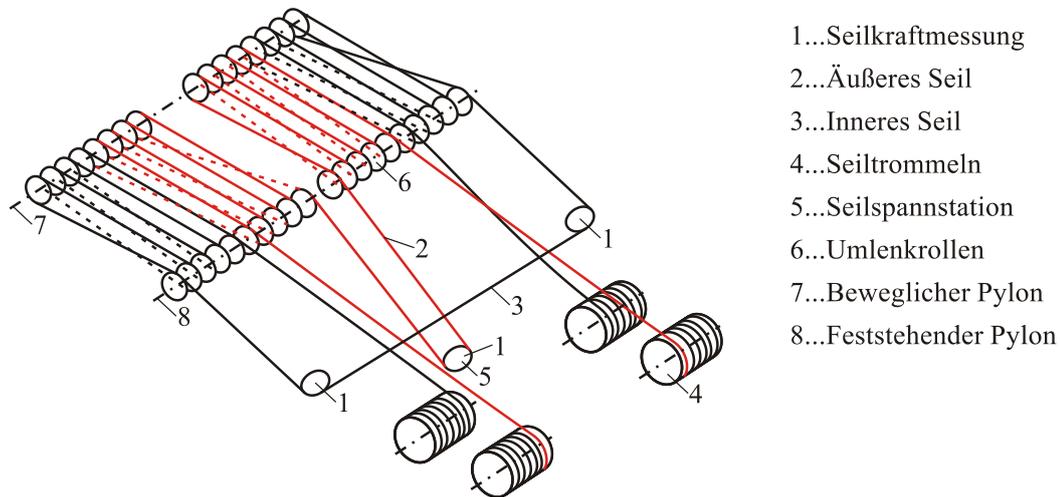
Damit der Schaufelradausleger um seine Lagerachse geneigt und das gesamte System gestützt werden kann, verbinden bewegliche und abstützende Stahlseile die Teilsysteme. Dabei gilt es zu beachten, dass die Elastizität und Dämpfung der Seile stark die Eigenfrequenzen des Oberbaus beeinflussen. Da die Elastizität des Seils zudem von der freien Seillänge  $l_{\text{Seil}}$  und somit der Hubposition des Schaufelradauslegers abhängt, müssen auch die Kinematik und Kinetik des Seilsystems im Mehrkörpersystemmodell Berücksichtigung erfahren.

Element	Masse [t]	Trägheit im Schwerpunkt [kgm <sup>2</sup> ]		
		$J_{xx}$	$J_{yy}$	$J_{zz}$
Schaufelradausleger	1203	6,6E8	6,3E8	5,5E7
Beweglicher Pylon	158	2,8E7	2,4E7	4,9E7
Feststehender Pylon	187	2,9E7	2,4E7	4,7E7
Ballastausleger	2329	6,9E8	6,6E8	5,4E7

**Tabelle 6.2:** Masse, Trägheit und Schwerpunkt der Oberbauelemente

Hierzu zeigt Abbildung 6.2-13 das Hubseilsystem des Baggers 293, welches redundant ausgelegt wurde. Beginnend an den Hubseiltrommeln wird das bewegliche Hubseil zunächst am feststehenden Pylon und anschließend zur Lastverteilung mehrfach zwischen dem feststehenden und beweglichen Pylon umgelenkt. Bei Hub- oder Senkvorgängen ändert sich demnach allein die Seillänge zwischen den Pylonen und somit der Abstand zwischen diesen. Dabei stellt das Lastverteilungsgetriebe der Hubseilwinde sicher, dass alle vier Trommeln synchron abwickeln. Die mehrfache Umlenkung des Hubseils zwischen den Pylonen entspricht einem Flaschen-

zugsystem, welches das enorme Eigengewicht des Schaufelradauslegers und anteilig des beweglichen Pylons tragen muss. Auch die Abbildung der sich daraus ergebenden Seilübersetzung muss folglich in das Mehrkörpersystemmodell integriert werden, damit mit Messungen vergleichbare Seilkräfte vorliegen. Die Messung der grundsätzlich vorhandenen Seillasten, die der Überwachung der Maximallast dienen, aber auch ideal zur Bestimmung der Betriebsbelastung des Oberbaus genutzt werden können, erfolgt mittels Kraftmessdosen.



**Abbildung 6.2-13:** Seilsystem Bagger 293

Die Bestimmung der Seilsteifigkeit  $c_{\text{Seil}}$  begründet sich auf [FEY94], der die durch Seilzeugnisse gegebene Querschnittsgeometrie zur Steifigkeitsberechnung entsprechend Gleichung 6.7 und Gleichung 6.8 heranzieht. Hierbei geht neben dem Seilquerschnitt  $A_j$  die Anzahl der Rundlitzen  $w_j$ , der Schlagwinkel  $\delta_j$  und die Querkontraktionszahl  $\nu_j$  in die Berechnung des Seilelastizitätsmoduls  $E_{\text{Seil}}$  ein. Für das bewegliche Hubseil ist diese über der abgetrommelten Seillänge variabel, sodass eine hubhöhenabhängige Seilsteifigkeit im Modell hinterlegt ist. Ferner werden sowohl das Hubseil als auch alle Abstützseile als reine Zugfeder-Systeme mit ihrer nominellen Anfangslänge modelliert. Sollte starker Druck auf das Seil ausgeübt werden, der die Vorspannung des Seils über das Eigengewicht des Oberbaus übersteigt, hängt dieses durch und besitzt demnach keine Steifigkeit. Denkbar wäre dies bei starken Schwingungen des Oberbaus oder beim Aufsetzen des Schaufelradauslegers auf den Boden.

$$c_{\text{Seil}} = \frac{E_{\text{Seil}} \cdot A_{\text{Seil}}}{l_{\text{Seil}}} \quad 6.7$$

$$E_{\text{Seil}} = \frac{1}{\sum A_j} \cdot \sum_{j=0}^k \frac{w_j \cdot \cos^3 \delta_j}{1 + \nu_j \cdot \sin \delta_j} \cdot E_j \cdot A_j \quad 6.8$$

Nach Abschluss der Modellbildung und Vereinfachung des Schaufelradantriebes als Punktmasse auf der Schaufelradachse kann das Mehrkörpersystemmodell des Oberbaus hinsichtlich der sich ergebenden Eigenfrequenzen mit Messwerten abgeglichen werden. Die Messwerte sind dabei das Ergebnis realer Ausschwingvorgänge des Gerätes nach dessen Verfahren [SIE96], [RWE92]. Hierbei zeigt sich die in Tabelle 6.3 dargestellte hohe Modellgüte des Systems und rechtfertigt den enormen Modellierungsaufwand. Ausnahmslos werden alle gemessenen Eigenfrequenzen mit geringer Abweichung nachgebildet. Zusätzlich dazu offenbaren sich die

Schwingformen gemessener, aber aufgrund der wenigen Messpunkte entlang des Gerätes nicht beschreibbarer, Eigenfrequenzen. Für den Betrieb des Schaufelradantriebes ist hauptsächlich der Auslegernickschwingung bei 0,34 Hz hohe Bedeutung zu schenken, da diese in Messungen sichtbar ist.

Schwingform	Gemessene Eigenfrequenz [Hz]	Berechnete Eigenfrequenz [Hz]	Abweichung [%]
Nickschwingung Schaufelradausleger	0,34	0,34	0
Flatterschwingung Ballastausleger	0,6	0,54	10
Nickschwingung Ballastausleger	1,05	1,04	1
Torsion des Schaufelradauslegers	1,2	1,19	1
Torsion des Ballastauslegers	-	2,13	-

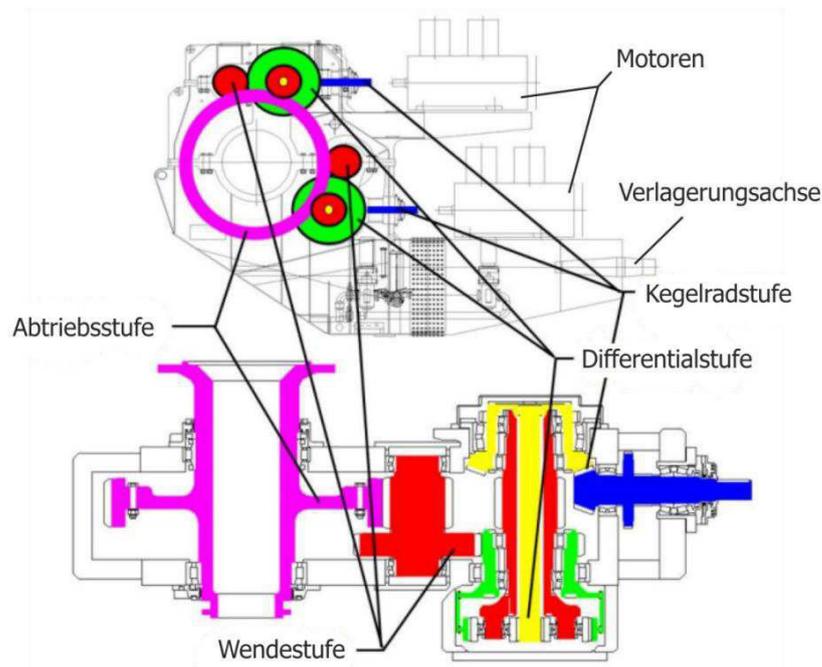
**Tabelle 6.3:** Vergleich der Oberbaueigenfrequenzen

Weiterführende Betrachtungen zu Einflüssen auf die Oberbaueigenfrequenzen durch [BEC11] zeigen außerdem eine Abhängigkeit der Oberbaueigenfrequenzen von der Hubhöhe, auch wenn diese sich allein auf die Auslegernickschwingung bezieht und mit 0,00028 Hz/Hubmeter vernachlässigbar gering ausfällt. Ferner konnte er das Modell des Oberbaus mithilfe eines Vergleichs der Seilkräfte während des Grabens, des Senkens und des Hebens validieren. Dabei zeigte sich auch, dass das rechte Seilsystem stärker belastet wird, was sich in der asymmetrischen Konstruktion des beweglichen Pylonen und in der asymmetrischen Platzierung des Schaufelrades im Schaufelradausleger begründet.

#### 6.2.4 Triebstrang Bagger 1510

Analog zum Antriebsstrang des Baggers 293 besitzt auch der Antriebsstrang des Baggers 1510 frequenzumrichter gesteuerte Asynchronmotoren (1250 kW). Diese übertragen ihr Antriebsmoment  $M_{\text{Motor}} \approx 12.000 \text{ Nm}$  über eine Doppelkegelreibkupplung mit integrierter Zahnkupplung auf die Getriebeeingangswelle, siehe Abbildung 6.2-14. Mit der überwiegend starren Sicherheitskupplung wird eine Entkopplung der Quer- und Axialkraft sowie der Biegemomente zwischen Motor und dem Getriebeeingang gewährleistet. Entgegen dem Antriebsstrangkonzept des Baggers 293, sind jedoch keine hochelastischen Kupplungselemente verbaut, sodass eine Verminderung der getriebeseitigen Stöße nicht möglich ist. Die im Getriebe vorhandene Dynamik wird somit unmittelbar auf die Motorwelle übertragen.

Die sich anschließende Kegelradstufe lenkt das Drehmoment  $90^\circ$  um und treibt über das Tellerad eine torsionsweiche Sonnenwelle an. Das damit angetriebene Planetengetriebe treibt wiederum über den Steg auf die Differentialstufe und über das Hohlräder auf die Wendestufe des Getriebes ab. Da somit zwei Ritzel die Abtriebsstufe (Großrad) antreiben, gilt das Getriebe des Baggers 1510 ebenso als Lastverteilungsgetriebe. Ferner ist der Antriebsstrang zweifach über dem Umfang des Großrades angeordnet, sodass gleichfalls der Zusatz der Leistungsverzweigung gilt.

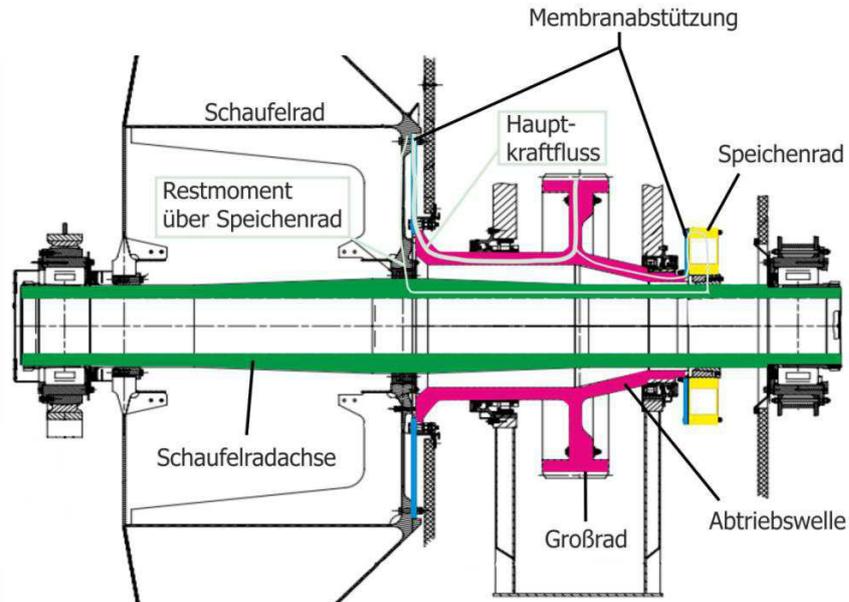


**Abbildung 6.2-14:** Getriebeaufbau Bagger 1510 [TAKRAF GmbH]

Das nunmehr durch die Gesamtübersetzung des Getriebes von  $i = 275$  am Großrad verfügbare Nennmoment ( $M_{SR} \approx 6.600 \text{ kNm}$ ) wird anschließend über die Hülse der Schaufelradachse zum Schaufelrad weitergeleitet. Zur Sicherstellung des direkten Kraftflusses dient ein torsionsweiches Speichenrad nahe der Lagerung der Schaufelradachse, siehe Abbildung 6.2-15. Damit es darüber hinaus bei Verkippungen des Schaufelrades nicht zur Schrägstellung des Großrades und somit zu Eingriffsstörungen an diesem kommt, entkoppelt eine biegeeweiche Membran am Übergang der Hülse des Schaufelrades zu dessen Grundkörper und am Übergang der Hülse zur Schaufelradachse die Biegung der Teilsysteme (Membranabstützung). Demnach wurde durch konstruktive Elemente ein direkter Kraftfluss zwischen Schaufelrad und Motor sichergestellt, der hinsichtlich der Dynamik und der damit geringen Reaktionszeiten von Vorteil sein kann.

Das Schaufelrad selbst fällt mit 17,6 m und 18 gleichmäßig entlang des Umfanges verteilten Schaufeln etwas kleiner aus als das Schaufelrad des Baggers 293. Somit ist das Nennvolumen jeder Einzelschaufel samt Ringkammer mit  $4,4 \text{ m}^3$  gegenüber den  $6,6 \text{ m}^3$  des Baggers 293 auch spürbar geringer. Gelagert wird das Schaufelrad gegenüber der Schaufelradachse über Ringfederspannelemente, die sich analog zum rheinischen Großgerät über eine Fest-Los-Lagerung direkt im Schaufelradausleger abstützt.

Da für den gesamten Oberbau des Baggers 1510 kein mechanisches Ersatzmodell abgeleitet werden konnte, dessen Verhalten jedoch dem Oberbau des Baggers 293 gleichkommt, wurden die darin ermittelten Schwingamplituden und Eigenschaften dem Ersatzmodell des Baggers 1510 hinterlegt. Somit ergibt sich die Reaktion des Oberbaus nicht ganzheitlich aus der Rückstellkraft der Drehmomentstütze auf den Oberbau, sondern aus vorgegebenen Erfahrungswerten. Inwiefern diese sich mit den gemessenen Größen im Vorschnitt des Tagebau Nochten decken, wird der in Kapitel 6.6.2 angeführte Vergleich zwischen Messung und Simulation zeigen.



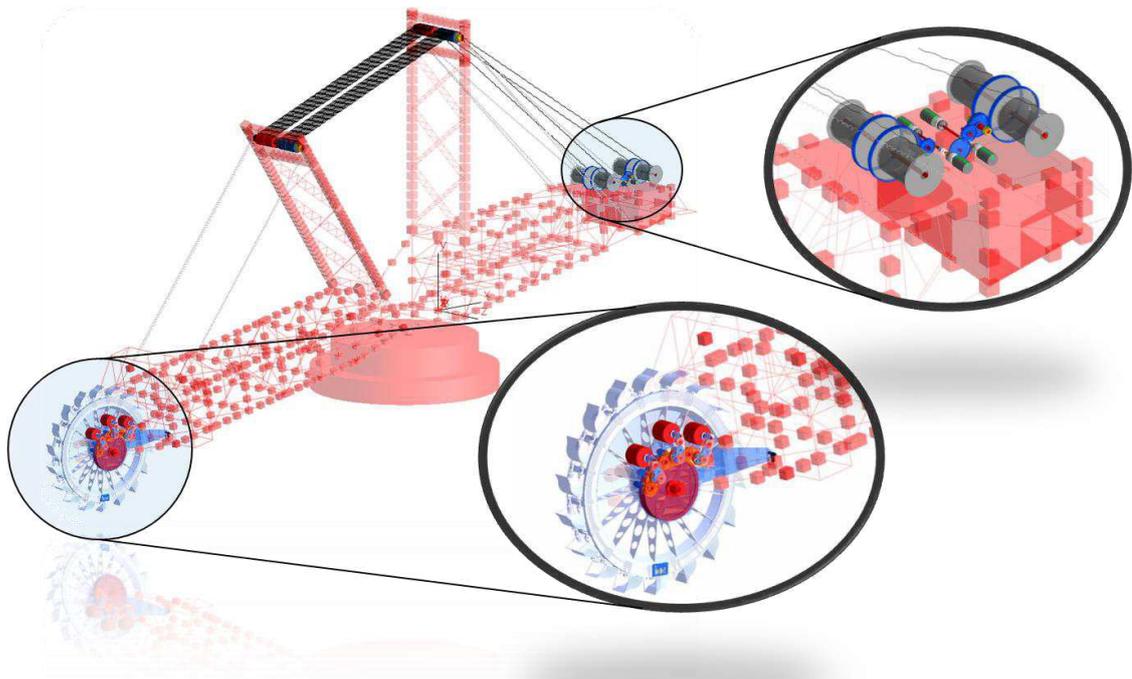
**Abbildung 6.2-15:** Lagerung des Schaufelrades [TAKRAF GmbH]

Damit sind beide Getriebe vom grundsätzlichen Aufbau des Antriebsstranges sehr ähnlich. Unterschiede sind vor allem in der Dimension des Getriebes, der Verwendung einer Kegelradstufe und dem Einbau hochelastischer Kupplungselemente zu finden. Inwiefern sich diese konstruktiven Unterschiede auf die Betriebsweise niederschlagen, wird der spätere, direkte Vergleich der Systeme bei realen Fördervorgängen zeigen.

### 6.2.5 Kritische Bewertung der Mehrkörpersystemmodelle

Mit Abschluss der Modellbildung bestehen mechanische Ersatzmodelle des Baggers 293 (Abbildung 6.2-16) mit insgesamt 985 Freiheitsgraden und des SRs6300 mit 694 Freiheitsgraden. Da sich alle Getriebeelemente frei im Raum bewegen können und deren Massen und Trägheiten auf realen Zeichnungssätzen fußen, ist von einer realitätsnahen Trägheitsverteilung auszugehen. Auch die Steifigkeiten der Wellen, Achsen und Gehäuse sind mit dem bestmöglichen Ansatz bestimmt, da sich diese aus Finite-Elemente-Modellen ergeben und somit bei vorausgesetzter, fachgerechter Bedienung Fehlerquellen des Benutzers weitestgehend ausschließen. Außerdem ist den Algorithmen der Finite-Elemente-Methode hohe Qualität zuzuschreiben, die auch in der Wissenschaft und Wirtschaft breite Anerkennung genießt. Von gesicherten Steifigkeitswerten kann ebenso bei den Wälzlageren gesprochen werden, da diese auf Daten des Wälzlagerherstellers beruhen.

Ungenauigkeiten im Vergleich zur Realität ergeben sich vor allem in den schwer abschätzbaren Verbindungssteifigkeiten zwischen den Maschinenelementen (z.B. Passfeder, Querpressverband), deren Werte auf einfachen mathematischen Beziehungen basieren. Speziell die Steifigkeit der Verzahnung gilt in Mehrkörpersystemen für gewöhnlich als große Ungenauigkeit, da sie stark von der Belastung und Mikrogeometrie abhängt und dabei direkt die Eigenfrequenzen beeinflusst. Insbesondere der zeitliche Verlauf der Zahneingriffssteifigkeitsschwankung (Form und Amplitude) lässt sich schwer validieren, sodass bei der Auswertung konkreter Schwingamplituden diese äußerst kritisch hinterfragt werden sollten.



**Abbildung 6.2-16:** Mehrkörpersystemmodell des Schaufelradbaggers 293

Ebenso beruht die Dämpfung aller Elemente auf Erfahrungswerten, wobei das bei den Rechnungen verwendete LEHRsche Dämpfungsmaß mit  $D_L = 0,02$  als konservativ gilt [DRE06, S. 188]. Das Ersatzsystem ist somit schwingungsanfälliger, da reale Systeme meist stärker gedämpft sind, mehr Reibung besitzen und sich demnach gutmütiger verhalten. Darüber hinaus sind Verschleiß und Reibung nur bedingt berücksichtigbar, sodass das Mehrkörpersystem einen über die Zeit unveränderlichen Grundzustand beschreibt und die Unabhängigkeit von Systemcharakteristik und Verschleiß voraussetzt. Auch die durch den Grabprozess variierende Fördermasse im Schaufelrad und entlang des Schaufelradauslegers wird nicht physisch berücksichtigt und ferner als klein gegenüber dem Grundzustand angenommen, sodass keine Beeinflussung hinsichtlich der Trägheit und Eigenfrequenzen besteht.

Inwiefern diese Ungenauigkeiten das Systemverhalten beeinflussen, lässt sich nur mit einem direkten Vergleich zwischen Messung und Simulation beurteilen. Hierzu muss das Simulationsmodell sowohl bezüglich der Eigenfrequenzen (Frequenzbereich) als auch bezüglich des Zeitverhaltens (Amplitude) verifiziert werden. Für den Oberbau existiert bereits jene Validierung im Frequenzbereich, sodass gesicherte Systemeigenschaften innerhalb der Systemgrenzen vorliegen. Für den Antriebsstrang wird diese Validierung in Kapitel 6.5 ausgeführt. Dabei steht stets die Auswertung im niederfrequenten Bereich im Fokus, da dort die Haupteinflussgrößen des Systems liegen. Sind nach Verifikation des Systems detaillierte, ganzheitliche Lastfallsimulationen, auch bei unterschiedlichen Hubpositionen, durchgeführt, dann liefert das Mehrkörpersystemmodell Bewegungsmuster, Schnittlasten und Randbedingungen (makroskopisch), die als Ausgangslage für die Bauteilauslegung (mikroskopisch) herangezogen werden können. Sollen auch die im Mehrkörpersystemmodell integrierten Finite-Elemente-Modelle hinsichtlich ihres Verhaltens im Zeitbereich ausgewertet werden, so ist dies lediglich für die Verformungen zulässig. Dies begründet sich in den relativ groben Netzen und

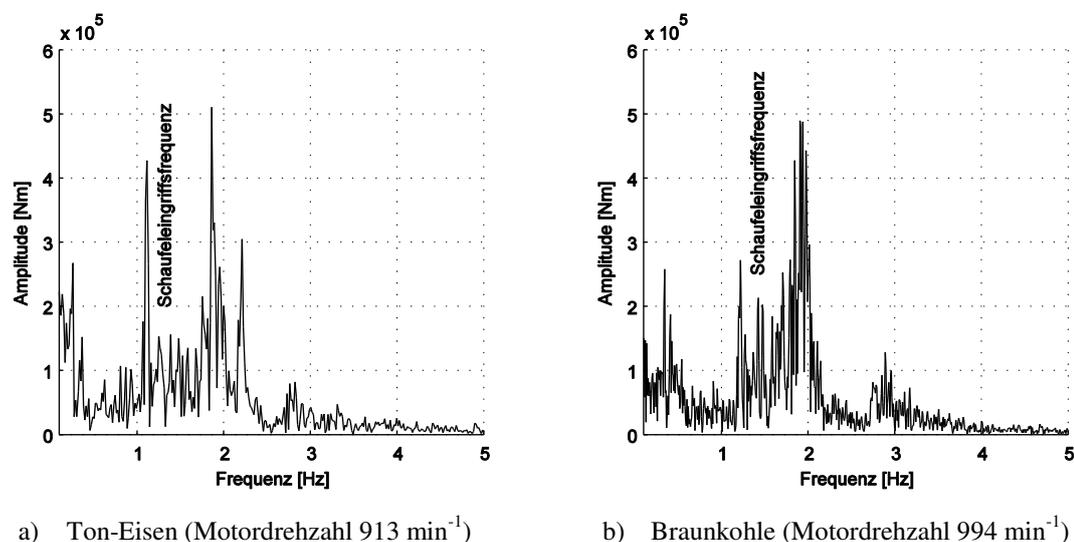
den gewählten Elementtypen (Tetraeder), die zur Berechnung der Bauteilsteifigkeit genügen, aber aufgrund ihrer einfachen Ansatzfunktionen falsche Spannungswerte liefern.

Ziel des bestehenden ganzheitlichen Mehrkörpersystemmodells ist die Darstellung von Haupteinflussgrößen (Ist-Zustand) und die qualitative Ableitung eines verbesserten Systemverhaltens (Soll-Zustand). Weil das Modell Interaktionen zwischen den Teilsystemen berücksichtigt und seine Systemgrenze erst am Kugellauftring des Unterwagens besitzt, kann, nach vollständiger Verifikation des Modells, von gesicherten Übertragungseigenschaften ausgegangen werden. Wenn zudem verifizierte Lasteingangsfunktionen das Systemverhalten bestimmen, eignet sich das Modell zur qualitativen Ableitung eines lebensdauerschonenden Betriebsverhaltens. Dem Konzept der ganzheitlichen Simulation entsprechend müssen im Folgenden Lastfunktionen für den An- und Abtrieb definiert werden. Hierzu schließt sich im nächsten Kapitel die Beschreibung des Grabwiderstandsmodells an, welches die abtriebsseitige Lastfunktion in Abhängigkeit von den Abbaubedingungen liefert.

## 6.3 Ersatzmodell des Arbeitsprozesses

### 6.3.1 Abstraktion der Lasteingangsfunktion

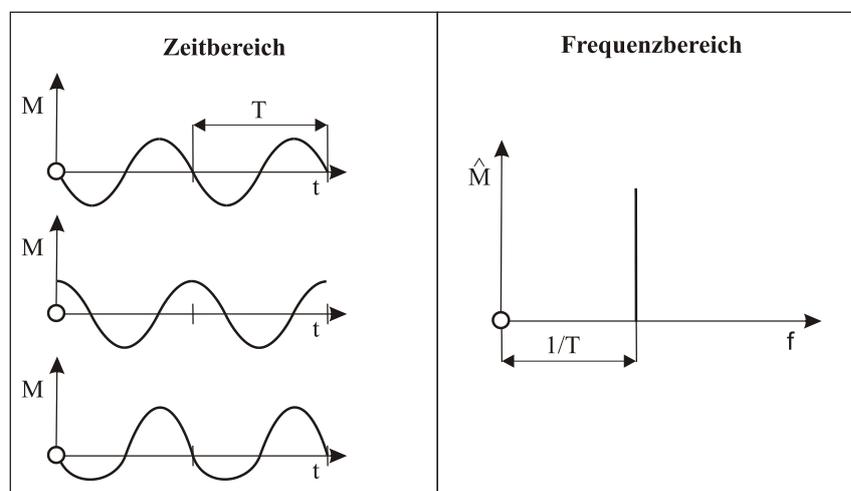
Bereits die in der Einleitung aufgezeigte Frequenzanalyse des Reaktionsdrehmomentes an der Drehmomentstütze zeigte, dass vermutlich ein annähernd periodischer Anregungsprozess niederfrequente Reaktionen des Oberbaus und des Getriebes bewirkt. Das in Abbildung 6.3-1 a) dargestellte Frequenzspektrum eines Förderprozesses des Baggers 293 in harten Ton-Eisen-Schichten bestätigt dies und weist bei 1,12 Hz den mittleren Amplitudenwert der Schaufeleingriffsfrequenz aus. Dies entspricht bei 18 gleichmäßig um den Umfang des Schaufelrades verteilten Schaufeln einer Motordrehzahl von  $913 \text{ min}^{-1}$ . Im Vergleich hierzu befindet sich die Schaufeleingriffsfrequenz bei einem Fördervorgang in Braunkohle und einer Motordrehzahl von  $994 \text{ min}^{-1}$  bei 1,23 Hz, siehe Abbildung 6.3-1 b). Somit kann gesichert davon ausgegangen werden, dass die in allen Spektren sichtbaren, aber bei unterschiedlichen Frequenzen liegenden Amplitudenausschläge aus dem Eingriff der Schaufeln resultieren.



**Abbildung 6.3-1:** Frequenzanalyse realer Drehmomentsignale (Bagger 293)

Der in allen Fällen recht scharf ausgebildete Amplitudenausschlag ohne Seitenbänder bekräftigt zudem die Annahme eines periodischen Anregungsprozesses bei annähernd konstanter Drehfrequenz. Dies wird neben der ohnehin geringen Schaufelraddrehzahl von  $3,1 - 4,1 \text{ min}^{-1}$  durch scheinbar geringe Drehzahlschwankungen des Schaufelrades begünstigt. Obzwar nicht immer erkennbar, lassen sich in Abbildung 6.3-1a auch Vielfache (Harmonische) der Schaufel-eingriffsfrequenz wiederfinden, deren mittlere Amplitude jedoch mit höherer Ordnung spürbar abnimmt. Dass die Harmonischen jedoch nicht immer erkennbar sind, deutet darauf hin, dass die Übertragungseigenschaften des gesamten Gerätes und/oder die Randbedingungen des Förderprozesses (z.B. Standort, Bodenart) den Verlauf und den Mittelwert der Amplitude der Anregungsfunktion beeinflussen. Auch das Verhältnis der Amplitude im Vergleich zur Reaktion des Getriebes und speziell der Amplitudenwert der Grundanregung unterscheidet sich zwischen den Förderprozessen deutlich und weist auf stark variable Anregungsprozesse hin. Liegt dieser bei dem ausgewählten Fördervorgang von Braunkohle bei  $3,6 \cdot 10^5 \text{ Nm}$ , gibt das Frequenzspektrum bei harten Ton-Eisen-Schichten mehr als doppelt so hohe Amplituden an ( $7,7 \cdot 10^5 \text{ Nm}$ ).

Gelten der Mittelwert und die Frequenz der Anregung als gegeben, dann entspräche die Projektion des gemessenen Ausschlags in den Zeitbereich einer periodischen Anregungsfunktion (z.B. Sinus-, Cosinus-Funktion). Unklar bleibt jedoch, woraus sich der im Frequenzspektrum sichtbare zeitliche Mittelwert der Amplitude bildet, ob die Amplitude zeitlich konstant oder variabel auftritt, eine Phasenlage besitzt und inwiefern sie durch das Übertragungsverhalten des Systems verändert wird. Außerdem gilt es zu beachten, dass die zuvor dargestellten Interpretationen an der Drehmomentstütze angestellt wurden. Dessen Frequenzspektrum ist das Ergebnis aus Anregung, Reaktion und Übertragungsverhalten und entspricht somit einer indirekten Messung der Anregungsfunktion. Folglich wird das Spektrum der reinen Anregungsfunktion (direkte Messung) vermutlich nicht dem des Messsignals an der Drehmomentstütze entsprechen. Ob die mittlere Amplitude der reinen Anregungsfunktion gleich der mittleren Amplitude des Reaktionsspektrums ist, hängt von den Übertragungseigenschaften ab. Folglich ist auf alleiniger Basis des Differenzdrehmomentes kein Rückschluss auf den Zeitbereich der Anregungsfunktion möglich. Mag dies für den Mittelwert der Amplitude abgeschwächt gelten, so ist es für den zeitlichen Verlauf (Phase und Amplitude) definitiv, da es für einen konkreten Betrag der Amplitude gemäß Abbildung 6.3-2 beliebig viele Zeitverläufe gibt.



**Abbildung 6.3-2:** Funktionen gleichen Frequenzspektrums

Demgegenüber besitzt das Zeitsignal ein eindeutiges Frequenzspektrum, sodass eine Ersatzfunktion geschaffen werden muss, die den physikalischen Vorgang des Grabens, dessen Mittelwert, Amplitude und Frequenz äquivalent darstellt. Wird diese im Späteren auf das Mehrkörpersystemmodell eingepreist, dann muss das Frequenzspektrum an der simulierten Messstelle dem des real gemessenen genügen. Somit könnte auf indirekte Weise die erstellte Lasteingangsfunktion des Schaufelrades validiert werden, gleichwohl auch eine zweite existieren könnte, die sich im zeitlichen Verlauf unterscheidet, aber identische Reaktionen bewirkt.

### 6.3.2 Grundlagen des Grabvorgangs

Graben meint nach Definition von [KGJ02, S. 89] kombiniertes Lösen und Aufnehmen, wohingegen getrenntes Lösen und Aufnehmen Vorgängen des Sprengens oder Bohrens entsprechen. Für Schaufelradbagger gilt zweifelsfrei die Beschreibung des Grabens, da sich das Schaufelrad in Bewegung befindet, Graborgane besitzt und in Wechselwirkung mit dem Boden rotatorische Schnitte mit räumlich und zeitlich verschiedenen Spänen ausführt. Außerdem nimmt das zellenlose Rad in seinen Schaufeln und den dazugehörigen Ringkammern sofort das gelöste Material auf. Charakterisiert werden die Wechselwirkungen durch eine Vielzahl von sich gegenseitig beeinflussenden Parametern. Nach [KGJ02, S. 90] zählen dazu Einflussgrößen aus dem Bereich der Gesteinseigenschaften (z.B. Druckfestigkeit), der Werkzeuggeometrie, des Gewinnungsprozesses (Schaufel) und des Gewinnungsgerätes sowie Betriebs- und Systemparameter. Auch [MEC62, S. 88] betont nach genauer Beleuchtung des Grabvorganges die Vielfältigkeit der Einflüsse, die sich über Themengebiete der Bodenmechanik, Grabgeometrie und Grabtechnologie erstrecken.

Während des Grabvorganges selbst wirken zeitlich veränderliche Teilkräfte, die dem Zweck des Lösens dienen oder infolge energetischer Begleiterscheinungen (Reibung, Verformung, Heben) entstehen. Die Summe dieser Kräfte führt zu einer räumlich wirkenden Grabkraft  $\vec{F}_{\text{Grab}}$  gemäß Gleichung 6.9, deren Betrag und Wirkrichtung zur Auslegung der Antriebsleistung des Graborganes herangezogen werden können.

$$\vec{F}_{\text{Grab}} = \vec{F}_{\text{Sch}} + \vec{F}_{\text{Reib,äuß.}} + \vec{F}_{\text{Reib,in.}} + \vec{F}_{\text{Füll}} \quad 6.9$$

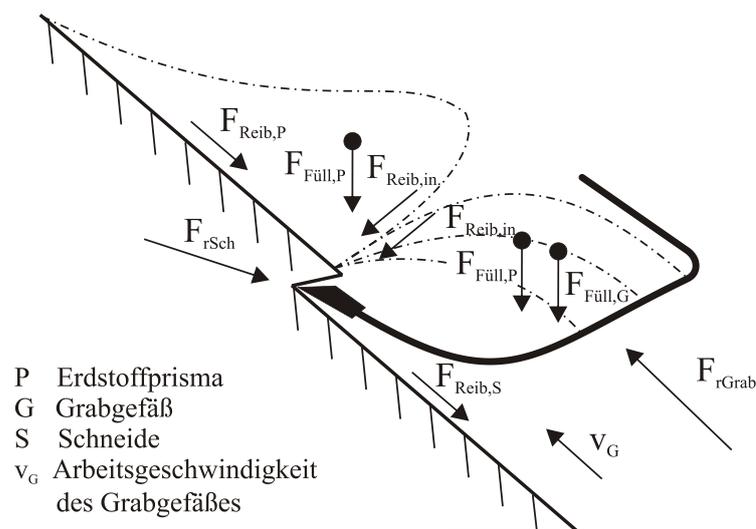
Anteilig wirken hierbei die Schnittkräfte  $\vec{F}_{\text{Sch}}$  der Spannbildung, Gewicht- und Beschleunigungskräfte  $\vec{F}_{\text{Füll}}$  des Grabgutes und Graborganes und Reibungskräfte zwischen Graborgan und Boden  $\vec{F}_{\text{Reib,äuß.}}$  (äußere Reibung) bzw. im Erdstoff  $\vec{F}_{\text{Reib,in.}}$  (innere Reibung) selbst. Für ein ebenes Modell des Grabvorganges können die resultierenden Kräfte entsprechend Abbildung 6.3-3 und Gleichung 6.10 vereinfacht zusammengefasst werden.

$$F_{\text{rGrab}} = F_{\text{rSch}} + F_{\text{rReib}} + F_{\text{rFüll}} \quad 6.10$$

Welche Anteile die Teilkräfte haben, wie sie verlaufen, wodurch sie beeinflusst werden und wie eine optimale Schneide oder ein optimaler Grabvorgang aussieht, ist nicht Gegenstand der Untersuchung, kann aber der jeweiligen Arbeiten entnommen werden [BER80], [DV88], [GB89], [HEU75], [JAC82], [LUB67], [MAY87], [SWD99a]. Sie beschäftigen sich mit

theoretischen Modellen des Spanprozesses, der Interaktion zwischen Grabwerkzeug und Boden oder werten direkte Messungen der Grabkraft bzw. ihrer Teilprozesse aus.

Als bedeutende Arbeit muss hierbei jene von [MAY87] hervorgehoben werden, in der er die Raumkräfte des Grabprozesses über der Zeit und bei verschiedenen Schnittgeschwindigkeiten sowie Spandicken auflöst und somit einen Eindruck über den grundsätzlichen Kraftverlauf entlang des Schneidwinkels liefert. Ferner exponiert er die Bedeutung der Schwenkgeschwindigkeit auf die Gleichmäßigkeit der räumlichen Kräfte, wobei eine Verlangsamung der Schwenkgeschwindigkeit zu gleichmäßigeren Signalen und geringeren Kraftspitzen führt [MAY87, S. 63]. Demgegenüber stellt sich ihm der Einfluss der Schnitttiefe als deutlich kleiner dar. Weiterführend wertet er die Belastung der einzelnen Schneidzähne des Graborgans aus und hebt die unterschiedliche Bedeutung von Eck- und Frontalzahl hervor, die je nach Spantiefe und Schwenkrichtung wechselnd stark belastet werden. Somit sind auch Empfehlungen zur Anordnung der Zähne möglich. Im Hinblick auf die ganzheitliche Simulation und die Wechselwirkung des Oberbaus mit dem Getriebe betont auch er, dass bei Schnittwechseln (Übergang von Rechts- zu Linksschwenk) und bei ungleichmäßigem Schneidverhalten der Ausleger zu kritischen Schwingungen angeregt werden kann [MAY87, S. 99].



**Abbildung 6.3-3:** Ebenes Modell des Grabvorganges nach [KGJ02, S. 90]

Da das Hauptziel dieses Kapitels in der Schaffung einer Ersatzfunktion des Grabvorganges liegt, um diese auf das Mehrkörpersystemmodell aufzuprägen und den Ist-Zustand des Gerätes darzustellen, ist die exakte Darstellung des zeitlichen Verlaufes der Grabkraftfunktion, welche die Berechnung aller Teilkräfte mit allen Einflussgrößen unter Berücksichtigung des Kontaktes zwischen Grabwerkzeug und Boden meint und zwischen Schneiden und Füllen differenziert, unbedeutend. Auch die Abfolge des Spanbildungsprozesses, der Zustand und die Anordnung der Schneidwerkzeuge sollen stark vereinfacht und idealerweise als Blackbox betrachtet werden, da nicht die Optimierung der Lasteingangsfunktion im Fokus steht. Relevant ist hingegen die Wirkrichtung der Kräfte, denn sie stellen hinsichtlich der Bewegung des Schaufelrades Widerstände dar. Folglich kann der Begriff des Grabwiderstandes etabliert werden, der einer erforderlichen Kraft entspricht, um mit einem Werkzeug in ein Gestein einzudringen, einen Span zu lösen und das Graborgan zu füllen. Auf den Schaufelradbagger bezogen wird die verfügbare Grabkraft anteilig aus der Umfangskraft des Schaufelrades

bereitgestellt und dementsprechend als tangentiale Grabkraft  $F_{\text{Grab,t}}$  bezeichnet. Dabei besteht während des Grabens ein annäherndes Gleichgewicht zwischen dem Grabwiderstand und der durch den Schaufelradbagger eingeleiteten Grabkraft [SS11a, S. 278].

Da sich die Gleichungen der Grabkräfte bzw. des tangentialen Grabwiderstandes auf spezielle Gültigkeitsbereiche beschränken und teilweise stark von den Spanparametern (vertikale Spanbreite und radiale Spantiefe) abhängen, wurde der Grabwiderstand auf die mittlere Querschnittfläche  $A_m$  oder auf die mittlere schneidende Messerlänge  $l_m$  bezogen. Der somit geschaffene spezifische Grabwiderstand in Bezug auf die Spanfläche, als Produkt aus mittlerer, vertikaler Spanbreite und mittlerer, radialer Spantiefe, gilt als flächenbezogener Grabwiderstand  $k_A$ . Wird der Grabwiderstand hingegen auf die mittlere schneidende Messerlänge, als Summe aus der mittleren, vertikalen Spanbreite und mittleren, radialen Spantiefe bezogen, ergibt sich der längenbezogene Grabwiderstand  $k_L$ . Somit sind spezifische Grabwiderstände geschaffen, die allgemeingültig, allein von den Eigenschaften des Bodens abhängig, den Grabvorgang beschreiben und alle Teilkräfte beinhalten. Ihre Größenordnungen beruhen auch heute noch auf Erfahrungswerten und werden für gewöhnlich aus indirekten Messungen, meist über Messung der Antriebsleistung mit anschließender Zerlegung in die Teilkräfte, gewonnen. Da der Grabwiderstand eine sich ständig verändernde Größe darstellt, gilt dies auch für die spezifischen Größen, sodass es bei der Bestimmung dieser vieler Parameterabschätzungen bedarf, die nach [MAY87] zu Ungenauigkeiten führen. Dennoch lassen sich auf diesem Wege Werte des spezifischen Grabwiderstandes herleiten, die jedoch aufgrund mangelnder Beschreibbarkeit von einem konstanten arithmetischen Mittelwert für jede Bodenklasse ausgehen. Hierzu führten unter anderem [BAH59], [HIM65], [JAC82], [KD10] und [RAS73] zahlreiche Untersuchungen durch und lieferten Tabellen mit Erfahrungswerten und zugehörigen Streubändern. Auf Grundlage dieser ist es zwar nicht möglich, die auftretenden Kräfte des Grabvorganges exakt zu quantifizieren, wohl aber sie, im Hinblick auf die Leistungsdimensionierung und Optimierung der Schaufelradantriebe, hinreichend genau abzuschätzen und wenn nötig in ihren Raumrichtungen zusammenzufassen.

Hierzu liefern die Arbeiten von [BJS88], [HL75], [POD77], [SCH65], [SJ83a] und [SJ83b] die notwendigen Grundlagen und mathematischen Gleichungen. Sie beantworten auch die Frage, auf welche Größe die Grabkraft in Abhängigkeit des Bodens zu beziehen ist bzw. aus welchem spezifischen Grabwiderstand die beste Näherung der Kräfte resultiert. Bei rolligen und bindigen Böden liefert erfahrungsgemäß der längenbezogene Grabwiderstand bessere Ergebnisse, wohingegen bei harten, spröden und schwer gewinnbaren Böden, welche auch für die folgenden Untersuchungen repräsentativ sind, der flächenbezogene Grabwiderstand genauere Ergebnisse erzeugt [SJ83b, S. 55 f.].

Einschlägig weist die Literatur allerdings auf die bestehende Abhängigkeit der tangentialen Grabkraft von der Spanfläche und der schneidenden Messerlänge hin, sodass mit dem Bezug auf einen Grabwiderstand nicht jeder Grabzustand exakt abgebildet werden kann [HL75, S. 56], [SJ83b, S. 55]. [KGJ02, S. 97] betont zudem ausdrücklich, dass mit dem Bezug auf eine spezifische Größe die Unsicherheiten der Grabkraftbestimmung keineswegs beseitigt sind, die bezogenen Grabkräfte nicht als konstant angenommen werden dürfen und weist auf die Funktion als Richtwert zur Dimensionierung des Gewinnungsgerätes hin. Er relativiert

anschließend jedoch, dass diese Vereinfachungen aufgrund der hohen Komplexität der auftretenden Kräfte nötig werden.

Unabhängig von der Bezugsgröße gehen alle von einem ähnlichen Verlauf der Grabkraft in ihrer Summe und als Einzelkraft entsprechend Abbildung 6.3-4 aus. Dabei wird ersichtlich, dass mit zunehmendem Drehwinkel  $\varphi$  die tangentielle Grabkraft steigt und oberhalb von  $90^\circ$  schnell abfällt. Begründen lässt sich dieser Verlauf mit der grundsätzlichen Spangeometrie und dem einsetzenden Entleerungsprozess oberhalb von  $90^\circ$ . Außerdem trägt die Trägheit entschieden dazu bei, dass mit zunehmendem Drehwinkel gelöste oder teilgelöste Späne in das Graborgan gleiten, somit weniger Kraft zum Lösen notwendig ist und folglich die Grabkraft spürbar abnimmt [MAY87, S. 95 ff.]. Die Summierung aller Einzelkräfte, mit ihren jeweiligen Hebeln gewichtet, ergibt schließlich die in der Literatur weit bekannte, auf die Schaufelradachse projizierte, Sägezahnfunktion des Grabprozesses, dessen Frequenz, Amplitude und Verlauf von den Randbedingungen des Grabens und der Rückwirkung aus Antrieb und Oberbau abhängen. Tiefere Betrachtungen von [JAC82] erlauben die Zerlegung in eine niederfrequente Mittelwertfunktion, welche die grundlegende Spanbildung bei konstantem spezifischen Grabwiderstand beschreibt, und in einen hochfrequenten Zufallsprozess, der sich auf die Mittelwertfunktion moduliert und die Spanbrockenbildung verkörpert. Außerdem betont er die prinzipielle Bedeutung eines dreidimensionalen stochastischen Vorganges, der in seine einzelnen Raumkräfte zerlegt werden muss, wenn alle Einflüsse auf das Antriebssystem Berücksichtigung erfahren sollen.

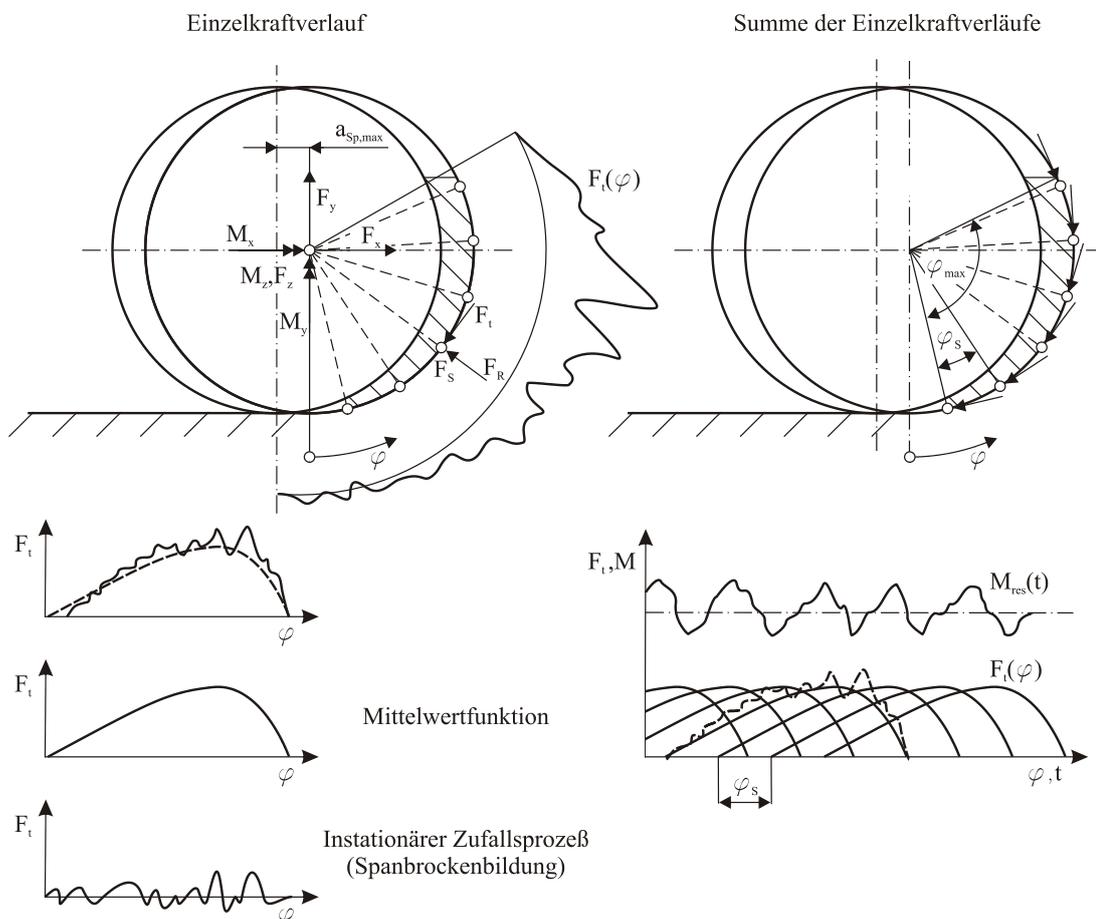
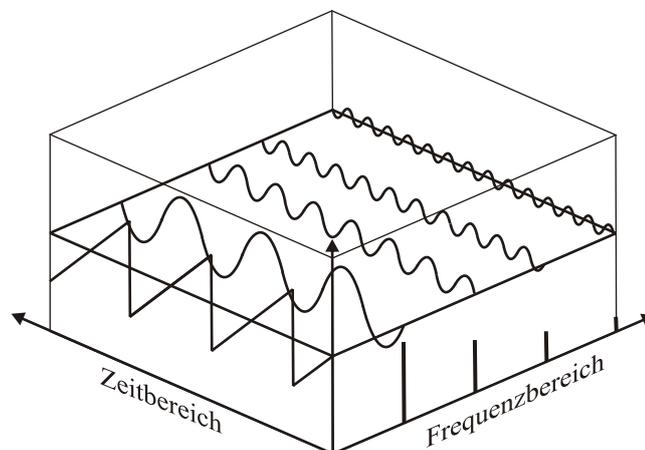


Abbildung 6.3-4: Schnittkraftzerlegung nach [JAC82]

Dennoch sind zahlreiche Veröffentlichungen zu finden, die allein die tangentialen, stationären Größen des Grabvorganges zur Auslegung und Dimensionierung von Schaufelradantrieben heranziehen und über Summenfunktionen der tangentialen Grabkraft und des daraus resultierenden Schaufelraddrehmomentes Leistungsbilanzen aufstellen. Dabei setzen sie die unabhängige Wirkung von Torsion und Biegung voraus und vernachlässigen Biegeeinflüsse auf das Torsionsverhalten des Antriebes, was für elastische Antriebssysteme einer starken Vereinfachung entspricht. [PAJ60] optimiert beispielsweise bei konstanter mittlerer Schneidlänge die Leistung des Antriebes, optimiert den Verlauf der Schwenkgeschwindigkeit und gibt Hinweise auf optimale Schaufelgeometrien, bezieht dabei aber allein die Torsion des Systems in seine Betrachtungen ein. Auch [SAU82] betrachtet die tangentiale Kraft an Schnittwerkzeugen und zieht neben umfangreichen statistischen Auswertungen der Schnittkräfte Rückschlüsse auf den Zusammenhang zwischen Boden und Verschleiß.

$$M_t(t) = 2 \cdot \hat{M}_t \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sin(2 \cdot \pi \cdot f(t) \cdot t \cdot k)}{k} \cdot (-1)^{k-1} \quad 6.11$$

Eine entsprechende Ersatzfunktion des Drehmomentes wäre für diese Betrachtungen mit einer Fourier-Reihe des Sägezahnprofils nach Gleichung 6.11 und Abbildung 6.3-5 schnell gefunden. In Abhängigkeit von der Drehmomentamplitude  $\hat{M}_t$  lässt sich in dieser Fourier-Reihe, durch Superposition mehrerer Sinusschwingungen, gezielt eine Anregungsfunktion mit beliebiger Anzahl an Harmonischen schaffen. Im Hinblick auf Rückwirkungen des Getriebes wäre mit der vordefinierbaren Frequenz  $f(t)$  somit auch eine Beeinflussung des Drehmomentes durch Drehzahlschwankungen des Schaufelrades möglich. Wechselwirkungen der Lasteingangsfunktion mit Schwingungen des Oberbaus blieben jedoch unberücksichtigt, zumal auch für diesen Fall kein Wissen über den zeitlichen Verlauf der Amplitude vorliegt und die Annahme einer mittleren, konstanten Amplitude nach Voruntersuchungen unzulässig scheint. Schwerer, im Hinblick auf die ganzheitliche Simulation, wiegen jedoch die Reduktion der Grabkraft auf ein Summenmoment und die Vernachlässigung der damit einhergehenden Schub- und Radialkräfte, da diese Biegungen von Wellen und Achsen bewirken und bisher nicht abschätzbar ist, welche Auswirkungen diese auf die Gesamtdynamik ausüben. Eine Ersatzlastfunktion als reine Drehmomentsummenfunktion ist somit unzureichend.



**Abbildung 6.3-5:** Fourier-Reihe des Sägezahnprofils

Daher soll im Folgenden ein detailliertes Ersatzmodell des Grabvorganges geschaffen werden, das die Spangeometrie in Abhängigkeit vom Schaufelraddrehwinkel einbezieht und die räumlichen Einzelkräfte zunächst auf Basis des konstanten, passiven, flächenbezogenen Grabwiderstandes berechnet. Dabei soll der physikalische Vorgang des Grabens nicht aufgelöst werden, aber durch zeitlich variable, spezifische Grabwiderstände Berücksichtigung erfahren.

### 6.3.3 Herleitung der analytischen Mittelwertfunktion

#### Räumliches Kraftmodell

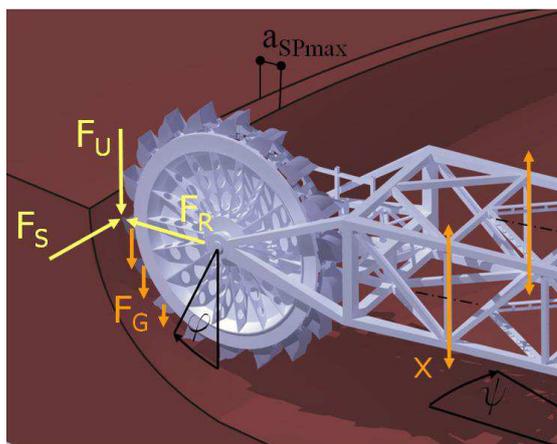
Grundlage der Berechnung räumlicher Einzelkräfte sind die Ausführungen von [HL75] und [SJ83b]. Mit denen ist es möglich, die in Gleichung 6.12 - 6.15 aufgezeigten und in Abbildung 6.3-6 a) verdeutlichten Umfangs-, Radial- und Seitenkräfte zu berechnen. Darüber hinaus soll auch, entgegen der bisherigen Literatur, die durch den Grabprozess angeregte Nickschwingung des Oberbaus die Spannbildung beeinträchtigen, da diese sich auf die ideale Abbaukontur moduliert, siehe Abbildung 6.3-6 b). Das hierfür notwendige Formelwerk wird nachfolgend vorgestellt und fließt direkt in die Bildung der tangentialen Grabkraft ein.

$$F_U = F_{\text{Grab,t}} + F_H \cdot \sin \varphi(t) + F_{B,G} + F_{B,SR} + F_V \quad 6.12$$

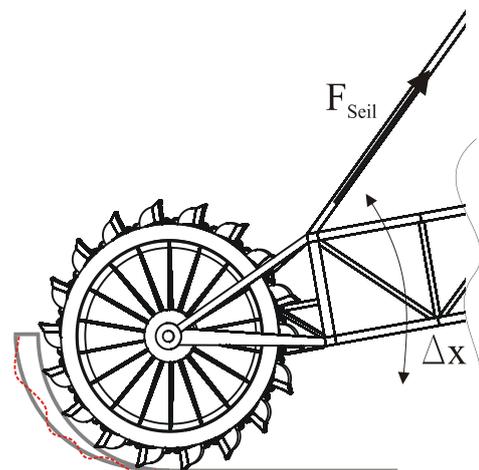
$$F_{\text{Grab,t}}(\varphi_1(t)) = a_{\text{SP,i}}(\varphi_1(t), \psi(t)) \cdot b_{\text{SP,i}}(\varphi_1(t)) \cdot k_A(t) \quad 6.13$$

$$F_R = F_{\text{Hub}} \cdot \cos \varphi(t) \quad 6.14$$

$$F_S = F_{\text{Grab,t}} \cdot \frac{v_{\text{SW}}}{v_U} \quad 6.15$$



a) Räumliche Kräfte des Grabvorgangs



b) Modulation der Oberbauschiwingung

**Abbildung 6.3-6:** Räumliche Kräfte am Schaufelrad

Umfangslasten  $F_U$  beeinflussen hauptsächlich die vom Motor geforderte Leistung, wohingegen Radial- und Seitenlasten Biegung und Schub der Schaufelradachse bewirken. Die Umfangslasten beinhalten neben Anteilen der eigentlichen tangentialen Grabkraft, die zur Lösung des

Grabgutes und Füllung der Schaufel erforderlich sind, auch Anteile der Beschleunigung des ruhenden Grabgutes auf die Geschwindigkeit des Schaufelrades  $F_{B,G}$  und der Beschleunigung des Schaufelrades  $F_{B,SR}$  selbst. Ferner gehen Anteile der Hubkraft  $F_H$ , des Verschleißes und der Verluste  $F_V$  infolge von Reibung und Wirkungsgrad von Getriebe und Motor in die Berechnung ein.

Unberücksichtigt bleiben Abstützkräfte der Verschleißflächen der Schneidwerkzeuge auf dem Abbaustoß, welche sowohl die radiale als auch die tangentielle Kraftrichtung betreffen. Für unverschlossene Schneiden und ideal instandgesetzte Getriebe gelten die tangentielle Grabkraft, die Hubkraft und die Beschleunigungskraft als Haupteinflussgrößen. Als Radiallasten des Grabvorganges wirken die verbleibenden Anteile der Hubkraft. Die Seitenlasten ergeben sich aus dem Verhältnis von Schwenkgeschwindigkeit  $v_{SW}$  und Schaufelradumfangsgeschwindigkeit  $v_U$  und der vorliegenden tangentialen Grabkraft. Damit wird auch im Formelwerk der Funktionsweise des Schaufelradbaggers Rechnung getragen, da der Span ein Ergebnis aus Schwenken des Oberbaus und Drehen des Schaufelrades ist.

Die grundsätzliche Spangeometrie, die sich infolge der Arbeitsweise des Schaufelradbaggers ergibt, stellt den mathematischen Ausgangspunkt zur Berechnung aller Teilkräfte dar, siehe Abbildung 6.3-7. Aus dieser lassen sich, in Abhängigkeit vom Schaufelraddrehwinkel  $\varphi$ , der Geometrie des Auslegers und dessen Neigung ( $l_{Ausleger}$ ,  $r_{Oberbau}$ ,  $\varepsilon_m$ ) sowie der Geometrie und Masse des Schaufelrades ( $r_{SR}$ ,  $m_{SR}$ ), Momentanwerte der radialen Spantiefe  $a_{SP}$  und vertikalen Spanbreite  $b_{SP}$  bilden. Dabei hängt die Spanbreite allein vom Drehwinkel ab, wohingegen die radiale Spantiefe sowohl vom Drehwinkel als auch vom Schwenkwinkel  $\psi$  abhängt. Gilt die Geometrie des Spans als bestimmt, können alle Teilkräfte ermittelt werden, wobei die tangentielle Grabkraft entsprechend Gleichung 6.13 das Produkt aus konstantem, flächenbezogenen Grabwiderstand, radialer Spantiefe und vertikaler Spanbreite ist.

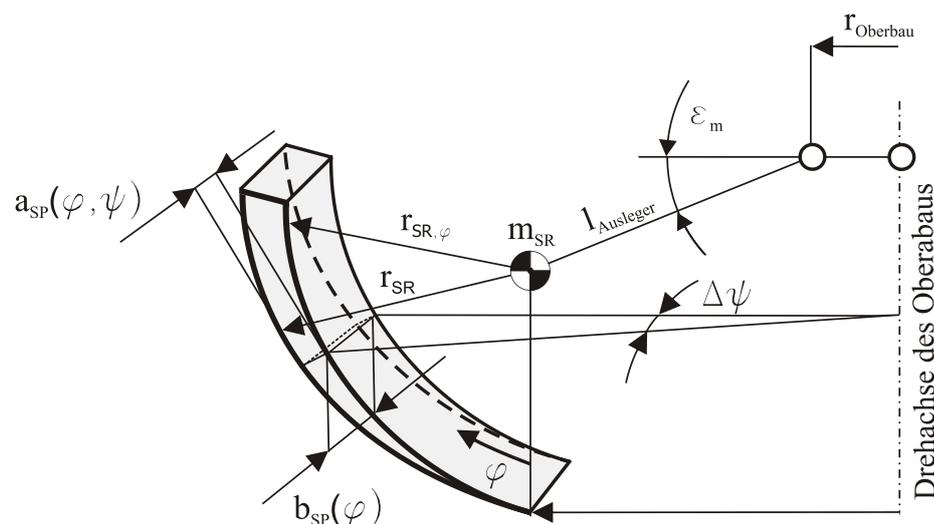


Abbildung 6.3-7: Spangeometrie

### Vertikale Spanbreite

Ausgehend von der Spangeometrie des Einzelspans, entsprechend Abbildung 6.3-7, ergibt sich ein über dem Drehwinkel variabler, in die Symmetrieebene (Ebene normal zur Schaufelrad-

achse) projizierter Radius  $r_{SR,\varphi}$ , der den Bahnradius der Schwenkbewegung jedes Grabgefäßes  $i$  beschreibt. In diesen gehen neben dem Abstand des Schaufelradauslegers von der Schwenkachse des Oberbaus, der Schaufelradradius  $r_{SR}$ , die Länge des Schaufelradauslegers  $l_{Ausleger}$  und dessen Neigung  $\varepsilon_m$  auch der zeitlich veränderliche Schaufelradrehwinkel  $\varphi_i$  des einzelnen Grabgefäßes  $i$  ein, siehe Gleichung 6.16. Aufgrund des veränderlichen Bahnradius der Schwenkbewegung gilt folglich, unabhängig vom zeitlichen Verlauf der Schaufelradrehzahl, auch die resultierende Bahngeschwindigkeit des Grabgefäßes  $i$  als veränderlich. Demnach nimmt die auf den Messerkreis bezogene, vertikale Spanbreite  $b_{SP,i}$ , ausgehend vom Schaufel Eintrittswinkel  $\varphi_{ET}$  bis zum Austrittswinkel  $\varphi_{AT}$ , stetig zu, gleichwohl der Einfluss auf das Gesamtvolumen des Spans gering ist und oftmals vernachlässigt wird [SJ83b, S. 23].

$$r_{SR,\varphi}(\varphi_i(t)) = r_{Oberbau} + l_{Ausleger} \cdot \cos \varepsilon_m + r_{SR} \cdot \sin \varphi_i(t) \quad 6.16$$

Das auf Grundlage von [HCS82] und [SJ83b] geschaffene Formelwerk verdeutlicht die Abhängigkeiten des Momentanwertes der vertikalen Spanbreite des Einzelspans  $i$  vom Schaufelradrehwinkel, der Schaufelradrehzahl  $\dot{\varphi}_{SR}$  und der Schwenkgeschwindigkeit  $v_{SW}$  und entspricht dem Verhältnis von Schwenkgeschwindigkeit und Schüttungszahl  $z_{SA}$  des Gewinnungsgerätes.

$$b_{SP,i}(t) = \frac{v_{SW}}{z_{SA}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{SR,\varphi}(t) \cdot \Delta\psi(t)}{360^\circ \cdot \Delta t \cdot \dot{\varphi}_{SR}(t)} \quad 6.17$$

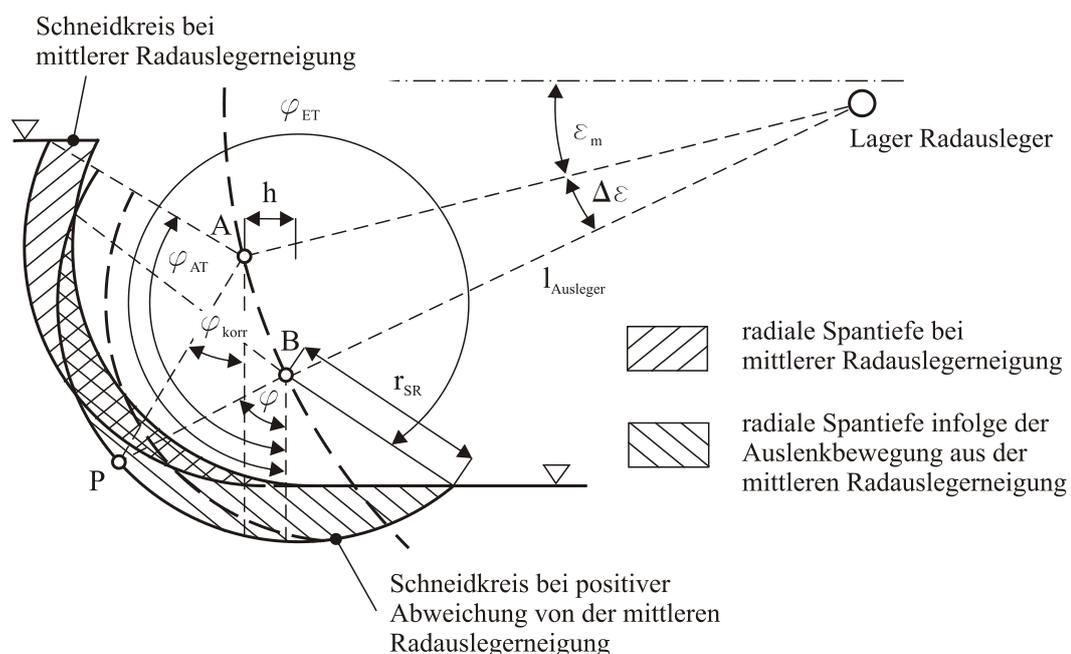
Der zeitliche Verlauf der Schwenkgeschwindigkeit ist dabei als konstante oder über den Schwenkwinkelbereich des Abbaustoßes variable Größe vorgegeben und in diesem Ersatzmodell nicht mit der Schaufelradrehzahl gekoppelt. Diese, vorwiegend auf dem Formelwerk beruhende Vereinfachung, trägt nicht der permanenten Abhängigkeit zwischen Schaufelradrehzahl und Schwenkgeschwindigkeit Rechnung, wie sie in der realen Programmsteuerung jeweiliger Geräte Anwendung findet. Somit berücksichtigt das Grabwiderstandsmodell in Spanbreitenrichtung Rückwirkungen des Antriebsstranges in Form der veränderlichen Schaufelradrehzahl, nicht aber des Schwenkwerks. Folglich sind lediglich Simulationen gewöhnlicher Betriebszustände möglich, bei denen die Schaufelradrehzahl schwankt, aber nicht gegen null strebt, da dies eine unendlich große, vertikale Spanbreite zur Folge hätte.

### **Radiale Spantiefe**

Der Momentanwert der radialen Spantiefe eines Grabgefäßes  $a_{SP,i}$  lässt sich in Abhängigkeit von der Böschungsgeometrie (Schwenkwinkelbereich, Scheibenhöhe), der Zustellbewegung des Gewinnungsgerätes (Vorschub durch Verfahren) und der Eigenschwingung des Schaufelradauslegers bestimmen. Infolge des permanenten Wechsels zwischen horizontalem Schwenken des Schaufelradauslegers und dem Verfahren des Gerätes ergeben sich regelmäßige Sichelgeometrien des vertikalen Einzelspans entsprechend Abbildung 6.3-7 und des horizontalen Spans beim Schwenken des Schaufelradauslegers. Liegen Abweichungen von der idealen Geometrie vor, dann sind diese den Eigenschwingungen respektive der Nickschwingung des Schaufelradauslegers zuzuordnen [SS11a, S. 279].

Folglich muss die aktuelle Position jeder Einzelschaufel  $i$  im Schneidkreis relativ zum vertikalen und horizontalen Span bekannt sein, damit der Momentanwert der radialen Spantiefe bestimmbar wird. Für Gewinnungsprozesse ohne den Einfluss der Nickeigenschwingung des Schaufelradauslegers ist diese durch etabliertes Formelwerk leicht zugänglich, u.a. [HL75], [SJ83b]. Bei Berücksichtigung der Eigenschwingungen setzt sich die aktuelle Position der Schneidwerkzeuge im Schneidkreis jedoch aus der idealen Geometrie des aktuellen Spans und dem bereits bearbeiteten Untergrund zusammen. Die vorherigen Schwenkvorgänge liefern demnach Randbedingungen des aktuellen Schwenkes, sodass die vereinfachten Betrachtungen einer idealen Spangeometrie in der Realität nicht zutreffen und geringfügig fehlerbehaftet sind. Somit wäre zur ganzheitlichen Erfassung der Auswirkungen der Schaufelradausleger-schwingung auf die Spangeometrie des nachfolgenden Schwenkes eine Datenbank nötig, welche die Historie der Spanoberflächenkontur aller Schwenkvorgänge des angewandten Terrassenschnittes beinhaltet. Im vorliegenden Modell wurde eine derartige Historie nicht hinterlegt, da der Einfluss der vorherigen Kontur als gering im Vergleich zu den sonstigen prozessbestimmenden Größen eingeschätzt wird. Folglich liegt zu Beginn des zu untersuchenden Schwenkes eine ideale Sichelgeometrie des Vorspanes vor. Innerhalb des aktuellen Spans kann die Geometrie jedoch kontinuierlich verändert werden.

Sind Momentanwerte der Schaufelradauslegerschwingung gegeben, so lässt sich diese, analog zur Grabkraftbildung, in einen stationären und einen dynamischen Anteil zerlegen. Nominell setzt sich die aktuelle radiale Spantiefe aus Anteilen der Spantiefe einer ruhenden Schaufelrad-achse und aus Anteilen infolge der Auslegerbewegung zusammen, wobei sich beide Anteile ungestört überlagern. Abbildung 6.3-8 verdeutlicht dies qualitativ am Beispiel eines abgelenkten Schaufelradauslegers, bei dem die ruhende Achse einem stationären Mittelwert der Auslegerneigung entspricht [SS11a, S. 279].



**Abbildung 6.3-8:** Allgemeine Schneidkreisgeometrien nach [SS11a, S. 280]

Der sich dabei einstellende mittlere Neigungswinkel  $\varepsilon_m(t)$  folgt aus der Zustellbewegung des Gerätes, der Auslenkung infolge des Eigengewichtes des Schaufelradauslegers sowie der

Auslenkung infolge der mittleren Gewichtslasten des Förderprozesses. Alle Abweichungen von diesem Winkel sind den Eigenbewegungen des Schaufelradauslegers zugehörig und äußern sich im modulierenden Winkel  $\Delta\varepsilon(t)$ , der die Differenz aus mittlerer und momentaner Auslegerneigung angibt, siehe Gleichung 6.18.

$$\Delta\varepsilon(t) = \varepsilon_m(t) - \varepsilon(t) \quad 6.18$$

Infolgedessen bildet sich auch der Momentanwert der radialen Spantiefe  $a_{SP,i}(t)$  der Einzelschaufel  $i$  nach Gleichung 6.19 aus der Spantiefe bei mittlerer Auslegerneigung  $a_{SP,\varepsilon_m}(t)$  und der Spantiefe infolge der Auslenkung der Schaufelradauslegers aus der mittleren Neigung  $a_{SP,\Delta\varepsilon}(t)$  [SS11a, S. 280].

$$a_{SP,i}(t) = a_{SP,\varepsilon_m}(\varphi_1(t), \psi(t)) + a_{SP,\Delta\varepsilon}(\Delta\varepsilon(t), \varphi_1(t)) \quad 6.19$$

Für das Schaufelrad bewirkt die Bewegung des Schaufelradauslegers entlang seiner Kreisbahn eine zusammengesetzte Bewegung in laterale und vertikale Bewegung. Absenkungen des Auslegers rufen hierbei negative Vertikalbewegungen und positive Lateralbewegungen des Schaufelrades in Böschungsrichtung hervor. Hebt sich der Schaufelradausleger relativ zu seinem stationären Mittelwert betrachtet an, meint dies eine laterale Distanzierung von der Böschung und ein horizontales Heben des Schaufelrades.

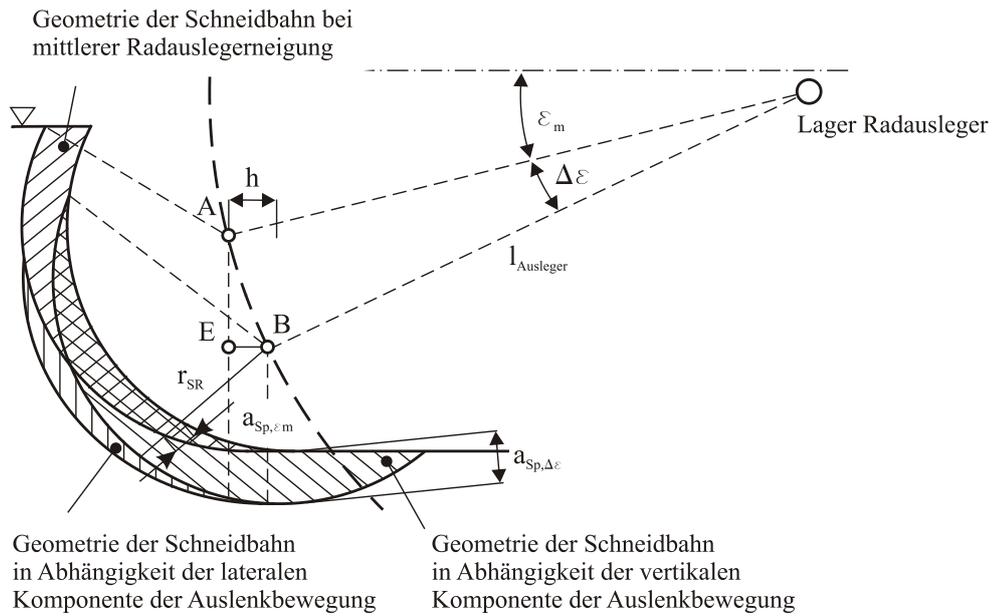
Die Ermittlung der Spantiefe bei mittlerer Auslegerneigung erfolgt nach Gleichung 6.20 und 6.21, wobei der hintere Term in Gleichung 6.21 gemäß [MEC62, S. 12 f.] vernachlässigt werden kann. Dabei bestimmen der aktuelle Schneidwinkel  $\varphi_1(t)$ , welcher der Position im Schneidkreis gleichkommt, der Schwenkwinkel des Auslegers  $\psi(t)$  und der Verfahrweg des Gewinnungsgerätes (Vorschub)  $h$  die Größenordnung der mittleren und maximalen radialen Spantiefe. Für Schwenkwinkel  $\psi = 0^\circ$  und Schneidwinkel  $\varphi_1 = 90^\circ$  stellt sich das absolute Maximum der Spantiefe ein.

$$a_{SP,max}(\psi(t), h) = \cos\psi(t) \cdot h \quad 6.20$$

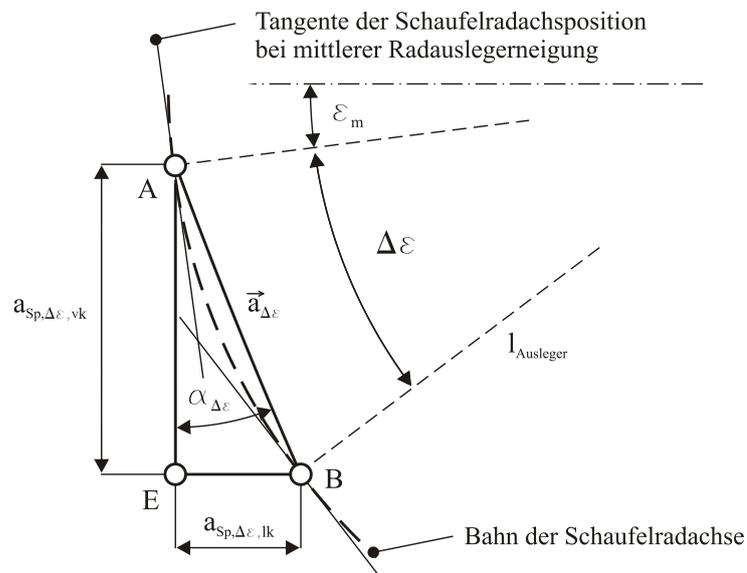
$$a_{SP,\varepsilon_m,i}(\varphi_1(t), \psi(t), h) = a_{SP,max} \cdot \left( \sin\varphi_1(t) + \underbrace{\frac{1}{2 \cdot k_t} \cdot \cos^2(\varphi_1(t))}_{\approx 0} \right) \quad 6.21$$

Die radiale Spantiefe  $a_{SP,\Delta\varepsilon}(t)$  leitet sich aus der aktuellen Position der Schneidwerkzeuge im Schneidkreis und den Richtungskomponenten der Bewegung zwischen mittlerer und momentaner Schaufelradachspannung ab [SS11a, S. 280]. Die in Abbildung 6.3-9 veranschaulichte Gegenüberstellung von mittlerer Schneidbahn mit der Schneidbahn eines schwingenden Schaufelradauslegers verdeutlicht, dass sich die radiale Spantiefe der Auslegerschwingung als Summe aus lateraler und vertikaler Komponente ergibt. Bereits die optische Darstellung lässt dabei eine Dominanz der vertikalen Komponente vermuten, siehe Gleichung 6.22.

$$a_{SP,\Delta\varepsilon}(t) = a_{SP,\Delta\varepsilon,vK}(t) + a_{SP,\Delta\varepsilon,iK}(t) \quad 6.22$$



a) Geometrie der Schneidbahn



b) Richtungskomponenten der Auslegerbewegung aus der mittleren Neigung

**Abbildung 6.3-9:** Schneidbahngeometrie nach [SS11a, S. 281]

Da mit der Auslenkbewegung ein Bewegungsvektor erzeugt wird, kann dessen Betrag und Richtung zur Bestimmung der Bewegungskomponenten herangezogen werden. Dabei entspricht der Betrag von  $\vec{a}_{\Delta\varepsilon}$  der vorzeichenbehafteten Entfernung der Schaufelradachposition  $a_{\Delta\varepsilon}$  bzw. der Länge der Strecke  $\overline{AB}$ , deren Wert sich mit Hilfe von Gleichung 6.23 bestimmen lässt. In diese gehen lediglich der Bahnradius  $l_{\text{Ausleger}}$  sowie der Auslenkwinkel  $\Delta\varepsilon$  ein.

$$\overline{AB} = |\vec{a}_{\Delta\varepsilon}| = a_{\Delta\varepsilon} = \sqrt{2 \cdot l_{\text{Ausleger}} \cdot (1 - \cos(\Delta\varepsilon))} = 2 \cdot l_{\text{Ausleger}} \cdot \sin\left(\frac{\Delta\varepsilon}{2}\right) \quad 6.23$$

Die Richtung der Bewegung, welche der Orientierung eines Vektors mit Hilfe eines Richtungswinkels  $\alpha_{\Delta\varepsilon}(t)$  entspricht, bezieht sich auf die Lotsenrechte der mittleren Auslegerneigung und ergibt sich nach Gleichung 6.24 [SS11a, S. 281].

$$\alpha_{\Delta\varepsilon}(t) = \left| \frac{\Delta\varepsilon(t)}{2} - \varepsilon_m \right| \quad 6.24$$

Gemäß Abbildung 6.3-10 und Abbildung 6.3-11 stellen sich demnach, in Abhängigkeit vom Bewegungsvektor, unterschiedliche Ein- und Austrittswinkel ( $\varphi_{ET}, \varphi_{AT}$ ) der Schneidwerkzeuge in den Boden ein. Führen Schwingungen des Schaufelradauslegers zum Anheben dieses, greifen die Schaufeln später in den Boden ein ( $\varphi_{ET} < 0$ ) und dringen zeitiger aus dem Boden aus, sodass sich folglich die Schneidbahn verkürzt. Demgegenüber dringen die Schneidwerkzeuge bei Absenkbewegungen des Schaufelradauslegers zeitiger ein als bei mittlerer Auslegerneigung, der Eingriffswinkel liegt vor dem Schneidwinkel  $\varphi_1 = 0^\circ$ . Ferner erhöht sich in diesem Fall der Austrittswinkel, sodass die Schneidbahn länger wird.

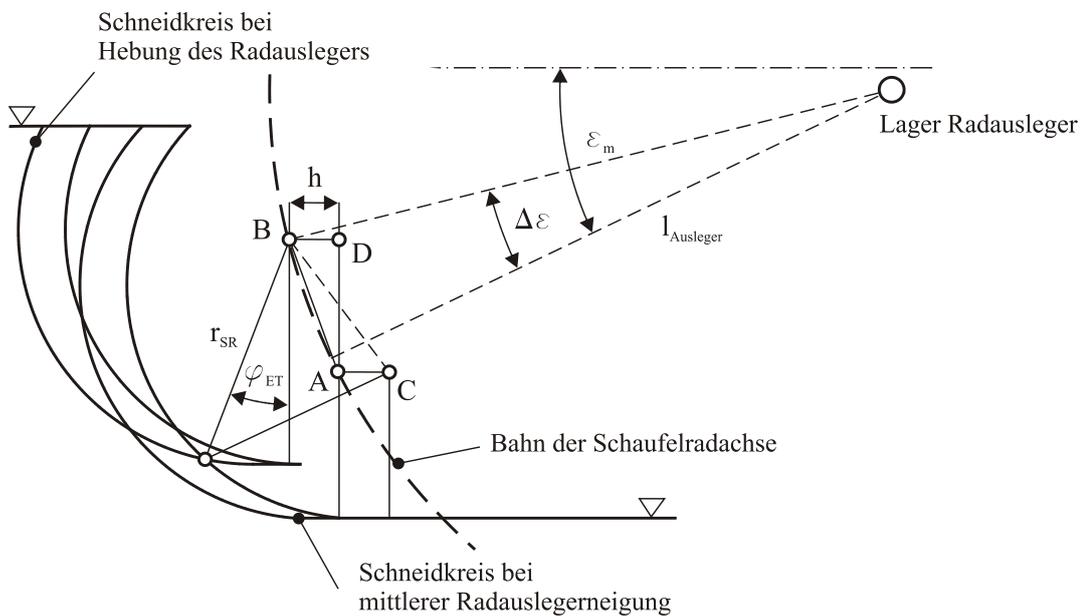


Abbildung 6.3-10: Ein- und Austrittspunkte bei Hebung des Auslegers nach [SS11a, S. 282]

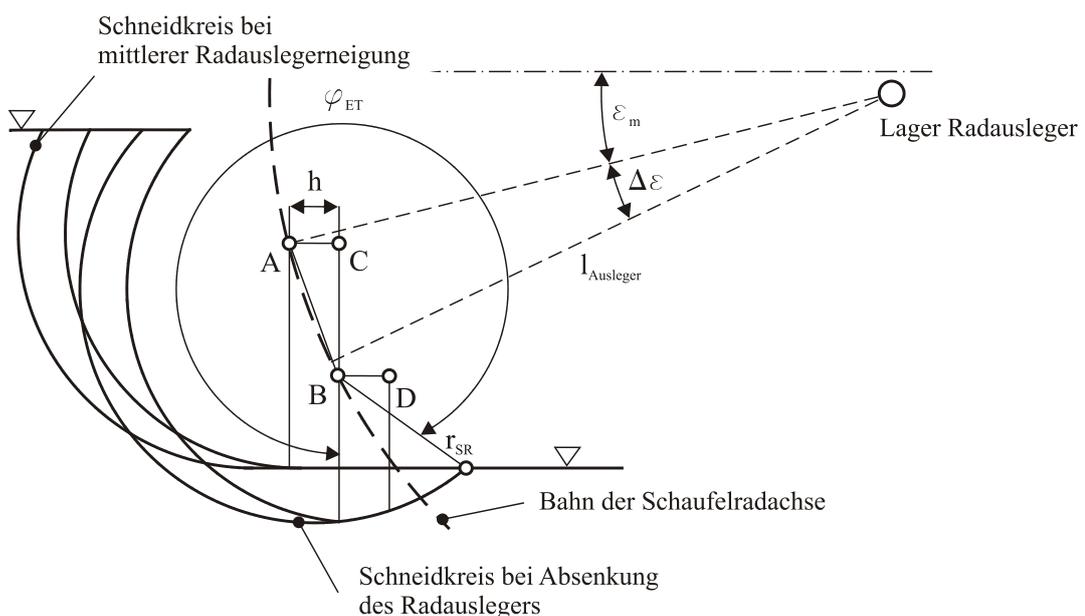
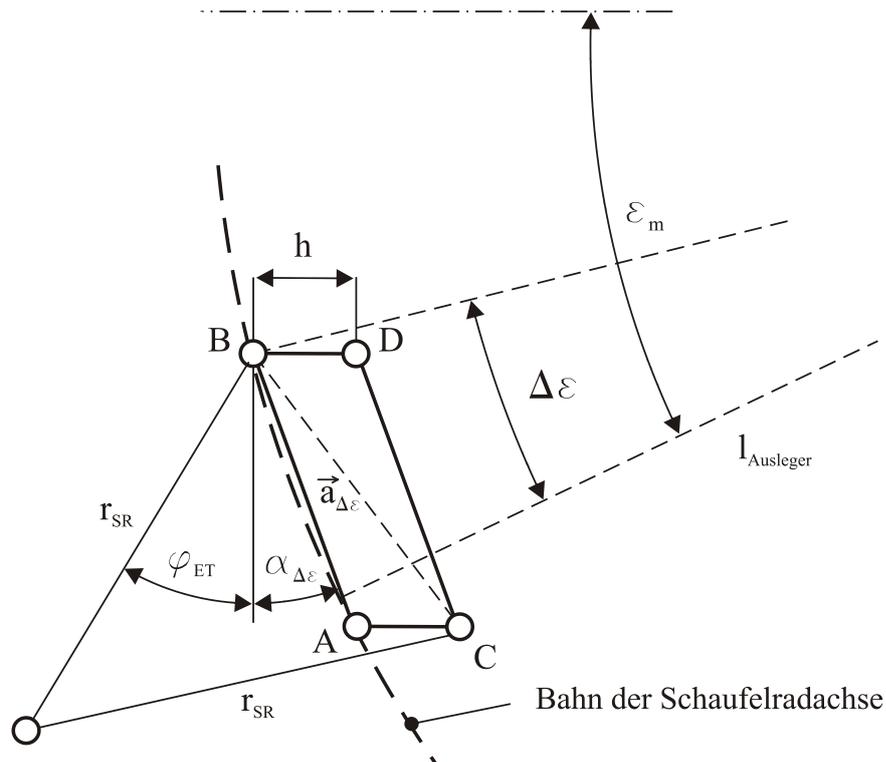


Abbildung 6.3-11: Ein- und Austrittspunkte bei Senkung des Auslegers nach [SS11a, S. 282]

Die Bestimmung der Schaufeleintrittspunkte basiert dabei auf trigonometrischen Beziehungen des Parallelogramms ABCD. Am Beispiel der Hebung des Schaufelradauslegers gegenüber seines stationären Mittelwertes zeigt Abbildung 6.3-12 dieses, wobei die Punkte AB die momentane und mittlere Position der Schaufelradachse des aktuellen Schneidkreises und die Punkte CD die Position des vorangegangenen Schneidkreises repräsentieren [SS11a, S. 282]. Das Aufspannen gleichschenkliger Dreiecke auf den Eckpunkten des Parallelogramms mit der Schenkellänge  $r_{SR}$  liefert dabei den zu bestimmenden Eintrittswinkel.



**Abbildung 6.3-12:** Schema der geometrischen Beziehungen am Parallelogramm der Schaufelradachseposition nach [SS11a, S. 282]

Auch der Eintrittswinkel, welcher sich auf den Schneidkreis bezieht und somit als Schnittwinkel gilt, ergibt sich in Abhängigkeit vom Vorzeichen und der Orientierung des Bewegungsvektors  $\vec{a}_{\Delta\epsilon}$ . [SS11a] liefert das hierzu notwendige Formelwerk und bildet qualitativ die Orientierung über die Summe aus mittlerer und momentaner Auslegerneigung ab, da diese der horizontalen Richtungskomponente entspricht. Demnach ergeben sich für unterschiedliche Auslegerneigungen und Schwingungen die in Gleichung 6.25 - 6.27 aufgezeigten Fallunterscheidungen [SS11a, S. 283].

Für  $a_{\Delta\epsilon} < 0$  und  $\epsilon_m(t) + \epsilon(t) \leq 0$  gilt:

$$\varphi_{ET}(t) = 90^\circ - \arcsin\left(\frac{x}{2 \cdot r_{SR}}\right) - \alpha_{\Delta\epsilon}(t) - \arccos\left(\frac{(h \cdot \cos(\psi(t)))^2 - a_{\Delta\epsilon}^2(t) - x^2}{-2 \cdot |a_{\Delta\epsilon}(t)| \cdot x}\right) \quad 6.25$$

mit

$$x = \sqrt{a_{\Delta\epsilon}^2(t) + (h \cdot \cos(\psi(t)))^2 - 2 \cdot |a_{\Delta\epsilon}(t)| \cdot h \cdot \cos(\psi(t)) \cdot \cos(90^\circ + \alpha_{\Delta\epsilon}(t))}$$

Für  $a_{\Delta\varepsilon} < 0$  und  $\varepsilon_m(t) + \varepsilon(t) > 0$  gilt:

$$\varphi_{ET}(t) = 90^\circ - \arcsin\left(\frac{x}{2 \cdot r_{SR}}\right) - \arctan\left(\frac{h \cdot \cos(\psi(t)) - |a_{\Delta\varepsilon}(t)| \cdot \sin(\alpha_{\Delta\varepsilon}(t))}{|a_{\Delta\varepsilon}(t)| \cdot \cos(\alpha_{\Delta\varepsilon}(t))}\right)$$

6.26

mit

$$x = \sqrt{\left(|a_{\Delta\varepsilon}(t)| \cdot \cos(\alpha_{\Delta\varepsilon}(t))\right)^2 + \left(h \cdot \cos(\psi(t)) - |a_{\Delta\varepsilon}(t)| \cdot \sin(\alpha_{\Delta\varepsilon}(t))\right)^2}$$

Für  $a_{\Delta\varepsilon} > 0$  gilt:

$$\varphi_{ET}(t) = 360^\circ - \arccos\left(\frac{r_{SR} - a_{\Delta\varepsilon}(t) \cdot \cos(\alpha_{\Delta\varepsilon}(t))}{r_{SR}}\right)$$

6.27

Bei der Berechnung der Schaufelaustrittswinkels muss der maximale Austrittswinkel des idealen, unbeeinflussten Spans, gegeben durch die Böschungsgeometrie (Scheibenhöhe  $h_S$ ), Berücksichtigung erfahren, da dieser die Materialgrenze darstellt. Auf Basis dessen liefert Gleichung 6.28 den Austrittswinkel, womit die Begrenzung des momentanen Spans und demnach dessen Definitionsbereich vorbestimmt ist.

$$\varphi_{AT}(t) = \arccos\left(\frac{r_{SR} - h_S - a_{\Delta\varepsilon}(t) \cdot \cos(\alpha_{\Delta\varepsilon}(t))}{r_{SR}}\right)$$

6.28

Die sich anschließende Ermittlung der vertikalen Komponente  $a_{SP,\Delta\varepsilon,vK,i}$  der Ausleger-schwingung jeder Einzelschaufel  $i$  muss aufgrund des Definitionsbereichs geteilt ausgeführt werden und genügt Gleichung 6.29 - 6.30 [SS11a, S. 284].

Für  $0^\circ \leq \varphi_1(t) \leq \varphi_{AT}(t)$  gilt:

$$a_{SP,\Delta\varepsilon,vK,i}(t) = a_{\Delta\varepsilon}(t) \cdot |\cos(\alpha_{\Delta\varepsilon}(t))| \cdot \cos(\varphi_1(t))$$

6.29

Für  $\varphi_{ET}(t) \leq \varphi_1(t) \leq 360^\circ$  gilt:

$$a_{SP,\Delta\varepsilon,vK,i}(t) = r_{SR} - \frac{r_{SR} - |a_{\Delta\varepsilon}(t)| \cdot \cos(\alpha_{\Delta\varepsilon}(t))}{\cos(360^\circ - \varphi_1(t))}$$

6.30

Analog bildet sich die laterale Komponente  $a_{SP,\Delta\varepsilon,lK,i}$  jeder Einzelschaufel  $i$  aus den trigonometrischen Beziehungen, siehe Gleichung 6.31. Da diese jedoch betragsmäßig kleine Werte annimmt, erfährt sie im Modell keine Berücksichtigung.

$$a_{SP,\Delta\varepsilon,lK,i}(t) = r_{SR} - \frac{r_{SR} - |a_{\Delta\varepsilon}(t)| \cdot \cos(\alpha_{\Delta\varepsilon}(t))}{\cos(360^\circ - \varphi_1(t))}$$

6.31

Somit sind die Grundlagen zur vollständigen Beschreibung der Momentanwerte der radialen Spantiefe gegeben und in Tabelle 6.4 zusammengefasst. Basierend darauf können im Folgenden die wirkenden tangentialen Grabkräfte bei gegebenem flächenbezogenen Grabwiderstand und gegebenem Momentanwert der vertikalen Spannbreite gemäß Gleichung 6.13 errechnet werden.

Bedingung	Definitionsbereich 1 $\varphi_{ET}(t) \leq \varphi_1(t) \leq 360^\circ$	Definitionsbereich 2 $0^\circ \leq \varphi_1(t) \leq \varphi_{AT}(t)$
Positiver Betrag der Auslenkbewegung $\varphi_{ET}(t) > \varphi_{AT}(t)$	$a_{SP,i}(t) = r_{SR} - \frac{r_{SR} -  a_{\Delta\varepsilon}(t)  \cdot \cos(\alpha_{\Delta\varepsilon}(t))}{\cos(360^\circ - \varphi_1(t))}$	$a_{SP,i}(t) = h \cdot \cos(\psi(t)) \cdot \sin(\varphi_{Korr,i}(t)) + a_{\Delta\varepsilon}(t) \cdot  \cos(\alpha_{\Delta\varepsilon}(t))  \cdot \cos(\varphi_1(t))$
Negativer Betrag der Auslenkbewegung $\varphi_{ET}(t) < \varphi_{AT}(t)$	-	$a_{SP,i}(t) = h \cdot \cos(\psi(t)) \cdot \sin(\varphi_{Korr,i}(t)) + a_{\Delta\varepsilon}(t) \cdot  \cos(\alpha_{\Delta\varepsilon}(t))  \cdot \cos(\varphi_1(t))$

Tabelle 6.4: Berechnungsformeln zur Ermittlung der Spantiefe in Abhängigkeit zur momentanen Position der Schneidwerkzeuge im Schneidkreis [SS11a, S. 284]

In Abhängigkeit von verschiedenen, konstanten Auslegerschwingamplituden zeigt Abbildung 6.3-13 qualitativ die Auswirkungen der im Spektrum des Reaktionsmomentes sichtbaren Nickschwungung mit 0,34 Hz auf die tangentielle Grabkraft der Einzelschaufel und auf die Summenfunktion. Hierbei handelt es sich allein um die Darstellung der analytischen Anregungsfunktion, ohne Rückwirkung zum mechanischen System und ohne Berücksichtigung des stochastischen Zufallsprozesses. Im Späteren wird der zeitliche Verlauf der tangentialen Grabkraft maßgeblich durch die Reaktion des Getriebes und durch den Zufallsprozess beeinflusst. Ferner ergibt sich die Auslegerschwingung dann als Reaktion auf den Grabprozess und ist in ihrer Amplitude veränderlich.

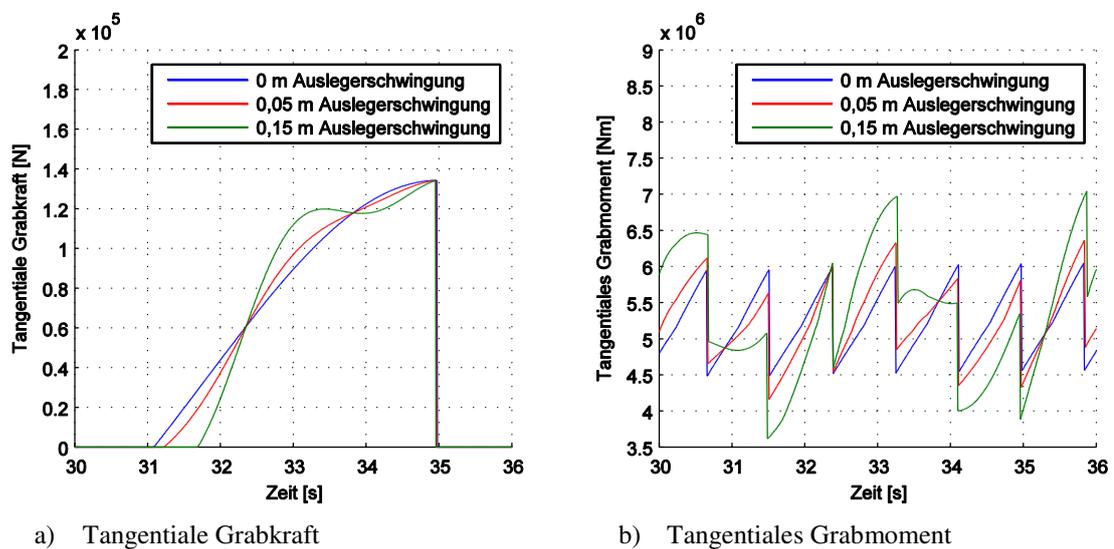


Abbildung 6.3-13: Auswirkung der Schaufelradauslegerschwingung auf die tangentielle Grabkraft

Erwartungsgemäß moduliert sich die Auslegerschwingung auf den prinzipiellen Verlauf der tangentialen Grabkraft. Eine pauschale Bewertung des Einflusses der Auslegerschwingung auf den Grabprozess ist jedoch nicht möglich, da gleiche Amplituden in verschiedenen Böden, und demnach anderen Grabwiderständen, unterschiedliche Wichtungen erzeugen. Für geringe Schwingamplituden im Bereich von wenigen Zentimetern (0 - 0,05 m) kann allerdings von einer geringen Beeinträchtigung ausgegangen werden.

Mit der vollständigen Beschreibung des Spans als räumlichen Körper sind in der Folge auch Berechnungen bezüglich des geförderten Volumens möglich. Sie geben Auskunft über den Durchsatz des Förderprozesses, welcher beim Betrieb des Schaufelradbaggers standardmäßig erfasst werden muss und demnach, neben dem Reaktionsmoment an der Drehmomentstütze, als Validierungsgröße des Grabwiderstandsmodells dient. Darüber hinaus lässt sich, bei bekanntem Volumen  $V_{SP,i}$  der Einzelschaufel  $i$ , auch die daraus resultierende Hubkraft  $F_{Hub}$  in Abhängigkeit vom Schneidwinkel ermitteln.

### **Hubkraft**

Die während des Betriebs auftretende Hubkraft  $F_{Hub}$  ist entsprechend Gleichung 6.32 primär eine Funktion des Schaufelraddrehwinkels  $\varphi_1(t)$  und stellt das Ergebnis des Füllvorgangs dar. Nominell gilt sie auch als Funktion der Dichte  $\rho$ , da diese aufgrund der Inhomogenität des Bodens zeitlich variabel auftritt. Gegenüber dem dominierenden stochastischen Grabwiderstand streut die Dichte jedoch deutlich geringer, sodass sie im Folgenden als konstant angenommen wird.

$$F_{Hub}(\varphi_1(t)) = \rho \cdot a_{SP,i}(\varphi_1(t), \psi(t)) \cdot b_{SP,i}(\varphi_1(t)) \cdot g = \rho \cdot V_{SP,i}(\varphi_1(t), \psi(t)) \cdot g \quad 6.32$$

Mit dem kontinuierlichen Lösen des Materials gleitet dieses in das Förderorgan (Schaufel und Ringkammeraum) ein und staut sich dort auf. Gleichwohl dieser Vorgang in der Realität gemäß der Zusammensetzung und der Eigenschaften des Bodens zeitlich variabel und diskontinuierlich ablaufen kann, wird auch der Füllvorgang im Grabwiderstandsmodell vereinfacht als kontinuierlicher Prozess angenommen. Damit geht die Vernachlässigung der stetigen, elastisch-plastischen Verformung des Bodens einher, welche zu einer Brockenbildung führt. Größere Stoffzusammenschlüsse und deren Auswirkungen auf den Füll- und Fördervorgang bleiben somit unberücksichtigt.

Entgegen der tangentialen Grabkraft endet die winkelabhängige Hubkraftfunktion nicht mit dem Austritt der Schaufel  $i$  aus dem Boden, da das Grabgut weiterhin in den Graborganen verbleibt. Dem nachfolgenden Winkelbereich des Transportierens, bei dem die Hubkraft konstant bleibt, schließt sich mit Beginn des Entleerungswinkels der kontinuierliche Entleerungsprozess an, wobei das Material aus den Ringkammern über die Leitschurren auf das Förderband des Schaufelradauslegers rutscht, siehe Abbildung 6.3-14.

Der Beginn des Entleerungswinkels  $\varphi_{EL}$  hängt dabei hauptsächlich von der Hubposition des Schaufelradauslegers ab und unterscheidet sich zwischen Hoch- und Tiefschnitt merklich. Im Hochschnitt setzt der Entleerungsprozess deutlich zeitiger ein, da die Schwerkraft die Entleerung begünstigt. Im Tiefschnitt hingegen muss deutlich mehr Leistung zum Hub des geförderten Bodens aufgebracht werden, da dieser länger in den Graborganen verweilt. Für mittlere Hubpositionen erstreckt sich der Entleerungsvorgang entlang des Schaufelraddrehwinkels von etwa  $120^\circ$  -  $160^\circ$  [SCH65, S. 17]. Von der Berechnung einer Rückwirkung der Auslegerschwingung auf den Beginn oder das Ende des Entleerungsprozesses wurde abgesehen.

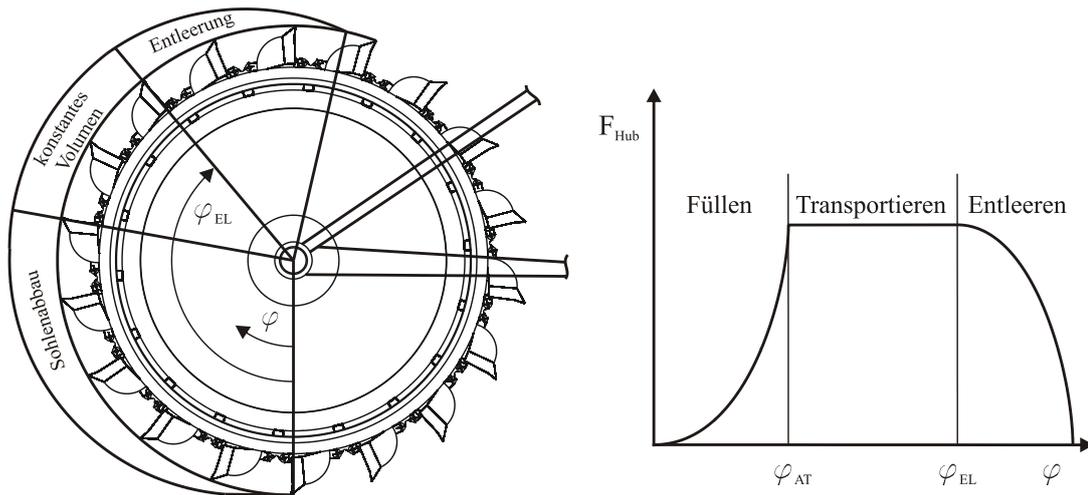


Abbildung 6.3-14: Verlauf der Grabkraftfunktion

Berücksichtigt wird hingegen die Lage des sich stetig verändernden Massenschwerpunktes des gefördert Grabgutes im Graborgan und dessen Umrechnung auf den Schneidkreis. Hierzu verdeutlicht Abbildung 6.3-15 die dafür notwendigen geometrischen Größen zur Anwendung des Strahlensatzes. Ohne jene Umrechnung der im Massenschwerpunkt angreifenden Hubkraft  $F_{GS}$  auf eine äquivalente am Schneidkreis wäre eine Summierung auf die Umfangs- bzw. Radialkraft nach Gleichung 6.12 bzw. 6.14 unzulässig.

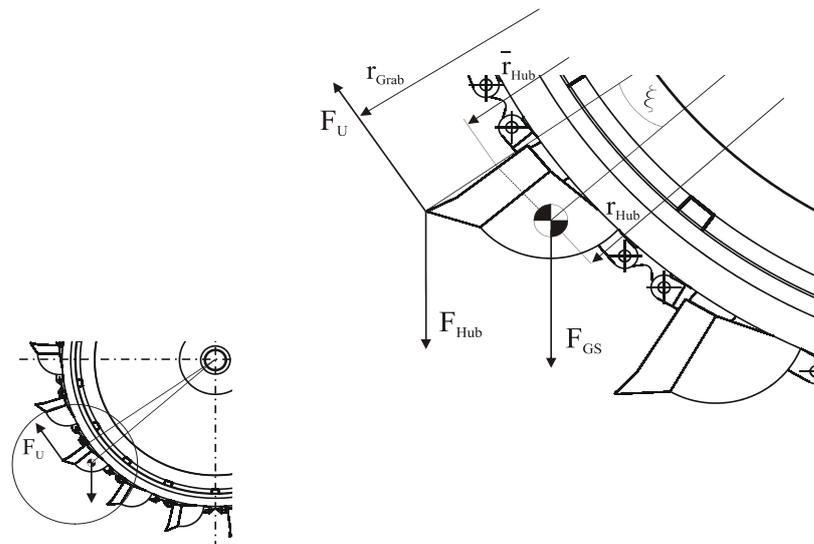


Abbildung 6.3-15: Geometrie zur Berechnung einer äquivalenten Hubkraft

### **Beschleunigungs-, Verlust- und Verschleißkräfte**

Die aus dem Arbeitsprozess resultierenden Beschleunigungskräfte ergeben sich aus Geschwindigkeitsänderungen bestimmter Massen. Folglich bezeichnen sie Trägheitskräfte, wie sie beispielsweise bei der Beschleunigung der Masse  $\Delta m_{\text{Boden}}$  des ruhenden Grabgutes auf die Schaufelradumfangsgeschwindigkeit  $v_U$  entstehen. Die hierfür notwendige, mit Gleichung 6.33 zu einem diskreten Zeitabschnitt  $\Delta t$  berechenbare Kraft  $F_{B,G}$  ist dabei Teil des Grabwiderstandes und muss nicht gesondert berechnet werden.

$$F_{B,G} = \Delta m_{\text{Boden}} \cdot \frac{v_U - v_{\text{Boden}}}{\Delta t} \quad 6.33$$

Ändert sich während des Betriebes jedoch die Schaufelraddrehzahl, führt das Beschleunigen oder Abbremsen dessen Trägheit zu einer vorzeichenbehafteten tangentialen Kraft  $F_{B,SR}$  am Schneidkreis, die sich auf die Umfangskraft addiert, siehe Gleichung 6.34. Hinsichtlich der aufzubringenden Leistung stellt sie somit ebenso einen Widerstand dar.

$$F_{B,SR} = m_{SR} \cdot \Delta \dot{\varphi}_{SR}(t) \quad 6.34$$

Ferner wirken auch die schwer abschätzbaren Verlust- und Verschleißkräfte nach Gleichung 6.35 als Widerstand am Schneidkreis entgegen der Umfangsrichtung des Schaufelrades. Neben Anteilen der mechanischen Reibung und der Umwandlung elektrischer in mechanischer Leistung beinhalten sie auch die Verluste in den elastischen Kupplungen und Wälzlagern. Darüber hinaus beeinflusst insbesondere der Schneidenzustand der Grabwerkzeuge den Anteil des Verlustes und Verschleißes am Gesamtwiderstand, sodass aufgrund mangelnder Schätzbarkeit aller Einflussgrößen ein zusammenfassender Faktor  $k_{VV}$  als Vielfaches des Grabwiderstandes geschaffen wird [HÜN11, S. 23].

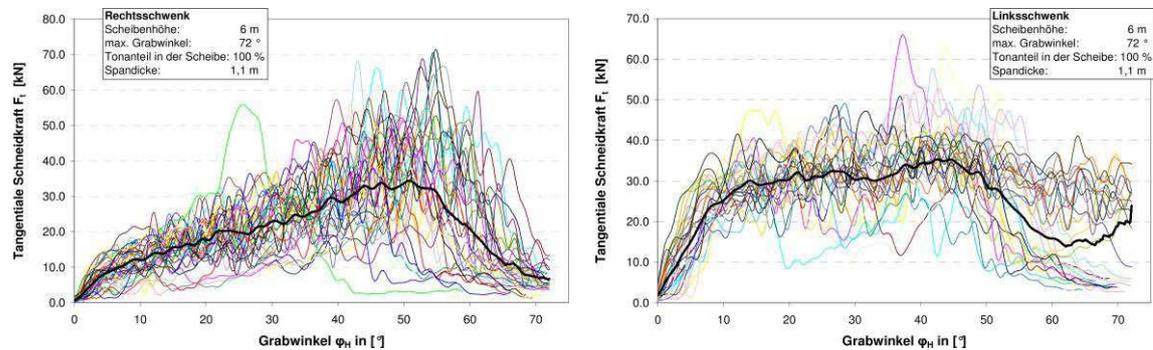
$$F_V = F_{\text{Verlust}} + F_{\text{Verschleiß}} = F_{Gr,t} \cdot k_{VV} \quad 6.35$$

Die Größenordnung dessen ergibt sich für jeden Antrieb samt Getriebe und Schneiden individuell und kann keiner Dokumentation entnommen werden. Auf Basis von Erfahrungswerten für derartige Schaufelradantriebe mit Stirnrad- und Planetengetriebe wurde der Wert mit  $k_{VV} = 0,2$  abgeschätzt. Dieser starken Vereinfachung geschuldet, lassen sich somit keine quantifizierbaren Aussagen bezüglich der Größenordnung treffen, die allerdings zur Bewertung des dynamischen Verhaltens auch nicht notwendig sind. Die fehlerhaften Annahmen des Faktors werden durch eine spätere Validierung des Grabwiderstandsmodells ausgeglichen.

### ***Einfluss der Schwenkrichtung auf die Spanbildung***

In allen Betrachtungen der räumlichen Kräfte des Grabvorganges blieb bisher der Einfluss der Schwenkrichtung auf die Kraftfunktion unberücksichtigt. Zahlreiche Veröffentlichungen, unter anderem von [JAC82] und [SJ83b, S. 53 ff.], weisen jedoch, nach Auswertung von Direktmessungen, auf unterschiedliche Kraftverläufe beim Rechts- und Linksschwenk hin, denen es bei der Auslegung von Graborgangen und dessen Grabwerkzeugen eine hohe Bedeutung zuzumessen gilt. Abbildung 6.3-16 zeigt hierfür exemplarisch Auswertungen des in harten Ton-Eisen-Schichten fördernden Baggers 1510, der durch die Vattenfall Europe Mining AG im Tagebau Nochten betrieben wird und dessen Betriebsweise grundsätzlich exemplarisch für alle Schaufelradbagger gilt. Der Vergleich zwischen den Einzelkräften einer Schwenkrichtung verdeutlicht dabei zunächst die enorme Streuung des Grabwiderstandes, führt allerdings nach Mittelwertbildung zu den bekannten, charakteristischen Kurvenverläufen. Dabei entspricht der Rechtsschwenk eher dem Modell des idealen Spans, da sich die Kraftfunktion gleichmäßig über

dem Drehwinkel aufbaut und bei ca.  $\varphi_1 = 50^\circ$  zügig abfällt. Demgegenüber erreicht die Kraftfunktion des Linksschwenkes rasch ein mittleres Kraftniveau, fällt bei  $\varphi_1 = 50^\circ$  aber vergleichbar zügig ab.

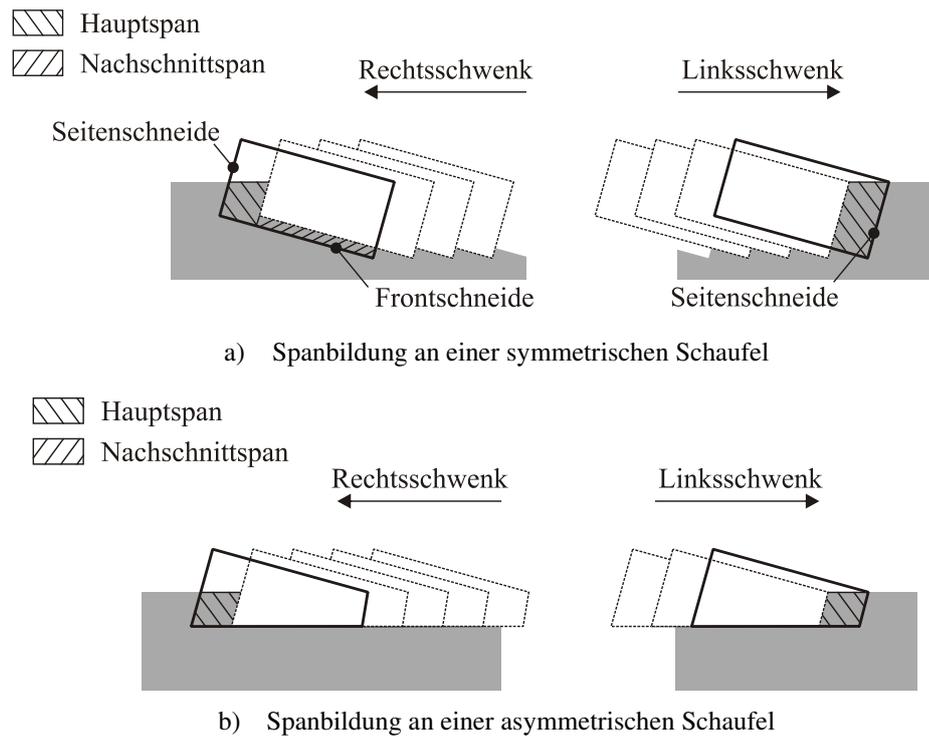


**Abbildung 6.3-16:** Einzel- und Mittelwertverläufe der direkten tangentialen Grabkraft an einer Schaufel des Baggers 1510 [KD10, S. 10]

Die Ursache für diesen unterschiedlichen Kraftverlauf liegt in der konstruktiven Positionierung des Schaufelrades bezüglich des Förderbandes und in der Schaufelgeometrie. Entsprechend den Ausführungen von [SJ83b, S. 33] wird das Schaufelrad um seine senkrechte Symmetrieachse verdreht, damit ein größerer Freiwinkel zum Förderband des Schaufelradauslegers und ein besserer Massenausgleich realisiert werden können. Die Vergrößerung des Freiwinkels begünstigt zudem die Formung der Seitenböschung. Ferner führt [SJ83b, S. 33] die Möglichkeit einer zusätzlichen Verkippung des Schaufelrades um die horizontale Achse an, damit die am geförderten Grabgut wirkenden Gewichtskräfte den Entleerungsvorgang erleichtern. Durch die veränderte Ausrichtung des Schaufelrades und somit jeder einzelnen Schaufel und Schneide weist er jedoch auch auf die negativen Einflüsse bezüglich der Grabkraft und des Verschleißes der Graborgane hin, da sich die Werkzeugwinkel verändern.

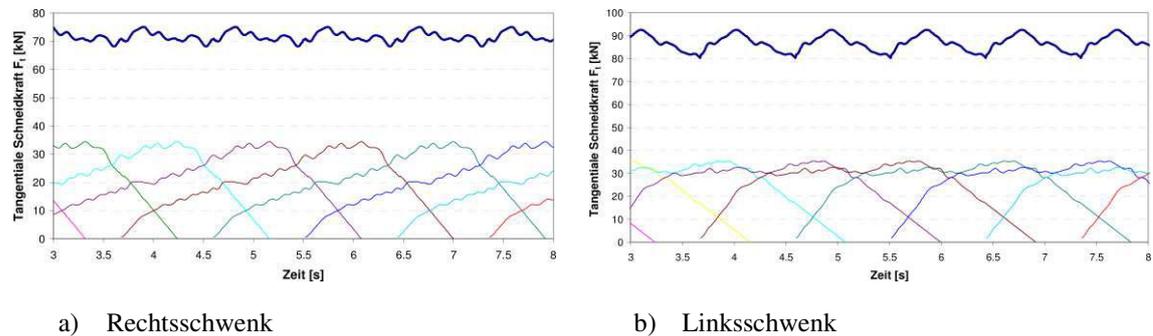
Schneiden bei einer symmetrischen Schaufel im Rechtsschwenk sowohl die Front- als auch die Seitenschneide, führt dies zu einem in Abbildung 6.3-17 a) dargestellten Haupt- und Nachschnittspan. Der Nachschnittspan ist dabei gegenüber dem Hauptspan flächenmäßig kleiner, besitzt jedoch eine große, am Schnitt beteiligte Messerlänge. Dadurch verschleifen insbesondere die Frontschneiden übermäßig stark.

Im Gegensatz dazu beteiligt sich beim Linksschwenk ausschließlich die Seitenschneide an der Spanbildung, sodass sich lediglich ein Hauptspan bildet, siehe Abbildung 6.3-17 b). Besteht für Rechts- und Linksschwenk die Forderung nach einem gleichen Durchsatz, dann muss die Spanfläche beider Richtungen identisch sein. In der Berechnung der tangentialen Grabkraft auf Basis des flächenbezogenen Grabwiderstandes ist folglich eine Berücksichtigung in dieser Form nicht möglich. Die deutlich größere Schneidlänge käme nur bei einem Modell zum Tragen, welches sich auf den längenbezogenen Grabwiderstand bezieht, sodass hiermit die Grenzen des Modells gegeben sind.



**Abbildung 6.3-17:** Spanbildung an einer symmetrischen und asymmetrischen Trapezschaufel

Diesem Umstand muss jedoch nur bedingt Rechnung getragen werden, da die summierte Lastfunktion beider Schwenkrichtungen nach [KD10, S. 10] lediglich geringe Unterschiede im Krafthorizont und in den Amplituden aufweist, siehe Abbildung 6.3-18. Untersuchungen von [HÜN11], der durch Auswertung indirekter Drehmomentmessungen am Bagger 293 auf die flächenbezogenen Grabwiderstände rückschließt und die Ergebnisse der Schwenkrichtungen gegenüberstellt, bestätigt diese Erkenntnisse, sodass mangels mathematischer Beschreibbarkeit von einer Unabhängigkeit der Schwenkrichtung ausgegangen wird. Andererseits werden das Ergebnis des Grabwiderstandsmodells und dessen Auswirkungen mit Messwerten validiert, sodass diese Ungenauigkeit kompensiert werden kann.



**Abbildung 6.3-18:** Summenfunktion der direkten tangentialen Grabkraft [KD10, S. 11]

Zur grundsätzlichen Verbesserung des Unterschiedes in den Kraftverläufen beider Schwenkrichtungen können asymmetrische Schaufeln (Abbildung 6.3-19) helfen, die Vorzüge korrekter Werkzeugwinkel und die geeignete Ausrichtung des Schaufelrades zu vereinen [SJ83b, S. 54]. Hierzu wird die in Schwenkrichtung hintere Schneide konstruktiv zurückgenommen, damit sich diese nach Abbildung 6.3-17 b) minder bis nicht am Schneidprozess beteiligt.



a) Symmetrische Schaufel

b) Asymmetrische Schaufel

**Abbildung 6.3-19:** CAD-Modell einer symmetrischen und asymmetrischen Trapezschaufel  
[Quelle: RWE Power AG]

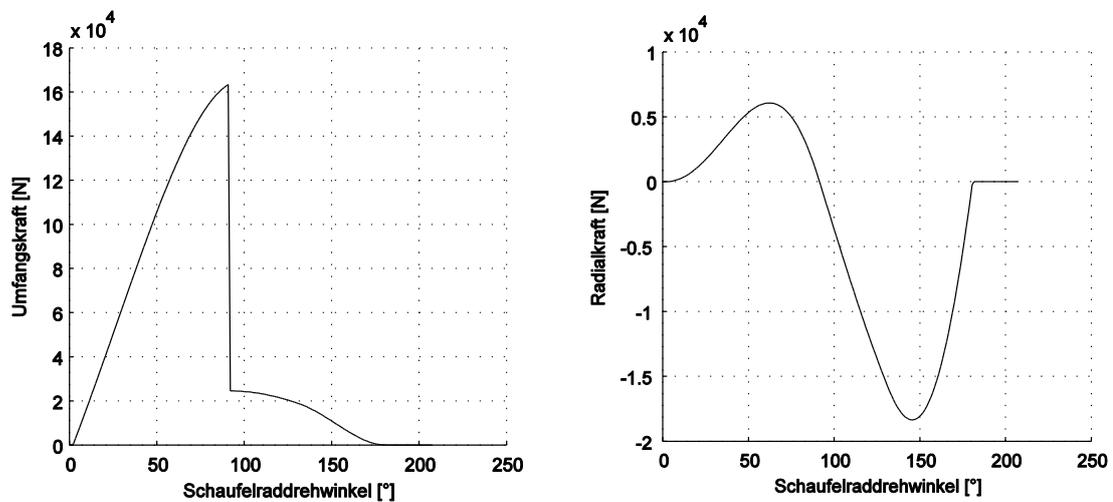
### 6.3.4 Graben als Zufallsprozess

Mit den zuvor aufgezeigten Gleichungen ist ein Formelwerk zur Bestimmung der analytischen Mittelwertfunktion des Grabprozesses gegeben. Die Umsetzung des Modells erfolgte in MATLAB/Simulink, da dieses Werkzeug komplexe Systeme strukturieren kann und eine direkte Co-Simulation mit SIMPACK erlaubt. Außerdem basiert die in Kapitel 6.4 vorgestellte Motorregelung ebenso auf Simulink-Modellen. Als notwendige Eingabegrößen des Grabwiderstandsmodells mit hinterlegten Maschinengeometrien und -parametern verbleiben:

- Hubposition (Neigung des Schaufelradauslegers)
- Blockhöhe (Begrenzung des Schaufelaustrittswinkels)
- Größe und Verlauf der Schwenkgeschwindigkeit (Konstant oder Veränderlich)
- Schwenkwinkelbereich (Begrenzung der Böschung)
- Bodenart (Flächenbezogener Grabwiderstand)
- Vorschub (Maximale radiale Spantiefe)

Als Ergebnisse lassen sich alle Einzelkräfte am Schneidkreis der Graborgane und die Summen der Mittelwertfunktionen ausgeben. Abbildung 6.3-20 stellt hierfür exemplarisch den Kraftverlauf einer Einzelschaufel in Umfangs- und Radialrichtung dar. Gegenüber der reinen tangentialen Grabkraft erstreckt sich die Umfangskraft durch die anteilig wirkende Hubkraft über den Schaufelaustrittswinkel hinaus, bis die Schaufel vollständig entleert wurde. Außerdem zeigt der Verlauf der Radialkraft die Größenordnung der Biegebelastung, die in vielen Berechnungsmodellen vernachlässigt wird. Da sie das alleinige Ergebnis der anteilig wirkenden Hubkraft verkörpert, endet auch sie mit dem vollständigen Entleeren der Graborgane. Infolge der stetigen Drehung des Schaufelrades wechselt sie, gemäß Gleichung 6.14, beim Schaufelraddrehwinkel  $\varphi_1 = 90^\circ$  sogar das Vorzeichen. Für die Schaufelradache bewirkt dies eine über

dem Schaufelradrehwinkel veränderliche, zusammengesetzte Biegung aus dem Eigengewicht des Getriebes samt Schaufelrad und der veränderlichen Radialkraft.



a) Umfangskraft

b) Radialkraft

**Abbildung 6.3-20:** Umfanga- und Radialkraft der Einzelschaukel

Zur ersten Orientierung der Modellgüte kann der Vergleich des analytisch ermittelten Durchsatzes  $Q$ , der das Ergebnis des Quotienten aus geschütteter Gesamtmasse  $m_{SP}$  und dem Auflockerungsfaktor<sup>5</sup>  $f_A$  über der Zeit  $\Delta t$  nach Gleichung 6.36 darstellt, mit dem Durchsatz der Messwerte herangezogen werden.

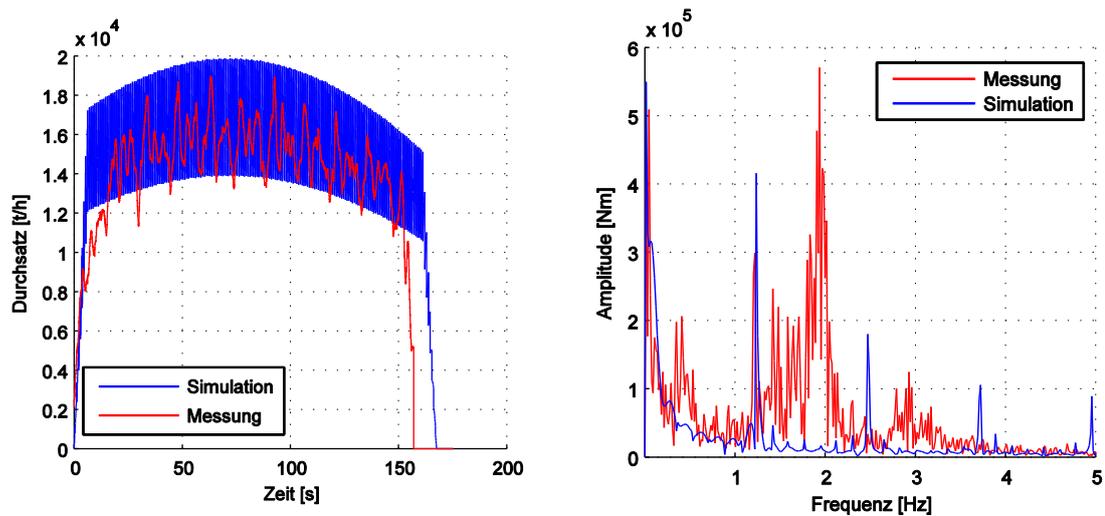
$$Q = \frac{V_{SP} \cdot \rho}{\Delta t \cdot f_A} = \frac{m_{SP}}{\Delta t \cdot f_A} \quad 6.36$$

Dabei zeigt sich beim ausgewählten Lastfall eine qualitativ gute Übereinstimmung der Ergebnisse, wobei die real gemessenen Größen stark diskontinuierlich aufgezeichnet und seitens des Betreibers gefiltert wurden, siehe Abbildung 6.3-21 a). Somit stellt der Verlauf lediglich den fortlaufenden Mittelwert dar, gibt aber vergleichbare Werte des Horizontes und der Amplitude zur Analytik aus, sodass das Spanvolumen hinreichend genau berechnet zu werden scheint. Weiterführende Betrachtungen von [HÜN11] deuten allerdings auf eine fallabhängige Einstellung des Auflockerungsfaktors und der Dichte hin, da die Eigenschaften der Böden teilweise stark variieren. Innerhalb einer Abbauscheibe lassen sich jedoch, nach Findung der geeigneten Parameter, vergleichbare Ergebnisse erzielen [HÜN11, S. 43 ff.].

Neben dem Durchsatz dient insbesondere das analytische Summenmoment bzw. dessen Frequenzspektrum als Validierungsgröße. Die Gegenüberstellung dieses mit dem Spektrum des Reaktionsmomentes an der Drehmomentstütze ist aufgrund der in Kapitel 6.3.1 ausführlich formulierten Grenzen formell unzulässig, erlaubt jedoch einen ersten Vergleich der Amplituden. Die in Abbildung 6.3-21 b) übereinandergelegten Spektren deuten allerdings auf die ange-

<sup>5</sup> Der Auflockerungsfaktor ist das Verhältnis der Volumina des ungelösten Materials zum gelösten Material [DIN95].

sprochene Diskrepanz im Abgleich zwischen direkten und indirekten Größen hin. Obwohl die Anregungsfrequenzen identisch sind, beinhaltet die analytische Funktion auch höhere Harmonische der Schaufeleingriffsfrequenz, welche sich an der Drehmomentstütze jedoch nicht zeigen. Weiterhin unterscheiden sich die Amplituden bei verschiedenen Bodenarten teilweise erheblich, sodass ein erster Hinweis auf die Beeinflussung des Signalverlaufes durch das Übertragungsverhalten der mechanischen Elemente gegeben ist. Eine abschließende Validierung des Grabwiderstandsmodells ist, ohne Einbeziehung der mechanischen und mechatronischen Rückwirkung, zu diesem Zeitpunkt nicht möglich.



a) Durchsatz

b) Spektrum des Drehmoments

**Abbildung 6.3-21:** Vergleich des Durchsatzes und des Drehmomentspektrums mit Messungen

Zur vollständigen Erfassung des realen Grabprozesses ist es ferner erforderlich, die dem Zufallsprozess qualitativ zugeordneten, hochfrequenten Kraftanteile zu berücksichtigen, die aus der Inhomogenität des Bodens und der Spanbrockenbildung resultieren. Zur Quantifizierung derartiger Einflüsse wertete [HEU75] unter anderem mehrere Schwenkvorgänge statistisch aus und erhielt als Ergebnis eine Normalverteilung des Grabwiderstandes. Der Mittelwert  $\mu_{k_A}$  entspricht dabei dem Erfahrungswert des Grabwiderstandes, welcher zuvor als konstant angenommen wurde. Die Streuung vom Mittelwert  $\sigma_{k_A}$  hängt allerdings hochgradig von den Prozessgrößen und der Bodenart ab und variiert sehr stark. Demnach lassen sich keine eindeutigen statistischen Aussagen fester Mittelwerte und Streuungen geben, was sich mit den in Kapitel 6.3.2 erwähnten Erfahrungstabellen deckt. Folglich muss das Grabwiderstandsmodell eine Normalverteilung des flächenbezogenen Grabwiderstandes, basierend auf einer  $3\sigma$ -Verteilung, beinhalten, siehe Abbildung 6.3-22.

Die konkreten Zahlenwerte von  $\mu_{k_A}$  und  $\sigma_{k_A}$  richten sich dabei nach den Prozessgrößen, wobei zunächst die Erfahrungswerte von  $k_A$  als Orientierung gelten. Durch Abstimmung der Messwerte kann im Späteren indirekt durch Variation von  $\mu_{k_A}$  und  $\sigma_{k_A}$  eine praktikable Anpassung der Eingangsfunktion vorgenommen werden, siehe Kapitel 6.6.

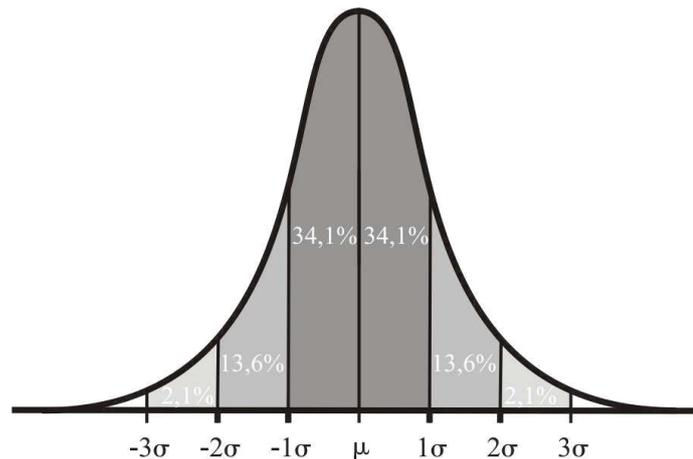


Abbildung 6.3-22: Normalverteilung des flächenbezogenen Grabwiderstandes

### 6.3.5 Kritische Bewertung des Grabwiderstandsmodells

Bereits die angedeutete, große Anzahl an Veröffentlichungen zum Grabvorgang und speziell dem Grabwiderstand verdeutlichen die hohe Komplexität der Thematik und die Notwendigkeit von Vereinfachungen, um ein Modell des Prozesses ableiten zu können. Das vorgestellte Grabwiderstandsmodell versucht hierbei Anwendbarkeit und Genauigkeit ausgewogen zu berücksichtigen und bedient sich dabei, bezüglich des flächenbezogenen Grabwiderstandes, der Erfahrungswerte Dritter, da der Zugang zu Bodenwerten schwer ist bzw. diese uneinheitlich sind. Folglich stellt das geschaffene Ersatzmodell lediglich eine mögliche Lösung des Zeitverlaufs aller Einzelkräfte dar.

Weiterhin schränkt die vereinfachte Berechnung der vertikalen Spanbreite, mit der einhergehenden Vernachlässigung der Abhängigkeit zwischen Schwenkgeschwindigkeit und Schaufelraddrehzahl, das Modell auf gewöhnliche Lastfälle ein. [FRA12, S. 48] kritisiert diese Begrenzung, da es bei Abbremsvorgängen des Schaufelrades zwangsweise die Spanbreite erhöht. Beim Festfahren des Schaufelrades entsteht somit eine Unstetigkeitsstelle, die zum Abbruch der Simulation führt. Da jene Betrachtungen allerdings nicht den Hauptschwerpunkt der Untersuchungen darstellen, sind sie von minderer Bedeutung.

Ferner kann die Güte des Modells erst mit den Ergebnissen der ganzheitlichen Simulation abschließend bewertet werden und unterliegt, wie in Kapitel 6.6 dargestellt, einer stetigen Abstimmung mit den Messwerten mittels  $\mu_{kA}$  und  $\sigma_{kA}$ . Hierzu dienen die Zeitverläufe und Frequenzspektren des Durchsatzes und des Reaktionsmomentes an der Drehmomentstütze als Validierungsgrößen. Stimmen die Spektren mit den Messungen überein, bildet das ganzheitliche Modell das Zusammenspiel aus Anregung, Reaktion und Übertragungsverhalten richtig ab. Dementsprechend lassen sich belastbare Aussagen bezüglich des Systemverhaltens ableiten, unter die auch die Bewertung unterschiedlicher Regelungsparameter und Reglerstrukturen fällt. Somit erfüllt das Modell nach dessen Validierung die gestellten Ansprüche.

Nicht möglich, allerdings auch nicht beabsichtigt, sind Simulationen zur Optimierung des Grabvorganges selbst. Hierzu vereinfacht das Modell die Spanbildung zu stark. Rückschlüsse auf veränderte Grabgeometrien oder ideale Schneidwerkzeuge sind unzulässig. Simulationen zu

diesem Zwecke nutzen dafür die DEM<sup>6</sup>, da diese den Boden, das Werkzeug und deren Interaktion physisch beschreibt. Veröffentlichungen aus diesem Bereich zeigen jedoch den enormen Rechenaufwand und die wiederum starke Vereinfachung des mechanischen und mechatronischen Systems [KAT09a], [KAT09b], [KMD09]. Eine rechenfähige, rückgekoppelte Simulation mit Modellen der Größenordnung des Schaufelradbaggers 293 ist mit der derzeitigen Rechentechnik vermutlich nicht möglich. Ferner unterliegen die dem Rechenalgorithmus hinterlegten Stoffeigenschaften ebenfalls zahlreichen Validierungsprozessen, sodass die Grundproblematik der Bodenbeschreibung bestehen bleibt und nicht vollständig gelöst werden kann.

## 6.4 Ersatzmodell des Motors

### 6.4.1 Grundlagen des Regelkreises

Zur Vervollständigung des ganzheitlichen Konzeptes muss im Folgenden auch der Motor, dessen Charakteristik und Regelung vollständig dargestellt werden. Nach [LUN04, S. 1] liegt die Hauptaufgabe der Regelungstechnik in der Beeinflussung zeitlich veränderlicher Prozesse, damit diese in einer vorgegebenen Weise ablaufen. Mit Bezug zur Antriebstechnik greift die Regelung rotierender Systeme primär auf die Drehzahl der Elemente zurück und prüft anhand deren Größenordnung den Zustand des Systems. Dabei wird die Regelung stets den Gleichgewichtszustand, meint den nicht regelungsbedürftigen Systemzustand, anstreben.

Grundlage der Regelung stellt der in Abbildung 6.4-1 aufgeführte Abgleich von Soll- und Ist-Größen dar. Hierbei übernimmt die vom Baggerführer eingestellte Solldrehzahl die Funktion der Führungsgröße  $w(t)$  und die mittels eines inkrementalen Drehzahlgebers gemessene Motordrehzahl die Funktion der Regelgröße  $y(t)$ . Nach dem Abgleich beider Größen bewirkt die dem Regler aufgeprägte Drehzahldifferenz  $\Delta n$  eine Stellmomentvorgabe  $M_{\text{SOLL}}$ , die durch die Motorcharakteristik nochmals verändert werden kann. Auf das nunmehr den Motoren aufgeprägte Moment  $M_{\text{IST}}$  reagiert die Regelstrecke, die das mechanische System verkörpert, entsprechend ihres Übertragungsverhaltens. Durch die fortlaufende Messung und Rückführung der Systemantwort in Form der Regelgröße entsteht, im Gegensatz zur Steuerung von Systemen, ein geschlossener, zeitdiskret arbeitender Regelkreis.

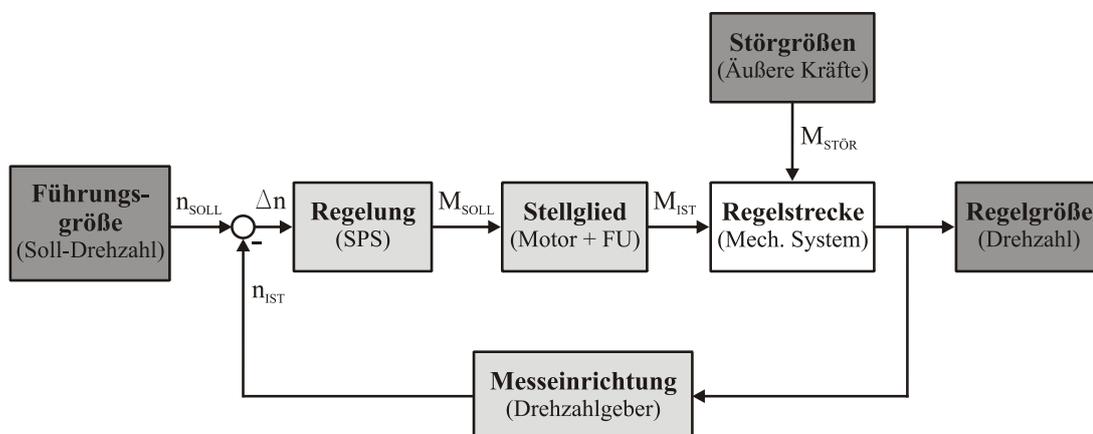
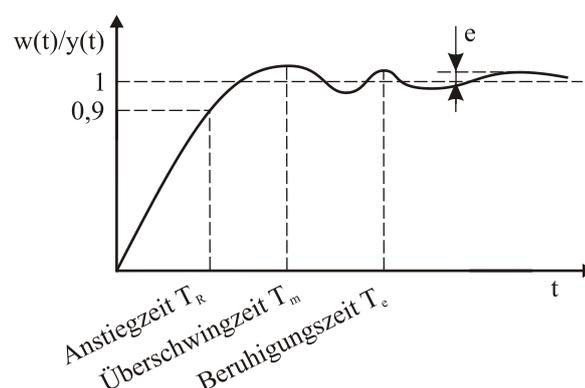


Abbildung 6.4-1: Blockschaltbild eines Regelkreises

<sup>6</sup> Diskrete-Elemente-Methode

Dabei besitzen die Teilelemente, auch aufgrund des Aufwandes zur Datenerfassung und -speicherung, gemäß ihrer Aufgabe unterschiedliche Taktzeiten  $T_i$ . Die Bestimmung der aktuellen Drehzahl besitzt beispielsweise eine höhere Priorität und demzufolge eine kürzere Abtastzeit als die Sollwertvorgabe. Damit verhält sich das System bei veränderlichen Sollwerten träge, erfasst jedoch hochaufgelöst den aktuellen Zustand. Obschon die Taktzeiten des Regelkreises im Bereich weniger Millisekunden liegen, resultiert aus der zeitdiskreten Arbeitsweise und der damit zwangsläufig einhergehenden Reaktionsverzögerung Dynamik, die es zu minimieren gilt. Dabei wird der Wunschzustand eines vollständig eingeschwungenen Regelkreises ohne Regelabweichung  $e$  praktisch nie erreicht. Ursache hierfür sind die von innen und außen auf die Regelstrecke einwirkenden Störgrößen. Aber auch ohne die Lasten des Arbeitsprozesses führen die mit der Rotation von Zahnrädern verbundenen Zahneingriffssteifigkeitsschwankungen der Getriebestufen zwangsläufig zu Drehzahlschwankungen, gleichwohl diese, im Vergleich zu den Schwankungen infolge von Prozesslasten, oftmals deutlich geringer ausfallen.

Wie sich der Regelkreis bei Störgrößeneinwirkung verhält, hängt maßgeblich von drei Haupteinflussgrößen ab: Regelung, Stellglied und Regelstrecke. Darf bei der Auslegung eines Regelkreises von einem mechanisch stabilen System ausgegangen werden, dessen Übertragungsverhalten nichttrivial ist und daher mithilfe eines Ersatzmodells beschrieben wird, gilt es, eine geeignete Regelung zu entwerfen. Diese muss unter anderem auf endliche Störgrößen mit endlichen Stellgrößen antworten und demnach stabilisierend wirken, sodass mechanische Schwingungen aktiv gedämpft werden können [LUN04, S. 295 ff.]. Ferner soll die Regelgröße der Führungsgröße asymptotisch folgen. Wie schnell, hängt vom Übertragungsverhalten der Regelstrecke und dem Leistungsvermögen des Stellgliedes ab. Zur Bewertung der Regelgüte können der Literatur zahlreiche Ansätze entnommen werden, welche analog zu Abbildung 6.4-2 stets das Ziel haben, zügig die Führungsgröße zu erreichen und dabei gering zu überschwingen, u.a. [LUN04, S. 342 ff.], [RZ08, S. 221 ff.], [UNB08, S. 185 ff.].



**Abbildung 6.4-2:** Führungsübergangsfunktion des Regelkreises nach [LUN04, S. 297]

Da für die meisten freien Schwingsysteme mit Anregungen in Umfangsrichtung der vollständig eingeschwungene Zustand nie erreicht werden kann, treten unvermeidbar Torsionsschwingungen auf, die hinsichtlich der Lebensdauer von Maschinenelementen ermüdend wirken. Um ihre Wirkung zu minimieren, besteht folglich der Wunsch nach geringem Schwingen (bleibende Abweichung) und geringem Überschwingen. Dabei muss jedoch beachtet werden, dass ein gutes Maß zwischen Notwendigkeit des Regeleingriffes und zu hoher, tolerierter Regel-



Im Gegensatz zur Regelstrecke, deren Übertragungsverhalten gemessen, aber nicht trivial beschrieben werden kann, lässt sich das Übertragungsverhalten beider Regler aus einer Kombination der in Tabelle 6.5 aufgeführten Grundelemente der Mess- und Regelungstechnik herleiten, wobei  $U_A(t)$  dem Ausgangssignal und  $U_E(t)$  dem Eingangssignal des Reglers entspricht. Diese, in anschaulichen Signalflussplänen symbolisch dargestellt, lassen sich beliebig miteinander verknüpfen. Das Proportionalglied hat dabei die Aufgabe, großen Sprüngen der Führungs- oder Regelgröße eine entsprechende Systemantwort entgegenzustellen. Die Integral- bzw. Differentialglieder übernehmen hingegen die Bereinigung von statischen Abweichungen oder dämpfende Eigenschaften.

Element	Übertragungsverhalten	Übertragungsfunktion
Proportionalglied (P-Glied)	$U_A(t) = K_P \cdot U_E(t)$	$G(s) = \frac{U_A(s)}{U_E(s)} = K_P$
Integralglied (I-Glied)	$U_A(t) = \frac{1}{T_N} \cdot \int_0^t U_E(t) dt = K_I \cdot \int_0^t U_E(t) dt$	$G(s) = \frac{U_A(s)}{U_E(s)} = \frac{1}{T_N \cdot s} = \frac{K_I}{s}$
Differentialglied (D-Glied)	$U_A(t) = T_V \cdot \frac{dU_E(t)}{dt} = K_D \cdot \frac{dU_E(t)}{dt}$	$G(s) = \frac{U_A(s)}{U_E(s)} = T_V \cdot s = K_D \cdot s$

**Tabelle 6.5:** Übersicht elementarer Übertragungsglieder

Der Hauptdrehzahlregler setzt sich nach Abbildung 6.4-4 aus einer einfachen Kombination von Proportional- und Integralglied zusammen, woraus die Bezeichnung des PI-Reglers resultiert. Dieser steht symbolisch für einen robusten und universell einsetzbaren Drehzahlregler jeglicher Anwendungsgebiete, dessen Übertragungsfunktion  $G_H(s)$  Gleichung 6.37 genügt. Mit einem Proportionalwert von  $K_{PH} = 6$  und einem Integralanteil von  $K_{IH} = 3 \text{ s}^{-1}$  gibt der Regler im Arbeitstakt von  $T_H = 16 \text{ ms}$  einen auf der Drehzahldifferenz basierenden Drehmomentsollwert  $M_{H,SOLL}^*$  aus. Dieser wird hinsichtlich seiner absoluten Größe beschränkt, um einen stabilen Betrieb des Motors zu gewährleisten.

$$G_H(s) = \frac{K_{PH}(T_N \cdot s + 1)}{T_N \cdot s} = K_{PH} + \frac{K_{IH}}{s} \quad 6.37$$

Ferner gilt zu jeder Zeit auch eine Mindestanforderung an das Drehmoment, sodass der Motor stets unter Last genutzt wird. Führt ein Schaden am Getriebe oder ein plötzliches Blockieren bzw. Loslösen des Schaufelrades zu sprunghaften Veränderungen der Drehzahl und somit auch zu hohen Stellmomenten, werden diese durch die Kontrolle der Momentenänderungsgeschwindigkeit angepasst. Demgemäß darf sich das Drehmoment des aktuellen Rechenschrittes lediglich 5 % vom vorherigen unterscheiden. Damit werden hohe Stellmomente, die den Motor beschädigen, verhindert, allerdings auf Kosten höherer Drehzahlschwankungen, da der Regler nunmehr verzögert und asymptotisch das Drehmoment anpasst. Ausgangsgröße des Hauptdrehzahlreglers ist in jedem Fall ein Hauptsollmoment  $M_{H,SOLL}$ , welches für gewöhnlich dem Gesamtmoment des Motors  $M_{SOLL}$  gleichkommt.

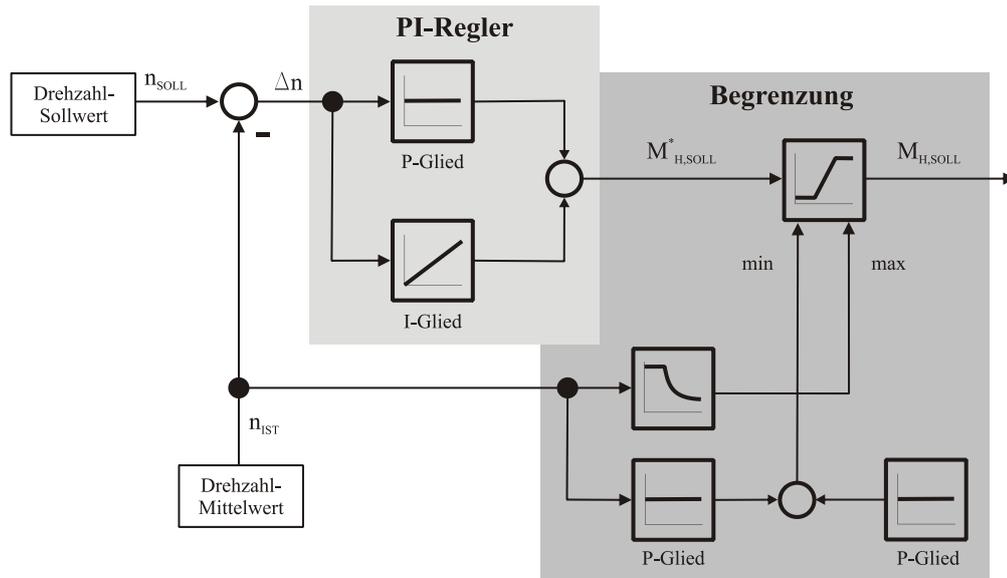


Abbildung 6.4-4: PI-Hauptdrehzahlregler

### Drehzahldifferenzregler

Dem Drehzahldifferenzregler (Abbildung 6.4-5) kommt die untergeordnete Aufgabe zu, ein oftmals vorausgesetztes, aber bei leistungsverzweigten Antrieben selten vorhandenes, synchrones Antreiben der Motoren zu gewährleisten. Demnach korrigiert der Drehzahldifferenzregler individuelle Drehzahlabweichungen der Motoren vom Mittelwert, welche ursächlich aus Eingriffsstörungen am Großrad oder aus Motoreigenschwingungen stammen. Die Dynamik des Schaufelrades soll dabei unbeeinflusst bleiben, sodass der Drehzahldifferenzregler als Modulation auf das Hauptmoment verstanden werden kann, dessen Wirkung am Großrad endet und für jeden Motor individuell wirkt.

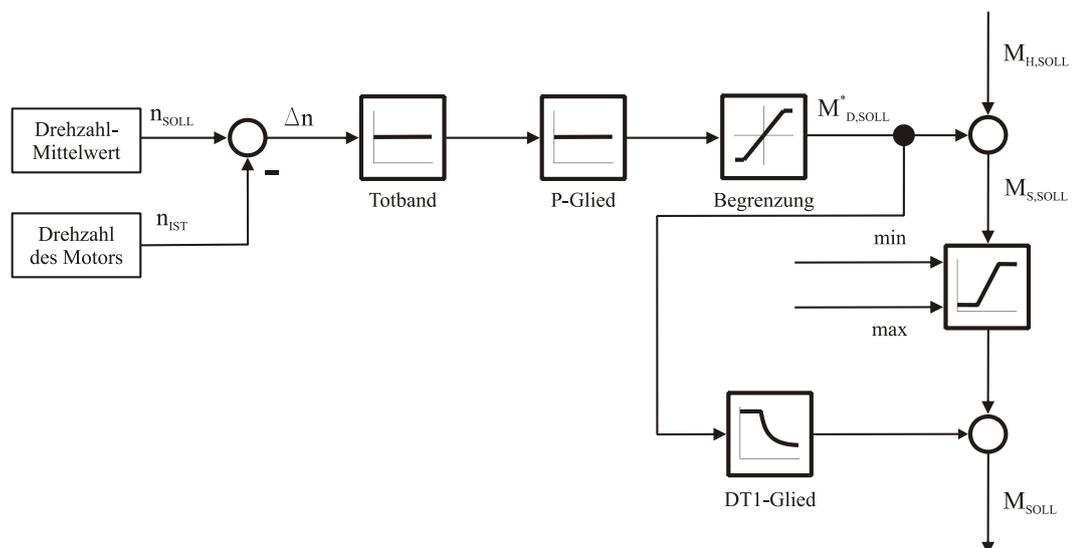


Abbildung 6.4-5: Drehzahldifferenzregler

Dem Aufbau aus Abbildung 6.4-5 zu entnehmen, dient nunmehr die gemittelte Motorendrehzahl als Führungsgröße und die lokale Motordrehzahl  $n_i$  als Regelgröße. Gemäß der Forderung nach einem Gleichgewicht aus Notwendigkeit der Regelung und einer Toleranz der Regelab-

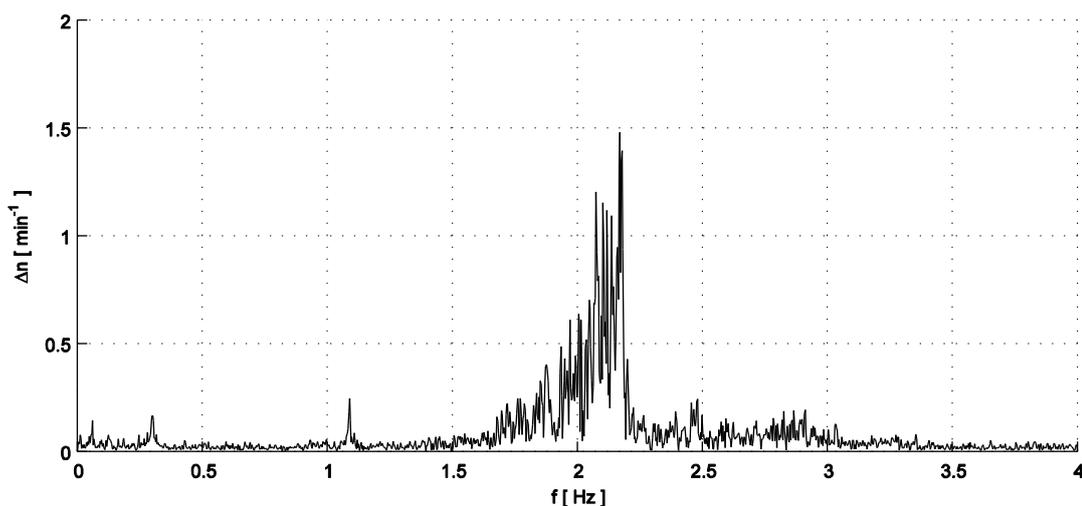
weichung, greift das Proportionalglied des PDT1-Reglers, dessen Übertragungsfunktion  $G_D(s)$  Gleichung 6.38 entspricht, erst bei einer Abweichung oberhalb des Totbandwertes ein. Für den Normalbetrieb beträgt dieser 1 % der Nenndrehzahl.

$$G_D(s) = K_{PD} \cdot \left( \frac{1 + s \cdot T_V}{1 + s \cdot T_{DI}} \right) \quad 6.38$$

Zur Minimierung der daraus resultierenden Dynamik, insbesondere der Anregung von Motoreigenschwingungen, darf das resultierende Sollmoment  $M_{D,SOLL}^*$  maximal 20 % des Motornennmomentes betragen. Im Gegensatz zur Hauptdrehzahlregelung aktualisiert das Proportionalglied diese Forderung jedoch im Arbeitstakt von  $T_D = 8$  ms und somit doppelt so schnell, damit aktiv gegen Eigenschwingungen geregelt werden kann.

Nach Addition des Momentsollwertes, aus dem Proportionalglied des Drehzahldifferenzreglers herrührend, mit dem Hauptsollmoment des Hauptdrehzahlreglers, wird das resultierende Summenmoment  $M_{S,SOLL}$  erneut begrenzt. Der Regelanteil des PDT1-Gliedes wird hingegen ungefiltert auf das Sollmoment des Antriebes addiert und dem Stellglied zugeführt. Dieses muss in der Folge überprüfen, ob es das Sollmoment  $M_{SOLL}$  direkt in das am Motor angreifende Istmoment  $M_{M,IST}$  umsetzen kann.

Dass ein derartiger Regler für leistungsverzweigte Summiergetriebe von grundlegender Bedeutung ist, zeigen die Motordrehzahlauswertungen am Bagger 1510, der nicht explizit über einen derartigen Korrekturanteil im Regelkreis verfügt. Dabei zeigen sich die in Abbildung 6.4-6 dargestellten und mithilfe der Mehrkörpersystemsimulation von [GRA12] in ihrer Frequenzlage bestimmten Motoreigenschwingungen bei 2,2 Hz deutlich. Da auch sie Ursache für Schädigungen an Getriebe und Motorelektronik sein können, sollten sie durch einen einfachen Regler eingeschränkt werden.



**Abbildung 6.4-6:** Motoreigenschwingungen am Bagger 1510

Aus welchem Grund die Regelung des von Vattenfall Europe Mining AG betriebenen Baggers 1510 keine entsprechende Drehzahldifferenzkorrektur beinhaltet, konnte nicht in Erfahrung gebracht werden. Wohl aber, dass sich die RWE Power AG derartiger Schwingformen bei der Inbetriebnahme des Schaufelradbaggers 293 bewusst war und die Parameter des Reglers in

Abhängigkeit von den sich im Betrieb ergebenden Motoreigenschwingungen eingestellt hat. Daraus ergab sich das Proportionalglied zu  $K_{PD} = 5$  und das Verzögerungsglied 1. Ordnung zu  $T_{D1} = 1,5 \text{ s}$ .

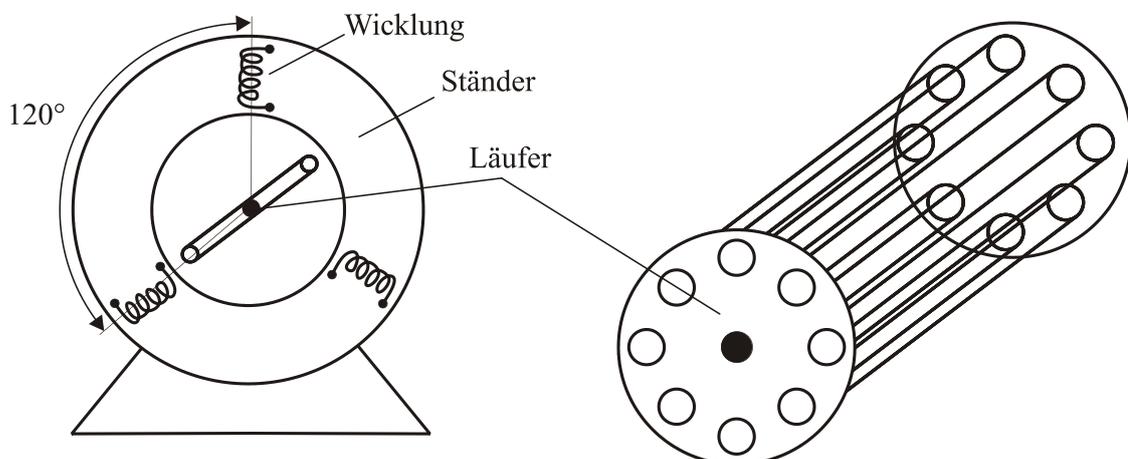
Weiterführende Untersuchungen von [FRA12] zeigen die Wirksamkeit des angewandten Reglers, verdeutlichen allerdings auch, dass das vom Drehzahldifferenzregler eingebrachte Stellmoment im unteren einstelligen Prozentanteil des Gesamtmomentes liegt. Demnach bestätigt sich auch die eingangs vorgestellte Interpretation des Drehzahldifferenzreglers als moduliertem Regler. Ausgehend davon leitete [GRA13, S. 39] einen gleichwertigen Drehzahldifferenzregler für den Bagger 1510 ab und verringerte somit die Amplitude der Motoreigenschwingungen.

### 6.4.3 Stellglied Bagger 293

#### **Aufbau und Funktionsweise von Asynchronmaschinen**

Die das Getriebe antreibenden, frequenzrichter gesteuerten Asynchronmaschinen mit Kurzschlussläufer agieren als Stellglied des Regelkreises. Entgegen den Asynchronmotoren mit Schleifringläufer beschränkt sich der Verschleiß von Kurzschlussläufern nach [SCH09, S. 277] auf die Wälzlager, da keine Schleifer ausgetauscht werden müssen. Für den Einsatz im Tagebau, bei dem die Minimierung der Stillstandszeit von übergeordneter Bedeutung ist, sind derartige Geräte aufgrund der hohen Robustheit prädestiniert. Die Bezeichnung „asynchron“ rührt dabei aus dem Arbeitspunkt bzw. der Arbeitsdrehzahl derartiger Maschinen her, welche im Motorbetrieb unterhalb der Netzfrequenz ( $\Omega_1 = 50 \text{ Hz}$ ) und damit unterhalb der Synchrondrehzahl betrieben werden. Für die installierten dreipoligen Motoren liegt diese bei  $n_s = 1000 \text{ min}^{-1}$ .

Der, der Abbildung 6.4-7 zu entnehmende, grundsätzliche Aufbau der Asynchronmaschine zeigt die beiden Hauptbestandteile Stator bzw. Ständer und Läufer. Die drei im Ständer um  $120^\circ$  versetzt angeordneten Wicklungen, welche als Spulen agieren, stellen die Grundlage des Drehstromes und Drehfeldes dar und lassen sich in Stern- oder Dreiecksschaltung betreiben. Der häufig als einfacher Stabkäfig ausgeführte Läufer besitzt in seinen Hohlräumen Magnet-eisen und gilt als besonders robust und wenig stör anfällig [BUS06, S. 262].



**Abbildung 6.4-7:** Aufbau von Läufer und Ständer nach [BUS06, S. 260]

Zur Inbetriebnahme des Gerätes, dessen Funktionsweise der eines Transformators ähnelt, werden zunächst Wechselspannungen  $\underline{U}_1$  am Ständer angelegt, sodass aus dem daraus resultierenden Stromfluss  $\underline{I}_1$  ein Drehfeld zwischen Läufer und Ständer entsteht. Mit der räumlich versetzten Anordnung der Ständerspulen geht dabei auch ein entsprechender Phasenversatz der Spannungen einher, woraus der in der Literatur bekannte Begriff des Drehstromnetzes resultiert und den damit angetriebenen Maschinen den Zusatz „Drehstrommaschinen“ verleiht. Dabei gelten die Ständerwicklungen laut dem Ersatzschaltbild der Asynchronmaschine als Primärwicklungen, siehe Abbildung 6.4-8.

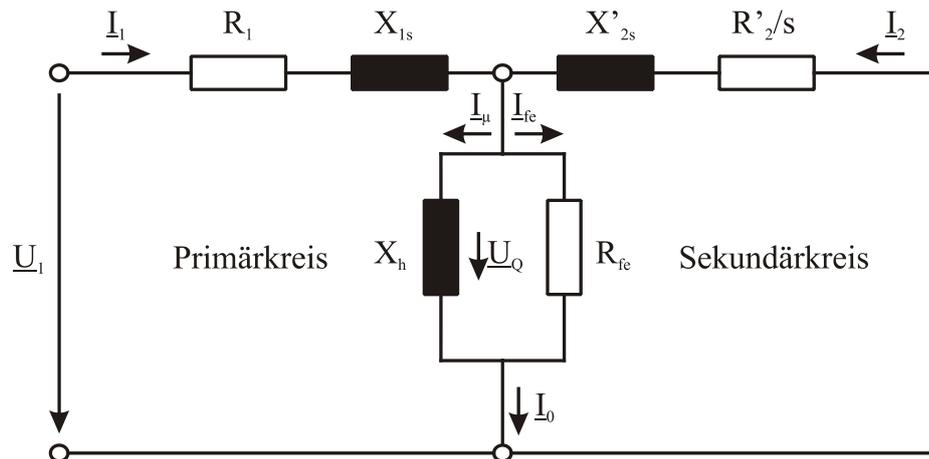


Abbildung 6.4-8: Ersatzschaltbild der Asynchronmaschine

Gemäß dem Durchflutungsgesetz des Elektromagnetismus bildet sich um stromdurchflossene Leiter ein Magnetfeld  $\vec{B}$  aus, dessen Feldlinien senkrecht auf der Stromrichtung liegen [LEH06, S. 24 ff.]. Diese durchdringen in der Folge auch die Läuferwicklungen (Sekundärwicklungen) und bewirken entsprechend dem Induktionsgesetz eine zeitliche Änderung des magnetischen Flusses  $\psi_m$  und somit eine Spannung, die wiederum zum Stromfluss  $\underline{I}_2$  im Sekundärbereich führt. Auf die mit der Geschwindigkeit  $\vec{v}$  im elektrischen Feld  $\vec{E}$  bewegten Ladungsträger des Läuferstroms mit der Ladung  $Q_e$  wirkt dabei senkrecht zum Magnetfeld, und damit in Umfangsrichtung, die Lorentz-Kraft  $\vec{F}_L$ , siehe Gleichung 6.39 [MÜL90, S. 32].

$$\vec{F}_L = Q_e \cdot (\vec{E} + \vec{v} \times \vec{B}) \quad 6.39$$

In Abhängigkeit vom Läuferdurchmesser resultiert daraus ein Drehmoment, dessen Ursache allein die Induktion ist. Das Feld des induzierten Läuferstroms ist dabei, im Zusammenspiel mit dem Drehfeld des Ständers, stets bestrebt, die Ursache der Induktion zu beseitigen [BUS06, S. 259]. Folglich beginnt der Läufer zu beschleunigen und erreicht im Grenzzustand die Synchrondrehzahl. Bei dieser laufen Läufer und Drehfeld phasengleich, sodass keine ausgleichende Lorentz-Kraft und demnach kein Drehmoment wirkt. Zur Erzeugung eines Drehmomentes gilt es demgemäß, die Lorentz-Kraft zu beeinflussen. Diese wird bei hohen Stromamplituden und starken Magnetfeldern maximal. Folglich ergeben sich hohe Drehmomente, wenn die Differenz zwischen elektrischer Winkelgeschwindigkeit des speisenden Netzes  $\Omega_1$  und mechanischer Winkelgeschwindigkeit des Läufers  $\dot{\phi}_m$  steigt [SCH09, S. 284].

Als Maß für die Asynchronität beider Winkelgeschwindigkeiten dient der Schlupf  $s$  gemäß Gleichung 6.40.

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \quad 6.40$$

Real muss somit stets ein Schlupf vorhanden sein, damit die Funktionsweise der Asynchronmaschine gegeben ist. Schlupfveränderungen resultieren im mechanischen System aus Drehzahlschwankungen des Rotors, deren Ursachen in grundlegenden mechanischen Widerständen und zeitlich veränderlichen Lasten, demnach inneren und äußeren Störgrößen, liegen. Darüber hinaus erzeugen auch Eigenschwingungen des Antriebes, speziell jene in Torsionsrichtung, Drehzahlschwankungen.

Mit der Kenntnis über die generelle Funktionsweise des Asynchronmotors kann im Folgenden eine ingenieurtechnisch gut beschreibbare Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie des stationären Betriebsverhaltens hergeleitet werden. Sie verkörpert in vielen Antriebssträngen das grundsätzliche Verhalten und stellt demnach die Antwortfunktion auf Drehzahlschwankungen bereit. Dabei gilt es jedoch zu klären, inwiefern diese für geregelte Antriebssysteme Verwendung finden darf.

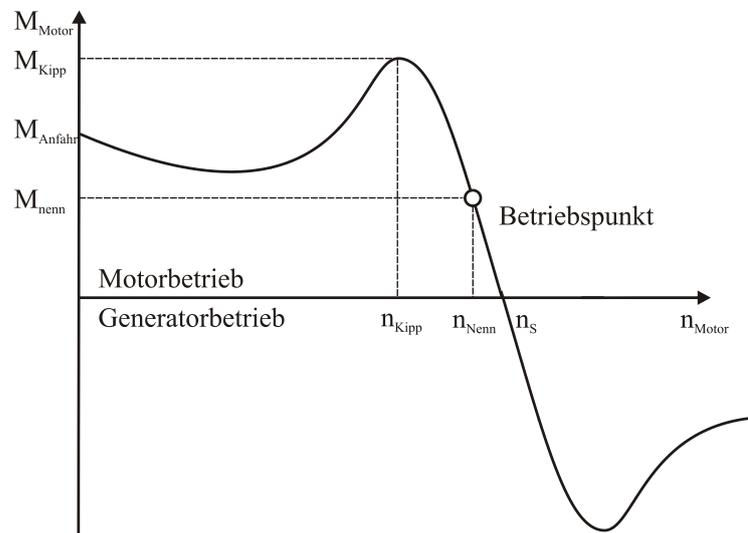
### **Stationäres Betriebsverhalten**

Zur Beschreibung des Betriebsverhaltens von Asynchronmaschinen bedient sich die Literatur, nicht aus Unwissenheit, sondern aus Notwendigkeit in der Regel vereinfachter Ansätze, damit tiefgängige, elektrotechnische Sachverhalte und Einflussgrößen vernachlässigt werden können. Damit befreit sich der Ingenieur von der Detailaufgabe der Elektrotechnik, jedoch nicht davon, sich den Grenzen derartiger Modelle bewusst zu sein. Für die in der einschlägigen Literatur bekannte Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie gemäß der Klossschen Beziehung wird beispielsweise der Widerstand des Ständers  $R_1$  vernachlässigt ( $R_1 \rightarrow 0$ ), siehe Gleichung 6.41 [MÜL90, S. 244 f.].

$$M_{\text{Motor}} = M_{\text{Kipp}} \cdot \frac{2}{\frac{s_{\text{Kipp}}}{s} + \frac{s}{s_{\text{Kipp}}}} \quad 6.41$$

In der daraus resultierenden charakteristischen Motorkennlinie kann jeder Drehzahl eineindeutig ein Drehmoment zugeordnet werden. Physikalisch schlüssig ist der Motor dabei stets bestrebt, seinen Betriebspunkt zu halten. Auf Störgrößen und Drehzahländerungen reagiert dieser, nahe des Betriebspunktes, linear mit einer Drehmomenterhöhung. Im Grenzfall eines nicht vorhandenen Schlupfes  $s = 0$  wird auch kein Moment abgegeben, da Synchronität vorliegt. Eilt der Läufer dem Drehfeld des Ständers voraus, arbeitet die Asynchronmaschine im generatorischen Betrieb und speist Leistung in das Netz zurück. Mit zunehmendem Schlupf darf jedoch nicht weiter von einem linearen Zusammenhang zwischen Drehzahl und Drehmoment ausgegangen werden [MÜL90, S. 255]. Infolge des induktiven Verhaltens des Läufers vergrößert sich der Phasenwinkel zwischen induzierter Spannung und dem daraus resultierenden Strom, sodass mit der höheren Blindleistung eine Verringerung des Momentes

einhergeht und zur Ausbildung eines Drehmomentmaximums/-minimums führt (Kippmoment). Somit ergibt sich die in Abbildung 6.4-9 dargestellte charakteristische Kennlinie des stationären Betriebsverhaltens. Da die Motoren der Schaufelradantriebe lediglich in zwei Quadranten (Rechts- und Linkslauf) betrieben werden, ist für diese kein generatorischer Betrieb möglich, allerdings auch nicht sinnvoll.



**Abbildung 6.4-9:** Stationäre Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie

Mit Nutzung einer derartigen Kennlinie, welche allein für das stationäre Betriebsverhalten gilt und hochdynamische Einschwingvorgänge zwischen Ständer- und Läuferkreis völlig ausblendet, wäre jeder Drehzahlveränderung die exakte Motorantwort vorgegeben. Dieser Fakt steht in Diskrepanz mit der Arbeitsweise des Regelkreises und offenbart die Unbrauchbarkeit derartiger Drehzahl-Drehmoment-Kennlinien für geregelte Antriebssysteme. Folglich darf die Abstraktion des Stellgliedes in dieser Form nicht in das ganzheitliche Modell integriert werden. Vielmehr müssen die grundsätzlichen physikalischen und elektrotechnischen Begrenzungen des Motors, seines Übertragungsverhaltens und der Zusammenhang zwischen Soll- und Istmoment Berücksichtigung erfahren. Unbeachtet blieb bisher ferner die drehzahlvariable Betriebsweise des Gerätes und der dafür notwendige Einfluss des Frequenzumrichters, da derartige Kennlinien lediglich für eine Betriebsdrehzahl gelten.

### ***Einfluss des Frequenzumrichters***

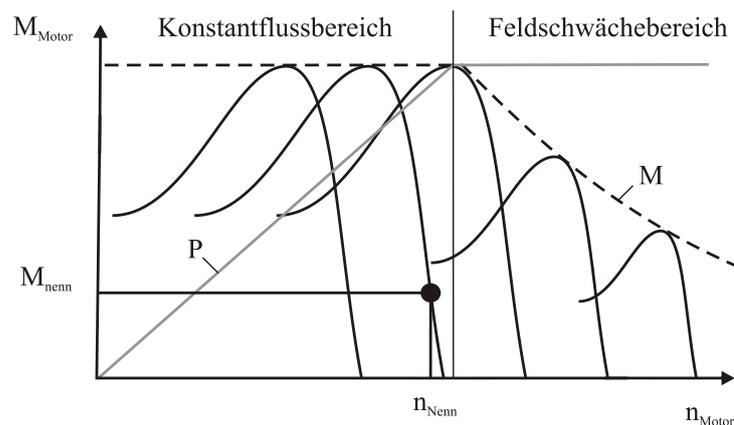
Für die drehzahlvariable Betriebsweise von Asynchronmaschinen muss grundsätzlich die Möglichkeit bestehen, ein aus dem Regler gefordertes Drehmoment unabhängig von der Motordrehzahl zu liefern. Der hierzu notwendige Frequenzumrichter, auf dessen Aufbau nicht näher eingegangen werden soll<sup>7</sup>, verändert die Statorspannung und -frequenz und mit ihnen, bei konstanter Polpaarzahl  $Z_p$ , die Synchrondrehzahl, siehe Gleichung 6.42. Somit lässt sich die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie scheinbar beliebig entlang der Abszisse (Frequenz) verschieben, siehe Abbildung 6.4-10.

<sup>7</sup> Siehe hierzu vor allem [SCH07]

$$n_s = \frac{f_1}{Z_p} \quad 6.42$$

$$M_{\text{Motor}} \sim \psi_1^2 \sim \left( \frac{\hat{U}_1}{f_1} \right)^2 \quad 6.43$$

Das Verhältnis aus Statorspannung  $\hat{U}_1$  und Frequenz  $f_1$  steht jedoch in direktem Zusammenhang mit dem magnetischen Fluss  $\psi_1$  und dem Drehmoment  $M_{\text{Motor}}$ . Zur Vermeidung von Stromüberlasten wird jede Asynchronmaschine für einen definierten, konstanten magnetischen Fluss ausgelegt, der während des Betriebes nicht überschritten werden darf. Daraus resultierend lässt sich die Kennlinie nur so lange verschieben, bis das Verhältnis aus Spannungsamplitude und Frequenz nicht länger konstant gehalten werden kann (Konstantflussbereich). Wird mehr Spannung vom Frequenzumrichter gefordert, muss der magnetische Fluss linear und gemäß Gleichung 6.43 das maximale Drehmoment quadratisch absinken, da der Frequenzumrichter der gewünschten Spannungserhöhung nicht nachkommen kann. Im sich hieraus ergebenden Feldschwächebereich bleibt die Motorleistung daher konstant. Im Bereich des konstanten magnetischen Flusses beträgt, bezugnehmend auf die Auslegung des Regelkreises, das maximale Drehmoment das 1,3fache des Nennwertes. Oberhalb der Synchrondrehzahl von  $1000 \text{ min}^{-1}$  sinkt dieses Moment deutlich ab.



**Abbildung 6.4-10:** Charakteristik des Frequenzumrichters

Für die Modellbildung des Ersatzmodells der Motorlasten ist die Charakteristik des Frequenzumrichters und die Einteilung in Konstantfluss- und Feldschwächebereich essentiell. Somit wird diese dem Regelkreis als Randbedingung vorgegeben und im Stellglied hinterlegt. Ferner wird auch die Verzögerung von Spannungsänderungen und Stromaufbau mithilfe eines Verzögerungsgliedes 1. Ordnung abgeschätzt. In Abstimmung mit den Betreibern der Großgeräte und insbesondere hinsichtlich der Leistungsklasse der Antriebe darf dabei eine ideal feldorientierte Regelung der Motoren vorausgesetzt werden, sodass das Übertragungsverhalten dem eines PT1-Gliedes entspricht. Die Faktoren wurde dabei mit  $K_{PM} = 1$  und  $T_M = 5 \text{ ms}$  aus Erfahrungswerten des Herstellers und Betreibers festgelegt. Dementsprechend kann jeder Drehmoment-sollwert der Regelung mit dem Istmoment der Motoren gleichgesetzt werden, insofern die Frequenzumrichtercharakteristik dieses nicht begrenzt.

#### **6.4.4 Kritische Bewertung des Motormodells**

Der dem Ersatzmodell der Motorlasten hinterlegte Drehzahlregler, als Kombination aus Haupt- und Drehzahldifferenzregler, konnte komplett aus der Herstellerdokumentation abgeleitet werden und bildet somit vollständig die real am Gerät eingesetzte Drehzahlreglung ab. Die aus der Regelung resultierende Dynamik wird demnach in jedem Falle der qualitativen, mit hoher Wahrscheinlichkeit aber auch der quantitativen Betriebsweise der Motoren gerecht. Gleichwohl dieser Fakt dem wissenschaftlichen Anspruch entsprechend als selbstverständlich gilt, kann dieser in vielen Fällen, aufgrund der mangelnden Datenzugänglichkeit, nicht umgesetzt werden.

Im Gegensatz dazu wurde in dieser Arbeit von einer detaillierten, elektrischen Abbildung des Motors und des Frequenzumrichters abgesehen, obwohl die während des Betriebes hochdynamisch ablaufenden Ausgleichsvorgänge des Primär- und Sekundärkreislaufes aus elektrotechnischer Sicht relevant und regelungsbedürftig sind. Dabei konnte bei der grundsätzlichen Funktionsweise der Asynchronmaschine gezeigt werden, dass zur vollständigen Abbildung jener Effekte das Ersatzschaltbild der Maschine und die Modellbildung eines elektrischen Netzes (Spannung und Strom) erforderlich sind. Ebenso muss die maximale Stromaufnahme von Läufer und Ständer aus thermischen Gründen begrenzt werden, weshalb eine Stromregelung die maximale Belastbarkeit des Motors überwacht. Folglich wäre auch diese dem Hauptregelkreis als Kaskade zu hinterlegen. Die hierfür notwendigen Daten zur Ableitung eines Ersatzschaubildes sind jedoch nicht gegeben, sodass ein derartiges Modell zu keinem Zeitpunkt möglich war.

Ferner laufen die elektrischen Vorgänge, im Vergleich zu den mechanischen Ausgleichsvorgängen und Reaktionszeiten, sehr viel schneller ab und dürfen daher, wie bereits zuvor aus mechanischer Sicht beschrieben, als ideal feldorientiert betrachtet werden. Dies meint, dass jedes Sollmoment bis zur maximalen Motorleistung leicht zeitlich verzögert, aber ohne zusätzliche Dynamik erbracht werden kann. Demnach ist die Vereinfachung des Stellgliedes als PT1-Glied zulässig und vermindert keineswegs die Ergebnisqualität des ganzheitlichen Modells.

Somit ist die Modellbildung zur ganzheitlichen Simulation von Schaufelradantrieben vollständig abgeschlossen. Im Folgenden muss das Modell mithilfe realer Messdaten im Frequenz- und Zeitbereich verifiziert werden. Hierzu liefert zunächst der Abgleich der Systemeigenfrequenzen den Gütevergleich im Frequenzbereich, bevor sich in Kapitel 6.6 die ganzheitliche Simulation realer Lastfälle anschließt.

### **6.5 Berechnungen im Frequenzbereich**

#### **6.5.1 Berechnung der Systemeigenfrequenzen**

Die der elastischen Konstruktion beliebiger Systeme innewohnende, naturgegebene Eigenschaft, freie Eigenschwingformen zu besitzen, bei denen besonders viel Energie in vorhersehbaren Schwingformen frei wird, führt zur Berechnung von Systemeigenfrequenzen. Wird ein System derart angeregt, sodass Erregerfrequenz und Eigenfrequenz übereinstimmen, liegt Resonanz vor [DH07, S. 309]. Die sich bei freien Schwingssystemen dabei einstellende, charakteristische Schwingform (Eigenschwingung) ist das Ergebnis aus Masse-, Steifigkeits-

und Dämpfungsverteilung. Bei rotierenden Antriebssystemen wird für gewöhnlich Torsionsschwingungen die höchste Beachtung geschenkt, da bei diesen hohe Trägheiten (kinetische Energie) bewegt und durch Anregungen in Umfangsrichtung (Drehmomente) angefacht werden. Hierbei sollte allerdings beachtet werden, dass bei höheren Schwingordnungen oftmals kombinierte Schwingformen mit mehreren Bewegungsrichtungen auftreten. Darüber hinaus sind Drehmomentschwankungen an Schrägverzahnungen, aufgrund der damit einhergehenden Axialkraftschwankung, Quelle für Wellen- und Gehäuseschwingungen, gleichwohl deren Anregung durch die geringen Kraftanteile gering ausfällt. Demnach darf die Festlegung des Betriebsdrehzahlbereiches, welche die Grundlage der Resonanzverhinderung darstellt und bei der es für rotierende Systeme in keinem Fall zur permanenten Anregung der Haupttorsionsschwingung kommen darf, nicht ausschließlich auf Basis von Torsionsschwingungen erfolgen. Für den Antriebsstrang des Baggers 293 ergeben sich die in Tabelle 6.6 aufgeführten und auf systemrelevante Größen beschränkten Systemeigenfrequenzen.

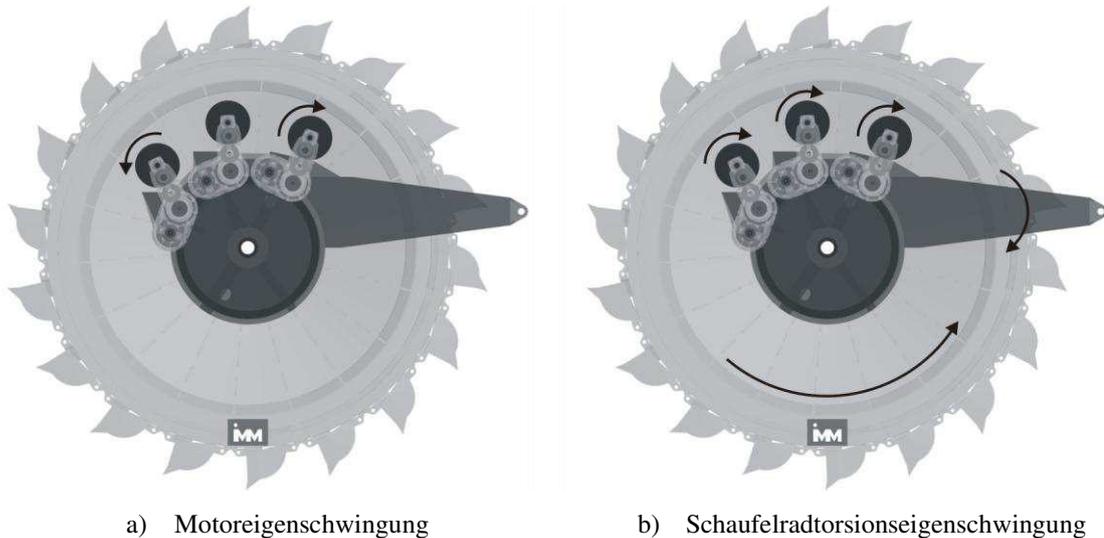
Nr.	Frequenz [Hz]	Charakteristische Schwingform
1	0	Starrkörperschwingung
2	1,71	Torsionsschwingung Motor 1 gegen Motor 2
3	1,73	Torsionsschwingung Motor 1 gegen Motor 3
4	3,19	Torsionsschwingung Schaufelrad
5	10,3	Torsionsschwingung aller Motoren
6	10,5	Biegung Drehmomentstütze
7	16,4	2. Biegung Drehmomentstütze
8	40,8	Torsionsschwingung Großrad

**Tabelle 6.6:** Systemeigenfrequenzen Bagger 293

Mit 1,71 Hz bzw. 1,73 Hz weist Tabelle 6.6 die bereits in der Systemanalyse angesprochenen Motoreigenschwingungen aus. Hierbei schwingt Motor 1 gegen Motor 2, respektive Motor 1 gegen Motor 3  $180^\circ$  phasenversetzt, siehe Abbildung 6.5-1 a). Die bestehende Frequenzabweichung zwischen beiden Motoreigenschwingungen deutet dabei auf eine asymmetrische Steifigkeitsverteilung im Gesamtsystem hin, da die Drehträgheiten der Antriebsstränge identisch sind. Obwohl diese Asymmetrie gering ausfällt, kann sie beispielsweise Ursache für nichtsynchrone und ungleichmäßige Zahneingriffe der Großradritzel sein, wie sie durch Untersuchungen in [VAN13b, S. 600 ff.] mit der Bestimmung der resultierenden Lastverteilung entlang der Zahnhöhen- und Zahnbreitenrichtung nachgewiesen werden konnten.

Ferner weist das mechanische Ersatzmodell bei 3,19 Hz eine Torsionsschwingung auf, bei der alle Motoren synchron  $180^\circ$  versetzt gegen das Schaufelrad schwingen, siehe Abbildung 6.5-1 b). Zudem biegt sich bei dieser Schwingform die elastische Drehmomentstütze infolge der hohen Trägheitsbewegung und des weiten Abstützhebels durch, sodass sich letztlich der gesamte Antriebsstrang an der Schwingform beteiligt. Mit der Visualisierung jener Schwingform wird somit erneut die Notwendigkeit der elastischen Modellierung der Dreh-

momentstütze deutlich. Ferner zeigt sich bereits bei der ersten Gesamttorsionseigenfrequenz des Antriebsstranges, dass diese komplexer Art ist und nicht durch einfache Torsionsmodelle beschrieben werden kann.

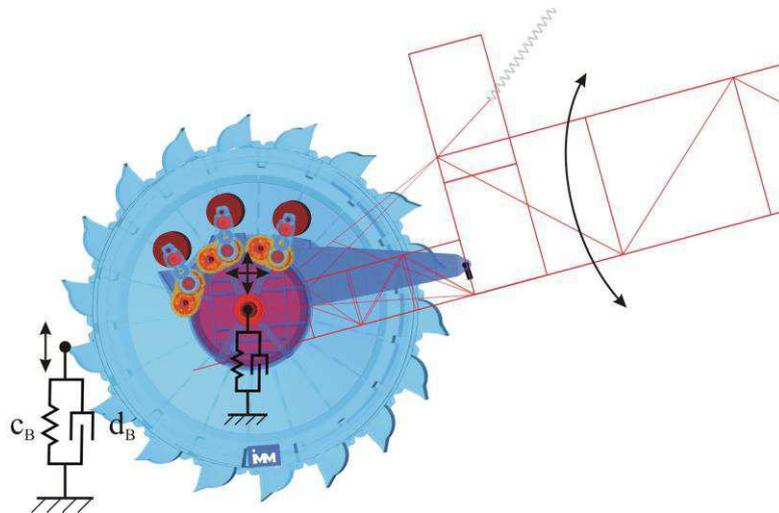


**Abbildung 6.5-1:** Motoreigen- und Schaufelrads torsionseigenfrequenz

Jene identische Schaufelrads torsionseigenfrequenzform wurde bei der Auswertung der Drehmomentensignale am Messbolzen der Drehmomentstütze jedoch bei 1,8 Hz gesichert festgestellt, sodass eine deutliche Diskrepanz zwischen Messung (1,8 Hz) und Simulation (3,19 Hz) besteht. Auch bei der Berechnung der Systemeigenfrequenzen des Baggers 1510 entsprechend Anhang A zeigen sich vergleichbare Abweichungen zwischen gemessener und berechneter Schaufelrads torsionseigenfrequenz. Demnach liegt für beide mechanische Ersatzmodelle ein systematischer Modellierungsfehler vor. Gesichert sind dabei die Werte der Antriebsträgheiten und -steifigkeiten, da diese aus Finite-Elemente-Modellen oder CAD-Konstruktionen stammen. Überdies bestätigt die numerische Berechnung der Motoreigenfrequenz am Bagger 1510, die diese analog zur Messung bei 2,2 Hz ausweist, und der Abgleich höherer Systemeigenfrequenzen des Baggers 293 mit Messwerten die grundsätzliche Richtigkeit der Trägheits- und Steifigkeitsverteilung des Antriebsstranges bis zum Schaufelrad. Daher wird die Ursache der Frequenzabweichung in der Trägheit oder Steifigkeit des Schaufelrades bzw. dessen Randbedingungen vermutet.

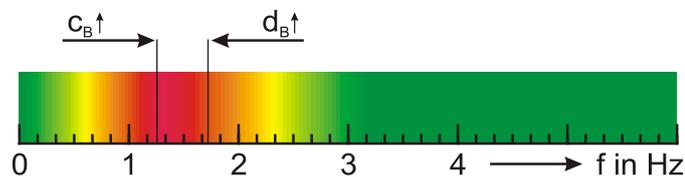
### 6.5.2 Boden als Feder-Dämpfer-System

Wie bereits in Kapitel 6.3.5 zur Bestimmung der Grablasten kritisiert, bleiben die Eigenschaften des Bodens und dessen physikalische Rückkopplung mit den Graborganen des Schaufelrades unberücksichtigt. Unklar sind hierbei speziell die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften, die das Schwingverhalten des Gesamtsystems maßgeblich prägen könnten. Mit der Modellierung des Bodens als Feder-Dämpfer-System geht jedoch der Übergang des zuvor freien Schwingensystems Schaufelrad-Motor in ein vollständig gefesselter System ohne Starrkörperrotation einher. Dessen Systemverhalten kann sich grundlegend von dem zuvor interpretierten unterscheiden, sodass dessen Einfluss zu eruieren ist. Zur Abschätzung des Bodeneinflusses wird dieser daher im Folgenden als Feder-Dämpfer-System an jeder Schaufel gemäß Abbildung 6.5-2 modelliert.



**Abbildung 6.5-2:** Boden als Feder-Dämpfer-System

Da sowohl für die Bodensteifigkeit  $c_B$  als auch für die Bodendämpfung  $d_B$  keine konkreten Orientierungswerte zur Verfügung stehen, werden diese zur grundsätzlichen Abschätzung des Einflusses in einem großen Wertebereich variiert. Dabei zeigt sich allerdings entsprechend Abbildung 6.5-3, dass die im gefesselten System nunmehr wegfallende Starrkörperrotation, durch Erhöhung der Bodensteifigkeit, nicht bis zur gesuchten Schaufelradtorsionseigenfrequenz bei 1,8 Hz erhöht werden kann, sondern einen Grenzwert von 1,15 Hz annimmt. Ferner passt die sich dabei einstellende Schwingform, welche durch eine Motortorsion repräsentiert wird, nicht in das bisherige Verständnis der Antriebsstrangreaktion.



**Abbildung 6.5-3:** Grenzfrequenzen des Bodenmodells

Auch die Dämpfung bewirkt keine maßgebliche Beeinflussung des Systems. Lediglich bei physikalisch schwer nachvollziehbaren Dämpfungswerten gelingt es, die Schaufelradtorsionseigenfrequenz auf das nötige Maß zu senken. Diese ist dann allerdings vollständig gedämpft und nicht anregbar. Folglich kann das physikalische Vorhandensein des Bodens als alleinige Ursache der Frequenzverschiebung ausgeschlossen werden. Zudem lässt die geringe steifigkeitsbasierte Beeinflussbarkeit der Schaufelradtorsionseigenfrequenz vermuten, dass eine zusätzlich wirkende Drehträgheit zur Verschiebung der Eigenfrequenz beitragen könnte.

### 6.5.3 Einfluss des Schaufelradauslegers

Im Folgenden wird der Grenzfall betrachtet, bei dem das Schaufelrad durch Festfahren an der Böschung oder durch Anbaggern eines Findlings blockiert. Gemäß Abbildung 6.5-4 geht das anfangs freie Schwingsystem erneut in ein gefesseltes System ohne Starrkörperrotation über, bei dem der Boden vereinfacht als ideal starr gilt. Da die kinetische Energie des Systems bei der Blockade des Schaufelrades nicht unmittelbar zu einer Verdrillung des Antriebsstranges (potentielle Energie) führt und sich der gesamte Antriebsstrang ferner auf dem biegeweichen Schaufelradausleger abstützt, speichert dieser aufgrund seiner höheren Elastizität die Energie



Zudem bleiben alle weiteren Systemeigenfrequenzen unbeeinflusst, sodass auch diese weiterhin mit den Messungen übereinstimmen. Somit ist mit der Trägheitserhöhung eine modelltechnisch ideale Lösung zur Anpassung der Schaufelradtorsionseigenfrequenz gefunden, die sich jedoch zunächst auf den Grenzfall der Blockade bezieht und für Normlastfälle nicht gilt. Demnach bleibt weiterhin ungeklärt, woher die Absenkung der Eigenfrequenz tatsächlich herrührt. Denkbar ist ein gekoppelter Einfluss aus dem Modell des Bodens als Feder-Dämpfer-System und der Biegung des Schaufelradauslegers.

Mit der Annahme der Richtigkeit des vorgestellten Modells besäße der Schaufelradantrieb folglich, unabhängig vom realen physikalischen Hintergrund, zwei unterschiedliche Übertragungsverhalten bzw. Schaufelradtorsionseigenfrequenzen. Gräbt das Gerät nicht, liegt die Eigenfrequenz bei 3,19 Hz. Mit dem Eingriff des Schaufelrades in den Boden verändern sich die Randbedingungen und die Eigenfrequenz sinkt. Ein zum Beweis dieses theoretischen Modells ausgearbeitetes Konzept zur Bestimmung der Schaufelradtorsionseigenfrequenz bei frei schwingendem Schaufelrad konnte allerdings aus betrieblichen Gründen seitens der Betreiber RWE Power AG und Vattenfall Europe Mining AG nicht durchgeführt werden. Da mit der Erhöhung der Drehträgheit allerdings ein geeignetes Mittel gefunden werden konnte, wird dieses für beide Schaufelradantriebe unbewiesen angewandt, muss sich jedoch beim Vergleich simulierter, realer Lastfälle mit den Messwerten beweisen, siehe Kapitel 6.6.2.

#### 6.5.4 Wasserfall- und Campbell-Diagramm

Die mit der Analyse des Ersatzmodells berechenbaren, theoretischen Systemeigenfrequenzen stellen zunächst eine reine Feststellung des Systemverhaltens dar, die in ihrer Lage und Amplitude mit Messwerten verifiziert werden müssen. Ferner zeigt das Ersatzmodell alle möglichen Schwingformen, unabhängig von der tatsächlichen Anregbarkeit. Inwiefern die bestimmten Eigenfrequenzen für das Systemverhalten von Bedeutung sind, hängt vom Zusammenspiel aus Drehzahl, Anregungsamplitude und -wirkrichtung ab. Zur Gegenüberstellung der inneren und äußeren Anregungen mit den Systemeigenfrequenzen haben sich Campbell-Diagramme etabliert [DH07, S. 258]. In diesen werden Systemeigenfrequenzen durch horizontale Linien und Anregungen jeglicher Art durch drehzahlveränderliche Linien dargestellt, siehe Abbildung 6.5-5. An den Schnittpunkten beider Linienarten liegt Resonanz vor.

Obzwar somit eine erste Differenzierung zwischen prozessrelevanten und unbedeutenden Systemeigenfrequenzen getroffen werden kann, gibt das Diagramm keinerlei Auskunft über die Energie der jeweiligen Schwingformen und der sich daraus ergebenden Schwingamplituden. Außerdem erfolgt weiterhin keine Unterscheidung der Kraftwirkrichtung, sodass Campbell-Diagramme in der Regel zu viele und falsche Resonanzstellen ausgeben. Um konkretere Aussagen bezüglich der Systemreaktion zu bekommen, bedient man sich daher des Wasserfall-Diagramms, bei dem auf Basis zahlreicher Frequenzanalysen (FFTs<sup>8</sup>) die tatsächliche Systemreaktion dargestellt wird. Bei diesem sowohl für Messungen als auch für Simulationen anwendbaren Verfahren wird, zur Bewertung des gesamten Drehzahlbereiches, der Antriebsstrang idealerweise aus dem Stillstand langsam auf Betriebsdrehzahl beschleunigt und allein durch innere Anregungen (Zahneingriffssteifigkeitsschwankungen) belastet.

---

<sup>8</sup> Fast Fourier Transformation

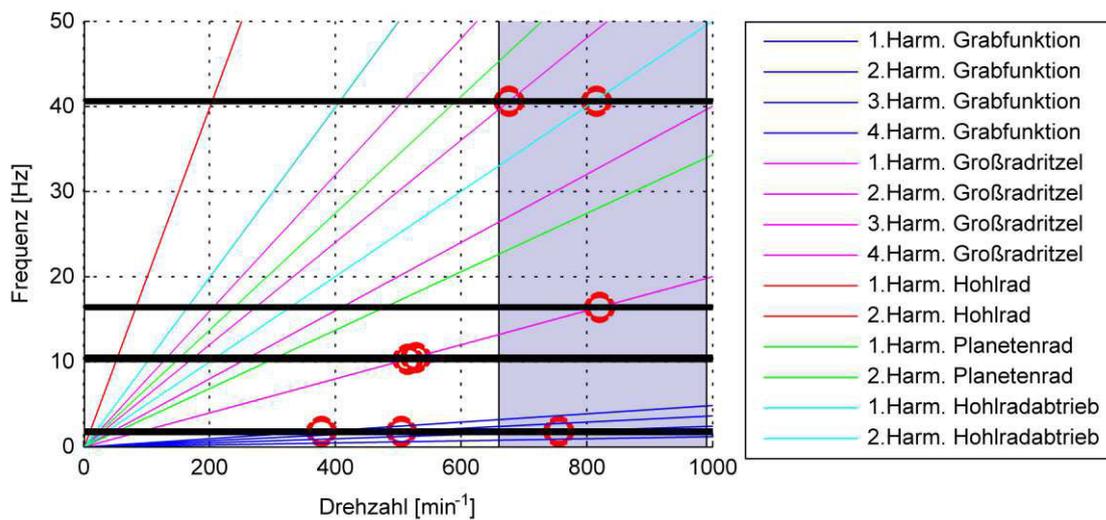


Abbildung 6.5-5: Campbell-Diagramm Bagger 293

Durch die permanente Durchführung von FFTs geben diese ständig Auskunft über die Systemreaktion und erzeugen ein räumliches Kennfeld aus Drehzahl, Frequenz und Amplitude. Somit stellt das auf der Mehrkörpersystems simulation basierende Wasserfall-Diagramm eine realitätsnahe Beurteilung tatsächlich angeregter Eigenschwingungen dar, wobei die Reaktionsamplitude, aufgrund der Abhängigkeit von der Dämpfung und deren Ungenauigkeit bei der Modellbildung, ohne zusätzliche Verifikation oftmals qualitativen Charakters bleibt. Das in Abbildung 6.5-6 aufgeführte Wasserfall-Diagramm des Baggers 293 am Messbolzen der Drehmomentstütze weist dabei deutlich drei Systemreaktionen aus, die unabhängig von ihrer tatsächlichen Amplitude das Verhalten des Antriebsstranges relevant beeinflussen können. Laut der Schnittpunkte des Campbell-Diagramms regt der Zahneingriff der Großradritzel bei  $550 \text{ min}^{-1}$  der Motoren zum einen eine Torsionsschwingung der Motoren (10,3 Hz) und zum anderen eine Biegeschwingform der Drehmomentstütze (10,5 Hz) an, die allerdings aufgrund ausreichender Dämpfung abklingt. Zudem liegt die Anregungsfrequenz außerhalb des Betriebsdrehzahlbereiches ( $660\text{-}990 \text{ min}^{-1}$ ), sodass diese Eigenschwingungen lediglich bei Hochlaufvorgängen stark angeregt werden.

Im Gegensatz dazu liegt die dritte niederfrequente Systemreaktion mit 16,4 Hz im Betriebsdrehzahlbereich und führt ebenfalls eine Biegeschwingung der Drehmomentstütze aus. Kaum anregbar scheint hingegen die Schaufelradtorsionseigenfrequenz, die sich zwar bei 1,84 Hz merklich über den gesamten Drehzahlbereich ausbildet, allerdings zunächst keine Hauptreaktion darstellt. Demnach scheint allein der mit dem Graben einhergehende Anregungsprozess Quelle der Torsionseigenfrequenz zu sein, da die durch Zahneingriffssteifigkeiten verursachten Momentschwankungen zu gering erscheinen.

Der direkte Nachweis des Vorhandenseins jener Schwingformen könnte idealerweise mit einem Wasserfall-Diagramm am realen Antriebsstrang geführt werden, wofür jedoch keine Messdaten zur Verfügung standen. Daher dient eine Frequenzanalyse während des Grabvorganges als grundsätzlicher Nachweis der Eigenfrequenzen und somit als Verifikation des Frequenzverhaltens des Mehrkörpersystemmodells, siehe Abbildung 6.5-7. In diesem zeigen sich die

Eigenfrequenzen um 10 Hz und 16,4 Hz deutlich, wobei sich speziell der Frequenzbereich um 10 Hz sehr breitbandig ausprägt und das Ergebnis großer Trägheiten ist.

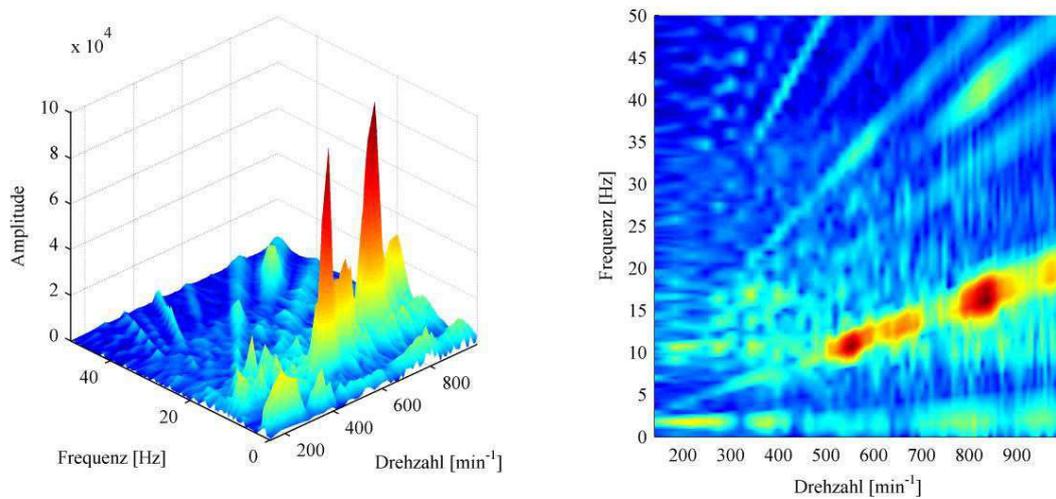


Abbildung 6.5-6: Wasserfall-Diagramm am Messbolzen des Baggers 293

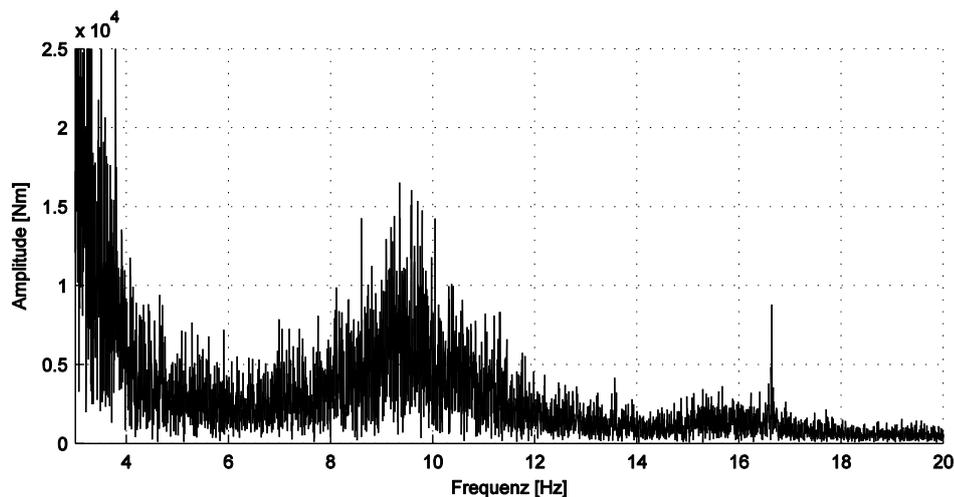
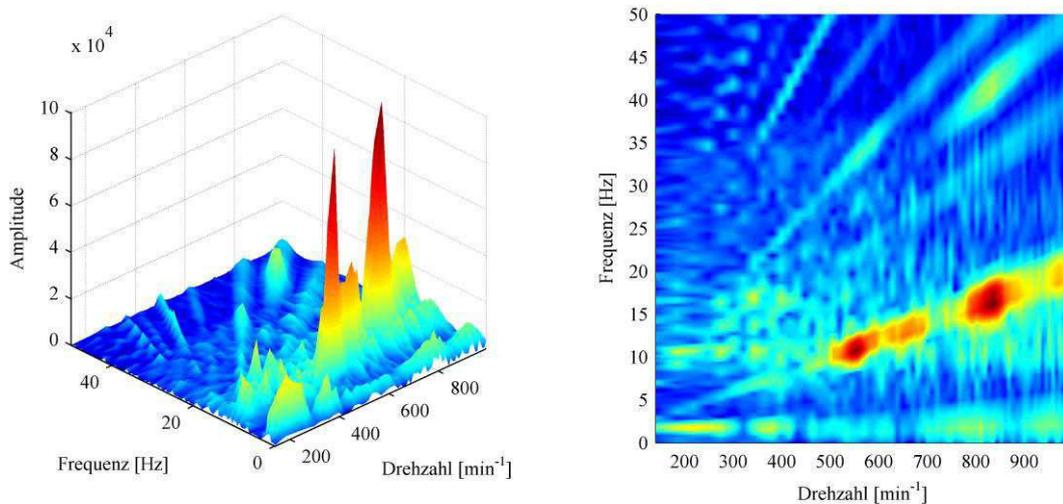


Abbildung 6.5-7: Gemessenes Frequenzspektrum am Messbolzen der Drehmomentstütze des Baggers 293

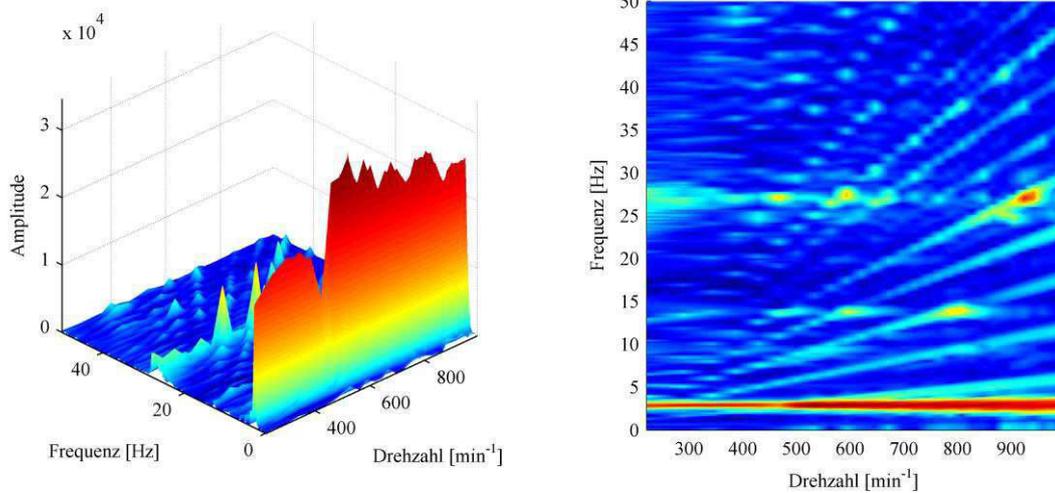
Neben der Auswertung des Frequenzspektrums am Messbolzen der Drehmomentstütze erlaubt die ganzheitliche Mehrkörpersystems simulation analoge Wasserfall-Diagramme an beliebigen Stellen des Getriebes. Somit lassen sich gezielt Eigenschwingungen einzelner Getriebebereiche oder Zahnradstufen untersuchen. Ferner sind Aussagen bezüglich Eigenfrequenzen möglich, die sich aufgrund ihrer Schwingamplitude oder Schwingform nicht am Messbolzen der Drehmomentstütze zeigen. Das mit Abbildung 6.5-8 dargestellte Reaktionsspektrum des Baggers 293 am Übergang der Stirnradeingangswelle zur drehelastischen Kupplung zeichnet ein vergleichbares Bild, gleichwohl sich die am Messbolzen sichtbare Motoreigenschwingung bei 10,3 Hz und die Schaufelradsionseigenfrequenz bei 1,84 Hz markanter ausprägen. Demgegenüber fallen die Biegeschwingformen der Drehmomentstütze sichtbar geringer aus bzw. treten überhaupt nicht in Erscheinung.



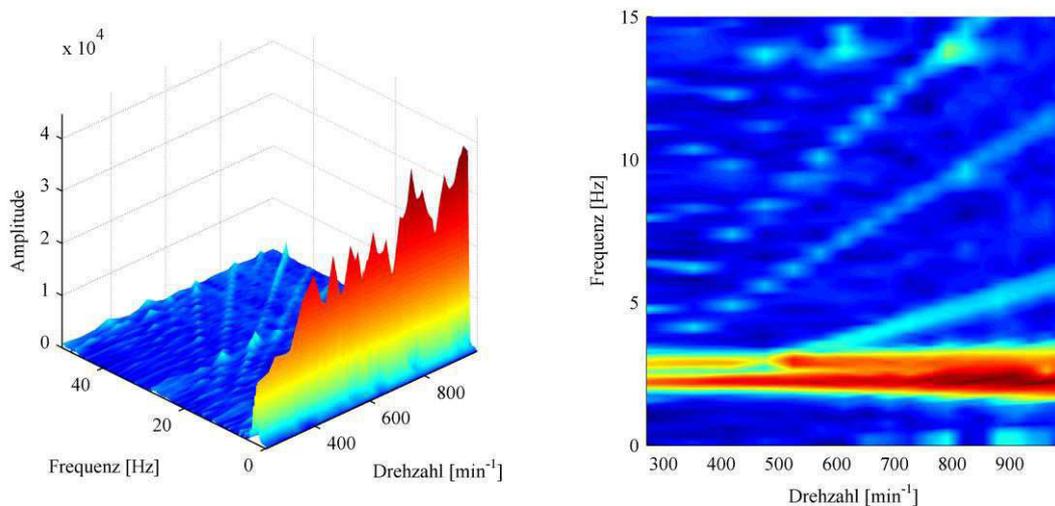
**Abbildung 6.5-8:** Wasserfall-Diagramm an der Ritzelwelle des Stirnradgetriebes

Vergleichbare Auswertungen am Messbolzen und am Wenderitzel des Baggers 1510 zeigen hingegen, neben der deutlichen Anregbarkeit der Schaufelradtorsionseigenfrequenz bei 2,85 Hz, dass auch die Motoreigenschwingung bei 2,2 Hz anregbar ist und sich mit den Auswertungen der Messdaten vollständig deckt, siehe Abbildung 6.5-9. Das von der Vattenfall Europe Mining AG installierte Condition Monitoring System überwacht hingegen allein das Spektrum der Drehmomentstütze, welches keine Auskunft über die Motoreigenschwingung geben kann. Grund ist deren Schwingform, bei der im Fall des zweisträngigen Antriebes des Baggers 1510 beide Motoren  $180^\circ$  phasenversetzt gegeneinander schwingen, allerdings weder das Großrad noch das Schaufelrad bewegen und somit kein Reaktionsmoment an der Drehmomentstütze freisetzen. Der direkte Vergleich eines Wasserfall-Diagramms des Baggers 293 (Abbildung 6.5-8) im Inneren des Getriebes, mit dem des Baggers 1510 (Abbildung 6.5-9) verdeutlicht, dass jene Motoreigenschwingung beim Bagger 293 nicht zu sehen ist und demnach nicht angeregt wird, obwohl für beide Geräte der gleiche Anregungsmechanismus vorliegt. Das Nichtvorhandensein der Motoreigenschwingung im Wasserfall-Diagramm des Baggers 293 ist auf die Regelung des Gerätes zurückzuführen und ein weiterer Beweis für die Tüchtigkeit und Notwendigkeit eines Drehzahldifferenzreglers.

Mit den Untersuchungen beider Antriebsstränge im Frequenzbereich und dem Abgleich der Ergebnisse mit gemessenen Frequenzspektren zeigt sich die sehr gute Vergleichbarkeit zwischen Realität und Simulation. Sowohl die Lage der Eigenfrequenzen als auch deren Anregbarkeit beweisen die Richtigkeit des Übertragungsverhaltens der Ersatzmodelle und erlauben die Feststellung, im Frequenzbereich validierte Mehrkörpersystemmodelle zu besitzen. Inwiefern die Reaktionsamplituden mit Messwerten übereinstimmen, muss im Zeitbereich validiert werden. Hierzu werden nachfolgend ganzheitliche Simulationen realer Lastfälle der Bagger 293 und Bagger 1510 in harten Ton-Eisen-Schichten und in Braunkohle durchgeführt und mit Messwerten verglichen.



a) Wasserfall-Diagramm am Messbolzen des Baggers 1510



b) Wasserfall-Diagramm am Wenderitzel des Baggers 1510

**Abbildung 6.5-9:** Wasserfall-Diagramme des Baggers 1510

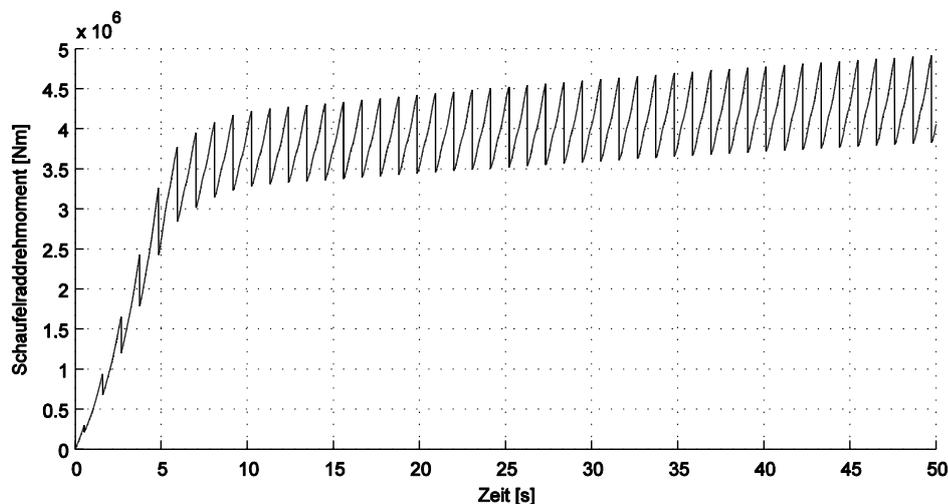
## 6.6 Berechnungen im Zeitbereich

### 6.6.1 Berechnung realer Lastfälle

Basis der ganzheitlichen Zeitsimulation sind das Modell selbst und die im Tagebau real angewandten Grab- und Maschinenparameter, die zur Initialisierung des Grabwiderstandsmodells dienen. Hierzu zählen die Solldrehzahl des Antriebes und die in Kapitel 6.3.4 aufgeführten Spanparameter. Ausgehend von dem nunmehr vorgegebenen Abbaugelände berechnet das Grabwiderstandsmodell die momentane Spangeometrie, den Grabwiderstand und die daraus resultierenden Raumkräfte für die Einzelschaufeln. Der drehzahlbehaftete Antriebsstrang, dessen Motorregelung und Lagerung reagieren im Folgenden auf diese Störgrößen und antworten mit Stellmomenten und Systemeigenschwingungen. Diese bewirken wiederum Veränderungen der Zustellbewegung des Schaufelrades und Veränderungen der Schaufelrad-drehzahl, sodass eine direkte Rückkopplung aller Systeme entsteht. Inwiefern sich jene

Wechselwirkungen auch mit dem erarbeiteten, ganzheitlichen Modell eines Schaufelradbaggers beweisen und darstellen lassen, sollen ganzheitliche Simulationen am Bagger 293 zunächst qualitativ zeigen.

Dazu wird das System anfangs mit der idealisierten Lastfunktion des Grabens – demnach ohne Berücksichtigung des Zufallsprozesses (Spanbrockenbildung) – angeregt, da auch die in der neueren Literatur zu findenden Dynamikuntersuchungen zu Schaufelradbaggern vorwiegend die vereinfachte Sägezahnfunktion entsprechend Abbildung 6.6-1 nutzen, u.a. [FRA06], [PÄß08]. Außerdem lässt sich damit untersuchen, ob die mit der Sägezahnfunktion verbundenen, bisherigen und historisch gewachsenen Lastannahmen ausreichen, um die Systemdynamik von Schaufelradantrieben vollständig darzustellen.



**Abbildung 6.6-1:** Idealisierte Anregungsfunktion als Summenfunktion am Schaufelrad

Der Kräfteverlauf des ganzheitlichen Modells ergibt sich jedoch, im Gegensatz zu den Lastannahmen in der Literatur, aus dem zuvor vorgestellten Zusammenspiel von Grabwiderstandsmodell und Systemantwort und stellt sich an jeder Schaufel individuell ein. Frequenz und Amplitude der Anregungsfunktion lassen sich demnach, entgegen der starr vorgegebenen Lastfunktionen der Literatur, beeinflussen. Somit wirken sich die theoretisch beschriebenen Rückwirkungen des Antriebes und des Oberbaus direkt auf die Anregung aus. Der aus der Simulation resultierende, zeitliche Verlauf des Reaktionsmomentes an der Drehmomentstütze, welcher erneut als Vergleichskriterium zu Messwerten herangezogen wird, deutet dabei auf ein nahezu ideales Übertragungsverhalten des Gesamtsystems hin, ohne dass Systemreaktionen den Signalverlauf zu beeinflussen scheinen, siehe Abbildung 6.6-2. Die Charakteristik der Anregungsfunktion prägt sich auf alle Zeitsignale des Systems auf.

Ferner bestätigt das zugehörige Frequenzspektrum des Drehmomentsignals, dass keinerlei Systemeigenschwingungen angeregt werden, gleichwohl die Motoren leicht verzögert auf die Störfunktion reagieren, siehe Abbildung 6.6-3 a). Aus dem daraus resultierenden Reaktionsdifferenzmoment zwischen Motor und Schaufelrad, welches sich über die Drehmomentstütze am Oberbau abstützt, hätte eine Anregung der Nickeigenschwingung des Schaufelradauslegers und der Schaufelradtorsionseigenschwingung resultieren sollen, insofern das theoretische Systemverständnis stimmt.

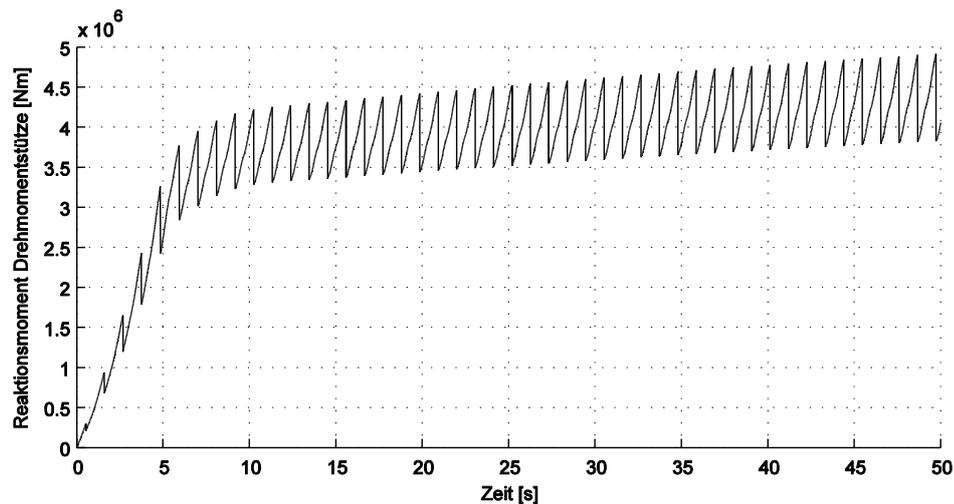
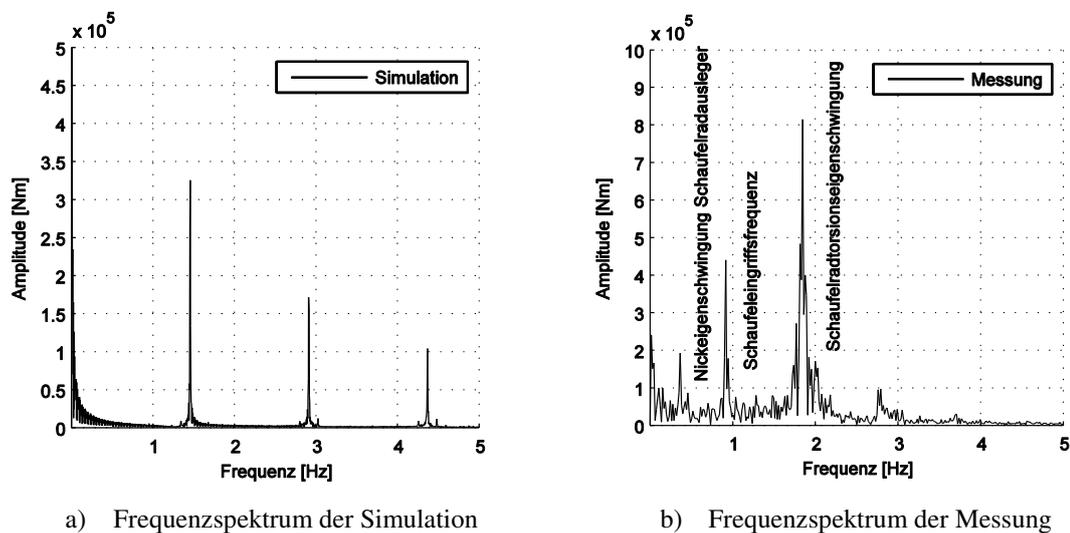


Abbildung 6.6-2: Reaktionsmoment an der Drehmomentstütze bei idealisierter Anregungsfunktion



a) Frequenzspektrum der Simulation

b) Frequenzspektrum der Messung

Abbildung 6.6-3: Frequenzspektrum an der Drehmomentstütze bei idealisierter Anregungsfunktion

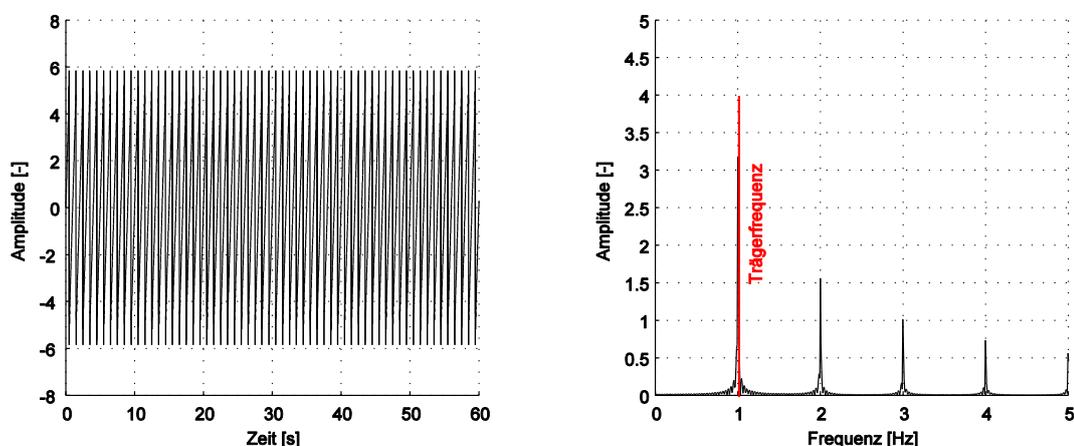
Der Vergleich mit dem real gemessenen Frequenzspektrum bestätigt das theoretische Modell und weist deutliche Reaktionen des Oberbaus und insbesondere der Schaufelradtorsionseigenfrequenz aus, siehe Abbildung 6.6-3 b). Das Spektrum der Simulation lässt hingegen jene Reaktionen vollständig vermissen und zeigt lediglich das Anregungsspektrum klar und ohne zusätzliche Schwingungen. Demnach sind auch die inneren Anregungen des Getriebes zu schwach, um die Hauptseigenfrequenzen anzuregen.

Die Erklärung der fehlenden Systemreaktionen liegt dabei nicht im vermeintlich fehlerhaften Ersatzmodell der Mechanik oder der Motorregelung, da diese bereits im Frequenzbereich grundsätzlich validiert werden konnten, sondern in der Vernachlässigung des Zufallsprozesses (Variation des Grabwiderstandsbeiwertes, siehe Kapitel 6.3.4). Ohne diesen liegt keine ausreichende Anregung der Systemeigenfrequenzen vor, da die Schaufeleingriffsfrequenz und dessen Harmonische (1,1 Hz, 2,2 Hz, 3,3 Hz) nicht mit den Eigenfrequenzen der Schaufelradtorsion (1,84 Hz) und der Oberbaunickschwingung (0,34 Hz) übereinstimmen. Zudem liegt die Oberbaunickschwingung deutlich unterhalb der Anregungsfrequenzen und darf daher nominell überhaupt nicht angeregt werden. Folglich kann mit der idealisierten

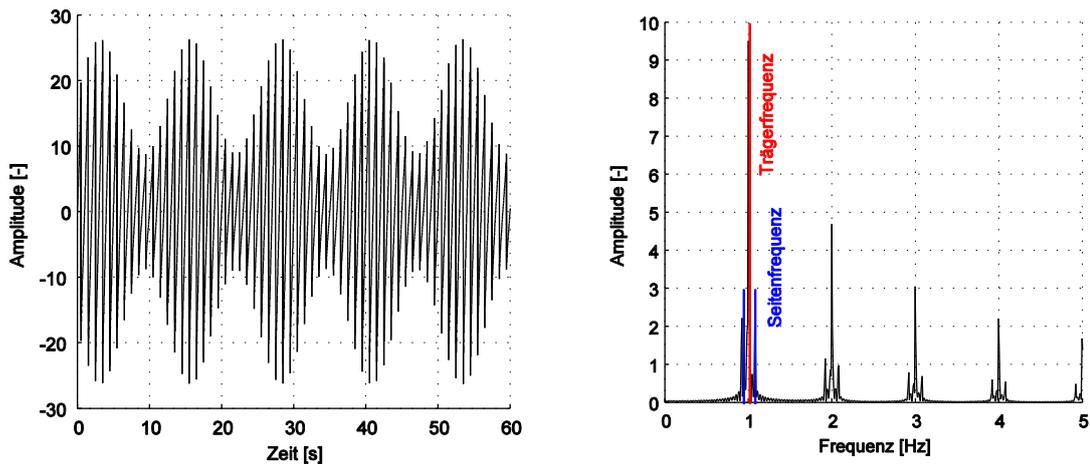
Anregungsfunktion gar keine geeignete Anregung für jene Systemeigenschaften gegeben sein, da die grundsätzlichen Voraussetzungen für Resonanz nicht erfüllt werden. Das sich einstellende Systemverhalten ist daher physikalisch schlüssig und überträgt lediglich die Anregungsfunktion ideal. Die vereinfachten Lastannahmen aus der Historie sind demnach nicht ausreichend, um vollständig das Systemverhalten (Aktion und Reaktion) darzustellen. Erst mit Berücksichtigung des Zufallsprozesses lassen sich, wie nachfolgend gezeigt wird, breite Anregungsspektren erzeugen, die Reaktionen abseits der idealen Anregungsfunktion hervorrufen. Hintergrund dieser breiten Anregungsspektren sind Effekte der Amplituden- und Frequenzmodulation, die sich auf das Übertragungsverhalten des Systems auswirken [KLE03].

Betrachtet wird zunächst die ideale und störungsfreie Anregungsfunktion gemäß Abbildung 6.6-4. Analog zu den vorherigen Interpretationen ist das Frequenzspektrum jener Funktion klar und ohne zusätzliche Ausschläge ausgebildet. Ausgehend von der als Trägerfunktion (rot) bezeichneten Hauptanregungsfrequenz besitzt diese unendlich viele Harmonische, deren Amplituden mit höherer Ordnung abnehmen. Eine verstärkte Systemreaktion (Resonanz) auf derartige Anregungsfunktionen kann folglich nur dann entstehen, wenn die Trägerfrequenz bzw. deren Harmonische direkt mit einer Systemeigenfrequenz übereinstimmen.

Oftmals sind die zeitlichen Amplituden des Anregungssignals allerdings variabel, sodass Störgrößen zusätzliche Ausschläge im Frequenzspektrum der Anregungsfunktion erzeugen. Lässt sich die Schwankung der Amplitude im einfachsten Fall durch eine weitere, regelmäßige Zeitfunktion mit konstanter Frequenz beschreiben (z.B. Sinus-Funktion), dann überlagert sich diese ungestört mit der Trägerfunktion. Dieser, als Amplitudenmodulation bezeichnete Effekt, äußert sich im Frequenzbereich in zusätzlichen und bei konstanter Amplitudenschwankung symmetrischen Seitenbandfrequenzen (blau), siehe Abbildung 6.6-5. Gleichwohl diese in ihrer Amplitude deutlich geringer sind als das Trägersignal, können sie Ursache von Schwingungserscheinungen sein. In getriebebehafteten Antriebssträngen ist mit der Schwankung der Zahneingriffssteifigkeit ein Beispiel für eine weitestgehend gleichmäßige Amplitudenmodulation der Kraftsignale gegeben.

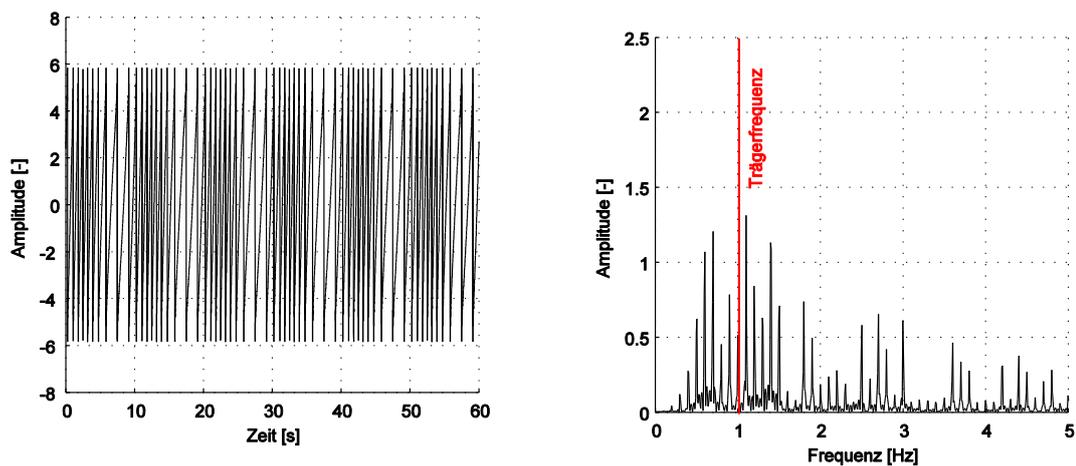


**Abbildung 6.6-4:** Zeitfunktion und Frequenzspektrum der störungsfreien Anregungsfunktion



**Abbildung 6.6-5:** Zeitfunktion und Frequenzspektrum der Amplitudenmodulation

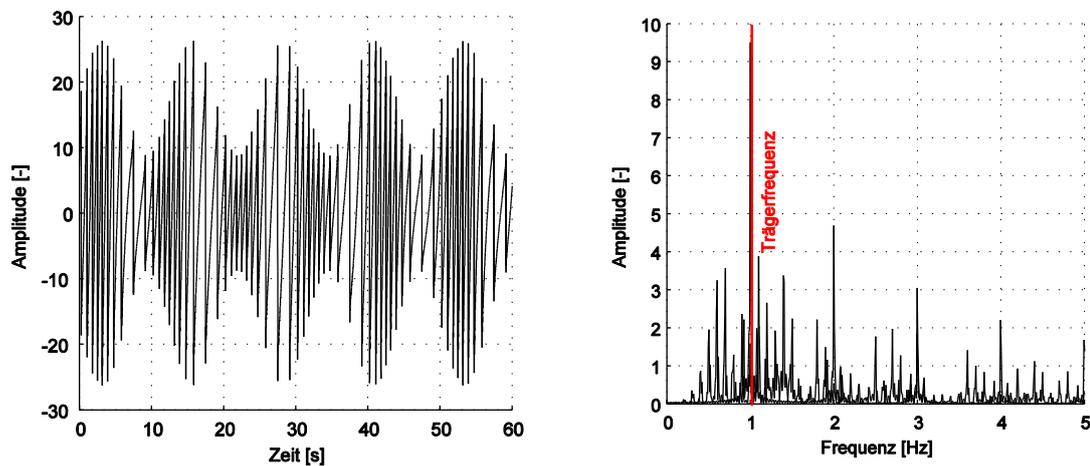
Neben der Amplitude kann auch die Frequenz der Trägerfunktion zeitlich schwanken, sodass mit Abbildung 6.6-6 ein frequenzmoduliertes Signal gegeben ist. Das mit diesem Zeitsignal einhergehende Frequenzspektrum und dessen Anregungsbreite hängen dabei stark vom Grad der Frequenzschwankung ab und lassen die ursprüngliche Trägerfunktion oftmals nicht klar ersichtlich werden. Zudem ist mit dem breiten Spektrum eine Ursache für zahlreiche Schwingungserscheinungen gegeben, die abseits der nominellen Trägerfrequenzen liegen. Bei Antriebssträngen entsteht eine derartige Frequenzmodulation beispielsweise infolge von Drehzahlschwankungen, die wiederum das Ergebnis von Systemeigenschwingungen oder von verzögerten Reaktionen sind.



**Abbildung 6.6-6:** Zeitfunktion und Frequenzspektrum der Frequenzmodulation

In den meisten Systemen überlagern sich die Effekte der Amplituden- und Frequenzmodulation entsprechend Abbildung 6.6-7, da sich in Antriebssträngen beide Effekte gegenseitig bedingen und folglich fördern. Das daraus resultierende Frequenzspektrum regt dabei auch deutlich tieferliegende Frequenzbereiche der Hauptträgerfunktion an, sogenannte Subharmonische. Da erneut die ursächliche Trägerfunktion im Frequenzspektrum untergeht, verdeutlicht bereits jene akademische amplituden- und frequenzmodulierte Zeitfunktion die Schwierigkeit bei der

Deutung real gemessener Signale und deren Spektren. Bei unbekanntem Antriebsmechanismus ist die Suche nach einer Trägerfunktion für diese Fälle oft vergebens. Aus Sicht der Systemdynamik von Antriebssträngen regen derartige Funktionen jegliche Systemreaktionen, unabhängig der aktuellen Drehzahl, an und erschweren daher die Auslegung und Dimensionierung eines schwingfähigen Systems.



**Abbildung 6.6-7:** Zeitfunktion und Frequenzspektrum der Amplituden- und Frequenzmodulation

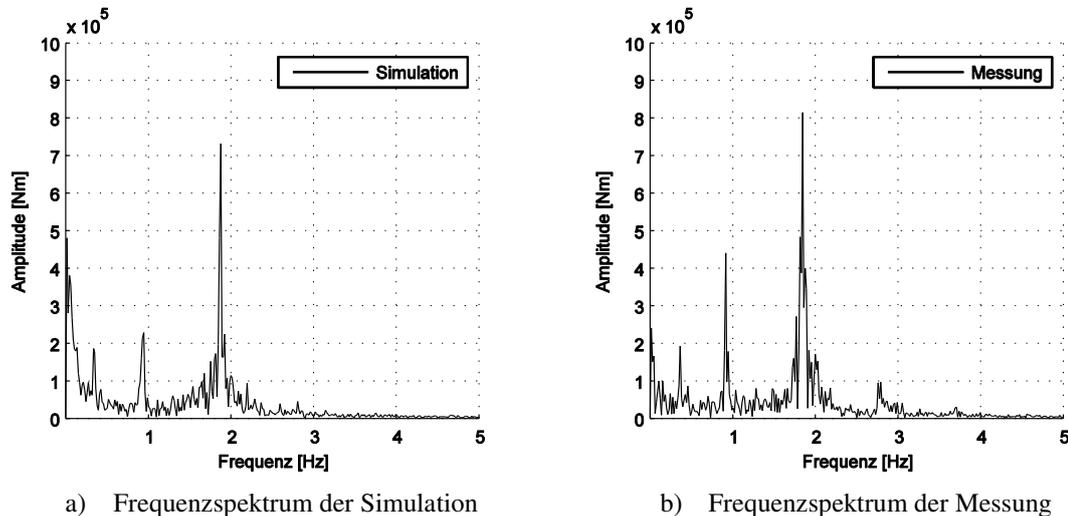
Das theoretische Konstrukt der Modulation auf das System Schaufelradbagger angewendet bedeutet, dass mit der Einführung eines zufallsbehafteten Grabprozesses eine normalverteilte Schwankung des Grabwiderstandsbeiwertes und dementsprechend des zeitlichen Verlaufes des Grabwiderstandes gemäß Kapitel 6.3.4 einhergeht. Diese bewirkt eine örtlich und zeitlich variable Kraftamplitudenmodulation an den tangentialen und seitlichen Raumkräften der Graborgane, da beide Richtungen direkt vom Grabwiderstandsbeiwert abhängen. Da die Kräfte für jede Schaufel separat und unabhängig voneinander entstehen, resultiert daraus ein sehr breites und dynamisches Anregungsspektrum.

Auf die Last- und demnach Drehmomentschwankung am Schaufelrad, die sich nahezu ideal in Richtung der Motoren überträgt, reagiert die Motorregelung leicht verzögert, sodass die Drehzahl bei einem Lastanstieg im gesamten Antriebsstrang abfällt. Ferner verstärkt die Schnelle<sup>9</sup> der Informationsausbreitung die damit einhergehende Frequenzmodulation. In allen Drehmoment- und Drehzahlensignalen der Getriebeelemente sind daher die Effekte beider Modulationsarten nachweisbar und Ursache für Getriebeeigenschwingungen, wie mit Abbildung 6.6-8 exemplarisch für die Drehmomentstütze dargestellt werden kann. Im Gegensatz zum Frequenzspektrum aus Abbildung 6.6-3 bildet sich in diesem die Schaufelrad-torsionseigenschwingung deutlich aus. Zudem decken sich Frequenz und Amplitude mit den Messwerten.

Darüber hinaus muss sich das bestehende und nunmehr schwankende Differenzdrehmoment zwischen Motor und Schaufelrad an der Drehmomentstütze abstützen. Dessen steife Lagerung am Messbolzen des Schaufelradauslegers bewirkt wiederum eine ideale Übertragung des

<sup>9</sup> Maß für die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Körper- und Schallwellen

Signals und dessen Anregungsspektrums und ist Ursache von Oberbauschwingungen. Gemäß den Auswertungen der Messsignale und des Spektrums in Abbildung 6.6-8 ist dies primär die Nickeigenschwingung des Schaufelradauslegers, die die Amplitudenmodulation des Grabprozesses zusätzlich verstärkt, siehe auch 6.3.2.



**Abbildung 6.6-8:** Frequenzspektrum der zufallsbehafteten ganzheitlichen Simulation

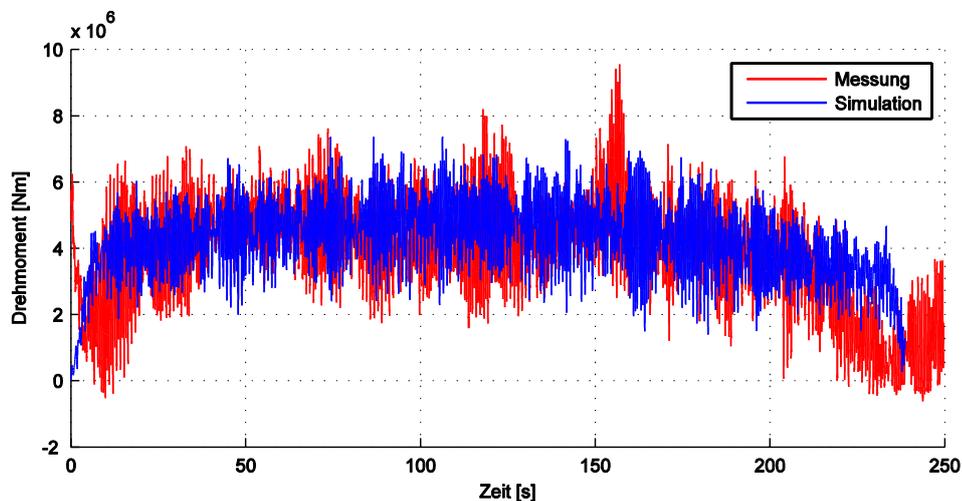
Mit der ganzheitlichen Simulation des zufallsbehafteten Grabprozesses schließt sich somit erstmals der analytische Zusammenhang zwischen Hauptanregung (Ursache) und den dadurch induzierten Schwingungen des Antriebes und des Oberbaus (Wirkung). Ferner bestätigt sich damit das physikalische Modell des Schaufelradbaggers und die Notwendigkeit dessen Umfangs. Im ganzheitlichen Modell fügen sich alle Einzelcharakteristiken der Teilsysteme in das Gesamtbild ein, sodass das Wechselwirken aller Teilsysteme schlüssig erklärt werden kann. Mit dem dadurch gewonnenen Systemverständnis wird es im Folgenden leichter sein, das Systemverhalten bei unterschiedlichen Lastfällen zu bewerten. Da die bisherigen Ergebnisse jedoch überwiegend qualitativer Art sind, werden diese, zur endgültigen Validierung des Modells, mit realen Messdaten verglichen. Stimmen Lage und Amplitude der Frequenzspektren überein, lassen sich belastbare Aussagen über das Systemverhalten treffen. Außerdem ist damit die Voraussetzung zur Ableitung von Soll-Zuständen, mit dem Ziel der Dynamikminimierung, gegeben, womit die Systemanalyse vervollständigt wird.

Hierzu werden nachfolgend real gemessene Lastfälle beider Geräte in harten Ton-Eisen-Schichten und bei der Förderung von Braunkohle simuliert und mit Messdaten abgeglichen. Im Hinblick auf die Minimierung der im Antrieb befindlichen Dynamik liegt der Fokus dabei vor allem auf den Systemreaktionen. Zur besseren Vergleichbarkeit und Auswertung der Lastfälle untereinander wurden dabei gleiche Ausgangsbedingungen angestrebt, sodass Scheibenhöhe, Hubhöhe und Schwenkgeschwindigkeitsverlauf (konstant oder variabel) für das jeweilige Gerät und dessen Standort gleich sind. Variabel sind hingegen Schwenkrichtung und -geschwindigkeit, der Vorschub und die Solldrehzahl. Deckungsgleiche Signale im Zeitbereich dürfen dabei nicht erwartet werden, da physikalisch unabhängige Zufallsprozesse miteinander verglichen werden. Im Frequenzbereich ist die weitgehende Übereinstimmung der Spektren zur Validierung des Modells jedoch erforderlich.

## 6.6.2 Simulation realer Lastfälle

### **Fördervorgang des Baggers 293 in harten Ton-Eisen-Schichten**

Der dem Drehmomentverlauf in Abbildung 6.6-9 zugrunde liegende Fördervorgang des Baggers 293 vom 08.06.2006 in harten Ton-Eisen-Schichten des Tagebaus Hambach ist exemplarisch für dieses Gerät und die Bodenklasse und zeigt die sehr gute qualitative und quantitative Vergleichbarkeit zwischen Messung und Simulation. Hierbei schwenkte das Gerät mit einer konstanten Schwenkgeschwindigkeit von 33 m/min nach links und baute mit einem Vorschub von 0,402 m eine 10,8 m hohe Scheibe in Normallage des Schaufelradauslegers (Hubhöhe 0 m) ab. Sowohl der Drehmomentverlauf als auch dessen Mittelwert ergeben dabei mit Messungen vergleichbare Lasthorizonte, sodass das Grabwiderstandsmodell, entsprechend den vorgegebenen Span- und Maschinenparametern, die Spanbildung und Charakteristik des Schwenkvorganges gut abbildet.

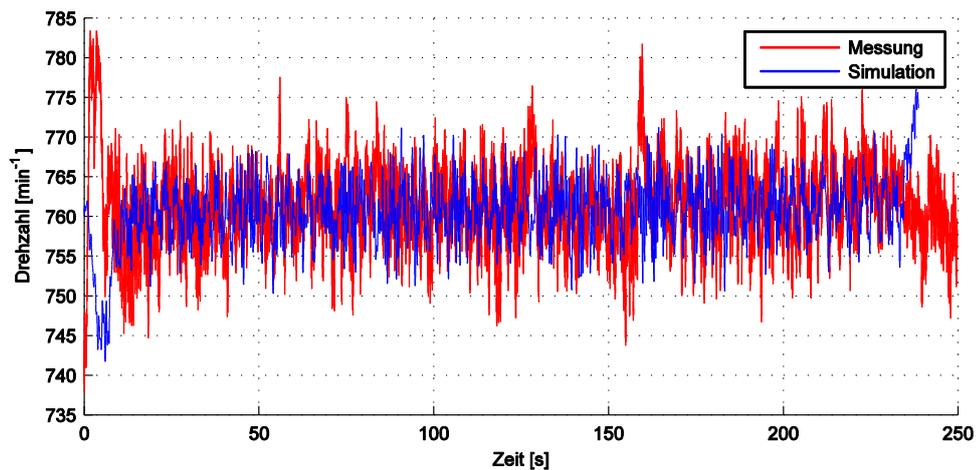


**Abbildung 6.6-9:** Zeitlicher Drehmomentverlauf am Messbolzen des Baggers 293 bei der Förderung in harten Ton-Eisen-Schichten (08.05.2006)

Zu Beginn der Lastfallsimulation rotiert der Antriebsstrang mit  $761 \text{ min}^{-1}$  und demnach, für die Förderung harter Ton-Eisen-Schichten typisch, im unteren Betriebsdrehzahlbereich. Mit dem Einschwenken des Schaufelradauslegers in die Böschung und dem periodischen Eingreifen der Graborgane steigt das Drehmoment am Abtrieb zügig an. Da die Motorregelung auf diesen Lastanstieg verzögert, diskret und durch den Regler und dessen Stellglied in der Schnelle begrenzt reagiert, bricht die Motordrehzahl auf  $742 \text{ min}^{-1}$  ein, siehe Abbildung 6.6-10. Die maximale Drehzahlabweichung und die Charakteristik des Rückführens zur Solldrehzahl werden dabei maßgeblich von den Regelparametern des Regelkreises beeinflusst. Das Regelverhalten des Baggers 293 ist hierbei grundsätzlich typisch für PI-Regelungen, wobei das häufig auftretende Überschwingen der Motordrehzahl nach dem Drehzahleinbruch positiverweise nicht auftritt.

Während des Anbaggerns der Böschung entstehen sehr große Differenzdrehmomente und Drehzahlschwankungen zwischen Motor und Schaufelrad, die mit hoher Dynamik in den Oberbau abgeleitet werden. Folglich regen die amplituden- und frequenzmodulierten Signale speziell in diesem Bereich Nickschwingungen des Schaufelradauslegers an, was sich mit

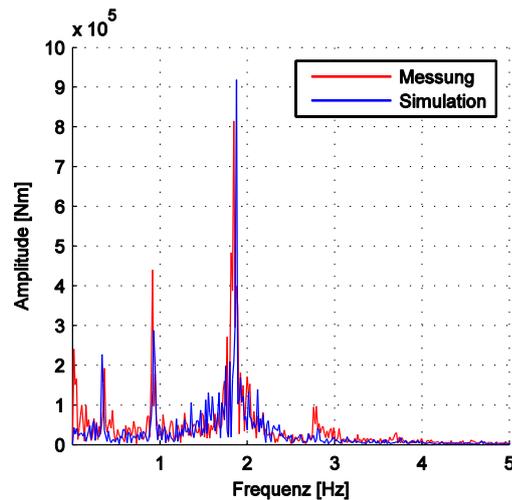
Beobachtungen im Tagebau deckt. Das gleiche Phänomen ist auch am Ende des Grabprozesses und dem dabei abfallenden Schaufelraddrehmoment zu erkennen. Analog zur Lasterhöhung geht mit dem Abfall des Drehmomentes eine erkennbare, leichte Drehzahlerhöhung einher, wenn der Oberbau vollständig aus der Böschung ausschwenkt. Der Grund hierfür liegt erneut in der zu trägen Reaktion der Motorregelung. Der gemessene Drehzahlverlauf weist diesen Drehzahnstieg am Ende des Schwenkvorganges nicht auf, da das Gerät vermutlich direkt in den Rechtsschwenk übergegangen ist. Im vorderen Teil des gemessenen Zeitsignals ist hingegen das Hochdrehen der Motoren vor dem Einschwenken in die simulierte Scheibe deutlich zu erkennen.



**Abbildung 6.6-10:** Zeitlicher Drehzahlverlauf des Baggers 293 bei der Förderung in harten Ton-Eisen-Schichten (08.05.2006)

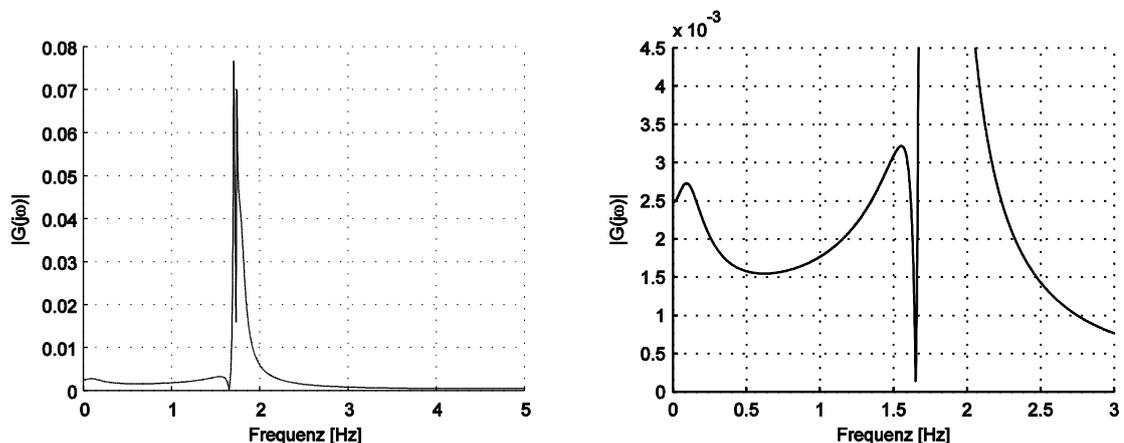
Der kurzweiligen Phase hoher Dynamik des Oberbaus schließt sich der eigentliche Grabvorgang an, bei dem die Stütz- und Dämpfungswirkung des Bodens die Nickeigenschwingung abschwächt. Zudem bleibt das mittlere Lastniveau mit  $5 \cdot 10^6$  Nm, entsprechend der Spangeometrie, nahezu konstant. Gleichwohl daher auch die Motoren mit Soll Drehzahl drehen und nunmehr auf die deutlich kleineren Lastsprünge zügig reagieren, bewirken die mit dem Zufallsprozess einhergehenden Störgrößen Schwankungen des Drehmomentes und der Drehzahl. Jene Schwankungen sind demnach Ursache des Grabkraftverlaufes selbst, aber auch der vorrangig angeregten Schaufelradd torsionseigenschwingung bei 1,84 Hz, die sich in diesem Bereich klar als Haupteinflussgröße im Frequenzspektrum darstellt, siehe Abbildung 6.6-11. Die mittlere Amplitude der Schaufelradd torsionseigenschwingung von  $9,2 \cdot 10^5$  Nm beträgt dabei beachtliche 18,4 % des mittleren Lastniveaus und prägt daher maßgeblich das dynamische Systemverhalten des Gerätes. Neben dieser ist auch die Nickeigenschwingung des Schaufelradauslegers bei 0,34 Hz klar, aber mit  $2,2 \cdot 10^5$  Nm untergeordnet erkennbar.

Ferner bestätigt sich im Frequenzbereich die sehr gute quantitative Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse mit Messdaten. Insbesondere die Reaktionen des Getriebes und Oberbaus stellen sich realitätsnah dar, wobei sich die Nickeigenschwingung gleichwertig und die Schaufelradd torsionseigenschwingung etwas stärker ausprägt. Demgegenüber ist die Anregung durch die Schaufeleingriffsfrequenz bei 0,94 Hz real stärker und äußert sich in höheren Lastamplituden im Zeitbereich, siehe Abbildung 6.6-9. Dadurch sind auch die in Abbildung 6.6-10 sichtbaren, größeren Drehzahlschwankungen des Messsignals schlüssig erklärbar.



**Abbildung 6.6-11:** Frequenzspektrum des Reaktionsdrehmomentes am Messbolzen des Baggers 293 in harten Ton-Eisen-Schichten (08.05.2006)

Zudem wird im Frequenzspektrum des Drehmomentes die systemdynamische Wirkung des Antriebsstranges auf das Übertragungsverhalten deutlich. Das in Abbildung 6.3-21 dargestellte Anregungsspektrum des Grabprozesses mit zahlreichen Harmonischen wird durch die Übertragungseigenschaften des Antriebes gefiltert und in seinen Amplituden gedämpft. Oberhalb der Schaufelradsionseigenfrequenz sind auch im höheren Frequenzbereich der Zeitsignale und der Übertragungsfunktion<sup>10</sup>  $G(j\omega)$  keine nennenswerten Amplitudenausschläge erkennbar, siehe Abbildung 6.6-12. Grund hierfür ist die enorme Trägheit des Schaufelrades, die wie ein Filter die Übertragungsfunktion des gesamten Systems dominiert.



**Abbildung 6.6-12:** Übertragungsfunktion des Antriebsstranges (Bagger 293)

Zum besseren Verständnis kann der Vergleich eines gedämpften Einmassensystems mit sehr großer Drehträgheit, z.B. eines Schwungradantriebes, herangezogen werden. Unterhalb der Torsionseigenfrequenz des Schwungrades erzeugen Anregungen, infolge des Übertragungsverhaltens des Schwungrades, Reaktionen, die mit zunehmender Nähe zur Torsionseigen-

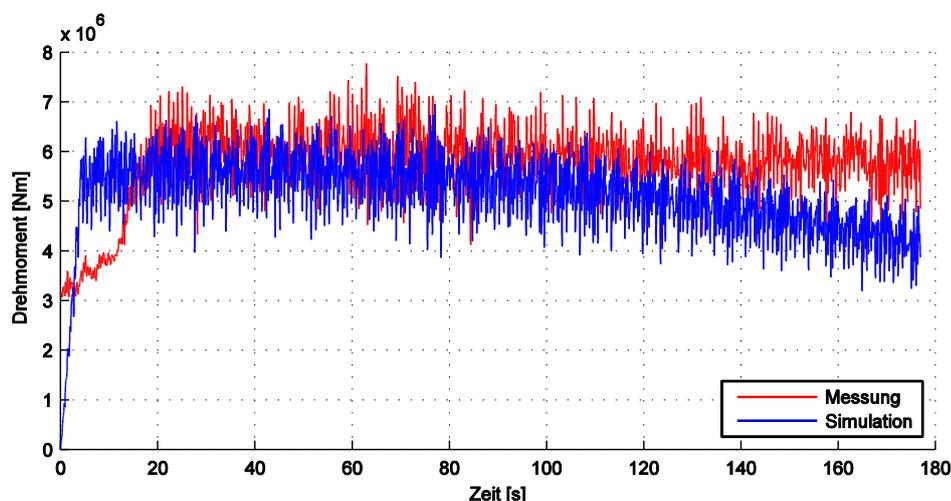
<sup>10</sup> Die Übertragungsfunktion eines Systems ist der Quotient von Ausgangs- zu Eingangssignal [UNB02, S. 199]. Aus mechanischer Sicht gibt sie demnach die Verstärkung des Anregungssignals auf Basis der Systemeigenschaften (Eigenfrequenzen und -schwingformen) wieder.

frequenz in ihrer Amplitude meist exponentiell zunehmen. Mit dem Erreichen der Schwungrad-eigenfrequenz schwingt das gedämpfte System mit maximaler Amplitude, da Eigen- und Erregerfrequenz übereinstimmen (Resonanz). Regen äußere Kräfte das System jedoch oberhalb der Torsionseigenfrequenz an, dann reagiert dieses aufgrund seiner großen Trägheit nicht, da der Energieeintrag zu kurzweilig (hochfrequent) für die Eigenschwingform ist.

Obwohl Schaufelradantriebe keine Einmassensysteme sind und somit eine Vielzahl von Schwingformen in jeglichem Frequenzbereich besitzen, ist ihr Übertragungsverhalten, aufgrund der sehr viel größeren Trägheit des Schaufelrades und der Motoren gegenüber den restlichen Getriebeelementen, durchaus mit dem eines Einmassensystems vergleichbar. Dies zeigt sich vor allem im Verlauf der Übertragungsfunktion des Antriebsstranges, welcher nach der Überhöhung durch die Schaufelradeigenschwingung bei 1,84 Hz rasch abfällt und anschließend asymptotisch gegen Null strebt. Damit sind keine weiteren, nennenswerten Verstärkungen des Ausgangssignals gegenüber dem Eingangssignal zu verzeichnen, analog zu dem Verhalten eines Einmassenschwungradantriebes. Aus diesem Grund erfolgen alle weiteren Betrachtungen beider Schaufelradantriebe lediglich im niederfrequenten Bereich bis 5 Hz, da auch die Auswertungen der Messdaten im höherfrequenten Bereich keine zusätzlichen, die Dynamik des Systems beeinflussenden Reaktionen hervorbrachten.

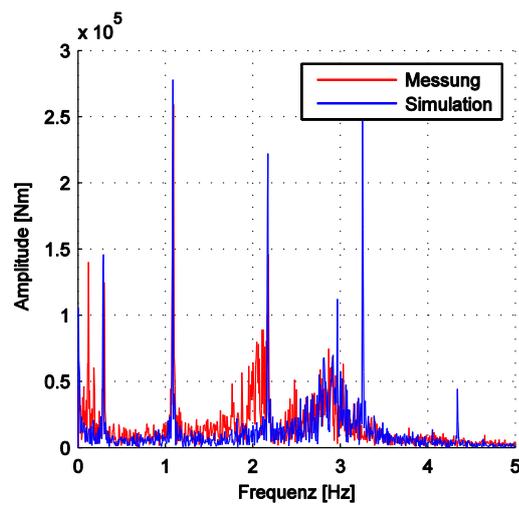
### **Fördervorgang des Baggers 1510 in harten Ton-Eisen-Schichten**

Ähnlich positiv zeigen sich auch die Simulationsergebnisse eines Ton-Eisen-Fördervorganges des Baggers 1510 im Vorschnitt des Tagebaus Nochten. Dabei schwenkte das Gerät am 07.05.2013 mit variabler Schwenkgeschwindigkeit nach rechts, um mit einer Motornenn-drehzahl von  $997 \text{ min}^{-1}$  und einem 0,7 m großen Vorschub auf 15,5 m Höhe eine 8,5 m dicke Scheibe abzubauen. Zur besseren Vergleichbarkeit mit den Erkenntnissen des Baggers 293 wurde die Schwenkgeschwindigkeit für das Simulationsmodell gemittelt und mit 27 m/min vorgegeben. Daher ergibt sich der in Abbildung 6.6-13 sichtbare Unterschied im Drehmoment-mittelwertverlauf, der in Bezug auf die Auswertung der dynamischen Anteile jedoch unbedeutend ist und sich im Frequenzspektrum der Signale nicht nennenswert äußert.



**Abbildung 6.6-13:** Zeitlicher Drehmomentverlauf am Messbolzen des Baggers 1510 bei der Förderung in harten Ton-Eisen-Schichten (07.05.2013)

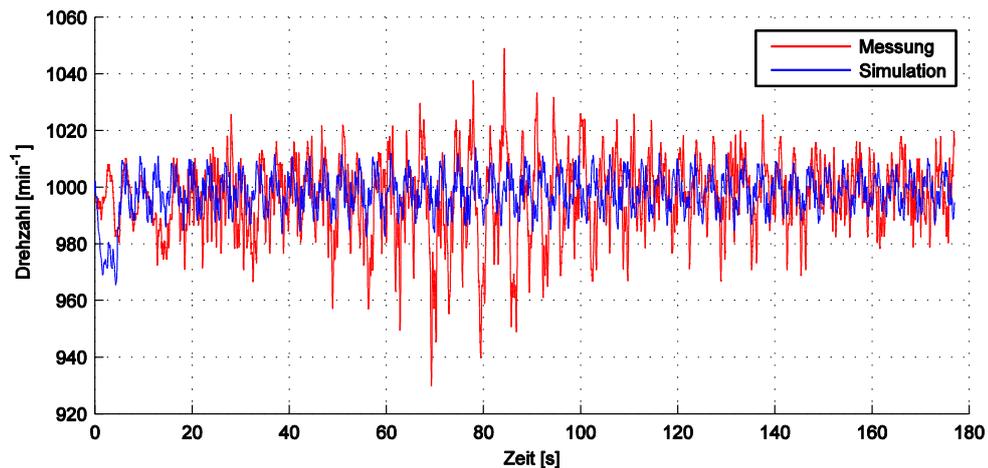
Im Vergleich beider Signale fallen die Drehmomentamplituden der Simulation etwas stärker aus, siehe Abbildung 6.6-14. Speziell die zweite und dritte Harmonische der Schaufeleingriffsfrequenz bei 2,2 Hz bzw. 3,3 Hz sind in den Messsignalen nicht derart prägnant ausgebildet. Unabhängig davon ist die Anregung durch die Schaufeleingriffsfrequenz beim Bagger 1510, im Gegensatz zum Systemverhalten des Baggers 293 bei der Förderung in harten Ton-Eisen-Schichten, die maßgebende Haupteinflussgröße. Obwohl auf beiden Geräten die Amplitudenwerte der Anregung in einem vergleichbaren Wertebereich liegen ( $2,8 \cdot 10^5$  Nm), fallen die Reaktionen des Getriebes und Oberbaus des Baggers 1510 deutlich geringer aus. Hinsichtlich des Systemverhaltens ist dies daher positiv zu bewerten.



**Abbildung 6.6-14:** Frequenzspektrum des Reaktionsdrehmomentes am Messbolzen des Baggers 1510 in harten Ton-Eisen-Schichten (07.05.2013)

Dabei stimmen die mittleren Schwingamplituden der Nickeigenschwingung des Oberbaus bei 0,3 Hz mit  $1,4 \cdot 10^5$  Nm und der Schaufelradsionseigenschwingung bei 2,85 Hz mit  $0,6 \cdot 10^5$  Nm ideal mit den Messungen überein. Auch das charakteristisch breite Ausschlagsspektrum um die Schaufelradsionseigenfrequenz (2,5 - 3,5 Hz) wird nahezu identisch wiedergegeben, sodass das Übertragungsverhalten beider Schwingformen realitätsnah berechnet wird. Die beim Bagger 293 markant ausgeprägte Schaufelradsionseigenschwingung beträgt hingegen vernachlässigbar kleine 1,2 % des mittleren Lastniveaus.

Nicht angeregt in der Simulation wird hingegen die Motoreigenschwingung, die sich im Drehmomentsignal der Messergebnisse und dessen Frequenzspektrum im Bereich von 1,5 - 2,2 Hz zeigt und durch die zweite Harmonische der Schaufeleingriffsfrequenz direkt angeregt wird. Diese führt zu Drehmoment- und Drehzahlschwankungen, wie sie in Abbildung 6.6-15 deutlich sichtbar werden. Im Maximum weicht die gemessene Motordrehzahl demnach  $70 \text{ min}^{-1}$  von der Soll Drehzahl ab, was für einen frequenzumrichter gesteuerten Asynchronmotor beachtlich ist. Im Regelfall zeichnen sich derartige Antriebsstränge durch minimale Drehzahlabweichungen aus. Warum sich die Motoreigenschwingung in der Simulation nicht anregen lässt, konnte nicht ergründet werden, sodass das ganzheitliche Simulationsmodell des Baggers 1510 für diesen Lastfall bedingt belastbare Aussagen liefert. Hinsichtlich der alleinigen Reduktion der Schaufelradsionseigenschwingung kann das Modell jedoch genutzt werden, da diese vollständig korrekt abgebildet wird.



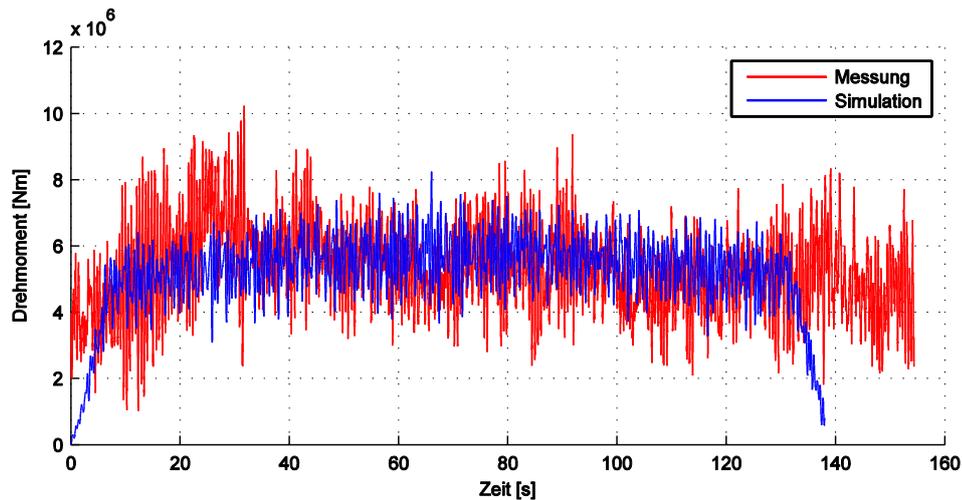
**Abbildung 6.6-15:** Zeitlicher Drehzahlverlauf des Baggers 1510 bei der Förderung in harten Ton-Eisen-Schichten (07.05.2013)

Ferner zeigt sich auch der am Antriebsstrang des Baggers 293 beschriebene und für PI-Regelungen charakteristische Verlauf der Motordrehzahl zu Beginn des Grabvorganges. Obwohl dabei beide Lastfälle mit  $M_{DS} = 5 \cdot 10^6 \text{ Nm}$  einen vergleichbaren Lastmittelwert am Messbolzen der Drehmomentstütze besitzen, bricht die Drehzahl des Baggers 1510 allerdings  $50 \text{ min}^{-1}$  stärker ein, vgl. Abbildung 6.6-10 und Abbildung 6.6-15. Damit wird erneut das unterschiedliche Systemverhalten beider Geräte deutlich, wobei der Bagger 293 Drehzahländerungen durch die Regelung härter bestraft und damit geringere Drehzahlschwankungen besitzt. Demgegenüber regt die derzeitige Regelung jedoch stärker die Schaufelradsorsionseinschwingung an, sodass die Drehmomente erheblicheren Schwankungen unterliegen.

### **Fördervorgang des Baggers 293 in Braunkohle**

Da neben dem Standort und Gerätetyp auch der Einfluss des Bodens auf das Systemverhalten untersucht werden soll, wird nachfolgend die Förderung von Braunkohle simuliert. Weil der Bagger 1510 diese jedoch im Tagebau Nochten nicht fördert und somit keine vergleichbaren Messdaten zur Verfügung stehen, beschränken sich die Auswertungen auf den Bagger 293. Exemplarisch für die Charakteristik der Braunkohleförderung arbeitet dieser am 10.06.2006 mit Nenndrehzahl ( $994 \text{ min}^{-1}$ ) und schwenkt dabei mit konstanter Geschwindigkeit ( $29,1 \text{ m/min}$ ) nach rechts. Auch in diesem Lastfall ist die Abbauscheibe  $10,8 \text{ m}$  dick und liegt in Normallage des Schaufelradauslegers (Hubhöhe  $0 \text{ m}$ ). Der Vorschub ist mit  $1,2 \text{ m}$  allerdings deutlich größer als bei der Förderung von harten Ton-Eisen-Schichten ( $0,402 \text{ m}$ ). Im Verhältnis zu dem nunmehr erheblich größeren Durchsatz stellt sich die mittlere Belastung mit  $6 \cdot 10^6 \text{ Nm}$  (Abbildung 6.6-16) allerdings als moderat und nichtproportional zum Durchsatz dar. Grund dafür ist die deutlich geringere Dichte ( $1100 \text{ kg/fm}^3$ ) und der größere Auflockerungsfaktor ( $1,55 \text{ m}^3/\text{fm}^3$ ) von Kohle gegenüber harten Ton-Eisen-Schichten ( $1900 \text{ kg/fm}^3$ ,  $1,23 \text{ m}^3/\text{fm}^3$ )<sup>11</sup>. Dadurch verringert sich der Anteil der Hubkraft maßgeblich, sodass auch die nach Gleichung 6.12 bestimmbare Umfangskraft und folglich das Drehmoment abnehmen.

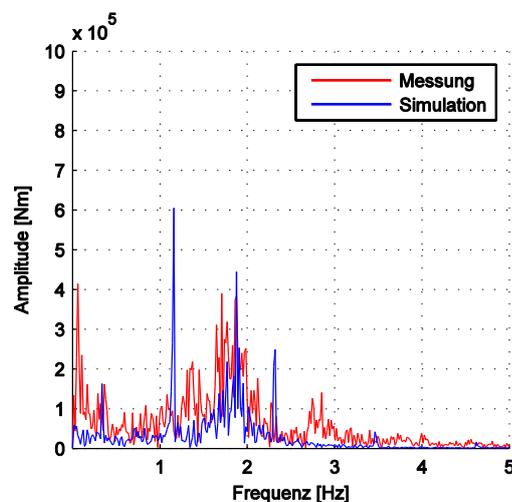
<sup>11</sup> Die Werte der Dichten und Auflockerungsfaktoren basieren auf Messungen der RWE Power AG im rheinischen Braunkohlerevier.



**Abbildung 6.6-16:** Zeitlicher Drehmomentverlauf am Messbolzen des Baggers 293 bei der Förderung in Braunkohle (10.06.2006)

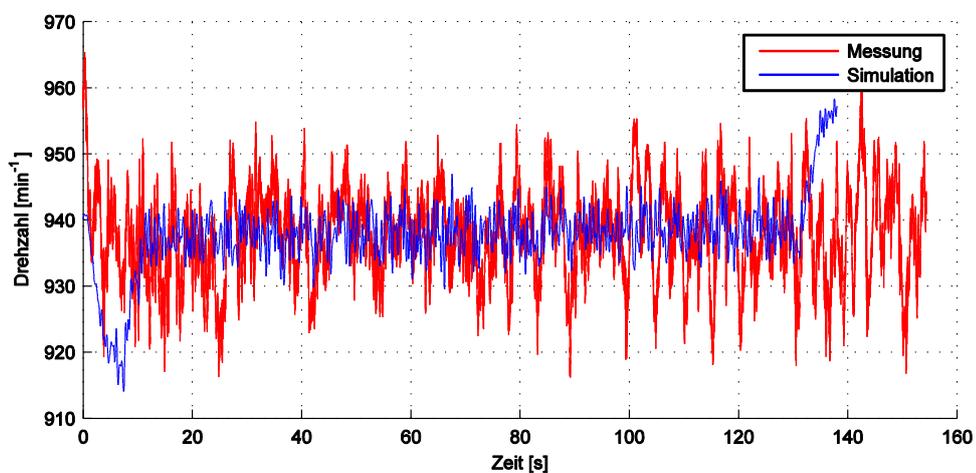
Übereinstimmend mit den Erfahrungswerten des Baggers 293 in Ton-Eisen-Schichten kristallisiert sich erneut die Schaufelrads torsionseigenschwingung als Haupteinflussgröße im Frequenzspektrum der Messung und der Simulation heraus, siehe Abbildung 6.6-17. Die dabei wiederholt realitätsgetreue Abbildung der Torsionseigenschwingung liegt mit  $1,3 \cdot 10^5$  Nm allerdings leicht unterhalb der Spitzenwerte in Ton-Eisen-Stein, beträgt jedoch weiterhin beachtenswerte 10 % der mittleren Belastung.

Zudem scheint die Streubreite des Grabwiderstandes in der Realität größer zu sein, da sich ein deutlich breiteres Amplitudenspektrum um die Schaufelrads torsionseigenschwingung ausbildet. Im Vergleich zwischen Messung und Simulation wird ferner deutlich, dass sich die Schaufeleingriffsfrequenz im Frequenzspektrum der Simulationsergebnisse deutlich stärker ausprägt. Diese vermag jedoch keine verstärkte Drehzahlschwankung des Antriebes zu verursachen, da die gemessene Motordrehzahl infolge des breiteren Amplitudenspektrums um die Schaufelrads torsionseigenschwingung deutlich stärker schwankt, siehe Abbildung 6.6-18.



**Abbildung 6.6-17:** Frequenzspektrum des Reaktionsdrehmomentes am Messbolzen des Baggers 293 in Braunkohle (10.06.2006)

Obwohl somit das mittlere Lastniveau der Kohleförderung höher ist als bei der Förderung harter Ton-Eisen-Schichten, fällt die Reaktion des Getriebes schwächer aus. Eine direkte, lineare Proportionalität zwischen Fördermenge (Durchsatz), mittlerem Lastniveau und den Systemreaktionen ist demnach nicht zu finden. Dieser Rückschluss deckt sich mit der in [DIN06] am Bagger 262 und Bagger 289 getroffenen Aussage, dass sich die Dynamik der Geräte nicht an die äußere Lasten koppeln lässt und vielmehr ein Ergebnis der individuellen Konstruktionsweise ist: „Es gibt keinen zwangsläufigen Anstieg der Dynamik im Verhältnis der Lastannahmen“ [DIN06, S. 93]. Demnach ist die Ursache der Dynamik des Systems, in diesem Fall die der Schaufelradsionseigenschwingung, von entscheidender Bedeutung. Auf diese haben die Amplituden der Schaufeleingriffsfrequenz bzw. das mittlere Lastniveau keinen direkten Einfluss.



**Abbildung 6.6-18:** Zeitlicher Drehzahlverlauf des Baggers 293 bei der Förderung in Braunkohle (10.06.2006)

Die Reaktion wird allein durch die Streuung des Grabwiderstandes (Spanbrockenbildung) verursacht. Da die Braunkohle zwar spröde ist und damit hohe Festigkeitseigenschaften besitzt, jedoch ein verhältnismäßig homogenes Materialverhalten aufweist und kleinere Brocken bildet, ist die Streuung des Grabwiderstandes für Kohle geringer als für harte Ton-Eisen-Schichten. Somit muss bei gleicher Anregungsamplitude (Schaufeleingriffsfrequenz) und gleichem mittlerem Lastniveau die Schaufelradsionseigenschwingung in Braunkohle schwächer ausgeprägt sein. Dies deckt sich mit den qualitativen Beobachtungen der Baggerführer und Bergleute in beiden Tagebauen, in denen Geräte im Vorschnitt (Ton-Eisen-Schichten) größeren Beanspruchungen ausgesetzt sind als die in der tief liegenden Kohle.

Somit vervollständigt die Simulation der Braunkohleförderung das Gesamtbild der Systemcharakteristik von Schaufelradantrieben. Die im Anhang B aufgeführten Darstellungen eines weiteren Braunkohlefördervorganges des Baggers 293 bekräftigen die dabei gewonnenen Erkenntnisse und Abweichungen zwischen Messung und Simulation. Es gilt im Folgenden zu klären, wie sich die einzelnen Getriebeelemente während des Grabprozesses relativ zueinander verhalten und inwieweit einzelne Elemente dynamisch stärker beansprucht werden. Anschließend muss kritisch bewertet werden, ob das erstellte, ganzheitliche Modell zur Ableitung von Soll-Zuständen herangezogen werden darf, obwohl es erhebliche Abweichungen bei der Anregung durch die Schaufeleingriffsfrequenz aufweist.

### 6.6.3 Dynamikfaktor der Getriebeelemente

Ausgehend von der globalen Betrachtung des Systemverhaltens des Antriebes und Oberbaus während gewöhnlicher Lastfälle ist hinsichtlich der Bewertung der Haupteinflussgrößen einzelner Getriebeelemente eine Gegenüberstellung der Dynamik hilfreich. Hierzu wird das örtliche und somit übersetzungsbehaftete Drehmoment jedes Getriebeelementes auf die Bildwelle projiziert und auf das Nennmoment normiert. Damit lassen sich vergleichende Aussagen bezüglich unterschiedlicher Dynamikbelastungen treffen, siehe Abbildung 6.6-19.

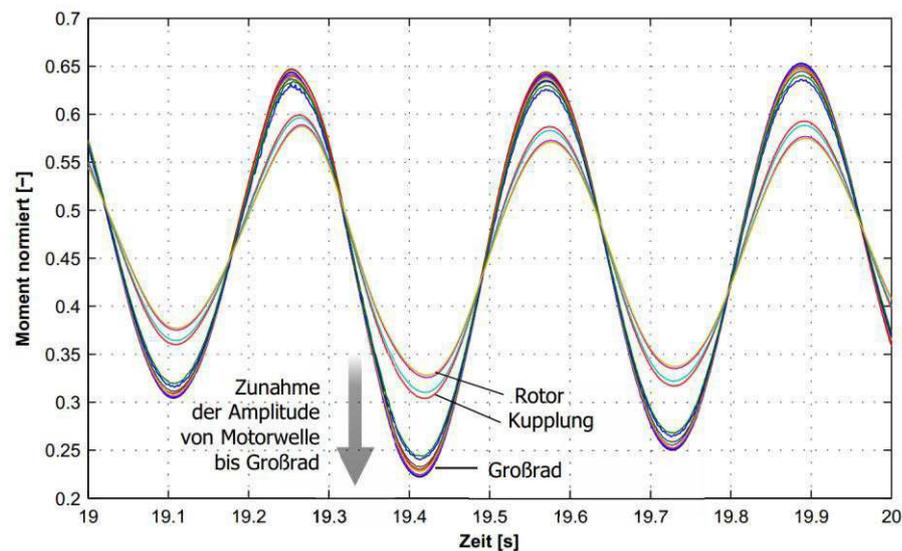


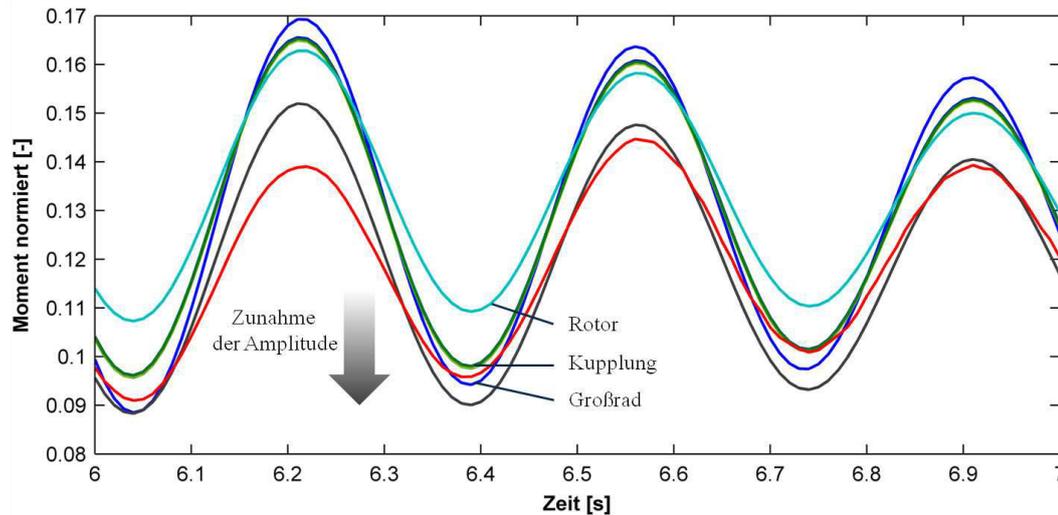
Abbildung 6.6-19: Normierter Drehmomentverlauf aller Getriebeelemente des Baggers 293

Jene in Abbildung 6.6-19 aufgeführte Gegenüberstellung der normierten Drehmomente des Baggers 293 zeigt, dass Getriebe und Motor deutlich unterschiedliche Dynamikbelastungen erfahren. Beginnend bei den Rotoren der Asynchronmotoren nehmen die dynamischen Einflüsse in Richtung des Schaufelrades deutlich zu. Zudem wird zwischen dem Element Kupplung und der Getriebeeingangswelle ein erheblicher Lastsprung von ca. 10 % sichtbar, der auf die hohe Elastizität der Kupplung zurückzuführen ist. Sie dämpft, gemäß ihrer Aufgabe, die vom Getriebe ausgehende Dynamik für die motorseitigen Elemente sichtbar, damit diese stabil am elektrischen Netz betrieben werden können. Somit lässt sich eindrucksvoll die Funktionsweise der elastischen Kupplung beweisen.

Die Verminderung der motorseitigen Dynamik ist aus Sicht der systemdynamischen Antriebsregelung allerdings ungünstig, da die allein auf der Motordrehzahl basierende Regelung die Last des Getriebes unterschätzt und nicht vollständig gegen die Getriebeeigenschwingungen regelt. Außerdem sind bei einer Blockade des Schaufelrades oder bei einer erhöhten Stoßbelastung sehr viel größere Drehmomente im Getriebe möglich als durch die Sicherheitskupplung und Regelung gewünscht. Diese soll das Drehmoment auf das 1,7fache des Nennmomentes begrenzen. Laut Veröffentlichungen von [VAN13a] und [VAN13b] ergeben sich im Getriebe jedoch erheblich größere Lastspitzen, die das 4,6fache des Nennmomentes erreichen und eine enorme Schädigungswirkung für das Getriebe bedeuten. Folglich bringt die aktuelle Regelung und Konstruktionsweise des Antriebes bereits aufgrund ihrer Auslegung und der Drehzahlmessung an einer Stelle des Getriebes lediglich eine begrenzte Wirksamkeit gegen die Schaufelradtorsionseigenschwingung mit sich. Die elastischen Kupplungsanteile sind demnach

Fluch und Segen zugleich. An diesem Umstand wird die in Kapitel 6.7.5 vorgestellte, modifizierte PI-Regelung des Antriebsstranges ansetzen, um gezielt die Wirkung der Systemreaktion zu begrenzen.

Im Vergleich zum Bagger 293 relativieren sich die Dynamikunterschiede im Getriebe des Baggers 1510 deutlich, siehe Abbildung 6.6-20. Gleichwohl auch in diesem die Dynamik vom Motor ausgehend zum Schaufelrad hin zunimmt, existiert aufgrund des fehlenden, hochelastischen Kupplungselementes kein Drehmomentsprung an der Getriebeeingangswelle.



**Abbildung 6.6-20:** Normierter Drehmomentverlauf aller Getriebeelemente des Baggers 1510

Getriebe- und Motorwellen erfahren vergleichbare Lastverläufe, sodass die Regelung sehr direkt und unmittelbar auf Drehzahlschwankungen zu reagieren vermag. Zudem sind die absoluten Amplitudenwerte ebenfalls sehr viel kleiner als beim Bagger 293. Demzufolge zeigt sich auch die Schaufelradtorsionseigenschwingung in den Frequenzspektren in deutlich geringerem Maße. Sowohl die Konstruktion des Getriebes und dessen Konzept der direkten Weiterleitung von Lastmomenten, ohne elastische Kupplungselemente, als auch die verwendeten Regelparameter zeigen die systemdynamischen Vorteile des Baggers 1510.

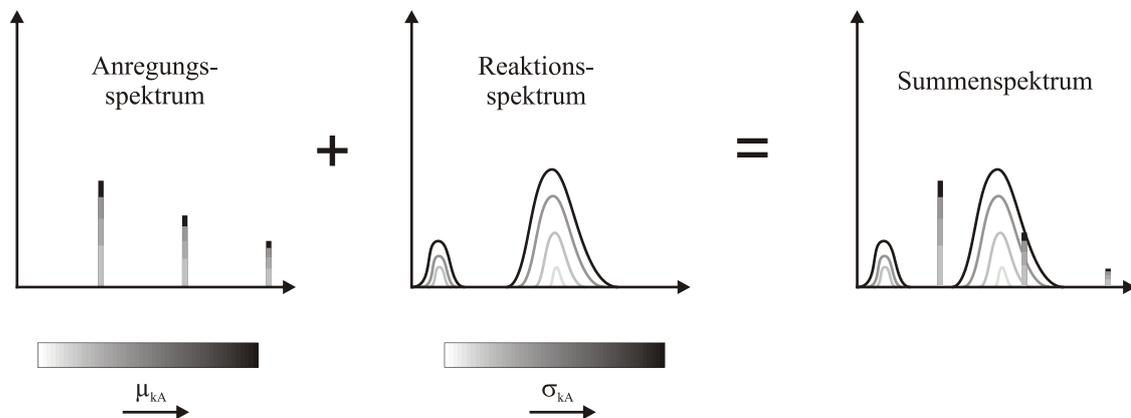
#### 6.6.4 Kritische Bewertungen der Lastfallsimulation

Die Auswertungen der Lastfallsimulationen beider Geräte zeigen die grundsätzlich vorhandene qualitative und quantitative Übereinstimmung der Systemreaktionen mit Messwerten, sodass validierte Systemmodelle beider Schaufelradantriebe vorliegen. Dabei weisen beide Geräte unterschiedliches Optimierungspotenzial auf, da sie zwar mit einer vergleichbaren Regelstrategie betrieben werden, aber die zu regelnden Antriebsstränge konstruktiv verschieden ausgelegt sind.

Demgegenüber ergeben sich jedoch boden- und lastfallabhängige Anregungsamplituden aus dem Grabwiderstandsmodell, die nicht mit den Messdaten übereinstimmen. Erschwerend kommt hinzu, dass die Abweichungen uneinheitlich sind, meint sowohl vorzeichenmäßig positiv als auch negativ ausfallen. Pauschalaussagen, dass das Grabwiderstandsmodell generell zu geringe oder zu starke Anregungen verursacht, sind somit nicht möglich. Die Gründe für derartige Abweichungen lassen sich im Rahmen dieses Modelles nicht ergründen, können aber

in starken Vereinfachungen des Grabwiderstandsmodells oder in einem weiteren, nicht erfassten Effekt der Bodenmechanik liegen. Ferner wäre als Ursache erneut die Rückkopplung zwischen Boden und Schaufelrad denkbar, die sowohl eine filternde als auch eine verstärkende Wirkung zur Folge haben könnte.

Offen bleibt damit die Frage, warum die Systemreaktionen dennoch korrekt wiedergegeben werden, obwohl die mittlere Anregungsamplitude nicht mit den Messdaten übereinstimmt. Die Antwort hierfür kann mit dem zuvor dargestellten Systemverständnis bezüglich des Zusammenhanges von Anregungsmechanismus und Systemreaktion gegeben werden, siehe Kapitel 6.6.1. Ursächlich bewirken allein der Zufallsprozess und die damit einhergehenden Effekte der Modulation das grundsätzliche Vorhandensein und die Größe der Reaktionsamplituden. Dementsprechend können die Amplituden der Schaufeleingriffsfrequenz, die sich aus der grundlegenden Spangeometrie ergeben, und die Systemreaktionen weitestgehend unabhängig voneinander beeinflusst werden. Ein höheres Niveau der Grundanregung (Erhöhung des Grabwiderstandsbeiwertes  $k_A$  bzw. des Erwartungswertes  $\mu_{k_A}$ ) hat nicht zwangsläufig eine stärkere Systemreaktion zur Folge. Eine Verstärkung der Eigenschwingungen wird durch größere Streuungen des Grabwiderstandsbeiwertes  $\sigma_{k_A}$  erreicht. Gemäß Abbildung 6.6-21 lassen sich somit die Amplitudenspektren der Schaufeleingriffsfrequenz und der Systemreaktionen beliebig und unabhängig voneinander bilden und superponieren. Folglich können bestehende Diskrepanzen zwischen Messung und Simulation gezielt durch die Variation von  $\mu_{k_A}$  und  $\sigma_{k_A}$  beseitigt werden. Damit sind auch weiterhin das mechanische Modell und dessen Übertragungsverhalten vollständig validiert.



**Abbildung 6.6-21:** Superposition der Spektren der Schaufeleingriffsfrequenz und der Systemreaktion

Unbestritten liefert das Grabwiderstandsmodell die richtige Ursache für die Schaufelrad-torsionseigenschwingung und die Nickschwingung des Schaufelradauslegers. Insofern auch die Amplitude der Schaufeleingriffsfrequenz quantitativ den Messdaten entsprechen soll, muss das Grabwiderstandsmodell verbessert werden. Im einfachsten Fall wäre ein lastfallabhängiger Korrekturfaktor denkbar, da die grundsätzliche Physik des Grabprozesses mit der mittleren Last und dem Durchsatz bereits sehr gut abgebildet wird. Die Forderung nach einem quantitativ richtigen Spektrum der Anregungen muss bei der vorliegenden Problematik jedoch nicht erfüllt werden, da die Systemanalyse vorrangig auf die Reduktion der Systemreaktionen abzielt. Demnach wird der systematische Fehler falscher Anregungsamplituden in Kauf genommen, da

er für alle nachfolgenden Lastfallsimulationen gleichermaßen gilt, die Systemreaktionen nicht beeinflusst und somit die quantitative und qualitative Aussagekraft vergleichender Rechnungen in keiner Weise einschränkt. Außerdem bestimmt die höherfrequente Schaufelradtorsionseigenschwingung den Arbeitsprozess und die Lebensdauer der Maschinenelemente deutlich stärker als die Schaufeleingriffsfrequenz, da mit dieser höhere Lastwechselzahlen verbunden sind. Im Fall des Baggers 293 gilt diese Aussage ferner auch für die Amplitudenwerte, da diese ein Vielfaches der Anregung darstellen.

Folglich gelten die ganzheitlichen Modelle beider Schaufelradantriebe im Rahmen der Zielstellung der Systemanalyse als validiert und dürfen zur Ableitung von Soll-Zuständen herangezogen werden, auch wenn dazu jeder Lastfall mit Messdaten abgeglichen werden muss, um gesichert den Ist-Zustand darzustellen. Die dabei erzielten Erkenntnisse sind allgemeingültig und durch die positive Validierung des Systems auch quantitativ belastbar, da die zu vergleichenden Systeme den gleichen systematischen Fehler der Anregung besitzen. Quantitative Aussagen die Restlebensdauer der Maschinenelemente betreffend sind jedoch nicht möglich, da in deren Berechnung auch die Amplitude der Schaufeleingriffsfrequenz eingeht.

Im Folgenden werden daher Systemeinflüsse und -verbesserungen untersucht, die das Ziel der Minimierung der Schaufelradtorsionseigenschwingung verfolgen. Hierzu wird zunächst die bestehende PI-Regelung hinsichtlich ihrer Regelparameter analysiert, da die gewählten Faktoren der Proportional- und Integralglieder auf Erfahrungswerten der Betreiber und Maschinenhersteller beruhen. Systemdynamische Untersuchungen, die Wechselwirkung zwischen Mechanik und Elektrotechnik betreffend, blieben dabei durch die Betreiber unberücksichtigt, sodass mit der Variation der Regelparameter die Qualität der derzeitigen Regelung gegenüber anderen bewertet werden kann. Zudem lässt sich mit derartigen Variationsrechnungen der Grad der grundsätzlichen Systembeeinflussbarkeit beleuchten. Ferner muss an der grundlegenden Problematik der PI-Regelung mit der alleinigen Messung der Motordrehzahl angesetzt werden, damit gezielter gegen die Torsionseigenschwingform des Schaufelrades geregelt werden kann. Hierzu wird ab Kapitel 6.7.5 das Potenzial einer aktiven Motorregelung untersucht.

## **6.7 Optimierung des dynamischen Systemverhaltens**

### **6.7.1 Grundgedanke der Parametervariation**

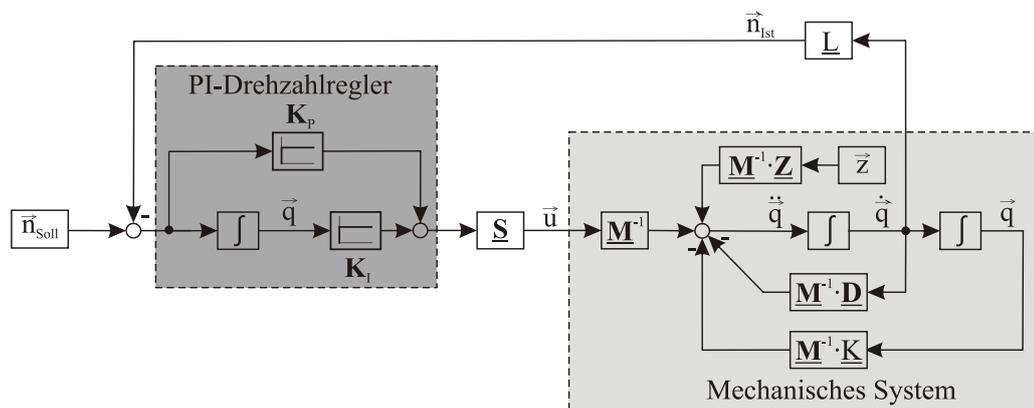
Im ersten Schritt zur ganzheitlichen Optimierung des dynamischen Verhaltens von Schaufelradantrieben bleiben die mechanischen Komponenten und die Regelstruktur zunächst unverändert, da sich diese grundsätzlich im Tagebau bewährt haben. Zudem ist die PI-Regelung der Motoren sehr robust und durch den hohen Erfahrungsschatz der Betreiber und Hersteller sehr gut beherrschbar. Die konkreten Parameter des Proportional- bzw. Integralgliedes resultieren jedoch ebenfalls aus diesem Erfahrungsschatz und sind das Ergebnis überwiegend subjektiver Bewertungen am Gerät selbst. Unabhängig vom Gerät und vom Standort wurden die Parameter vor Ort mit dem sich einstellenden Betriebsverhalten des Antriebsstranges abgestimmt. Bewertungen der Schwingamplituden des Oberbaus gingen, wenn dann aus rein subjektiver Wahrnehmung, in die Festlegung der Regelparameter ein.

Ein wissenschaftlicher Hintergrund auf Basis von detaillierten Modellen der Mechanik und Mechatronik existierte nicht, da für diesen die Daten nicht vollständig zur Verfügung standen. Überdies bot die damalige Zeit kaum eine Möglichkeit der numerischen Berechnung des Eigenschwingverhaltens des Antriebsstranges und dessen Rückwirkung mit der Umgebung, weil die hierfür notwendige Rechentechnik noch nicht existierte. Unklar ist demnach, wie groß der Einfluss der Regelparameter auf das Schwingungsverhalten des Antriebsstranges quantitativ ist und inwieweit die aktuellen Größen als geeignet erscheinen. Dies beinhaltet auch die Fragestellung nach einer Reglerkonfiguration, die die Antriebsdynamik ganzheitlich minimiert.

Ausgangspunkt der theoretischen Interpretationen ist die allgemeine, inhomogene und nicht-lineare Differentialgleichung zweiter Ordnung, die für ein geregeltes System um die Einflüsse der Regelparameter erweitert werden muss (Gleichung 6.45), da die Drehzahl zurückgeführt wird.

$$\underline{M}(\bar{q}) \cdot \ddot{\bar{q}} + (\underline{D}(\bar{q}, \dot{\bar{q}}, t) + \underline{S} \cdot K_p \cdot \underline{L}) \cdot \dot{\bar{q}} + (\underline{K}(\bar{q}, t) + \underline{S} \cdot K_I \cdot \underline{L}) \cdot \bar{q} = \underline{Z} \cdot \bar{z}(t) \quad 6.45$$

Entsprechend dem sich dadurch in Abbildung 6.7-1 ergebenden Signalflußplan ist darin  $\underline{L}$  die Messmatrix des Systems, die lediglich die kinetische Energie in Form der Motordrehzahl dem Reglereingang zuführt. Verstärkt durch die Regelparameter  $K_p$  und  $K_I$  ergibt sich hieraus die Stellmatrix  $\underline{S}$ , die als Reaktion auf den Abgleich zwischen Soll- und Istdrehzahl die Motormomente  $\bar{u}$  liefert. Regelbedürftig wird das System, da von außen angreifende Störgrößen  $\bar{z}(t)$  auf das mechanische System einwirken. Gemäß Gleichung 6.45 geht der Proportionalanteil der Regelung dabei additiv in den Dämpfungsterm der Bewegungsgleichung ein. Demgegenüber erhöht der Integralteil den Steifigkeitsterm der Bewegungsgleichung.



**Abbildung 6.7-1:** Signalflussplan der Bewegungsgleichung mit Rückführung der Drehzahl (PI-Regelung)

Da das Verhältnis aus Masse und Steifigkeit die ungedämpften Systemeigenfrequenzen liefert, ist mit der Variation des Integralgliedes theoretisch eine Verschiebung der Systemeigenfrequenzen möglich. Faktisch lassen sich diese durch die alleinige Rückführung der Drehzahl (kinetische Energie) jedoch nicht verschieben, da eine Schwingung den Austausch potentieller und kinetischer Energie darstellt und folglich auch die potentielle Energie, z. B. in Form von Verdrehwinkeln, gemessen und rückgeführt werden muss, siehe Kapitel 6.7.6. Mit der Variation

des Integralgliedes wird sich daher lediglich das Drehzahl- und Drehmomentverhalten hinsichtlich der Amplituden ändern, nicht jedoch das grundlegende Schwingungsverhalten in deren Frequenz.

Im Gegensatz hierzu vermag die Variation des Proportionalgliedes eine starke Veränderung des Schwingungsverhaltens zu bewirken. Durch die direkte Beeinflussung der Dämpfung des Systems können die Amplituden der Eigenschwingungen gesteuert werden. Mit zunehmendem Proportionalwert ist von einer Senkung der Amplitude der Schaufelradsionseigenfrequenz auszugehen. Hinsichtlich der Dynamikminimierung des Gesamtantriebsstranges wird dem Proportionalglied daher eine hohe Bedeutung zuteil.

In welchem Maße die Proportional- und Integralfaktoren das Schwingungsverhalten quantitativ beeinflussen, soll eine Variation der einzelnen Größen zeigen. Hierzu werden die Parameter  $K_p$  und  $K_I$ , ausgehend von ihrer aktuellen Konfiguration, in sinnvoller Schrittweise (0,5) erhöht und verringert. Somit soll ein allgemeiner Eindruck darüber gewonnen werden, wo die aktuelle Konfiguration im Verhältnis zu anderen und zur optimalen liegt. Durch den Wertebereich des Proportionalfaktors für den Bagger 293 ( $K_p \in [3:0,5:6]$ ) und den Wertebereich des Integralfaktors ( $K_I \in [3:0,5:6]$ ) ergeben sich hieraus für beide Geräte 200 Einzelrechnungen, á 6 h Rechenzeit. Im Hinblick auf die hohe Rechenzeit der ganzheitlichen Modelle sollte daher auf linearisierte mechanische Modelle zurückgegriffen werden, die das Systemverhalten im Betriebspunkt wiedergeben. Im Betriebspunkt darf die Aussagekraft und Ergebnisqualität allerdings nicht von denen der ganzheitlichen, nichtlinearen mechanischen Modelle abweichen, damit sich die Erkenntnisse belastbar auf das reale Gerät übertragen lassen. Diese Forderung an die linearisierten Modelle kann für beide Geräte erfüllt werden, da die nichtlinearen Zustände (z.B. Zahneingriffssteifigkeitsschwankungen) des ganzheitlichen mechanischen Modells gegenüber den niederfrequenten Haupteinflussgrößen von untergeordneter Bedeutung sind und somit vernachlässigt werden dürfen.

Ist ein geeigneter, linearisierter Zustand gefunden, indem die nunmehr konstanten Wälzlager- und Verzahnungssteifigkeiten der Realität entsprechen, kann das mechanische Modell zur besseren Handhabbarkeit zudem in den Zustandsraum überführt werden. In diesem lassen sich im Weiteren die von [GRA13, S. 16 ff.] ausführlich beschriebenen modalen Reduktionen durchführen, die ausgewählte Eigenschwingformen unverändert wiedergeben. Zur Beurteilung des Gesamtsystemverhaltens nicht notwendige Eigenschwingformen können dabei gemäß Abbildung 6. gestrichen werden. Vorteil des modal reduzierten Systems ist dessen deutlich reduzierter Freiheitsgrad, der in direktem Verhältnis zur Rechengeschwindigkeit steht.

Mit Bezug auf die ganzheitlichen mechanischen Modelle reduziert sich das Ersatzsystem des Baggers 293 zu zehn Zuständen, wenn lediglich die zwei Eigenschwingformen der Motoren, die Eigenschwingform des Schaufelrades, die der Auslegernickeigenschwingung und die der Starrkörperrotation von Bedeutung sind. Im Vergleich zu den nichtlinearen, ganzheitlichen mechanischen Modellen beider Geräte sinkt die Rechenzeit dadurch auf 30 min je Lastfall. Zudem sind die Zustandsraummodelle in MATLAB serienrechenfähig, sodass bei acht CPU's acht Rechnungen laufen und damit die Rechenzeiten auf ein Minimum reduzieren. Vergleichsrechnungen für Betriebs- und Sonderlastfälle durch [GRA13] bestätigen dabei, dass sich die

Ergebnisqualität der modal reduzierten gegenüber den ganzheitlichen mechanischen Modellen nicht verringert. Sie eignen sich für Variationsrechnungen ideal.

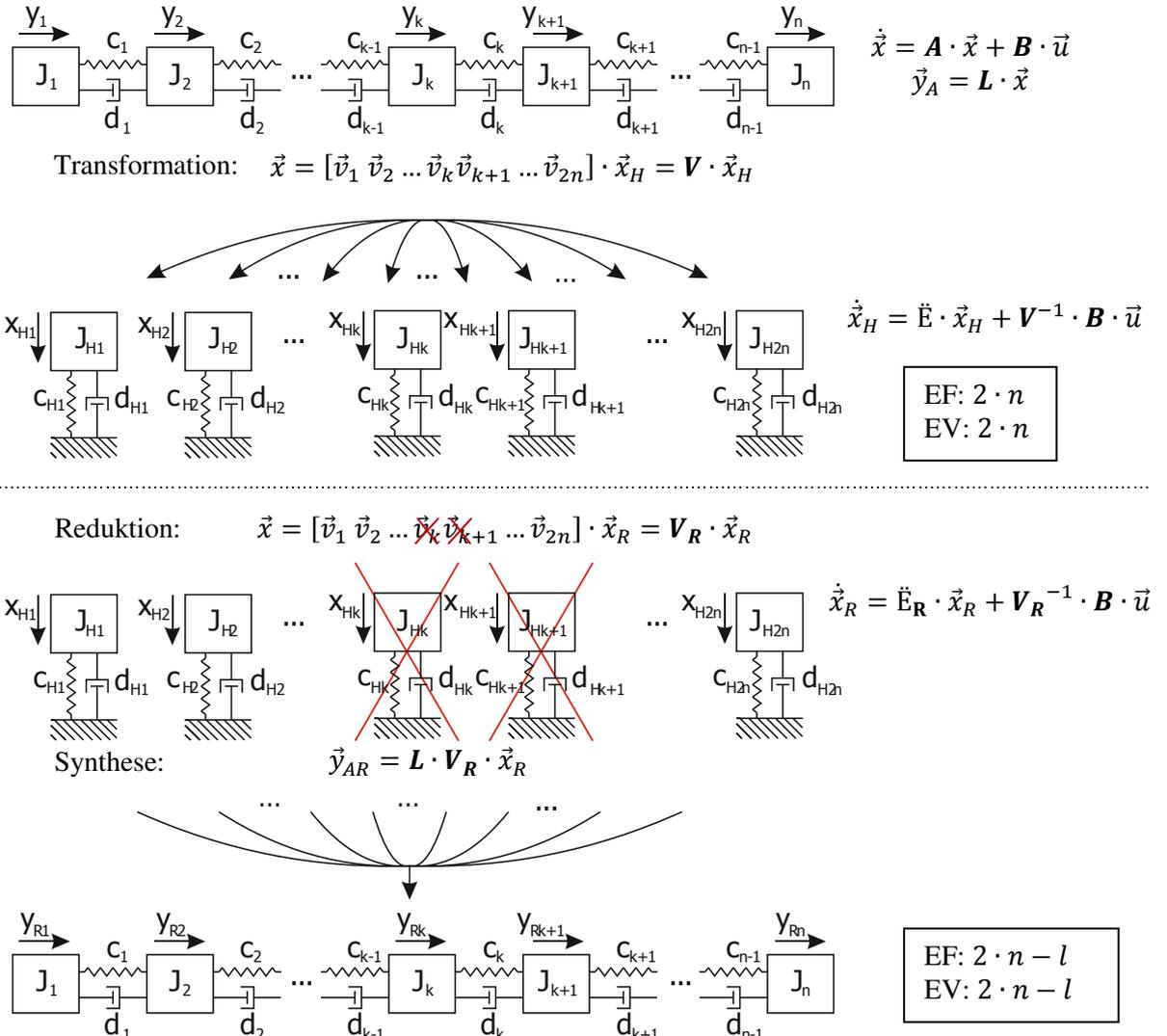


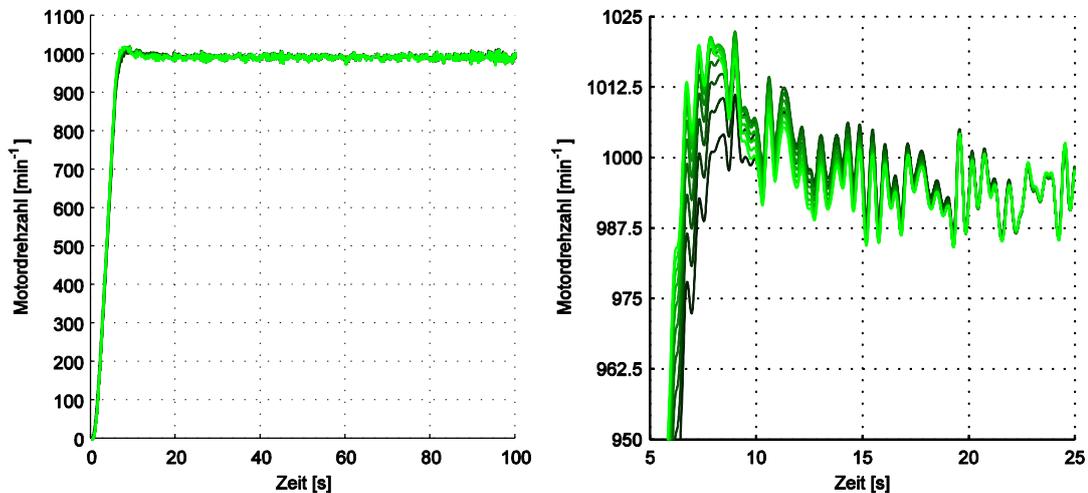
Abbildung 6.7-2: Ablaufschema der modalen Reduktion [GRA13, S. 20]

Damit sinkt die Bedeutung und Notwendigkeit der ganzheitlichen mechanischen Modelle in keinem Maße, denn sie sind die Voraussetzung für derartig hochqualitative Ersatzmodelle, die sich auf das Wesentliche – die Reduktion der Schaufelradtorsionseigenschwingung – reduzieren. Ohne die ganzheitlichen mechanischen Modelle ist die Ableitung eines gleichwertigen Ersatzmodells nicht möglich und darf daher nicht mit einem gewöhnlichen Fünfmassenschwinger (zehn Zustände) verwechselt werden. Der Aufwand der vollständigen Modellierung des mechanischen Gesamtsystems kann nicht umgangen werden.

### 6.7.2 Ergebnisse der Parametervariation im Zeit- und Frequenzbereich

Ausgehend von validierten, linearisierten und modal reduzierten Modellen der Schaufelradbagger 293 und 1510 wird für beide Geräte der vollständige Arbeitszyklus eines zuvor validierten Lastfalles der Förderung harter Ton-Eisen-Schichten simuliert. Am Beispiel des

Baggers 293 soll dabei ausführlich gezeigt werden, inwiefern sich die theoretischen Interpretationen bezüglich des Einflusses auf das Systemverhalten bestätigen. Hierzu wird zunächst der Einfluss der Variation des Integralgliedes näher beleuchtet, siehe Abbildung 6.7-2.

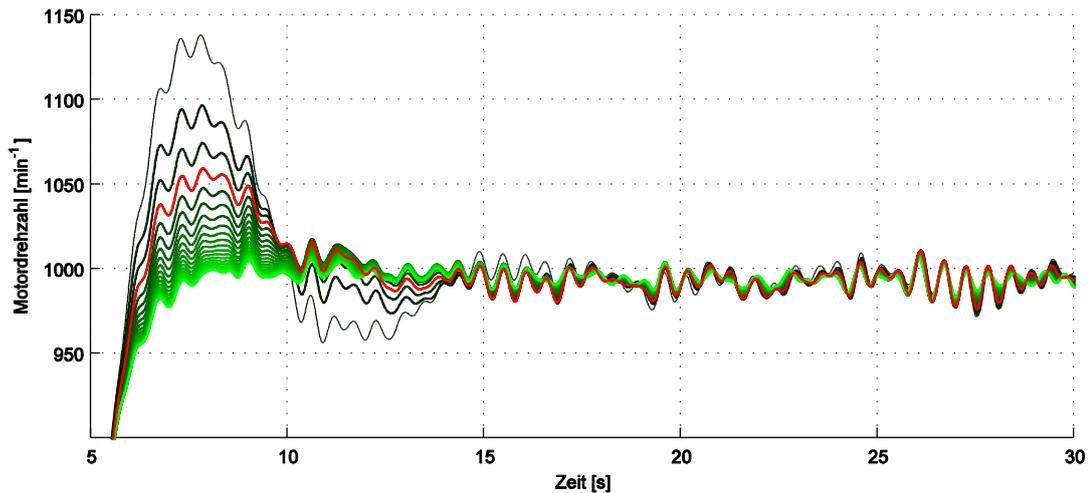


**Abbildung 6.7-2:** Verlauf der Motordrehzahl bei Variation des Integralgliedes ( $K_p$  konstant)

In dieser ist der Motordrehzahlverlauf eines variablen Integralfaktors bei einem festen Proportionalfaktor ( $K_p = 6$ ) aufgetragen. Dabei wird mit zunehmender Integralverstärkung der Grünton stärker, die schwarze Kurve besitzt die geringste Integralverstärkung. Die Auswertung der Kurvenverläufe beim Anfahren des Antriebsstranges bestätigt die theoretischen Überlegungen und zeigt, dass das Eigenschwingverhalten (Frequenz und Amplitude) überwiegend unabhängig vom Integralregler ist. Allein bei Änderungen der Solldrehzahl kann die Regelung mit höherem Integralglied, wie erwartet, zügiger reagieren.

Die Kehrseite der schnelleren Reaktionsgeschwindigkeit sind höhere Motorstellmomente und ein verstärktes Überschwingen bei Solldrehzahlsprüngen. Im Gegensatz zur niedrigsten Integralverstärkung schwingt das System bei hohen Integralverstärkungen (grün) nachteilig im Maximum  $20 \text{ min}^{-1}$  über. Diese hohe Drehzahlabweichung führt den Motor in den Feldschwächebereich, begrenzt damit sein maximales Drehmoment und sorgt bei längerer Verweilzeit sogar für eine Notabschaltung des Antriebsstranges gemäß seiner Sicherheitsmechanismen. Während des Grabprozesses selbst hat der Integralregler keinen nennenswerten Einfluss auf das Signalverhalten, da die Amplituden aller Konfigurationen nahezu identisch sind. Hinsichtlich der Minimierung der Antriebsdynamik, speziell der Schaufelradeigen-schwingung, ist die Variation von  $K_I$  erwartungsgemäß unbrauchbar. Daher wird von einer Erhöhung des Integralgliedes für beide Schaufelradbagger abgeraten.

Demgegenüber bekräftigt der Motordrehzahlverlauf bei der Variation des Proportionalgliedes die Annahme, dass zunehmende Proportionalwerte (grün) Schwingungen dämpfen, siehe Abbildung 6.7-3. Zudem wird ersichtlich, dass auch das Überschwingen abnimmt. Bei maximalem Proportionalfaktor ist dieses faktisch nicht vorhanden. Da bereits geringsten Drehzahländerungen mit hohen Stellmomenten entgegnet wird, schwankt die Drehzahl auch im gewöhnlichen Förderprozess geringer.



**Abbildung 6.7-3:** Verlauf der Motordrehzahl bei Variation des Proportionalgliedes ( $K_I$  konstant)

Außerdem wird die Istdrehzahl (Regelgröße) asymptotisch an die Solldrehzahl (Führungsgröße) herangeführt, was einem ausgezeichneten Führungsverhalten entspricht und Qualitätsmerkmal eines hochwertigen Reglers ist. Im Vergleich zur maximalen Verstärkung schneidet das Führungsverhalten der aktuellen Reglerkonfiguration (rote Linie) deutlich schlechter ab, da das System knapp  $60 \text{ min}^{-1}$  überschwingt. Eine Verringerung des Proportionalwertes (schwarz) führt in der Spitze zu inakzeptablen Drehzahlabweichungen, die den Motor nicht nur in den Feldschwächebereich führen, sondern auch eine Notabschaltung bewirken.

Neben der deutlichen Verbesserung des Drehzahlverhaltens lassen sich durch die Erhöhung des Proportionalgliedes auch die dynamischen Anteile der Drehmomente drastisch reduzieren. Hierzu zeigt Abbildung 6.7-4 den zeitlichen Verlauf des Torsionsmoments der Sonnenwelle des Planetengetriebes, welcher repräsentativ für die gesamte Antriebsstrangcharakteristik steht und im Gegensatz zum Reaktionsmoment an der Drehmomentstütze grundsätzlich auch die Eigenschwingformen der Motoren berücksichtigt. Im Vergleich zur aktuell am Bagger 293 eingestellten Parameterkonfiguration (rote Linie) ist der Drehmomentverlauf bei hohen Proportionalwerten (grün) gedämpfter. Gleiches gilt auch für die Ergebnisse der Variationsrechnungen am Bagger 1510, siehe Abbildung C.1. Dies entspricht den theoretischen Überlegungen und beweist die bestehende Rückkopplung und Abhängigkeit von Mechanik und Mechatronik.

Dennoch weisen weiterhin alle Drehmomentverläufe Schwingamplituden auf, die hauptsächlich der Schaufelradtorsionseigenschwingung zuzuordnen sind, siehe Abbildung 6.7-5 und Abbildung C.2. Gleichwohl sich die Schwingamplituden des Baggers 293 im Vergleich zur derzeitigen Regelung halbieren lassen, sind sie weiterhin eine Haupteinflussgröße des Systems und nicht vollständig gedämpft. Dies begründet sich vor allem mit der weiterhin bestehenden Grundproblematik der PI-Regelung, dass Motorwelle und Restgetriebe unterschiedlicher Dynamik unterliegen und die Regelung folglich die Dynamik des gesamten Antriebsstranges unterschätzt. Ferner werden alle drei Haupteinflussgrößen des Schaufelradbaggers durch die Variation von  $K_P$  beeinflusst. Grundsätzlich bestätigt sich jedoch die These, dass zunehmende Proportionalwerte dämpfend wirken. Gemäß dem Ziel der Dynamikminimierung, speziell der

Reduktion der Schaufelradtorsionseigenschwingung, ist somit mit der Parametervariation eine erste Möglichkeit der Systemverbesserung gegeben.

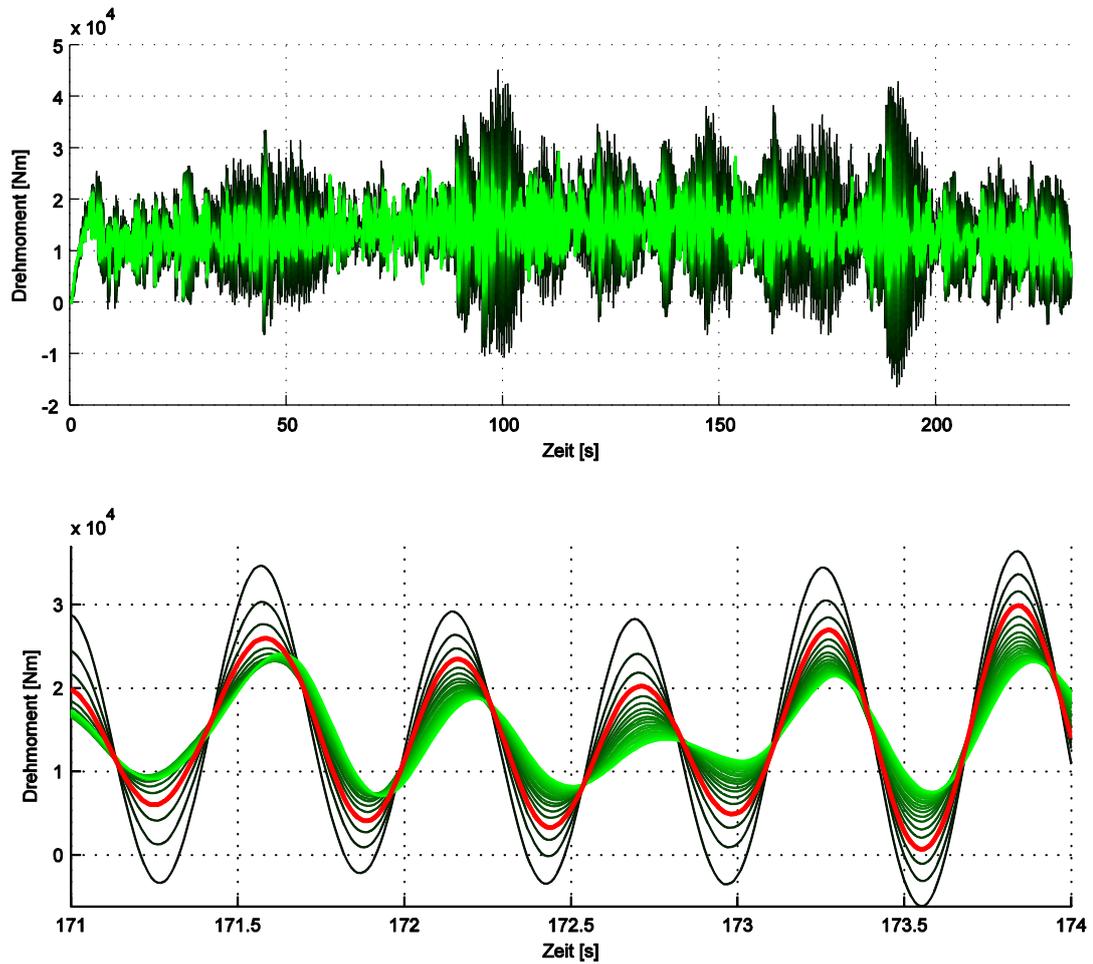


Abbildung 6.7-4: Drehmomentverlauf der Sonnenwelle bei Variation des Proportionalgliedes ( $K_1$  konstant)

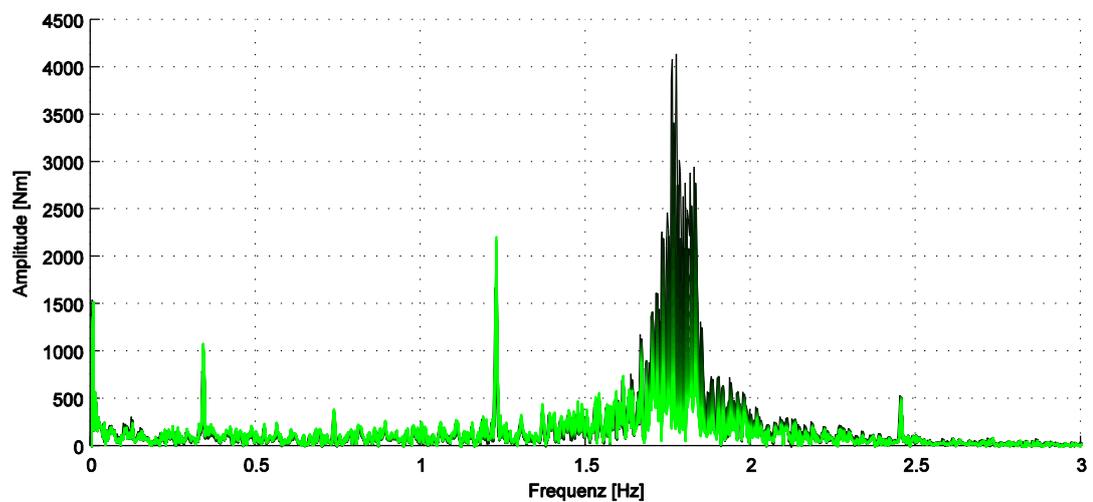


Abbildung 6.7-5: Frequenzspektrum der Sonnenwelle bei Variation des Proportionalgliedes ( $K_1$  konstant)

Die detaillierte Analyse der Amplitudenverläufe der Nickeigenschwingung des Schaufelrad- auslegers und der Schaufeleingriffsfrequenz offenbaren jedoch, dass die Amplituden mit zunehmendem  $K_p$  unerwünschterweise steigen, siehe Abbildung 6.7-6. Zudem scheint dieser Fakt keine Eigenheit des Baggers 293 darzustellen, da die Amplitudenverläufe (Abbildung C.3) des Baggers 1510 ein ähnliches Verhalten aufweisen. Dies steht im Gegensatz zur eigentlichen Wirkungsweise der Proportionalverstärkung, die Schwingungen über den gesamten Frequenz- bereich hin dämpfen soll, und findet seine Erklärung im Übertragungsverhalten des Systems.

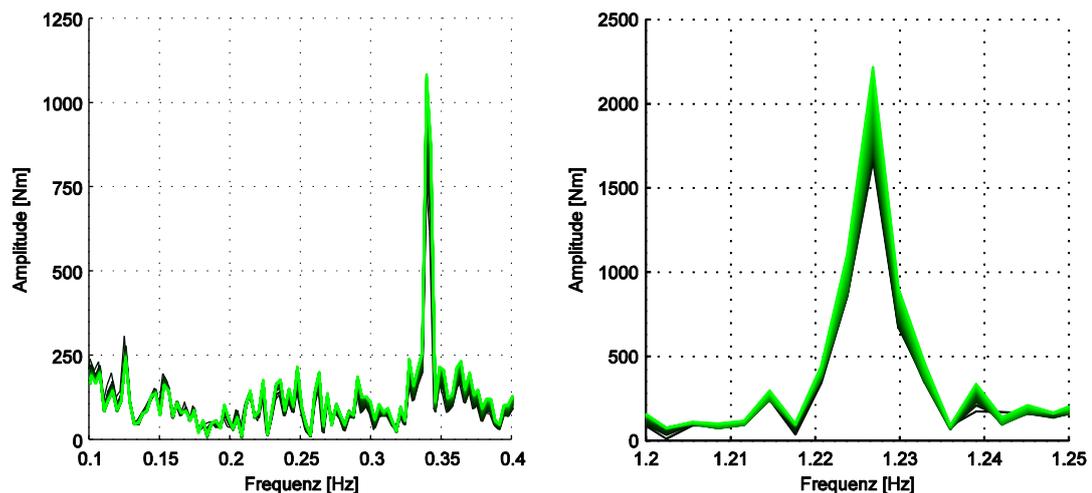


Abbildung 6.7-6: Detaillierte Ausschnitte des Frequenzspektrums (Bagger 293)

### 6.7.3 Einfluss der Regelung auf das Übertragungsverhalten des Antriebsstranges

Die alleinige Frequenzanalyse des mechanischen Ersatzmodells von Schaufelradantrieben führt zu den in Kapitel 6.5.1 berechneten Systemeigenfrequenzen. Hierbei besitzt das ungefederte System eine Starrkörperbewegung mit dem konjugiert komplexen Eigenwert  $\lambda_{0/1} = 0 \pm j \cdot 0$ . In der komplexen Zahlenebene (Pol-Nullstellenplan) liegt der Eigenwert daher im Koordinaten- ursprung, siehe Abbildung 6.7-7. Zur Regelung des Antriebsstranges wird im realen System allerdings die Motordrehzahl zurückgeführt und somit die Systemdynamik beeinflusst. Der geschlossene Regelkreis fungiert als virtuelle Feder zur Umgebung (vgl. Gleichung 6.45) und bewirkt ein nunmehr gefesselt mechanisches Ersatzmodell, dessen Starrkörperrotation verschwindet. Entsprechend Abbildung 6.7-7 verschieben sich die ursprünglichen Null- Eigenwerte zu  $\bar{\lambda}_{0/1}$  und  $\bar{\lambda}_{0/1}^*$ . In welchem Maß die Eigenwerte quantitativ verschoben werden, hängt von der Größe der Regelparameter ab. Die Integralverstärkung bewirkt darin das grundsätzliche Vorhandensein einer Feder, die Proportionalverstärkung das Maß der Dämpfung.

Unabhängig von der Lage der neuen, niederfrequenten Eigenschwingform muss diese jedoch überwiegend rotatorischer Art sein, da sie ihren Ursprung in der Starrkörperrotation aller Körper hat. Folglich lässt sich diese auch durch die Grablasten anregen, wie anhand des Übertragungs- verhaltens (Abbildung 6.7-8) an der Sonnenwelle des Planetengetriebes bewiesen werden kann. Bei konstanter Integral-, aber veränderlicher Proportionalverstärkung ist in der Übertragungs- funktion der Sonnenwelle des Planetengetriebes die Bestätigung der Interpretation im Zeit- und Frequenzbereich zu finden. Mit zunehmendem  $K_p$  steigt die Dämpfung der Schwing- amplituden im Bereich zwischen 1,5 Hz bis 3 Hz. Überdies wird bei 0,1 Hz die zuvor

angesprochene Torsionseigenschwingung infolge der Drehzahlrückführung sichtbar, die sich bei der unveränderten Parameterkonfiguration ( $K_p = 6$ ) klar ausbildet und aufgrund der geringen Dämpfung zügig abfällt. Bei erhöhtem Proportionalfaktor ( $K_p = 14$ ) sinkt die Amplitude der Torsionseigenschwingung bei 0,1 Hz erwartungsgemäß ab und beweist nochmals die uneingeschränkte Gültigkeit der Proportionalfunktion (Dämpfung). Demgegenüber erstreckt sich die Eigenschwingform jedoch über einen breiteren Frequenzbereich und überragt die Übertragungsfunktion des ursprünglichen Systems im Bereich zwischen 0,2 Hz bis 1,5 Hz.

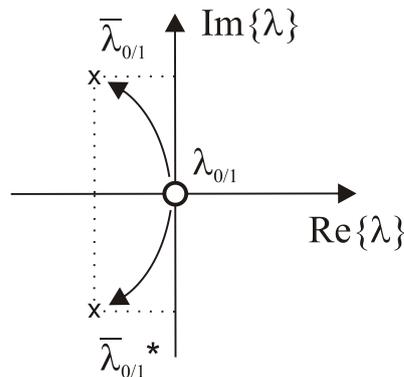


Abbildung 6.7-7: Pol-Nullstellenplan

Somit lässt sich schlüssig erklären, weshalb die Amplituden der Nickeigenschwingung des Schaufelradauslegers und die der Schaufeleingriffsfrequenz durch höhere Proportionalfaktoren verstärkt werden. Unverändert bleibt jedoch der Fakt, dass eine derartige Änderung des Übertragungsverhaltens nicht wünschenswert ist. Offen bleibt außerdem die Frage, wo nunmehr der optimale Regelzustand liegt und welche Haupteinflussgrößen hinsichtlich der Lebensdauer stärker zu gewichten sind. Auch wenn die Beantwortung dieser Frage im Falle des Baggers 293 leichter fällt als beim Bagger 1510, dessen Frequenzspektrum (Abbildung C.2) die Schaufelradtorsionseigenschwingung nicht derart prägnant ausweist, muss ein allgemeingültiges Bewertungskriterium zum Vergleich verschiedener Reglerkonfigurationen gefunden werden. Mit diesem werden belastbare und wissenschaftlich vergleichende Aussagen möglich, die eine endgültige Bewertung der Systemverbesserung erlauben.

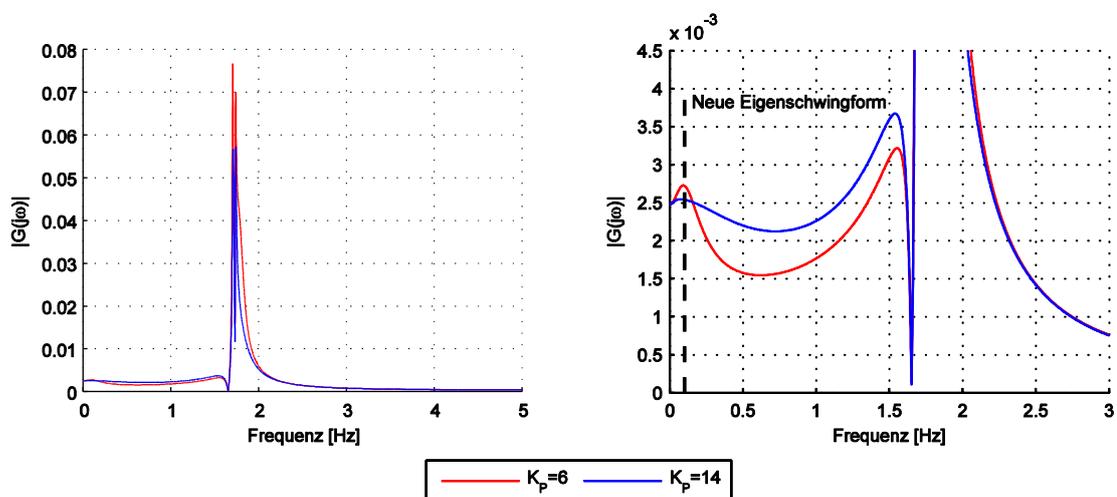


Abbildung 6.7-8: Übertragungsfunktion der Sonnenwelle bei unterschiedlicher Proportionalverstärkung

#### 6.7.4 Schädigungskennfeld des Antriebsstranges

Die zuvor angestellten Ausführungen verdeutlichen einerseits die hohe Komplexität der Zusammenhänge zwischen Mechanik, Regelung und deren Optimierung. Andererseits fällt die visuelle Auswertung der Zeitsignale durch die Vielzahl an Rechnungen grundlegend schwer, zumal jedes Getriebeelement sein Eigenverhalten den Zustandsgrößen aufprägt. Zur vollständigen Bewertung des Gesamtsystems müssten daher auch alle Zustandsgrößen ausgewertet werden. Auch wenn dies für kleine Systeme mit wenigen Zustandsgrößen möglich wäre, gehen mit der visuellen Bewertung stets subjektive Bewertungen einher, die nach wissenschaftlichen Ansprüchen zu viel Interpretationsspielraum zulassen. Im schlimmsten Fall beurteilen zwei Unabhängige die Sachlage gegensätzlich, eine zweifelsfreie Beurteilung ist dann unter Umständen nicht möglich.

Folglich muss ein objektives Bewertungskriterium gefunden werden, welches zum Beispiel gemäß Abbildung 6.7-9 ein dreidimensionales Kennfeld mit den Basen  $K_P$  und  $K_I$  sowie dem Bewertungskriterium als z-Wert bildet und belastbare Unterschiede und Gemeinsamkeiten zwischen beliebigen Lastfällen aufzeigt. Dazu muss jeder Lastfall bzw. jeder zeitliche Verlauf des Signals auf eine vergleichende, skalare Größe reduziert werden. Im Hinblick auf die Beurteilung des Einflusses der Regelung auf die Lebensdauer der Maschinenelemente sollte dieser idealerweise einen Bezug zur Lebensdauerberechnung aufweisen. Zur Berechnung von Ermüdungsschäden werden beispielsweise die Amplitude und der Mittelwert des Signals herangezogen.

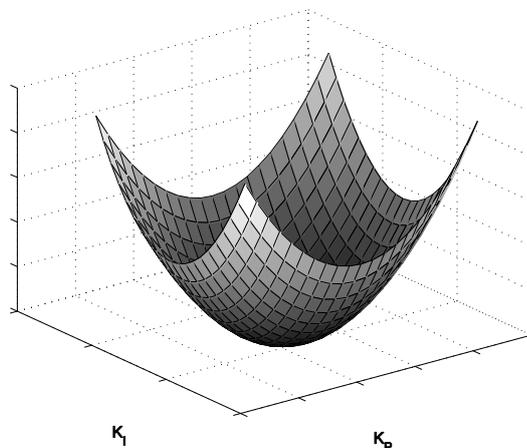


Abbildung 6.7-9: Dreidimensionales Bewertungskennfeld

Mit diesem Hintergrund scheidet die alleinige Betrachtung des zeitlichen Drehmoment- oder Drehzahlverlaufs als Kriterium aus, da diese, neben der erwähnten Subjektivität, keine Auskunft über konkrete Schwinganteile (Frequenz, Amplitude, Mittelwert) gibt. Sie ist vielmehr das Ergebnis der ungestörten Überlagerung mehrere Signale und erlaubt keinen direkten Rückschluss auf Ursache und Wirkung. Zudem fehlt ein objektiver Anhaltspunkt zur vergleichenden Bewertung unterschiedlicher Signale, der nicht in der Wahl der Maximallast oder der gemittelten Last zu finden ist. Auch die Bildung des zeitlichen Integrals oder der Signalenergie sind nicht aussagekräftig, da sie ebenfalls keine Auskunft über Amplitude und Mittelwert liefern [GRA13, S. 22].

Die Überführung des Zeitsignals in den Frequenzbereich gibt hingegen Auskunft über die Zusammensetzung des Zeitsignals und offenbart die Schwinganteile in Form von Frequenz und Amplitude. Mit Bezug auf die Lebensdauer kann differenziert werden, welche Reaktionen oder Anregungen zur Beanspruchung des Bauteils führen. Die konkreten Amplitudenwerte sind allerdings das Ergebnis einer vordefinierten Zeitfunktion, im Normalfall die der gesamten Berechnungszeit, und stellen den statistischen Mittelwert bzw. die äquivalente Ersatzlast des Lastkollektives dar. Häufigkeit und Streuung der Amplitude sowie der zugehörige Mittelwert der einzelnen Schwingamplitude (Mittelspannung) können nicht gewonnen werden. Zur Berechnung der Bauteillebensdauer ist es jedoch von höchster Bedeutung zu wissen, wie sich das Lastkollektiv quantitativ im Einzelnen zusammensetzt. Schädigen häufig auftretende, kleine Amplituden unterschiedlichen Mittelwertes, gepaart mit selten auftretenden hohen Amplituden das Bauteil oder sind Amplitude und Mittelwert zeitlich konstant? Folglich ist auch die alleinige Auswertung des Frequenzspektrums als Bewertungskriterium unzureichend.

Die Herleitung des gesuchten Skalars orientiert sich an der Betriebsfestigkeit von Wellen und Achsen und berücksichtigt direkt die schädigende Wirkung eines mittelwertbehafteten Amplitudenkollektives auf Bauteile – die Schädigungssumme. Diese besitzt einen unmittelbaren Bezug zur Lebensdauer und den tatsächlich wirkenden Eingangslasten, samt Amplitude, Mittelwert und Häufigkeit. Zudem kann von der Schädigungssumme direkt auf die Dämpfung des Systems und somit auf die Auswirkung der Regelparameter auf die Systemeigenschaften rückgeschlossen werden. Je höher die Schädigungssumme, desto größer sind die Amplituden (Reaktion) der hinterlegten Belastungs-Zeit-Funktion, da die Mittelwerte (Grundlast) konstant bleiben. Bei sonst konstanten Bedingungen ist damit überwiegend die Amplitude der Schaufelradtorsionseigenschwingung gemeint und somit direkt deren Dämpfung. Mit dem im Nachfolgenden hergeleiteten Schädigungskennfeld lassen sich unterschiedliche Lastfälle objektiv miteinander vergleichen.

Ausgangspunkt des Verfahrens ist die kontinuierliche Belastungs-Zeit-Funktion eines ausgewählten Getriebeelements. Diese kann durch Berücksichtigung der lokalen Bauteilgeometrie in eine Beanspruchungs-Zeit-Funktion umgewandelt werden. Da im vorliegenden Fall eine Torsionsschwingung reduziert werden soll, werden nachfolgend Torsionsmomente von Wellen (Belastung) in Torsionsspannungen (Beanspruchung) umgerechnet. Der nunmehr vorhandene Spannungsverlauf unterscheidet sich für jeden Lastfall und muss daher kategorisiert werden. [DIN69] liefert hierzu einparametrische und zweiparametrische Klassierverfahren, die aus kontinuierlichen Zeitfunktionen äquivalente Lastkollektive ableiten, um diese zur Betriebsfestigkeitsrechnung heranzuziehen. Mit der Forderung sowohl Amplitude und Mittelspannung als auch deren Häufigkeit zu klassieren, werden automatisch zweiparametrische Klassierverfahren notwendig.

Hierbei hat sich die Rainflow-Klassierung als allgemein anwendbares Verfahren etabliert, da es die wirkliche Beanspruchung des Werkstoffes bzw. Bauteils erfasst [EUL10, S. 16]. Der Algorithmus des Verfahrens (Abbildung 6.7-10) wandelt die Beanspruchungs-Zeit-Funktion in das Spannungs-Dehnungs-Diagramm ( $\sigma$ - $\varepsilon$ -Diagramm) um und liefert damit den physikalischen Hintergrund der Schädigung. Unter Voraussetzung eines linear-plastischen Werkstoffverhaltens

äußern sich vollständige Schwingenspiele im  $\sigma$ - $\epsilon$ -Diagramm in geschlossenen, spiegelbildlichen Hysteresen [EUL10, S. 16].

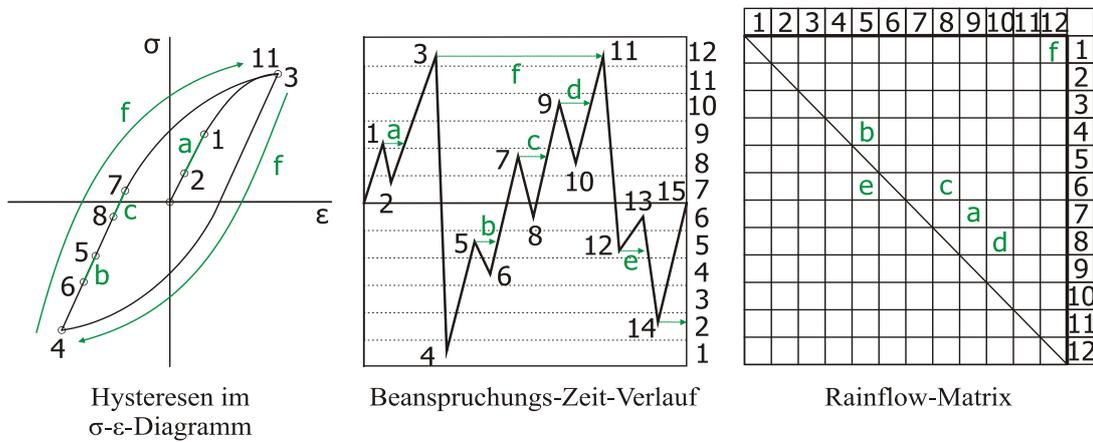


Abbildung 6.7-10: Schema der Rainflow-Klassierung nach [EUL10, S. 10]

Durch den sich anschließenden Auswertungsalgorithmus entsteht die Rainflow-Matrix (Klassenmatrix), die neben der Schwingamplitude, als Ergebnis aus Start- und Endklasse, auch Auskunft über die Häufigkeitsverteilung der Klassen gibt. Über die Wahl der Klassenbreite lässt sich die Kategorisierung bzw. Genauigkeit der klassierten Spannungen und der daraus abgeleiteten Amplitudenkollektive steuern. Im Gegensatz zu anderen, zweiparametrischen Verfahren (z.B. Klassenübergangsverfahren) erfasst die Rainflow-Matrix auch nicht geschlossene Hysteresen (Residuen) durch halbe Häufigkeiten [EUL10, S. 16]. Damit wird allen schädigungsrelevanten Amplituden Rechnung getragen.

Zum besseren Verständnis und zur Visualisierung der klassierten Beanspruchungs-Zeit-Funktion kann die ursprüngliche Rainflow-Matrix auch auf die Größen Ausschlagsspannung  $\sigma_a$ , Mittelspannung  $\sigma_m$  und Lastwechselzahl (Häufigkeit) bezogen werden. Auf die Zeitfunktionen der Parametervariation des Baggers 293 (Abbildung 6.7-11) und des Baggers 1510 (Abbildung C.4) angewendet, ergeben sich dadurch dreidimensionale Kennfelder.

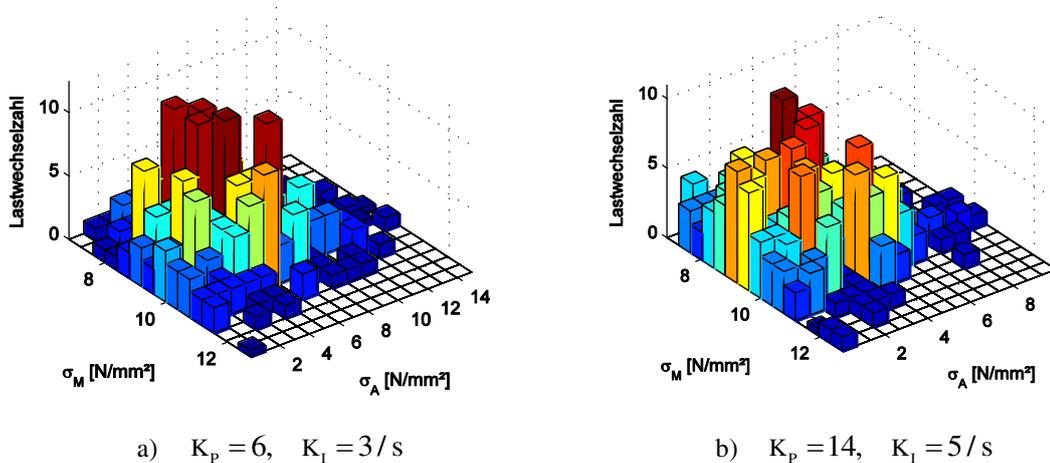


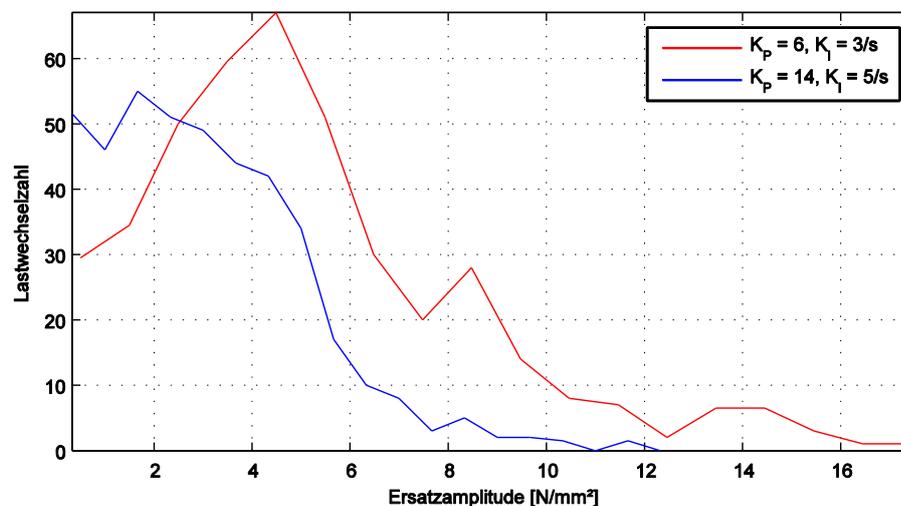
Abbildung 6.7-11: Rainflow-Matrizen an der Sonnenwelle des Baggers 293

Diese bestätigen die subjektiven Eindrücke der Auswertungen im Zeit- und Frequenzbereich. Höhere Proportionalfaktoren verstärken die Dämpfung. Obwohl somit eine differenzierte Betrachtung jedes einzelnen Lastfalles möglich ist, fällt der Vergleich zwischen Lastfällen weiterhin schwer. Der optimale Regel- und Systemzustand lässt sich nicht eindeutig definieren. Insbesondere der Vergleich ähnlicher Rainflow-Matrizen, bei denen die Zahlenwerte der Ausschlagsspannung und der Mittelspannung eng beieinander liegen, bereitet Schwierigkeiten.

Zur Bestimmung der Schädigungssumme (Skalar) muss das klassierte Signal (Matrix) in ein Amplitudenkollektiv mit konstanter, einheitlicher Mittelspannung ( $\sigma_m = 0$ ) umgerechnet werden. [EUL10, S. 18] liefert hierzu mit Gleichung 6.46 und 6.47 für Spannungsverhältnisse  $R \in [-1; 0]$  ein Ersatzamplitudenverfahren, welches mittlungsangereichert ist und die gleiche Schädigungswirkung besitzt wie das mittlungsangereicherte Signal. Die Ersatzamplitude  $\sigma_{a,Ers,i,j}$  ist demnach das Ergebnis aus Lastamplitude sowie dem Produkt aus Mittelspannungsempfindlichkeit  $M$  (siehe auch Gleichung 6.48 und 6.49) und Mittelspannung und liefert ein zweidimensionales Kennfeld, siehe Abbildung 6.7-12.

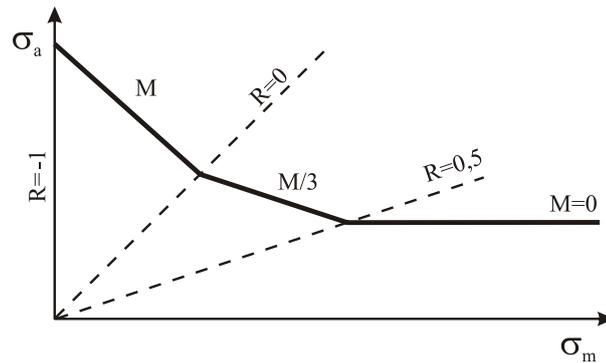
$$\sigma_{a,Ers,i,j} = \sigma_{a,i,j} + M \cdot \sigma_{m,i,j} \quad 6.46$$

$$R = \frac{\sigma_{m,i,j}}{\sigma_{a,i,j}} - 1 \quad 6.47$$



**Abbildung 6.7-12:** Vergleich der Ersatzamplitude über der Lastwechselzahl bei Variation von  $K_p$

Hierin wird deutlich sichtbar, dass sich der Schwerpunkt der Lastwechselzahlen in Gebiete niedriger Ausschlagsspannungen verlagert, was einer lebensdauerschonenderen Betriebsweise entspricht. Konkrete Zahlenwerte für die Mittelspannungsempfindlichkeit ergeben sich einerseits aus dem vorliegenden Spannungsverhältnis  $R$  entsprechend Abbildung 6.7-13. In diesem zeigt sich, dass die Mittelspannungsempfindlichkeit mit zunehmender Mittelspannung abnimmt und sich aus dem Haigh-Diagramm extrapolieren lässt. Für Spannungsverhältnisse  $R \in [0; 0,5]$  nimmt die Mittelspannungsempfindlichkeit deutlich ab und verliert bei Spannungsverhältnissen  $R > 0,5$  vollständig an Bedeutung.



**Abbildung 6.7-13:** Haigh-Diagramm nach [EUL99, S. 42]

Andererseits ist die Mittelspannungsempfindlichkeit werkstoffabhängig und kann durch Schätzformeln nach [HTS81] bzw. [FKM12, S. 49 f.] bestimmt werden, insofern keine statistischen Versuchswerte der zu untersuchenden Bauteile vorliegen. Für Stahl (Gleichung 6.48 und 6.49) ist hierbei die Zugfestigkeit  $R_m$  heranzuziehen, welche für konkrete Bauteilgeometrien um den technologischen Größeneinflussfaktor  $K_1(d_{\text{eff}})$  aus [DIN743] zu korrigieren ist. Damit wird den tatsächlichen Bauteildimensionen und Werkstofffestigkeiten Rechnung getragen. Für die Torsionsrichtung ist zudem der Schubwechselfestigkeitsfaktor  $f_{W,\tau}$  nach [FKM12, S. 39] zu berücksichtigen. Der für die Wellen und Achsen beider Schaufelradantriebe vorwiegend verwendete Einsatzstahl 16MnCr5 besitzt beispielsweise nach [FKM12, S. 116] eine statistische Zugfestigkeit von  $R_m = 1000 \text{ MPa}$ , woraus sich die Mittelspannungsempfindlichkeit von  $M = 0,25$  ergibt.

$$M_\sigma = \underbrace{0,00035}_{a_M} \cdot R_m - \underbrace{0,1}_{b_M} \quad 6.48$$

$$M_\tau = f_{W,\tau} \cdot M_\sigma \quad 6.49$$

Das nach Anwendung des Ersatzamplitudenverfahrens entstandene zweidimensionale Ersatzkollektiv kann nunmehr mit der Bauteilwöhlerlinie gegenübergestellt werden, um daraus die Schädigungssumme  $D$  nach Gleichung 6.50 abzuleiten [EUL10, S. 36].

$$D = \sum_1^j D_i = \sum_{i=1}^j \frac{n_i}{N_i} \quad 6.50$$

Sind bei einer festen Lastwechselzahl  $N_i$  die Ersatzamplitude und Konstantamplitude  $\sigma_{ai}$  gleich, erleidet das Bauteil einen Totalschaden, siehe Abbildung 6.7-14. Ist die Ersatzamplitude kleiner als die Konstantamplitude, entsteht eine Teilschädigung. Summiert mit allen weiteren Paarungen aus  $N_i$ ,  $\sigma_{ai}$  und  $\sigma_{a,Ers,i}$  ergibt sich eine Gesamtschädigung, die als Referenz zur Beurteilung der Betriebsfestigkeit gilt. Zur Anwendung von Gleichung 6.50 ist allerdings eine konkrete Wöhlerlinie nötig, die idealerweise aus realen Bauteilversuchen stammt. In den meisten Fällen liegt diese jedoch nicht vor, sodass sich oftmals synthetischer Wöhlerlinien gemäß [FKM12, S. 56 ff.] und [HTS81, S. 35] bedient wird. Für den bereits erwähnten Einsatzstahl 16MnCr5 ergibt sich die Bauteilwöhlerlinie unter Anwendung von Gleichung 6.51,

bei Vorgabe der Torsionsdauerfestigkeit  $\tau_{tW}$  und dem Beginn der Dauerfestigkeit (Knickpunkt) bei  $N_D = 10^6$  Lastwechsel. Der Anstieg der doppellogarithmisch aufgetragenen Wöhlerlinie (Neigungsexponent  $k_{\sigma,\tau}$ ) kann bis zum Dauerfestigkeitsbereich nach [FKM12, S. 56] mit  $k_\tau = 25$  angenommen werden. Der Verlauf hinter der Grenzlastwechselzahl  $N_D$  hängt von der Wahl der Miner-Regel ab. Damit auch die Amplituden im Dauerfestigkeitsbereich berücksichtigt werden, wird nachfolgend die elementare Miner-Regel (EM) angewendet. Diese erlaubt eine ganzheitliche Bewertung des Amplitudenkollektives.

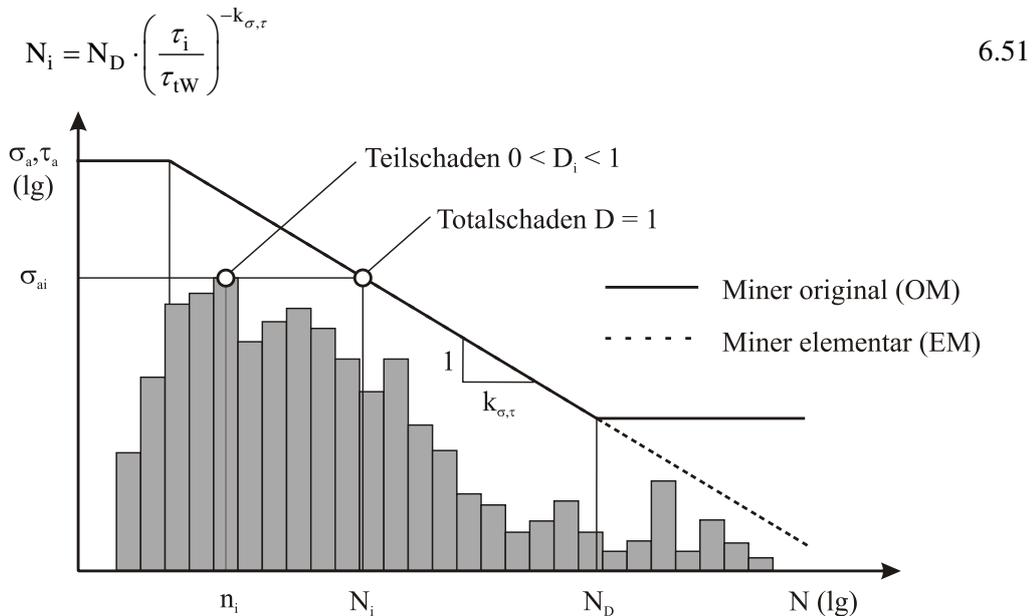


Abbildung 6.7-14: Vergleich zwischen Lastkollektiv und Wöhlerlinie

Das vollständig beschriebene Verfahren zur Berechnung der Schädigungssumme auf die Antriebsstränge des Baggers 293 (Abbildung 6.7-15) und des Baggers 1510 (Abbildung C.5) angewendet und auf die aktuelle Parameterkonfiguration mit  $D=1$  normiert, zeigt, dass sich die theoretischen Erkenntnisse aus Kapitel 6.7.1 für den Einfluss der Integral- und Proportionalverstärkung gänzlich bestätigen.

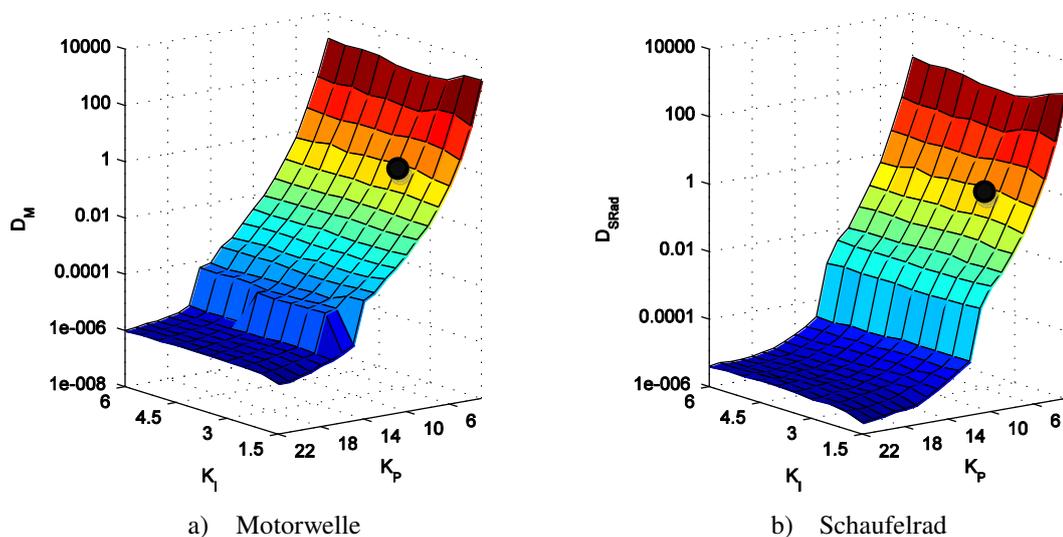


Abbildung 6.7-15: Kennfeld der Schädigungssumme des Baggers 293

Mit zunehmendem Proportionalwert nimmt die Schädigungssumme im gesamten Antriebsstrang ab, weil die Amplitude der Schaufelradschwingung gedämpft wird. Im Vergleich zur bisherigen Regelung (schwarzer Punkt) kann die Schädigungssumme um den Faktor  $1 \cdot 10^6$  verringert werden, was das enorme Potenzial zur Lebensdauererhöhung aller Maschinenelemente verdeutlicht. Zudem ist eindeutig bewiesen, dass die Schaufelradschwingung, durch die höhere Frequenz (Lastwechselzahl), den Wert der Schädigungssumme dominiert. Bei hohen Proportionalfaktoren stellt sich außerdem ein Sättigungsbereich ein, bei dem sich die positive Auswirkung der Torsionsdämpfung mit der Verstärkung der Nickeigen-schwingung des Schaufelradauslegers und der Schaufeleingriffsfrequenz aufwiegen. Ferner bestätigt sich auch der unwesentliche Einfluss der Integralverstärkung auf die Systemdynamik. Bei konstanter Proportionalverstärkung ist die Schädigungssumme annähernd konstant, der Integralwert hat keinen Einfluss auf die Bauteillebensdauer.

Durch die Auswertung der Schädigungssumme ist erstmals eine objektive Bewertung der Systemdynamik von Schaufelradantrieben möglich. Gleichwohl darin die Proportional-verstärkung ein großes Potenzial zur Schwingungsreduktion aufweist und damit die Lebensdauer der Zielvorgabe entsprechend erhöht, stellt die alleinige Parametervariation nicht die geeignete Lösung dar. Durch das veränderte Übertragungsverhalten des Systems verändern sich die Lasten des in der Auslegung nominell statisch belasteten Oberbaus und führen aufgrund dessen höherer Dynamik zur Verkürzung der Lebensdauer. Die Folgen hinsichtlich der Oberbaufestigkeit und der zu erwartenden Ermüdungsschäden sind nicht abschätzbar. Zudem regen die höheren Amplituden der Schaufeleingriffsfrequenz womöglich bisher nicht berücksichtigte Eigenschwingformen des Oberbaus oder Getriebes an, die sich ebenfalls negativ auf die Lebensdauer oder die bisherige Betriebsweise auswirken können.

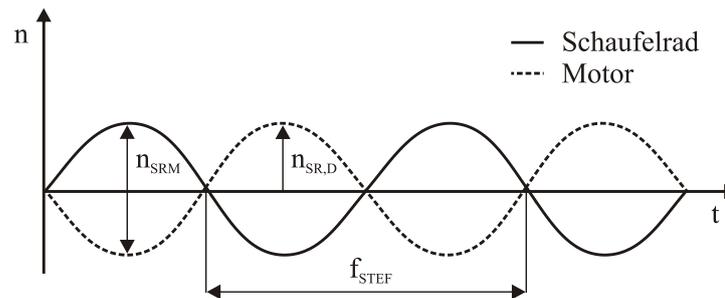
Ferner bleibt das Grundproblem der PI-Regelung, die Unterschätzung der getriebeseitigen Last durch die alleinige Motordrehzahlmessung, bestehen und zeigt sich auch bei hohen Proportionalverstärkungen in nicht zu vernachlässigenden Amplituden der Schaufelradschwingung (vgl. Abbildung 6.7-5). Daher werden im Folgenden zwei Konzepte zur aktiven Motorregelung vorgestellt, die gezielt gegen die Torsionsschwingung regeln, ohne das Übertragungsverhalten des Gesamtsystems negativ zu verändern.

### **6.7.5 Rückführung der Schaufelraddrehzahl**

Obwohl mit der Variation der Regelparameter, speziell mit der Variation der Proportional-verstärkung, eine Möglichkeit gefunden werden konnte, die Systemdynamik aktiv zu beeinflussen und Schwingungen zu dämpfen, bleibt das Motorstellmoment eine Reaktionskraft. Diese fällt, aufgrund der zuvor beschriebenen Problematik der Dynamikunterschiede im Getriebe, zudem zu klein aus. Die grundsätzliche Schwachstelle der bestehenden PI-Regelung, als Reaktion auf die Motordrehzahlschwankung, lässt sich auch mit der Variation der Regelparameter nicht kompensieren. Eine effiziente Regelung gegen die Schaufelradschwingung ist nicht möglich. Der Regelung fehlen zusätzliche Informationen (Regelgrößen), um die tatsächlich vorhandene Dynamik des Antriebsstranges richtig einzuschätzen.

Durch Zuhilfenahme einer weiteren Information (Drehzahlschwankung), die die Dynamik des Getriebes beinhaltet, kann jedoch gezielt gegen die Schaufelradschwingung

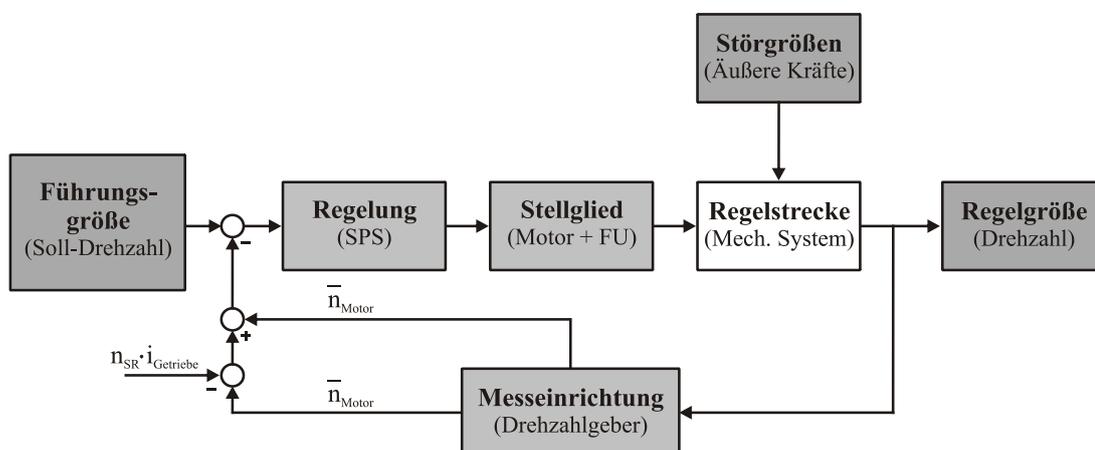
geregelt werden. Hierzu wird gemäß Abbildung 6.7-16 die Gestalt der Schaufelrads-torsionseigen-schwingung ausgenutzt, da bei dieser alle Motoren synchron und  $180^\circ$  versetzt gegen das Schaufelrad schwingen. Bei bekanntem Verlauf der Schaufelraddrehzahl  $n_{SR}$  ist es unter Berücksichtigung der Gesamtübersetzung des Getriebes möglich, die maximale Drehzahl-differenz  $n_{SRM}$  zwischen den Motoren und dem Schaufelrad zu ermitteln. Damit lassen sich auch die Dynamikanteile des Schaufelrades  $n_{SR,D}$  berücksichtigen, welche entsprechend den Variationsrechnungen in Kapitel 6.6.1 selbst bei hohen Proportionalverstärkungen zu nicht vernachlässigbaren Schwingamplituden der Schaufelrads-torsionseigen-schwingung führen.



**Abbildung 6.7-16:** Zeitlicher Verlauf der Schwingform der Schaufelrads-torsionseigen-schwingung

Der zeitliche Verlauf des Drehzahlsignals  $n_{SRM}$  ist mittelwertfrei und entspricht einer idealen Sinusschwingung mit der Schaufelrads-torsionseigen-schwingung  $f_{STEF}$ . Das Drehzahlsignal enthält keine weiteren Störgrößen, da aufgrund der geringen Systemdämpfung alle Anregungen ohne Phasenversatz zwischen Motor und Schaufelrad übertragen werden und somit nicht Teil des Signals  $n_{SRM}$  sind. Es trägt allein die Auswirkung der Schaufelrads-torsionseigen-schwingung in Form der Drehzahlamplitude (Dynamik) und muss daher als Zusatzinformation angesehen werden.

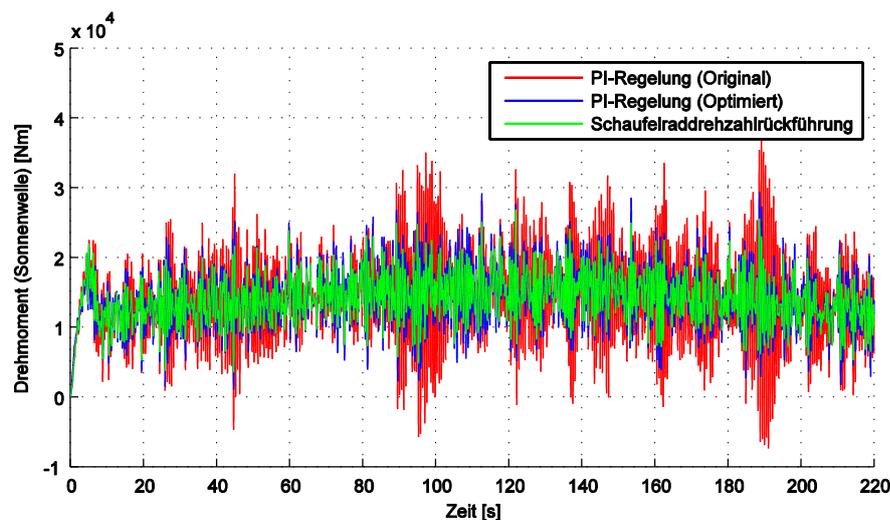
Eine direkte Regelung auf dieses Signal wäre jedoch nicht vielversprechend, da die zur Regelung des Antriebsstranges ebenso wichtigen Informationen des Drehzahlmittelwertes und der Anregungen unberücksichtigt bleiben würden. Folglich wird das Drehzahlsignal  $n_{SRM}$  um die mittlere Motordrehzahl  $\bar{n}_{Motor}$  ergänzt und anschließend mit der Führungsgröße des Regelkreises verglichen, siehe Abbildung 6.7-17.



**Abbildung 6.7-17:** PI-Regelung mit Rückführung der Schaufelraddrehzahl

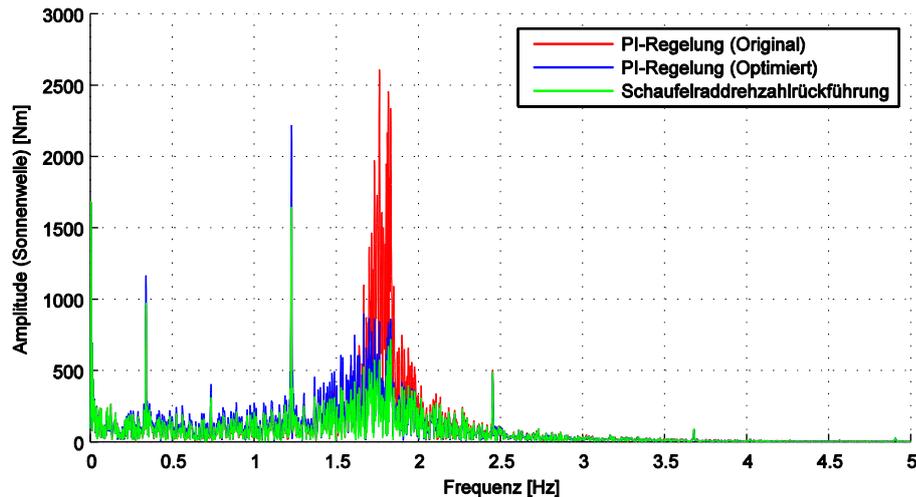
Ergebnis dessen ist eine systemreaktionsabhängige Verstärkung der Regelabweichung, die nicht mit einer einfachen Proportionalverstärkung zu verwechseln ist. Vielmehr regelt das System gezielt und in Abhängigkeit von der sich tatsächlich einstellenden Schwingamplitude (adaptiv) gegen die Drehzahlschwankung infolge der Schaufelradtorsionseigenschwingung. Wird die Eigenschwingform angeregt, antworten die Motoren mit hohen und schnellen Stellmomenten, damit die Drehzahlen der Motorwelle und der Schaufelradachse phasenfrei und synchron sind. Grundvoraussetzung für dieses Regelkonzept ist die synchrone, mechanische Messung der Motor- und Schaufelraddrehzahl. Aufgrund der geringen Umlaufgeschwindigkeit des Schaufelrades ( $3,1 - 4,1 \text{ min}^{-1}$ ) muss das Schaufelraddrehzahlssignal zudem hochauflösend sein.

Das Konzept der PI-Regelung mit Rückführung der Schaufelraddrehzahl auf die Geräte Bagger 293 und Bagger 1510 bei unveränderten Regelparametern angewendet, ergibt die in Abbildung 6.7-18 und Abbildung C.6 dargestellten zeitlichen Verläufe des Drehmomentes. Am Beispiel der Sonnenwelle des Baggers 293 zeigt sich hierin deutlich, dass der Drehmomentverlauf der Regelung mit Rückführung der Schaufelraddrehzahl (grün) deutlich geringere Amplituden besitzt. Gleiches gilt auch für den zeitlichen Verlauf des Reaktionsdrehmomentes an der Drehmomentstütze des Baggers 1510. Auch die parameteroptimierten Konfigurationen (rot) weisen im zeitlichen Verlauf höhere Amplituden auf und wirken damit im Sinne der Lebensdauer schädigender.



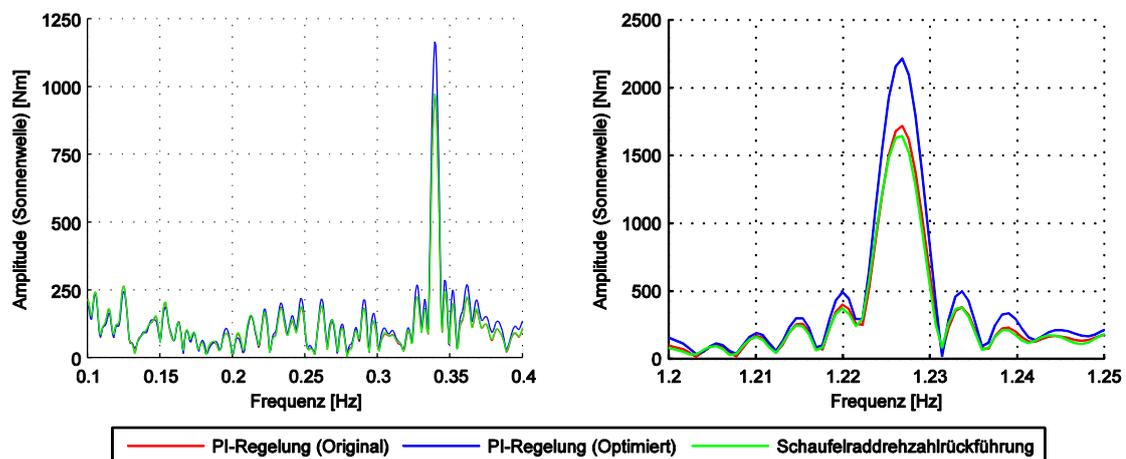
**Abbildung 6.7-18:** Drehmomentverlauf der Sonnenwelle bei Rückführung der Schaufelraddrehzahl (Bagger 293)

Die Überführung der Zeitsignale in den Frequenzbereich bestätigt zudem die Wirksamkeit der PI-Regelung mit Rückführung der Schaufelraddrehzahl, siehe Abbildung 6.7-19 und Abbildung C.7. Im Gegensatz zur originalen PI-Regelung (rot) lässt sich die Amplitude der Schaufelradtorsionseigenschwingung um 80 % reduzieren (Bagger 293). Auch gegenüber der optimierten PI-Regelung (blau) fallen die Amplituden bei Rückführung der Schaufelraddrehzahl (grün) geringer aus und bekräftigen das hohe Potenzial dieser aktiven Regelung.



**Abbildung 6.7-19:** Frequenzspektrum der Sonnenwelle bei Rückführung der Schaufelradrehzahl (Bagger 293)

Darüber hinaus zeigt sich, dass nunmehr allein die Schaufelradtorsionseigenfrequenz gedämpft wird. Die bei der optimierten PI-Regelung verstärkten Amplituden der beiden Haupteinflussgrößen, Auslegernickschwingung und Schaufeleingriffsfrequenz (vgl. Abbildung 6.7-6), sind unverändert, siehe Abbildung 6.7-20. Die Anpassung des Übertragungsverhaltens des Systems beschränkt sich, wie gewünscht, allein auf die Schaufelradtorsionseigenfrequenz. Daher ist auch nicht, wie bei der Variation der Proportionalverstärkung, mit unerwarteten, zusätzlichen Schwingungsanregungen am Antriebsstrang oder Oberbau zu rechnen.



**Abbildung 6.7-20:** Detaillierte Ausschnitte des Frequenzspektrums bei Rückführung der Schaufelradrehzahl (Bagger 293)

Folglich ergeben sich unabhängig vom Gerät deutlich reduzierte Werte der Schädigungssumme. Bei Verwendung der derzeitigen Regelparameter ist die Schädigungssumme des Baggers 293 bei Rückführung der Schaufelradrehzahl erheblich kleiner als bei der optimierten Konfiguration und unterhalb dessen Sättigungsbereiches. Im Vergleich zum Ausgangszustand (schwarzer Punkt) lässt sich die Schädigung an der Hohlradwelle des Schaufelrades im Fall des Baggers 293 im Maximum auf  $1 \cdot 10^{-10}$  reduzieren, siehe Abbildung 6.7-21 b). Damit erhöht

sich die Lebensdauer aller Maschinenelemente dramatisch. Insbesondere das unveränderte Übertragungsverhalten im Frequenzbereich bis 1,5 Hz führt zu einem deutlichen Unterschied im Vergleich zur optimierten PI-Regelung.

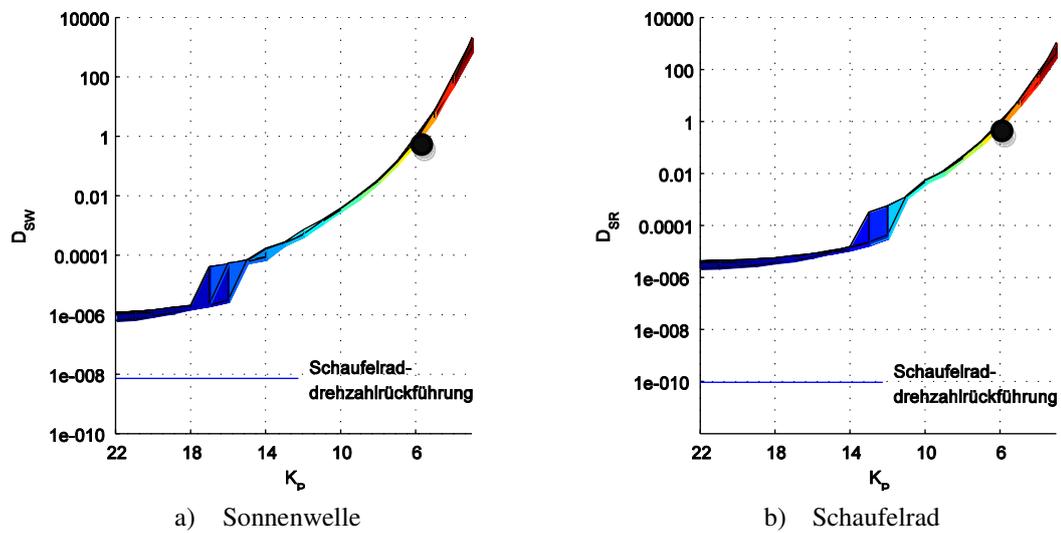


Abbildung 6.7-21: Schädigungskennfeld bei Rückführung der Schaufelradrehzahl (Bagger 293)

Wie zudem erwartet, fallen die Unterschiede zwischen optimierter PI-Regelung und PI-Regelung mit Rückführung der Schaufelradrehzahl beim Bagger 1510 geringer aus, da das derzeitige Konzept der Regelung die Getriebedynamik bereits sehr gut bewerten kann. Die unmittelbare Weiterleitung der Drehmoment- und Drehzahlinformationen und der nichtvorhandene Dynamiksprung im Getriebe begünstigen die vorhandene PI-Regelung (vgl. Kapitel 6.6.3). Die PI-Regelung mit Rückführung der Schaufelradrehzahl reduziert zwar ebenfalls erheblich die Amplituden der Schaufelradtorsionseigenschwingung, jedoch nicht in größeren Maße als die optimierte PI-Regelung, siehe Abbildung 6.7-22. Die Werte der Schädigungssumme beider Regelkonzepte liegen daher in einem vergleichbaren Bereich. Im Gegensatz zur ursprünglichen PI-Regelung (schwarzer Punkt) kann die Schädigungssumme an der Ritzelwelle 1 des unteren Antriebsstranges um beachtliche  $1 \cdot 10^{-5}$  reduziert werden.

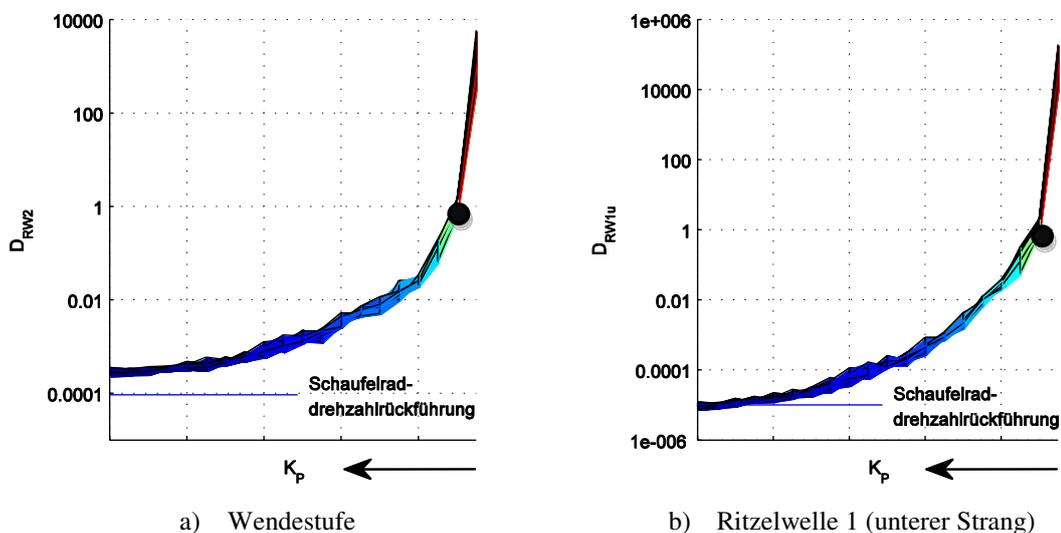


Abbildung 6.7-22: Schädigungskennfeld bei Rückführung der Schaufelradrehzahl (Bagger 1510)

Die Auswertungen der Ergebnisse im Zeit-, Frequenz- und Schädigungsbereich zeigen, dass die PI-Regelung mit Rückführung der Schaufelradrehzahl die Schaufelradtorsionseigenschwingung unabhängig des Gerätes dämpft. Zudem ist das Übertragungsverhalten abseits der zu minimierenden Eigenschwingform unverändert, sodass keine negativen Auswirkungen an anderen Elementen zu erwarten sind. Durch die einfache Umsetzbarkeit des Konzeptes, welches lediglich der direkten Messung der Schaufelradrehzahl mittels Inkrementaldrehgeber bedarf, ist es zudem sehr kostengünstig und praxisnah.

Dennoch beruht auch diese Regelung allein auf der Messung kinetischer Energien (Drehzahlen). Bei Eigenschwingungen findet jedoch ein kontinuierlicher Austausch zwischen kinetischer und potentieller Energie statt, der durch die PI-Regelung nicht erfasst werden kann. Damit ist auch die PI-Regelung mit Rückführung der Schaufelradrehzahl nicht imstande die Schaufelradtorsionseigenschwingung vollständig zu dämpfen. Hierzu werden Regelungen notwendig, die beide Energieanteile in die Bildung des Stellmomentes einbeziehen und sich dabei auf eine Vielzahl von Informationen aus dem System stützen. Daher wird im Nachfolgenden das Konzept der Zustandsregelung vorgestellt und auf Nutzen und Anwendbarkeit hin überprüft.

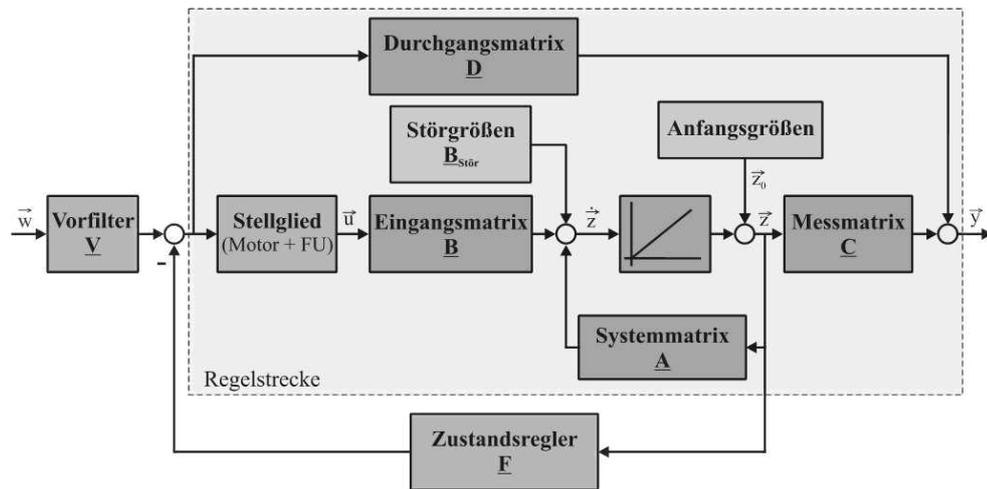
### 6.7.6 Zustandsregelung

Die Betrachtungen zur Regelung des dynamischen Verhaltens von Schaufelradantrieben mit konventionellen PI-Reglern haben gezeigt, dass Regelungen die auf Eingrößensystemen basieren, (Motordrehzahl) starken Grenzen unterliegen. Zur effektiven Regelung gegen ausgewählte Schwingformen werden detaillierte Informationen bezüglich des Eigenschwingverhaltens und somit des zeitlichen Verlaufs der an der Schwingform beteiligten Körper nötig. Dies führt zur Kategorie der Mehrgrößenregler, die mehrere Regel- und Stellgrößen verarbeiten und erzeugen können. Hierzu zählt auch die Zustandsregelung, welche auf einem Zustandsraummodell beruht. Dieses ist die mathematische Beschreibung des mechanischen Schwingsystems (Regelstrecke) in einem linearisierten Zustand  $\bar{z}_0$  bei konstanten Systemgrößen (Masse, Steifigkeit, Dämpfung). Der Zustand selbst beinhaltet mit Lage und Geschwindigkeit Informationen zur Berechnung der potentiellen und kinetischen Energie des Systems.

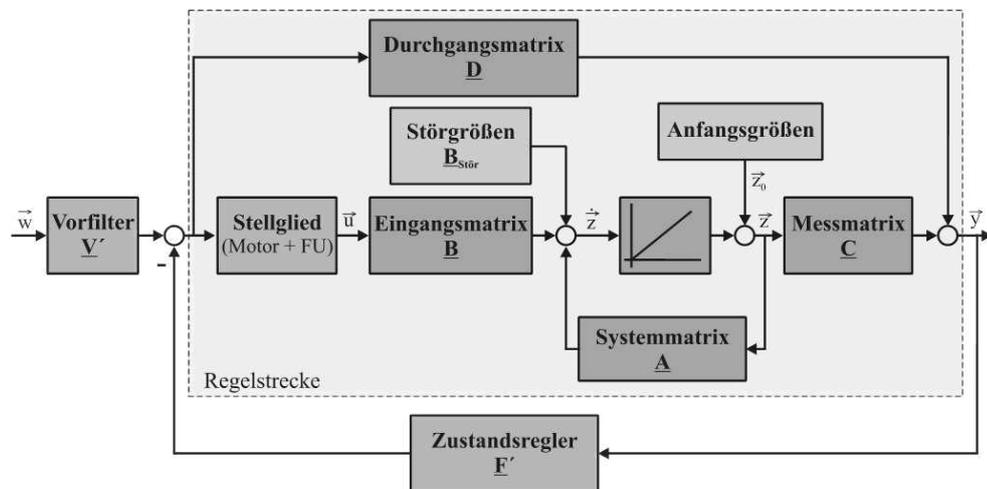
Ist ein solches Zustandsraummodell gegeben, zum Beispiel durch die Modellierung des mechanischen Systems mithilfe der Mehrkörpersystem-Simulation, bieten sich für dieses nach Abbildung 6.7-23 mit der Rückführung des Zustandsvektors  $\bar{z}$  bzw. des Ausgabevektors  $\bar{y}$  zwei Möglichkeiten zur Regelung an [UNB07, S. 56]. Unabhängig von der Regelungsart führen beide die Verstärkung der Regelgröße durch die Reglermatrix  $\underline{F}$  bzw.  $\underline{F}'$  direkt auf das Stellglied zurück. Zudem besitzen beide Ansätze einen Vorfilter  $\underline{V}$  bzw.  $\underline{V}'$ , der dem Angleich der Regelgröße an die Führungsgröße dient.

Vorteil der Zustandsregelung sind die Eigenschaften der Reglermatrix, welche als Proportionalverstärkung wirkt und dabei, aufgrund ihrer Auslegung, das tatsächliche Gesamtverhalten zur Berechnung der Stellgröße einbezieht. Ferner ist nicht nur eine Regelung auf Basis mehrerer Regelgrößen, sondern auch auf Basis mehrerer Stellgrößen an unterschiedlichen Elementen möglich. Dies befähigt die Zustandsregelung, bei bekannten Zuständen, zur effektiven Regelung und gewichteten Verteilung der Stellmomente im gesamten Schwingungssystem. Praktisch lässt

sich die Einleitung von Stellmomenten an mehreren Orten des Systems, wie dem in Abbildung 6.7-24, allerdings selten realisieren, da hierfür Stellglieder an jedem Element notwendig wären. Auf Antriebsstränge angewendet, müsste dafür an jeder Welle ein Aktuator sitzen, der das notwendige Stellmoment liefert. Das theoretische Modell der optimalen Zustandsregelung mit mehreren Stellgliedern ist daher, insbesondere für Antriebsstränge, nicht praxistauglich. Wohl aber der Grundgedanke der Zustandsregelung und dessen Anwendung auf ein oder wenige Stellglieder.



a) Rückführung des Zustandsvektors



b) Rückführung des Ausgabevektors

Abbildung 6.7-23: Arten der Zustandsregelung

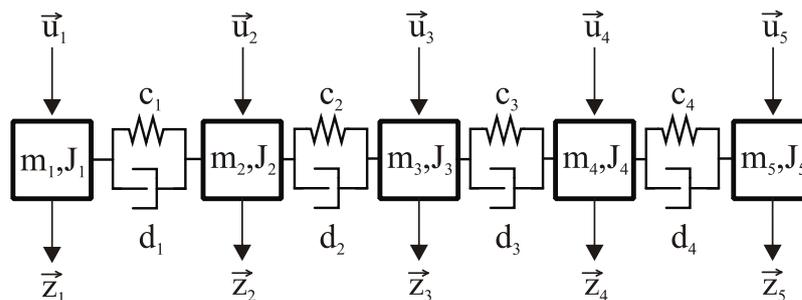


Abbildung 6.7-24: Diskretisierter Fünf-Massen-Schwinger mit optimaler Zustandsregelung

Auch wenn im Minimalfall lediglich eine Stellgröße zur Regelung des gesamten Antriebsstranges herangezogen wird, z.B. am Asynchronmotor, dann ist das Regelverhalten der Zustandsregelung dennoch nicht mit dem der konventionellen PI-Regelung vergleichbar, da der Regler aufgrund mehrerer Eingangsgrößen (Regelgrößen) mehrdimensional ist. Die Bildung der dann eindimensionalen Stellgröße erfolgt unter Berücksichtigung verschiedener Informationen aus dem gesamten Antriebsstrang und erlaubt damit eine Gewichtung der Elemente. Zudem ist mit der Auslegung des Reglers und dessen Anwendung eine direkte Beeinflussung des System-eigenverhaltens möglich, wie ausgehend von der Zustandsgleichung (Gleichung 6.52) mit Anwendung auf Antriebssysteme gezeigt werden soll.

$$\dot{\vec{z}} = \underline{\mathbf{A}} \cdot \vec{z} + \underline{\mathbf{B}} \cdot \vec{u} \quad 6.52$$

Hierzu wird der Zustandsvektor gegenüber den klassischen Größen Lage und Geschwindigkeit, mit den Größen Verdrehwinkel  $\Delta\vec{\varphi}$  und Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\vec{\varphi}}$ , in eine für Torsions-schwingungen geeignete Schreibweise modifiziert (Gleichung 6.53).

$$\vec{z}^* = \begin{pmatrix} \Delta\vec{\varphi} \\ \dot{\vec{\varphi}} \end{pmatrix} \quad 6.53$$

Die daraus resultierende Zustandsgleichung (Gleichung 6.54) unterscheidet sich somit im Vergleich zur klassischen (Gleichung 6.52), beschreibt jedoch in gleicher Weise das Systemverhalten. Daher wird zur Wahrung der Übersicht im Nachfolgenden stets auf die zusätzliche Kennzeichnung mit dem Index  $*$  verzichtet.

$$\dot{\vec{z}}^* = \underline{\mathbf{A}}^* \cdot \vec{z}^* + \underline{\mathbf{B}}^* \cdot \vec{u}^* \triangleq \dot{\vec{z}} = \underline{\mathbf{A}} \cdot \vec{z} + \underline{\mathbf{B}} \cdot \vec{u} \quad 6.54$$

Ausgehend davon kann die Zustandsgleichung zur detaillierten Unterscheidung von Anregung  $\vec{z}_{\text{Stör}}$  und Stellgröße  $\vec{u}_M$  auch gemäß Gleichung 6.55 formuliert werden.

$$\dot{\vec{z}} = \underline{\mathbf{A}} \cdot \vec{z} + \underline{\mathbf{B}}_M \cdot \vec{u}_M + \underline{\mathbf{B}}_{\text{Stör}} \cdot \vec{z}_{\text{Stör}} \quad 6.55$$

Entsprechend den Signalflußplänen der beiden Regelungsarten (Abbildung 6.7-23) ergibt sich die Stellgröße der Motoren dabei aus der Rückführung der Regelgröße über die Reglermatrix (Gleichung 6.56), sodass sich die Zustandsgleichung nunmehr zu Gleichung 6.57 ergibt.

$$\vec{u}_M = -\underline{\mathbf{F}} \cdot \vec{z} \quad 6.56$$

$$\dot{\vec{z}} = \underline{\mathbf{A}} \cdot \vec{z} - \underline{\mathbf{F}} \cdot \underline{\mathbf{B}}_M \cdot \vec{z} + \underline{\mathbf{B}}_{\text{Stör}} \cdot \vec{z}_{\text{Stör}} \quad 6.57$$

Wird der Term um den Zustandsvektor  $\vec{z}$  zur Systemmatrix  $\underline{\mathbf{A}}^*$  zusammengefasst (Gleichung 6.58), zeigt sich der bereits angesprochene, vorhandene Einfluss der Reglermatrix auf das Systemeigenverhalten deutlich. Sie zwingt dem System eine vordefinierte Eigendynamik auf, berücksichtigt dabei über die Zustandsgrößen die kinetische und potentielle Energie des

Systems und greift direkt in den Energieaustausch zwischen den Elementen ein. Hierin liegt auch der größte Unterschied zur konventionellen PI-Regelung. Im Gegensatz zur Bewegungsgleichung des PI-geregelten Systems nimmt die Reglermatrix direkt Einfluss auf die Masse-, Steifigkeits- und Dämpfungsterme und ist somit in der Lage, die Eigenwerte  $\lambda^*$  (Eigenfrequenzen des Schwingungssystems  $\omega^*$ ) – auch als Pole bezeichnet – zu verändern. Die Berechnung dieser erfolgt unter Anwendung der neu geschaffenen Systemmatrix  $\underline{A}^*$  (Gleichung 6.59). Folglich entscheidet die Auslegung der Reglermatrix mit deren Komponenten  $f_{ij}$  über das Maß der Einflussnahme auf das gesamte Systemverhalten.

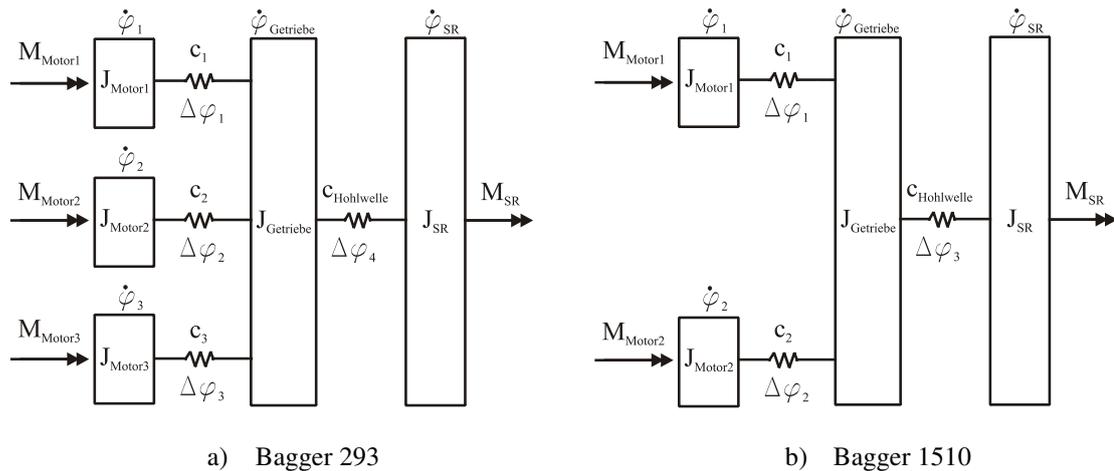
$$\dot{\underline{z}} = (\underline{A} - \underline{F} \cdot \underline{B}_M) \cdot \underline{z} + \underline{B}_{\text{Stör}} \cdot \underline{z}_{\text{Stör}} = \underline{A}^* \cdot \underline{z} + \underline{B}_{\text{Stör}} \cdot \underline{z}_{\text{Stör}} \quad 6.58$$

$$\det(\underline{A} - \lambda \underline{I} - \underline{B}_M \cdot \underline{F}) = \det(\underline{A}^* - \lambda \underline{I}) = 0 \quad 6.59$$

Voraussetzung für die Zustandsregelung ist die vollständige Mess- oder Beobachtbarkeit aller Zustände, damit die Reglermatrix diese zur Bildung der Stellgröße heranziehen kann. Dies ist jedoch nicht immer möglich, sodass sich zum Betrieb der Regler oft mechanischer Ersatzmodelle bedient wird, die den Systemzustand beobachten oder hinreichend genau berechnen [UNB07, S. 63]. Für die Anwendung der Zustandsregelung auf Schaufelradantriebe, mit Fokus auf die Reduktion der Schaufelradtorsionseigenschwingung, ergeben sich keine Einschränkungen, da alle notwendigen Größen direkt messbar sind. Daher sind auch keine Ersatzmodelle für den Betrieb des Reglers notwendig.

Auch wenn für das Anwendungsgebiet der Schaufelradantriebe somit alle Voraussetzungen für den Einsatz eines Zustandsreglers erfüllt sind, ist die Findung bzw. die Auslegung des Reglers nicht trivial. Hauptproblem ist dabei die schwere Zugänglichkeit der Regelparameter, die nicht mit den physikalisch klar verständlichen Größen der konventionellen PI-Regelung vergleichbar sind. Es existiert zudem kein genormtes oder allgemein verbindliches Regelwerk, anhand dessen die Regelparameter zu finden sind. Sie müssen für jeden Anwendungs- und Belastungsfall, unter Berücksichtigung der vorhandenen Eigendynamik, individuell bestimmt werden. Die Auslegung kann auch nicht, wie bei PI-Regelungen denkbar, vor Ort am Gerät experimentell erfolgen, sondern bedarf detaillierter mathematischer Modelle, die die Grundcharakteristik des zu regelnden Systems realistisch wiedergeben. Damit beeinflussen die Ersatzmodelle maßgeblich die Regelungsqualität und müssen zunächst in Form eines Zustandsraummodelles erarbeitet werden. Auch dies ist nicht immer problemlos möglich oder mit groben Abschätzungen verbunden und verdeutlicht die große Hürde bei der Einführung von Zustandsreglern.

Zur Auslegung der Reglermatrix für die Schaufelradantriebe wurden die Antriebsstränge beider Geräte auf einen Torsionsschwinger reduziert und mit dem bestehenden Gesamtmodell validiert, um gesichert die Verdrehwinkel und Geschwindigkeiten an den Motoren und am Schaufelrad zu kennen. Damit bilden die in Abbildung 6.7-25 dargestellten Ersatzmodelle die Eigenschwingungen der Motoren und des Schaufelrades realitätsnah ab, sodass der Zustandsregler effektiv gegen die Haupteinflussgrößen des Getriebes regeln kann.



**Abbildung 6.7-25:** Schema der Torsionsschwingungsmodelle der Schaufelradantriebe

Offen bleibt allerdings die Frage, inwieweit das Systemverhalten konkret verändert werden kann und wie die hierfür notwendigen Regelparameter  $f_{ij}$  zu definieren sind. Nach [UNB07, S. 61] bietet sich hierzu z.B. das Verfahren der Polvorgabe an, da die dynamischen Eigenschaften des geschlossenen Regelkreises mit der Systemmatrix  $\underline{A}^*$  allein durch die Lage der Eigenwerte (Pole) bestimmt werden. Gibt man sich diese, abweichend vom unregelmäßigten System, mit der Systemmatrix  $\underline{A}$  vor, so lassen sich daraus die Reglerverstärkungen  $f_{ij}$  berechnen. Ziel dieses Verfahrens ist die optimale Polverschiebung ausgewählter Eigenwerte, wobei stets die Stabilität des Regelkreises zu wahren ist [LUN06, S. 235]. Die in der einschlägigen Literatur dazu aufgeführten Beispiele und Richtlinien zur Auslegung von Zustandsreglern nach dem Verfahren der Polvorgabe beschränken sich allerdings überwiegend auf Zweimassensysteme mit einem Stellglied [SCH09, S. 973 ff.], [STI05, S. 15 ff.]. Mehrgrößensysteme mit höherer Anzahl an Freiheitsgraden erschweren die Umsetzung des Verfahrens erheblich und erfordern Expertenwissen, weshalb von der Anwendung der Polvorgabe abgesehen wird.

Zugänglicher ist hingegen das in [UNB07, S. 62 ff.] und [LUN06, S. 279 ff.] beschriebene Verfahren der linear-quadratischen Regelung (LQ-Regelung), welches mit Gleichung 6.60 auch für Mehrgrößensysteme Anwendung findet. Darin wird ein Gütefunktional  $J(\bar{z}_0, \bar{u}_M)$  zur Bewertung der Qualität des Systems herangezogen und zur Findung der Regelparameter in ein Extremwertproblem überführt. Ist das Gütekriterium minimal, dann überführt der gefundene Stellvektor  $\bar{u}_{opt}$  (Gleichung 6.61) das System vom Anfangswert  $\bar{z}_0$  optimal in die Ruhelage [UNB07, S. 63].

$$J(\bar{z}_0, \bar{u}_M) = \int_{t=0}^{\infty} \left( \bar{z}_0^T \cdot \underline{Q} \cdot \bar{z}_0 + \bar{u}_M^T \cdot \underline{R} \cdot \bar{u}_M \right) dt = \text{Min} \quad 6.60$$

$$\bar{u}_{opt} = -\underline{F} \cdot \bar{z} \quad 6.61$$

Die im Gütekriterium enthaltenen Matrizen  $\underline{Q}$  und  $\underline{R}$  sind Bewertungsmatrizen mit Diagonalstruktur und erlauben eine unterschiedliche Gewichtung der jeweiligen Systemelemente zur Findung des Stellmomentes an einem ausgewählten Systemelement. Dies wird besonders nach Überführung der Vektor-Matrix-Schreibweise in die Summenschreibweise deutlich (Gleichung 6.62).

$$J(\bar{z}_0, \bar{u}_M) = \int_{t=0}^{\infty} \left[ \sum_{i=1}^{N+M} \bar{z}_i \cdot Q_{ii} \cdot \bar{z}_i + \sum_{j=1}^O \bar{u}_j \cdot R_{jj} \cdot \bar{u}_j \right] dt \quad 6.62$$

Da sich der Zustandsvektor zudem aus dem Verdrehwinkel und der Drehgeschwindigkeit zusammensetzt, kann Gleichung 6.62 in Gleichung 6.63 umgeformt werden [GRA13, S. 58]. Hierin entspricht die Summationsgrenze  $N$  der Dimension des Zustandsvektors und  $M$  der Anzahl der gebildeten Regeldifferenzen nach Gleichung 6.64. Die im Zusammenhang mit dem Stellvektor bestehende Summationsgrenze  $O$  entspricht der Anzahl der Systemeingänge bzw. Stellglieder.

$$J(\bar{z}_0, \bar{u}_M) = \int_{t=0}^{\infty} \left[ \sum_{i=1}^{\frac{N-1}{2}} Q_{ii} \cdot \Delta\varphi_i^2 + \sum_{j=\frac{N+1}{2}}^N Q_{jj} \cdot \dot{\varphi}_j^2 + \sum_{k=1}^M Q_{kk} \cdot \dot{e}_k^2 + \sum_{l=1}^O R_{ll} \cdot u_{M_l}^2 \right] dt \quad 6.63$$

$$\dot{e} = \bar{w} - \bar{y} \quad 6.64$$

Die in Gleichung 6.63 nunmehr ersichtlichen Terme lassen sich als Energieverteilungen des Regelkreises interpretieren. Mit dem ersten Term wird die potentielle Energie des Systems gewichtet (Gleichung 6.65), da in diesen die Verdrehwinkel  $\Delta\varphi_i$  eingehen und die Wichtungskoeffizienten  $Q_{ii}$  als Federsteifigkeiten angenommen werden. Die potentielle Energie ist dabei in Torsionsschwingern direkt mit dem Drehmoment der Systemelemente gleichzusetzen, sodass eine Maximierung des ersten Terms des Gütefunktional (hohe Gewichtung) die potentielle Energie sowie die Schwankungen des Torsionsmomentes im System minimiert.

$$Q_{ii} \cdot \Delta\varphi_i^2 \cong E_{\text{Pot}_i} \quad 6.65$$

Der zweite Term des Gütefunktional kann als kinetische Energie des Regelkreises interpretiert werden, wenn die Gewichtungskoeffizienten  $Q_{jj}$  Trägheiten des Antriebsstranges verkörpern. Diese mit der quadrierten Drehgeschwindigkeit multipliziert, ergibt nach Gleichung 6.66 die kinetische Energie des Regelkreises. Eine Maximierung dieses Terms minimiert daher die Drehzahlschwankungen des gesamten Antriebsstranges.

$$Q_{jj} \cdot \dot{\varphi}_j^2 \cong E_{\text{Kin}_j} \quad 6.66$$

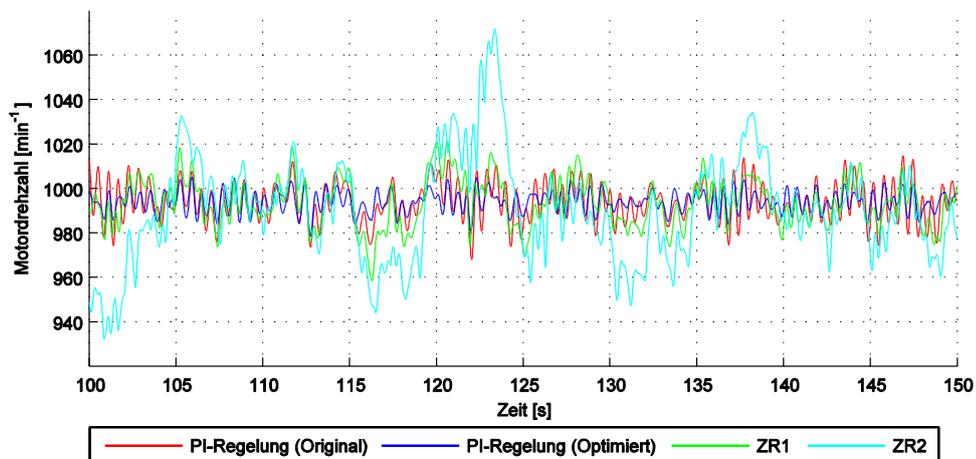
Der dritte und vierte Term des Gütefunktional sind von geringerer Bedeutung und fußen nicht auf physikalischen Zusammenhängen. Vielmehr beschreiben sie die Qualität des Führungsverhaltens (dritter Term) bei Lastsprüngen und die zu leistende Arbeit der Motoren (vierter Term) [GRA13, S. 59].

Zur Findung der Regelmatrix und deren Komponenten muss sich der Anwender daher grundsätzlich für eine der beiden Grundformen oder für die daraus gebildete Mischform entscheiden. Eine hohe Gewichtung der potentiellen Energie senkt Drehmomentschwankungen des Antriebes und sichert somit einen homogenen Leistungsfluß, nimmt jedoch höhere Drehzahlschwankungen der Einzelelemente in Kauf. Umgekehrt wird mit der hohen Gewichtung der

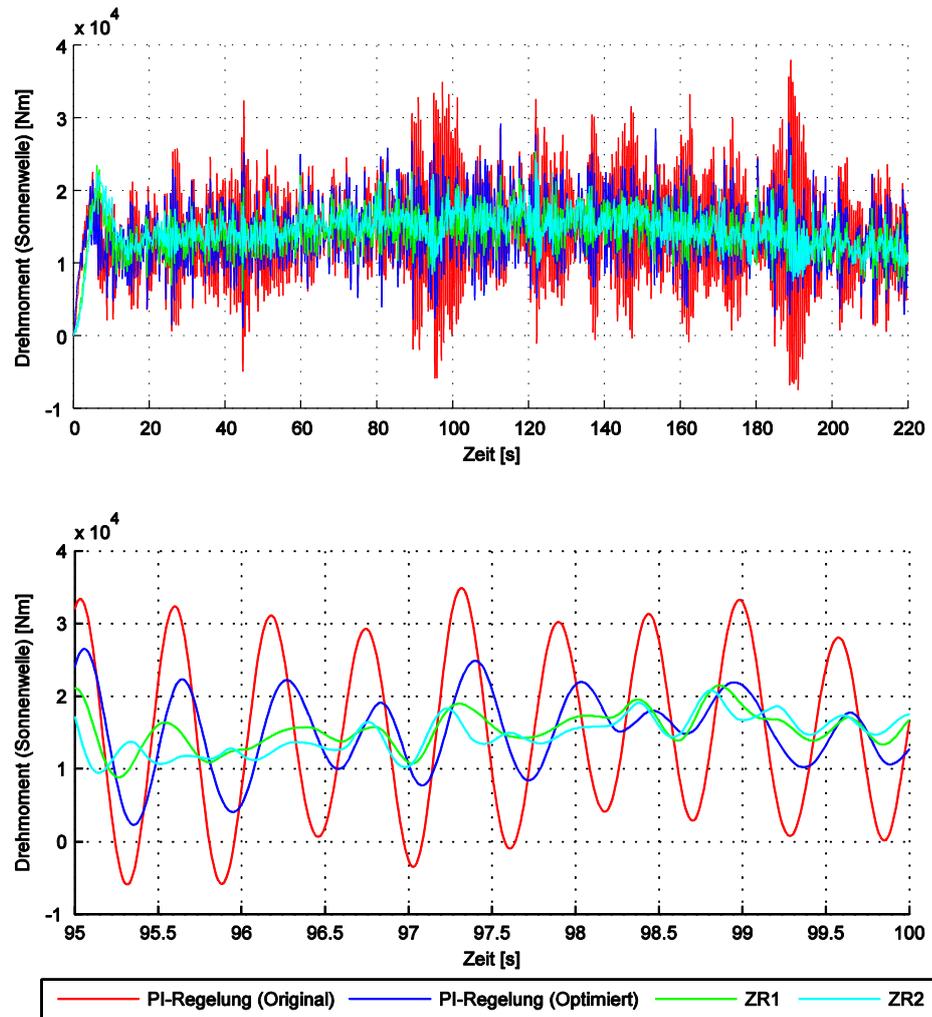
kinetischen Energie die mittlere Drehzahlschwankung des Antriebsstranges auf Kosten höherer Drehmomentschwankungen reduziert. Für die Betriebsfestigkeit und damit die Lebensdauer des Schaufelradantriebes sind, wie bei der Bildung der Schädigungssumme in Kapitel 0 hergeleitet, allein die Schwankungen des Drehmomentes von Bedeutung, sodass bei der Auslegung der Regelverstärkungen die Gewichtung auf die Minimierung der Drehmomentschwankungen abzielt. Damit wird der Antriebsstrang weiterhin Drehzahlschwankungen unterliegen, die jedoch keine schädigungsrelevante Wirkung besitzen.

[GRA13, S. 61 ff.] leitete aus dieser Forderung heraus zwei Zustandsregler ab, die die potentielle Energie unterschiedlich stark gewichten. Außerdem ersetzte er den Vorfilter durch eine gewöhnliche Integralverstärkung, da diese sehr viel robuster Schwankungen der Führungsgröße ausregelt als die wiederum mathematisch zu bestimmende Vorfilterung. Zudem führt er die Beweisführung an, dass eine Reduktion der kinetischen Energie des Regelsystems im Sinne der Betriebsfestigkeitssteigerung nicht sinnvoll ist, da die Drehmomente im gesamten Antriebsstrang erheblichen Schwankungen unterliegen [GRA13, S. 66 ff.].

Die von Graneß hergeleiteten Zustandsregler mit minimierter potentieller Energie auf die Schaufelradantriebe des Baggers 293 (Abbildung 6.7-26 und Abbildung 6.7-27) und des Baggers 1510 (Abbildung C.8) angewendet, zeigen im Vergleich der Drehzahlverläufe für beide Schaufelradantriebe ein schlüssiges Verhalten. Gegenüber der ursprünglichen PI-Regelung nehmen die Drehzahlschwankungen über die optimale PI-Regelung bis hin zu beiden Zustandsregelungen erheblich zu. Dabei gewichtet der zweite Zustandsregler (ZR2) die potentielle Energie am stärksten und besitzt daher die höchsten Drehzahlschwankungen. Dies entspricht dem zu erwartenden Verhalten und bestätigt das ganzheitliche Verständnis des Zusammenhanges zwischen Regelung und Mechanik. Im Maximum betragen die Drehzahlabweichungen  $50 \text{ min}^{-1}$ , was grundsätzlich nicht erwünscht ist. Im Hinblick auf die Lebensdauererhöhung des Gesamtsystems wäre dies jedoch tolerierbar, wenn dadurch die Dynamik des Drehmomentes abnimmt.



**Abbildung 6.7-26:** Drehzahlverlauf der Zustandsregelung im Vergleich zur konventionellen PI-Regelung (Bagger 293)

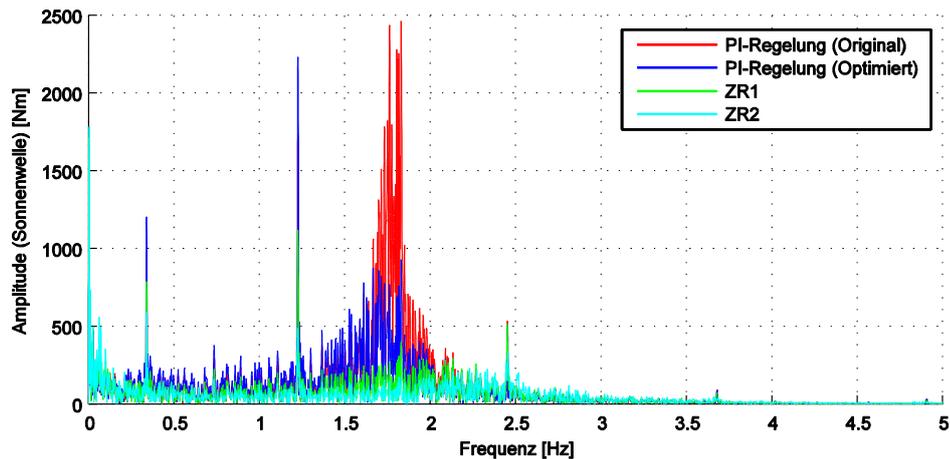


**Abbildung 6.7-27:** Drehmomentverlauf der Zustandsregelung im Vergleich zur konventionellen PI-Regelung (Bagger 293)

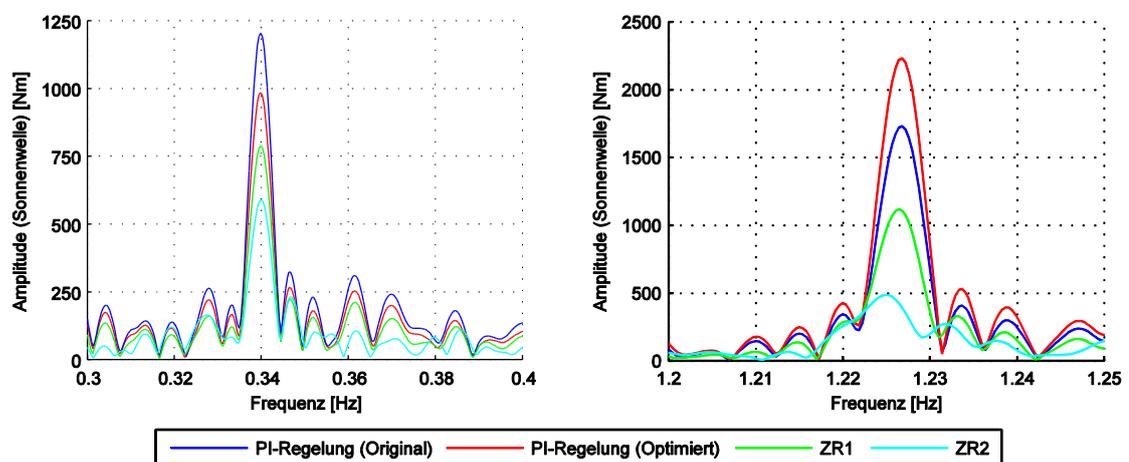
Im direkten Vergleich der beiden Zustandsregler ZR1 und ZR2 wird allerdings auch ersichtlich, dass beide ein ähnliches Dämpfungsvermögen aufweisen, da sich die Drehmomentverläufe stark ähneln. Inwiefern sich dies auf die Schädigungssumme auswirkt, lässt sich mit der alleinigen Betrachtung im Zeitbereich nicht schlussfolgern. Auch die Überführung des Zeitsignals in den Frequenzbereich lässt hierzu keine näheren Rückschlüsse zu, verdeutlicht allerdings eindrucksvoll die gezielte Reduktion der Schaufelradschwingung (Abbildung 6.7-28 und Abbildung C.9). Durch die Messung der Motor- und Schaufelraddrehzahlen sowie der Verdrehwinkel regeln die Zustandsregler zielgerichtet gegen diese Haupteinflussgröße. Bei beiden Zustandsreglern ist die Schaufelradschwingung in den Zeitsignalen faktisch nicht zu entdecken, sodass diese vollständig gedämpft werden konnte.

Ferner werden auch die Schaufeleingriffsfrequenz (1,25 Hz) und auch die Nickeigen-schwingung des Schaufelradauslegers (0,34 Hz) durch die Zustandsregelung begünstigt, da die nunmehr fehlende Getriebereaktion die Auslegernickschwingung nicht länger anregt, siehe Abbildung 6.7-29. Deren Dämpfung führt wiederum zu einem gleichmäßigeren Grabkraftverlauf, weshalb auch die Anregung durch die Schaufeleingriffsfrequenz sinkt. Der Zustandsregler bewirkt somit, im Gegensatz zur optimierten PI-Regelung (Kapitel 6.7.3), eine

positive Änderung des Übertragungsverhaltens, gleichwohl er ursächlich allein die Schaufelrad-torsionseigenschwingung dämpft. Dessen ganzheitliche Rückwirkung mit den weiteren Haupteinflussgrößen erzeugt jedoch eine gesamtheitliche Systemverbesserung. Im direkten Vergleich aller Regelungsarten liefert die Zustandsregelung somit das größte Potenzial zur Minimierung der Antriebsdynamik. Gleichwohl die Rückführung der Schaufelrad-drehzahl die Schaufelrad-torsionseigenschwingung in ähnlichem Maße dämpft, kann sie die Schaufel-ein-griffsfrequenz und die Auslegernickschwingung nicht beeinflussen.



**Abbildung 6.7-28:** Frequenzspektrum des Drehmomentverlaufes der Zustandsregelung im Vergleich zur konventionellen PI-Regelung (Bagger 293)



**Abbildung 6.7-29:** Detailliertes Frequenzspektrum des Drehmomentverlaufes bei Zustandsregelung (Bagger 293)

Die zuvor beschriebenen Verringerungen der Drehmomentamplituden äußern sich bei beiden Schaufelradantrieben schlüssigerweise in einer erheblichen Reduktion der Schädigungssumme. Im Vergleich zur bisherigen Schädigungssumme des Baggers 293 lässt sich diese an der Hohlradwelle des Schaufelrades auf  $1 \cdot 10^{-18}$  reduzieren, siehe Abbildung 6.7-30. Zudem wird klar ersichtlich, dass der zweite Zustandsregler (maximale Gewichtung der potentiellen Energie) die Schädigungssumme nochmals deutlich verringert.

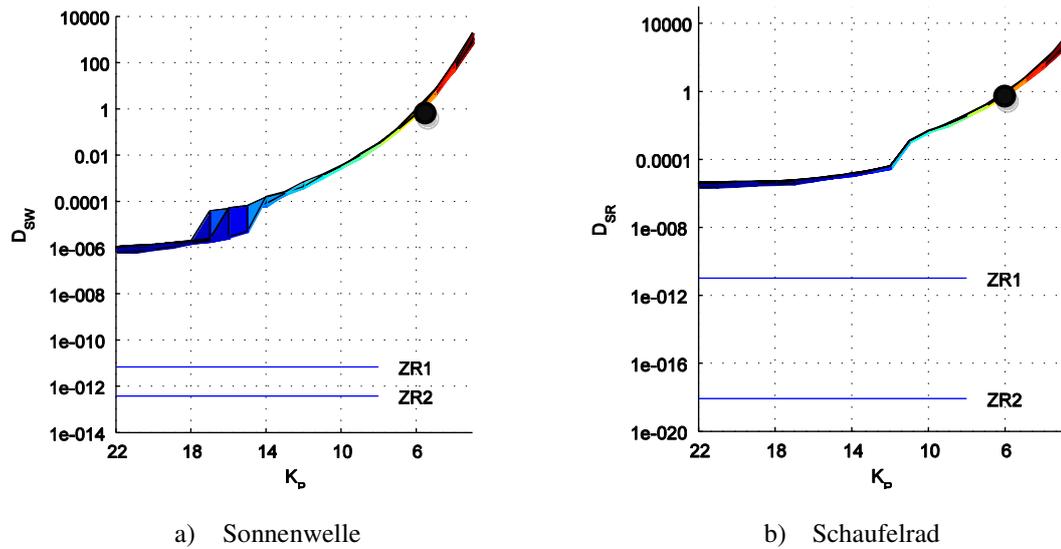


Abbildung 6.7-30: Schädigungskennfeld bei Zustandsregelung (Bagger 293)

Gleiches ist grundsätzlich auch beim Antriebsstrang des Baggers 1510 zu erkennen, allerdings beschränkt sich die Einflussnahme des Zustandsreglers. Dies begründet sich nicht in der fehlenden Wirksamkeit des Reglers, sondern in der geringen Bedeutung der Schaufelrad-torsionseigenschwingung für das Systemverhalten des Baggers 1510. Die optimierte PI-Regelung ist ebenso in der Lage, die Schaufelrad-torsionseigenschwingung in ähnlichem Maße zu dämpfen wie die Zustandsregelung oder die Regelung mit Rückführung der Schaufelrad-drehzahl. Folglich nehmen auch die Schädigungssummen vergleichbare Werte an.

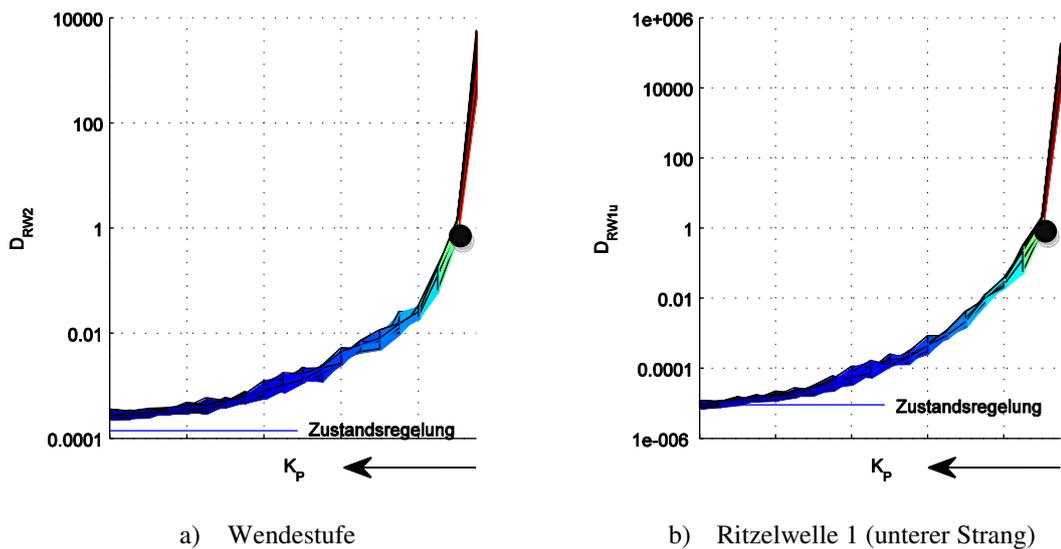


Abbildung 6.7-31: Schädigungskennfeld bei Zustandsregelung (Bagger 1510)

Hierin bestätigt sich auch der fundamentale Unterschied beider Antriebsstränge. Bereits die bisherige Regelung und Konstruktionsweise des Baggers 1510 begünstigt dessen systemdynamisch optimierte Betriebsweise. Dies meint jedoch nicht, dass damit die Lebensdauer des Systems höher ist als die des Baggers 293. Die Lebensdauer ist das Ergebnis aus Mittelspannung und Ausschlagsspannung und somit von der Dimensionierung der System-

komponenten abhängig. Ein direkter Vergleich zwischen beiden Geräten ist somit nicht möglich, da hierfür die Simulation bei identischen Randbedingungen (Standort, Betriebsweise) notwendig wäre. Zudem müsste diese für unterschiedliche Bodenarten und Drehzahlen durchgeführt werden, was einen hohen Rechenaufwand zur Folge hätte.

Der Vergleich der Schädigungskennfelder beider Geräte erlaubt jedoch die Aussage, dass das Potenzial der aktiven Motorregelung beim Bagger 293, relativ zur aktuellen Betriebsweise, deutlich größer ist. Hierbei zeigt insbesondere die Zustandsregelung, dass diese das Konzept der Minimierung der Drehmomentschwankungen im ausgewählten Lastfall am besten umsetzt und die Schaufelradschwingung vollständig dämpft. Dadurch sinkt auch die Schädigungssumme auf ein Minimum, was mit der größten Lebensdauererhöhung gleichzusetzen ist.

Dennoch gilt es, die Bedeutung und vor allem die Anwendbarkeit der Zustandsregelung zu relativieren, da diese speziell für die hochvariablen Randbedingungen des stochastischen Grabprozesses an ihre Grenzen stößt. Gleichwohl die Zustandsregelung für Normalzustände des Systems die beste Regelungsart zu sein scheint, wurde deren Verhalten bei Sonder- oder Grenzlastfällen nicht untersucht. Hierzu zählen das Anbaggern eines Findlings, das Festfahren des Schaufelrades an einer Böschung sowie der Ausfall des Systems aufgrund eines Schadens. Zudem gilt es zu bedenken, dass die Auslegung des Zustandsreglers auf Basis eines Systemzustandes entsteht und daher, im Gegensatz zur PI-Regelung, anfällig gegenüber veränderten Betriebsbedingungen ist. Die enorme Vielzahl an möglichen Lastkombinationen erschwert die Auslegung einer allgemeingültigen Zustandsregelung und verdeutlicht, dass die gefundenen Zustandsregler für beide Geräte mit weiteren Simulationen abzusichern sind.

## **6.8 Innovativer Beitrag der Forschungsergebnisse**

Im Rahmen des Forschungsvorhabens „SRad-Dyn“ wurden erstmals der gesamte Antriebsstrang und die umgebende Struktur von Schaufelradantrieben vollständig mithilfe der elastischen Mehrkörpersystem-Simulation abgebildet. Die Modelle besitzen sechs Freiheitsgrade und liefern, entgegen reinen Torsionsschwingern, neben Informationen zur Bewegung der Körper im gesamten Raum, beliebige Schnittlasten, die zur detaillierten Berechnung der Einzelkomponenten herangezogen werden können. Darüber hinaus besitzen die Modelle elastische Eigenschaften und erlauben somit Rückschlüsse auf örtliche Deformationen. Zur Einbindung elastischer Strukturen wurden hierzu für die relevanten Baugruppen (Getriebegehäuse, Drehmomentstütze und Oberbau) Finite-Elemente-Modelle erstellt und in das Gesamtmodell integriert. Somit besitzen die mechanischen Ersatzmodelle der Schaufelradantriebe des Baggers 293 und des Baggers 1510 eine realitätsnahe Steifigkeits- und Masseverteilung.

Zudem ragt die Systemgrenze des Ersatzmodells weit über den Antriebsstrang hinaus und berücksichtigt neben dem gesamten Oberbau des Schaufelradbaggers auch das vollständige Seilsystem. Dadurch lassen sich erstmals die Kinematik und Kinetik innerhalb der einzelnen Teilsysteme sowie die Wechselwirkungen zwischen den mechanischen Teilsystemen ganzheitlich untersuchen und verbessern, was zu einer erheblichen Steigerung des Gesamtsystemverständnisses beiträgt.

Durch die Kopplung des mechanischen Ersatzmodells mit dem mechatronischen Ersatzmodell der Motorregelung der frequenzumrichter gesteuerten Asynchronmotoren sowie der Validierung des Grabwiderstandsmodells wurde der Ansatz der ganzheitlichen Simulation vervollständigt. Dieser ist in der bisherigen Literatur in diesem Umfang nicht zu finden und erlaubt erstmals das Systemverhalten von Schaufelradantrieben während des Betriebes ganzheitlich zu beurteilen. Hierzu zählt insbesondere, dass das Ersatzmodell des Arbeitsprozesses (Grabwiderstandsmodell) bei der Berechnung der abtriebseitigen Lasten nunmehr neben der Wechselwirkung des Schaufelradauslegers mit dem Boden ferner die grundlegende Charakteristik des Zufallsprozesses berücksichtigt.

Die Ergebnisse der Simulationen beweisen einerseits, dass realitätsnahe Systemeigenfrequenzen berechnet werden können, die sich durch Messungen am Gerät bestätigen. Andererseits zeigt der direkte Vergleich gemessener und simulierter Lastfälle im Zeit- und Frequenzbereich in unterschiedlichen Bodenarten, dass die Ergebnisse für alle relevanten Systemreaktionen qualitativ und quantitativ übereinstimmen. Damit rechtfertigt sich auch der enorme Mehraufwand bei der Modellbildung des Gesamtsystems. Im Gegensatz zu den bisherigen Ansätzen in der Literatur, die meist Teilsysteme isoliert untersuchen oder zu starke Vereinfachungen bei der Gesamtsystembetrachtung treffen, lassen sich mithilfe der validierten ganzheitlichen Modelle beider Schaufelradantriebe belastbare Rückschlüsse auf die Einflussgrößen der Systemdynamik ziehen. Hierzu zählt auch, dass erstmals ganzheitlich zwischen Ursache (Anregung) und Wirkung (Systemreaktion) unterschieden werden kann.

Die aus dem Ist-Zustand der Systeme abgeleiteten Optimierungsvorschläge (Soll-Zustände) stellen effektive Maßnahmen zur Minderung der Systemdynamik dar und richten sich am individuellen Verhalten der Antriebsstränge aus. Mit der Schädigungssumme wurde außerdem ein Kriterium angewendet, mit dem Systemzustände objektiv bewertet werden können. Die geschaffenen Schädigungskennfelder ermöglichen die in der Vergangenheit experimentell gewonnen und am realen Gerät eingesetzten Regelparameter wissenschaftlich zu hinterfragen und zu korrigieren. Zudem sind die Vorgehensweisen allgemeingültig und können daher zur Bewertung jeglicher Antriebssysteme herangezogen werden.

Dabei zeigt sich, dass sich die Lebensdauer aller Maschinenelemente insbesondere durch die Rückführung und Einbindung des Schaufelrad Drehzahlsignals in die Motorregelung maßgeblich erhöhen lässt. Ein derartiges Regelkonzept ist für Schaufelradantrieben bisher nicht bekannt und besticht durch dessen Einfachheit, Praktikabilität und Wirksamkeit. Die projektbeteiligten Betreiber RWE Power AG und Vattenfall Europe Mining AG arbeiten derzeit in Zusammenarbeit mit der forschenden Einrichtung an der Umsetzung des Verfahrens.

## **6.9 Nutzen und wirtschaftliche Bedeutung der Forschungsergebnisse insbesondere für KMU**

Im Rahmen des Forschungsvorhabens erfolgten zahlreiche Untersuchungen 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, einzelne Para-

meter der Betriebsführung zu variieren um somit zur Vermeidung der ermittelten kritischen Betriebszustände beizutragen.

Mit den vorliegenden, ganzheitlichen Simulationsmodellen der Antriebsstränge des Baggers 293 und des Baggers 1510, der elektrischen Komponenten sowie der Regelung und Steuerung kann das Verbesserungspotential einzelner Parameter und Bauteile effektiv untersucht werden. Die dabei entstandenen Erkenntnisse bieten umfangreiche Möglichkeiten die Betriebsführung der Schaufelradbagger derart zu verändern, dass die Lebensdauer aller Maschinenelemente steigt. Durch die geschaffene Möglichkeit, mithilfe des ganzheitlichen Modells belastbare Lastannahmen im gesamten Antriebsstrang zu bestimmen, ist es nunmehr ferner möglich, kritische Einzelkomponenten gezielt hinsichtlich ihrer statischen und dynamischen Lasten auszulegen. Damit können die KMU ihre bestehende Fachexpertise aus dem Bereich der statischen Festigkeitsrechnung um Fachkenntnisse aus dem Bereich der Dynamik von Antriebssystemen erweitern.

Zudem können die Informationen zu den ermittelten kritischen Komponenten durch ein vergleichbares Vorgehen in die konstruktive Gestaltung von Bauteilen eingehen. Mit den komplexen Simulationsmodellen wird die Möglichkeit gegeben, das durch den Einsatz modifizierter Bauteile bzw. Baugruppen resultierende dynamische Verhalten des Gesamtsystems unter simulierten Einsatzbedingungen zu ermitteln. Außerdem wird mit den entstandenen Simulationsmodellen der Schaufelradbagger auch die Möglichkeit geschaffen, bei der Klärung der Ursachen von aufgetretenen Havarien oder Schadensfällen innerhalb kürzester Zeit einen unterstützenden Beitrag zu leisten.

Aus den Ergebnissen der Untersuchungen konnten Vor- und Nachteile von Austauschkomponenten und Konstruktionshinweise für die Gestaltung von zu ersetzenden Bauteilen abgeleitet und den KMU zur Verfügung gestellt werden. Für die Sicherheitskupplungen beider Schaufelradantriebe konnten die teilnehmenden KMU beispielsweise erstmals ganzheitlich die Vor- und Nachteile ihrer Bauteildimensionierung am realen System nachempfinden. Es wurde ersichtlich, dass sowohl der Getriebehersteller als auch der Motorenhersteller bei der Auswahl der Kupplungseigenschaften (Trägheit, Steifigkeit, Dämpfung) erheblich begünstigt werden können. Demgegenüber wurde jedoch auch sichtbar, dass nicht auf das individuelle Antriebssystem abgestimmte Kupplungen das Systemverhalten maßgeblich negativ beeinflussen können. Durch jene Sensibilisierung der KMU für derartige Einflussgrößen und durch das geschaffene Gesamtsystemverständnis wird es in Zukunft möglich sein, alle Antriebskomponenten aufeinander abzustimmen.

Die verbesserte Kenntnis des Systemverhaltens elektromechanischer Schaufelradantriebe begünstigt zudem überwiegend mittelständisch strukturierte Hersteller antriebstechnischer Komponenten, die einen enormen Wettbewerbsvorteil gegenüber weiteren Marktteilnehmern besitzen. Die Auswahl der Systemkomponenten (Getriebe, Kupplungen, Lager, Dämpfungselemente, usw.) wird durch die erreichte ganzheitliche Betrachtung der Wechselwirkungen zwischen Elektrik und Mechanik auf eine gesicherte Grundlage gestellt. Lastzustände, Lebensdauerabschätzung, Gewährleistungszusagen und Anlagenverfügbarkeit können bereits in der Konstruktionsphase realistisch vorherbestimmt werden und somit die wirtschaftlichen Risiken

der KMU reduzieren und ihre Fachkompetenz stärken. Die durch das Projekt bereitgestellte Methodik bleibt dabei nicht auf Bergbauanwendungen beschränkt, sondern lässt sich auf zahlreiche Aufgabenstellungen des Anlagen- und Schwermaschinenbaus anwenden.

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

## **6.10 Angaben über gewerbliche Schutzrechte**

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

## 6.11 Gegenüberstellung der Ergebnisse mit den Zielsetzungen des Antrags

Forschungsziel	Umsetzung
Ganzheitliche Erfassung und Darstellung der Antriebsdynamik von Schaufelradantrieben mithilfe der Mehrkörpersystem-Simulation	Aufbau vollelastischer Mehrkörpersystemmodelle des Baggers 293 und des Baggers 1510 und Abgleich des Übertragungsverhaltens im Zeit und Frequenzbereich mithilfe von Messdaten.
Identifikation von Haupteinflußgrößen die Antriebsdynamik betreffend	<p>Als Haupteinflussgrößen wurden identifiziert:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Schaufelradtorsionseigenschwingung (Reaktion Getriebe)</li> <li>• Nickeigenschwingung des Schaufelradauslegers (Reaktion Oberbau)</li> <li>• Schaufeleingriffsfrequenz (Anregung)</li> </ul>
Überprüfung und Überarbeitung der Erfahrungswerte zur belastungsgerechten Auslegung des gesamten Antriebsstranges	Die grundsätzlichen Erfahrungswerte zur Auslegung von Schaufelradantrieben bleiben gültig, müssen jedoch durch die Berücksichtigung dynamischer Lasten erweitert werden. Zur Ermittlung dieser sind zwingend elastische Mehrkörpersysteme mit sechs Freiheitsgraden zu nutzen, reine Torsionsschwinger entsprechen nicht dem Stand der Technik.
Grundsätzliche Erhöhung der Lebensdauer durch mechanisch schonende Betriebsweise	Die Lebensdauer aller Maschinenelemente kann durch konstruktive und regelungstechnische Maßnahmen erheblich gesteigert werden. Die Anpassung der bestehenden Regelung stellt hierbei eine praktische Lösung dar.
Ableitung von allgemeingültigen Regelungskonzepten mit minimaler Antriebsdynamik	Im Rahmen des Vorhabens wurden drei Regelungskonzepte vorgestellt, die sich an den individuellen Eigenschaften des Antriebes orientieren und dennoch allgemeingültig auf ähnliche Antriebssysteme übertragen lassen. Dabei wurden Konzepte zur Variation der bestehenden Regelparameter, zur Rückführung der Schaufelradrehzahl und zur Zustandsregelung erarbeitet und erprobt.

## 7 Literatur

- [BAH59] Bahr, J.: Betrachtungen über Probleme des Grabwiderstands an Gewinnungsgeräten im Tagebau. In: Freiburger Forschungsheft (1959) A 117, S. 115-132
- [BJS88] Backhaus, E.; Jacob, K.; Sollmann, H.: Theoretische Untersuchungen des dynamischen Verhaltens von Schaufelradantrieben. In: Hebezeuge und Fördermittel 8 (1988), S. 228-236
- [BEC11] Becker, M.: Mehrkörpersimulation der Hubseilwinde eines Schaufelradbaggers, Diplomarbeit. Dresden 2011
- [BER80] Bergmann, H.-J.: Grabwiderstand beim Hydraulikbagger, Dissertation. Berlin 1980
- [BUN13] Bundesverband Braunkohle (DEBRIV): Braunkohle in Deutschland 2013. Profil eines Industriezweiges. Berlin 2013
- [BUS06] Busch, R.: Elektrotechnik und Elektronik. Für Maschinenbauer und Verfahrenstechniker ; mit 132 Aufgaben mit Lösungen, 4. Auflage. Wiesbaden: Teubner 2006
- [CS03] Claeysen, J. R.; Soder, R.: A dynamical basis for computing the modes of Euler-Bernoulli and Timoshenko beams. In: Journal of Sound and Vibration 2003 259(4), S. 986-990
- [CB68] Craig, R.; Bampton, M.: Coupling of Substructures for Dynamic Analyses. In: AIAA Journal 1968 Vol. 6, S. 1313
- [DIN743] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.: Wellen und Achsen (DIN 743). Berlin 2012
- [DIN69] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.: Klassierverfahren. Für das Erfassen regelloser Schwingungen (DIN 45667). Berlin: Beuth 1969
- [DIN95] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.: Erdbaumaschinen. Leistung der Maschinen, Begriffe, Formelzeichen und Einheiten (DIN 9245). Berlin 1995
- [DIN06] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.: Bagger, Absetzer und Zusatzgeräte in Braunkohletagebauen - Teil 2: Berechnungsgrundlagen (DIN 22261-2). Berlin 2006
- [DTD10] Doguer, T.; Tkachuk, P.; Daniel, C.: Simulation von Wälzlagerschäden unter Berücksichtigung von Käfigspiel und Lasteinfluss: AKIDA 2010. Aachen, 17./18. November 2010
- [DRE06] Dresig, H.: Schwingungen mechanischer Antriebssysteme. Modellbildung Berechnung Analyse Synthese, 2. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer 2006
- [DH07] Dresig, H.; Holzweissig, F.: Maschinendynamik, 8. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York, NY: Springer 2007
- [DV88] Durst, W.; Vogt, W.: Bucket Wheel Excavator. Clausthal-Zellerfeld, [West Germany]: Trans Tech Publications 1988
- [EUL99] Eulitz, K.-G.: Beurteilung der Zuverlässigkeit von Lebensdauervorhersagen nach dem Nennspannungskonzept und dem Örtlichen Konzept anhand einer Sammlung von Betriebsfestigkeitsversuchen, Habilitation. Dresden 1999
- [EUL10] Eulitz, K.-G.: Betriebsfestigkeit. 2. Studienbrief, Studienbrief der Technischen Universität Dresden. Dresden 2010
- [FEY94] Feyrer, K.: Drahtseile. Bemessung, Betrieb, Sicherheit. Berlin, New York: Springer-Verlag 1994

- [FKM12] FKM-Richtlinie 2012: Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile. 6. Aufl. (2012). Frankfurt am Main
- [FRA06] Franze, J.: Ermittlung von dynamischen Zusatzbelastungen in Schaufelradantrieben mit Ein- oder Mehrmotorantrieb, Diplomarbeit. Freiberg 2006
- [FRA12] Frase, G.: Erstellung eines Ersatzmodells für die Motorregelung des Schaufelradbaggers 293, Großer Beleg. Dresden 2012
- [GNI05] Gnilke, M.: Aktueller Entwicklungsstand bei Schaufelradgetrieben mittlerer und großer Leistung: DMK - Dresdner Maschinenelemente Kolloquium 2005
- [GRA12] Graneß, H.: Modellbildung, Simulation und systemdynamische Analyse des SRs 6300/1510 Schaufelradantriebes, Großer Beleg. Dresden 2012
- [GRA13] Graneß, H.: Aktive Schwingungsdämpfung drehzahl geregelter Schaufelradantriebe, Diplomarbeit. Dresden 2013
- [GB89] Grünbaum, P.; Bruns, B.: Triaxiale Messung der Schneidkräfte an den Zähnen eines Schaufelradbaggers. In: Messtechnische Briefe 25 (1989) Heft 2, S. 37-42
- [GUO00] Guoqiang, W.: Experimental Study on the Dynamic Characteristics of the Wheel Boom of the Bucket Wheel Excavator. In: Braunkohle & Other Minerals 52 (2000) 5, S. 539-542
- [GUY65] Guyan, R. J.: Reduction of Stiffness and Mass Matrices. In: AIAA Journal 1965 Vol. 3, S. 380
- [HÄH09] Hähnel, T.: Auslegung von Maschinenelementen dynamisch hochbelasteter Antriebe mittels Messung und Simulation, Dissertation. Dresden 2009
- [HCS82] Härtig, H.; Ciesielski, R.; Strzodka, K.: Grundlagen für die Berechnung von Tagebauen, 3. Auflage. Leipzig: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie 1982
- [HL75] Hentschel, R.; Lorz, J.: Beitrag zur Theorie der Grabwiderstände. Untersuchungen am Beispiel des Schaufelradbaggers, Dissertation. Magdeburg 1975
- [HER12] Herzog, C.: Untersuchung des Einflusses der elastischen Umgebung auf das Verhalten des Schaufelradantriebs im Zeit- und Frequenzbereich, Großer Beleg. Dresden 2012
- [HEU75] Heumann: Dynamische Einflüsse bei der Schnittkraftbestimmung in standfesten Böden, Dissertation. Karlsruhe 1975
- [HIM65] Himmel, W.: Beitrag zum Problem des Grabwiderstandes an Schaufelradbaggern, Dissertation. Freiberg 1965
- [HIP04] Hippmann, G.: Modellierung von Kontakten komplex geformter Körper in der Mehrkörperdynamik, Dissertation. TU Wien 2004
- [HÜB12] Hübel, M.: Vergleichende Untersuchungen unterschiedlicher Modellierungsstrategien bei MKS-Simulationen bezüglich ihrer Wirkung auf die Verzahnung unter Berücksichtigung gängiger Flankenmodifikationen, Großer Beleg. Dresden 2012
- [HTS81] Hück, M.; Thrainer, L.; Schütz, W.: Berechnung von Wöhlerlinien aus Stahl, Stahlguß und Grauguß - Synthetische Wöhlerlinien. Bericht Nr. ABF 11 - Arbeitsgemeinschaft Betriebsfestigkeit VDEh, Zweite überarbeitete Fassung. Düsseldorf 1981
- [HÜN11] Hüniger, M.: Erstellen eines Grabkraftmodells unter Berücksichtigung von individuellen Abbaubedingungen, Diplomarbeit. Dresden 2011
- [JAC82] Jacob, K.: Experimentelle Analyse der Belastung des Schaufelrades durch den Grabvorgang, Dissertation. Dresden 1982

- [KAT09a] Katterfeld, A.: Gekoppelte Diskrete Elemente Simulation zur Berücksichtigung von Maschinendynamik, Bauteilverformung und Umgebungseinflüssen: 14. Fachtagung Schüttgutförderertechnik. Magdeburg, 23./24. September 2009
- [KAT09b] Katterfeld, A. (Hrsg.): Gekoppelte Diskrete Elemente Simulation zur Berücksichtigung von Maschinendynamik, Bauteilverformung und Umgebungseinflüssen 2009
- [KMD09] Katterfeld, A.; Mothes, M.; Deimel, T.: DEM-Simulation von Grabprozessen: 4. Fachtagung Baumaschinenteknik. Dresden, 14./15. Mai 2009
- [KLE03] Klein, U.: Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen, 3. Auflage. Düsseldorf: Stahleisen 2003
- [KPS95] Koch, S.; Poschmann, M.; Seeliger, A.: Gekoppelte Schwingungssimulation elektromechanischer Antriebe. In: VDI Berichte (1995) 1220
- [KD10] Kreßner, M.; Drebenstedt, C.: Analyse der zeitabhängigen Kraftfunktionen in den Messwerten des mechanischen Antriebsmomentes an Schaufelradwellen. TU Bergakademie Freiberg 2010
- [KGJ02] Kunze, G.; Göhring, H.; Jacob, K.: Baumaschinen. Erdbau- und Tagebaumaschinen. Wiesbaden: Vieweg Verlag 2002
- [LAS88] Laschet, A.: Simulation von Antriebssystemen. Modellbildung d. Schwingungssysteme u. Beispiele aus d. Antriebstechnik. Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo: Springer 1988
- [LEH06] Lehner, G.: Elektromagnetische Feldtheorie für Ingenieure und Physiker, 5. Auflage. Berlin: Springer 2006
- [LUB67] Lubrich, W.: Über den Schneidkraftwert von Schaufelradbaggern. In: Zeitschrift für Gewinnung und Verwertung der Braunkohle 1967 Heft 8, Band 19, S. 269-275
- [LUN04] Lunze, J.: Regelungstechnik 1. Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen, 4. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2004
- [LUN06] Lunze, J.: Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, digitale Regelung mit einer Einführung in das Programmsystem MATLAB, 4. Auflage 2006
- [MAR10] Marwala, T.: Finite-Element-Model Updating Using Computational Intelligence Techniques: Applications to Structural Dynamics: Springer-Verlag 2010
- [MAY87] May, A. L.: Analyse der dreidimensionalen Schnittverhältnisse beim Schaufelradbagger, Dissertation. Karlsruhe 1987
- [MEC62] Mechling, E.: Beitrag zur Grabarbeit mit Schaufelrädern, Dissertation. Dresden 1962
- [MOT95] Mottershead, J.: Finite Element Model Updating in Structural Dynamics: Springer 1995
- [MTA10] Mtauweg, S.: Dynamische Untersuchung des Pitch- und Azimutsystems und der zugehörigen Regelstrategien einer Windenergieanlage mittels Mehrkörpersimulation, Dissertation. Dresden 2010
- [MÜL90] Müller, G.: Elektrische Maschinen, 2., durchges. Weinheim [u.a.]: VCH 1990
- [PAJ60] Pajer, G.: Beitrag zur Theorie des Schaufelrads. In: wiss. Zeitschrift der TH Magdeburg IV (1960) 1, S. 123-134
- [PÄB08] Päßler, S.: Optimierung des effektiven Fördervolumens von Schaufelradbaggern durch Nutzung von Methoden der virtuellen Realität, Dissertation. Freiberg 2008

- [PAW72] Pawandenat, D.: Probleme der Winderregung von schwingungsfähigen Tragwerken. In: Hebezeuge und Fördermittel 12 (1972) 3, S. 70-75
- [POD77] Poderni, R.: Grundlagen der Grabkraftentstehung bei Schaufelradbaggern. In: Hebezeuge und Fördermittel 17 (1977) 10, S. 306-308
- [POL10] Polter, M.: Dynamische Analyse eines Strahlruderantriebes unter Berücksichtigung detaillierter Lastannahmen auf Grundlage von CFD-Berechnungen, Diplomarbeit 2010
- [RAS73] Rasper, L.: Der Schaufelradbagger als Gewinnungsgerät, 1. Auflage. Clausthal: Trans Tech Publ. 1973
- [RZ08] Reuter, M.; Zacher, S.: Regelungstechnik für Ingenieure. Analyse, Simulation und Entwurf von Regelkreisen ; mit 77 Beispielen und 34 Aufgaben, 12. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner 2008
- [ROS12] Rosenlöcher, T.: Systematisierung des Modellierungsprozesses zur Erstellung elastischer Mehrkörpersystem-Modelle und dynamischen Untersuchung von Großantrieben, Dissertation. Dresden 2012
- [RB07] Ruge, P.; Birk, C.: A comparison of infinite Timoshenko and Euler-Bernoulli beam models on Winkler foundation in the frequency- and time-domain. In: Journal of Sound and Vibration 2007 304, S. 932-947
- [RC01] Rusinski, E.; Czmochocki, J.: Die Modalanalyse des Oberbaus eines Baggers vom Typ SchRs-800. In: Braunkohle & Other Minerals 53 (2001) 3, S. 319-324
- [RSK97] Rusinski, E.; Smolnicki, T.; Kanczewski, P.: Gesichtspunkte zur Sanierung der Stahlkonstruktion von Schaufelradbaggern. In: Braunkohle - Surface Mining 49 (1997) 5, S. 465-471
- [RWE92] RWE Power AG: Auslegerschwingungen am Bagger 292. Interner Bericht, Versuchsabteilung HW Grefrath VA 1. Frechen Habelrath 1992
- [SKS13] Sauer, B.; Kiebusch, T.; Spägle, V.: Entwicklung von Berechnungsmodulen zur Mehrkörpersimulation von Wälzlagern in SIMPACK. FVA Abschlussbericht (Vorhaben Nr. 625). Kaiserslautern 2013
- [SAU82] Saupe, D.: Untersuchungen über die tangentielle Kraft an Schnittwerkzeugen in Erdstoffen unter Berücksichtigung der Verschleißfläche, Dissertation. Dresden 1982
- [SJ83a] Scheffler, M.; Jacob, K.: Fördermaschinen. 16. Lehrbrief. Dresden 1983
- [SJ83b] Scheffler, M.; Jacob, K.: Fördermaschinen. 19. Lehrbrief. Dresden 1983
- [SCH10] Schlecht, B.: Maschinenelemente 2. Getriebe, Verzahnungen, Lagerungen. München: Pearson Studium 2010
- [SRH09] Schlecht, B.; Rosenlöcher, T.; Hähnel, T.: Aktueller Stand der Lastermittlung mittels Mehrkörper-Simulation und Betriebsmessung zur Auslegung von Windturbinen: Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2009
- [SS10] Schlecht, B.; Schulz, C.: Untersuchung und Optimierung des dynamischen Verhaltens von Schaufelradantrieben: AKIDA 2010. Aachen, 17./18. November 2010
- [SS11a] Schlecht, B.; Schulz, C.; Kreßner, M.: Erstellung eines Grabwiderstandsmodells zur ganzheitlichen Simulation von Schaufelradantrieben: 16. Fachtagung Schüttgutfördertechnik Magdeburg. Magdeburg, 14./15. September 2011
- [SS11b] Schlecht, B.; Schulz, C.: Ganzheitliche Simulation von Schaufelradantrieben unter Berücksichtigung der umgebenden Struktur: SimPEP - Kongress für Simulation im Produktentwicklungsprozess. Würzburg/Veitshöchheim, 29./30. September 2011

- [SS11c] Schlecht, B.; Schulz, C.: Der modernisierte Schaufelradbagger - Ganzheitlicher Ansatz zur Leistungsoptimierung: Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2011. Dresden, 29./30. November 2011
- [SS12] Schlecht, B.; Schulz, C.: Erstellung eines modularen Mehrkörpermodells zur Abbildung des dynamischen Verhaltens von Schaufelradbaggern: 5. Fachtagung Baumaschinentechnik 2012. Dresden, 20./21. September 2012
- [SS14] Schlecht, B.; Schulz, C.: Untersuchung und Optimierung des dynamischen Verhaltens von Schaufelradantrieben. Abschlussbericht 2014
- [SWC98] Schlecht, B.; Wunsch, D.; Christianhemmers, A.: Simulation zur Auslegung von Schaufelradantrieben. In: antriebstechnik 37 (1998) 5, S. 142-145
- [SWC99a] Schlecht, B.; Wunsch, D.; Christianhemmers, A.: Theoretical Investigations on the Dynamic Behaviour of Bucket Wheel Drives. In: bulk solid handling Volume 19 (1999) Number 1, S. 71-80
- [SWC99b] Schlecht, B.; Wunsch, D.; Christianhemmers, A.: Simulation des Schaufelradantriebes eines Kompaktschaufelradbaggers. In: VDI Berichte 1998 Nr. 1416, S. 119-135
- [SWD99a] Schlecht, B.; Wunsch, D.; Deckers, J.: Experimental Analysis of the Cutting Forces of a Compact Bucket Wheel Excavator. In: bulk solid handling Volume 19 (1999) Number 4, S. 507-516
- [SWD99b] Schlecht, B.; Wunsch, D.; Deckers, J.: Meßtechnische Analyse der Schneidkräfte eines Kompaktschaufelradbaggers. In: Braunkohle - Surface Mining 51 (1999) 4
- [SWD99c] Schlecht, B.; Wunsch, D.; Deckers, J.: Meßtechnische Erfassung der Schneidkräfte eines Kompaktschaufelradbaggers mit Hilfe piezoelektrischer Kraftmeßdübel im Reißzahn: 4. Fachtagung Schüttgutfördertechnik. Magdeburg, 23./24. September 1999
- [SCH07] Schröder, D.: Elektrische Antriebe - Grundlagen. Mit durchgerechneten Übungs- und Prüfungsaufgaben, 3. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2007
- [SCH09] Schröder, D.: Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen, 3. Auflage. Berlin u.a: Springer 2009
- [SCH08] Schulze, T.: Ganzheitliche dynamische Antriebsstrangbetrachtung von Windenergieanlagen unter Verwendung modularer Simulationsmodelle, Dissertation. Dresden 2008
- [SCH65] Schulz, W.: Untersuchung der dynamischen Beanspruchung von Schaufelradbagger-Radauslegern beim Grabvorgang, Dissertation. Dresden 1965
- [SBW03] Seeliger, A.; Bencze, A.; Wenzel, G.: Eimerkettenbagger im Braunkohletagebau - Verfeinerte, meßwertgestützte Modellierung des Graborgans mit Antrieb durch eine drehzahlgeregelte Synchronmaschine: DMK - Dresdner Maschinenelemente Kolloquium 2003
- [SIE96] Siemens AG: Schwingungsmessungen Bg. 293. Interner Bericht RWE Power AG. Erlangen 1996
- [STI05] Stichweh, H.: Ein Beitrag zur aktiven Dämpfung von Torsionsschwingungen in drehzahlgeregelten mechatronischen Antriebssystemen. Aachen: Shaker 2005
- [UNB07] Unbehauen, H.: Regelungstechnik II. Zustandsregelungen, digitale und nichtlineare Regelsysteme, 9. Auflage. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden 2007

- [UNB08] Unbehauen, H.: Regelungstechnik I. Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme, Fuzzy-Regelsysteme, 15. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner 2008
- [UNB02] Unbehauen, R.: Systemtheorie - 1, 8. Auflage. München ; Wien: Oldenbourg 2002
- [VAN13a] van den Heuvel, B.: Besonderheiten beim Betrieb von Antriebssträngen in Tagebaugrossgeräten und kraftwerkstechnischen Einrichtungen: Groß- und Sondergetriebe im Schwermaschinen- und Anlagebau. Seminar Haus der Technik. Essen, 10./11. September 2013
- [VAN13b] van den Heuvel, B.: Betrieb und Instandhaltung von Großgetrieben in Tagebaugrossgeräten: DMK - Dresdner Maschinenelemente Kolloquium. Dresden, 03./04. Dezember 2013
- [VKB11] Velten, S.; Kiekbusch, T.; Bernd, S.: Entwicklung von Berechnungsmodulen für die Systemsimulation von Wälzlagern in der Mehrkörpersimulations-Software SIMPACK: SimPEP - Kongress für Simulation im Produktentwicklungsprozess. Würzburg/Veitshöchheim, 29./30. September 2011
- [WER08] Werkle, H.: Finite Elemente in der Baustatik. Statik und Dynamik der Stab- und Flächentragwerke ; mit 43 Tabellen, 3. Auflage. Wiesbaden: Vieweg 2008
- [WOL72] Wolkow, D. P.: Schwingungen und dynamische Beanspruchung von Schaufelradbaggern und deren Verminderung. Teil 1. In: Hebezeuge und Fördermittel 12 (1972) 6, S. 164-169
- [WC86] Wunsch, D.; Carcia del Castillo, L.: Experimentelle Modellfindung und modellhafte Ermittlung dynamischer Belastungen torsionsschwingungsfähiger Systeme. Frankfurt am Main: Forschungsvorhaben FVA Nr. 95, Forschungshefte 213 und 214 der Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V. 1986
- [WC83] Wunsch, D.; Carcia del Castillo, L.: Lösungs- und Optimierungskatalog zur Modellfindung mechanischer Torsionsschwingungssysteme. FVA 95 Teil B. Universität Duisburg 1983

## 8 Plan zum Ergebnistransfer

Entsprechend des Planes zum Ergebnistransfer der ausführlichen Beschreibung des Forschungsvorhabens wurden bisher sechs projektbegleitende Ausschüsse, sechs Präsentationen des Forschungsstandes auf Fachtagungen und zwei Artikel in Fachzeitschriften durchgeführt.

	<b>Rahmen</b>	<b>Ziel</b>	<b>Zeitraum</b>
Während der Laufzeit geplante Maßnahmen (01/2011 – 12/2013)	Zusammenkommen des projektbegleitenden Ausschusses	Fortschrittsbericht, Diskussion, Festlegung neuer Maßnahmen, Abstimmung, Organisation	14.04.11 ✓ 28.09.11 ✓ 27.04.12 ✓ 23.10.12 ✓ 28.05.13 ✓ 25.10.13 ✓
	Studien- und Diplomarbeiten zum Forschungsthema	Weiterreichen wissenschaftlicher Themenstellungen zur selbständigen Bearbeitung durch den Studierenden	Halbjährlich ✓
	Aachender Kolloquium für Instandhaltung, Diagnose und Anlagenüberwachung (AKIDA)	Darlegung des Forschungsvorhabens und Präsentation der Zielsetzungen	17./18.11.2010 ✓
	Zwischenbericht	Schriftliches Darlegen der Ergebnisse	28.02.12 ✓ 08.03.13 ✓
	Fachtagung Schüttgutförder-technik (TU Magdeburg)	Übersichtsvortrag	14./15.09.11 ✓
	SIMPEP (FVA)	Übersichtsvortrag	29./30.09.11 ✓
	Dresdner Maschinenelemente-Kolloquium (TU Dresden)	Übersichtsvortrag	29./30.11.11 ✓
	Aachender Kolloquium für Instandhaltung, Diagnose und Anlagenüberwachung (AKIDA)	Vorstellung der Ergebnisse des Forschungsvorhabens	14./15.12.12 ✓
	Fachtagung Baumaschinentechnik 2012	Übersichtsvortrag	20./21.09.12 ✓
	Veröffentlichungen in Fachzeitschriften	Fortlaufender Informationsfluss in den einschlägigen Fachzeitschriften	Advanced Mining (04/2011) ✓ World of Mining (04/2013) ✓
	Abschlußbericht	Schriftliches Darlegen der Ergebnisse	2014 ✓
Maßnahmen nach Abschluss des Forschungsvorhabens	Weiterbildung von Mitarbeitern des projektbegleitenden Ausschusses	Workshop zu Konstruktionsrichtlinien von Antriebssystemen und Auswahlhilfen von Systemkomponenten	2013 ✓
	Weiterbildung der einschlägigen Zulieferindustrie	Workshop zu Konstruktionsrichtlinien von Antriebssystemen und Auswahlhilfen von Systemkomponenten	2013 ✓
	Akademische Weiterbildung	Wissensvermittlung neuester Erkenntnisse und Methoden in den Lehrveranstaltungen „Antriebssysteme“, „Ausgewählte Analysen und Dimensionierungen“ und „Modellbildung und Simulation“	ab 2013 ✓
	Dresdner Maschinenelemente-Kolloquium (TU Dresden)	Ganzheitliche Präsentation des Vorhabens	2013 ✓
	Dissertation	Weiterführende wissenschaftliche Verarbeitung der Forschungsergebnisse	ab 2014 ✓

## 9 Projektbezogene Veröffentlichungen

Im Rahmen des Vorhabens wurden nachfolgende Veröffentlichungen durchgeführt:

Schlecht, B.; Schulz, C., Rosenlöcher T., Schulze, Th.: Untersuchung und Optimierung des dynamischen Verhaltens von Schaufelradantrieben, AKIDA 2010, Aachen, 17./18. November 2010

Schlecht, B.; Schulz, C., Kressner, M.: Erstellung eines Grabwiderstandsmodells zur ganzheitlichen Simulation von Schaufelradantrieben, 16. Fachtagung Schüttgutfördertechnik, Magdeburg, 14./15. September 2011

Schlecht, B.; Schulz, C., Kressner, M.: Erstellung eines Grabwiderstandsmodells zur ganzheitlichen Simulation von Schaufelradantrieben, Advanced Mining Solutions, [www.advanced-mining.com](http://www.advanced-mining.com)

Schlecht, B.; Schulz, C.: Ganzheitliche Simulation von Schaufelradantrieben unter Berücksichtigung der umgebenden Struktur, SimPEP – Kongress für Simulation im Produktentwicklungsprozess, Würzburg/Veitshöchheim, 29./30. September 2011

Schlecht, B.; Schulz, C.: Der modernisierte Schaufelradbagger – Ganzheitlicher Ansatz zur Leistungsoptimierung, Dresdner Maschinenelemente Kolloquium DMK 2011, Dresden, 29./30. November 2011

Schlecht, B.; Schulz, C.: Erstellung eines modularen Mehrkörpermodells zur Abbildung des dynamischen Verhaltens von Schaufelradbaggern, Fachtagung Baumaschinentechnik 2012, Dresden, 20./21. September 2012

Schlecht, B.; Schulz, C.; Franze, J.: Systemanalyse von Tagebaugroßgeräten durch modulare Abbildung in MKS-Modellen, AKIDA 2012, Aachen, 14./15. November 2012

Schlecht, B.; Schulz, C.: Detaillierte Abbildung komplexer Anregungsspektren in Mehrkörpersystem-Modellen zur Untersuchung kritischer Betriebszustände, VDI Wissensforum – Schwingungsanalyse 2013, Stuttgart, 06./07. März 2013

Schlecht, B.; Schulz, C.: Modellbildung und Simulation eines Tagebaugroßgerätes, ATK 2013, Aachen, 19./20. März 2013

Schlecht, B.; Schulz, C.: Zum Einsatz modularer MKS-Modelle zur Systemanalyse von Tagebaugroßgeräten, Haus der Technik: Groß- und Sondergetriebe im Schwermaschinen- und Anlagenbau, Essen 10./11. September 2013

Schlecht, B.; Schulz, C.: Holistic Simulation of a Bucket Wheel Excavator. In: SIMPACK News (2013) 2, S. 2–6

Schlecht, B.; Schulz, C.; Franze, J.: System analysis of large-scale lignite mining equipment using modular mapping in MBS models. In: World of Mining - Surface & Underground 65 (2013) No. 4, S. 219-226

Schlecht, B.; Schulz, C.: Ganzheitliche Lastbetrachtung von Antriebssystemen mithilfe komplexer Mehrkörpermodelle: 8. VDI Fachtagung. Schwingungen in Antrieben. Fulda, 05./06. November 2013

Schlecht, B.; Schulz, C.: Aktive Schwingungsdämpfung in drehzahleregelten mechanischen Antriebssystemen: DMK - Dresdner Maschinenelemente Kolloquium. Dresden, 03./04. Dezember 2013

Schulz, C.: Ganzheitliche Systemanalyse von Schaufelradantrieben, Dissertation. Dresden. 2014

## A Systemeigenfrequenzen Bagger 1510

Nr.	Gemessene Frequenz [Hz]	Frequenz [Hz]	Charakteristische Schwingform
1	0	0	Starrkörperschwingung
2	2,2	2,2	Torsionsschwingung Motor 1 gegen Motor 2
3	-	2,65	Axialschwingung Getriebe gegen Schaufelrad
4	2,85	4,3	Torsionsschwingung Schaufelrad
5	-	7,36	Biegung Schaufelradachse (Gieren)
6	-	8,8	Biegung Schaufelradachse (Nicken)
7	-	10,9	Biegung Gehäuse
8	-	27,1	Nicken Drehmomentstütze mit Gehäusebiegung

**Tabelle A.1:** Systemeigenfrequenzen Bagger 1510

Nr.	Gemessene Frequenz [Hz]	Frequenz [Hz]	Charakteristische Schwingform
1	0	0	Starrkörperschwingung
2	2,2	2,2	Torsionsschwingung Motor 1 gegen Motor 2
3	-	2,65	Axialschwingung Getriebe gegen Schaufelrad
4	2,85	2,85	Torsionsschwingung Schaufelrad
5	-	7,36	Biegung Schaufelradachse (Gieren)
6	-	8,8	Biegung Schaufelradachse (Nicken)
7	-	10,9	Biegung Gehäuse
8	-	27,1	Nicken Drehmomentstütze mit Gehäusebiegung

**Tabelle A.2:** Systemeigenfrequenzen mit korrigierter Schaufelradträgheit Bagger 1510

## B Simulationen im Zeitbereich

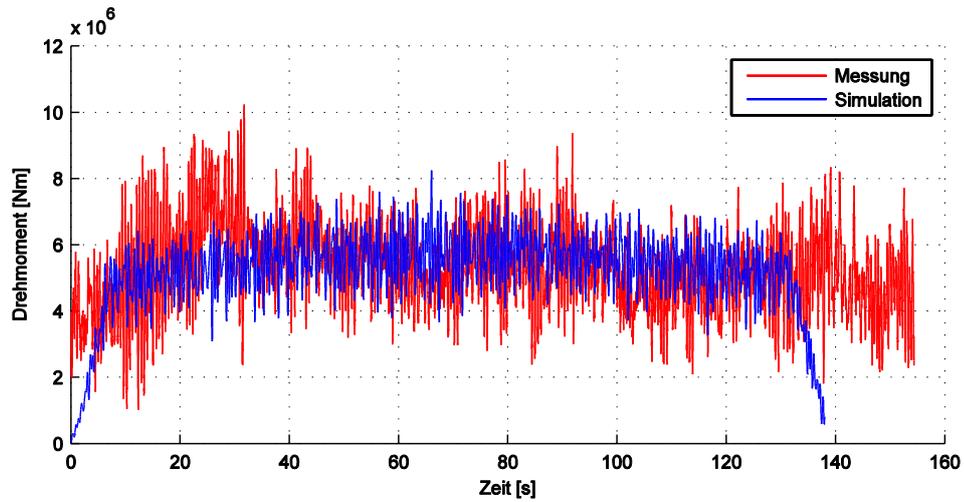


Abbildung B.1: Zeitlicher Drehmomentverlauf am Messbolzen des Baggers 293 bei der Förderung in Braunkohle (11.06.2006)

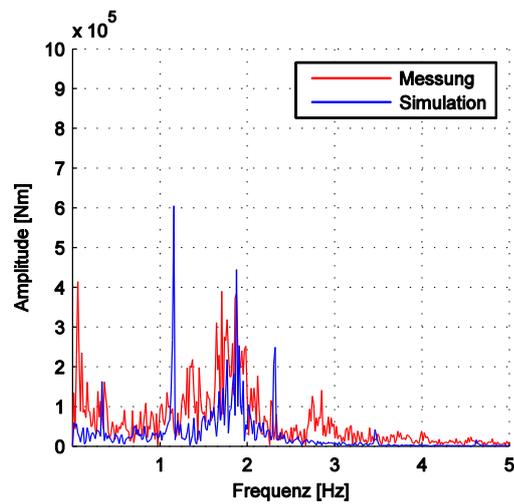


Abbildung B.2: Frequenzspektrum des Reaktionsdrehmomentes am Messbolzen des Baggers 293 in Braunkohle (11.06.2006)

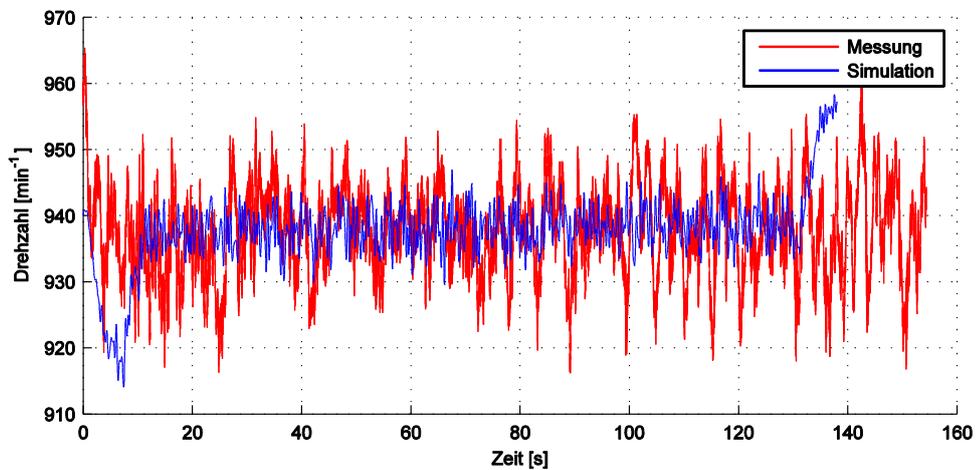


Abbildung B.3: Zeitlicher Drehzahlverlauf des Baggers 293 bei der Förderung in Braunkohle (11.06.2006)

## C Optimierung des dynamischen Verhaltens

### C.1. Variationsrechnung (Bagger 1510)

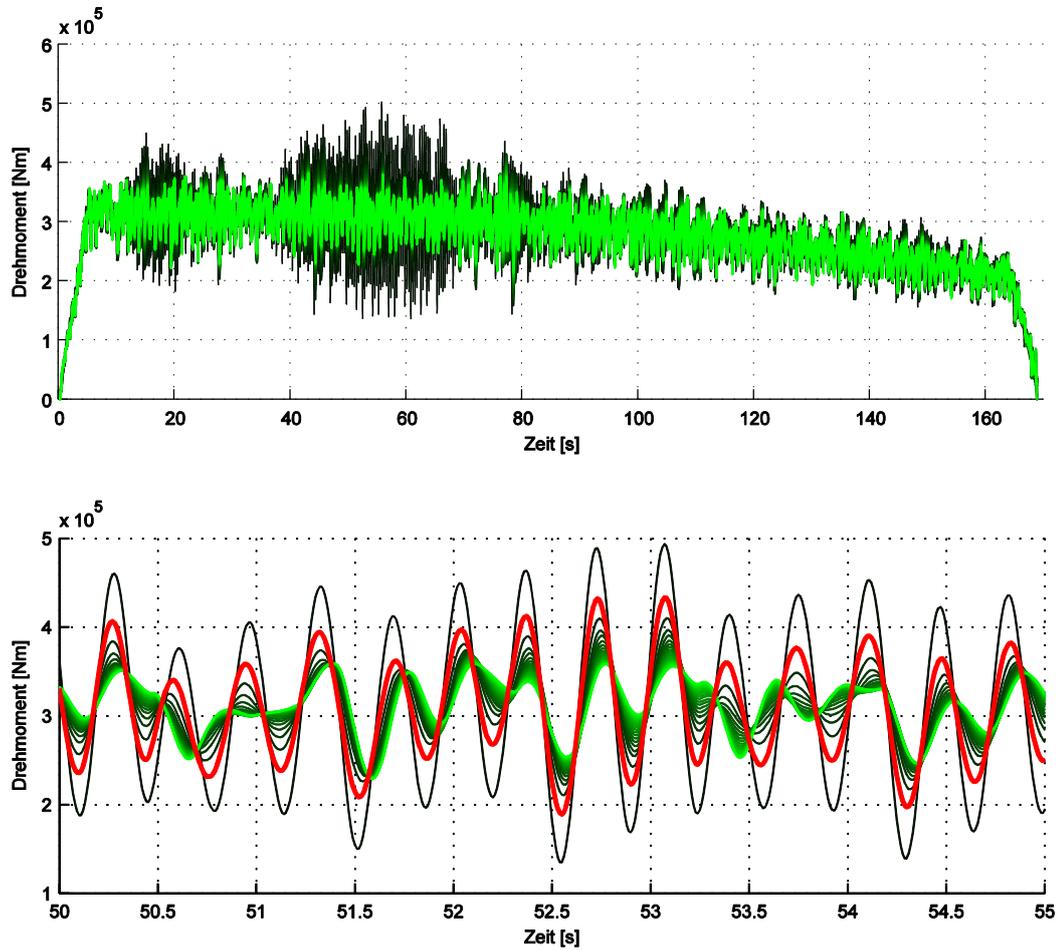


Abbildung C.1: Drehmomentverlauf der Wendestufe bei Variation des Proportionalgliedes ( $K_I$  konstant)

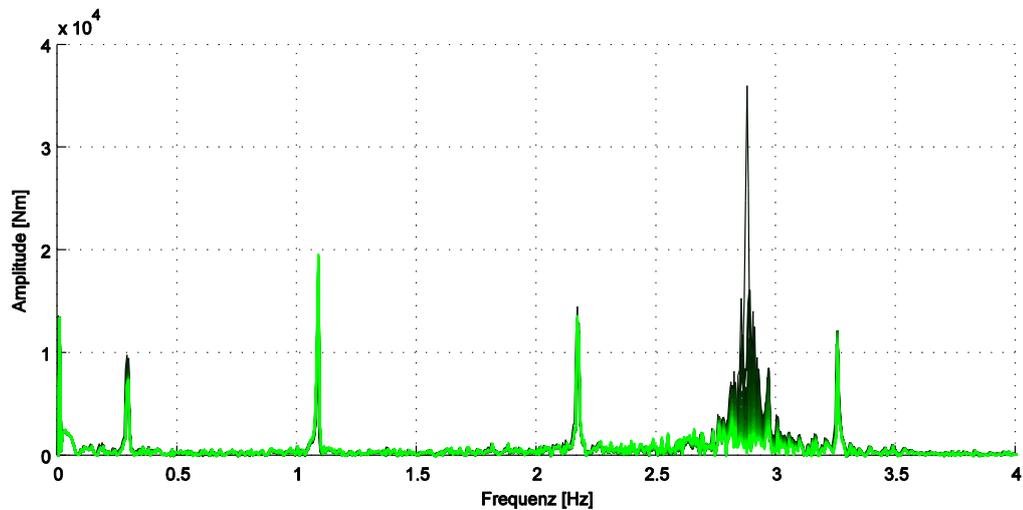


Abbildung C.2: Frequenzspektrum Bagger 1510 bei der Variation von  $K_p$  ( $K_I$  konstant)

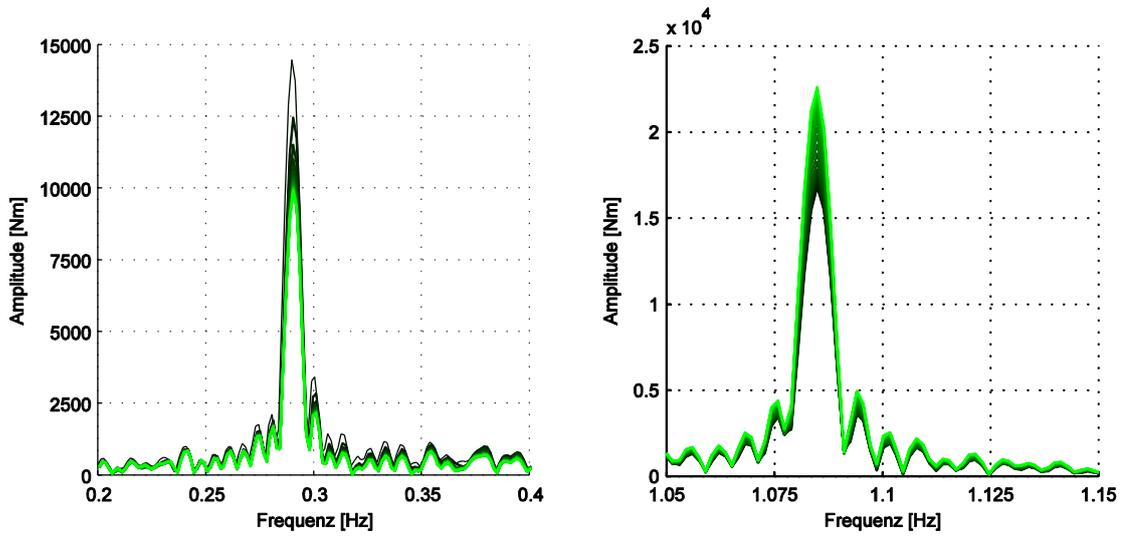
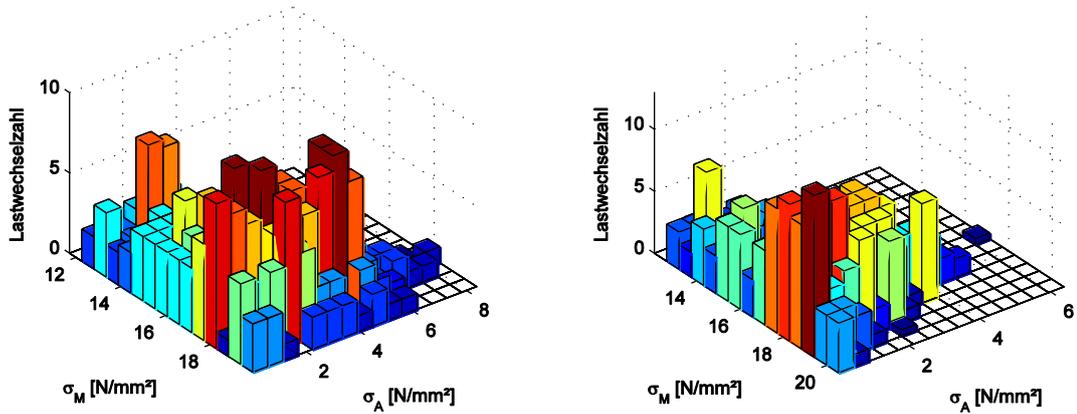


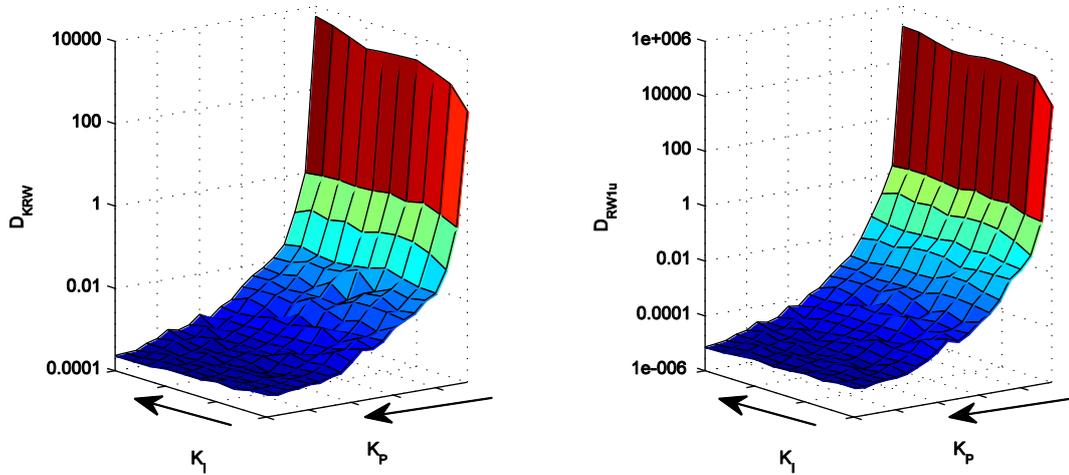
Abbildung C.3: Detaillierte Ausschnitte des Frequenzspektrums (Bagger 1510)



a)  $K_p = 4, K_I = 2/s$

b)  $K_p = 14, K_I = 5/s$

Abbildung C.4: Rainflow-Matrizen des Bagger 1510



a) Motorwelle

b) Ritzelwelle 1 (unterer Strang)

Abbildung C.5: Kennfeld der Schädigungssumme des Bagger 1510

## C.2. Rückführung der Schaufelradrehzahl (Bagger 1510)

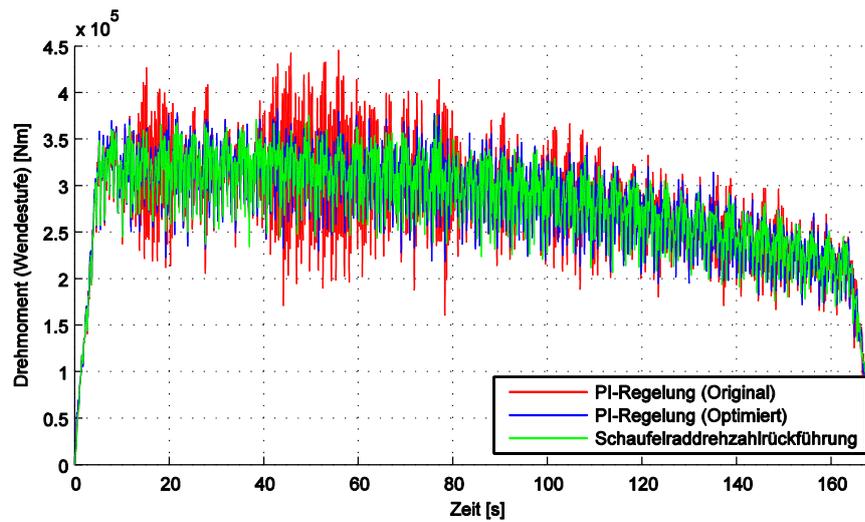


Abbildung C.6: Drehmomentverlauf der Wendestufe bei Rückführung der Schaufelradrehzahl (Bagger 1510)

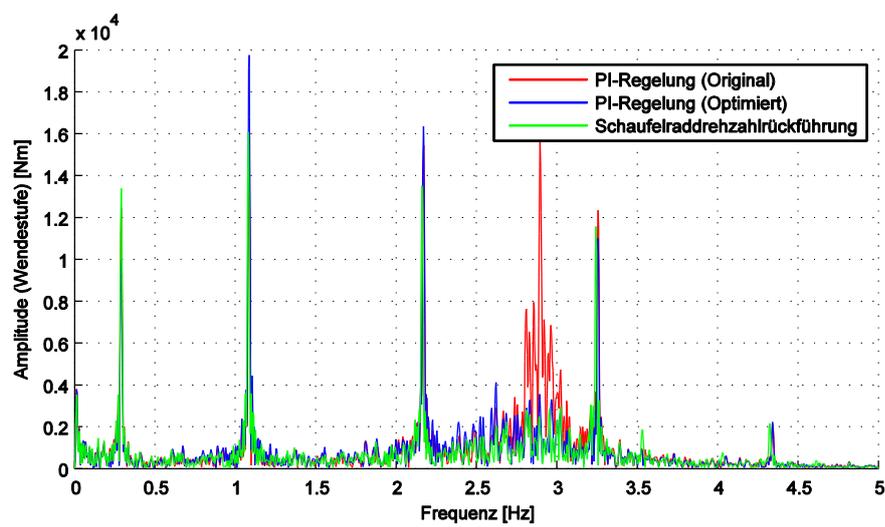


Abbildung C.7: Frequenzspektrum der Wendestufe bei Rückführung der Schaufelradrehzahl (Bagger 1510)

## C.3. Zustandsregelung (Bagger 1510)

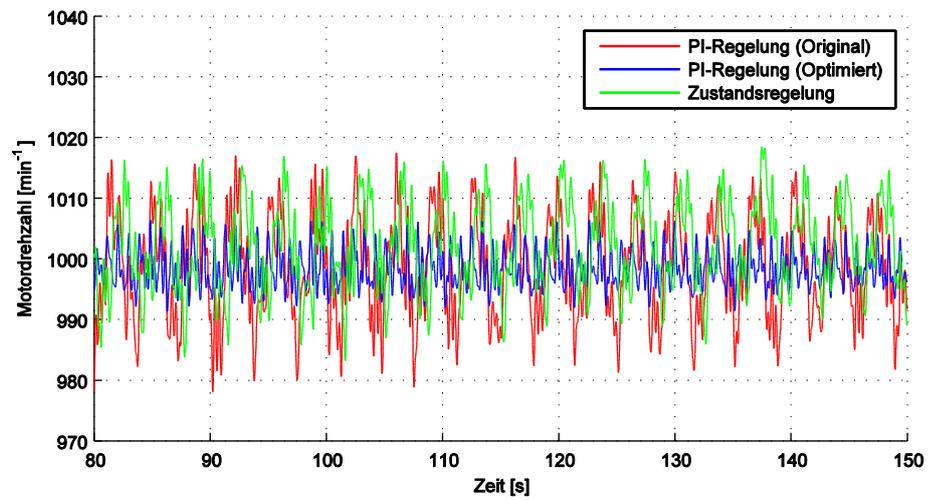


Abbildung C.8: Drehzahlverlauf der Zustandsregelung im Vergleich zur konventionellen PI-Regelung (Bagger 1510)

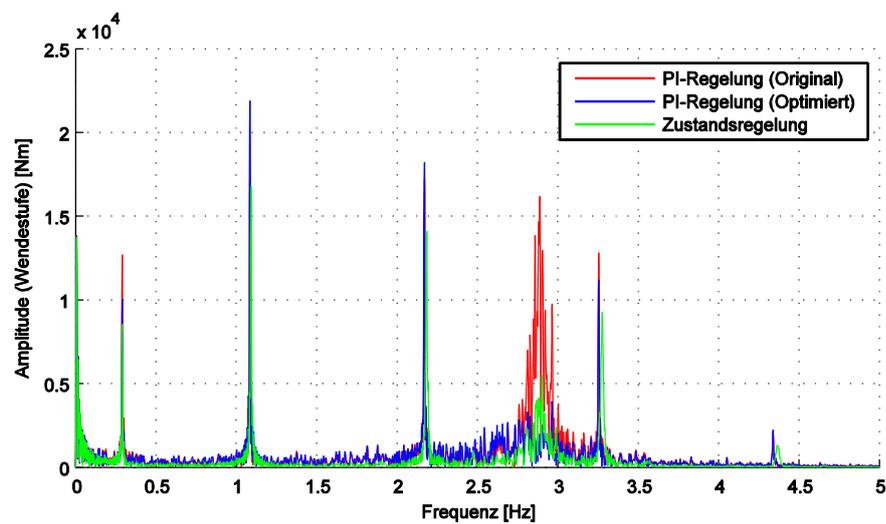


Abbildung C.9: Frequenzspektrum des Drehmomentverlaufes der Zustandsregelung im Vergleich zur konventionellen PI-Regelung (Bagger 1510)