

Karlsruher Schriftenreihe
Fahrzeugsystemtechnik

Christoph Sturm

Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger



Scientific
Publishing

Christoph Sturm

**Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen
mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger**

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 39**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

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

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

Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger

von
Christoph Sturm

Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Fakultät für Maschinenbau, 2015

Impressum



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

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

www.ksp.kit.edu



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



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

Print on Demand 2015

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0404-7

DOI: 10.5445/KSP/1000047809

Vorwort des Herausgebers

Die Beurteilung der Effizienz von Fahrzeugen ist Gegenstand vielfältiger Forschungsaktivitäten. Auch wenn man als Autofahrer beim Tanken hohe Preise für Kraftstoffe an der Tankstelle empfindet, so ist der Verbrauch bei mobilen Arbeitsmaschinen Prinzip bedingt wesentlich höher. Effizienzsteigerungsmaßnahmen wirken sich stets unmittelbar auf den Kraftstoffverbrauch aus, so dass diese Maßnahmen geeignet sind, die Betriebskosten der mobilen Arbeitsmaschinen signifikant zu senken.

Problematisch ist heute die Beurteilung der Effizienz von Fahrzeugen. Gibt es im Bereich der Pkw genormte Zyklen, wie zum Beispiel den Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ), so sind im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen heute bis auf wenige Ausnahmen keine genormten oder definierten Zyklen bekannt. Methoden zur objektiven Beurteilung der Effizienz von Antrieben und Fahrzeugen sind eine Voraussetzung für einen belastbaren Vergleich.

Die Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik will hierzu einen Beitrag leisten. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes mechatronisches System, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug im Verkehr und in der Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Im Band 39 wird eine Methodik zur Beurteilung der Effizienz von mobilen Arbeitsmaschinen am Beispiel eines Baggers vorgestellt und Messgrößen definiert. Ein Vergleich mit drei unterschiedlichen Referenzsystemen zeigt das Potential, das durch Effizienzsteigerungsmaßnahmen erreicht werden kann. Als Maß für die mit dem untersuchten System erreichbare Effizienz definiert Herr Sturm die Aufgabeneffizienz als Quotient aus dem Aufgabennutzen zu dem energetischen Aufgabeneinsatz.

Bei den Verlusten wird zwischen primären und sekundären unterschieden. Primäre Verluste entstehen durch Verluste in den Komponenten und Systemen, sekundäre Verluste können durch Rekuperation und Regeneration reduziert werden. Für die simulationsgestützten Untersuchungen werden in der Arbeit ein schnell rechnendes Grabkraftmodell sowie ein regelbasiertes Fahrermodell für den Bagger gezeigt.

Karlsruhe, im März 2015

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger

Zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

der Fakultät für Maschinenbau

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte

Dissertation

von

Dipl.-Ing. Christoph Sturm

Tag der mündlichen Prüfung: 17. März 2015

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Christian Schindler

Kurzfassung

Das Thema Energieeffizienz rückt zunehmend in den Fokus der Entwicklung mobiler Arbeitsmaschinen. Bislang existiert jedoch keine einheitliche Vorgehensweise zur Bewertung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen. Neben häufig nicht vorhandenen Versuchsstandards erschwert insbesondere das Fehlen einheitlicher Begrifflichkeiten und Berechnungsvorschriften den objektiven Vergleich neuer Antriebslösungen.

In der vorliegenden Arbeit wird eine Methodik zur einheitlichen und objektiven Bewertung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen vorgestellt. Die Bewertung wird simulativ durchgeführt. Die Methodik ermöglicht die energetische Analyse und gezielte Optimierung eines einzelnen Antriebssystems sowie den Vergleich verschiedener Antriebskonzepte unter realistischen Bedingungen. Es werden die zu verwendenden Begrifflichkeiten definiert, die zu betrachtenden Variablen und Systemgrenzen festgelegt sowie Rechenanweisungen für die Leistungsberechnung und die Bildung geeigneter Kennwerte zur Effizienzbewertung gegeben.

Die Methodik wird am Beispiel eines Mobilbaggers exemplarisch angewendet. Dazu wird eine Systemsimulation des Baggervorgangs aufgebaut. Zur Gewährleistung einer realistischen Leistungsabforderung wird ein regelbasiertes Fahrermodell entwickelt, das die Bedienregeln des Baggerns abbildet und die Generierung realistischer, maschinenspezifischer Arbeitszyklen ermöglicht. Am Beispiel eines typischen 90°-Zyklus wird vorgeschlagen, Standardarbeitszyklen über die Festlegung der Bedienregeln zu definieren. Zur exemplarischen Durchführung des Systemvergleichs wird das hydraulische Antriebssystem der Beispielmaschine um eine Möglichkeit zur Energierückgewinnung erweitert und mit dem ursprünglichen System verglichen.

Die Ergebnisse zeigen, dass die entwickelte Methodik geeignet ist, eine gezielte energetische Optimierung von Antriebssystemen vorzunehmen und das effizienteste Antriebskonzept für eine mobile Arbeitsmaschine auszuwählen.

Abstract

Energy efficiency becomes more and more important for the development of mobile working machines. However, a standardized approach for the efficiency evaluation of mobile machines does not exist up to now. Besides missing standards for test procedures the absence of agreed terms and definitions as well as calculation instructions make an objective comparison of new driving solutions difficult.

In this thesis a methodology for a standardized and objective efficiency evaluation of mobile working machines is presented. The evaluation is done by simulation. The methodology allows an efficiency analysis and systematic optimization of a single power train as well as a comparison of different power train concepts under realistic conditions. The required terms and definitions are explained, the variables and system boundaries to regard are defined and instructions for the calculation of energy flow and efficiency values are given.

The methodology presented is applied to a wheeled excavator. A system simulation of the excavating process is set up. To ensure a realistic power demand, a rule-based operator model is developed. Within the model the operation rules of excavation are coded and enable the generation of realistic, machine-specific working cycles. Using the example of a 90°-cycle it is proposed to define standard cycles for the evaluation by defining the operation rules. To perform a system comparison the hydraulic power train of the sample machine is equipped with a facility for energy recovery and compared to the original system.

The results show, that the developed methodology is suitable to perform a systematic optimization of power train efficiency and to choose the most efficient driving solution for a mobile working machine.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand bei der Bosch Rexroth AG in Lohr am Main.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater, Herrn Professor Marcus Geimer, Leiter des Lehrstuhls für Mobile Arbeitsmaschinen (MOBIMA) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), für die Betreuung der Arbeit und die aus zahlreichen Diskussionen hervorgegangenen Anregungen. Für die Übernahme des Korreferats danke ich Herrn Professor Christian Schindler, Leiter des Lehrstuhls für Konstruktion im Maschinen- und Apparatebau (KIMA) der TU Kaiserslautern. Herrn Professor Christoph Stiller, Leiter des Instituts für Mess- und Regelungstechnik (MRT) am KIT, danke ich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ich danke der Bosch Rexroth AG, insbesondere Dr. Karin Tischler und Dr. Olaf Cochoy für die Betreuung der Arbeit und die intensive Unterstützung während dieser Zeit. Mein Dank gilt weiterhin Edwin Heemskerck, der die Idee zu dieser Arbeit hatte und mir stets als Ratgeber zur Seite stand. Stellvertretend für die vielen weiteren Kollegen, die durch ihre fachliche und moralische Unterstützung zu dieser Arbeit beigetragen haben, möchte ich mich bei Dr. David Schmitz, Dr. Björn Müller, Ingo Schepers, Stefan Selzam, Joachim Rustler und Dr. Julian Ewald bedanken. Darüber hinaus danke ich den Studenten, die mich bei meinen Arbeiten unterstützt haben. Namentlich erwähnt seien hier Samuel Braun und Florian Unterderweide.

Steffen Rose und der Robert Bosch GmbH danke ich für die Durchführung der Versuchsmessungen.

Ich denke mit Freude an meine Doktorandenzeit zurück, die geprägt war durch eine tolle Arbeitsatmosphäre, einen intensiven Austausch mit engagierten Kollegen und die Arbeit an einem spannenden Forschungsthema.

Danksagung

Ganz besonders möchte ich mich an dieser Stelle noch bei meinen Eltern bedanken, die mich auf meinem gesamten Lebensweg immer unterstützt haben.

Ulm, im Mai 2015

Christoph Sturm

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	xi
Abkürzungen	xiii
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	5
2.1 Energieeffizienzbewertung mobiler Arbeitsmaschinen	5
2.1.1 Vorhandene Standards	5
2.1.2 Methodische Ansätze	10
2.1.3 Simulative Ansätze	13
2.1.4 Bestimmung repräsentativer Arbeitszyklen	15
2.2 Simulation mobiler Arbeitsmaschinen	18
2.2.1 Fahrermodelle	20
2.2.2 Grabkraftmodelle	28
3 Betrachtete Beispielmaschine und verwendete Messdaten	35
4 Methodik zur Energieeffizienzbewertung	39
4.1 Generierung einer realistischen Leistungsabforderung in der Simulation	40
4.1.1 Simulation repräsentativer Arbeitspunkte	41
4.1.2 Simulation vorgegebener Referenzzyklen	43
4.1.3 Simulation des Fahrerhaltens	45
4.2 Effizienz- und Potentialanalyse eines einzelnen Antriebssystems .	46
4.2.1 Begriffsdefinitionen	47
4.2.2 Zu betrachtende Variablen und Systemgrenzen	50

4.2.3	Aufstellen der Leistungs- und Energiebilanz des Antriebssystems	52
4.2.4	Differenzierte Potentialanalyse des Steuerungssystems . . .	60
4.2.5	Sonderfälle	74
4.3	Vergleich von Antriebssystemen	76
4.3.1	Aufstellen der energetischen Gesamtbilanz des Arbeitsvorgangs	78
4.3.2	Hinweise zur Bildung eines zusammenfassenden Effizienzkennwerts	79
5	Dynamische Vorwärtssimulation des Baggervorgangs	81
5.1	Überblick Gesamtmodell und Analysesoftware	81
5.2	Modellierung der Teilmodelle	84
5.2.1	Hydraulisches Antriebssystem	84
5.2.2	Mechanik Arbeitsgerät	86
5.2.3	Motor und Nebenaggregate	87
5.2.4	Prozesskräfte	88
5.3	Validierung des Gesamtmodells	94
6	Entwicklung eines Fahrermodells zur Generierung realistischer Arbeitszyklen	103
6.1	Analyse des Fahrerverhaltens	103
6.2	Ableitung allgemeingültiger Bedienregeln	110
6.3	Implementierung des Fahrermodells	118
6.3.1	Abbildung der Bedienregeln als endlicher Zustandsautomat	118
6.3.2	Iterativer Algorithmus zur Bestimmung dynamischer Parameter	122
6.4	Validierung des Fahrermodells	124
6.5	Gültigkeitsbereich und mögliche Weiterentwicklung des Fahrermodells	127
7	Durchführung der Effizienzbewertung	129
7.1	Bewertung der Beispielmachine	129
7.1.1	Simulation mit vorgegebenen Steuerdrücken	129

7.1.2	Simulation mit Fahrermodell	142
7.2	Erweiterung Beispielsystem um Energierückgewinnungsmöglichkeit	146
8	Zusammenfassung und Ausblick	157
A	Anhang	161
A.1	Betätigungsanalyse Fahrer 3	161
A.2	Energiebilanz der nachsimulierten Messzyklen	162
A.3	Ergänzende Zyklen zur Validierung des Gesamtmodells	163
	Abbildungsverzeichnis	169
	Literaturverzeichnis	175

Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bedeutung
<i>a</i>	m	Länge
<i>A</i>	m ²	Fläche
<i>b</i>	m	Länge
<i>c</i>	N/m ²	Kohäsionsspannung Erde/Erde
<i>c_a</i>	N/m ²	Adhäsionsspannung Löffel/Erde
<i>d</i>	m	Länge
<i>e</i>	-	Regelabweichung
<i>E</i>	J	Energie
<i>F</i>	N	Kraft
<i>g</i>	m/s ²	Erdbeschleunigung
<i>i</i>	-	Laufvariable
<i>I</i>	A	Stromstärke
<i>j</i>	-	Laufvariable
<i>J</i>	kgm ²	Trägheitsmoment
<i>k</i>	-	Laufvariable
<i>K₀</i>	-	Ruhedruckbeiwert
<i>l</i>	m	Länge
<i>L</i>	m	Länge
<i>m</i>	kg	Masse
<i>M</i>	Nm	Drehmoment
<i>n</i>	1/min	Drehzahl
<i>n</i>	-	Laufvariable
<i>N</i>	-	Geometriefaktoren FEE
<i>p</i>	bar	Druck
<i>P</i>	W	Leistung

Zeichen	Einheit	Bedeutung
q	N/m^2	Auflast
Q	l/min	Volumenstrom
s	m	Weg
t	s	Zeit
U	V	Spannung
v	m/s	Geschwindigkeit
V	m^3	Volumen
x	-	Variable
x	m	Länge
y	m	Länge
z	m	Länge
α	$^\circ$	Winkel
β	$^\circ$	Winkel
γ	$^\circ$	Winkel
δ	$^\circ$	Reibwinkel Löffel/Erde
Δ	-	Differenz
ε	$\%$	relatives Energiesparpotential
η_E	$\%$	Energieeffizienz
η_P	$\%$	Leistungseffizienz
ϑ_{pr}	-	relatives praktisches Leistungssparpotential
ϑ_{th}	-	relatives theoretisches Leistungssparpotential
Θ	-	Heaviside-Funktion
λ	-	Nutzbarkeitsbeiwert
μ	$\%$	Verlustanteil
ρ	kg/m^3	Dichte
σ_n	N/m^2	Normalspannung
Σ	-	Summe
τ	N/m^2	Scherspannung
ϕ	$^\circ$	Reibwinkel Erde/Erde

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AL	Ausleger
AZ	Arbeitszyklus
CAN	Controller Area Network
CFD	Computational Fluid Dynamics
DBV	Druckbegrenzungsventil
DEM	Diskrete Elemente Methode
DIN	Deutsches Institut für Normung
DLG	Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft
DW	Drehwerk
EPA	Environmental Protection Agency
EU	Europäische Union
EWG	Europäische Wirtschaftsgemeinschaft
FEE	Fundamental Equation of Earth-Moving Mechanics
FEM	Finite Elemente Methode
Gen	Generatoren
GPS	Global Positioning System
ISO	International Organization for Standardization
JCMA	Japan Construction Mechanization Association
JS	Joysticksignal
KS	Koordinatensystem
LE	Leistungselektronik
LKW	Lastkraftwagen
LL	Löffel
LS	Load Sensing
max	maximal

Abkürzung	Bedeutung
Mech	Mechanik Arbeitsgerät
MKS	Mehrkörpersimulation
NA	Nebenaggregate
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NRTC	Nonroad Transient Cycle
opt	optimal
PKW	Personenkraftwagen
Pos	Position
pr	praktisch
RS	Referenzsystem
RZ	Referenzzyklus
SAE	Society of Automotive Engineers
Sekt	Sektion
SL	Stiel
StSys	Steuerungssystem
th	theoretisch
TÜV	Technischer Überwachungsverein
US	United States
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VR	Virtual Reality
VZ	Vorzeichen
WG	Wirkungsgrad
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures
WZF	Werkzeugfläche

1 Einleitung

Das Thema Energieeffizienz rückt zunehmend in den Fokus der Entwicklung mobiler Arbeitsmaschinen. Die stufenweise Verschärfung der weltweiten Abgasnormen sowie stetig steigende Kraftstoffpreise haben zur Entwicklung einer Vielzahl neuer Konzepte für die zumeist hydraulischen Antriebssysteme der Maschinen geführt. Abb. 1.1 zeigt eine Auswahl diskutierter Konzepte am Beispiel Bagger.



Abb. 1.1: Diskutierte Konzepte zur Steigerung der Energieeffizienz beim Bagger

Die objektive Auswahl des effizientesten Antriebskonzepts für eine mobile Anwendung ist bisher mit einer Reihe von Schwierigkeiten verbunden. Für die meisten Maschinentypen gibt es keine standardisierten Testzyklen, sondern lediglich firmeninterne Testspezifikationen der Hersteller. Bei Versuchsmessungen haben Maschinenbediener und Umgebungsbedingungen wie Bodenbeschaffenheit und Witterung einen hohen Einfluss auf die Versuchsergebnisse. Darüber hinaus existiert keine einheitliche Vorgehensweise zur Durchführung und Auswertung von Versuchen. Neben unklaren Begrifflichkeiten erschwert insbesondere das Fehlen einheitlicher Kennwerte und Berechnungsvorschriften die unternehmensübergreifende Kommunikation über die Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen.

In dieser Arbeit wird eine Methodik entwickelt, die eine objektive und einheitliche Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen ermöglicht. Die Bewertung wird simulativ durchgeführt, damit sie in einem frühen Entwicklungsstadium eingesetzt werden kann. Die Simulation gewährleistet zudem gleiche Versuchsbedingungen für alle zu bewertenden Konzepte und ermöglicht die einfache Erfassung aller relevanten Systemgrößen.

Die Effizienz des Antriebssystems einer mobilen Arbeitsmaschine kann nur in Verbindung mit einer realistischen Leistungsabforderung sinnvoll bewertet werden. Es muss sichergestellt werden, dass das System anhand von Bewegungs- und Belastungsprofilen bewertet wird, die den realen Anforderungen des späteren Arbeitseinsatzes möglichst nahe kommen. Im ersten Schritt der Methodik wird daher ein Überblick über die Möglichkeiten zur Generierung einer realistischen Leistungsabforderung in der Simulation gegeben. Darüber hinaus werden Empfehlungen zur Auswahl der für eine Anwendung geeignetsten Methode gegeben.

Im zweiten Schritt der Methodik wird eine Vorgehensweise für die Effizienz- und Potentialanalyse eines einzelnen Antriebssystems auf Basis der generierten Simulationsergebnisse vorgestellt. Alternativ können auch Messdaten verwendet werden. Ziel ist die Identifikation des Verbesserungspotentials des untersuchten Systems für die Anwendung von Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz. Die Vorgehensweise umfasst die Festlegung der zu verwendenden Begrifflichkeiten, die Definition der zu betrachtenden Variablen und Systemgrenzen sowie Rechenanweisungen für die Leistungsberechnung und die Bildung geeigneter Kennwerte zur Effizienzbewertung. Da sich Antriebssysteme mobiler Arbeitsmaschinen durch zunehmend komplexe Leistungsflüsse auszeichnen, wird ein Schwerpunkt auf die Verrechnung aufgeteilter sowie durch Energierückgewinnung umlaufender Leistungsanteile gelegt.

Der dritte Schritt der Methodik dient dem Vergleich verschiedener Antriebskonzepte. Es wird die Energiebilanz des gesamten Arbeitsvorgangs betrachtet und ein aufgabenbezogener Kennwert definiert, der den Vergleich verschiedener Systemkonzepte ermöglicht.

Die vorgestellte Bewertungsmethodik wird im zweiten Teil der Arbeit exemplarisch auf einen Mobilbagger angewendet.

Die mobile Arbeitsmaschine Bagger ist durch einen komplexen, dynamischen Arbeitsvorgang mit einem besonders hohen Bedieneinfluss geprägt. Ein Baggerfahrer ist in der Lage, die spezifischen Eigenschaften eines Antriebssystems zu erkennen und im Rahmen eines Lernprozesses in eine flüssige Arbeitsbewegung umzusetzen. Arbeitszyklen, die eine realistische Prognose des Kraftstoffbedarfs zulassen, müssen daher maschinenspezifisch sein. Es lässt sich kein allgemeingültiger Referenzzyklus definieren, der für verschiedene Maschinen und Antriebssysteme einsetzbar ist.

Zur Gewährleistung einer realistischen Leistungsabforderung beim Bagger wird ein regelbasiertes Fahrermodell entwickelt, das die Bedienregeln des Baggervorgangs abbildet und für jedes zu bewertende Konzept einen individuellen, realistischen Arbeitszyklus generiert. Zur Vereinheitlichung der Bewertung wird ein über die Bedienregeln festgelegter Standardarbeitszyklus vorgeschlagen, der einen typischen 90°-Graben-Vorgang abbildet.

Basis für die Zyklusgenerierung ist der Aufbau einer Gesamtsimulation des Baggervorgangs nach Abb. 1.2. Der Bagger wird über ein 1D-Modell des hydraulischen Antriebssystems, ein 3D-MKS-Modell des Oberwagens sowie ein statisches Modell des Verbrennungsmotors abgebildet. Zur Bestimmung der Prozesskräfte, die während des Grabvorgangs im Kontakt zwischen Schaufel und Erde auftreten,

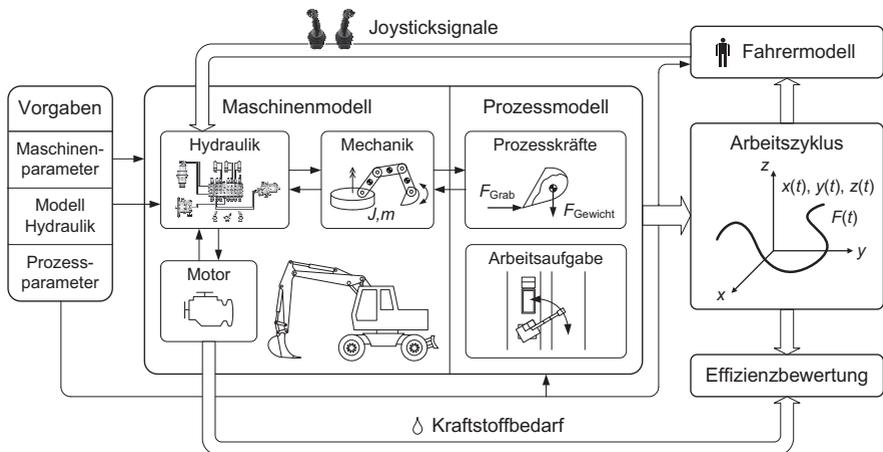


Abb. 1.2: Simulation des Baggervorgangs

wird ein Grabkraftmodell entwickelt, das wenig Rechenzeit benötigt und aus analytisch sowie experimentell ermittelten Bestandteilen besteht. Das Fahrermodell steuert die Simulation über die Generierung geeigneter Joysticksignale zur Umsetzung der Arbeitsaufgabe. Im Rahmen mehrerer Simulationsdurchgänge wird iterativ ein flüssiger Arbeitszyklus generiert, der die Grundlage der Effizienzbewertung darstellt. Vorgegeben werden müssen die physikalischen Maschinenparameter, ein Modell des zu bewertenden Antriebssystems sowie die Geometrieparameter der Arbeitsaufgabe.

Zyklusgenerierung und Energieeffizienzbewertung werden für eine Beispielmaschine durchgeführt, die mit einem konventionellen hydraulischen Antriebssystem ohne Einrichtungen zur Energierückgewinnung ausgestattet ist. Zur Durchführung des Konzeptvergleichs wird das System um eine Möglichkeit zur Rückgewinnung der beim Anheben im Ausleger gespeicherten potentiellen Energie erweitert und mit dem ursprünglichen System verglichen.

2 Stand der Technik

2.1 Energieeffizienzbewertung mobiler Arbeitsmaschinen

Bei der Bewertung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen wird heutzutage in der Regel individuell vorgegangen. Versuchsdurchführung und -auswertung erfolgen abhängig von den Zielen der jeweiligen Untersuchung. Standardisierte Vorgehensweisen existieren für die meisten Anwendungen bisher höchstens auf Unternehmensebene. Im Folgenden werden bereits bestehende Teststandards für einzelne mobile Arbeitsmaschinen vorgestellt sowie erste methodische und simulative Ansätze für eine unternehmens- und maschinenübergreifende Standardisierung der Effizienzbewertung. Eine Herausforderung dabei ist die Bestimmung repräsentativer Arbeitszyklen, der ein weiterer Abschnitt gewidmet wird.

2.1.1 Vorhandene Standards

DIN 9245

In der DIN 9245 „Erdbaumaschinen: Leistung der Maschinen – Begriffe, Formelzeichen und Einheiten“ [DIN95] wird die Leistungsbeschreibung von Erdbaumaschinen genormt. Es werden grundlegende Begrifflichkeiten und die zu verwendenden physikalischen Größen definiert. Die Ermittlung der jeweiligen Größen für die verschiedenen Erdbaumaschinen ist nicht Gegenstand der Norm.

DLG-Powermix

Beim DLG-Powermix [DF03, DF05] handelt es sich um ein modernes Testverfahren für Traktoren, das von Prüfingenieuren der Deutschen Landwirtschafts-Gesellschaft (DLG) entwickelt wurde. Die Leistungsabforderung erfolgt beim DLG-

Powermix über spezielle Messeinrichtungen unter laborähnlichen Bedingungen, um die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten. Zuvor eingesetzte reale Feldmessungen wurden aufgrund der wechselnden Bodenbeschaffenheiten und Witterungsbedingungen als zu ungenau befunden.

Auf Basis realer Messdaten werden im DLG-Powermix acht Arbeitszyklen definiert, die das komplette Arbeitsspektrum eines Traktors abdecken (Pflügen, Säen, Ernten,...). Es werden Vollast- und Teillastphasen betrachtet. Im Test werden der Verlauf der Zugkraft, der Momentenverlauf der Zapfwelle¹ sowie eine an der Ölzapfstelle² hydraulisch abgenommene Leistung über der Zeit vorgegeben. Die Zugkraft wird dem Traktor über einen speziellen Zugleistungsmesswagen aufgeprägt, die Zapfwellenleistung sowie die hydraulische Leistung über eine hydraulisch realisierte Belastungseinheit, die an der Hubeinrichtung des Traktors angebracht wird. Eine ausführliche Beschreibung der Messeinrichtungen findet sich in [DF03]. Über einen Skalierungsfaktor werden die Lastzyklen stufenlos der installierten Leistung des Traktors angepasst. Dabei wird berücksichtigt, dass die Fahrgeschwindigkeit nicht zu stark absinken darf, um die erforderliche Arbeitsqualität sicherzustellen. Details zur Zyklenskalierung finden sich in [DF05]. Einer der acht Zyklen dient der Abbildung von Transportfahrten und wird bei einer realen Straßenfahrt aufgenommen.

JCMA-Standards

Die *Japan Construction Mechanization Association* (JCMA) hat Testspezifikationen zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs von Baggern [JCM07a], Radladern [JCM07c] und Planierraupen [JCM07b] herausgegeben. Die Last wird bei allen Tests vereinfacht oder gar nicht berücksichtigt.

Für die Anwendung Bagger sind die Arbeitsaufgaben 90°-Zyklus (Graben unterhalb der Standebene des Baggers, Abladen in einem Winkel von 90° gegenüber der Startposition), Planum (Abziehen des Bodens zur Herstellung einer ebenen

¹Die Zapfwelle ist ein mechanischer Nebenantrieb des Traktorgetriebes, über den Anbaugeräte angetrieben werden können.

²Über die Ölzapfstelle können hydraulisch betriebene Anbaugeräte an das hydraulische Antriebssystem des Traktors angeschlossen werden.

Oberfläche), Transportfahrt und Leerlauf vorgesehen. Es werden reine Leerbewegungen in der Luft ausgeführt. Die Maschinen werden nach ihrer Löffelgröße in Klassen eingeteilt, für die unterschiedliche Geometrieparameter der Arbeitsaufgaben festgelegt sind. Für die Anwendung Radlader sind die Arbeitsaufgaben Y-Zyklus (Beladen eines LKWs, der in einem 60° -Winkel zur Materiallagerstelle positioniert ist), Transportfahrt und Leerlauf vorgesehen. Es werden ebenfalls Leerbewegungen ohne Materialkontakt durchgeführt, die Last wird jedoch durch das Anbringen zusätzlicher Gewichte an der Schaufel angenähert. Beim Test von Planierdraht wird eine Zugkraft nach ISO 7464 aufgeprägt. Zwar wird durch diese Vorgehensweise die Vergleichbarkeit der Ergebnisse erhöht, da der Einfluss der Bodenbeschaffenheit eliminiert wird. Mit der Last wird jedoch eine wesentliche Einflussgröße auf die Leistungsabforderung einer mobilen Arbeitsmaschine gar nicht oder nur eingeschränkt berücksichtigt. Zudem haben die Testfahrer einen Einfluss auf die resultierenden Arbeitszyklen. Die Ergebnisse sind daher nicht zur abschließenden Beurteilung einer Maschine geeignet.

Liebherr-Normtest für Radlader

Die Liebherr-Werk Bischofshofen GmbH hat einen Normtest zur Messung des Kraftstoffverbrauchs von Radladern entwickelt. Der Testablauf und der Kraftstoffverbrauch der Liebherr-Radlader sind in den Produkt-Datenblättern dargestellt (z. B. in [Lie13]). Ermittelt wird die Anzahl von Ladespielen, die ein Radlader mit 5 l Diesel absolvieren kann. Verladen wird zwischen zwei Haufwerken in einem Abstand von 20 m. Das Ausleeren erfolgt in einer Höhe von 2,5 m. Für jedes Ladespiel wird eine feste Dauer von 35 s vorgegeben. Über die gemessene Anzahl von Ladespielen kann auf den Kraftstoffverbrauch pro Stunde sowie unter Kenntnis von Schaufelvolumen und Materialdichte auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch pro Tonne Material geschlossen werden. Durch die Vorgabe der Zykluszeit wird der Fahrereinfluss minimiert, jedoch wird die Leistungsfähigkeit der Maschinen u.U. nicht voll ausgenutzt. Es werden zudem keine Vorgaben für das zu verladende Material gemacht.

VDI 2198

In der VDI-Richtlinie 2198 „Typenblätter für Flurförderzeuge“ [VDI12] wird ein Arbeitszyklus zur Ermittlung des Kraftstoff- bzw. Energieverbrauchs von Flurförderzeugen angegeben, zu denen u. a. Gabelstapler, Teleskopstapler und Portalstapler gehören. Vorgegeben ist eine bestimmte Strecke, an deren Endpunkten jeweils ein Hub- und Absetzspiel unter Nennlast durchzuführen ist. Entfernung, Hubhöhe sowie Spielzahl pro Stunde sind für verschiedene Flurförderzeugarten definiert. Durch die Vorgabe der Spielzahl pro Stunde wird der Einfluss des Fahrers minimiert, eine Abweichung der Leistungsabforderung zwischen Test und realem Einsatz ist jedoch wahrscheinlich, da im Test u. U. nicht die Maximalleistung der Maschinen abgerufen wird.

Linde-Leistungstest für Gabelstapler

Die Linde Material Handling GmbH hat einen TÜV-zertifizierten Leistungstest für Gabelstapler entwickelt [Lin09]. Im Rahmen des Tests ist ein Arbeitszyklus zu absolvieren, bei dem ein LKW mit 12 Gitterboxen be- und entladen wird. Das Gewicht der Gitterboxen ist mit ca. 800 kg festgelegt. Der Arbeitszyklus wird auf maximale Leistung und auf Zeit gefahren. Auf diese Weise können realistische Werte für Umschlagsleistung und Energieverbrauch bei der betrachteten Arbeitsaufgabe ermittelt werden.

NRTC

Der *Nonroad Transient Cycle* (NRTC, [Die13]) ist ein dynamischer Fahrzyklus zur Messung der Emissionen von Dieselmotoren für den Einsatz in Offroad-Fahrzeugen. Entwickelt wurde er von der Amerikanischen Umweltschutzbehörde EPA. Den Motoren wird ein dynamischer Geschwindigkeits- und Momentenverlauf abverlangt. Die Gesamtdauer des Zyklus beträgt 1238 s (etwas mehr als 20 min). Der Emissionstest mittels NRTC ist in den Abgasvorschriften EU Stage III/IV sowie US EPA Tier 4 vorgeschrieben.

NEFZ

Als interessante Analogie aus dem Bereich Kraftfahrzeuge soll an dieser Stelle auch der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) erwähnt werden. In der Richtlinie 70/220/EWG des Europäischen Rates [Rat70] wird ein Fahrzyklus festgelegt, der zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs von Kraftfahrzeugen eingesetzt wird. Der Fahrzyklus dauert 1180 s (knapp 20 min) und besteht aus einem 780 s dauernden Stadt-Zyklus sowie einem 400 s dauernden Überland-Zyklus. Die Versuchsmessung wird an einem Rollenprüfstand durchgeführt. Vorgegeben ist ein Geschwindigkeitsprofil über der Zeit. Die Fahrwiderstände des Fahrzeugs (Roll- und Luftwiderstand) werden zuvor bei einer Straßenfahrt exakt ermittelt und auf den Rollenprüfstand übertragen. Bei Fahrzeugen mit Schaltgetriebe ist im Prüfzyklus die genaue Wahl der Gänge vorgeschrieben. Besitzen die Fahrzeuge eine Schaltanzeige, wird nach dieser geschaltet.

Der NEFZ steht häufig in der Kritik, da die am Prüfstand gemessenen Kraftstoffverbräuche i.d.R. eine hohe Abweichung gegenüber den realen Verbrauchswerten der Fahrzeuge aufweisen. Zudem hat die Festlegung eines synthetischen Prüfstandszyklus zur Folge, dass die Hersteller ihre Fahrzeuge speziell auf den Prüfzyklus optimieren anstatt auf den realen Einsatz. Aktuell werden von einem internationalen Expertenteam im Auftrag der Vereinten Nationen realistischere Fahrzyklen für eine weltweit vereinheitlichte Bewertung von Kraftfahrzeugen erarbeitet, die ab Ende 2015 zur Verfügung stehen sollen (*Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedures – WLTP*).

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass Standards zur Effizienzbewertung mobiler Arbeitsmaschinen nur für einzelne Anwendungen existieren und die Realitätsnähe der Testbedingungen häufig eingeschränkt ist. Die Auswertung der Leistungstests beschränkt sich i. d. R. auf die Messung des Kraftstoffverbrauchs. Eine detaillierte Untersuchung der Entstehungsursache von Energieverlusten zur Identifikation von Verbesserungspotentialen findet nicht statt.

2.1.2 Methodische Ansätze

Nachfolgend werden methodische Ansätze zur Effizienzbewertung mobiler Arbeitsmaschinen vorgestellt, die derzeit noch nicht Gegenstand einer offiziellen Standardisierung sind.

In [DSLH08] und [SDH08] stellen Deiters, Steindorff et al. zwei unterschiedliche methodische Ansätze zur Effizienzbewertung von mobilen Arbeitsmaschinen sowie Fahrzeugen für den Güter- und Personentransport vor und vergleichen diese miteinander. Bei der ersten Methodik handelt es sich um eine subjektive Bewertung verschiedener Antriebskonzepte durch Expertenbefragung. Für jede Fahrzeugklasse (Baumaschinen, Landmaschinen etc.) wird ein Anforderungsprofil definiert. Dazu werden vorab festgelegte Kenngrößen wie Kraftstoffverbrauch und Umschlagsleistung mittels paarweisem Vergleich gewichtet. Ebenfalls über paarweisen Vergleich wird im Anschluss bewertet, welche der Kenngrößen durch die technische Ausstattung der verschiedenen Antriebskonzepte am besten erfüllt wird. Aus dem Produkt der resultierenden Zahlenwerte für Anforderung (*requirement*) und Ausstattung (*offer*) wird mit Gl. (2.1) ein Erfüllungsgrad (*fulfillment*) bestimmt, über den die verschiedenen Konzepte miteinander verglichen werden können. Über den Exponent x kann die Relevanz der Anforderungen gegenüber den Ausstattungen erhöht werden.

$$\text{requirement} = \begin{pmatrix} \text{req}_1 \\ \text{req}_2 \\ \text{req}_3 \\ \dots \\ \text{req}_n \end{pmatrix}, \quad \text{offer} = \begin{pmatrix} \text{off}_1 \\ \text{off}_2 \\ \text{off}_3 \\ \dots \\ \text{off}_n \end{pmatrix}, \quad \text{fulfillment} = \sum_{i=1}^n \text{req}_i^x \cdot \text{off}_i \quad (2.1)$$

Nach Ansicht der Autoren bietet die Subjektivität der Methodik den Vorteil, dass mit dieser das Stimmungsbild einer Branche abgebildet werden kann. Der Ansatz liefert jedoch nur eine relative Einstufung verschiedener Antriebssysteme und keine in technischen oder monetären Werten ausdrückbaren Ergebnisse.

Bei der zweiten Methodik handelt es sich um ein Bewertungsverfahren auf Basis gemessener Belastungsdaten. Die Simulation wird als Werkzeug für den objektiven Vergleich von Antriebssystemen ausgewählt. Zur Aufbereitung von quasi-

stationären Betriebspunkten wird die Auswertung der Belastungsdaten nach Betriebspunkthäufigkeiten vorgeschlagen, für zyklische Belastungsdaten die Auswahl eines charakteristischen Arbeitsspiels. Weitere Details werden nicht genannt.

Thiebes entwickelt in [Thi11] und [TGJ09] eine Methodik zur Auslegung von Hybridantrieben für mobile Arbeitsmaschinen. Er entwirft eine Vorgehensweise, die aus sieben Schritten besteht: Definieren der Ziele, Analyse der Maschine, Priorisierung der Funktionen, Vorauswahl des Speichers, Generierung von Varianten, Einschränken der Variantenvielfalt und Kontrolle der Zielerfüllung. Die Methodik wird auf eine Forstmaschine angewendet. Im Rahmen des Schrittes „Einschränken der Variantenvielfalt“ führt er eine Effizienzbetrachtung durch und vergleicht die Ergebnisse einfacher quasistatischer Abschätzungen mit denen einer dynamischen Systemsimulation. Dabei zeigt sich, dass die quasistatische Betrachtung zu ungenau ist, um darauf aufbauend Entscheidungen im Entwicklungsprozess zu treffen. Lediglich offensichtliche Zusammenhänge können damit aufgezeigt werden. Diese bieten aufgrund der fehlenden Belastbarkeit der Zahlenwerte einen geringen Mehrwert gegenüber einer subjektiven Analyse der Belastungsdaten durch einen Experten. Auch Thiebes spricht sich für den Einsatz einer dynamischen Systemsimulation zur Generierung belastbarer Effizienzwerte für den Vergleich von Antriebskonzepten aus. Bei der Simulation setzt er ein Fahrermodell ein, um der Maschine einen vorgegebenen Referenzzyklus aufzuprägen. Das Fahrermodell wird in Abschnitt 2.2.1 vorgestellt.

Roos, Nagel et al. stellen in [RLNG12] eine Methode zur Bewertung des technisch umsetzbaren Rekuperationspotentials eines Mehrverbrauchersystems vor. Ausgehend vom idealen theoretischen Potential, das sich aus der Analyse gemessener Arbeitszyklen ergibt, wird untersucht, zwischen welchen Aktoren durch direkten Transfer Energie zurückgewonnen werden kann und ob eine Zwischenspeicherung von Energie sinnvoll ist. Dabei werden eine einfache technische Realisierbarkeit sowie einschränkende Randbedingungen berücksichtigt (z.B. Leistungstransfer über Widerstandssteuerung unter Beachtung der Druckniveaus statt idealer Hydrotransformation). Als Beispielanwendung wird ein Teleskoplader betrachtet. In dem übergeordneten Projekt „Antriebsstrang mit Energierückgewinnung: Entwicklungsmethodik und Betriebsstrategien für mobile Arbeitsmaschinen“ wird ein

automatisiertes Analysewerkzeug erarbeitet, das den Einsatz mehrerer Hydrospeicher vorsieht sowie eine mögliche Summierung bzw. Aufteilung der Transfervolumenströme zwischen mehreren Aktoren.

Schramm und Hentschel stellen in [SH12] die Ergebnisse des öffentlich geförderten Forschungsvorhabens ENPROVI vor. Ziel des Projekts ist die Entwicklung eines Tools zur Bestimmung des Energieverbrauchs mobiler Arbeitsmaschinen, um in frühen Stadien des Entwicklungsprozesses verschiedene zur Verfügung stehende Antriebsstrangkonfigurationen verbrauchstechnisch vergleichen und deren Energieeffizienz zielgerichtet optimieren zu können. Die Ergebnisse des Forschungsprojekts sind in die Systemsimulationssoftware *SimulationX*³ eingeflossen. Dort wird das Werkzeug „Leistungsbilanz“ zur Verfügung gestellt, das für ein simuliertes System eine automatisierte Leistungsbilanz erstellt. Dazu werden in allen Modellelementen die zugeführte Leistung, die gespeicherte Leistung und die Verlustleistung bestimmt. Die Leistungsbilanz fasst alle Leistungsanteile zusammen und stellt die Gesamtbilanz für das Modell auf. Eine Differenzierung der Verlustarten findet nicht statt.

Jähne entwickelt in [Jäh13] eine Methodik zur systematischen Erschließung von Potentialen zur Steigerung der Energieeffizienz von Fahrantrieben. Als Beispielanwendung wird ein Radlader betrachtet. Jähne vergleicht verschiedene hydraulische Fahrantriebskonzepte simulativ. Aufgrund des breiten Einsatzspektrums mobiler Arbeitsmaschinen verwendet er keine Lastzyklen für den energetischen Vergleich, sondern ein Verfahren auf der Basis von Häufigkeitsverteilungen der Arbeitspunkte, das einen langen Beobachtungszeitraum ermöglicht. Anhand von mehrstündigen Messungen wird die klassierte Häufigkeitsverteilung der Arbeitspunkte Zugkraft und Fahrgeschwindigkeit für verschiedene Einsatzarten bestimmt. Die gewichtete Überlagerung verschiedener Einsatzarten ergibt ein gemittelttes Einsatzspektrum. Über Simulation der einzelnen Klassen von Arbeitspunkten können für verschiedene Getriebekonzepte der Gesamtenergiebedarf am Eingang des Getriebes sowie der Energienutzungsgrad (Quotient aus abgegebener und zugeführter Energie) bestimmt werden. Mit Hilfe einer numerischen Optimierung kann über die Variation von Getriebeparametern der Energienutzungsgrad maximiert wer-

³Multi-Domänen-Simulationsprogramm der Firma ITI GmbH

den. Das Verfahren bietet kurze Simulationszeiten, da nur einzelne Arbeitspunkte simuliert werden müssen, ist jedoch nicht für die Anwendung auf die Arbeitshydraulik mobiler Maschinen mit mehreren Aktoren geeignet.

Schindler et al. stellen in [SESS13] einen lebenszyklusbasierten Ansatz zur Bewertung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen vor. Im Rahmen des Projekts „Energie- und ressourceneffiziente mobile Arbeitsmaschinen“ (ERMA) soll die Ökobilanz einer mobilen Arbeitsmaschine von der Herstellung bis zur Entsorgung bereits in einem frühen Entwicklungsstadium in die Bewertung verschiedener Konzeptvarianten einbezogen werden. Dazu werden die ISO-genormten Werkzeuge *Life Cycle Assessment* und *Eco-Efficiency Assessment* eingesetzt und in ein umfassendes Produktlebenszyklus-Management integriert. Als Beispielanwendung wird ein Mobilbagger betrachtet. Es sollen Simulationsmodelle verschiedener Antriebskonzepte erstellt und verschiedene Lastzyklen betrachtet werden. Zur Definition der Lastzyklen und zur energetischen Auswertung der Simulationen werden keine Details genannt.

Die vorgestellten Arbeiten liefern erste Ansätze für eine methodische Vorgehensweise zur Bestimmung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen. Alle Autoren empfehlen den Einsatz einer Systemsimulation zur Generierung objektiver quantitativer Kennwerte für den energetischen Vergleich von Antriebskonzepten. Explizite Rechenanweisungen zur Auswertung simulierter oder gemessener Leistungsgrößen in Mehrverbrauchersystemen konnten nicht gefunden werden.

2.1.3 Simulative Ansätze

Es existieren zahlreiche Arbeiten, die das Werkzeug der Systemsimulation zum Vergleich unterschiedlicher Antriebskonzepte für mobile Arbeitsmaschinen einsetzen, dabei jedoch keine methodischen Überlegungen zur Energieeffizienzbewertung anstellen. Einige dieser Arbeiten werden nachfolgend exemplarisch vorgestellt.

Engelsmann und Wachtmeister untersuchen in [EW13] unterschiedliche Betriebsstrategien für einen elektrisch hybridisierten Traktor mittels einer multiphysikalischen Gesamtfahrzeugsimulation. Die Betriebsstrategien werden hinsichtlich

Kraftstoffverbrauch und Emissionen verglichen. Dem Traktor werden feste Arbeitszyklen aufgeprägt. Es werden der DLG-Powermix, ein selbst erstellter Zyklus zur Abbildung von On- und Offroad-Transportfahrten sowie ein Y-Zyklus zur Abbildung der Arbeiten im Frontlader-Betrieb eingesetzt. Bei allen Zyklen werden Last- und Geschwindigkeitsanforderungen über der Zeit vorgegeben.

Inderelst et al. vergleichen in [ILSM11] verschiedene Antriebskonzepte für die Arbeitshydraulik eines Baggers simulativ hinsichtlich ihrer Effizienz. Die Modellierungstiefe wird für alle betrachteten Systeme gleich gewählt. Abgebildet werden alle Komponenten, die einen Einfluss auf Funktion und Effizienz haben. Den Antriebssystemen wird ein fester Referenzzyklus aufgeprägt. Für jeden Aktor des Baggers werden der Kraft- und der Geschwindigkeitsverlauf über der Zeit vorgegeben. Die Ergebnisse werden in Form von Sankey-Diagrammen dargestellt. In [Ind13] erweitert Inderelst die Vorgehensweise zur Bewertung um die Möglichkeit, die vorgegebenen Zyklen bezüglich Dauer und Höhe der Lasten zu skalieren. Der Realitätsbezug der Zyklen ist in diesem Fall nicht mehr uneingeschränkt gegeben.

Finzel untersucht in [Fin11] das Verhalten elektrohydraulischer *Load-Sensing*-Systeme mit nachgeschalteten Druckwaagen in Einkreis- und Mehrkreiskonfiguration. Als Beispielanwendung wird ein Bagger betrachtet. Im Rahmen der Untersuchungen werden Prüfstandsversuche sowie Simulationen mit einem Gesamtmaschinenmodell durchgeführt. Dazu werden synthetische Bewegungszyklen verwendet, die auf der Basis von Videoauswertungen realer Messungen erstellt wurden. Die an der Maschine angreifenden Lasten durch Grabprozess und Materialtransport werden vereinfacht angenommen. Die mit der Vereinfachung der Bewegungen und Lasten einhergehenden Abbildungsungenauigkeiten rechtfertigt Finzel mit den bei realen Tests ebenfalls vorhandenen Abweichungen durch wechselnde Bediener und Versuchsbedingungen. Gleichzeitig stellt er fest, dass eine direkte Übertragbarkeit der Zyklen auf andere Maschinen mit unterschiedlichen Kinematiken nicht gegeben ist. In den Untersuchungen von Finzel zeigt sich eine hohe Abhängigkeit vom exakten Verlauf der Arbeitszyklen und damit vom Bediener. Mehrkreissysteme sind insbesondere dann effizienter als Einkreissysteme, wenn ihre Kreise getrennt arbeiten und die Einstellung verschiedener,

den Lasten angepasster Druckniveaus ermöglichen. Um dennoch maximale Volumenströme erreichen zu können und die Verdrängereinheiten nicht zu groß auslegen zu müssen, wird i. d. R. eine Summierung vorgesehen. Ist diese aktiv, müssen die summierenden Kreise auf dem gleichen Druckniveau arbeiten und der energetische Vorteil des Mehrkreissystems entfällt. Eine geringfügige Erhöhung des angeforderten Volumenstroms kann somit die Summierung und damit eine deutlich niedrigere Effizienz bewirken. Dies verdeutlicht die Notwendigkeit einer realistischen Leistungsabforderung in der simulativen Effizienzbewertung.

2.1.4 Bestimmung repräsentativer Arbeitszyklen

Wenn die Betrachtung einzelner Arbeitspunkte zur realistischen Bewertung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen nicht ausreicht, müssen vollständige Arbeitszyklen betrachtet werden. In diesem Fall stellt sich die Frage, wie geeignete Arbeitszyklen bestimmt werden können, die für die betrachtete Anwendung repräsentativ sind.

Deiters entwickelt in [Dei09] ein statistisches Verfahren zur Erzeugung repräsentativer Zyklusdaten für Arbeitsaufgaben mobiler Arbeitsmaschinen auf der Basis von Messdaten. Die Methodik wird beispielhaft auf den Y-Zyklus eines Radladers angewendet. Zunächst werden Teilabschnitte des Arbeitsvorgangs anhand des Geschwindigkeitsverlaufs über der Zeit identifiziert. Die Teilabschnitte werden in allen verfügbaren Messungen identifiziert und auf die durchschnittliche Dauer des Arbeitsschritts synchronisiert. Zusätzlich werden die Geschwindigkeitsverläufe auf die in den Arbeitsabschnitten durchschnittlich zurückgelegten Wege skaliert. Die synchronisierten und skalierten Messungen werden im Anschluss durch Median-Bildung für jeden einzelnen Zeitpunkt zu einem resultierenden Zyklus zusammengefasst. Der resultierende Zyklus ist in der Konsequenz kein realer Zyklus, sondern ein über statistische Mittelung von Messdaten erzeugter. Dies birgt die Gefahr einer unrealistischen Leistungsabforderung. Zudem basiert der Zyklus auf Messdaten einer einzelnen Maschine und ist damit nicht ohne Weiteres auf andere Maschinen übertragbar.

Mieth beschreibt in [Mie09] die Notwendigkeit zur Schaffung einheitlicher Entwicklungs- und Bewertungsgrundlagen für emissions- und energiesparende Antriebe mobiler Arbeitsmaschinen und zeigt erste Lösungsansätze auf. Neben der Definition erforderlicher Begrifflichkeiten fokussiert er auf die Bestimmung von Standardleistungszyklen für den Vergleich unterschiedlicher Antriebskonzepte. Diese sollen die zu erwartenden Einsatzbedingungen realistisch abbilden und damit dem Trend von der komponentenorientierten Maschinenoptimierung hin zu einem Gesamtmaschinenmanagement gerecht werden. Die Übertragbarkeit auf andere Maschinen soll durch Normierung auf geeignete Bezugsgrößen erreicht werden, die die Leistungsfähigkeit der Gesamtmaschine charakterisieren. Details hierzu werden nicht genannt. Neben den Standardleistungszyklen schlägt Mieth den Einsatz von Leistungskollektiven ähnlich den zur Festigkeitsberechnung verwendeten Lastkollektiven vor. Die Leistungskollektive geben die Betriebspunkthäufigkeiten der leistungsrelevanten Größen an und ermöglichen sehr lange Beobachtungszeiträume gegenüber der Darstellung im Zeitbereich.

In [KMV11] und [MVK12] konkretisieren Kunze, Mieth und Voigt diesen Ansatz am Beispiel eines Mobilbaggers. Ziel ist die Auswahl repräsentativer Arbeitszyklen aus einer Reihe von Messungen. Betrachtet wird die Arbeitsaufgabe „Ausheben eines Grabens“. Als größte Herausforderung wird der Umgang mit dem hohen Bedienerinfluss auf den Arbeitszyklus gewertet. Es werden Messungen mit sieben verschiedenen Fahrern unterschiedlichen Erfahrungsgrades ausgewertet. Die Messdaten werden einer Clusteranalyse hinsichtlich der Merkmale „Zyklusdauer“ und „Gleichzeitigkeit der Akteurenbetätigung“ unterzogen. In [MVK12] wird das zusätzliche Merkmal „Durchschnittliche Zyklusleistung“ betrachtet. Es zeigen sich in beiden Fällen zwei Cluster für die geübten und die ungeübten Fahrer. Über Schätzung einer normalverteilten Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion werden Ausreißer eliminiert. Für die verbleibenden Zyklen werden die Leistungskollektive der Akteuren dargestellt. Dazu werden die Betriebspunkthäufigkeiten der Größen Kraft und Geschwindigkeit gebildet. Werden einige wenige Zyklen ausgewählt und ihre Betriebspunkthäufigkeiten mit Gewichtung entsprechend der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion überlagert, zeigt sich eine ähnliche Betriebspunktverteilung. Die ausgewählten Zyklen können somit als repräsentativ betrachtet und für die

Bewertung von Antriebskonzepten eingesetzt werden. Der vorgestellte Ansatz ermöglicht die Auswahl repräsentativer Arbeitszyklen aus einer umfangreichen Messreihe. Die Zyklen sind jedoch nur für die betrachtete Messreihe, d. h. die eingesetzte Maschine und die vorliegenden Versuchsbedingungen, repräsentativ. Auch kann nicht ausgeschlossen werden, dass die Ergebnisse mit anderen Fahrern unterschiedlich ausfallen.

In [DSHL11] diskutieren Dopichay, Stamm von Baumgarten et al. Methoden zur Generierung von Last- und Fahrzyklen für mobile Arbeitsmaschinen und LKW. Es werden zwei verschiedene Vorgehensweisen dargestellt. Zur Bewertung der Effizienz eines Kühlsattelauflegers wird eine zyklusbasierte Simulation eingesetzt. Dazu wird unter Verwendung von Messdaten und Erfahrungswissen ein Fahr- und Beladungszyklus erstellt, der einem Simulationsmodell des Fahrzeugs aufgeprägt wird. Zur Effizienzbewertung eines Traktors mit Ladeschaufel wird ein ereignisbasierter Ansatz verfolgt. Dazu soll im Rahmen eines laufenden Projektes das Gesamtmodell eines Traktors sowie ein Modell zur Abbildung des Bedienerverhaltens aufgebaut werden. Abgebildet werden soll das Verhalten professioneller und halbpensionierter Fahrer während eines Y-Zyklus. Die Autoren kommen zu dem Schluss, dass für Arbeitsmaschinen mit einem hohen Bedienerinfluss die Abbildung des Bedienerverhaltens die geeignetste Methode zur Erzeugung realistischer Arbeitszyklen in einer Simulation darstellt. Erste Teilergebnisse zu ihrem Bedienermodell wurden in späteren Arbeiten veröffentlicht, die in Abschnitt 2.2.1 vorgestellt werden.

Scherer und Geimer beschreiben in [SG14] die Entwicklung einer Methodik zur Ermittlung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen im Rahmen des öffentlich geförderten Verbundprojekts „Entwicklung von Technologien für energiesparende Antriebe mobiler Arbeitsmaschinen“ (TEAM). Im Fokus der dargestellten ersten Stufe der Methodik steht die Ableitung repräsentativer Testzyklen für die energetische Bewertung aus umfangreichen Feldmessungen mit mobilen Maschinen. Mittels einer entwickelten Software werden die unterschiedlichen Arbeitsaufgaben identifiziert und in einzelne Arbeitsschritte aufgeteilt. Diese werden hinsichtlich ihrer Häufigkeit, Dauer und Energieeffizienz ausgewertet. Auf der Ba-

sis einer Clusteranalyse werden Parametersets für die Festlegung repräsentativer Testzyklen ermittelt.

Sollen feste Referenzzyklen zur Effizienzbewertung eingesetzt werden, liefern die zuvor vorgestellten Arbeiten Ansätze zur Auswahl bzw. Generierung repräsentativer Zyklen. Da bei allen Ansätzen Messdaten als Basis verwendet werden, bleibt im Einzelfall nachzuweisen, dass die resultierenden Zyklen tatsächlich repräsentativ für eine bestimmte Arbeitsaufgabe sind und nicht nur für die Fahrer, Maschinen und Umgebungsbedingungen der zugrundeliegenden Messungen.

2.2 Simulation mobiler Arbeitsmaschinen

Die Simulation hat sich als Werkzeug im Entwicklungsprozess mobiler Arbeitsmaschinen fest etabliert. Sie wird einerseits zur Untersuchung konstruktiver Fragestellungen auf Komponentenebene eingesetzt (z. B. FEM, CFD,...) und andererseits zur funktionalen Analyse und Bewertung eines Gesamtsystems (vgl. Abschnitt 2.1.3). Zum Aufbau einer Gesamtsimulation des Baggervorgangs müssen die Mechanik des Oberwagens, das hydraulische Antriebssystem, der Verbrennungsmotor, die Prozesskräfte sowie das Verhalten des Bedieners modelliert werden. Die meisten heutzutage verfügbaren System simulationsprogramme bieten Standardbibliotheken mit vorgefertigten Elementen zum Aufbau einfacher Mehrkörpersysteme, einfacher hydraulischer Netzwerke und einfacher Reglerstrukturen. Alternativ existiert zahlreiche Literatur zur Formulierung der zugrundeliegenden Differentialgleichungen der Dynamik und Kinematik des Baggerarms (z. B. [SSVO09], [KTKAC96]), des hydraulischen Antriebssystems [Bea99] sowie des Verbrennungsmotors [Bli11]. Die größte Herausforderung stellt die Modellierung der Grabkräfte und des Bedienerverhaltens dar. Ansätze hierzu werden in den folgenden beiden Abschnitten ausführlich diskutiert. Zuvor werden an dieser Stelle die Arbeiten von Holländer und Melchinger vorgestellt, die sich in ihren Untersuchungen als erste mit der möglichst vollständigen simulativen Abbildung des Baggervorgangs befasst haben.

Melchinger möchte in [Mel92] mit Hilfe der Simulation verschiedene Antriebssysteme eines Baggers unter konstanten Randbedingungen vergleichen und sys-

temspezifische Unterschiede ermitteln. Er entwickelt ein Simulationsprogramm in Fortran77, das die Simulation des Gesamtsystems Baggers ermöglicht. Die mathematischen Grundlagen für die Modellierung der Kinematik und Dynamik der Arbeitsarmelemente sowie des Hydrauliksystems werden hergeleitet und implementiert. Zur Abbildung der Grabkräfte wird ein konstanter mittlerer Zylinderdruck aus Messungen angesetzt. Zur Steuerung der Simulation entwickelt Melchinger einen Bewegungssteuerungsalgorithmus, der als einfaches Fahrermodell angesehen werden kann. Aus Messungen verschiedener Graben-Zyklen (Graben unterhalb der Standebene des Baggers, Beladen eines Fahrzeugs in verschiedenen Winkeln zwischen 90° und 180°) werden die Ablauflogik des Baggervorgangs sowie mittlere Referenzpositionen für die Lage von Löffelgelenk und Zahnspitze in verschiedenen Stationen des Arbeitsspiels bestimmt. Die Berechnung des Bewegungsablaufs erfolgt iterativ. Unter Einhaltung der vorgegebenen Randbedingungen werden die Einzelbewegungen zwischen den Referenzpositionen verzögerungsfrei und mit maximaler Geschwindigkeit ausgeführt. Nach Melchinger sind die Daten typischer Arbeitsspiele durch die Angabe der Referenzpositionen von Zahnspitze und Löffelgelenk weitgehend unabhängig von der Geometrie der Arbeitsausrüstung.

Melchingers Ansatz zur Beschreibung typischer Arbeitszyklen über Referenzpositionen des Löffels und eine dem Arbeitsspiel zugrundeliegende Ablauflogik erscheint sehr geeignet für einen objektiven Vergleich unterschiedlicher Antriebssysteme, da die spezifischen Kraft- und Geschwindigkeitseigenschaften der Antriebssysteme in die resultierenden Arbeitszyklen einfließen können. Die statistische Ermittlung absoluter Referenzpositionen aus Messdaten wird hingegen als nicht zielführend angesehen. Die Referenzpositionen sind abhängig von der genauen geometrischen Situation der Messungen und daher nicht ohne Weiteres auf veränderte Parameter der Arbeitsaufgaben sowie größere bzw. kleinere Maschinen übertragbar. Ein relativer Ansatz zur Beschreibung der Referenzpositionen in Abhängigkeit von den Geometrieparametern der Arbeitsaufgabe erscheint hier sinnvoller.

Holländer erstellt in [Hol98] ebenfalls das Gesamtsimulationsmodell eines Baggers. Ziel ist die Analyse des Optimierungspotentials der bestehenden hydraulischen

schen Antriebssysteme von Baggern. Er erstellt eine eigene Simulationsumgebung in C++ zur Durchführung der Berechnungen. Bei der Modellierung von Mechanik und Hydraulik greift er auf die Ergebnisse von Melchinger zurück. Eingangsgrößen für die Simulation sind neben den physikalischen Parametern des Baggers ein vorgegebener Steuerdruckverlauf sowie optional ein Grabkraftverlauf. Er betrachtet drei verschiedene Arbeitsaufgaben. Über einen 90°-Zyklus (Graben unterhalb der Standebene, Abladen in einer Höhe von 2,5 m) wird der Volllasteinsatz abgebildet. Für den Teillastbetrieb werden das Ausheben eines Grabens sowie ein Planum betrachtet. Die Erstellung eines Grabkraftmodells sowie eines Fahrermodells sind nicht Gegenstand seiner Arbeit.

2.2.1 Fahrermodelle

Bei der Entwicklung von Kraftfahrzeugen werden bereits häufig Fahrermodelle eingesetzt [Mac03, PE07]. Diese Modelle fokussieren auf die menschliche Wahrnehmung, Informationsverarbeitung und Reaktionsfähigkeit im Straßenverkehr und können nicht ohne Weiteres für die Entwicklung mobiler Arbeitsmaschinen übernommen werden. Während der Fahrer eines Kraftfahrzeugs im Wesentlichen Richtung und Geschwindigkeit des Fahrzeugs vorgibt, müssen die Bediener mobiler Arbeitsmaschinen häufig komplexe Arbeitsvorgänge durchführen, die die geschickte parallele Betätigung mehrerer Bedienelemente erfordern. Hierzu sind Modelle mit speziellen Eigenschaften erforderlich. Entsprechende Ansätze werden nachfolgend vorgestellt.

Voigt befasst sich in [Voi09] mit der Integration des Bedienerverhaltens bei der Simulation mobiler Arbeitsmaschinen. Er gibt einen Überblick über Arten und Einsatzmöglichkeiten von Fahrermodellen. Voigt unterscheidet zwei wesentliche Einsatzgebiete von Fahrermodellen: Nachbildung des realen Fahrers für die Systembewertung in der Simulation und Ersetzen des realen Fahrers mit dem Ziel Automatisierung. Bei der Systembewertung stehen konstruktive Fragestellungen und zunehmend Fragen der Ergonomie im Vordergrund. Werden Bedienerverhalten und Arbeitsprozess erfolgreich abgebildet, können mit Hilfe des Fahrermodells Lastkollektive für die Maschinenauslegung ermittelt werden. Gelingt es zusätz-

lich, die Lernkurve von Maschinenbedienern zu simulieren, kann die Entwicklung möglichst einfach zu bedienender und adaptiver Systeme unterstützt werden. Voigt beschreibt folgende Hauptaufgaben eines Fahrermodells:

- Nachempfinden der Sensorik des Fahrers
- Nachempfinden der Informationsverarbeitung des Fahrers
- Nachempfinden der motorischen Fähigkeiten des Fahrers

Thiebes und Vollmer entwickeln in [TV11] ein Fahrermodell für die 1D-Simulation eines Radladers. Über einen PI-Regler mit vorgeschaltetem Bewerter prägen sie der Maschine einen vorgegebenen Referenzzyklus auf. Mit einem herkömmlichen PI-Regler, der in der Antriebsstrangsimulation häufig eingesetzt wird, wird der Maschine i. d. R. ein Geschwindigkeitsprofil vorgegeben. Kann die Maschine die vorgesehene Geschwindigkeit aufgrund zu geringer Leistungsfähigkeit nicht einhalten, wird die entstehende Regelabweichung zwar ausgeregelt, die Maschine legt jedoch nicht den vollständigen Weg des Referenzzyklus zurück. Wird gleichzeitig ein zeitabhängiges Lastprofil aufgeprägt, wirkt die Last bei einer anderen Maschinenposition. Wird ein positionsabhängiges Lastprofil vorgegeben, wird dieses nicht vollständig abgefordert. Um diesen Nachteil zu umgehen, entwickeln Thiebes und Vollmer einen vorgeschalteten Bewerter, der die Regelabweichung e nach Gl. (2.2) über einen geschwindigkeitsabhängigen Zusammenhang anteilig aus Positionsabweichung und Geschwindigkeitsabweichung bestimmt.

$$e = \text{sign}(v_{\text{ist}}) \cdot \left(\Delta v \cdot \frac{|v_{\text{ist}}|}{v_{\text{max}}} + \Delta s \cdot \left(1 - \frac{|v_{\text{ist}}|}{v_{\text{max}}} \right) \right) \quad (2.2)$$

Es wird das Verhalten des Bedieners nachempfunden, bei geringen Ist-Geschwindigkeiten verstärkt die Positionsabweichung zu berücksichtigen und bei hohen Geschwindigkeiten verstärkt die Geschwindigkeitsabweichung. Dabei wird sichergestellt, dass der vorgegebene Weg vollständig abgefahren wird. Stellgröße des Reglers ist die Gaspedalstellung. Die Sollposition der Maschine wird zeitabhängig vorgegeben, Sollgeschwindigkeit und Last positionsabhängig. Eine grundsätzliche Übertragung des Ansatzes von Thiebes und Vollmer auf die Anwendung Bagger wäre möglich. Voraussetzung ist das Vorliegen geeigneter Referenzzyklen in

Form von Bahnkurven und Geschwindigkeitsprofilen der Arbeitsausrüstung. Eine Herausforderung stellt die Koordinierung mehrerer Akteure dar.

Filla entwickelt in seiner Dissertation [Fil11] und den zugehörigen Veröffentlichungen [FP03], [FEP05], [Fil05] und [Fil09] Fahrer- und Maschinenmodelle zur Simulation des Arbeitsvorgangs eines Radladers. Neben Fragen der Bedienbarkeit steht die Bewertung von Produktivität und Effizienz der Maschinen im Fokus. Er erkennt, dass bei Maschinen, die durch einen hohen Bedienerinfluss gekennzeichnet sind, die Abbildung des Fahrerhaltens essentiell für eine realistische simulative Bewertung ist.

Folgende Eigenschaften muss ein Fahrermodell nach Filla besitzen, um eine hohe Akzeptanz zu erreichen:

- **Adaptivität** – Das Modell muss sich begrenzten Veränderungen des abgebildeten Szenarios selbstständig anpassen können.
- **Flexibilität** – Das Modell muss einfach an neue Szenarien angepasst werden können.
- **Transparenz** – Das Modell muss einfach zu verstehen und zu validieren sein.

Der Autor empfiehlt, die Komplexität des Modells möglichst gering zu halten. Es sei nicht erforderlich, den menschlichen Bediener im Detail abzubilden. Stattdessen seien ausreichend genaue Ergebnisse über die Implementierung prinzipieller Bedienregeln und Entscheidungsstrategien zu erreichen. Diese Einschätzung wird in der vorliegenden Arbeit geteilt.

Es werden zwei verschiedene Modellierungsansätze verwendet. In [FEP05] bildet Filla die Bedienerangaben während der Schaufelfüllung mit Minimum-Maximum-Beziehungen ähnlich der Fuzzy-Logik ab. Dabei werden Traktion sowie Geschwindigkeit und Winkel der Schaufel in vordefinierten Grenzen geregelt. In [Fil05] entwickelt er ein ereignisbasiertes Fahrermodell zur Abbildung der übrigen Arbeitsschritte während eines Y-Zyklus. Die nötigen Bedienregeln extrahiert er aus Fahrerinterviews, Messungen und Videoaufnahmen (vgl. [Fil09]). Dabei analysiert er jede Phase des Arbeitszyklus anhand der Fragestellungen:

- Welche Ereignisse lösen Fahrerreaktionen aus?

- Welche Bediensignale werden ausgelöst und wie lange?
- Was definiert Erfolg und Misserfolg der Arbeitsschritte?

Das Fahrermodell wird als Zustandsautomat in *Matlab Stateflow*⁴ implementiert. Es koordiniert die einzelnen Arbeitsschritte eines Y-Zyklus so, dass ein flüssiger Arbeitsablauf entsteht. Die grobe Struktur des Zyklus wird über hinterlegte, parametrisierte Zusammenhänge festgelegt. Seine genaue Form ergibt sich während der Simulation abhängig von den Maschineneigenschaften. Die Mechanik des Radladers bildet Filla als Mehrkörpermodell ab. Die beim Ladevorgang im Kontakt mit dem Grabgut auftretenden Kräfte werden über ein analytisches Modell nach [ES00] bestimmt.

Der regelbasierte Ansatz von Filla erscheint sehr geeignet für die Abbildung des Fahrerhaltens bei der Anwendung Bagger. Gegenüber dem Ansatz von Melchinger (vgl. Abschnitt 2.2) ermöglicht die Festlegung des Arbeitszyklus über parametrisierte, geometrische Zusammenhänge die Anwendung auf unterschiedliche geometrische Arbeitssituationen und Maschinengrößen. Der genaue Verlauf des Arbeitsspiels ergibt sich wie in der realen Anwendung abhängig von den individuellen Eigenschaften der eingesetzten Maschine. Die Anzahl der Aktoren, die über einen Zustandsautomaten koordiniert werden können, ist nicht begrenzt.

Elezaby et al. greifen in [EAC08] den Ansatz von Filla auf und stellen ein sehr ähnliches, regelbasiertes Bedienermodell für einen Radlader vor. Das Modell wird ebenfalls als Zustandsautomat in *Matlab Stateflow* implementiert und bildet ein alternatives Arbeitsspiel zur Beladung eines LKWs ab.

Stamm von Baumgarten et al. stellen in [SHF12] ein Fahrermodell zur produktivitätsbezogenen Bewertung von Antriebsstrangkonzepthen für einen Traktor vor. Es wird der Frontlader-Einsatz betrachtet. Das Fahrermodell schätzt die Bediensignale auf der Basis von Messdaten in Abhängigkeit von den aktuellen Maschinen- und Prozessgrößen. Das Fahrermodell besitzt drei Ebenen. In der obersten Aufgabenebene werden die Parameter des betrachteten Szenarios festgelegt. In der zweiten Ebene wird die Bewegung geplant. Die einzelnen Arbeitsschritte, die in der Summe das Arbeitsspiel abbilden, werden ereignisbasiert ausgelöst. Details

⁴Simulationsprogramm zur Implementierung endlicher Zustandsautomaten der Firma Mathworks

zu den ersten beiden Ebenen des Fahrermodells finden sich in [SHL11b] und [SHL11a]. Die dritte Ebene bildet das Regelverhalten des Fahrers während der Teilarbeitsschritte ab. Die Ermittlung des Bedienverhaltens aus Messdaten wird als Mustererkennungsproblem identifiziert und über *Gaussian Mixture Models* realisiert. Diese bilden die Datensätze über multivariate Gaußverteilungen ab. Über eine Maximum-a-Posteriori-Schätzung wird z. B. die Gaspedalstellung des Traktors in Abhängigkeit von den Beobachtungsgrößen Fahrzeuggeschwindigkeit und Entfernung zum Haufwerk abgeschätzt. Das Fahrermodell liefert für einen exemplarisch dargestellten Testzyklus eine der gemessenen Fußpedalstellung ähnelnde geschätzte Pedalstellung. Das Modell besitzt jedoch die spezifischen Eigenschaften von Maschine und Bediener, mit denen die Lernzyklen aufgenommen wurden. Zudem bietet der datenbasierte Ansatz eine geringe Transparenz. Dies spricht gegen den Einsatz bei der Anwendung Bagger mit mehreren parallel betätigten, voneinander abhängigen Akteuren.

Neben der simulativen Systembewertung kommen Fahrermodelle auch bei der Automatisierung von mobilen Arbeitsmaschinen zum Einsatz.

Yamamoto et al. stellen in [YMS⁺09] die Ergebnisse eines laufenden Projekts zur Automatisierung eines Baggers vor. Ausgehend von einer 3D-Geländedetektion mittels GPS und Laserscannern wird der Grabvorgang über einen geometrieorientierten Ansatz automatisiert. Auf Basis einer Analyse von Grabbewegungen in Versuchen mit realen Fahrern werden Grabtrajektorien berechnet und mit einem *feed-forward* PID-Regler umgesetzt [SYS⁺08]. Der Ansatz konnte an einem 12 t-Raupenbagger für das Beladen eines LKWs verifiziert werden. Es wurden mit einem menschlichen Bediener vergleichbare Geschwindigkeiten und Genauigkeiten erreicht. Das implementierte System ist jedoch nicht in der Lage, auf unerwartete Ereignisse wie das Auftauchen eines Hindernisses während des Grabvorgangs zu reagieren. Für diese Fälle ist vorgesehen, dass ein menschlicher Bediener mehrere automatisierte Bagger von einem Kontrollraum aus überwacht und bei Bedarf per Fernsteuerung in den Prozess eingreift.

In [SBSR99] automatisieren Stentz et al. den Grabvorgang und das Beladen eines LKWs mit einem 25 t-Raupenbagger. Es wird eine dreistufige Vorgehensweise gewählt. Auf der obersten Ebene der implementierten Software werden über eine

dreidimensionale Geländedetektion mittels Laserscannern geeignete Grabzonen identifiziert und anschließend sukzessive abgearbeitet. Jede Zone wird auf einer feineren Planungsebene hinsichtlich geeigneter einzelner Grabvorgänge untersucht, die die geometrischen Randbedingungen erfüllen und eine Kostenfunktion hinsichtlich Energie- und Zeitaufwand optimieren. Dabei wird anhand einfacher dynamischer und heuristischer Modelle des Baggers eine Bewertung verschiedener Parametersets durchgeführt. Das Verfahren wird von Rowe und Stentz in [RS97] und [Row99] näher vorgestellt. Es wird festgestellt, dass aufgrund der hohen Abhängigkeiten zwischen den Aktoren des Baggers und auftretender Modellierungungenauigkeiten der Einsatz von aus der Robotik bekannten Verfahren zur Trajektorienoptimierung nicht zum Ziel führt. Stattdessen wird ein regelbasierter Ansatz verfolgt. Die Bewegung des Arbeitsarms im Raum wird über parametrisierte Skripts gesteuert, die ein Set von Regeln für die Koordination der Aktoren des Baggers abarbeiten. Die Regeln wurden mit Hilfe eines erfahrenen Baggerfahrers festgelegt. Die resultierenden Bedienbefehle werden über einen *low-level* Regler umgesetzt. Der Grabvorgang wird mit Hilfe einer robusten, kraftbasierten Regelung ausgeführt (vgl. [Can99]). Zur Vorabbewertung wird ein analytisches Grabkraftmodell eingesetzt.

Bradley und Seward beschreiben in [BS98] die erfolgreiche Automatisierung eines Minibaggers. Der Bagger ist in der Lage, einen rechteckigen Graben anzulegen und beim Graben auftretende Hindernisse wie Felsbrocken selbstständig zu beseitigen. Die Autoren kommen ebenfalls zu dem Schluss, dass ein analytischer Ansatz zur Trajektorienregelung für die Automatisierung eines Baggers nicht geeignet ist. Stattdessen werden die Bedienstrategien eines menschlichen Bedieners abgebildet. Aufbauend auf der Analyse von Messungen mit mehreren realen Fahrern unterschiedlichen Erfahrungsgrades wurde eine zweigeteilte Steuerungsarchitektur entwickelt. Auf der oberen Ebene wird die Strategie des Baggers in einem *activities manager* regelbasiert abgebildet und die Arbeitsaufgabe in mehrere Teilziele zerlegt, die der Reihe nach abgearbeitet werden. Die Teilziele werden auf der unteren Ebene über eine als *velocity vector control* bezeichnete *low-level* Regelung umgesetzt. Dabei werden aus der Abweichung zwischen der gegenwärtigen Position des Löffels und dem Zielpunkt des nächsten Zeitintervalls

die erforderlichen Geschwindigkeitsvektoren des Löffels und damit die erforderlichen Geschwindigkeiten der Aktoren des Baggers bestimmt.

Schmidt et al. verwenden in [SPB10] einen verhaltensbasierten Ansatz zur Automatisierung eines Baggers. Die Bedienbefehle des Baggers werden über ein *behavior network* generiert, das ähnlich einer Zustandsmaschine aufgebaut ist. Ausgehend von einer Geländedetektion mittels Laserscannern werden die erforderlichen Arbeitsschritte des Baggers auf Einzelschritte zur Positionierung des Löffels zurückgeführt (Änderung der horizontalen und vertikalen Position des Löffels, Änderung des Winkels des Löffels, Änderung des Drehwinkels des Oberwagens). Die Abweichung der aktuellen Löffelposition von der jeweiligen neuen Zielposition wird über einen kartesischen Konverter in entsprechende Bediensignale der Aktoren umgerechnet.

Shi, Lever und Wang verwenden in [SLW98] eine Kombination aus Zustandsautomaten, Neuronalen Netzen und Fuzzy-Logik zur Automatisierung eines Radladers. Sie kommen zu dem Schluss, dass Situationserfassung und Entscheidungsfindung eines realen Fahrers zu komplex sind, um sie mit einem analytischen Ansatz abbilden zu können. Stattdessen entwerfen sie ein heuristisches Fahrermodell, das auf dem Erfahrungswissen von Radladerfahrern basiert. Über Zustandsautomaten wird die logische Verknüpfung einzelner Arbeitsschritte zu einer Arbeitsaufgabe abgebildet. Innerhalb der Zustandsautomaten wird der Entscheidungsfindungsprozess des Fahrers bei mehreren alternativen Handlungsmöglichkeiten über Neuronale Netze modelliert, die vor dem Einsatz mit Messdaten trainiert werden. Mit Hilfe der Fuzzy-Logik werden auf der untersten Ebene des Modells die Teilarbeitsschritte in quantitative Bediensignale umgesetzt. Die Struktur der Steuerung ist dezentral. Alle Teilsysteme arbeiten parallel und bilden in Summe das Fahrerverhalten ab.

Auch bei der Automatisierung mobiler Arbeitsmaschinen zeigt sich ein Trend zu regelbasierten Steuerungskonzepten. Diese besitzen insbesondere beim Umgang mit unerwarteten Ereignissen wie dem plötzlichen Auftreten von Hindernissen Vorteile gegenüber geometrie- bzw. trajektorienbasierten Ansätzen. Die vorgestellten Modelle lassen sich jedoch nicht unverändert für die Systembewertung einsetzen, da sie nicht mit dem Ziel der Generierung realistischer Arbeitszyklen

entstanden sind, sondern mit dem Ziel der robusten Automatisierung. Dabei wird auf die Abarbeitung erforderlicher Teilarbeitsschritte fokussiert und nicht auf die Erzeugung realitätsnaher Bediensignale zur Erzeugung eines möglichst flüssigen Arbeitszyklus.

Zusammenfassend lassen sich die folgenden Modellarten zur Abbildung des Fahrerhaltens bei der Simulation mobiler Arbeitsmaschinen einsetzen:

- Regler, die vorgegebene Sollgrößen einregeln
Bsp.: Positions-/Geschwindigkeitsregelung
- Kognitive Modelle, die den Prozess der menschlichen Informationsverarbeitung und Entscheidungsfindung beschreiben
Bsp.: Regelbasierte Modelle, Fuzzy-Logik
- Datenbasierte Modelle, die auf Basis umfangreicher Messdaten das Fahrerverhalten bei bestimmten Eingangsgrößen prognostizieren
Bsp.: Regressionsverfahren, Lernverfahren
- Hybride Modelle, die mehrere der genannten Modellarten vereinen

Alternativ zum Einsatz von Fahrermodellen könnte ein realer menschlicher Bediener über einen Simulator in die Simulation eingebunden werden und so einen realistischen Arbeitszyklus generieren. Entsprechende Simulatoren für die VR-Simulation mobiler Arbeitsmaschinen stehen zur Verfügung [HKB⁺12]. Im Bereich der Kraftfahrzeugtechnik ist diese Vorgehensweise üblich. Fuhr et al. beschreiben in [FSNS03] den kombinierten Einsatz von Fahr simulatoren, Rechnersimulationen und Fahrversuchen bei der Entwicklung von aktiven Fahrwerkssystemen. Für das Ziel der objektiven Bewertung mobiler Arbeitsmaschinen wird der Einsatz von Fahr simulatoren jedoch als nicht zielführend angesehen. Einerseits wären die Ergebnisse der Simulationen analog zu realen Versuchsmessungen abhängig von den individuellen Eigenschaften der Testfahrer. Andererseits kann mit den gegenwärtig verfügbaren Simulatoren das Lastverhalten bei dynamischen Anwendungen – insbesondere im Kontakt mit simuliertem Erdmaterial – noch nicht realistisch genug nachgebildet werden, um authentische Fahrerreaktionen sicherzustellen. Ein wesentliches Problem stellt dabei die erforderliche Echtzeitfähigkeit der Simulation dar.

2.2.2 Grabkraftmodelle

Es existieren bereits einige Modelle zur Bestimmung der Kräfte, die bei der Bodenbearbeitung auf ein Arbeitswerkzeug wirken. Historisch sind die meisten dieser Modelle im Bereich Ackerbau entstanden und wurden dann auf andere Anwendungen wie den Bagger adaptiert. Eine Übersicht über verschiedene Grabkraftmodelle findet sich in [BHL01]. Nachfolgend werden die Modelle vorgestellt, die die Grundlage für das in dieser Arbeit entwickelte Grabkraftmodell darstellen.

Die meisten Modelle betrachten eine ebene Platte, die in einem konstanten Winkel in die Erde eingedrungen ist und sich dann mit konstanter Geschwindigkeit parallel zur Erdoberfläche vorwärts bewegt (Abb. 2.1). Die vor der Platte befindliche Erde wird komprimiert, bis es an einigen Stellen zum Bruch kommt und sie nach oben verdrängt wird.

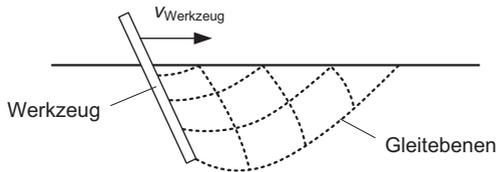


Abb. 2.1: Ausgangssituation Grabkraftmodelle

Nach Coulomb bricht die Erde dort, wo die Scherspannung am größten ist. Die maximal ertragbare Scherspannung der Erde ergibt sich zu

$$\tau_{\max} = c + \sigma_n \tan(\phi). \quad (2.3)$$

Dabei ist c die Kohäsionsspannung. Sie beschreibt den Teil des Verschiebewiderstandes zweier Erdfächen gegeneinander, der unabhängig von der auf die Flächen wirkenden Normalspannung ist. σ_n ist die auf die Scherebene wirkende Normalspannung und ϕ der Reibwinkel der Erde.

Bei Betrachtung eines relativ breiten Werkzeugs und Vernachlässigung des Spannungsverlaufs über die seitlichen Grenzen des Werkzeugs hinaus (beim Bagger zulässig wegen der Seitenschneiden des Löffels) stellt sich vor dem Werkzeug ein zweidimensionaler Spannungszustand ein. Die Differentialgleichungen, die

diesen Zustand beschreiben, lassen sich ohne die Annahme von Vereinfachungen nicht analytisch lösen. Ausgehend von der im Bauingenieurwesen zur Bestimmung zulässiger Fundamentlasten verwendeten *Bearing-Capacity*-Gleichung von Terzaghi [Ter43] formuliert Reece in [Ree64] die *Fundamental Equation of Earth-Moving Mechanics* (FEE):

$$F = cb^2N_c + \rho b^3N_\rho + qb^2N_q + c_a b^2N_a. \quad (2.4)$$

Nach dieser Gleichung setzt sich jede beliebige Kraft, die ein Erdvolumen zum Bruch zwingt, aus vier unabhängigen Anteilen zusammen: einem Anteil zur Überwindung der Kohäsion c , einem Gewichtsanteil abhängig von der Erddichte ρ , einem Anteil für eine mögliche Auflast q sowie einem Anteil für die Adhäsion c_a zwischen Werkzeug und Erde. Die N -Faktoren sind dimensionslose Zahlen, die die Form der Bruchfläche beschreiben. b steht für eine charakteristische geometrische Dimension (z. B. Schaufelbreite).

McKyes stellt in [McK85] die numerische Lösung der FEE für den komplexen Spannungsfall nach Abb. 2.1 vor. Ursprünglich von Reece und Hettiaratchi berechnete N -Faktoren werden tabellarisch für verschiedene Bodenparameter angegeben. Da die exakte Bestimmung der Kräfte sehr aufwendig ist, schlägt McKyes ein vereinfachtes Modell vor. Er betrachtet die vom Werkzeug verdrängte Erde als starren Keil, der nach oben aus dem Verformungsbereich herausgedrückt wird. Die in Wirklichkeit als logarithmische Spirale ausgeprägte untere Bruchfläche nimmt er als Gerade an. Bei der Vorwärtsbewegung kommt es sukzessive zur Bildung neuer Bruchflächen. Das an diesen Bruchflächen in den Keil eintretende Material tritt nach oben aus dem Keil heraus. In Abb. 2.2 ist das statische Gleichgewicht des freigeschnittenen Keils für den betrachteten Bewegungszustand dargestellt.

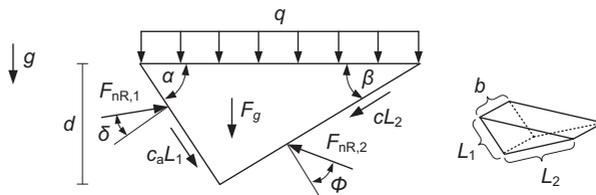


Abb. 2.2: Keilmodell nach McKyes [McK85] (Variablenamen vereinheitlicht)

An beiden Reibflächen des Keils werden eine Normalkraft, eine Reibkraft und eine Kohäsions- bzw. Adhäsionskraft angenommen. Eine mögliche Auflast q sowie die Gewichtskraft des Erdkeils F_g erzeugen zwei weitere Kraftanteile. Normal- und Reibkraft an der Werkzeugfläche resultieren in einer zunächst unbekanntenen Kraft $F_{nR,1}$, deren Angriffswinkel durch den Reibwinkel δ des Werkzeug/Erde-Kontakts festgelegt ist. Analog gilt dies für die Kraft $F_{nR,2}$ und den Reibwinkel ϕ des Erde/Erde-Kontakts. Über Aufstellung des Kräftegleichgewichts in horizontaler und vertikaler Richtung ergibt sich die Kraft $F_{nR,1}$ zu

$$F_{nR,1} = b \cdot \frac{F_g + F_q + cd [1 + \cot \beta \cot (\beta + \phi)] + c_a d [1 - \cot \alpha \cot (\beta + \phi)]}{\cos (\alpha + \delta) + \sin (\alpha + \delta) \cot (\beta + \phi)} \quad (2.5)$$

$$\text{mit } F_g = \rho g \frac{d^2}{2} (\cot \alpha + \cot \beta) \quad \text{in [N/m]} \quad (2.6)$$

$$\text{und } F_q = qd (\cot \alpha + \cot \beta) \quad \text{in [N/m]}. \quad (2.7)$$

Gl. (2.5) lässt sich ebenfalls auf die Form der FEE bringen.

McKyes bezeichnet die Kraft $F_{nR,1}$ als resultierende Kraft auf das Werkzeug. Zusätzlich muss jedoch auch noch die Adhäsionskraft zwischen Erdkeil und Werkzeug berücksichtigt werden, auch wenn diese verhältnismäßig klein ist. Die resultierende Gesamtkraft auf das Werkzeug F_{Grab} ist die Kraft, die der Vektorsumme der Kräfte $F_{nR,1}$ und $c_a L_1$ das Gleichgewicht hält (Abb. 2.3).

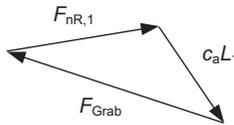


Abb. 2.3: Resultierende Grabkraft

Der Winkel der Bruchfläche β ist zunächst unbekannt. Da nach Coulomb die Bruchfläche diejenige ist, bei der die Bruchkraft am kleinsten ist, kann der Bruchwinkel über Minimierung der resultierenden Grabkraft ermittelt werden. Nach McKyes sind die Reibparameter entscheidend für die Geometrie der Bruchfläche. Daher minimiert er lediglich den Faktor N_ρ , um den Winkel β zu bestimmen. Die mit dem einfachen Keilmodell bestimmten N -Faktoren stimmen sehr gut mit den

von Reece und Hettiaratchi numerisch berechneten Werten überein. Auftretende Abweichungen liegen nach McKyes unter 20 %.

Hong vergleicht in [Hon01] ein Modell mit linearer Bruchfläche mit verschiedenen anderen Modellen, die die logarithmische Spirale besser annähern. Größere Abweichungen in den ermittelten Grabkräften zeigen sich insbesondere für Werkzeug-Neigungswinkel größer 90° . Beim Baggern ist mit wesentlich kleineren Neigungswinkeln zu rechnen. Für diesen Fall und übliche Bodenparameter bestimmt Hong Abweichungen zwischen den Modellen von unter 10 %.

Malaguti bildet den Keil in [Mal05] durch zwei Dreiecksflächen ab, um die spiralförmige Bruchfläche besser anzunähern. Auch er stellt erst bei Neigungswinkeln des Werkzeugs von $\alpha \geq 80^\circ$ nennenswerte Abweichungen gegenüber dem linearen McKyes-Modell fest.

Cannon erweitert das McKyes-Modell in [Can99] für die Anwendung Bagger. Er geht von einer geneigten Oberfläche aus und berücksichtigt das sich im Löffel ansammelnde Material. Dieses geht als Erhöhung der Auflast q in die McKyes-Gleichung ein. Beim McKyes-Ansatz wird jedoch angenommen, dass die Masse innerhalb und auf dem Keil gleichmäßig verteilt ist. Dies trifft die Situation beim Baggern nur bedingt, da sich das im Löffel befindliche Volumen fast ausschließlich oberhalb der Werkzeugfläche befindet und die Gewichtskraft dadurch hauptsächlich auf das Werkzeug wirkt.

Park entwickelt in [Par02] ein Grabkraftmodell für einen virtuellen Baggersimulator. Er erweitert das McKyes-Modell ebenfalls um eine geneigte Oberfläche und führt zwei weitere Kräfte F_{c^*} und F_{ϕ^*} ein zur Berücksichtigung der an den Seitenflächen des Keils wirkenden Reib- und Kohäsions- bzw. Adhäsionskräfte (Abb. 2.4). Als Wirkrichtung der Kräfte wird vereinfachend der Winkel der Bruchfläche angenommen. Zur Bestimmung der an den Seitenflächen wirkenden Kräfte werden die Seitenflächen in jeweils zwei Teilflächen A_1 und A_2 aufgeteilt (Abb. 2.5). In den Teilflächen A_1 reiben die Seitenflächen des Löffels und in den Teilflächen A_2 die Seitenflächen des Erdkeils an der umgebenden Erde. Für die Gesamtseitenfläche A werden entsprechend der Flächenanteile eine kombinierte

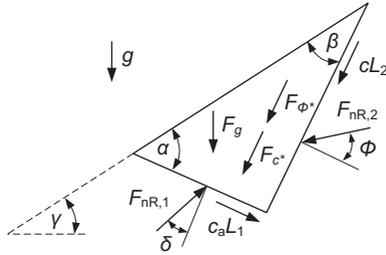


Abb. 2.4: Keilmodell nach Park [Par02] (Variablennamen vereinheitlicht)

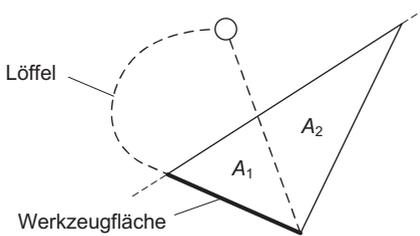


Abb. 2.5: Aufteilung Seitenflächen Keil

Adhäsions-Kohäsions-Spannung c^* nach Gl. (2.8) und ein kombinierter Reibwinkel ϕ^* nach Gl. (2.9) bestimmt.

$$c^* = \frac{c_a A_1 + c A_2}{A} \quad (2.8)$$

$$\phi^* = \frac{\delta A_1 + \phi A_2}{A} \quad (2.9)$$

$$\text{mit } A = A_1 + A_2 \quad (2.10)$$

F_{c^*} und F_{ϕ^*} ergeben sich damit zu

$$F_{c^*} = c^* \cdot A \quad (2.11)$$

$$\text{und } F_{\phi^*} = \sigma_n \cdot A \cdot \tan \phi^*. \quad (2.12)$$

Die Normalspannung σ_n wird über den Erdruhedruck im Schwerpunkt des Keils berechnet (vgl. [Fra12]):

$$\sigma_n = K_0 \cdot \rho \cdot g \cdot z. \quad (2.13)$$

K_0 ist der Ruhedruckbeiwert nach Gl. (2.14) und z die Entfernung zwischen dem oberen Punkt des Erdkeils und dem Schwerpunkt (Näherung).

$$K_0 = 1 - \sin \phi \quad (2.14)$$

Die Kraft $F_{nR,1}$ bestimmt sich über das Kräftegleichgewicht parallel und senkrecht zur Bruchfläche:

$$F_{nR,1} = \frac{b \left[F_g \sin(\gamma + \beta + \phi) - c_a L_1 \cos(\alpha + \beta + \phi) + c L_1 \frac{\sin \alpha \cos \phi}{\sin \beta} \right] + 2(F_{c^*} + F_{\phi^*}) \cos \phi}{\sin(\alpha + \beta + \delta + \phi)} \quad (2.15)$$

$$\text{mit } F_g = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot L_1^2 \cdot \sin \alpha \cdot (\cos \alpha + \sin \alpha \cot \beta) \quad \text{in [N/m]}. \quad (2.16)$$

Auch beim Park-Modell ergibt sich die Gesamtkraft auf das Werkzeug F_{Grab} unter Berücksichtigung der Adhäsionskraft nach Abb. 2.3.

Solange der Löffel leer ist, ist die Werkzeugfläche im Sinne der Keilmodelle gleichbedeutend mit dem in die Erde eingedrungenen Teil der Bodenplatte des Löffels (vgl. Abb. 2.5). Während des Grabens sammelt sich Material im Löffel an, wird zusammengedrückt und formt eine neue Werkzeugfläche. Park berücksichtigt diesen Umstand durch eine zweite, virtuelle Werkzeugfläche, die senkrecht auf der Bodenplatte steht und ab einer gewissen Grabtiefe in die Berechnung einfließt. Neben der Kraft zur Verschiebung des Erdkeils, die er als *Separation Force* bezeichnet, betrachtet Park noch eine weitere Kraft, die für das Eindringen der Zahnschneide in den Erdboden erforderlich ist – die *Penetration Force*. Zur Bestimmung dieser Kraft verwendet er die *Cavity-Expansion-Theorie*, die den erforderlichen Druck zur Entstehung kugel- oder zylinderförmiger Hohlräume in einem Erdmedium beschreibt. Dieser Ansatz erscheint jedoch nur bedingt geeignet für die Abbildung des Eindringens keilförmiger Zähne in den Erdboden.

Offen bleibt bei allen Grabkraftmodellen die Frage nach dem Angriffspunkt der Grabkraft. Die Bestimmung des Kraftangriffspunktes setzt die Kenntnis der Spannungsverteilung entlang der Werkzeugfläche voraus. Während bei der ursprünglichen Anwendung Pflügen das aus der Kraft und ihrem Hebelarm resultierende Drehmoment von der Struktur des Pflugs aufgenommen wird und die Maschi-

nenleistung nicht beeinflusst, bestimmt der Kraftangriffspunkt beim Bagger die erforderlichen Zylinderkräfte – insbesondere die des Löffelzylinders.

Die vorgestellten Modelle eignen sich für eine grobe Abbildung der während des Grabvorgangs auftretenden Kräfte in der Simulation. Sie ermöglichen die Generierung einer realistischen Leistungsabforderung am Grabwerkzeug bei moderaten Rechenzeiten. Diese Art der Lastmodellierung ist daher sehr geeignet für den Einsatz als Teil einer Gesamtfahrzeugsimulation. Darüber hinaus existieren einige genauere Grabkraftmodelle, die aufgrund ihres Ressourcenbedarfs aktuell noch zu einer hohen Simulationsdauer führen. Als Beispiel sei hier die Modellierung des Grabguts mithilfe der Diskreten Elemente Methode (DEM) genannt, bei der die einzelnen Bodenpartikel physikalisch abgebildet und ihre Wechselwirkungen untereinander und im Kontakt mit dem Werkzeug simuliert werden (vgl. [CE09], [KKR⁺12]). Durch die zu erwartende weitere Erhöhung der verfügbaren Rechenleistung könnte die DEM zukünftig das Standardwerkzeug für die realistische Einbeziehung des Maschine-Erdboden-Kontakts bei der virtuellen Entwicklung mobiler Arbeitsmaschinen werden.

3 Betrachtete Beispielmachine und verwendete Messdaten

Die in den nachfolgenden Kapiteln vorgestellte Methodik zur Energieeffizienzbewertung mobiler Arbeitsmaschinen wird am Beispiel eines Mobilbaggers mit Tiefflöfleinrichtung (vgl. [DIN79]) hergeleitet und exemplarisch angewendet. Es wird eine Beispielmachine betrachtet, die keine Einrichtungen zur Energierückgewinnung besitzt und ein energetisches Optimierungspotential aufweist. Es handelt sich um einen Bagger der 15–20-t-Klasse, der mit einem 1-Kreis-*Load-Sensing*-Steuerungssystem mit momentengesteuertem Drehwerk ausgerüstet ist (vgl. [KGJ12]). Abb. 3.1 zeigt die im Folgenden verwendeten Bezeichnungen der Bauelemente des Baggers.

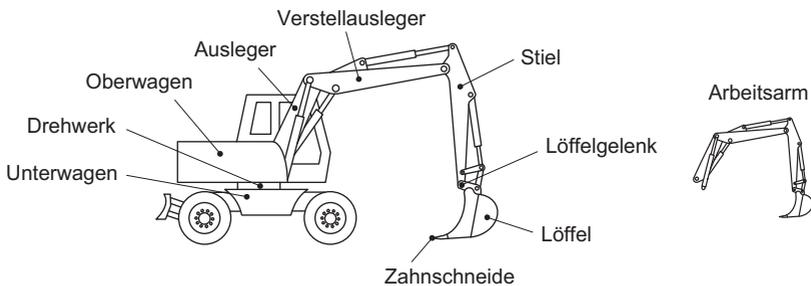


Abb. 3.1: Bezeichnungen der Bauelemente des Baggers

Zur Herleitung der Bewertungsmethodik, zur Validierung der Simulationen und zur Entwicklung des Fahrermodells werden Messdaten verwendet, die bei der Durchführung eines 90°-Arbeitszyklus mit der Beispielmachine aufgenommen wurden. Die Messungen wurden in einem Steinbruch durchgeführt. Die Beispielmachine wurde dabei von drei professionellen Fahrern mit mehrjähriger Erfahrung bedient. Es wurde in einem speziell dafür vorbereiteten Gelände gegraben. Das Material sollte in einer Ebene, die zwei Meter unterhalb der Standebene des

Baggers lag, entnommen werden und auf einen LKW abgeladen werden, der in einem Winkel von 90° zur Entnahmestelle positioniert war (vgl. Abb. 3.2). Der LKW wurde in den Messungen durch ein 2,5 m hohes Hindernis repräsentiert. Es wurde in lockerem Boden gegraben. Die Messungen wurden im betriebswarmen Zustand der Maschine durchgeführt.

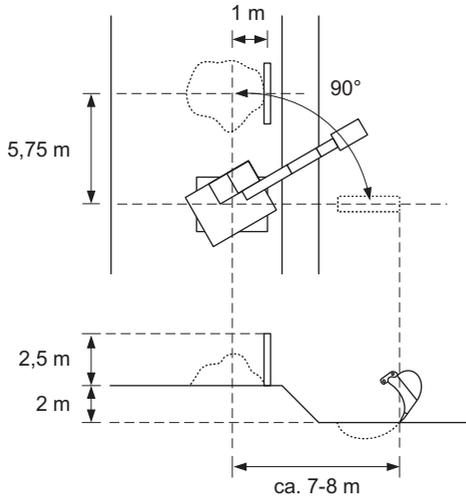


Abb. 3.2: Versuchsaufbau Messungen

Die folgenden Größen wurden während der Versuche gemessen:

- Zylinderhübe und Drehwinkel des Oberwagens
- Drücke in A- und B-Seite der Aktoren
- LS- und Speisedruck
- (Vor-)Steuerdrücke der Hauptventilschieber
- Druck und Volumenstrom am Ausgang der Pumpe

Drehmoment, Drehzahl und Kraftstoffverbrauch des Dieselmotors wurden im Motorsteuergerät berechnet und über den CAN-Bus ausgelesen. Details zum hydraulischen Antriebssystem der Maschine werden in Kapitel 5 vorgestellt.

Mit jedem Fahrer wurden mehrere Messreihen bei verschiedenen konstanten Motordrehzahlen aufgenommen (1500 1/min, 1800 1/min, 2000 1/min). Die Mess-

daten wurden anschließend analysiert und in Einzelzyklen aufgeteilt. Für jeden Fahrer und jede Drehzahl wurden mindestens zehn Einzelzyklen für die weiteren Untersuchungen ausgewählt. Die insgesamt 125 ausgewählten Zyklen zeichnen sich dadurch aus, dass sie den vollständigen Arbeitsvorgang abbilden, keine Besonderheiten im Zyklusablauf aufweisen und ihnen eine längere Eingewöhnungsphase des jeweiligen Fahrers auf der Maschine vorausgegangen ist.

Eine ausführliche Analyse des Bedienverhaltens der verschiedenen Fahrer wird in Kapitel 6 vorgenommen. Fahrer 2 war der effizienteste Fahrer im Test. Er erreichte bei allen Drehzahlen den niedrigsten Kraftstoffverbrauch bei gleichzeitig geringster Zyklusdauer. Für Untersuchungen, die die Betrachtung eines einzelnen Zyklus erfordern, wird der in Abb. 3.3 dargestellte Zyklus des Fahrers 2 bei einer Motordrehzahl von 2000 1/min ausgewählt und nachfolgend als Referenzzyklus (RZ) bezeichnet. Die Abbildung zeigt die Bahnkurven von Löffelgelenk und Mittelpunkt der Zahnschneide. In Abb. 3.4 sind die Zylinderhübe und der Drehwinkel über der Zeit dargestellt.

Der 90°-Arbeitszyklus kann in fünf grobe Teilzyklen unterteilt werden, die für die weitere Auswertung der Messdaten verwendet werden (vgl. Abb. 3.4). Der Zyklus beginnt mit dem Grabvorgang. Dann folgt das Hinschwenken zum LKW mit den Teilphasen „Anheben des Arbeitsarms“ und „Ausleeren des Löffels“. Es folgt das Rückschwenken mit der Teilphase „Absenken und Ausrollen des Arbeitsarms“ zum Erreichen der neuen Grabposition. Als Kriterium für den Beginn von Teilzyklus 2 wird das Betätigen des Auslegerzylinders zum Beginn des Hebevorgangs gewählt. Der Schwenkvorgang beginnt i. d. R. etwas später. Teilzyklus 3 beginnt mit dem Ausleervorgang des Löffels. Das Kriterium zum Wechsel in Teilzyklus 4 ist das Erreichen des Umkehrpunkts der Schwenkbewegung. Der Ausleervorgang muss zu diesem Zeitpunkt noch nicht vollständig abgeschlossen sein. Teilzyklus 5 beginnt mit dem Absenken des Auslegers zum Erreichen der Ausgangsposition. Eine detailliertere Analyse des Arbeitsvorgangs wird in Kapitel 6 vorgenommen.

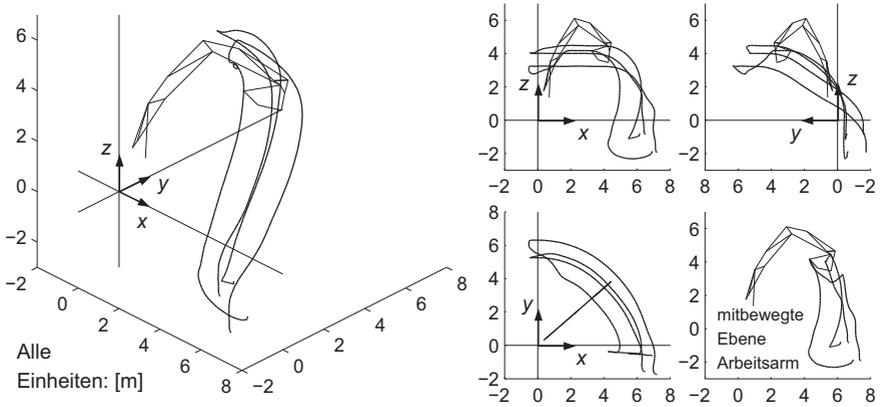


Abb. 3.3: Referenzzyklus: Bahnkurven Löffelgelenk u. Mittelpunkt Zahnschneide

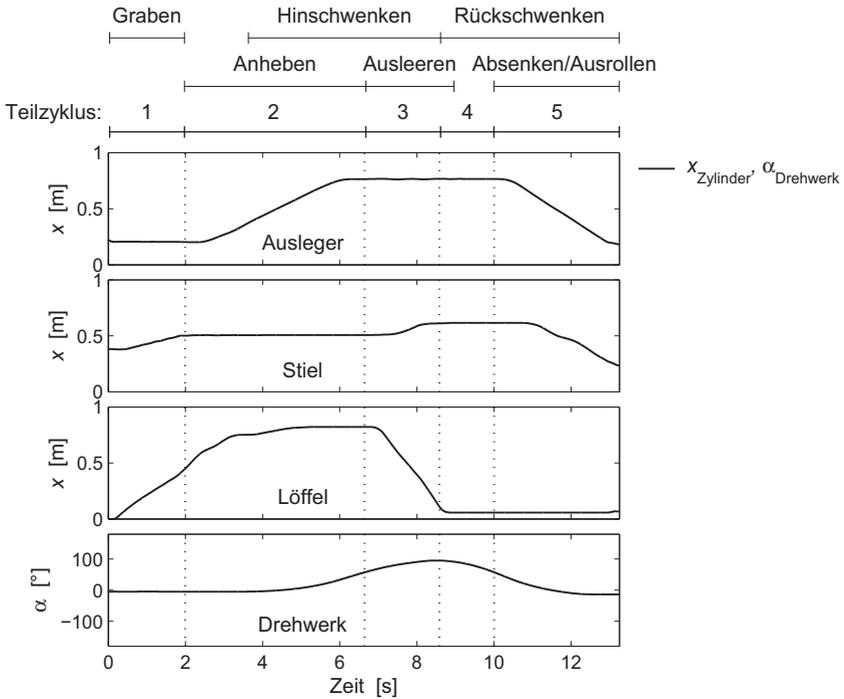


Abb. 3.4: Referenzzyklus: Aktorenpositionen

4 Methodik zur Energieeffizienzbewertung

Nachfolgend wird eine Methodik vorgestellt, die die Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen in einem frühen Entwicklungsstadium ermöglicht. Ziel ist die Etablierung einer einheitlichen Vorgehensweise für den objektiven Maschinenvergleich. Die Methodik wird allgemein hergeleitet und am Beispiel eines Mobilbaggers exemplarisch angewendet.

Im ersten Abschnitt werden die Möglichkeiten zur Generierung einer realistischen Leistungsabforderung in der Simulation vorgestellt und Empfehlungen zur Auswahl der für eine Anwendung geeignetsten Methode gegeben. In Abschnitt zwei wird die Effizienz- und Potentialanalyse eines einzelnen Antriebssystems auf Basis der generierten Leistungsdaten durchgeführt. Ziel ist die Identifikation von Verbesserungspotentialen. Dabei wird die Höhe des Potentials für den Einsatz energiesparender Maßnahmen bestimmt und die Arbeitssituation identifiziert, in der das höchste Energiesparpotential vorliegt. Abschnitt drei widmet sich dem Vergleich von Antriebssystemen mit dem Ziel, das für eine Anwendung geeignetste System auszuwählen. Teile der Methodik wurden bereits in [SGC⁺12] vorgestellt.

Die Unterkapitel der Methodik im Überblick:

1. Generierung einer realistischen Leistungsabforderung in der Simulation
 - Simulation repräsentativer Arbeitspunkte
 - Simulation vorgegebener Referenzzyklen
 - Simulation des Fahrerhaltens
2. Effizienz- und Potentialanalyse eines einzelnen Antriebssystems
 - Begriffsdefinitionen
 - Zu betrachtende Variablen und Systemgrenzen

- Aufstellen der Leistungs- und Energiebilanz des Antriebssystems
- Differenzierte Potentialanalyse des Steuerungssystems
- Sonderfälle

3. Vergleich von Antriebssystemen

- Aufstellen der energetischen Gesamtbilanz des Arbeitsvorgangs
- Hinweise zur Bildung eines zusammenfassenden Effizienzkennwerts

4.1 Generierung einer realistischen Leistungsabforderung in der Simulation

Die Effizienz des Antriebssystems einer mobilen Arbeitsmaschine kann nur in Verbindung mit einer realistischen Leistungsabforderung sinnvoll bewertet werden. Es muss sichergestellt werden, dass das System anhand von repräsentativen Bewegungs- und Belastungsprofilen bewertet wird, die den tatsächlichen Bedingungen des realen Arbeitseinsatzes möglichst nahe kommen.

Ziel der dargestellten Untersuchungen ist die Bewertung der Energieeffizienz neuer Antriebskonzepte in einer frühen Entwicklungsphase. In dieser Phase steht noch kein physikalischer Prototyp zur Verfügung, so dass die Bewertung im Rahmen einer Simulation durchgeführt wird. Die Simulation bietet darüber hinaus den Vorteil, dass die Arbeitsbedingungen für alle zu bewertenden Konzepte konstant gehalten werden können. Beim Test realer Prototypen haben neben den Versuchsbedingungen (z. B. Bodenbeschaffenheit, Witterung,...) vor allem die Fahrer einen hohen Einfluss auf die Testergebnisse.

Messungen an der Beispielmaschine (vgl. Kapitel 3) ergaben einen Einfluss der Fahrer auf den Kraftstoffbedarf von bis zu 17 % und auf die Zykluszeit von bis zu 23 % (vgl. Abb. 6.1, S. 104). Ähnliche Angaben finden sich in der Literatur. Holländer stellt in [Hol98] bei der Auswertung von Baggerversuchen eine Varianz der gemessenen Umschlagsleistung zwischen verschiedenen Fahrern von bis zu 30 % fest. Auch bei der Berechnung der Umschlagsleistung von Baggern zum Zweck der Baustellenkalkulation kommen standardmäßig Korrekturfaktoren für

die Leistungsfähigkeit der Fahrer zum Einsatz. Diese können im Bereich bis zu 20 % [Hüs07, Kot97] oder sogar 50 % [Küh74] liegen. Neben der persönlichen Leistungsfähigkeit und dem Erfahrungsgrad kann nach [Gir10] auch die Motivation zu einer Leistungsreduktion von bis zu 25 % führen. Die Simulation bietet daher auch bei der Bewertung bestehender Systeme Vorteile, da sie den Fahrereinfluss ausblenden und einen objektiven und reproduzierbaren Vergleich sicherstellen kann.

Es existieren zwei grundlegende Vorgehensweisen zur Abforderung der Maschinenleistung im Rahmen einer Simulation: Die Simulation einzelner, repräsentativer Arbeitspunkte sowie die Simulation vollständiger Arbeitszyklen. Die Simulation vollständiger Arbeitszyklen kann entweder über die Vorgabe fester Referenzzyklen oder über die Abbildung des Fahrerverhaltens erfolgen.

Insgesamt ergeben sich die folgenden drei Ansätze zur Leistungsabforderung in der Simulation:

1. Simulation repräsentativer Arbeitspunkte
2. Simulation vorgegebener Referenzzyklen
3. Simulation des Fahrerverhaltens

Die Vor- und Nachteile der verschiedenen Ansätze sowie ihre Eignung zur Realisierung eines realistischen Leistungsabrufs werden in den folgenden Abschnitten diskutiert. Abb. 4.1 zeigt eine grobe Empfehlung zur Auswahl des geeignetsten Ansatzes für verschiedene Anwendungsfälle in Abhängigkeit von der Dynamik des Arbeitszyklus und der Höhe des Fahrereinflusses auf den Arbeitszyklus. Unter der Dynamik des Arbeitszyklus wird hier sowohl die zeitliche Veränderlichkeit des Geschwindigkeitsverlaufs als auch des Kraftverlaufs an den Aktoren verstanden.

4.1.1 Simulation repräsentativer Arbeitspunkte

Eine realistische Leistungsabforderung kann durch die Simulation einer Folge quasistationärer Arbeitspunkte erreicht werden, wenn die betrachtete Anwendung zwei Bedingungen erfüllt. Zum einen muss der Arbeitseinsatz der Maschine durch einen phasenweise konstanten Verlauf der von den Aktoren zu leistenden Kräfte

	Simulation repräsentativer Arbeitspunkte	Simulation vollständiger Arbeitszyklen	
		Vorgabe fester Referenzzyklen	Abbildung des Fahrerverhaltens
Dynamik Arbeitszyklus	niedrig	hoch	hoch
Fahrereinfluss	niedrig	niedrig	hoch
Beispiele	Bohrgeräte, Krane im Hub- u. Senkbetrieb		

Abb. 4.1: Auswahl der Methode zur Generierung einer realistischen Leistungsabforderung in der Simulation

und Geschwindigkeiten gekennzeichnet sein. Zum anderen muss der Einfluss des Fahrers auf die Arbeitspunkte gering sein. Dies ist z. B. der Fall, wenn die abgeforderten Leistungsgrößen der Maschine im Wesentlichen durch die angreifenden Lasten bestimmt werden, wie es zum Beispiel beim Bohren in homogenen Böden oder beim Anheben und Absenken konstanter Lasten der Fall ist. Nur wenn diese Bedingungen erfüllt sind, können die erforderlichen Arbeitspunktprofile im Voraus prognostiziert werden, indem sie analytisch bestimmt oder über Häufigkeitsverteilungen aus realen Messdaten einer ähnlichen Maschine gewonnen werden.

Eine solche Vorgehensweise ist einfach zu realisieren und bietet den Vorteil einer hohen Transparenz. Die quasistatische Betrachtung resultiert in einer niedrigen Simulationsdauer. Der Ansatz eignet sich jedoch nur für ein sehr begrenztes Anwendungsspektrum, z. B. Bohrgeräte oder Krane im reinen Hub- und Senkbetrieb. Für eine Gesamtmaschinenbetrachtung ist er i. d. R. nicht geeignet, da vollständige Arbeitszyklen mobiler Arbeitsmaschinen meist nicht zu vernachlässigende dynamische Anteile aufweisen.

Eine Übersicht über Vor- und Nachteile des Ansatzes zeigt Abb.4.2. Für das betrachtete Beispiel Bagger kann die Simulation repräsentativer Arbeitspunkte aufgrund der hohen Dynamik des Arbeitszyklus und des hohen Fahrereinflusses nicht eingesetzt werden.

- ⊕ einfach anwendbar, transparent
 - ⊕ niedrige Simulationsdauer
 - ⊖ eingeschränkte Genauigkeit (Vernachlässigung dynamischer Anteile)
-

Abb. 4.2: Vor- u. Nachteile „Simulation repräsentativer Arbeitspunkte“

4.1.2 Simulation vorgegebener Referenzzyklen

Bei Maschinen, deren Arbeitsaufgaben durch dynamische Bewegungs- und Belastungsverläufe geprägt sind, kann ein realistischer Leistungsabruf nur durch Simulation vollständiger Arbeitszyklen gewährleistet werden. Zunächst wird definiert, was im Rahmen dieser Arbeit unter einem Arbeitszyklus verstanden wird:

Definition „Arbeitszyklus“

Der Begriff Arbeitszyklus beschreibt die von der Arbeitsausrüstung einer Maschine zu absolvierende Bewegung und die dazu erforderlichen Kräfte bzw. Drehmomente bei der Verrichtung einer Arbeitsaufgabe.

Ist der Einfluss des Fahrers auf den Arbeitszyklus gering, kann die Simulation vollständiger Arbeitszyklen über das Aufprägen fester Referenzzyklen erfolgen. Dies bietet den Vorteil der gleichen Leistungsabforderung für alle betrachteten Systeme. Demgegenüber stehen jedoch eine Reihe von Nachteilen.

Eine Schwierigkeit besteht in der Bestimmung geeigneter Referenzzyklen (vgl. Kapitel 2.1.4). Werden reale Messdaten als Basis verwendet, müssen aus diesen repräsentative Zyklen ausgewählt werden. Aufgrund der Vielzahl an Einflüssen, die bei realen Versuchsmessungen wirken, ist der Nachweis der Repräsentativität häufig schwer zu erbringen. Alle leistungsrelevanten Einflüsse müssen bei der Auswahl berücksichtigt werden. Die synthetische Generierung realistischer Referenzzyklen über die geometrische Konstruktion von Bahnkurven sowie zugehöriger Geschwindigkeits- und Kraftprofile ist nur bei sehr geringer Komplexität des Arbeitsvorgangs durchführbar.

Durch die Vorgabe fester Referenzzyklen wird die Möglichkeit der individuellen Anpassung eines Arbeitszyklus an die jeweilige Maschine ausgeschlossen. Bei einer realen Maschine ist der Arbeitszyklus immer das Ergebnis aus dem Zusammenspiel von Fahrer und Maschine. Die Fähigkeit des Fahrers, die individuellen Eigenschaften einer Maschine zu erkennen und im Rahmen eines Lernprozesses in einen flüssigen Bewegungsablauf umzusetzen, führt zu einer systemabhängigen Abweichung der resultierenden Arbeitszyklen bei der Verrichtung gleicher Arbeitsaufgaben. Dieser Einfluss von Antriebssystem und Kinematik auf die Arbeitsbewegung wird bei der Vorgabe fester Zyklen unterdrückt.

Bei Vorgabe eines festen Referenzzyklus müssen dem zu bewertenden System sowohl die zeitbezogenen Positions- bzw. Geschwindigkeitsdaten als auch die zeitbezogenen Lastdaten aufgeprägt werden. Ist das System nicht in der Lage, jede Position des Referenzzyklus zu erreichen oder die abgeforderte Leistung zu jedem Zeitpunkt aufzubringen, kommt es zu ungewollten Abweichungen. Abhilfe schaffen kann hier evtl. eine Stufung der Referenzzyklen nach Maschinengröße und installierter Leistung.

Die Positions- bzw. Geschwindigkeitsdaten können den Aktoren nicht direkt vorgegeben werden, sondern sind das Ergebnis zunächst unbekannter Ansteuersignale, die über eine Positions- bzw. Geschwindigkeitsregelung generiert werden müssen. Wird ein Antriebssystem betrachtet, bei dem eine hohe Abhängigkeit zwischen den einzelnen Aktoren besteht oder die Aktoren sich stark nichtlinear verhalten, kann ein aufwendiges Regelungskonzept erforderlich werden (vgl. [CH04], [LKNW09]). In diesem Fall bietet die Simulation des Fahrerverhaltens bei ähnlichem Aufwand eine Reihe von Vorteilen (s. Abschnitt 4.1.3). Eine Übersicht über Vor- und Nachteile des Ansatzes zeigt Abb. 4.3.

Die Vorgabe fester Referenzzyklen ist unter den genannten Einschränkungen nur für Maschinen mit einem geringen Bedienerinfluss sowie einem möglichst linearen und voneinander unabhängigen Verhalten der Aktoren geeignet. Standardmäßig eingesetzt wird dieser Ansatz bei realen Kraftstoffverbrauchstests von PKWs („Neuer Europäischer Fahrzyklus – NEFZ“, [Rat70]) und Traktoren („DLG-PowerMix“, [DF03], [DF05]). Für die Anwendung Bagger mit einem hohen Fahrerinfluss und einer hohen Prozesskomplexität ist der Ansatz aufgrund der oben

- ⊕ gleiche Leistungsabforderung für alle betrachteten Systeme
 - ⊖ Bestimmung repräsentativer Referenzzyklen schwierig
 - ⊖ Aufprägung eines Referenzzyklus unterdrückt spezifische Eigenschaften des zu bewertenden Systems
 - ⊖ Abweichungen vom Referenzzyklus bei veränderter Kinematik oder geringerer Leistungsfähigkeit möglich
 - ⊖ Regelung erforderlich
-

Abb. 4.3: Vor- u. Nachteile „Simulation vorgegebener Referenzzyklen“

genannten Gründe nicht zu empfehlen. Die spezifischen Eigenschaften des zu bewertenden Systems würden durch Vorgabe eines festen Arbeitszyklus unterdrückt. Der Nachweis der Repräsentativität eines Referenzzyklus wäre nur schwer zu erbringen und das Aufprägen eines festen Zyklus kann aufgrund der hydraulischen Abhängigkeit der Aktoren und der nichtlinearen Überlagerung der Einzelbewegungen zur Gesamtbewegung des Arbeitsgeräts ein aufwendiges Regelungskonzept erforderlich machen.

4.1.3 Simulation des Fahrerverhaltens

Im Falle einer Arbeitsmaschine mit einem hohen Bedienerinfluss wie bei der Beispielmachine Bagger oder dem Radlader kann eine realistische Leistungsabforderung in der Simulation nur über Abbildung des Fahrerverhaltens erreicht werden. Gelingt es, das Verhalten des Maschinenbedieners allgemeingültig in Form eines implementierbaren Algorithmus zu beschreiben, kann in einer dynamischen Vorwärtssimulation mithilfe eines Fahrermodells ein systemspezifischer Arbeitszyklus generiert werden, der die individuellen Eigenschaften der betrachteten Maschine berücksichtigt und im Idealfall dem im realen Einsatz zu erwartenden Zyklus entspricht.

Nachteilig bei diesem Ansatz ist der hohe Entwicklungsaufwand. Die größte Herausforderung stellt die Bestimmung des zulässigen Abstraktionsniveaus des Fahrermodells dar. Die Abbildung des vollständigen Wahrnehmungs-, Entscheidungs-

und Reaktionsvermögen des Bedieners ist nahezu unmöglich und nicht zielführend. Eine breite Akzeptanz der generierten Ergebnisse ist nur zu erreichen, wenn das Fahrermodell eine hohe Transparenz und Nachvollziehbarkeit besitzt (vgl. [Fil11]). Für eine unternehmensübergreifende Bewertung von Antriebskonzepten sollte das Modell mit überschaubarem Aufwand nachgebildet werden können. Es sollte stets das größtmögliche Abstraktionsniveau angestrebt werden, das unter Wahrung der erforderlichen Genauigkeit der Ergebnisse erreicht werden kann. Da sich dafür kein allgemeingültiges Gütekriterium definieren lässt, muss jedes Fahrermodell anhand von Plausibilitätsprüfungen und einem Abgleich mit Messdaten individuell validiert werden. Zudem ist zu berücksichtigen, dass ein Fahrermodell nur in Kombination mit einem Modell der an der Maschine angreifenden Lasten eingesetzt werden kann.

Eine Übersicht verschiedener Arten von Fahrermodellen wurde in Kapitel 2.2.1 vorgestellt (S. 27). Für das Beispiel Bagger hat sich gezeigt, dass das Verhalten des Bedieners am besten durch ein kognitives, regelbasiertes Fahrermodell abgebildet werden kann. Das entwickelte Fahrermodell wird in Kapitel 6 vorgestellt. Eine Übersicht der Vor- und Nachteile des Ansatzes „Simulation des Fahrerhaltens“ zeigt Abb. 4.4.

-
- ⊕ Generierung systemspezifischer Arbeitszyklen
 - ⊖ hoher Entwicklungsaufwand
 - ⊖ Lastmodell erforderlich
-

Abb. 4.4: Vor- u. Nachteile „Simulation des Fahrerhaltens“

4.2 Effizienz- und Potentialanalyse eines einzelnen Antriebssystems

Im Folgenden wird die Effizienz- und Potentialanalyse eines einzelnen Antriebssystems vorgestellt. Voraussetzung ist das Vorliegen von Simulations- oder Messdaten der betrachteten Maschine, die im Rahmen einer realistischen Leistungsabforderung entstanden sind. Ziel ist die Identifikation der Verbesserungspotentiale

des Antriebssystems für den Einsatz energiesparender Maßnahmen. Dabei wird die Höhe der Energiesparpotentiale bestimmt sowie die Arbeitssituation identifiziert, in der das höchste Energiesparpotential vorliegt. Antriebssysteme mobiler Arbeitsmaschinen zeichnen sich durch zunehmend komplexe Leistungsflüsse aus. Als Beispiele seien hier leistungsverzweigte Getriebe sowie die Rückgewinnung und Zwischenspeicherung von Energie in Energiespeichern genannt (vgl. [FHH⁺13], [Thi11]). Die vorgestellte Effizienz- und Potentialanalyse fokussiert daher auf die Verrechnung aufgeteilter sowie umlaufender Leistungsflüsse. Die Anzahl der verwendeten Bauelemente sowie die physikalischen Größen der Leistungsübertragung sind variabel, so dass eine maximale Übertragbarkeit gewährleistet wird.

4.2.1 Begriffsdefinitionen

Die Kommunikation im Bereich der Energieeffizienzbewertung wird bislang erschwert durch die uneinheitliche und oft unpräzise Verwendung der vorhandenen Begrifflichkeiten. Nachfolgend werden die für diese Arbeit geltenden Begriffsdefinitionen getroffen. Definitionen und Kennwerte, die eine detailliertere Systembetrachtung erfordern, werden in den entsprechenden Unterkapiteln eingeführt.

Energieeffizienz, Leistungseffizienz

Energieeffizienz ist allgemein ein Maß für die Fähigkeit, ein bestimmtes Ziel mit möglichst geringem Energieaufwand zu erreichen.

Sie kann einerseits ein qualitatives Maß sein, das die Effizienz eines technischen Systems verbal („niedrig“, „hoch“) oder über Einstufung in eine Klassifizierung (z. B. Energieeffizienzklassen nach EU-Energiesiegel, [Eur10]) beschreibt. Für die rein physikalische Betrachtung eines Energieübertragungs- oder -wandlungsvorgangs wird die Energieeffizienz quantitativ definiert als Quotient aus abgegebener und zugeführter Energie eines Prozessschritts (Gl. (4.1)).

$$\text{Energieeffizienz} = \frac{\text{abgegebene Energie}}{\text{zugeführte Energie}} = \frac{E_{\text{ab}}}{E_{\text{zu}}} = \eta_E \quad (4.1)$$

Die Differenz aus Energiezufuhr und -abgabe ist der Energieverlust, der in eine im Rahmen des Prozesses nicht weiter nutzbare Energieform umgewandelt wird.

Die Leistungseffizienz wird analog zur Energieeffizienz als Quotient aus abgegebener und zugeführter Leistung definiert. Während die Energieeffizienz die integrierten Energiesummen über einen definierten Zeitraum bewertet, stellt die Leistungseffizienz eine Momentanbetrachtung der aktuellen Leistungsflüsse dar.

$$\text{Leistungseffizienz} = \frac{\text{abgegebene Leistung}}{\text{zugeführte Leistung}} = \frac{P_{\text{ab}}}{P_{\text{zu}}} = \eta_P \quad (4.2)$$

Zur Beschreibung der Effizienz stationärer bzw. quasistationärer technischer Prozesse werden anstelle von Leistungs- und Energieeffizienz üblicherweise Wirkungsgrad und Nutzungsgrad verwendet [Peh10, VDI03]. Da insbesondere der Begriff Wirkungsgrad fast ausschließlich mit der Betrachtung stationärer bzw. quasistationärer Zustände assoziiert ist und die sprachliche Abgrenzung zwischen Wirkungs- und Nutzungsgrad die technische Abgrenzung zwischen der momentanen Leistungsbetrachtung und der integrierten Energiebetrachtung nicht eindeutig widerspiegelt, werden hier die Bezeichnungen Energie- und Leistungseffizienz verwendet.

Verlustarten

Unter Verlust wird hier die Wandlung einer nutzbaren in eine nicht nutzbare Energieform (i. d. R. Wärme) verstanden. Solche sogenannten Dissipationsverluste entstehen in einem hydraulisch-mechanischen Antriebssystem z. B. durch Reibungseffekte innerhalb des Fluids oder die mechanische Reibung in Pumpen und Motoren. Mit Blick auf das zu bewertende Verbesserungspotential von Antriebssystemen werden die auftretenden Verluste nach dem konstruktiven Grund ihrer Entstehung in die folgenden Verlustarten unterteilt:

- *Funktionale Verluste*
Verluste, die in Architektur und Funktionsweise des Antriebssystems begründet liegen

- *Wirkungsgradverluste*

Wirkungsgradverluste innerhalb der einzelnen Komponenten

Beide Verlustarten sind arbeitspunktabhängig. Die funktionalen Verluste stehen im Fokus der Bewertung unterschiedlicher Antriebsarchitekturen. Die Erhöhung der Komponentenwirkungsgrade stellt in der Regel ein unabhängiges Entwicklungsziel dar.

Energierückgewinnung, Rekuperation, Regeneration

Unter *Energierückgewinnung* wird die Wiedernutzbarmachung von Energie verstanden, die von einem System zunächst abgegeben wurde und im Laufe eines Zeitabschnitts wieder als Energieeintrag zur Verfügung steht (Bsp.: Absenken einer zuvor angehobenen Last). Wieder nutzbar ist die rückgewonnene Energie dann, wenn sie wieder für die Energieabgabe des Systems zur Verfügung steht.

Rekuperation und *Regeneration* beschreiben verschiedene Arten der Energierückgewinnung. Während unter *Rekuperation* im Allgemeinen die Energierückgewinnung über Zwischenspeicherung verstanden wird, bezeichnet *Regeneration* den direkten Transfer eingetragener Energie zwischen den Aktoren (vgl. [Thi11]).

Einen Sonderfall stellt die *sektionsinterne Regeneration* an einem einzelnen Aktor dar, die z. B. bei Baggern eingesetzt wird. Sie beschreibt das Rückführen des Ablaufvolumenstroms eines Aktors in den Zulauf des Aktors zur Verringerung des vom Steuerungssystem zuzuführenden Volumenstroms oder zur Erzeugung einer Eilgangsituation. Eine Energierückgewinnung im Sinne der o. g. Definition findet dabei nicht statt, da die regenerierte Leistung nicht für die Leistungsabgabe des Systems zur Verfügung steht. Im ersten Fall wird durch die regenerierte Leistung lediglich die in dieser Situation (Leistungseintrag am Aktor) theoretisch nicht erforderliche Leistungszufuhr von Seiten des Steuerungssystems verringert. Bei der Eilgangschaltung findet eine Transformation der Leistungsfaktoren Druck und Volumenstrom statt bei gleichbleibender Leistungsabgabe des Aktors. Wichtig ist diese Unterscheidung für die vollständige Erfassung des Energiesparpotentials eines Antriebssystems (vgl. S. 60 f.).

4.2.2 Zu betrachtende Variablen und Systemgrenzen

Bevor die Leistungs- und Energiebilanz des Antriebssystems aufgestellt werden kann, müssen zunächst die betrachteten Variablen und Systemgrenzen festgelegt werden. Dazu wird das Antriebssystem entsprechend Abb. 4.5, links, in die Teilsysteme Motor, Nebenaggregate, Generatoren, Steuerungssystem, Energiespeicher und Aktoren aufgeteilt.

Die zwischen den Teilsystemen ausgetauschte Leistung wird entsprechend der jeweiligen Leistungsart über die Variablen Kraft F und Geschwindigkeit v (mechanische Leistung, translatorisch), Drehmoment M und Drehzahl n (mechanische Leistung, rotatorisch), Druck p und Volumenstrom Q (hydraulische Leistung) oder Spannung U und Stromstärke I (elektrische Leistung) erfasst (Gl. (4.3)). Für jeden Austauschweg ist ein entsprechender Pfad vorzusehen unter Berücksichtigung der möglichen Flussrichtung.

$$P [\text{W}] = F \cdot v = M \cdot n \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{\text{min}}{\text{s}} = p \cdot Q \cdot \frac{5}{3} \cdot \frac{\frac{\text{Nm}}{\text{s}}}{\text{bar} \cdot \frac{1}{\text{min}}} = U \cdot I \quad (4.3)$$

Es wird davon ausgegangen, dass die betrachtete Maschine von einem Verbrennungsmotor angetrieben wird, dem ein Kraftstoffvolumenstrom $Q_{\text{Kraftstoff}}$ zugeführt wird. Der Motor stellt an seiner Welle eine mechanische Leistung zur Verfügung, die sich aus der Drehzahl der Welle und dem übertragenen Drehmoment zusammensetzt. An der Motorwelle wird die Leistung der Nebenaggregate abgegriffen zum Betrieb von Zusatzfunktionen wie Kühlung, Lenkung und Versorgung des Bordstromnetzes. Die um die Leistungsaufnahme der Nebenaggregate reduzierte Motorleistung steht den Generatoren zur Verfügung. Die Generatoren wandeln die mechanische Motorleistung in die zur Übertragung an die Aktoren gewählte Leistungsart um. Als Generatoren können u. a. hydraulische Pumpen oder elektrische Generatoren eingesetzt werden. Wird ein Teil der Leistung mechanisch übertragen (z. B. bei leistungsverzweigten Getrieben), ist ein zusätzlicher mechanischer Leistungspfad zwischen Motorwelle und Steuerungssystem vorzusehen. Alle Elemente, die der Verteilung der generierten Leistung auf die Aktoren dienen, werden zum Steuerungssystem zusammengefasst. Eine mögliche

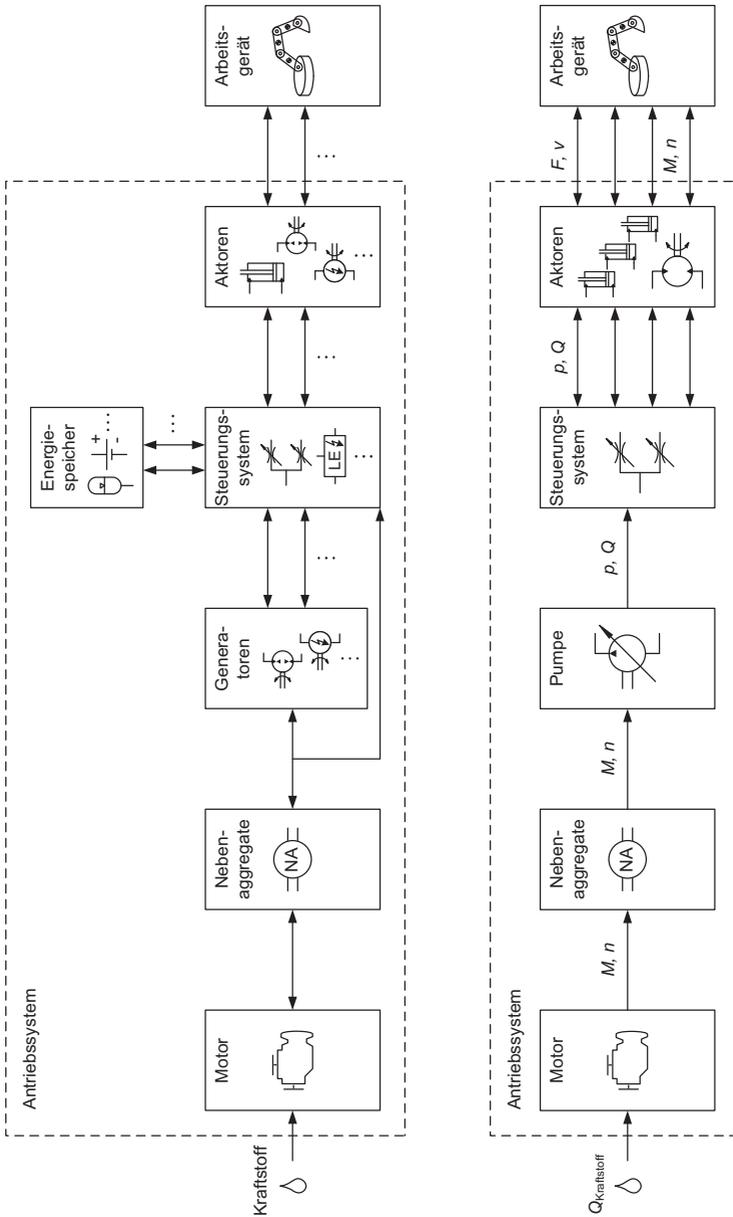


Abb. 4.5: Variablen u. Systemgrenzen Antriebssystem (l: allgemein, r: Beispielmachine)

Zwischenspeicherung von Energie innerhalb des Steuerungssystems wird über ein entsprechendes Speicherglied berücksichtigt. Dieses ist als idealer Behälter für die gespeicherte Energie zu verstehen. Die konstruktive Umsetzung der verwendeten Energiespeicher und damit einhergehende Lade- und Entladeverluste werden in der Bilanz des Steuerungssystems wirksam. Das letzte Teilsystem in der Leistungskette des Antriebssystems stellen die Aktoren dar, die die Arbeitsmechanik der Maschine antreiben. Für den Oberwagen der betrachteten Beispielmachine ergibt sich der Systemaufbau nach Abb. 4.5, rechts.

4.2.3 Aufstellen der Leistungs- und Energiebilanz des Antriebssystems

Leistungsbilanz

Für jeden vorhandenen Leistungspfad wird nach Gl. (4.3) die Leistung über der Zeit bestimmt. Das Vorzeichen der Leistung wird nach ihrer Orientierung gegenüber der Hauptflussrichtung der Leistung im System festgelegt. Die Hauptflussrichtung weist von der primären Energiequelle zum Ort der beabsichtigten Nutzleistungserbringung. Leistungsflüsse in Richtung der Hauptflussrichtung erhalten ein positives Vorzeichen, entgegengesetzt fließende ein negatives. Mögliche Nebenarme der Leistungskette wie das Speicherglied in Abb. 4.5 werden als alternative Ziele des Hauptleistungsflusses behandelt. Als Beispiel wird der Leistungstransfer zwischen drei Teilsystemen nach Abb. 4.6 betrachtet.

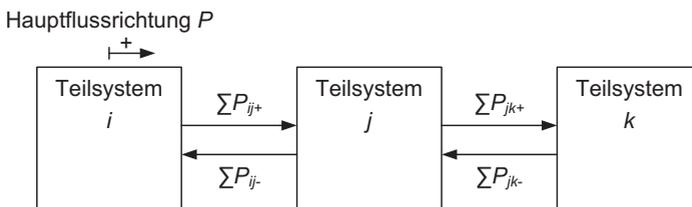


Abb. 4.6: Abstrahierter Leistungsfluss im Antriebssystem

Im Beispiel fließt die Leistung hauptsächlich in Richtung $i \rightarrow j \rightarrow k$. Alle positiven Leistungsanteile auf verschiedenen Austauschpfaden zwischen zwei Teilsystemen i und j werden zu einer positiven Leistungssumme $\sum P_{ij+}$ zusammengefasst, alle negativen Leistungsanteile zu einer negativen Leistungssumme $\sum P_{ij-}$.

Nachfolgend wird beispielhaft die Leistungsbilanz für das Teilsystem j aufgestellt. Die dem Teilsystem zu- und abfließenden Leistungen ergeben sich aus den Einzelbeträgen zu

$$P_{\text{zu},j} = \sum P_{ij+} + \left| \sum P_{jk-} \right| \quad (4.4)$$

$$\text{und } P_{\text{ab},j} = \sum P_{jk+} + \left| \sum P_{ij-} \right|. \quad (4.5)$$

Die Leistungseffizienz des Teilsystems j ist der Quotient aus abfließender und zufließender Leistung:

$$\eta_{P,j} = \frac{P_{\text{ab},j}}{P_{\text{zu},j}}. \quad (4.6)$$

Der Leistungsverlust ist die Differenz aus zufließender und abfließender Leistung:

$$P_{\text{Verlust},j} = P_{\text{zu},j} - P_{\text{ab},j}. \quad (4.7)$$

Leistungseffizienz und Verlust können für jedes einzelne Teilsystem sowie für das gesamte Antriebssystem entsprechend der Systemgrenzen in Abb. 4.5 bestimmt werden.

Nachfolgend wird die Leistungsbilanz für das Steuerungssystem der Beispielmachine aufgestellt. Der Arbeitszyklus legt über die den Aktoren abgeforderten Kraft- und Geschwindigkeitsprofile die Leistungsflüsse zwischen Aktoren und Arbeitsgerät fest. Diese resultieren in den in Abb. 4.7 dargestellten Leistungsflüssen zwischen Steuerungssystem und Aktoren. Die transferierten Einzelleistungen bestimmen sich aus der Differenz der hydraulischen Leistungszu- und -abflüsse auf beiden Aktorensseiten (Boden-/Stangenseite bzw. A-/B-Seite). Ablaufseitig zusätzlich aufzubringende Leistung (z.B. zur Überwindung einer Einspannung) fließt ins Steuerungssystem zurück und darf nicht zur Leistungsabgabe an die Aktoren gerechnet werden. Die Einzelleistungen der vier Aktoren werden zu einer positiven und einer negativen Leistungssumme zusammengefasst.

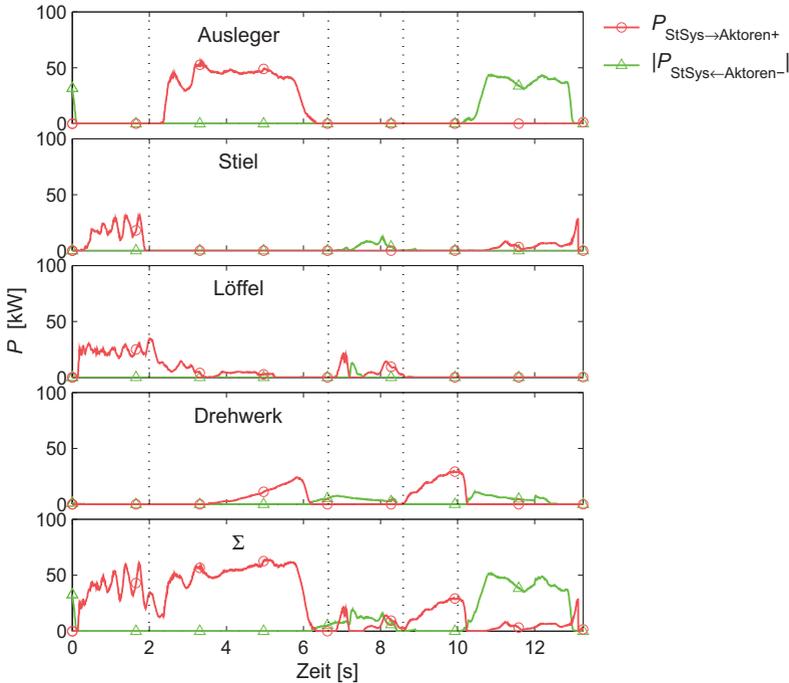
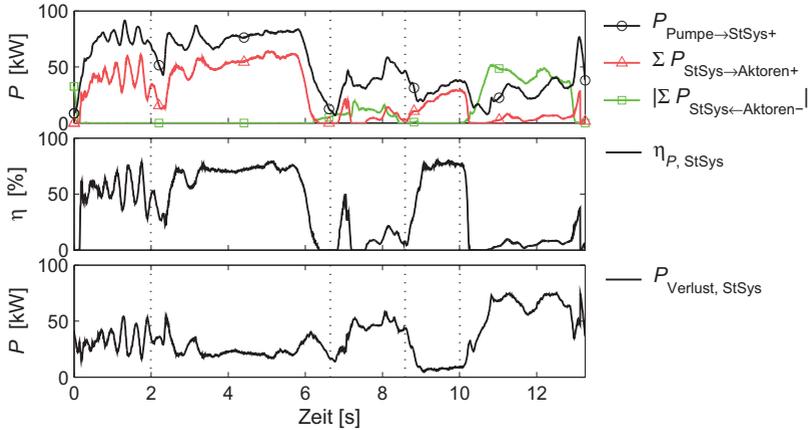


Abb. 4.7: Leistungstransfer zw. Steuerungssystem u. Aktoren (Messung RZ)

Die Leistungseffizienz des Steuerungssystems berechnet sich nach Gl. (4.6) zu

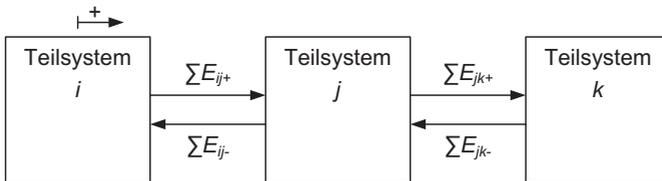
$$\eta_{P, \text{StSys}} = \frac{\sum P_{\text{StSys} \rightarrow \text{Aktoren}+}}{P_{\text{Pumpe} \rightarrow \text{StSys}+} + |\sum P_{\text{StSys} \leftarrow \text{Aktoren}-}|} \quad (4.8)$$

Abb. 4.8 zeigt die Leistungsbilanz des Steuerungssystems. Im oberen Koordinatensystem sind die Leistungssummen dargestellt, die das Steuerungssystem mit Pumpe und Aktoren austauscht, im mittleren die daraus resultierende Leistungseffizienz und im unteren die Verlustleistung. Ein Energierückfluss vom Steuerungssystem in Richtung Pumpe ist bei der Beispielmachine ausgeschlossen. Hohe Verluste und eine niedrige Effizienz zeigen sich vor allem in den Zyklusphasen „Ausleeren“ und „Absenken/Ausrollen“ (vgl. Abb. 3.4, S. 38). Obwohl dort nur eine geringe Leistung an die Aktoren abgegeben werden muss und gleichzeitig ein Leistungseintrag an anderen Aktoren vorliegt, muss eine hohe Pumpenleistung zugeführt werden.


Abb. 4.8: Leistungsbilanz Steuerungssystem (Messung RZ)

Energiebilanz

Die Energiebilanz der Teilsysteme des Antriebssystems wird analog zur Leistungsbilanz aufgestellt. Abb. 4.9 zeigt den abstrahierten Energietransfer zwischen den Teilsystemen des Antriebssystems. Die Energieanteile ergeben sich aus den entsprechenden Leistungsanteilen mittels Integration über den betrachteten Zeitraum nach Gl. (4.9).


Abb. 4.9: Abstrahierter Energiefluss im Antriebssystem

$$E = \int_{t_1}^{t_2} P(t) dt \quad (4.9)$$

Die zu- und abfließenden Energien des Teilsystems j sind

$$E_{zu,j} = \sum E_{ij+} + |\sum E_{jk-}| \quad (4.10)$$

$$\text{und } E_{ab,j} = \sum E_{jk+} + |\sum E_{ij-}|. \quad (4.11)$$

Die Energieeffizienz des Teilsystems j ergibt sich damit zu

$$\eta_{E,j} = \frac{E_{ab,j}}{E_{zu,j}}. \quad (4.12)$$

Daraus folgt der Energieverlust

$$E_{\text{Verlust},j} = E_{zu,j} - E_{ab,j}. \quad (4.13)$$

Delta-Energiebilanz

Bezugsgröße für die Bestimmung der Energieeffizienz des Teilsystems j nach Gl. (4.12) ist die Gesamtsumme der dem Teilsystem innerhalb der betrachteten Zeitspanne von beiden benachbarten Teilsystemen zugeführten Energie $E_{zu,j}$. Bei der Betrachtung der Gesamtbilanz eines Antriebssystems interessiert in der Regel die Energieeffizienz bezogen auf eine definierte, von außen zugeführte Energiemenge.¹ Leistungsanteile, die innerhalb eines Leistungspfads entgegen der Hauptflussrichtung fließen, entstammen entweder einer an anderer Stelle zugeführten Energie oder (über Rückgewinnung) der Energiequelle des jeweiligen Leistungspfads. Um die Energiebilanz des Antriebssystems bezogen auf die von außen zugeführten Energien aufzustellen (z. B. in Form eines Energieflussplans), müssen die positiven und negativen Energiesummen zwischen den Teilsystemen zu Differenzenergien verrechnet werden (s. Abb. 4.10). Die unter Verwendung der Differenzenergien aufgestellte Energiebilanz wird im Folgenden als *Delta-Energiebilanz* bezeichnet.

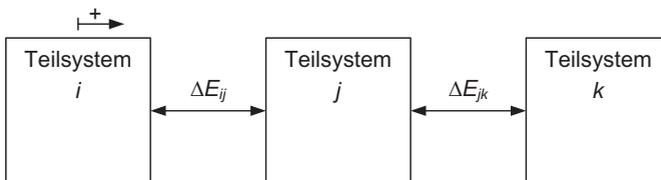


Abb. 4.10: Abstrahierter Energiefluss im Antriebssystem (Delta-Betrachtung)

¹Hierzu zählt neben dem Energiegehalt des Kraftstoffs auch die Energie, die im betrachteten Zeitraum aus Energiespeichern des Systems frei wird oder in Sonderfällen durch den Arbeitsprozess eingebracht wird, wenn z. B. eine Last von einem höheren auf ein niedrigeres Höhenniveau verladen wird.

Der Unterschied zwischen Energiebilanz und Delta-Energiebilanz wird im Anschluss an diesen Abschnitt anhand eines Beispiels verdeutlicht (S. 58 f.).

Die Differenzenergie in der Austauschenebene zwischen zwei Teilsystemen ist die Summe aus den positiven und negativen Energiebeiträgen.

$$\Delta E_{ij} = \sum E_{ij+} + \sum E_{ij-} \quad (4.14)$$

$$\Delta E_{jk} = \sum E_{jk+} + \sum E_{jk-} \quad (4.15)$$

Die Bestimmung der zu- und abfließenden Energiesummen des Teilsystems j erfordert eine Fallunterscheidung in Abhängigkeit des Vorzeichens von ΔE_{ij} und ΔE_{jk} :

$$E_{\text{zu}\Delta, j} = \Theta(\Delta E_{ij}) \cdot |\Delta E_{ij}| + \Theta(-\Delta E_{jk}) \cdot |\Delta E_{jk}| \quad (4.16)$$

$$E_{\text{ab}\Delta, j} = \Theta(-\Delta E_{ij}) \cdot |\Delta E_{ij}| + \Theta(\Delta E_{jk}) \cdot |\Delta E_{jk}| \quad (4.17)$$

$$\text{mit } \Theta(x) = \begin{cases} 0: & x < 0 \\ 1: & x \geq 0 \end{cases} \quad (4.18)$$

Die Energieeffizienz für die Delta-Energiebetrachtung wird analog zu Gl. (4.12) gebildet.

$$\eta_{E\Delta, j} = \frac{E_{\text{ab}\Delta, j}}{E_{\text{zu}\Delta, j}} \quad (4.19)$$

Der Energieverlust ergibt sich analog zu Gl. (4.13).

$$E_{\text{Verlust}\Delta, j} = E_{\text{zu}\Delta, j} - E_{\text{ab}\Delta, j} \quad (4.20)$$

Mit Hilfe der Delta-Energiebetrachtung lässt sich ein Energieflussplan für das Antriebssystem aufstellen. Als Beispiel zeigt Abb. 4.11 die Delta-Energiebilanz des Antriebssystems der Beispielmaschine gemittelt über 20 gemessene 90°-Zyklen (Fahrer 2, Motordrehzahl: 2000 1/min). Neben den Delta-Energieeffizienzwerten der Teilsysteme sind die prozentualen Verluste bezogen auf die zugeführte Kraftstoffenergie dargestellt. Der Motor verursacht mit 67,6 % den größten Verlustanteil. Dies ist auf den niedrigen Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors zurück-

zuführen. Nebenaggregate und Pumpe werden zusammengefasst, da in den Messungen das Drehmoment zwischen Nebenaggregaten und Pumpe nicht gemessen wurde. Beide Teilsysteme verursachen zusammen einen Verlust von 8,7 %. Das Steuerungssystem besitzt eine Delta-Energieeffizienz von 31,1 % und generiert damit einen Verlust von 16,3 % bezogen auf die zugeführte Kraftstoffenergie. 7,4 % der zugeführten Energie werden als Nutzarbeit hydraulisch an die Aktoren abgegeben. Die Verluste innerhalb der Aktoren können nicht angegeben werden, da die zwischen Aktoren und Arbeitsgerät übertragenen Kräfte nicht erfasst wurden. Eine ausführlichere Analyse der Beispielmaschine wird in Kapitel 7 mit Hilfe der Simulation durchgeführt.

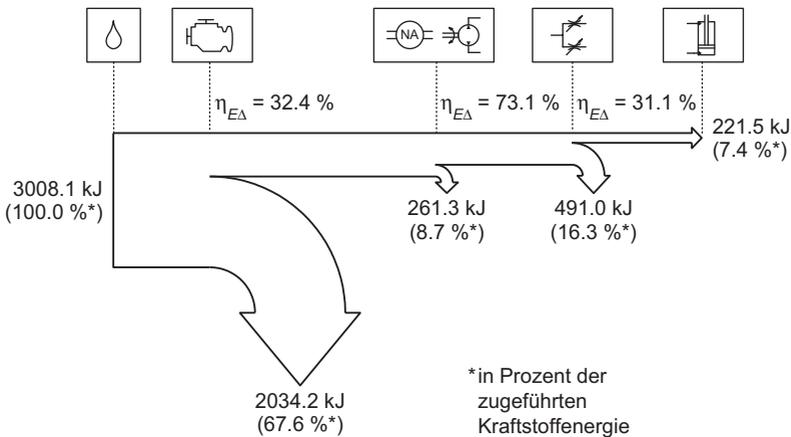


Abb. 4.11: Delta-Energiebilanz Antriebssystem ($\varnothing 20$ gemessene AZ)

Vergleich zwischen Energiebilanz und Delta-Energiebilanz

Der Unterschied zwischen Energiebilanz und Delta-Energiebilanz soll nachfolgend an einem Beispiel verdeutlicht werden. Es wird der Fall betrachtet, dass beide Energiedifferenzen ΔE_{ij} und ΔE_{jk} größer null sind. Abb. 4.12 zeigt die unterschiedlichen Systemgrenzen, die für die Bestimmung von Energiebilanz und Delta-Energiebilanz herangezogen werden. Die Gleichungen 4.21 und 4.22 stellen die beiden Energieeffizienzterme gegenüber.

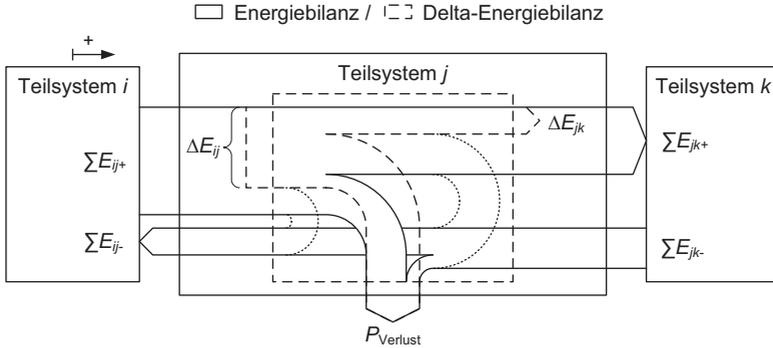


Abb. 4.12: Vergleich Systemgrenzen Energiebilanz / Delta-Energiebilanz

$$\eta_{E, j, \text{Bsp}} = \frac{\Sigma E_{jk+} + |\Sigma E_{ij-}|}{\Sigma E_{ij+} + |\Sigma E_{jk-}|} \quad (4.21)$$

$$\eta_{E\Delta, j, \text{Bsp}} = \frac{\Delta E_{jk}}{\Delta E_{ij}} \quad (4.22)$$

Die Energiebilanz unter Berücksichtigung der Einzelbeträge ergibt den wahren physikalischen Effizienzwert des betrachteten Teilsystems, da alle tatsächlich zu- und abfließenden Energien einbezogen werden. Die Delta-Energieeffizienz beschreibt die um umlaufende Energiebeträge bereinigte Effizienz des abstrakten Prozessschritts, der sich hinter dem Teilsystem verbirgt. Sie ermöglicht die Aufstellung eines Energieflussplans analog Abb. 4.11, der sich auf die dem Antriebssystem von außen zugeführten Energien bezieht.

Der Übergang von der Energiebetrachtung zur Delta-Energiebetrachtung führt zu gleichen zusätzlichen Summanden bei den zu- und abfließenden Energiesummen in Höhe der Summe aus den rückfließenden Energien ΣE_{ij-} und ΣE_{jk-} (Gleichungen (4.23) bis (4.25)).

$$\begin{aligned} E_{\text{zu}\Delta, j, \text{Bsp}} &= \Delta E_{ij} \\ &= \Sigma E_{ij+} + \Sigma E_{ij-} \\ &= \Sigma E_{ij+} + \Sigma E_{ij-} + \Sigma E_{jk-} - \Sigma E_{jk-} \\ &= E_{\text{zu}, j, \text{Bsp}} + C \end{aligned} \quad (4.23)$$

$$\begin{aligned}
E_{\text{ab}\Delta, j, \text{Bsp}} &= \Delta E_{jk} \\
&= \sum E_{jk+} + \sum E_{jk-} \\
&= \sum E_{jk+} + \sum E_{jk-} + \sum E_{ij-} - \sum E_{ij-} \\
&= E_{\text{ab}, j, \text{Bsp}} + C
\end{aligned} \tag{4.24}$$

$$\text{mit } C = \sum E_{ij-} + \sum E_{jk-} \tag{4.25}$$

Die Energieeffizienz der Delta-Energiebilanz (Gl. (4.19)) wird damit gegenüber der Bilanz mit vollständigen Einzelbeträgen (Gl. (4.12)) in Zähler und Nenner um den gleichen (negativen) Summanden erweitert (Gl. (4.26)). Ihr Zahlenwert ist entsprechend geringer.

$$\eta_{E\Delta, j, \text{Bsp}} = \frac{E_{\text{ab}\Delta, j, \text{Bsp}}}{E_{\text{zu}\Delta, j, \text{Bsp}}} = \frac{E_{\text{ab}, j, \text{Bsp}} + C}{E_{\text{zu}, j, \text{Bsp}} + C} \tag{4.26}$$

Der Energieverlust bleibt nach Gl. (4.27) unverändert. Die veränderte Bezugsbasis, auf die der Verlust bezogen wird, ist der Grund für die Veränderung des Effizienzwertes bei der Delta-Energiebilanz.

$$\begin{aligned}
E_{\text{Verlust}\Delta, j, \text{Bsp}} &= (E_{\text{zu}, j, \text{Bsp}} + C) - (E_{\text{ab}, j, \text{Bsp}} + C) \\
&= E_{\text{zu}, j, \text{Bsp}} - E_{\text{ab}, j, \text{Bsp}} \\
&= E_{\text{Verlust}, j, \text{Bsp}}
\end{aligned} \tag{4.27}$$

4.2.4 Differenzierte Potentialanalyse des Steuerungssystems

Mit Hilfe der Leistungs- und Energiebilanz des Antriebssystems nach Abschnitt 4.2.3 wird die Gesamthöhe der in Teilsystemen und Gesamtsystem auftretenden Verluste und damit der Energiesparpotentiale bestimmt. Die Identifikation geeigneter Maßnahmen zur Steigerung der Effizienz des Antriebssystems erfordert eine Differenzierung der Verluste hinsichtlich ihrer Entstehungsursache.

Der betrachtete Arbeitszyklus (vgl. Abb. 3.3, S. 38) legt das Leistungsprofil an den Aktoren fest (vgl. Abb. 4.7, S. 54). Die abzugebende Leistung *muss* zu der

entsprechenden Zeit vom Antriebssystem zur Verfügung gestellt werden, um die geforderte Arbeitsbewegung zu ermöglichen. Die eingetragene Leistung stammt in der Regel aus dem Teil der abgegebenen Leistung, der in der potentiellen oder kinetischen Energie des Arbeitsgeräts gespeichert wurde und *kann* vom Antriebssystem zurückgewonnen werden. Abhängig davon, aus welcher Leistungsart sich die auftretenden Verluste speisen, werden sie den folgenden Verlustarten zugeordnet:

- *Primärverluste*
...sind alle Verluste, die bei der Bereitstellung der erforderlichen Bruttoleistung an den Aktoren entstehen.²
- *Sekundärverluste (= Potential für die Energierückgewinnung)*
...entstehen, wenn an den Aktoren eingetragene Leistung nicht zurückgewonnen wird.

Basis der Effizienzbetrachtung ist stets das ideale System, in dem weder Primär- noch Sekundärverluste anfallen. Abb. 4.13 zeigt beide Verlustarten qualitativ für das Steuerungssystem der Beispielmachine. Links ist ein reales, verlustbehaftetes System dargestellt, in dem sowohl Primär- als auch Sekundärverluste auftreten. In der Mitte ist ein primärverlustfreies System abgebildet, rechts das ideale, verlustfreie System. Eine (theoretische) Effizienz von 100 % kann nur erreicht werden, wenn beide Energiesparpotentiale entsprechend ihrer Definition genutzt werden. Für die Sekundärverluste bedeutet dies, dass der Leistungseintrag an den Aktoren wieder für die Leistungsabgabe an die Aktoren zur Verfügung stehen muss. Nur so ist es möglich, dass die durch die Pumpe zuzuführende Energie geringer sein kann als die Bruttoenergieabgabe an die Aktoren und im Idealfall der Nettoenergieabgabe entspricht. Wird ein Teil des Rückgewinnungspotentials zur Verringerung der Primärverluste eingesetzt wie im Fall der sektioneninternen Regeneration (vgl. S. 49 f.), kann das ideale System nicht mehr erreicht werden. Sowohl Primär- als auch Sekundärverluste können sich aus funktionalen Verlusten und Wirkungsgradverlusten zusammensetzen.

²Hierzu zählen auch systembedingt aufzubringende Leistungsflüsse in Aktorensektionen, an denen gerade Leistung ins System eingetragen wird (z. B. zur Kavitationsvermeidung).

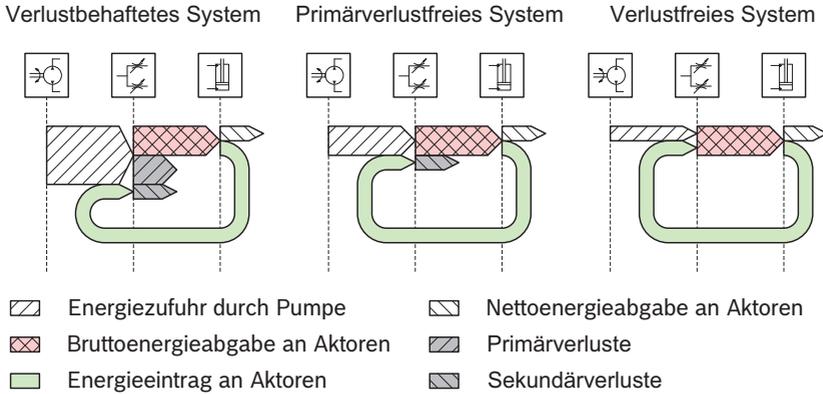


Abb. 4.13: Primär- u. Sekundärverluste Steuerungssystem (qualitativ)

Es können drei grundlegende Energiesparmaßnahmen zur Nutzung der beiden Energiesparpotentiale identifiziert werden:

1. Verringerung der Primärverluste
2. Verringerung der Sekundärverluste durch direkten Transfer eingetragener Energie zwischen den Aktoren
3. Verringerung der Sekundärverluste durch Zwischenspeicherung eingetragener Energie

Bei der differenzierten Potentialanalyse wird das Potential des betrachteten Teilsystems für die Anwendung der grundlegenden Energiesparmaßnahmen bestimmt. Dazu werden drei idealisierte Referenzsysteme (RS) definiert, mit denen das reale System verglichen wird:

1. Primärverlustfreies System ohne Rückgewinnung (RS 1)
2. Primärverlustfreies System mit idealer Transfermöglichkeit (RS 2)
3. Primärverlustfreies System mit idealer Speichermöglichkeit (RS 3)

Die Referenzsysteme ergeben sich aus dem realen System durch theoretische, sukzessive und zu 100 % erfolgreiche Anwendung der grundlegenden Energiesparmaßnahmen. Der Vergleich eines realen Systems mit den Referenzsystemen

wird über Bildung von Leistungs- und Energieeffizienz nach Abschnitt 4.2.3 bei unterschiedlicher Berücksichtigung der an den Aktoren eingetragenen Leistung realisiert. Über den Vergleich der Ergebnisse kann auf die Energiesparpotentiale der Einzelmaßnahmen geschlossen werden.

Energierückgewinnung ist nach der Systemeinteilung in Abb. 4.5 (S. 51) über direkten Transfer oder Zwischenspeicherung von Energie innerhalb des Steuerungssystems möglich oder bei Rückgewinnung über die Generatoren innerhalb eines um die Generatoren erweiterten Steuerungssystems. Daher ist die differenzierte Potentialanalyse nur für die in Abb. 4.14 dargestellten Systemgrenzen „Steuerungssystem“ und „erweitertes Steuerungssystem“ relevant. Findet Energierückgewinnung über die Generatoren statt, muss stets das erweiterte Steuerungssystem betrachtet werden. Bei alleiniger Betrachtung des Steuerungssystems müsste ein Rückgewinnungspfad aufgebrochen werden und der Erfolg der Rückgewinnung könnte nicht bewertet werden.

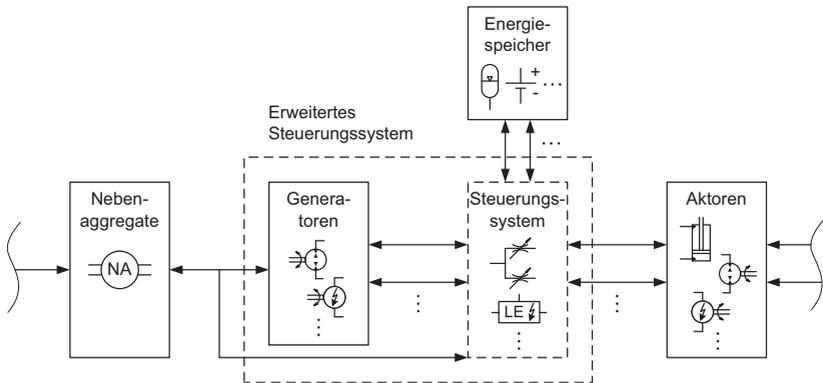


Abb. 4.14: Mögliche Systemgrenzen der differenzierten Potentialanalyse

Über die linke Systemgrenze in den Antriebsstrang zurückgeführte Energie wird bei der differenzierten Potentialanalyse als Verlust gewertet, da sie nicht für die Energieabgabe an die Aktoren zur Verfügung steht und das Rückgewinnungspotential damit nicht vollständig genutzt werden kann. Die Effizienz des (erweiterten) Steuerungssystems ist in diesem Fall geringer als nach der normalen Leistungs- und Energiebilanz nach Abschnitt 4.2.3. Zum Erreichen eines idealen

Antriebssysteme sollte zunächst die möglichst vollständige Nutzung des Rückgewinnungspotentials innerhalb des (erweiterten) Steuerungssystems angestrebt werden und erst im nächsten Schritt die optimale Bereitstellung des verbliebenen Energiebedarfs durch den Antriebsstrang.

In den nachfolgenden Erläuterungen der Referenzsysteme wird die Systemgrenze „Steuerungssystem“ verwendet. Die Darstellungen gelten analog für das „erweiterte Steuerungssystem“.

Referenzsystem 1

Bei der Bewertung eines Steuerungssystems gegenüber Referenzsystem 1 wird die an den Aktoren eingetragene Leistung $\sum P_{\text{StSys} \leftarrow \text{Aktoren-}}$ nicht berücksichtigt. Die den Aktoren durch das Steuerungssystem zuzuführende Leistung $P_{\text{Bedarf, RS1}}$ entspricht der Bruttoleistungsabgabe an die Aktoren $\sum P_{\text{StSys} \rightarrow \text{Aktoren+}}$. Abb. 4.15, rechts, zeigt dies anhand eines fiktiven Leistungsverlaufs zwischen Steuerungssystem und Aktoren. Wird der Leistungsbedarf vom Steuerungssystem verlustfrei zur Verfügung gestellt, ergibt sich eine Leistungs- bzw. Energieeffizienz gegenüber RS 1 von 100 %. Muss im zu bewertenden, realen System eine höhere Leistung durch die Generatoren zugeführt werden, ergibt sich ein Verlust $P_{\text{Verlust, StSys, RS1}}$ gegenüber RS 1 (Abb. 4.15, links).

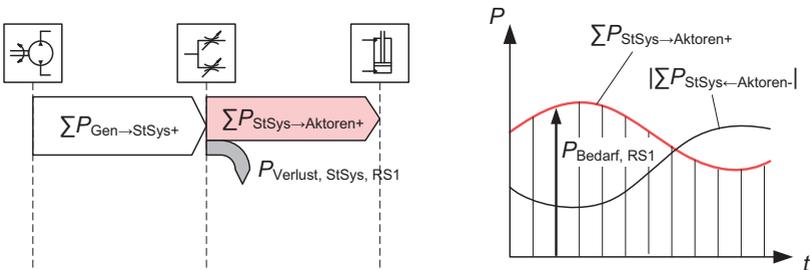


Abb. 4.15: Aufstellung Leistungsbilanz Steuerungssystem nach RS 1

Die Leistungseffizienz des Steuerungssystems bezogen auf RS 1 ergibt sich zu

$$\eta_{P, \text{StSys, RS1}} = \frac{\sum P_{\text{StSys} \rightarrow \text{Aktoren+}}}{\sum P_{\text{Gen} \rightarrow \text{StSys+}}} \quad (4.28)$$

Energieeffizienz und Delta-Energieeffizienz bezogen auf RS 1 sind identisch und ergeben sich analog zur Leistungseffizienz über Integration der entsprechenden Leistungsanteile.

$$\eta_{E, \text{StSys}, \text{RS1}} = \eta_{E\Delta, \text{StSys}, \text{RS1}} = \frac{\sum E_{\text{StSys} \rightarrow \text{Aktoren}+}}{\sum E_{\text{Gen} \rightarrow \text{StSys}+}} \quad (4.29)$$

Verlustleistung und Energieverlust berechnen sich nach Gl. (4.7) und Gl. (4.13) als Differenz aus Nenner und Zähler der Leistungs- bzw. Energieeffizienz und werden nicht explizit dargestellt.

Referenzsystem 2

Bei der Bewertung gegenüber Referenzsystem 2 fließt die an den Aktoren eingetragene Leistung bis zur Höhe der aktuellen Leistungsabgabe in die Bestimmung der Effizienz ein (Abb. 4.16). Dies entspricht dem Anteil der Leistung, der über direkten Transfer zwischen den Aktoren zurückgewonnen werden könnte (P_{Transfer} nach Gl. (4.30)). Der Leistungsbedarf nach RS 2 verringert sich entsprechend, so dass bei gleicher Leistungszufuhr durch die Generatoren ein höherer Verlust bestimmt wird.

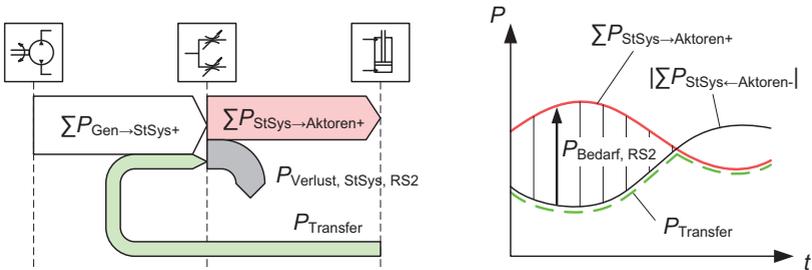


Abb. 4.16: Aufstellung Leistungsbilanz Steuerungssystem nach RS 2

$$P_{\text{Transfer}} = \begin{cases} |\sum P_{\text{StSys} \leftarrow \text{Aktoren}-}| & \text{für } |\sum P_{\text{StSys} \leftarrow \text{Aktoren}-}| \leq \sum P_{\text{StSys} \rightarrow \text{Aktoren}+} \\ \sum P_{\text{StSys} \rightarrow \text{Aktoren}+} & \text{für } |\sum P_{\text{StSys} \leftarrow \text{Aktoren}-}| > \sum P_{\text{StSys} \rightarrow \text{Aktoren}+} \end{cases} \quad (4.30)$$

Die Leistungseffizienz des Steuerungssystems bezogen auf RS 2 ist

$$\eta_{P, \text{StSys}, \text{RS2}} = \frac{\sum P_{\text{StSys} \rightarrow \text{Aktoren}+}}{\sum P_{\text{Gen} \rightarrow \text{StSys}+} + P_{\text{Transfer}}}. \quad (4.31)$$

Die Energieeffizienz ergibt sich analog. Für die Delta-Energieeffizienz muss die Differenzenergie bestimmt werden, die zwischen Steuerungssystem und Aktoren ausgetauscht wird:

$$\Delta E_{\text{StSys} \leftrightarrow \text{Aktoren}, \text{RS2}} = \sum E_{\text{StSys} \rightarrow \text{Aktoren}+} - E_{\text{Transfer}}. \quad (4.32)$$

Die Energiedifferenz $\Delta E_{\text{StSys} \leftrightarrow \text{Aktoren}, \text{RS2}}$ ist nach der Definition von P_{Transfer} in Gl. (4.30) stets größer gleich null. Bei der Aufstellung der Delta-Energieeffizienz ist daher keine Fallunterscheidung notwendig. $\Delta E_{\text{StSys} \leftrightarrow \text{Aktoren}, \text{RS2}}$ steht als Energieabgabe stets im Zähler.

$$\eta_{E\Delta, \text{StSys}, \text{RS2}} = \frac{\Delta E_{\text{StSys} \leftrightarrow \text{Aktoren}, \text{RS2}}}{\sum E_{\text{Gen} \rightarrow \text{StSys}+}} \quad (4.33)$$

Referenzsystem 3

Bei RS 3 wird die an den Aktoren eingetragene Leistung als vollständig rückgewinnbar gewertet. Der Leistungsbedarf kann negativ werden und eine Zwischenspeicherung von Energie erforderlich machen, um die maximale Effizienz zu erreichen (Abb. 4.17).

Die Leistungseffizienz des Steuerungssystems bezogen auf RS 3 ist

$$\eta_{P, \text{StSys}, \text{RS3}} = \frac{\sum P_{\text{StSys} \rightarrow \text{Aktoren}+} + \sum P_{\text{StSys} \rightarrow \text{Speicher}+}}{\sum P_{\text{Gen} \rightarrow \text{StSys}+} + |\sum P_{\text{StSys} \leftarrow \text{Aktoren}-}| + |\sum P_{\text{StSys} \leftarrow \text{Speicher}-}|}. \quad (4.34)$$

Die Energieeffizienz ergibt sich analog. Bei der Bestimmung der Delta-Energieeffizienz muss eine Fallunterscheidung nach dem Vorzeichen der Energiedifferenzen vorgenommen werden:

$$\eta_{E\Delta, \text{StSys}, \text{RS3}} = \frac{\Theta(a) \cdot |a| + \Theta(b) \cdot |b|}{\sum E_{\text{Gen} \rightarrow \text{StSys}+} + \Theta(-a) \cdot |a| + \Theta(-b) \cdot |b|} \quad (4.35)$$

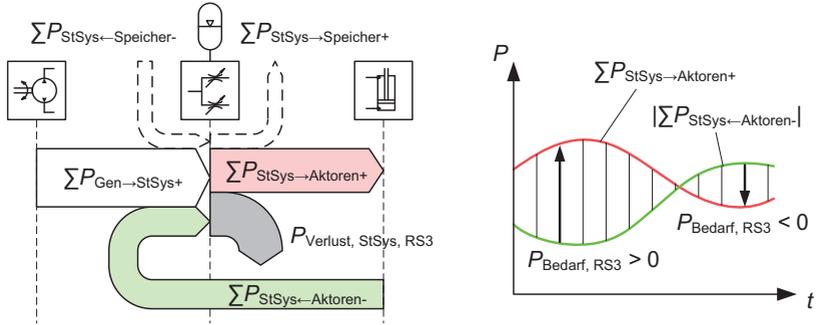


Abb. 4.17: Aufstellung Leistungsbilanz Steuerungssystem nach RS 3

$$\text{mit } a = \Delta E_{\text{StSys} \leftrightarrow \text{Aktoren}} = \sum E_{\text{StSys} \rightarrow \text{Aktoren}+} + \sum E_{\text{StSys} \leftarrow \text{Aktoren}-} \quad (4.36)$$

$$\text{und } b = \Delta E_{\text{StSys} \leftrightarrow \text{Speicher}} = \sum E_{\text{StSys} \rightarrow \text{Speicher}+} + \sum E_{\text{StSys} \leftarrow \text{Speicher}-} \quad (4.37)$$

$$\text{und } \Theta(x) = \begin{cases} 0: & x < 0 \\ 1: & x \geq 0 \end{cases} \quad (4.38)$$

Für die Beispielmachine mit einer rein generatorisch wirkenden Pumpe gilt:

$$\sum P_{\text{Gen} \rightarrow \text{StSys}+} = P_{\text{Pumpe} \rightarrow \text{StSys}+} \quad (4.39)$$

Die differenzierte Leistungsbilanz der Beispielmachine zeigt Abb. 4.18. Je nach Höhe der Berücksichtigung der an den Aktoren eingetragenen Leistung ergeben sich die dargestellten Leistungseffizienzen und Verlustleistungen bezogen auf die Referenzsysteme eins bis drei.

Die unterschiedliche Bedeutung der Referenzsysteme zeigt sich vor allem im letzten Zyklusabschnitt während des Ausrollens des Arbeitsarms zum Erreichen der neuen Grabposition. Durch das Absenken des Auslegers liegt in diesem Abschnitt ein hoher Leistungseintrag vor. Bei der Bewertung nach RS 1 wird der Leistungseintrag gar nicht berücksichtigt und die Verlustleistung entspricht der Differenz aus aktueller Leistungsabgabe an die Aktoren und Leistungszufuhr durch die Pumpe. Bei RS 2 wird der Leistungseintrag bis zur Höhe der aktuellen Leistungsabgabe als rückgewinnbar gewertet. Da die Leistungsabgabe an die Aktoren in diesem Teilzyklus sehr gering ist, steigen die Verluste bezogen auf RS 2 nur leicht.

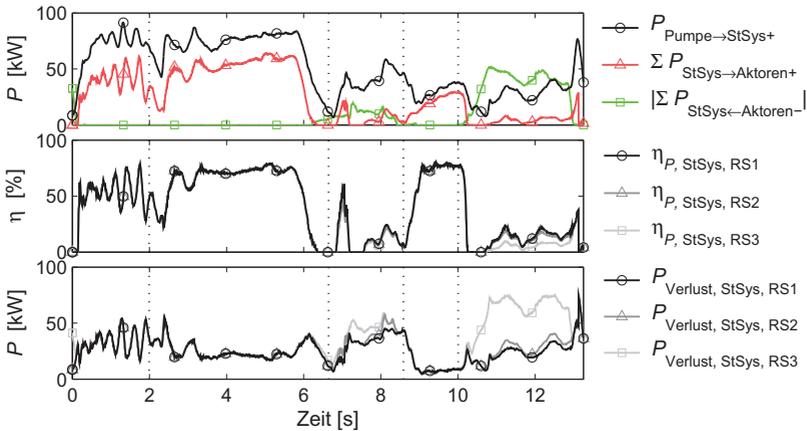


Abb. 4.18: Differenzierte Leistungsbilanz Steuerungssystem (Messung RZ)

Es zeigt sich, dass die Energierückgewinnung durch direkten Transfer für die Beispielmaschine bei der betrachteten Arbeitsaufgabe als Maßnahme zum Energiesparen nicht geeignet ist. Die Verluste gegenüber RS 3 sind am höchsten, da der vollständige Energieeintrag als rückgewinnbar gewertet wird. Das zusätzliche Energiesparpotential kann nur über Zwischenspeicherung genutzt werden.

Bei der Beispielmaschine entspricht die Verlustleistung des Steuerungssystems bezogen auf RS 3 der absoluten Verlustleistung nach Gl. (4.8) (S. 54) und Abb. 4.8 (S. 55). Eine Abweichung der beiden Effizienzwerte ergibt sich, wenn ein Energierückfluss über die linke Systemgrenze in Richtung Antriebsstrang auftritt, der bei der Bildung von η_P als nutzbare Leistungsabgabe und bei der Bildung von $\eta_{P,RS3}$ als Verlust gewertet wird (vgl. S. 63).

Höhe der Energiesparpotentiale

Die Verluste eines betrachteten Steuerungssystems bezogen auf die idealisierten Referenzsysteme steigen von RS 1 bis RS 3. Die folgenden Verlustarten werden dabei erfasst:

- RS 1: Primärverluste
- RS 2: Primärverluste + Rückgewinnungspotential durch direkten Transfer

- RS 3: Primärverluste + gesamtes Rückgewinnungspotential

Ohne eine weitere Differenzierung der Leistungsflüsse während der Messung können die Verluste nur in Kombination erfasst werden. Die Energiesparpotentiale der Einzelmaßnahmen ergeben sich aus dem Vergleich der integrierten Verlustleistungen (Abb. 4.19).

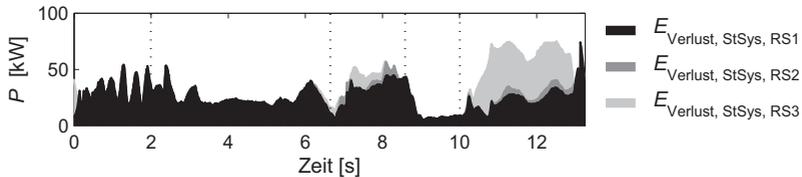


Abb. 4.19: Integrierte Verlustleistungen Steuerungssystem (Messung RZ)

Das Energiesparpotential entspricht in der absoluten Höhe dem Energieverlust. Prozentual ausgedrückt ist es die Differenz aus 1 und der (Delta-)Energieeffizienz:

$$\varepsilon_{E(\Delta)} = 1 - \eta_{E(\Delta)}. \quad (4.40)$$

Es können nur die Referenzsysteme zur Beurteilung eines Systems herangezogen werden, die die Nutzung gleicher oder zusätzlicher Energiesparmaßnahmen (gemäß S. 62) annehmen. Andernfalls kann eine Effizienz größer 1 bzw. 100 % erreicht werden.

Für das Steuerungssystem der Beispielmaschine ergeben sich die folgenden Delta-Energieeffizienzwerte und daraus resultierenden Delta-Energiesparpotentiale gemittelt über die 20 gemessenen 90°-Zyklen, die auch für die Aufstellung der Delta-Energiebilanz in Abb. 4.11 (S. 58) verwendet wurden (Fahrer 2, Motordrehzahl: 2000 1/min):

$$\begin{aligned} \eta_{E\Delta, \text{StSys, RS1}} &= 49,3\% \Rightarrow \varepsilon_{E\Delta, \text{StSys, RS1}} = 50,7\% \\ \eta_{E\Delta, \text{StSys, RS2}} &= 46,6\% \Rightarrow \varepsilon_{E\Delta, \text{StSys, RS2}} = 53,4\% \\ \eta_{E\Delta, \text{StSys, RS3}} &= 31,1\% \Rightarrow \varepsilon_{E\Delta, \text{StSys, RS3}} = 68,9\%. \end{aligned} \quad (4.41)$$

Das Energiesparpotential für die Verringerung der Primärverluste des Systems beträgt 50,7 % (ε_{RS1}), das Potential für einen direkten Transfer eingetragener

Energie zwischen den Aktoren 2,7 % ($\epsilon_{RS2} - \epsilon_{RS1}$) und das gesamte Rückgewinnungspotential 18,2 % ($\epsilon_{RS3} - \epsilon_{RS1}$), von denen 15,5 % ($\epsilon_{RS3} - \epsilon_{RS2}$) nur durch Zwischenspeicherung von Energie genutzt werden können. Es ergibt sich die Darstellung der Energiesparpotentiale für die Anwendung der Einzelmaßnahmen nach Abb. 4.20 bezogen auf die durch die Pumpe zugeführte Energie. Es ist zu beachten, dass eine Nutzung des Rückgewinnungspotentials die auf primärem Weg bereitzustellende Leistung und dadurch in der Regel auch die Primärverluste reduziert.



Abb. 4.20: Delta-Energiesparpotentiale Steuerungssystem ($\emptyset 20$ gemessene AZ)

Die Auswertung offenbart die Notwendigkeit einheitlicher Referenzsysteme. Je nachdem, ob nicht genutztes Rückgewinnungspotential als Verlust gewertet wird oder ob lediglich die Bereitstellung der Brutto-Leistung an den Aktoren als Aufgabe des Antriebssystems betrachtet wird, ergibt sich ein Gesamtverlust von 50,7 % (ohne Berücksichtigung des Rückgewinnungspotentials analog RS 1) oder 68,9 % (mit Berücksichtigung des Rückgewinnungspotentials analog RS 3). Bei der Angabe der Energieeffizienz sollte daher stets mit angegeben werden, ob das Rückgewinnungspotential bei der Bestimmung berücksichtigt wurde!

Lage der Energiesparpotentiale

Zur Bestimmung der Arbeitssituation, in der das höchste Energiesparpotential vorliegt, können die Energiesparpotentiale von Teilzyklen verglichen werden. Bei Maschinen, die durch dynamische Arbeitszyklen mit fließenden Übergängen gekennzeichnet sind, ist eine saubere Definition von Teilzyklen nicht immer möglich. Im Folgenden werden Lagekennwerte entwickelt, die für jeden Zykluszeitpunkt bestimmt werden und über ihren Verlauf auf verlustintensive Arbeitssitua-

tionen hinweisen. Darüber hinaus wird die praktische Nutzbarkeit des Energiesparpotentials bewertet.

Das absolute Energiesparpotential zu einem bestimmten Zeitpunkt des Arbeitszyklus – im Folgenden „Leistungssparpotential“ genannt – ist gleichbedeutend mit der aktuellen Verlustleistung. Als erster Lagekennwert wird die auf den größten auftretenden Verlustwert im Vergleich mit Referenzsystem 3 normierte Verlustleistung nach Gl. (4.42) vorgeschlagen. Der Kennwert ϑ_{th} gibt den relativen Verlauf des maximalen, theoretischen Leistungssparpotentials in Werten zwischen 0 und 1 an. Abb. 4.21 zeigt die Potentialverläufe $\vartheta_{th, RSi}$ für den Referenzzyklus der Beispielmachine.

$$\vartheta_{th, RSi}(t) = \frac{P_{Verlust, RSi}(t)}{\max(P_{Verlust, RS3})} \quad (4.42)$$

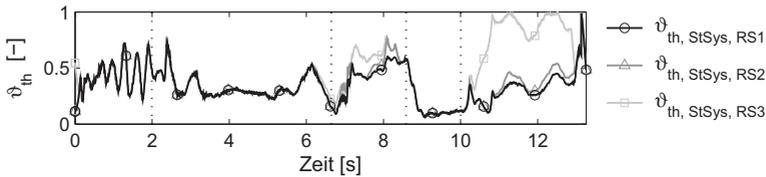


Abb. 4.21: Relatives theoretisches Leistungssparpotential Steuerungssystem (Messung RZ)

Neben der Zuordnung zu den grundlegenden Energiesparmaßnahmen (über die RS) können die auftretenden Verluste entsprechend ihrer Entstehungsursache in funktionale Verluste und Wirkungsgradverluste der Komponenten eingeteilt werden (vgl. S. 48). Es wird vorausgesetzt, dass der Einsatz effizienter Komponenten stets angestrebt wird. Bei der Analyse des Energiesparpotentials eines Steuerungssystems interessieren vor allem die funktionalen Verluste, da diese über eine Veränderung des Systemaufbaus oder der Parameter der Funktionselemente verringert werden können.

Es wird ein weiterer Lagekennwert definiert, der das relative theoretische Leistungssparpotential ϑ_{th} um eine Information über die voraussichtliche praktische Nutzbarkeit, d. h. den zu erwartenden Anteil funktionaler Verluste, erweitert. Das relative praktische Leistungssparpotential ϑ_{pr} ergibt sich nach Gl. (4.43) durch Multiplikation eines Nutzbarkeitsbeiwerts λ mit ϑ_{th} . λ kann Werte zwischen 0

und 1 annehmen. Wird die Summe der Verluste durch Komponentenwirkungsgrade in der Messung/Simulation erfasst, ist der Nutzbarkeitsbeiwert λ die Differenz aus 1 und dem Quotienten aus Wirkungsgradverlusten $P_{\text{Verlust(WG)}}$ und Gesamtverlusten P_{Verlust} (Gl. (4.44)). Er entspricht damit dem Anteil der funktionalen Verluste an den Gesamtverlusten .

$$\vartheta_{\text{pr,RSi}}(t) = \lambda_{\text{RSi}}(t) \cdot \vartheta_{\text{th,RSi}}(t) \quad (4.43)$$

$$\text{mit } \lambda_{\text{RSi}}(t) = \left(1 - \frac{P_{\text{Verlust(WG),RSi}}(t)}{P_{\text{Verlust,RSi}}(t)} \right) \quad (4.44)$$

Die Erfassung aller Verluste durch Komponentenwirkungsgrade ist aufwendig und erfordert die Messung zahlreicher weiterer Leistungsgrößen sowie eine Differenzierung hinsichtlich der für die jeweiligen Referenzsysteme relevanten Leistungsströme. Um eine Abschätzung der praktischen Nutzbarkeit des theoretischen Leistungssparpotentials zu ermöglichen, werden zwei vereinfachte Nutzbarkeitsbeiwerte λ_A und λ_B vorgeschlagen.

Ein gewisser Anteil der im Steuerungssystem umgesetzten Leistung resultiert stets in Wirkungsgradverlusten der Komponenten. Ist die aktuelle Leistungseffizienz hoch, ist der Anteil der Wirkungsgradverluste an den momentanen Gesamtverlusten voraussichtlich relativ hoch und der Anteil der funktionalen Verluste entsprechend gering. Die Nutzbarkeitsbeiwerte λ_A und λ_B werten das theoretische Leistungssparpotential daher bei hoher Leistungseffizienz ab.

λ_A (Gl. (4.45) u. Abb. 4.22, links) ist die Differenz aus 1 und der aktuellen Leistungseffizienz und stellt damit einen rein qualitativen Bezug zwischen Leistungseffizienz und praktischem Leistungssparpotential her: Je höher die aktuelle Effizienz, umso geringer ist die Chance einer einfachen technischen Nutzbarkeit des aktuellen Leistungssparpotentials. Die Übertragung auf eine Berechnung der absoluten Höhe des nutzbaren Potentials ist nicht zulässig.

$$\lambda_{A,RSi}(t) = 1 - \eta_{P,RSi}(t) \quad (4.45)$$

λ_B (Gl. (4.46) u. Abb. 4.22, rechts) nimmt einen konstanten Anteil der Verluste durch Komponentenwirkungsgrade μ_{WG} an der aktuell vom Steuerungssystem

umgesetzten Leistung an. Als Differenz aus 1 und dem Verhältnis von μ_{WG} zum aktuellen Gesamtverlustsatz $(1 - \eta_{P,RSi}(t))$ beschreibt λ_B analog zu Gl. (4.44) den aktuellen Anteil der funktionalen Verluste an den Gesamtverlusten. Die Gültigkeit der Annahme eines konstanten Verlustsatzes durch Komponentenwirkungsgrade muss im Einzelfall für das jeweilige Antriebssystem überprüft werden. Ist diese gegeben, bietet λ_B eine genauere Abschätzung des praktischen Leistungssparpotentials als λ_A .

$$\lambda_{B,RSi}(t) = \begin{cases} 1 - \frac{\mu_{\text{WG}}}{1 - \eta_{P,RSi}(t)} & \text{für } \eta_{P,RSi}(t) < (1 - \mu_{\text{WG}}) \\ 0 & \text{für } \eta_{P,RSi}(t) \geq (1 - \mu_{\text{WG}}) \end{cases} \quad (4.46)$$

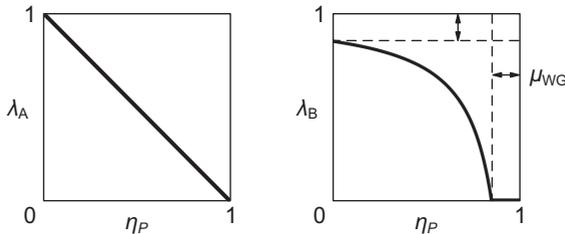


Abb. 4.22: Vereinfachte Nutzbarkeitsbeiwerte λ_A u. λ_B

Für die Beispielmachine ergeben sich $\lambda_{A,RSi}$ und $\vartheta_{\text{prA},RSi}$ nach Abb. 4.23. In den Teilzyklen 1, 2 und 4 (vgl. Abb. 3.4, S. 38) zeigt sich eine deutliche Abwertung gegenüber dem relativen theoretischen Leistungssparpotential ϑ_{th} . Die Teilzyklen 3 und 5 werden dadurch als Bereiche mit dem voraussichtlich am einfachsten technisch zu nutzenden Energiesparpotential hervorgehoben.

Ein großer Teil der Verluste im letzten Zyklusabschnitt ist auf Sekundärverluste zurückzuführen, die durch funktionale Maßnahmen zur Energierückgewinnung verringert werden können. Eine genauere Untersuchung der in beiden Teilzyklen auftretenden Primärverluste zeigt, dass dort hohe Verluste durch Einspannung der Aktoren entstehen (Abb. 4.24). Diese sind teilweise höher als für eine stabile Steuerbarkeit erforderlich und könnten durch eine Veränderung der Ventilsteuerkantengeometrien reduziert werden. Die Energieeffizienz des Antriebssystems

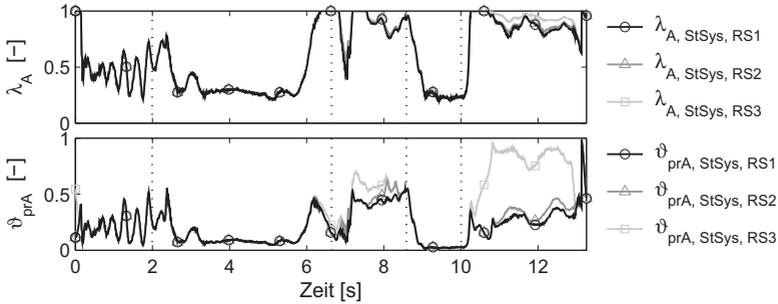


Abb. 4.23: Relatives praktisches Leistungssparpotential Steuerungssystem (Messung RZ)

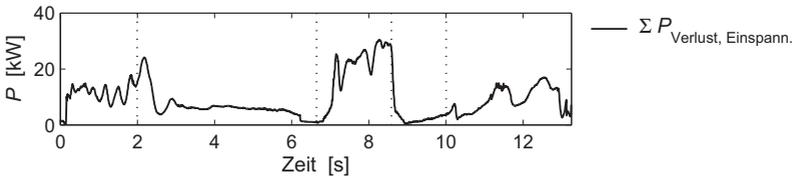


Abb. 4.24: Verluste durch Einspannung (Messung RZ)

würde entsprechend erhöht. Ein Teil der Einspannung ist jedoch auch auf Leitungsverluste zurückzuführen.

Die Abschätzung nach λ_B ist für das Antriebssystem der Beispielmaschine nicht geeignet. Zwar kann über einen weiten Zyklusbereich ein Verlustsatz μ_{WG} von ca. 5–10 % angesetzt werden, jedoch kommt es durch die überproportionale Abhängigkeit der hydraulischen Leitungsverluste vom Volumenstrom [Mur12] insbesondere im Bereich des Löffelentleerens zu einem starken Anstieg des Verlustsatzes (vgl. Abb. 7.12, S. 141).

4.2.5 Sonderfälle

Sektionsbezogene Betrachtung

Soll die Effizienz- und Potentialanalyse auf die einzelnen Verbrauchersektionen des Steuerungssystems heruntergebrochen werden, sind Leistungs- und Energieeffizienz für jede Sektion getrennt aufzustellen. Dabei ist in Zähler und Nenner

ein zusätzlicher Summand für den Leistungsaustausch mit den anderen Sektionen vorzusehen ($\sum P_{\text{SektTransfer}}$).

$$\eta_{P, \text{Sekt}} = \frac{|P_{\text{Gen} \leftarrow \text{Sekt}}| + P_{\text{Sekt} \rightarrow \text{Aktor}} + P_{\text{Sekt} \rightarrow \text{Speicher}} + \sum P_{\text{SektTransfer, ab}}}{P_{\text{Gen} \rightarrow \text{Sekt}} + |P_{\text{Sekt} \leftarrow \text{Aktor}}| + |P_{\text{Sekt} \leftarrow \text{Speicher}}| + \sum P_{\text{SektTransfer, zu}}} \quad (4.47)$$

Der Leistungsfluss in oder aus einem Speicher kann sowohl aus einem zentralen als auch aus einem sektionsinternen Speicher gespeist werden. Bei einem zentralen Speicher ist die Leistungsaufnahme bzw. -abgabe anteilig den einzelnen Sektionen zuzuordnen. Die mit den Generatoren ausgetauschte Leistung muss ebenfalls anteilig bestimmt werden. Die Sektions-Transferleistung ist von der Definition der Sektionsgrenzen abhängig. Die Leistungsabgabe ist die Summe aus allen den anderen Sektionen an ihrer jeweiligen Systemgrenze zur Verfügung gestellten Leistungen. Der Leistungszufluss ist die Summe aller von den anderen Sektionen an der eigenen Systemgrenze zur Verfügung gestellten Leistungen. Die Transferleistungen sind stets positiv einzusetzen. Die Referenzsysteme können analog verwendet werden. Die Sektions-Transferleistungen werden ab RS 2 berücksichtigt.

Variable Motordrehzahl

Sind die Wirkungsgradkennfelder von Verbrennungsmotor, Nebenaggregaten und Generatoren bekannt, kann die verbrauchsoptimale Motordrehzahl zur Bereitstellung der erforderlichen Leistung berechnet werden. Über Definition eines weiteren Referenzsystems, das den Kraftstoffbedarf des realen Systems mit dem Kraftstoffbedarf eines idealisierten Systems mit verbrauchsoptimaler Motordrehzahl vergleicht (Gl. (4.48)), kann das theoretische Energiesparpotential für ein aktives Arbeitspunktmanagement durch Verstellung der Motordrehzahl bestimmt werden. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Verstelldynamik von Motor und Generatoren nicht überschritten wird und der dynamische Leistungsbedarf der Maschine zu jeder Zeit gedeckt werden kann.

$$\eta_{P, n_{\text{opt}}} = \frac{P_{\text{Kraftstoff}, n_{\text{opt}}}}{P_{\text{Kraftstoff}}} \quad (4.48)$$

Speicher zur Leistungsglättung

Wird ein Speicher zur Leistungsglättung eingesetzt, der dem Steuerungssystem über die Generatoren zugeführte, aber aktuell nicht benötigte Energie zwischenspeichert, um diese zu einem anderen Zeitpunkt wieder einzuspeisen (z. B. mit dem Ziel „Rightsizing“), so ist dieser als vorgelagerter Teil des Steuerungssystems zu betrachten, der ausschließlich der Leistungsbereitstellung und nicht der Rückgewinnung von Energie dient. Die vorgestellte Bewertungssystematik kann weiter angewendet werden, indem die Terme zur Bestimmung der Leistungs- und Energieeffizienz um ein zusätzliches Speicherglied erweitert werden, das nur dem oben beschriebenen Zweck dient. Wird ein gemeinsamer Speicher für Leistungsglättung und Energierückgewinnung verwendet, kann bei der differenzierten Potentialanalyse nur das Referenzsystem 3 in seiner bestehenden Form angewendet werden.

4.3 Vergleich von Antriebssystemen

Beim Vergleich von Antriebssystemen ist nicht die Effizienz des Antriebssystems entscheidend, sondern die des gesamten Arbeitsvorgangs. Nur wenn das Antriebssystem einen effizienten Maschinenbetrieb ermöglicht, ist es tatsächlich für den Einsatz geeignet.

Das zu betrachtende System erweitert sich um Arbeitsgerät und Prozess (s. Abb. 4.25, links). Das Arbeitsgerät kann i. d. R. potentielle und kinetische Energie zwischenspeichern. Dies wird über ein entsprechendes passives Speicherglied berücksichtigt. Antriebssystem und Arbeitsgerät bilden zusammen die Maschine. Unter dem Prozess ist die Interaktion zwischen Arbeitsgerät und Umgebung zu verstehen. Die aus der Interaktion resultierenden Kräfte müssen während des Arbeitsvorgangs von der Maschine überwunden werden. Für die Beispielmachine ergibt sich das Gesamtsystem nach Abb. 4.25, rechts.

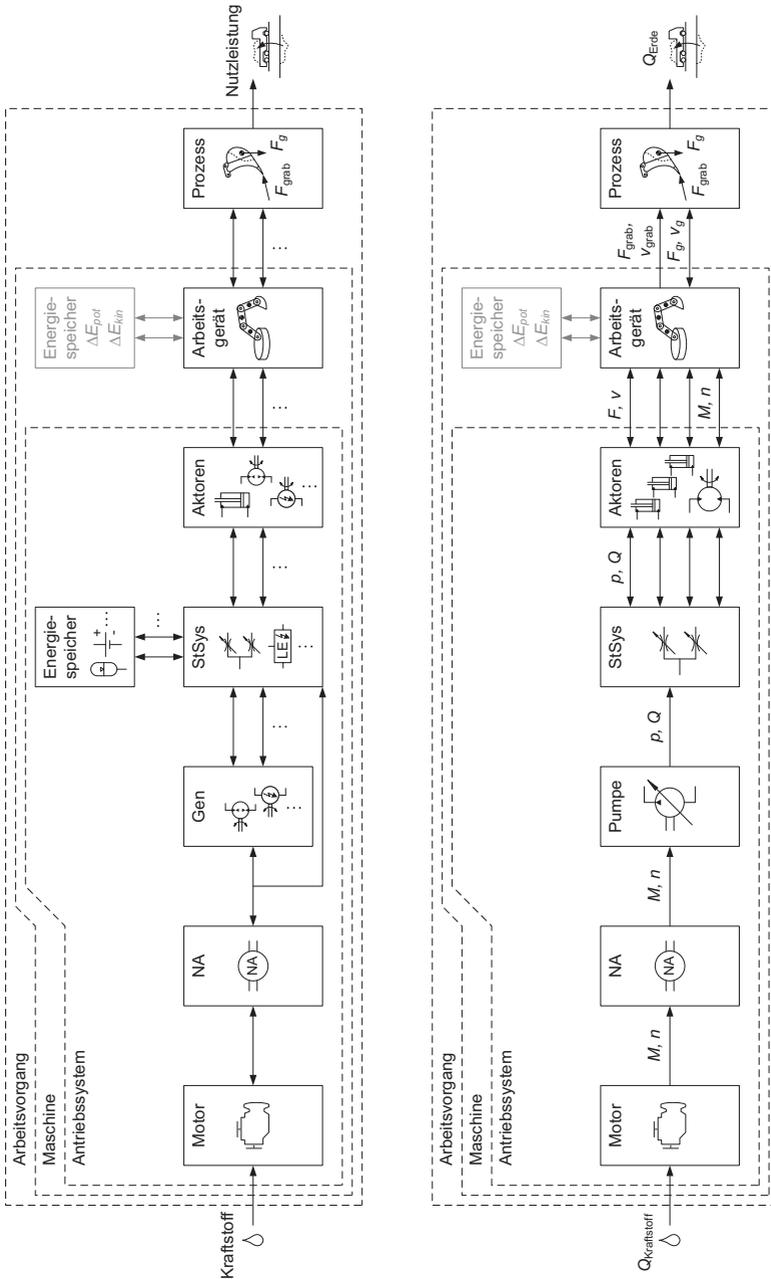


Abb. 4.25: Variablen u. Systemgrenzen Arbeitsvorgang (l: allgemein, r: Beispielmachine)

4.3.1 Aufstellen der energetischen Gesamtbilanz des Arbeitsvorgangs

Ausgehend von der erweiterten Systemstruktur kann die energetische Gesamtbilanz für den Arbeitsvorgang aufgestellt werden.

Beim Baggern ist die physikalische Nutzarbeit nicht exakt bestimmbar. Sie setzt sich aus der Höhenveränderung des bewegten Materials sowie der minimal erforderlichen Energie zum Lösen des Materials zusammen. Da die verfahrensunabhängige minimale Löseenergie eines Erdvolumens nicht exakt bestimmt werden kann, wird hier in Übereinstimmung mit der DIN ISO 9245 [DIN95] der Volumenstrom Q_{Erde} [m^3/h] als abstrakte Beschreibung der Nutzleistung von Erdbaumaschinen verwendet. Das bewegte Erdvolumen ist unmittelbar mit der physikalischen Leistung verknüpft, ohne dass diese explizit bestimmt werden muss. In der Konsequenz wird eine an die jeweilige Anwendung anpassbare Effizienzbeschreibung des Gesamtvorgangs verwendet – die „Aufgabeneffizienz“. Diese wird definiert als Quotient aus einem allgemeinen „Aufgabennutzen“ und dem dafür erforderlichen energetischen „Aufgabeneinsatz“ bei der Erledigung einer Arbeitsaufgabe (Gl. (4.49)). Die Aufgabeneffizienz kann beliebige Einheiten annehmen. Für Aufgabeneinsatz und Aufgabennutzen können durchschnittliche zeitbezogene oder über die Aufgabendauer integrierte Werte eingesetzt werden. Eine Unterscheidung in Leistungs- und Energieeffizienz entfällt, da stets eine vollständige Arbeitsaufgabe betrachtet wird.

$$\text{Aufgabeneffizienz} = \frac{\text{Aufgabennutzen}}{\text{Aufgabeneinsatz}} = \eta_{\text{Aufgabe}} \quad (4.49)$$

Für den Bagger ergibt sich die Aufgabeneffizienz zu

$$\eta_{\text{Aufgabe, Bagger}} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{l}} \right] = \frac{Q_{\text{Erde}} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]}{Q_{\text{Kraftstoff}} \left[\frac{\text{l}}{\text{h}} \right]} = \frac{V_{\text{Erde}} \left[\text{m}^3 \right]}{V_{\text{Kraftstoff}} \left[\text{l} \right]}. \quad (4.50)$$

Die Aufgabeneffizienz stellt bei gleichen Versuchsbedingungen bzw. Simulationsparametern eine geeignete Basis für den relativen Vergleich verschiedener Antriebssysteme dar.

Abb. 4.26 zeigt die energetische Gesamtbilanz des Baggervorgangs für die bereits in den vorangegangenen Abschnitten verwendeten gemessenen 20 Arbeitszyklen. Es ergibt sich ein gemittelter Kraftstoffbedarf der Beispielmachine von 84,1 ml, um eine Löffelfüllung Erde zu lösen und auf den fiktiven LKW zu verladen. Die tatsächliche Löffelfüllung wurde in den Messungen nicht gemessen. Da in den Messungen intensives Leistungsbaggern durchgeführt wurde, wird eine maximale Löffelfüllung nach SAE [SAE93] angenommen. Diese entspricht ca. $0,75 \text{ m}^3$ gewachsenem Boden. Hochgerechnet auf eine Stunde ergibt sich damit ein mittlerer Erdvolumenstrom von $197,3 \text{ m}^3/\text{h}$ bei einem mittleren Kraftstoffvolumenstrom von $22,3 \text{ l/h}$. Dies resultiert in einer Aufgabeneffizienz von 8,86 Kubikmetern bewegter Erde je eingesetztem Liter Kraftstoff.

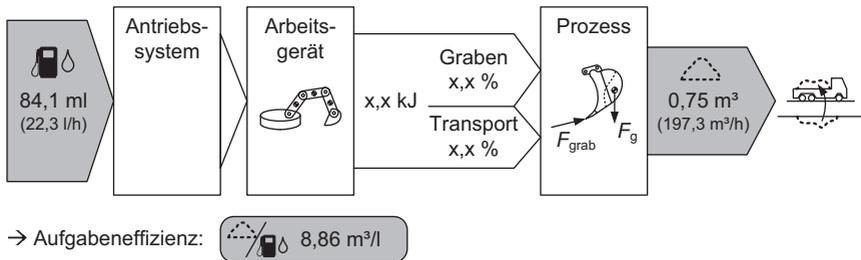


Abb. 4.26: Gesamtbilanz Arbeitsvorgang (\emptyset 20 gemessene AZ)

Der Energietransfer zwischen Arbeitsgerät und Prozess kann für die Messungen nicht bestimmt werden, da die am Löffel übertragenen Kräfte in den Messungen nicht erfasst wurden. Dies gilt ebenfalls für die Aufteilung des Energietransfers in die Anteile für den Grabvorgang und den Transport des gelösten Materials. Mit Hilfe der Simulation können die entsprechenden Werte bestimmt werden (vgl. Kapitel 7).

4.3.2 Hinweise zur Bildung eines zusammenfassenden Effizienzkennwerts

Um ein abschließendes Bild der Energieeffizienz eines Antriebssystems zu erhalten, sollten alle relevanten Arbeitsaufgaben der betrachteten Maschine simuliert werden und die resultierenden Aufgabeneffizienzen gewichtet nach der Häufigkeit

der Arbeitsaufgaben im realen Einsatz in die Bewertung eingehen. Dabei können allgemeine standardisierte Einsatzprofile oder speziell auf den zu erwartenden Maschineneinsatz zugeschnittene Profile verwendet werden.

Wird der Leistungsabruf für die betrachtete Maschine durch einen realen Fahrer bzw. über Abbildung des Fahrerverhaltens generiert, ist die Zeit zur Bewältigung der Arbeitsaufgaben nicht fest vorgegeben, sondern das Resultat aus dem Zusammenspiel von Fahrer und Maschine. Da die benötigte Zeit ein Faktor der Zielerreichung darstellt und die reinen Effizienzwerte keine Information über die benötigte Zeit enthalten, muss die Zeit separat in die Bestimmung eines abschließenden Energieeffizienzkennwertes einfließen. Dies kann am einfachsten über Einstufung nach Durchschnittsleistung und durchschnittlichem Kraftstoffverbrauch in eine entsprechende Bewertungsklassifizierung erfolgen. Die genauen Modalitäten des Systemvergleichs müssen für jede betrachtete Klasse mobiler Arbeitsmaschinen individuell festgelegt werden.

Derzeit werden mobile Arbeitsmaschinen weder durch die EU-Richtlinie zur Energieverbrauchskennzeichnung [Eur10] noch durch die EU-Richtlinie zur umweltgerechten Gestaltung energieverbrauchsrelevanter Produkte ([Eur09], sog. Ökodesign-Richtlinie) erfasst. Die europäischen Standardisierungsbemühungen werden bislang noch durch unterschiedliche Einschätzungen der Maschinenhersteller bezüglich der Vorteilhaftigkeit vergleichender Effizienzbewertungen im internationalen Wettbewerb erschwert [Jac13]. Es besteht jedoch ein steigendes Interesse des Endkunden an einer möglichst transparenten Darstellung der Maschineneffizienz. Gleichzeitig ist diese die Grundlage für eine zielgerichtete technische Weiterentwicklung der Maschinen. Die Weiterentwicklung der Bewertungsmethoden wird daher auch zukünftig Gegenstand intensiver Forschungsbemühungen sein.

5 Dynamische Vorwärtssimulation des Baggervorgangs

In diesem Kapitel wird der Aufbau einer dynamischen Vorwärtssimulation des Baggervorgangs vorgestellt. Das resultierende Simulationsmodell ist die Grundlage für die Entwicklung des Fahrermodells in Kapitel 6 und die Durchführung der simulativen Effizienzbewertung in Kapitel 7. Es wird die Modellierung der Teilmodelle sowie ihre Verknüpfung zum Gesamtmodell dargestellt. Die Modellierungstiefe wird entsprechend dem Ziel „Energieeffizienzbewertung“ gewählt. Ziel ist nicht die genauestmögliche Abbildung des realen Systems, sondern die realitätsnahe Abbildung aller leistungsrelevanten Größen. Die Validierung der Gesamtsimulation erfolgt über Vorgabe gemessener Steuerdrücke und Vergleich der simulierten Systemgrößen mit den gemessenen.

5.1 Überblick Gesamtmodell und Analysesoftware

Abb. 5.1 zeigt die oberste Ebene des Gesamtmodells in der Simulationsumgebung *Matlab/Simulink*¹. Das Modell setzt sich aus den folgenden Teilsystemen zusammen:

- ① Hydraulisches Antriebssystem
- ② Mechanik Arbeitsgerät
- ③ Motor und Nebenaggregate
- ④ Prozesskräfte

Das Fahrermodell ⑤ wird in diesem Kapitel nicht betrachtet und war während der Simulationen inaktiv.

¹Multi-Domänen-Simulationsprogramm der Firma Mathworks

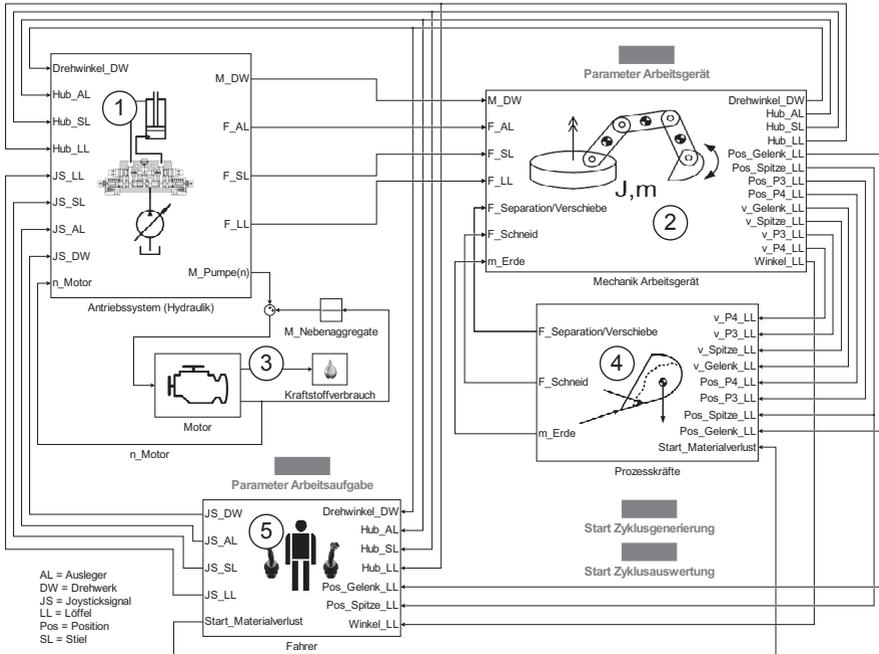


Abb. 5.1: Oberste Ebene Simulationsmodell

Im hydraulischen Antriebssystem werden ausgehend von den Ansteuersignalen (hier: gemessene Steuerdrücke, später: Joysticksignale des Fahrermodells) und einer aufgeprägten konstanten Motordrehzahl die Volumenstromverteilung und der Druckaufbau in den Aktoren bestimmt. Die resultierenden Zylinderkräfte und das Drehwerksmoment werden an das mechanische Modell des Arbeitsgeräts übergeben. In diesem werden die Bewegungen der Arbeitsarmelemente berechnet und an die Aktoren zurückgemeldet. Abhängig von den Bewegungen des Arbeitsgeräts werden im Prozessmodell die erforderlichen Kräfte zur Überwindung des Grabwiderstands bestimmt und zusammen mit der Masse des sich aktuell im Löffel befindlichen Materials an das Mechanikmodell übergeben. Das dem Motor abgeforderte Drehmoment wird im hydraulischen Antriebssystem bestimmt, um das Lastmoment der Nebenaggregate erhöht und im Motormodell unter Berücksichtigung der Motordrehzahl in einen aktuellen Kraftstoffbedarf umgerechnet.

Ergänzend zum Aufbau der Gesamtsimulation wurde ein umfangreiches Softwarepaket zur Parametrierung der Simulation sowie zur Auswertung der Mess- und Simulationsergebnisse erstellt (Abb. 5.2). Über Parametrierungsdialoge können die einzelnen Teilmodelle der Simulation parametriert werden. Ein Tool zur Zyklusextraktion ermöglicht die Extraktion einzelner Zyklen aus einer Messreihe. Dabei können Teilzyklen für die weitere Analyse definiert werden. Ein weiteres Tool zur Zyklusanalyse ermöglicht die visuelle und energetische Analyse der gemessenen und simulierten Arbeitszyklen. Es werden die Zeitverläufe der relevanten Systemgrößen sowie die dreidimensionalen Bahnkurven der Zyklen aus verschiedenen Perspektiven dargestellt. Ein vereinfachtes Abbild der realen

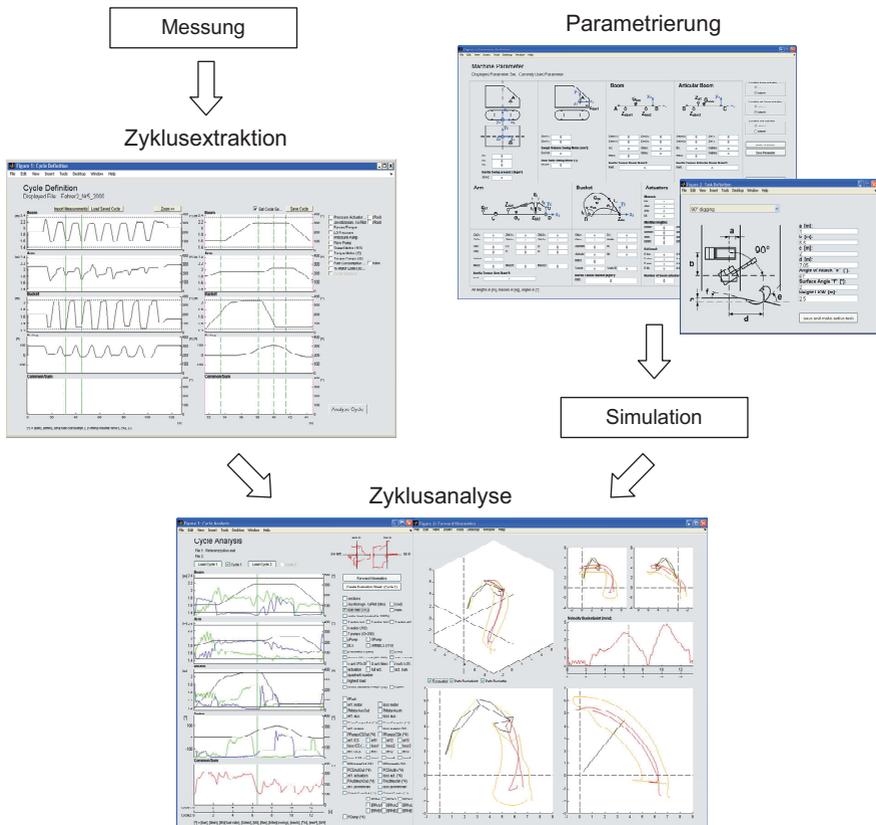


Abb. 5.2: Softwarepaket zur Simulationsparametrierung und Zyklusanalyse

Baggerkinematik fährt die Bahnkurven in Abhängigkeit der Position eines Cursors im Feld der Systemgrößen ab und ermöglicht so die unmittelbare Zuordnung des Verlaufs der Systemgrößen zur aktuellen Position des Baggers. Die Auswertung beinhaltet die automatisierte Berechnung der Leistungs- und Energiekenngrößen zur Effizienzbewertung nach Kapitel 4.

5.2 Modellierung der Teilmodelle

5.2.1 Hydraulisches Antriebssystem

Das hydraulische Antriebssystem umfasst Pumpe, Steuerungssystem und Aktoren. Die Beispielmachine besitzt ein 1-Kreis-*Load-Sensing*-Steuerungssystem mit einem momentengesteuerten Drehwerk (s. hierzu [KGJ12]) und wird von einer rein generatorisch wirkenden Pumpe angetrieben. Abb. 5.3 zeigt den schematischen Aufbau des Hydrauliksystems.

Simuliert wird die Oberwagenhydraulik mit den Aktoren Ausleger-, Stiel- und Löffelzylinder sowie Drehwerksmotor. Das Fahrwerk spielt für die Effizienzbewertung eine untergeordnete Rolle, da es während des Arbeitsvorgangs i. d. R. nicht betätigt wird. Über die vier hydraulisch vorgesteuerten Hauptventilschieber im Steuerblock des Systems wird der Volumenstrom auf die vier Aktoren verteilt. Druckwaagen sorgen dafür, dass die Verteilung unabhängig von den anliegenden Lasten erfolgt. Im Fall der Zylinder sind die Druckwaagen den Hauptventilen nachgeschaltet und über eine gemeinsame LS-Leitung verbunden. Sie gewährleisten einen gleichhohen Druckabfall über allen Ventilsteuerkanten. Die Drehwerksdruckwaage ist dem Ventilschieber vorgeschaltet und arbeitet autark. Dadurch wird dem Drehwerk eine Priorität eingeräumt. Das Absenken des Auslegers erfolgt über zwei Rohrbruchsicherungen. Der Stiel besitzt eine Möglichkeit zur sektionsinternen Regeneration des Volumenstroms. Der Verstellausleger ist voll ausgefahren und wird während der Simulation nicht betätigt.

Die Hydraulik wird in der Software *AMESim*² modelliert und als Co-Simulation in die Gesamtsimulation integriert. Hinter Teilmodell eins in Abb. 5.1 verbirgt sich

²Multi-Domänen-Simulationsprogramm der Firma Siemens PLM Software

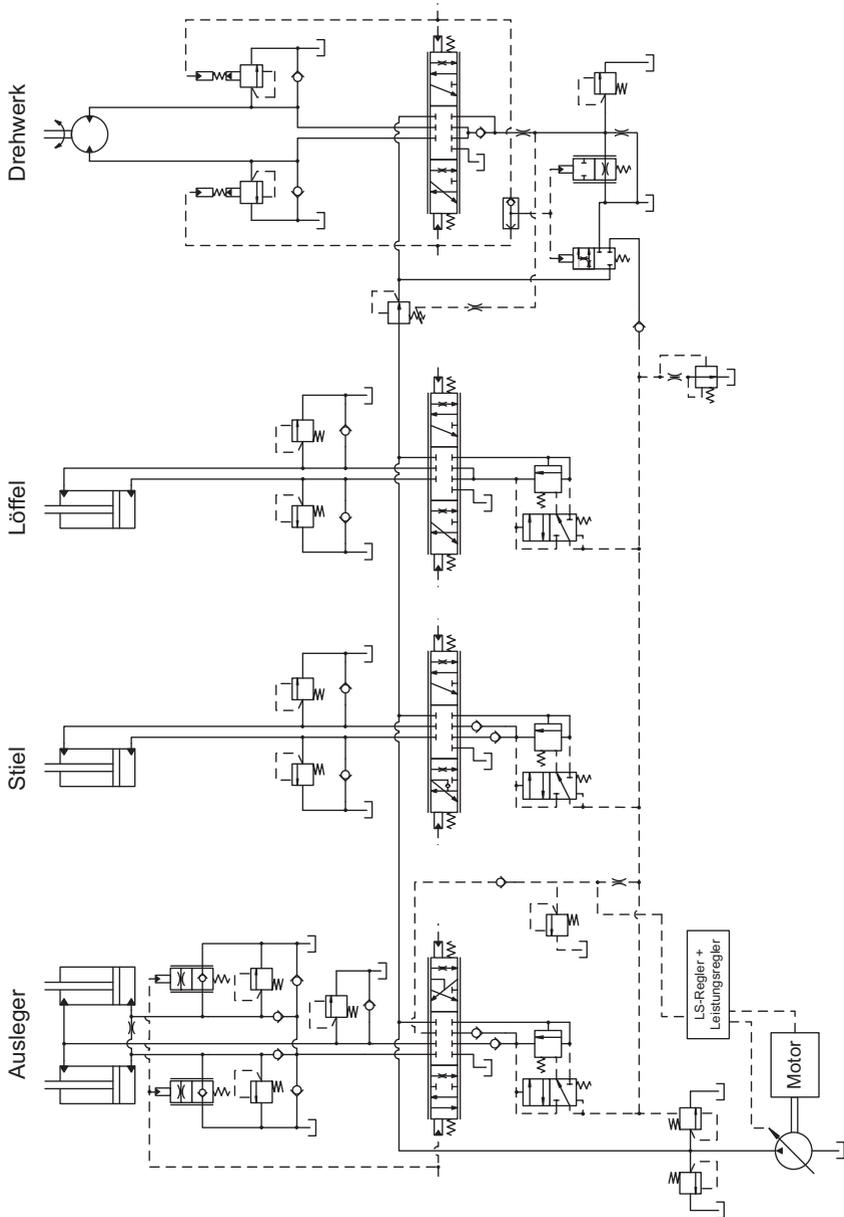


Abb. 5.3: Hydrauliksystem Oberwagen Beispielmachine (schematisch)

ein Interface, über das alle relevanten Systemgrößen mit einem festen Kommunikationsintervall zwischen den Programmen ausgetauscht werden. Beide Programme müssen während der Simulation laufen und verwenden ihren eigenen Solver. Ein Intervall von 1 ms hat sich als geeignet erwiesen (vgl. [Völ11]).

Alle für die Funktion des Hydrauliksystems relevanten Systemkomponenten werden im Modell abgebildet. Leitungen und Kanäle werden zu konzentrierten Volumina zusammengefasst, die über Funktionselemente (Blenden, Rückschlagventile,...) miteinander verbunden werden (1D-Simulation). Leitungswiderstände werden zu repräsentativen, blendenförmigen Einzelwiderständen zusammengefasst. Aktoren, Steuerkolben und Druckwaagen werden physikalisch abgebildet (masse- und reibungsbehaftet), Rückschlagventile und Druckbegrenzungsventile idealisiert. Der Wirkungsgrad der Pumpe wird über je ein statisches Kennfeld für den hydraulisch-mechanischen und den volumetrischen Wirkungsgrad abgebildet. Die Wirkungsgrade sind abhängig von der Pumpendrehzahl, der anliegenden Druckdifferenz sowie dem aktuellen Verstellwinkel. Die Reibwerte der Aktoren werden über Versuchsmessungen parametrisiert. Es wird ein konstanter und ein geschwindigkeitsabhängiger Reibanteil angenommen. Die Pumpe besitzt einen hydraulischen Leistungsregler. Über eine elektronische Grenzlastregelung kann der Leistungsregler übersteuert werden, um ein Abwürgen des Motors zu verhindern. In den vorliegenden Messungen zeigt sich ein konstanter Wert für die maximale Pumpenleistung. Dieser wird in Form einer idealisierten Leistungsregelung in die Simulation übernommen.

5.2.2 Mechanik Arbeitsgerät

Die Mechanik des Arbeitsgeräts wird über die *Simulink*-Toolbox *SimMechanics* abgebildet. *SimMechanics* ist eine Mehrkörpersimulations-Toolbox, die das dynamische Zusammenwirken starrer Körper beschreibt. Im Modell werden über die Newtonschen Bewegungsgleichungen die aus den angreifenden Zylinderkräften und dem Drehwerksmoment resultierenden Bewegungen der Arbeitsarmelemente im dreidimensionalen Raum berechnet. Die einzelnen Elemente des Arbeitsgeräts werden als nicht-elastische, masse- und trägheitsbehaftete Körper modelliert und

über rotatorische sowie translatorische Gelenke miteinander verbunden. Die Gelenkreibung der Arbeitsarmgelenke wird vernachlässigt. Die Reibung des Drehwerkslagers wird ebenso wie das eingesetzte Übersetzungsgetriebe dem Drehwerksmotor zugeordnet und im Hydraulikmodell abgebildet. Abb. 5.4 zeigt die Visualisierung des MKS-Modells des Oberwagens in *SimMechanics*. Um die Parametrierung des Modells zu erleichtern, wurde ein Parametrierungsdialog erstellt, der den Elementen des Arbeitsarms die entsprechenden Parameter zuweist und den Arbeitsarm in die gewünschte Startposition bringt (vgl. Abb. 5.2).

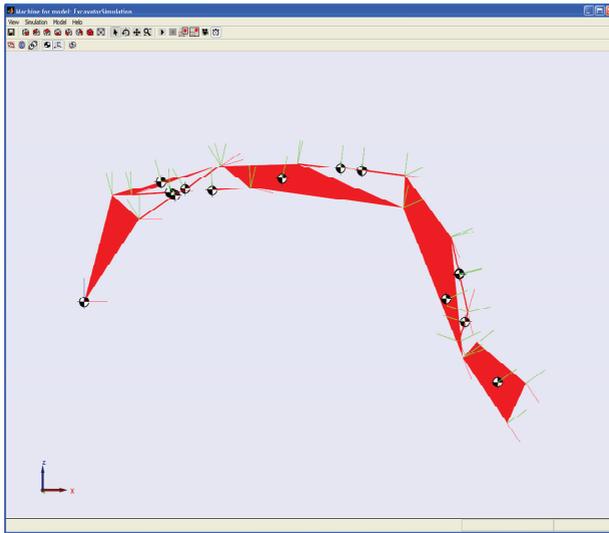


Abb. 5.4: Visualisierung Mechanik Arbeitsgerät

5.2.3 Motor und Nebenaggregate

Der Dieselmotor wird statisch über Kennfelder abgebildet. Neben einem Kennfeld für das drehzahlabhängige Reibmoment des Motors wird ein Verbrauchskennfeld verwendet, das den Kraftstoffbedarf in Abhängigkeit von Motormoment und Motordrehzahl angibt.

Nach [Bli11] ist die Verwendung eines statischen Verbrauchskennfelds anstelle eines dynamischen Modellierungsansatzes für die Verbrauchssimulation mobiler

Arbeitsmaschinen zulässig. Bei Verwendung eines statischen Modells kommt es gegenüber der dynamischen Modellierung zu zwei wesentlichen Abweichungen, die sich in ihrer Auswirkung gegenseitig aufheben. Bei einem angenommenen Lastmomentsprung bleibt im statischen Modell die Drehzahl konstant und der Motor wechselt unmittelbar in den stationären höheren Verbrauch des neuen Arbeitspunkts. Bei der realen Maschine bzw. der dynamischen Modellierung kommt es zunächst zu einem Drehzahleinbruch und in der Folge zu einer Erhöhung der Einspritzmenge, die kurzzeitig über den Wert des neuen stationären Arbeitspunktes hinausgeht, da die mit verringerter Drehzahl umlaufenden Motorträgheiten wieder beschleunigt werden müssen. Das statische Modell errechnet in der ersten Hälfte dieser Phase einen höheren Verbrauch als das dynamische Modell, wodurch das anschließende „Überschwingen“ des Verbrauchs im dynamischen Modell kompensiert wird. Zu berücksichtigen ist, dass es durch einen Drehzahleinbruch zu einer Verlangsamung des Arbeitszyklus kommt, die in der abschließenden Bewertung eines Antriebskonzepts berücksichtigt werden muss. Bei der vorliegenden Maschine treten jedoch nur geringe Drehzahlreduktionen auf, da die Leistungsabnahme der Arbeitshydraulik über den Leistungsregler der Pumpe auf ca. 70 % der Motorleistung begrenzt ist. Die statische Modellierung des Motors ist daher zulässig.

Das Lastmoment der Nebenaggregate ist in der Regel annähernd drehzahlabhängig. Da die Motordrehzahl in der Simulation konstant bleibt, werden die Nebenaggregate vereinfachend als konstantes Lastmoment abgebildet, das aus Messdaten ermittelt wird.

5.2.4 Prozesskräfte

Im Modell zur Abbildung der Prozesskräfte werden drei verschiedene Kraftanteile berechnet, die im Folgenden vorgestellt werden:

- Separationskraft
- Schneidkraft
- Verschiebekraft

Die Kräfte werden statisch auf Basis der vom Mechanikmodell berechneten Position des Löffels gegenüber der Grabebene bestimmt und an das Mechanikmodell zurückgemeldet. Dynamische Effekte werden vernachlässigt. Neben den drei Grabkraftanteilen wird die Masse des vom Löffel aufgenommenen Materials bestimmt und im MKS-Modell der Mechanik zur Löffelmasse addiert.

Separationskraft

Die Separationskraft beschreibt die Kraft, die erforderlich ist, um die Erde vor dem Löffel zum Bruch zu zwingen und zu verdrängen. Als Basis zur Bestimmung der Separationskraft wird das Keilmodell nach Park [Par02] (vgl. Kapitel 2.2.2, Abb. 2.4, S. 32) verwendet, da es die Mechanik des Grabvorgangs am genauesten abbildet. Im Folgenden werden die Punkte dargestellt, in denen vom Vorgehen nach Park abgewichen wird.

Die Veränderung der aktiven Werkzeugfläche durch die sich im Löffel ansammelnde Erde wird genauer abgebildet. Es wird angenommen, dass die aktive Werkzeugfläche kontinuierlich zwischen der Bodenplatte des Löffels und der Verbindungsebene Zahnschneide–Löffelgelenk anwächst (Abb. 5.5).

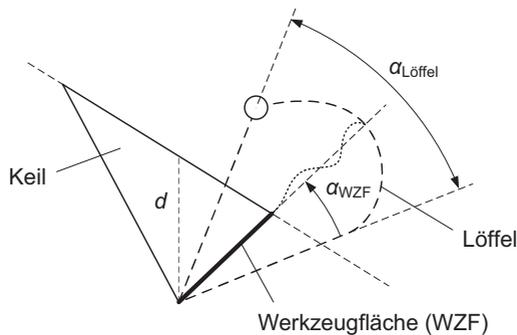


Abb. 5.5: Wandernde Werkzeugfläche Keilmodell (Schaufel teilweise gefüllt)

Der Winkel gegenüber der Bodenplatte α_{WZF} wächst nach Gl. (5.1) proportional zum Verhältnis des im Löffel angesammelten Erdvolumens V_{Erde} zum gestrichenen Löffelvolumen $V_{\text{Löffel, gestrichen}}$.

$$\alpha_{WZF} = \frac{V_{Erde}}{V_{Löffel, gestrichen}} \cdot \alpha_{Löffel} \quad (5.1)$$

Das aktuelle Erdvolumen im Löffel ist die Summe der Erde, die während des Grabens die durch die Länge d und die Breite des Löffels definierte Fläche passiert minus des Volumens im rechten Teil des Keils. Die Volumenvergrößerung der Erde während des Lösens wird durch einen parametrierbaren Auflockerungsfaktor berücksichtigt. Mit der Veränderung der Werkzeugfläche verändern sich auch die Reib- und Kohäsionsparameter, da nun Erde auf Erde gleitet. Die im Löffel befindliche Erde geht als veränderliche Masse im Schwerpunkt des Löffels in die Berechnungen des Mechanikmodells ein.

Die Separationskraft bestimmt sich unter Berücksichtigung der aktuellen Keilgeometrie nach der Gleichung von Park (Gl. (2.15), S. 33). Auch bei Park ist zusätzlich noch die Adhäsionskraft zwischen Keil und Werkzeugfläche $c_a L_1$ zur Bildung des vollständigen Grabkraftanteils aus der Separation zu berücksichtigen. Es gilt das Kräftegleichgewicht nach Abb. 2.3, S. 30. Für die Separationskraft wird vereinfachend ein mittlerer konstanter Angriffspunkt nach Abb. 5.6 angenommen.

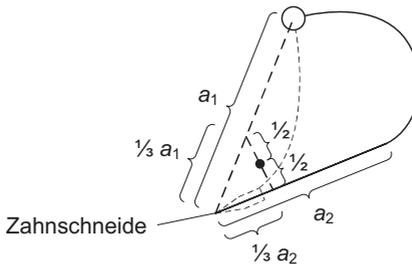


Abb. 5.6: Angriffspunkt Separationskraft

Der Vereinfachung liegt die Annahme zugrunde, dass sich an den möglichen Werkzeugflächen ein tendenziell dreieckförmiger Spannungszustand einstellt, der gleichbedeutend mit dem Angriff einer resultierenden Kraft bei einem Drittel der Seitenlänge ist. Die Länge a_1 ist der Abstand zwischen Löffelgelenk und Spitze der Zahnschneide. Die Länge a_2 ist die Länge des ebenen Teils der Bodenplatte des Löffels in direkter Verlängerung der Zahnschneide. Der Angriffswinkel der

Separationskraft wird vektoriell bestimmt unter Berücksichtigung der aktuellen Werkzeugfläche (vgl. Kapitel 2.2.2).

Schneidkraft

Eine weitere Kraft wirkt während des Grabens dem Eindringen der Zahn- und Seitenschneiden in den Boden entgegen. Da kein analytischer Ansatz gefunden werden konnte, der für die Abbildung des Eindringens keilförmiger Zähne in den Erdboden geeignet erscheint, wird auf einen experimentellen Ansatz zurückgegriffen. Über eine Simulation wird die Kraft ermittelt, die beim ersten Eindringen des Löffels in die Erde erforderlich ist, um die zu diesem Zeitpunkt gemessenen Zylinderdrücke zu erzeugen. Für den weiteren Verlauf der Schneidkraft werden folgende Annahmen getroffen: Sie greift am Mittelpunkt der Zahnschneide an und wirkt stets entgegen des Geschwindigkeitsvektors in diesem Punkt. Sie ist ungefähr konstant und kann nur in vollem Umfang wirken, wenn in Richtung des Geschwindigkeitsvektors eine größere Menge Erde vorhanden ist, die den nötigen Widerstand erzeugen kann. Dies gilt bei der Grabsituation nach Abb. 5.7 für die Bewegung in negativer x - und negativer z -Richtung (v_1). Sobald der Geschwindigkeitsvektor eine positive z -Komponente enthält (v_2), wird die z -Komponente der Schneidkraft zu null gesetzt. Die Schneidkraft wird innerhalb der ersten 10 cm Grabtiefe von null auf den vollen Wert gesteigert und beim Austreten aus dem Erdboden entsprechend zurückgenommen. In den Messungen wurde eine maximale Schneidkraft von 25 kN ermittelt.

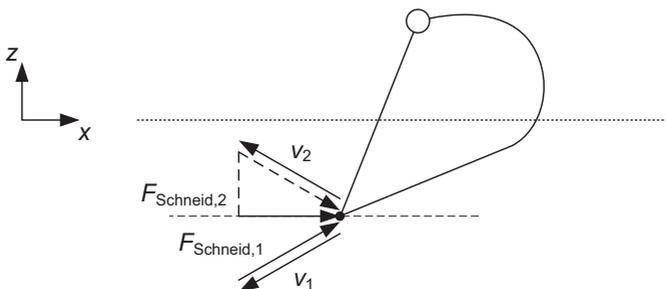


Abb. 5.7: Bestimmung Schneidkraft

Die gemessene Schneidkraft beträgt ungefähr zwei Drittel der gemessenen Gesamtkraft während des Grabvorgangs. Dies wird durch die Untersuchungen von Bergmann in [Ber80] bestätigt. Er führt umfangreiche Messungen der Grabkräfte an einem Bagger durch und verwendet dabei spezielle Löffel, die eigens für die Untersuchungen angefertigt wurden. Unter anderem wird ein Löffel verwendet, der nur aus Löffelanlenkung, Seitenschnneiden und Zahnschneide besteht. Seitenflächen und Löffelboden wurden entfernt. In verschiedenen Versuchen wird der Speziallöffel mit einem vollständigen Löffel verglichen. Der mittlere Grabwiderstand des vollständigen Löffels liegt um 46,6 % über dem des Speziallöffels. Der Kraftanteil der Seiten- und Zahnschnneiden an der Gesamtgrabkraft beträgt damit ebenfalls ca. zwei Drittel. Darüber hinaus weist Bergmann in seinen Versuchen nach, dass dynamische Kraftanteile beim Grabvorgang zu vernachlässigen sind. Er bestimmt den Widerstandsanteil durch Beschleunigungskräfte zu 1,6 %.

Verschiebekraft

Aus den Messungen geht hervor, dass zum Ende des Grabvorgangs eine weitere (relativ geringe) Kraft erforderlich ist, um die Ergebnisse der Messungen reproduzieren zu können. Diese wirkt parallel zur Erdoberfläche entgegen der Grabrichtung und wird interpretiert als Kraft, die erforderlich ist, um Erde, die sich vor dem Löffel angesammelt hat, entlang der Erdoberfläche zu verschieben (Abb. 5.8). Das betroffene Erdvolumen wird dabei nicht in den Löffel aufgenommen. Es wird angenommen, dass die Anhäufung des Verschiebevolumens ab der

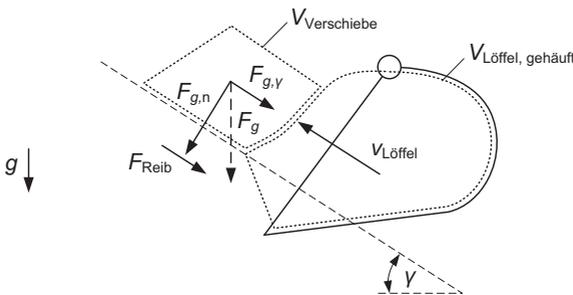


Abb. 5.8: Bestimmung Verschiebekraft

halben gehäuftem Löffelfüllung erfolgt. Im weiteren Verlauf steigt das Volumen $V_{\text{Verschiebe}}$ proportional zur weiteren Löffelfüllung und kann daher maximal die halbe gehäufte Löffelfüllung erreichen. Die Kraft zum Verschieben des Erdvolumens entlang der schiefen Ebene ergibt sich nach Gl. (5.2).

$$F_{\text{Verschiebe}} = F_{g,\gamma} + F_{\text{Reib}} = V_{\text{Verschiebe}} \cdot \rho \cdot g \cdot (\sin \gamma + \cos \gamma \cdot \tan \phi) \quad (5.2)$$

Die Kohäsion wird bei der Relativbewegung vernachlässigt, da es sich um bereits gelöste Erde handelt. Die Verschiebekraft wird innerhalb der letzten 10 cm Grabtiefe linear abgebaut. Der Angriffspunkt der Verschiebekraft wird analog zur Separationskraft nach Abb. 5.6 gewählt.

Grabkräfte des Referenzzyklus

Abb. 5.9 zeigt die drei Kraftanteile der Grabkraft für den simulierten Referenzzyklus. Da die Grabkraft in den Messungen nicht direkt gemessen wurde, erfolgt die Validierung des Prozessmodells im nachfolgenden Abschnitt indirekt über Vergleich der simulierten mit den gemessenen Zylinderkräften. Die Separationskraft ist ungefähr proportional zur Grabtiefe d und kann daher evtl. vereinfacht als konstanter Faktor bezogen auf die Grabtiefe abgebildet werden.

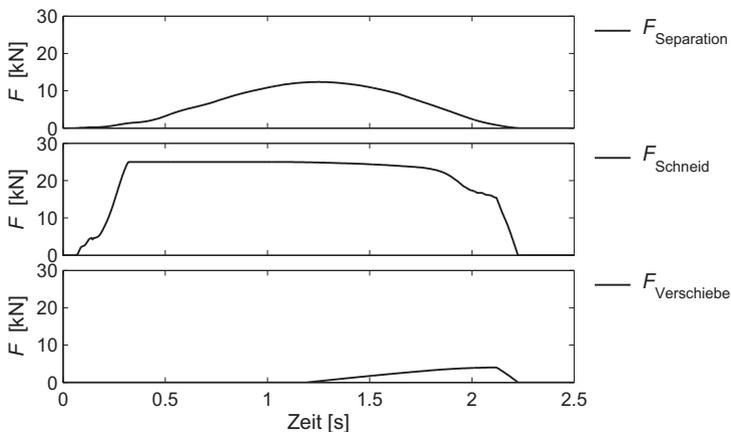


Abb. 5.9: Grabkräfte (Simulation RZ)

In dem vorgestellten Grabkraftmodell werden zahlreiche Vereinfachungen und Annahmen getroffen. Insbesondere zeigt die modellierte Erde starr-plastisches Verhalten. D. h., es findet keine Verformung bis zum Erreichen der Scherfestigkeit statt, sondern die Bruchkraft wird kontinuierlich erreicht. Der Boden wird zudem als homogen angenommen. Das Modell ist daher nicht in der Lage, die beim realen Graben auftretenden Grabkraftschwankungen abzubilden. Empirische Ansätze zur Abbildung dieses Einflusses sind bei Malaguti zu finden [Mal94]. Das Modell ist aber in der Lage, die statische Höhe der Grabkräfte in einer für die Effizienzbewertung ausreichenden Genauigkeit abzubilden (vgl. Abschnitt 5.3). Zur abschließenden Validierung des Modells sind weitere umfangreiche Versuchsmessungen erforderlich. Dieser Aufwand konnte im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht geleistet werden.

5.3 Validierung des Gesamtmodells

Die Validierung des Gesamtmodells erfolgt über die Vorgabe gemessener Steuerdruckverläufe und den Vergleich der resultierenden simulierten Systemgrößen mit den gemessenen. In diesem Abschnitt wird die Nachsimulation des Referenzzyklus aus Kapitel 3 dargestellt. Der Vergleich zwischen Messung und Simulation für zwei weitere exemplarische Einzelzyklen findet sich im Anhang („Zyklus 2“ u. „Zyklus 3“, A.3). Eine weitere Validierung des Simulationsmodells wird in Kapitel 7 anhand der Effizienzbewertung mehrerer nachsimulierter Zyklen vorgenommen.

Abb. 5.10 zeigt den Vergleich der Bahnkurven von Löffelgelenk und Mittelpunkt der Zahnschneide in Messung und Simulation für den Referenzzyklus. Die Bahnkurven sind nahezu deckungsgleich. In Abb. 5.11 sind die Positionen der Aktoren über der Zeit dargestellt. Sie zeigen eine entsprechende Übereinstimmung. Lediglich das Drehwerk stoppt geringfügig früher als in der Messung. Die durchschnittliche Abweichung zwischen Messung und Simulation beträgt beim Auslegerzylinder 3,6 mm, beim Stielzylinder 5,0 mm, beim Löffelzylinder 9,7 mm und beim Drehwerk $2,8^\circ$. Bezogen auf den höchsten während des Zyklus auftretenden Betragswert der jeweiligen Größe entspricht dies Werten von 0,5 % (Ausleger),

0,8 % (Stiel), 1,2 % (Löffel), 3,0 % (Drehwerk) sowie 1,4 % gemittelt über alle Aktoren.

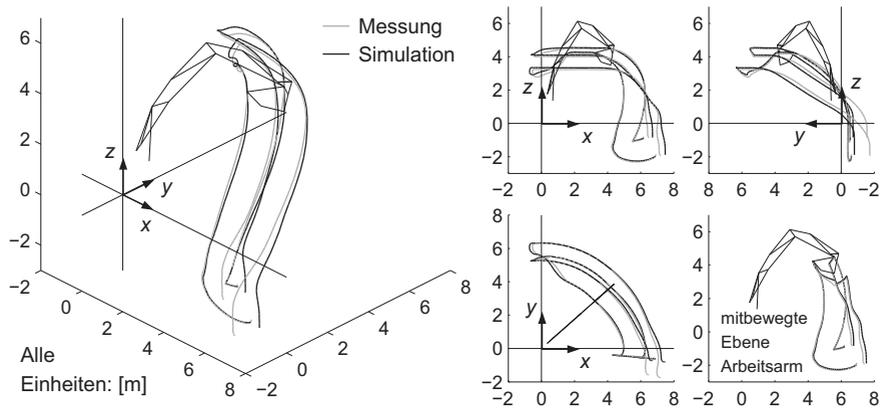


Abb. 5.10: Bahnkurven Löffelgelenk u. Mittelpunkt Zahnschneide (Vgl. Messung/Simulation RZ)

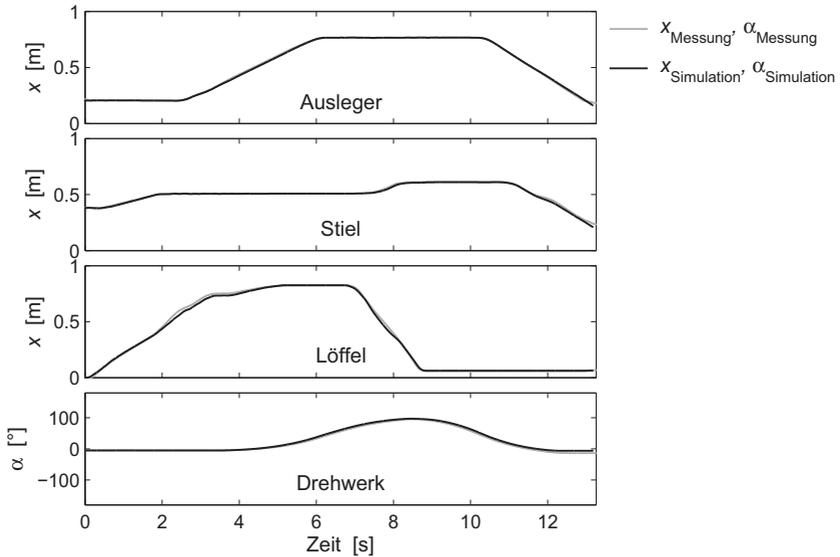


Abb. 5.11: Aktorenpositionen (Vgl. Messung/Simulation RZ)

Abb. 5.12 zeigt die an den Zylindern wirkenden Kräfte und das Drehmoment des Drehwerksmotors. Auch hier ergibt sich eine hohe Übereinstimmung zwischen

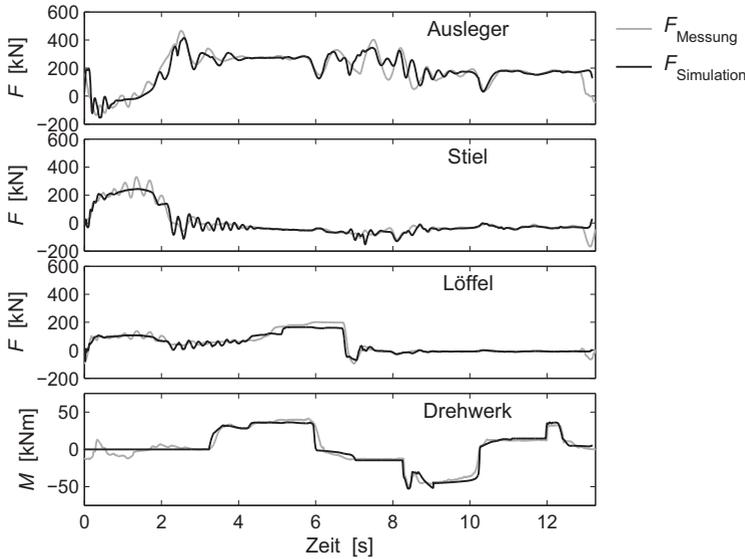


Abb. 5.12: Zylinderkräfte/Drehwerksmoment (Vgl. Messung/Simulation RZ)

Messung und Simulation. Größere Abweichungen sind lediglich im Bereich auftretender Schwingungen erkennbar. Da das Simulationsmodell steifer und weniger gedämpft ist – z.B. durch die Vereinfachung der hydraulischen Widerstände, die nicht abgebildete Elastizität der Arbeitsarmelemente sowie die ideal steife Abstützung des Oberwagens – ist die Frequenz der Schwingungen in der Simulation höher. Darüber hinaus ist das Modell nicht in der Lage, die während des Grabens (Bereich 0–2 s) auftretenden Schwingungen abzubilden, da die Elastizität und das periodische Bruchverhalten der Erde nicht nachgebildet wurden. Die durchschnittlichen Abweichungen zwischen Messung und Simulation betragen beim Auslegerzylinder 33,2 kN (7,2 %), beim Stielzylinder 16,6 kN (5,0 %), beim Löffelzylinder 13,4 kN (6,7 %) und beim Drehwerk 3,8 kNm (7,6 %). Die Prozentzahlen in Klammern beziehen sich auf den maximalen Betragswert der jeweiligen Größe im Verlauf des Referenzzyklus. Gemittelt über alle Aktoren ergibt sich eine durchschnittliche Abweichung von 6,6 %.

Die verhältnismäßig geringen Abweichungen der simulierten Zylinderkräfte und des Drehwerksmoments gegenüber der Messung belegen in Kombination mit den

nahezu übereinstimmenden Aktorenpositionen, dass Mechanik- und Grabkraftmodell eine realistische Leistungsabforderung an den Aktoren generieren (vgl. auch Abb. 7.4, S. 134).

In Abb. 5.13 sind die Drücke in Boden- und Stangenseite der Zylinder sowie die Drücke in beiden Kammern des Drehwerksmotors dargestellt. Die Abweichungen zwischen Messung und Simulation scheinen bei den Aktorendrücken auf den ersten Blick deutlich höher auszufallen. In den leistungsrelevanten Bereichen sind sie jedoch ebenfalls relativ gering. Die größten Abweichungen treten in Bereichen auf, in denen der jeweilige Aktor nicht oder nur geringfügig betätigt wird. Dies gilt z. B. für die Abweichung des Druckniveaus im Stielzylinder im Bereich zwischen 2 und 7 s. Kurz vor Erreichen der 2 s geht die Rücknahme der Stielbetätigung bei Beendigung des Grabvorgangs einher mit einer starken Druckerhöhung auf der Bodenseite. Die entstehenden Drücke hängen bei diesem sehr dynamischen Vorgang von der genauen Modellierung der Zulauf- und Ablaufsteuerkanten sowie der Ventilkolbenbewegung ab. Die realen Steuerkanten ergeben sich durch eine Überlagerung verschiedener dreidimensionaler Nutfor-

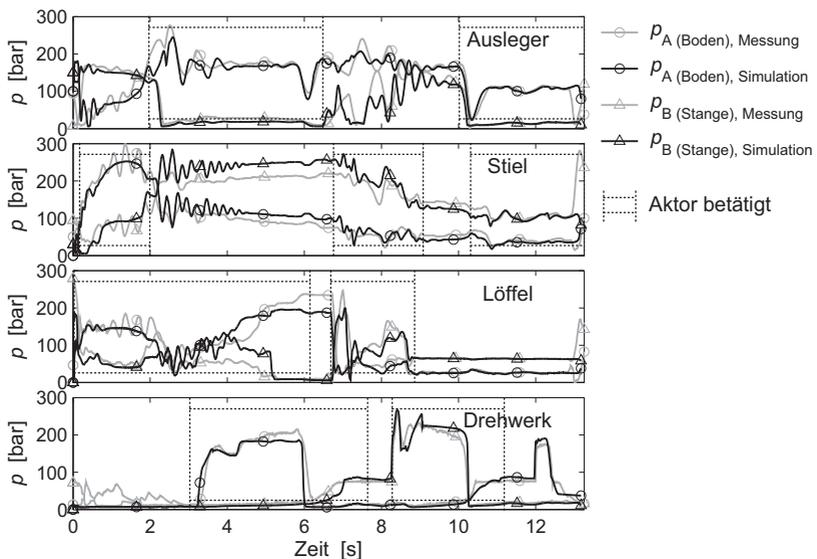


Abb. 5.13: Drücke in A- u. B-Seite der Aktoren (Vgl. Messung/Simulation RZ)

men, die einen komplexen Strömungszustand erzeugen. Im Modell wird lediglich ein repräsentativer zweidimensionaler Querschnittsverlauf als ideale Blende vorgegeben. Bei der Kolbdynamik stellt die richtige Abbildung der Bedämpfung (durch viskose Reibung und Dämpfungsrosseln) eine Unsicherheit dar. Beim schnellen Schließen des Ventils resultieren kurzfristige Abweichungen der wirkamen Öffnungsquerschnitte in abweichenden Drücken in beiden Zylinderkammern. Diese werden dort eingeschlossen und bestimmen die Abweichungen des Druckniveaus in den folgenden Sekunden. In der zweiten Hälfte der ersten Löffelbetätigung zeigen sich ebenfalls höhere Abweichungen. Dort findet jedoch nur ein geringer Leistungsumsatz statt. Die durchschnittlichen Abweichungen der Drücke auf der Bodenseite/Stangenseite betragen beim Auslegerzylinder 17,4 bar/14,3 bar (6,3%/7,7%), beim Stielzylinder 15,7 bar/25,5 bar (5,2%/9,1%), beim Löffelzylinder 16,3 bar/17,9 bar (6,9%/6,4%) und auf der A-/B-Seite des Drehwerkmotors 11,9 bar/12,2 bar (5,5%/4,8%). Die Prozentzahlen in Klammern beziehen sich auf den maximalen Betragswert der jeweiligen Größe im Verlauf des Referenzzyklus. Gemittelt über alle Aktoren und Druckseiten ergibt sich eine durchschnittliche Abweichung von 6,5%, die damit in der Größenordnung der mittleren Abweichung von Zylinderkräften und Drehwerksmoment liegt.

Da die größten Druckabweichungen hauptsächlich in nicht oder nur geringfügig betätigten Phasen auftreten, haben sie keinen großen Einfluss auf die der Pumpe abgeforderte Leistung. Sowohl beim LS-Druck (Abb. 5.14) als auch bei Pumpendruck und Pumpenvolumenstrom (Abb. 5.15) zeigt sich eine hohe grundsätzliche Übereinstimmung der gemessenen und simulierten Zeitverläufe. Beim LS-Druck beträgt die durchschnittliche Abweichung der Simulation gegenüber der Messung 22,6 bar. Dies entspricht 7,6% bezogen auf den Maximalbetrag des LS-Drucks im Verlauf des Referenzzyklus. Die Simulation des Pumpendrucks zeigt eine mittlere

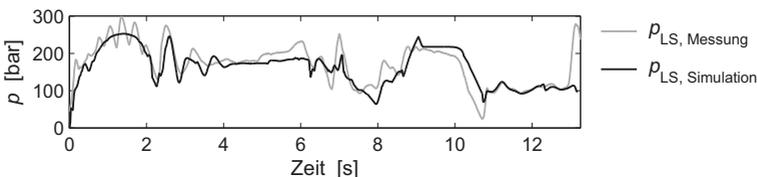


Abb. 5.14: LS-Druck (Vgl. Messung/Simulation RZ)

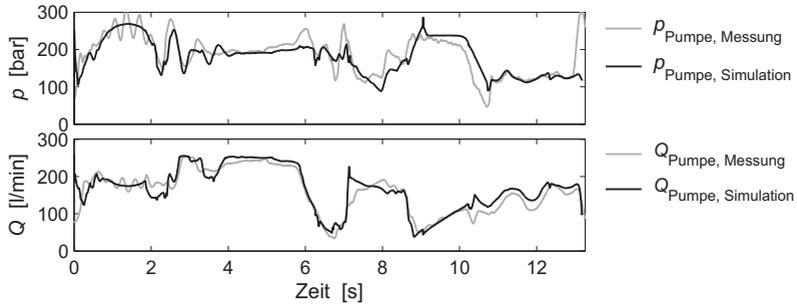


Abb. 5.15: Pumpendruck u. Pumpenvolumenstrom (Vgl. Messung/Simulation RZ)

Abweichung von 21,6 bar. Dies entspricht einem Wert von 7,0 % bezogen auf das Zyklusmaximum. Beim Pumpenvolumenstrom beträgt die durchschnittliche Abweichung 16,5 l/min bzw. 6,5 %.

In Abb. 5.16 sind Motormoment und Motordrehzahl dargestellt. Obwohl der Pumpenwirkungsgrad über statische Kennfelder und die Leistungsabnahme der Nebenaggregate vereinfachend durch ein konstantes Lastmoment abgebildet wird, kommt es nur zu einer geringen Verschlechterung der Abbildungsqualität bei der Bildung des Motormoments. Die mittlere Abweichung des simulierten Motormoments gegenüber dem gemessenen beträgt 53,8 Nm. Dies entspricht 8,1 % bezogen auf das Maximalmoment im Verlauf des Referenzzyklus. Deutlich zu erkennen sind die Bereiche konstanten Drehmoments, die aus der idealisierten Leistungsregelung der Pumpe resultieren. Die geringen Abweichungen der gemessenen Motordrehzahl von der konstanten Drehzahl in der Simulation belegt,

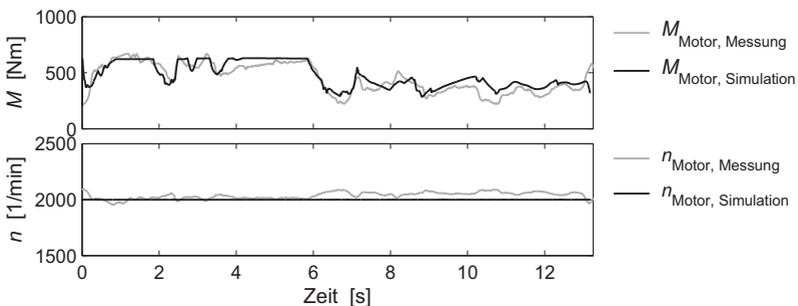


Abb. 5.16: Motormoment u. Motordrehzahl (Vgl. Messung/Simulation RZ)

dass die statische Modellierung des Verbrennungsmotors zulässig ist. Die mittlere Abweichung beträgt 40,6 l/min bzw. 1,9 % bezogen auf die gemessene Maximaldrehzahl.

Abb. 5.17 zeigt den resultierenden Kraftstoffvolumenstrom. Verlauf und Abweichungen gegenüber der Messung sind direkt abhängig vom Verlauf des abgeforderten Motormoments. Auch in der Messung kommt es zu keinen erkennbaren dynamikbedingten Abweichungen zwischen Motormoment und Kraftstoffvolumenstrom. Die mittlere Abweichung des simulierten Kraftstoffvolumenstroms vom gemessenen beträgt 2,4 l/h. Dies entspricht 7,5 % des gemessenen Maximalwerts im Verlauf des Referenzzyklus. Die Abweichungen zwischen simuliertem und gemessenem Kraftstoffvolumenstrom erfolgen in unterschiedliche Richtungen und gleichen sich in der Summe nahezu aus. Die Integration des Kraftstoffvolumenstroms über den gesamten Zyklus ergibt eine benötigte Kraftstoffmenge von 81,1 ml in der Simulation und 79,9 ml in der Messung. Die Abweichung der Zielgröße der Simulation liegt damit bei nur 1,5 %.

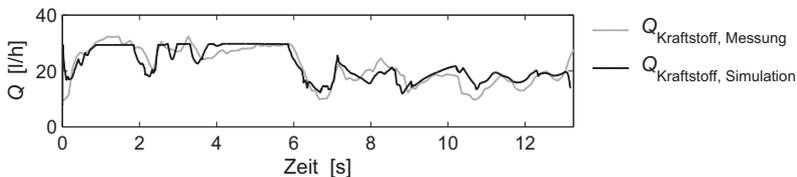


Abb. 5.17: Kraftstoffvolumenstrom (Vgl. Messung/Simulation RZ)

Insgesamt zeigt sich für den Referenzzyklus eine gute Übereinstimmung der simulierten Leistungsgrößen mit den gemessenen. Die durchschnittlichen Abweichungen der Zeitverläufe liegen im Bereich unterhalb von 8,1 % bezogen auf den Maximalbetrag der jeweiligen Größe in der Messung. Die Abweichung der benötigten Kraftstoffmenge, die die Zielgröße der Simulation darstellt, beträgt nur 1,5 %. Dies wird durch die Ergebnisse der beiden im Anhang dargestellten Zyklen bestätigt („Zyklus 2“ u. „Zyklus 3“, A.3). Bei Zyklus 2 liegt die simulierte Kraftstoffmenge um 2,1 % über der gemessenen. Zyklus 3 weist in der Simulation eine um 1,2 % geringere Kraftstoffmenge auf. In Kapitel 7 wird im Rahmen der Effizienzbewertung mehrerer nachsimulierter Arbeitszyklen eine weitere quantitative Validierung des Simulationsmodells vorgenommen. Es zeigt sich eine hohe

Übereinstimmung der Effizienzwerte, so dass das Gesamtmodell für den Zweck der Effizienzbewertung als validiert angesehen werden kann.

Die Ergebnisse zeigen aber auch, dass die Genauigkeit einer mit vertretbarem Aufwand durchgeführten Systemsimulation begrenzt ist. Die komplette simulative Abbildung einer mobilen Arbeitsmaschine erfordert zahlreiche Vereinfachungen. Zudem lassen sich gewisse Modellierungsunsicherheiten nicht vermeiden, da eine bestehende Maschine nie so exakt vermessen werden kann, dass jede simulierte Systemgröße separat validiert werden kann. Dieses Problem verstärkt sich, je größer der Modellanteil ist, für den noch kein reales Gegenstück existiert. Die Abbildung des hydraulischen Antriebssystems hat sich als besondere Herausforderung erwiesen, da die Abbildung der hydraulischen Strömungsverhältnisse in einer Simulation mit hohen Anforderungen an die Laufzeit ein besonders hohes Abstraktionsniveau verlangt. Es muss daher stets ein Kompromiss zwischen Aufwand und Nutzen der Simulation gefunden werden. Darüber hinaus müssen die Ergebnisse der Simulation stets kritisch hinterfragt werden. Beim Vergleich verschiedener Antriebskonzepte muss die voraussichtliche Unsicherheit der Simulationsergebnisse ins Verhältnis gesetzt werden zur ermittelten Differenz der Zielgrößen. Diese Notwendigkeit besteht auch bei der Durchführung realer Versuche. Die Simulation bietet den Vorteil, dass die Bedingungen für den Konzeptvergleich konstant gehalten werden können und Ergebnisunsicherheiten daher tendenziell in die gleiche Richtung wirken.

6 Entwicklung eines Fahrermodells zur Generierung realistischer Arbeitszyklen

In diesem Kapitel wird die Entwicklung eines Fahrermodells für die Simulation des Baggervorgangs vorgestellt. Ziel ist die Generierung realistischer, maschinen-spezifischer Arbeitszyklen für die Bewertung der Energieeffizienz verschiedener Antriebskonzepte.

6.1 Analyse des Fahrerhaltens

In Kapitel 2.2.1 wurden verschiedene Ansätze zur Modellierung eines Maschinenbedieners vorgestellt. Um zu entscheiden, welcher Ansatz für die Abbildung des Verhaltens eines Baggerfahrers am geeignetsten ist, wurden an der Referenzmaschine Messungen eines 90°-Zyklus mit drei verschiedenen Fahrern durchgeführt (vgl. Kapitel 3). Die Ergebnisse der Messdatenanalyse werden nachfolgend vorgestellt.

Die Motordrehzahl wurde bei jedem Fahrer zwischen den voreinstellbaren Werten 1500 1/min, 1800 1/min und 2000 1/min variiert. Für jeden Fahrer und jede Drehzahl wurden mindestens zehn Einzelzyklen im eingewöhnten Zustand ausgewertet. Die Durchschnittswerte für Zyklusdauer und Kraftstoffbedarf sind in Abb. 6.1 dargestellt. In jedem Drehzahlbereich sinken sowohl Zykluszeit als auch Kraftstoffbedarf in der Fahrerreihenfolge 1–3–2. Fahrer 2 ist der effizienteste Fahrer im Test. Er erreicht bei allen Drehzahlen die kürzeste Zyklusdauer bei gleichzeitig geringstem Kraftstoffbedarf. Sein Kraftstoffbedarf ist um 17 % geringer als beim schlechtesten Fahrer 1 bei einer um 23 % geringeren Zyklusdauer. Da das Fahrermodell einen möglichst optimalen Fahrer abbilden soll, wird Fahrer 2 als primäre Quelle zur Ableitung des Fahrerhaltens ausgewählt.

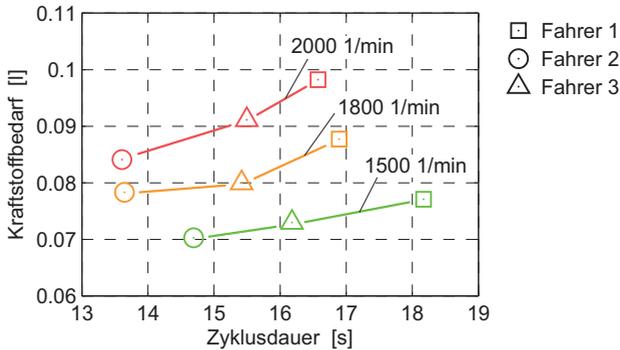


Abb. 6.1: Dauer u. Kraftstoffbedarf eines Arbeitszyklus (\emptyset Messungen – Fahrer 1, 2, 3)

Die Erhöhung der Motordrehzahl von 1500 1/min auf 1800 1/min führt bei allen Fahrern zu einer Verringerung der Zyklusdauer bei gleichzeitiger Erhöhung des Kraftstoffbedarfs. Eine weitere Erhöhung auf 2000 1/min bewirkt bei allen Fahrern eine weitere Erhöhung des Kraftstoffbedarfs, aber keine signifikante Verringerung der Zyklusdauer. Die Maximalleistung des Verbrennungsmotors bleibt zwischen diesen beiden Arbeitspunkten durch eine Verringerung des maximalen Drehmoments nahezu konstant. Eine Drehzahlab senkung kann daher im praktischen Einsatz ein geeignetes Mittel sein, um den Kraftstoffbedarf von Baggern zu senken, ohne eine große Produktivitätseinbuße zu erleiden. Trotz dieses Effekts werden nur die Messungen bei 2000 1/min für die weiteren Untersuchungen verwendet, da der Fahrer hier eine geringfügig höhere Einflussmöglichkeit auf den Arbeitszyklus hat.

Um die Anforderungen an das zu erstellende Fahrermodell zu bestimmen, muss der Zusammenhang zwischen Fahrerwunsch und resultierendem Arbeitszyklus näher untersucht werden. Der Fahrer generiert entsprechend seinem Bewegungswunsch Bediensignale, die von der Maschine unter Rückwirkung der auftretenden Prozesskräfte in eine Arbeitsbewegung umgesetzt werden (Abb. 6.2). Dabei nimmt der Fahrer Geometrie und Kinematik des Arbeitsvorgangs wahr (Position, Geschwindigkeit u. Beschleunigung des Arbeitsgeräts, Oberflächengeometrie der Grabstelle, Schaufelfüllung,...), vergleicht sie mit seinem Bewegungswunsch und passt die Bediensignale entsprechend an. Er erfüllt also eine klassische Regelungsaufgabe. Neben dem optischen Feedback besitzt der Fahrer weitere Wahr-

nehmungsmöglichkeiten (z.B. für Motorgeräusch und Maschinenvibrationen), die ihm eine Einschätzung der aktuellen Maschinenbelastung ermöglichen.

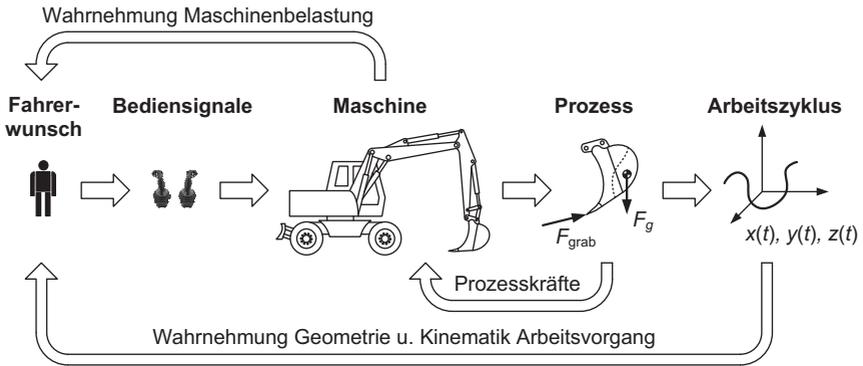


Abb. 6.2: Regelkette Fahrerwunsch → Arbeitszyklus

Zunächst werden die Bediensignale genauer betrachtet. Die Frage, die untersucht werden soll, lautet: Wie hoch ist der Einfluss des Fahrers auf den genauen Verlauf des Arbeitszyklus? Dazu werden drei Betätigungszustände der Aktoren definiert:

- unbetätigt
- betätigt
- voll betätigt

Ein Aktor wird *betätigt*, wenn das Ansteuersignal die Höhe erreicht, die für den Bewegungsbeginn des Aktors erforderlich ist. Ein Aktor wird *voll betätigt*, wenn seine maximale Geschwindigkeit erreicht ist bzw. eine weitere Erhöhung des Ansteuersignals nicht zu einer Geschwindigkeitszunahme des Aktors führt. Im Zustand „betätigt“ bestimmt der Fahrer über seine Bediensignale die genaue Höhe der Aktorengeschwindigkeit, da er diese in beide Richtungen beeinflussen kann. Bei Vollbetätigung signalisiert der Fahrer lediglich den Wunsch nach maximaler Aktorengeschwindigkeit und der genaue Verlauf des Arbeitszyklus ergibt sich aus dem Zusammenspiel von Maschine und Prozess. Daher gilt: Je höher der Anteil der Vollbetätigung ist, umso weniger Einfluss nimmt der Fahrer auf den genauen Arbeitszyklus und umso größer ist der Einfluss von Maschine und Prozess.

Als Ansteuersignale wurden die Steuerdrücke gemessen (Abb. 6.3), die gleichbedeutend mit einer bestimmten Stellung des Hauptventilschiebers sind. Dynamische Effekte und Strömungskräfte werden an dieser Stelle vernachlässigt. Für jede Ansteuerichtung werden die Steuerdrücke bestimmt, die für eine minimale sowie eine maximale Ventilöffnung erforderlich sind. Die gemessenen Steuerdruckverläufe der Aktoren werden dann je nach aktueller Höhe des Steuerdrucks in die drei Betätigungszustände eingeteilt (Abb. 6.4).

Abb. 6.5 zeigt die Betätigungsanalyse der vier Aktoren in den fünf Teilzyklen (vgl. Abb. 3.4, S. 38) für Fahrer 2 gemittelt über 20 Zyklen. In der oberen Tabelle ist der Zeitanteil der Betätigung dargestellt, in der unteren der Zeitanteil der Vollbetätigung an den ermittelten Betätigungszeiten. Die für die Bewegung besonders relevanten Bereiche wurden hervorgehoben. In diesen sind die Aktoren zu nahezu 100 % betätigt. Darüber hinaus weisen sie einen hohen Anteil an Vollbetätigung auf. Es kann angenommen werden, dass der Zeitanteil, in dem der Fahrerwunsch Vollbetätigung besteht, noch deutlich höher liegt, da zum Erreichen des Zustands Vollbetätigung erst der Bereich Betätigung durchfahren werden muss und die Joystickbewegung nicht unendlich schnell erfolgt. Dies macht sich insbesondere beim Ausleeren des Löffels bemerkbar (Teilzyklus 3, 55,1 % Vollbetätigung), da dieser Teilzyklus sehr kurz ist. Einen ebenfalls geringeren Vollbetätigungsanteil weisen der Stiel beim Ausrollen (Teilzyklus 5, 16,2 %) und das Drehwerk beim Start des Hinschwenkens auf (Teilzyklus 2, 23,7 %). Der Stiel wird beim Ausrollen bewusst gesteuert, um zusammen mit dem voll betätigten Ausleger eine flüssige Ausrollbewegung zu realisieren. Die Drehwerksbetätigung liegt in weiten Teilen des Teilzyklus 2 nur geringfügig unterhalb der Vollbetätigung.

Der hohe Anteil an Vollbetätigung zeigt, dass Fahrer 2 in weiten Teilen des Arbeitszyklus nicht versucht, eine genaue Bahnkurve zu realisieren, sondern geometrische Zielpositionen mit Maximalgeschwindigkeit anzufahren. Bahnkurve und Geschwindigkeitsverlauf werden in diesem Fall von den Maschineneigenschaften im Zusammenspiel mit dem Prozess bestimmt. Die Veränderung von Bediensignalen in Abhängigkeit vom Erreichen bestimmter Zielpositionen kann am besten durch ein regelbasiertes Fahrermodell abgebildet werden (vgl. Kapitel 2.2.1). Dieser Ansatz wird daher für das hier zu entwickelnde Fahrermodell ausgewählt.

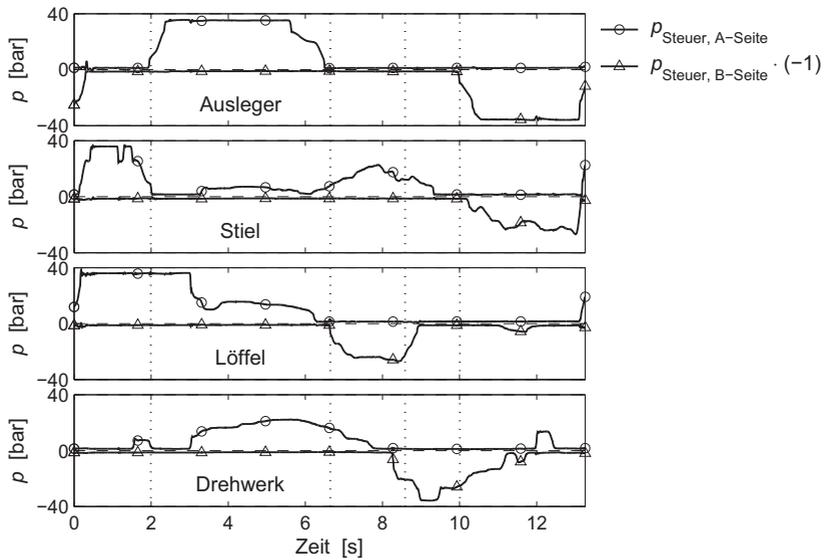


Abb. 6.3: Steuerdrücke (Messung RZ)

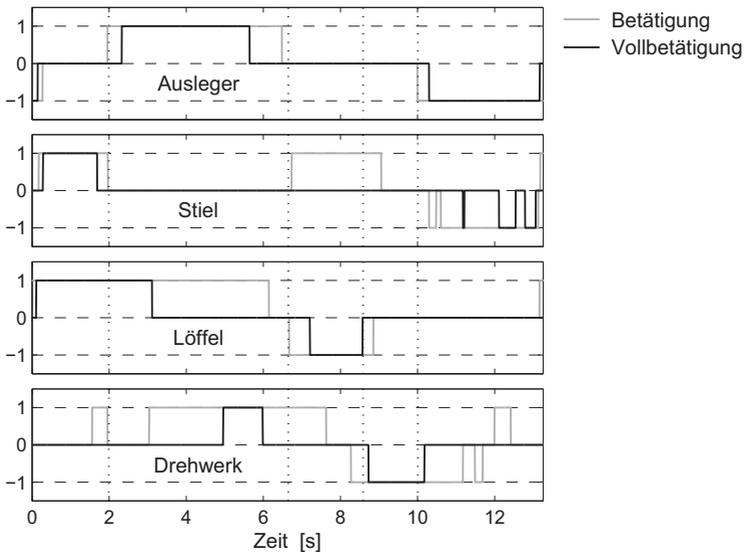


Abb. 6.4: Betätigungsstatus Aktoren (Messung RZ)

Zeitanteil Betätigung in den Teilzyklen 1 bis 5:

	1	2	3	4	5
Ausleger	54,4%	97,2%	35,5%	13,5%	99,5%
Stiel	83,0%	65,9%	79,8%	43,2%	75,2%
Löffel	97,9%	81,1%	99,0%	76,9%	4,5%
Drehwerk	37,9%	89,7%	75,7%	100,0%	60,6%

Davon Vollbetätigung:

	1	2	3	4	5
Ausleger	9,6%	75,9%	0,2%	0,0%	88,1%
Stiel	79,2%	0,6%	4,3%	1,0%	16,2%
Löffel	94,3%	20,1%	55,1%	12,0%	1,4%
Drehwerk	0,9%	23,7%	14,7%	80,8%	20,8%

Ø Anzahl parallel betätigter Aktoren: 2,8

Abb. 6.5: Betätigungsanalyse Fahrer 2 (Ø 20 AZ, 2000 l/min)

An dieser Stelle soll noch kurz auf die Betätigungsanalysen der Fahrer 1 und 3 eingegangen werden. Die Analyse von 23 Einzelzyklen des Fahrers 3 ist im Anhang dargestellt (Abb. A.1). Fahrer 3 zeigt einen deutlich höheren Betätigungsanteil insbesondere in den für die Hauptbewegung nicht relevanten Teilbereichen. Die Anteile der Vollbetätigung sind entsprechend geringer. Er betätigt durchschnittlich 3,3 Aktoren gegenüber Fahrer 2 mit 2,8. Dies reduziert die mögliche Geschwindigkeit und erhöht den Kraftstoffbedarf, da das Betreiben von zusätzlichen Verbrauchern an einer Volumenstromquelle systembedingt mit höheren Drosselverlusten verbunden ist. Fahrer 1 ist der schlechteste Fahrer im Test. Seine Arbeitszyklen sind so unkoordiniert, dass die saubere Identifikation von Teilzyklen nicht möglich ist. Er betätigt durchschnittlich 2,8 Aktoren – genau wie der beste Fahrer 2. Dies schränkt die oft gemachte Annahme ein, dass die Qualifikation eines Fahrers mit seiner Fähigkeit steigt, möglichst viele Verbraucher gleichzeitig zu koordinieren (vgl. [KMV11], [Ber07]). In Abb. 6.6 ist die durchschnittliche Anzahl parallel betätigter Aktoren für alle drei Fahrer dargestellt. Zwar ermöglicht der Versuch mit drei Fahrern keine fundierte, statistische Aussage, das Ergebnis ist jedoch plausibel. Während der Fähigkeitszuwachs von Fahrer 1 zu Fahrer 3 einhergeht mit einer Erhöhung der Anzahl parallel betätigter Aktoren, sinkt die

Anzahl beim besten Fahrer 2 wieder ab. Sobald ein Fahrer in der Lage ist, statt einer unkoordinierten Einzelbewegung der Aktoren einen flüssigen Bewegungsablauf des Arbeitsgeräts zu erzeugen, was zunächst eine erhöhte Parallelbetätigung erfordert, kann er durch eine geschickte Bewegungstrennung einen weiteren Geschwindigkeits- und Energievorteil realisieren. Die Zyklusdauer sinkt dabei jeweils, während die Effizienz steigt.

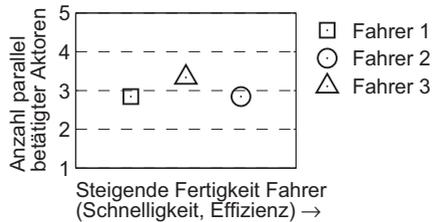


Abb. 6.6: Anzahl parallel betätigter Aktoren in Abh. von der Fahrerfertigkeit (\emptyset , 2000 1/min)

Die durchschnittliche Anzahl der parallel betätigten Verbraucher ist also als alleiniges Kriterium zur Bewertung der Fahrerqualität anhand von Bediensignalen nicht geeignet. Als zusätzliches Kriterium sollte der Zeitanteil, in dem der Fahrer die Aktoren maximal betätigt und damit maximale Geschwindigkeit anfordert, zur Beurteilung der Maschinenbeherrschung herangezogen werden. In Abb. 6.7 ist der durchschnittliche Vollbetätigungsanteil der Fahrer bezogen auf die Dauer des Gesamtzyklus und gemittelt über die vier Aktoren dargestellt. Der effizienteste Fahrer 2 weist einen deutlich höheren Vollbetätigungsanteil auf (28,0 %) als die anderen beiden Fahrer (Fahrer 1: 21,4 %, Fahrer 3: 17,2 %).

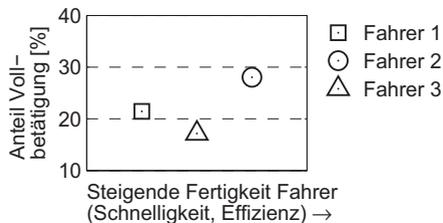


Abb. 6.7: Anteil Vollbetätigung in Abh. von der Fahrerfertigkeit (\emptyset , 2000 1/min)

Fahrer 1 wird aufgrund seiner schlechten Leistung und der unkoordiniert wirkenden Arbeitszyklen in den folgenden Abschnitten nicht weiter betrachtet.

6.2 Ableitung allgemeingültiger Bedienregeln

Die für den Aufbau eines regelbasierten Fahrermodells benötigten Bedienregeln des Baggers werden durch die Analyse von Messdaten, durch Literaturrecherche sowie die Befragung von Experten gewonnen (vgl. [Fil09] u. [GSB90]). Ziel ist die Bereitstellung eines möglichst einfachen, transparenten Fahrermodells. Nur wenn die Funktionsweise des Modells nachvollziehbar ist und es mit überschaubarem Aufwand nachgebildet werden kann, ist eine breite Akzeptanz der Vorgehensweise für die Energieeffizienzbewertung von Baggern zu erwarten.

Abgebildet wird ein allgemeiner 90°-Graben-Zyklus, dessen Geometrieparameter in einem gewissen Rahmen frei wählbar sind. Es wird Leistungsbaggern unter möglichst vollständiger Maschinenauslastung betrachtet. Das Graben erfolgt in einer mittleren Entfernung vom Bagger, in oder unterhalb der Standebene des Baggers sowie in lockerem Material. Die Oberfläche der Grabstelle ist eben oder geringfügig geneigt. Eine vollständige Beschreibung des Gültigkeitsbereichs des Fahrermodells findet sich in Abschnitt 6.5.

Basis für die Regelableitung sind die bei der höchsten Motordrehzahl (2000 1/min) aufgenommenen Messungen der beiden effizientesten Fahrer im Test (Fahrer 2 und Fahrer 3). Abb. 6.8 zeigt die wesentlichen Stationen des Zyklus anhand einer Messreihe des Fahrers 2.

Startposition Löffel

Der Angriffswinkel des Löffels bei Grabbeginn (Station 1) hängt von der Entfernung ab, in der der Grabvorgang beginnt. In den Versuchsmessungen ergibt sich die in Abb. 6.9 dargestellte lineare Abhängigkeit zwischen dem Angriffswinkel des Löffels α und der Entfernung der Zahnschneide von der Drehachse des Baggers a bei Grabbeginn. Je größer die Entfernung, umso größer ist der Angriffswinkel. Diese Abhängigkeit wird in [YY06] und [SCYA08] bestätigt. Die

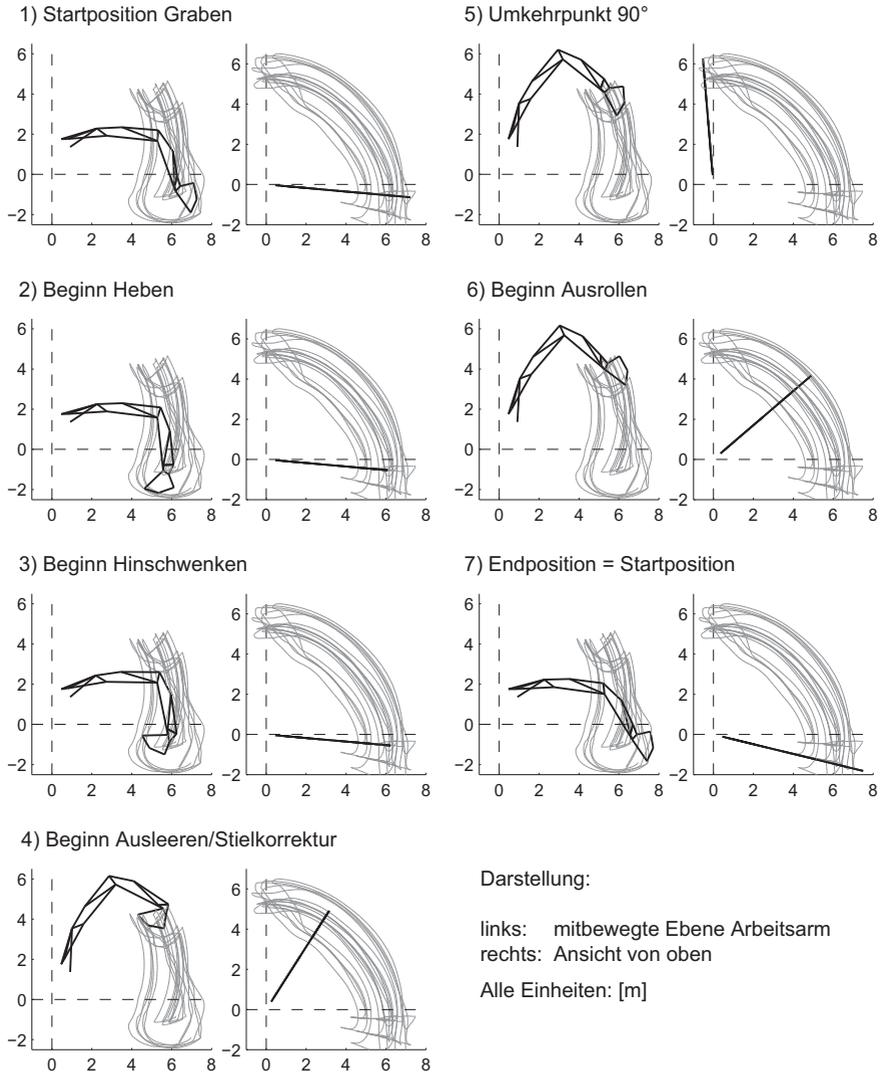


Abb. 6.8: Stationen des 90°-Zyklus

Tatsache, dass die Abhängigkeit für beide Fahrer 2 und 3 nahezu identisch ist, legt nahe, dass diese fahrerunabhängig ist. Diese Einschätzung wird auch in [SCYA08] vertreten.

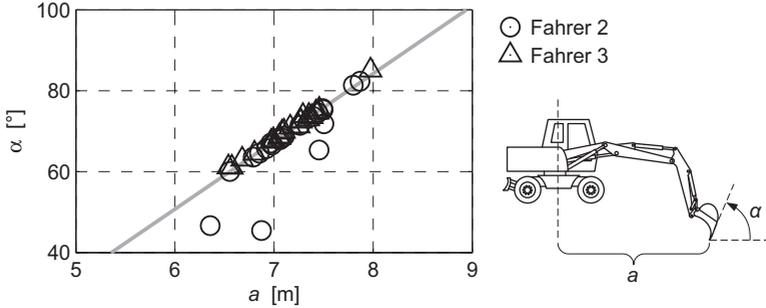


Abb. 6.9: Angriffswinkel Löffel in Abh. von der Entfernung Zahnschneide–Drehachse

Abb. 6.10 zeigt den Winkel β zwischen der Bodenplatte des Löffels und der Verbindungsebene zwischen Zahnschneide und Auslegerfußgelenk bei Grabbeginn. Dieser Winkel liegt in den meisten Messungen bei ca. 80° und kann alternativ zur Festlegung der Startposition verwendet werden. In [SCYA08] wird ebenfalls eine tendenziell tangentielle Bewegung der Löffelschneide um das Auslegerfußgelenk beobachtet. Für die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Simulationen wurde der Angriffswinkel nach Abb. 6.9 bestimmt.

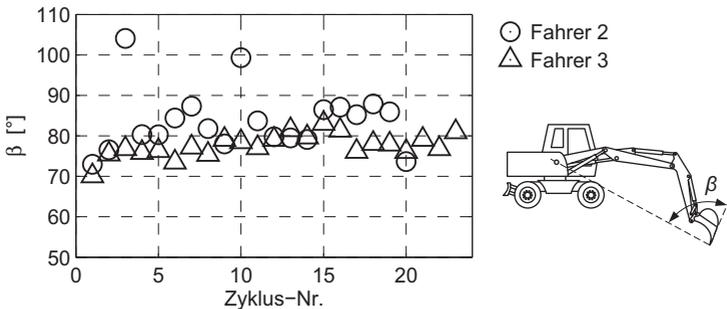


Abb. 6.10: Winkel zw. Bodenplatte u. Verbindungsebene Zahnschneide–Auslegerfußgelenk

Graben

Wird wie in den Versuchsmessungen in einer mittleren Entfernung zum Bagger und in der Ebene gegraben, erfolgt das Graben hauptsächlich über die kombinierte Bewegung von Stiel und Löffel. Aufgrund des hohen Anteils an Vollbetätigung bei dieser Bewegung nach Abb. 6.5 (Teilzyklus 1, Stiel: 79,2 %, Löffel: 94,3 %) wird das Graben im Modell über reine Vollbetätigung von Stiel und Löffel realisiert.

Nach [SCYA08] und [YY06] ist der Stiel der führende Akteur beim Graben. Die Löffelbewegung wird entsprechend angepasst. Wird in weiter Entfernung von der Rotationsachse des Baggers gegraben, muss zusätzlich der Ausleger angehoben werden, um eine ebene Grabbewegung zu erreichen. Wird sehr nah an der Rotationsachse des Baggers gegraben, kann das Graben fast ausschließlich mit dem Löffel erfolgen. In dem vorliegenden Modell wird nur das Graben in einer mittleren Entfernung betrachtet, da dies die bevorzugte Position für das Leistungsbaggen darstellt.

Ausleger Heben

Der Grabvorgang endet, wenn die Zahnschneide die Grabebene wieder durchdringt (Station 2). In diesem Moment wird der Stiel gestoppt und der Ausleger voll betätigt (vgl. Abb. 6.5, Vollbetätigung Ausleger in Teilzyklus 2: 75,9 %). Die hohe Stielbetätigung von 65,9 %, die sich in den Messungen in Teilzyklus 2 zeigt, ergibt sich durch eine geringfügige weitere Betätigung des Stiels (Vollbetätigungsanteil: 0,6 %). Diese ist nur mit einer geringen Positionsänderung verbunden und energetisch nicht sinnvoll. Daher wird sie im Fahrermodell nicht abgebildet.

Abb. 6.11 zeigt die vertikale Position der Zahnschneide b bei Beginn des Hebens. Die Grabebene lag in der Messung bei -2 m , so dass das Heben erfolgt, wenn die Zahnschneide sich in einem Korridor von ca. $\pm 0,5\text{ m}$ um die Grabebene befindet. Im Fahrermodell wird das exakte Durchdringen der Ebene als Auslöser für den Hebevorgang verwendet. Die Öffnungsebene des Löffels befindet sich zu diesem Zeitpunkt in einem negativen Winkel gegenüber der Horizontalen (\emptyset Fahrer 2: $-28,5^\circ$, \emptyset Fahrer 3: $-28,2^\circ$, VZ-Konvention nach Abb. 6.12). Der Löffel wird

weiter voll betätigt, bis die Öffnungsebene des Löffels waagrecht ist (Beginn Hinschwenken, s.u.).

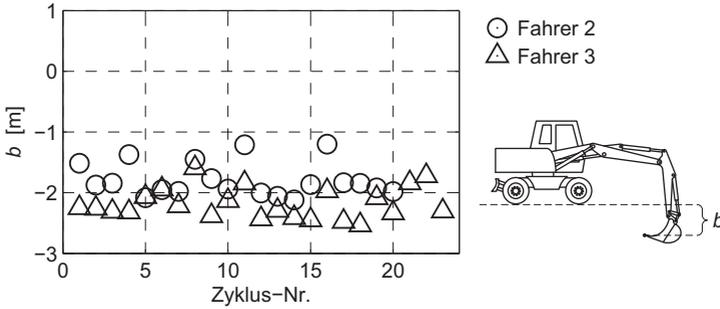


Abb. 6.11: Vertikale Position Zahnschneide bei Beginn Heben

Das Anheben des Auslegers wird beendet, wenn das Löffelgelenk die zum Ausleeren erforderliche Höhe erreicht hat. Diese wird definiert als Summe aus der Höhe des LKWs, der Länge des Löffels (Abstand Löffelgelenk–Zahnschneide) und einem zusätzlichen Puffer von ca. 0,5 m (vgl. Station 4, Abb. 6.8). Auf diese Weise wird eine Kollision zwischen Löffel und LKW während der Ausleerbewegung vermieden.

Hinschwenken

Das Hinschwenken zum LKW beginnt, wenn die Öffnungsebene des Löffels ungefähr waagrecht ist (Station 3 nach Abb. 6.8). Abb. 6.12 zeigt, dass der Winkel γ zwischen der Öffnungsebene und der Horizontalen in den Messungen zu diesem Zeitpunkt im Bereich von -20° bis $+20^\circ$ liegt. Der Fahrer hält die Öffnungsebene während des weiteren Hebevorgangs über Betätigung des Löffelzylinders annähernd in der Waagerechten, um kein Material zu verlieren. Diese Regelung wird im Fahrermodell nachgebildet. Das Beschleunigen des Drehwerks beim Hinschwenken erfolgt im Modell über Vollbetätigung, also unter Abruf des maximalen Beschleunigungsmoments. In den Messungen liegt die Betätigung in diesem Zyklus teilweise geringfügig unterhalb der Vollbetätigung (vgl. Abschnitt 6.1).

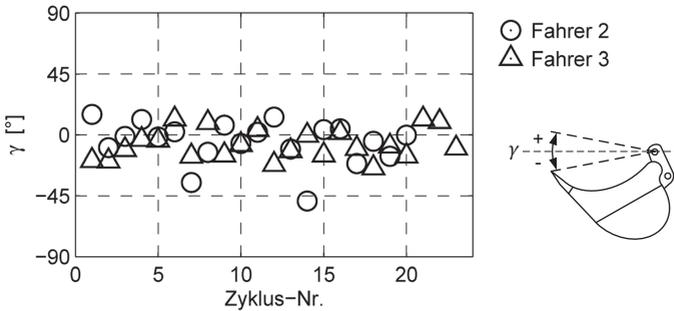


Abb. 6.12: Winkel Öffnungsebene Löffel bei Beginn Hinschwenken

Das Abbremsen des Drehwerks erfolgt in Nullstellung des Joysticks. In den Messungen zeigt sich bei beiden Verzögerungsphasen des Drehwerks hauptsächlich kontinuierliches Bremsen mit konstantem Bremsmoment über die erste Stufe der zweistufigen DBVs. Um im Umkehrpunkt der Drehbewegung wie in den Messungen ein kurzzeitiges Kontern durch Betätigung des Joysticks in die Gegenrichtung zu ermöglichen (hier verbunden mit einer Erhöhung des Bremsmoments auf die zweite Stufe der DBVs), wird der Startzeitpunkt des Bremsbeginns zunächst so gewählt, dass der Oberwagen ohne Kontern bei 95° zum Stehen kommt. Im finalen Zyklus wird das Rückschwenken dann bei 90° ausgelöst und so kurzzeitig gekontert. Kommen einstufige DBVs zum Einsatz, wie z.B. bei Raupenbaggern üblich, ist beim Abbremsen eine kontinuierliche Rücknahme der Joystickausslenkung vorzusehen. In diesem Fall wird das Bremsmoment über eine kontinuierliche Drosselung des Ablaufvolumenstroms reguliert, da das Abbremsen bei einem plötzlichen Anstieg des Bremsdrucks auf den Einstellwert des DBVs mit einer zu hohen Verzögerung erfolgen würde.

Ausleeren

Das Ausleeren erfolgt über Vollbetätigung des Löffels. Der gemessene Anteil der Vollbetätigung des Löffels in Teilzyklus 3 beträgt 55,1 % (Abb. 6.5). Zum Start und zum Beenden des Ausleervorgangs muss der Löffeljoystick entsprechend ausgelenkt werden. Die Joystickbewegung durch den Fahrer erfolgt mit einer begrenzten Geschwindigkeit, die sich bei diesem kurzen Teilzyklus in einer deut-

lichen Reduktion des Vollbetätigungsanteils bemerkbar macht. Die Begrenzung der Änderungsgeschwindigkeit der Joysticksignale wird daher im Fahrermodell abgebildet (s.u.).

Der Ausleervorgang ist in den gemessenen Zyklen i. d. R. erst nach Beginn des Rückschwenkens abgeschlossen. Um diese dynamische Überlappung der Zyklusphasen abzubilden, wird der Startzeitpunkt des Ausleerens (Station 4, Abb. 6.8) so bestimmt, dass das Ausleeren ohne Kontern des Drehwerks bei Erreichen der 95° abgeschlossen ist. Im finalen Zyklus ergibt sich durch Einleiten des Konterns bei 90° eine kurze Überlappung von Ausleeren und Rückschwenken. Das Ausleeren ist beendet, wenn der Löffelzylinder seinen Ausgangshub erreicht hat.

Stielkorrektur

Um das Material beim Ausleeren auf den LKW zu entladen, ist eine Korrekturbewegung des Stiels erforderlich. Diese wird in den Messungen parallel zum Ausleeren des Löffels durchgeführt. Das dazu verwendete Ansteuersignal besitzt tendenziell die Form eines Dreiecks (vgl. Abb. 6.3, S. 107, Teilzyklen 3 und 4). Im Fahrermodell wird ein entsprechendes Joysticksignal iterativ ermittelt (Abb. 6.13). Es wird angenommen, dass der Fahrer den Joystick nur einmal auslenkt und wieder zurücknimmt. Die Steigung der Joystickrampe ist dabei variabel. Die maximale Auslenkung kann innerhalb der ersten Hälfte der Ausleerdauer erreicht werden (\rightarrow Trapez) oder nie bzw. exakt nach der halben Ausleerdauer (\rightarrow Dreieck). Die Stielkorrektur kann in beide Richtungen erfolgen. Am Ende der Korrektur muss die senkrechte Projektion des Mittelpunktes der Öffnungsebene des Löffels mit

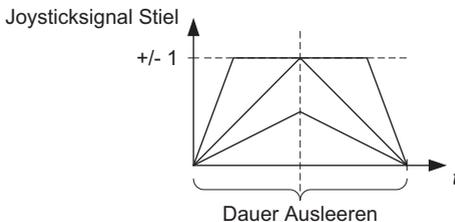


Abb. 6.13: Mögliche Joysticksignale Stielkorrektur

der Längsachse des LKWs zusammenfallen, damit das Material mittig über dem LKW entladen wird.

Rückschwenken

Das Rückschwenken beginnt bei Erreichen des 90° -Winkels (Station 5, Abb. 6.8). Die Beschleunigung des Drehwerks erfolgt unter Vollbetätigung (Anteil Vollbetätigung in Teilzyklus 4, Abb. 6.5: 80,8 %). Da in den Messungen i. d. R. kein oder nur ein geringes Kontern zu erkennen ist, erfolgt das anschließende Abbremsen rein über die Nullstellung des Joysticks. Das Bremsmoment wird durch das parallele Ausrollen des Arbeitsarms und die damit verbundenen abbremsenden Corioliskräfte erhöht. Der Zeitpunkt des Bremsbeginns wird so gewählt, dass der Arbeitsarm bei 0° zum Stehen kommt. Beim Einsatz einstufiger DBVs ist eine kontinuierliche Rücknahme der Joystickausrücklenkung vorzusehen (vgl. Abschnitt „Hinschwenken“).

Ausrollen

Das Ausrollen des Arbeitsarms erfolgt über eine kombinierte Bewegung von Ausleger und Stiel. Der Arbeitsarm wird dabei in die Ausgangsposition gebracht. Das Ausrollen beginnt (Station 6 nach Abb. 6.8) mit dem Absenken des Auslegers bei Vollbetätigung (Anteil Vollbetätigung in Teilzyklus 5, Abb. 6.5: 88,1 %). Der Stiel beginnt etwas später und wird in den Messungen teilweise im Teillastbereich betrieben, wodurch der Anteil der Vollbetätigung in Teilzyklus 5 relativ gering ausfällt (16,5 %). Die Fahrer versuchen, eine flüssige Ausrollbewegung zu realisieren, die in einer annähernd linearen Bewegung der Zahnschneide vom Start- zum Zielpunkt der Ausrollbewegung resultiert. Im Fahrermodell wird das Ausrollen des Stiels über Vollbetätigung realisiert. Beide Aktoren werden so koordiniert, dass sie mit Stillstand des Drehwerks bei 0° (Station 7) ihre Ausgangsposition erreicht haben. Der Aufwand zur Nachbildung des realen Verhaltens wird aufgrund der nur geringfügig voneinander abweichenden Bewegungen als nicht gerechtfertigt angesehen.

Zusammenfassung Bedienregeln

Zusammenfassend ergibt sich die in Abb. 6.14 dargestellte Ablauflogik des 90°-Zyklus, die über das Fahrermodell abgebildet wird. Die Joysticksignale werden bei Beginn und Ende der Vollbetätigung rampenförmig gesteigert bzw. zurückgenommen. Aus den Messungen wird eine durchschnittliche Dauer der Joystickausslenkung von ca. 300 ms für die Signalveränderung von 0 auf 1 abgelesen. Alternativ zum Erreichen der jeweiligen Zielpositionen beendet das Erreichen von Anschlägen die Aktorenbewegung. Dabei wird die Betätigung kurz vor Erreichen der Anschläge zurückgenommen, um die Druckerhöhung bei Fahren gegen einen Anschlag zu vermeiden.

Es wird vorgeschlagen, Standard-Arbeitszyklen für die energetische Bewertung mobiler Anwendungen mit hohem Bedienerinfluss grundsätzlich über die Festlegung der Bedienregeln der Arbeitsaufgabe zu definieren. Auf diese Weise können die spezifischen Eigenschaften der zu bewertenden Maschine in die resultierenden Arbeitszyklen einfließen und der Bedienerinfluss wird minimiert. Darüber hinaus können die Arbeitszyklen über Variation der Geometrieparameter der Arbeitsaufgabe in gewissen Grenzen an Maschinengröße und -kinematik angepasst werden.

6.3 Implementierung des Fahrermodells

6.3.1 Abbildung der Bedienregeln als endlicher Zustandsautomat

Die in Abschnitt 6.2 herausgearbeiteten Bedienregeln des Baggervorgangs werden in Form eines Zustandsautomaten in die Simulation integriert. Die Ablauflogik des 90°-Zyklus (Abb. 6.14) zeichnet sich dadurch aus, dass sich für jeden Aktor je ein aktiver Betätigungszustand definieren lässt. Das Auftreten von Ereignissen wie das Erreichen einer bestimmten Position führt zu einer Veränderung des Betätigungszustands. Ein solcher zeitdiskreter und ereignisgesteuerter Prozess lässt sich am besten über einen endlichen Zustandsautomaten (engl.: *finite state machine*) abbilden. Bei der Implementierung eines Zustandsautomaten wird i. d. R. ein Ablaufdiagramm (*flow chart* oder *transition diagram*) erstellt, das die verschiedenen Zustände des Prozesses definiert und über Regeln und Bedingungen für den Zu-

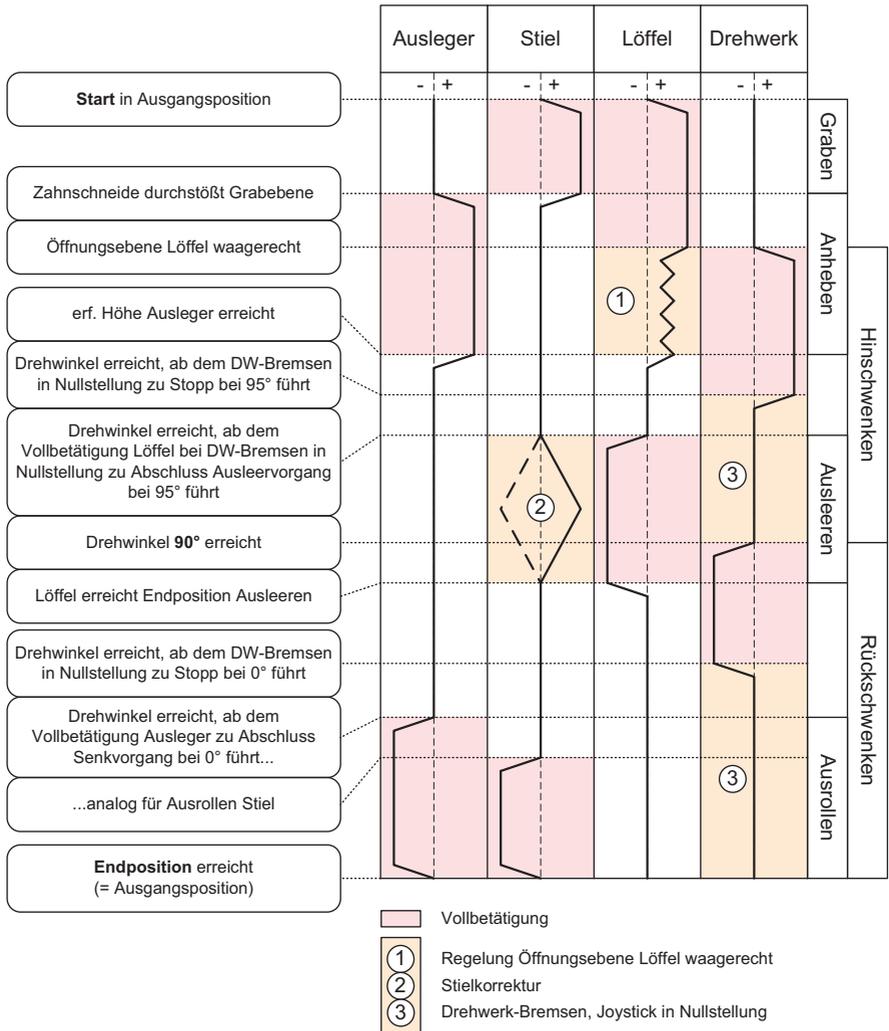


Abb. 6.14: Ablauflogik 90°-Zyklus

standsübergang grafisch miteinander verknüpft [WSWW06]. Dabei können beim Zustandsübergang, beim Eintritt in einen Zustand und beim Verlassen des Zustands Aktivitäten ausgelöst werden. Alternativ können Zustandsautomaten über Wahrheitstabellen (*truth tables*) abgebildet werden.

Zur Implementierung des Fahrermodells wird *Matlab Stateflow* verwendet. *Stateflow* ermöglicht die Kombination aller beschriebenen Modellierungsarten in einem Zustandsautomaten [The14]. Abb. 6.15 zeigt eine Prinzipdarstellung des Fahrermodells. Die vier Spalten des *flow charts* beschreiben von links nach rechts die Ablauflogik von Ausleger, Stiel, Löffel und Drehwerk. In jeder Spalte ist je ein Zustand aktiv. Die parallelen Abläufe sind an verschiedenen Punkten über Regeln, die mehrere Aktoren betreffen, verknüpft. Das reale Modell ist etwas umfangreicher. Es beinhaltet u.a. die Implementierung der Waagerechtheilung des Löffels und der Stielkorrektur. Zudem werden weitere Zustände und Bedingungen für die iterative Zyklusgenerierung eingeführt.

Eingangsvariablen des Fahrermodells sind die Aktorenpositionen und -geschwindigkeiten, die Positionen von Löffelgelenk und Zahnschneide, der durch diese beiden Werte festgelegte Winkel der Öffnungsebene des Löffels sowie die Simulationszeit. Darüber hinaus werden für die Waagerecht-Regelung des Löffels und die Stielkorrektur die gespeicherten Joysticksignale von Stiel und Löffel aus dem letzten Simulationsschritt verwendet. Ausgangsvariablen sind die Joysticksignale für Drehwerk, Ausleger, Stiel und Löffel in Werten von -1 bis $+1$. Darüber hinaus kann die Simulation vom Fahrermodell über ein Ausgangssignal gestoppt werden. Dies ist für die iterative, in zwei Phasen aufgeteilte Zyklusgenerierung notwendig. Über einen weiteren Signalausgang wird bei Beginn des Ausleervorgangs die Verringerung der im Löffel befindlichen Erdmasse im Mechanikmodell ausgelöst. Dies ist kein eigentliches Bediensignal des Fahrers, sondern dient nur dem einfachen Zugriff des Mechanikmodells auf die Information des beginnenden Materialverlustes bei Unterschreiten eines angenommenen Löffelwinkels von -70° . Über einen Parameterdialog werden die Geometrieparameter der Arbeitsaufgabe und die Startposition des Arbeitsarms festgelegt (Parameter l_i und α_i nach Abb. 6.16). Darüber hinaus werden dem Fahrermodell Löffellänge und Maximalhöhe der Zylinder aus dem Parametersatz der Baggerkinematik übergeben.

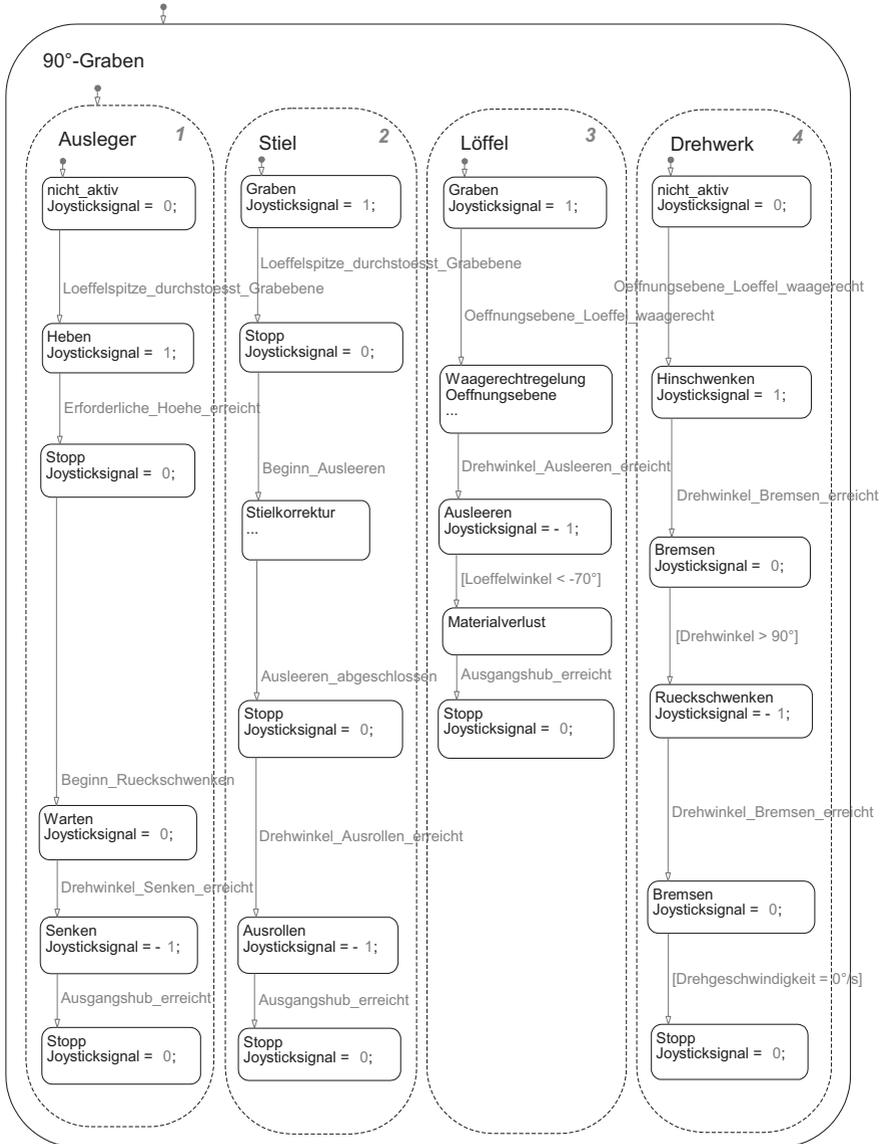


Abb. 6.15: Stateflow-Chart Fahrermodell (Prinzipdarstellung)

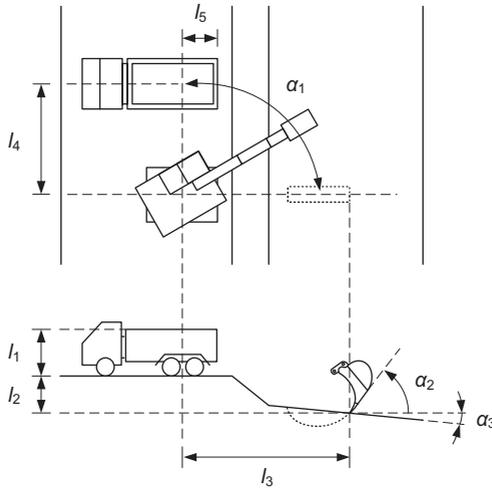


Abb. 6.16: Geometrieparameter Arbeitsaufgabe

6.3.2 Iterativer Algorithmus zur Bestimmung dynamischer Parameter

Neben den Geometrieparametern, die einmalig fest vorgegeben werden, gibt es einige Parameter, die von den dynamischen Eigenschaften der Maschine abhängen und die erst iterativ ermittelt werden müssen. Erst wenn diese bekannt und eingestellt sind, ist das Fahrermodell abschließend parametrisiert.

Die iterativ zu ermittelnden Parameter des Fahrermodells sind:

1. Drehwerkwinkel für Bremsbeginn Drehwerk (Hinschwenken)
2. Drehwerkwinkel für Beginn Ausleeren Löffel
3. Dauer Stielkorrektur (= Dauer Ausleeren)
4. Richtung Stielkorrektur (+/-)
5. Steigung Joystickrampe Stielkorrektur
6. Drehwerkwinkel für Bremsbeginn Drehwerk (Rückschwenken)
7. Drehwerkwinkel für Beginn Absenken Ausleger
8. Drehwerkwinkel für Beginn Ausrollen Stiel

Zur Bestimmung dieser Parameter sind mehrere Simulationsläufe erforderlich, die von einem automatisierten, iterativen Optimierungsalgorithmus gesteuert werden. Die Zyklusgenerierung wird in zwei Teile aufgeteilt. Zunächst werden nur der Grabvorgang und das Hinschwenken zum LKW simuliert. Dabei werden der Bremsbeginn des Drehwerks, der Beginn des Ausleerens des Löffels sowie die Parameter der Stielkorrektur so bestimmt, dass der Arbeitsarm bei $95^\circ (\pm 1^\circ)$ zum Stehen kommt und der Zeitpunkt des Stillstands zusammenfällt mit dem Abschluss des Ausleervorgangs sowie der Stielkorrektur ($\pm 0,25$ s). Für die Übereinstimmung der Projektion des Mittelpunkts der Öffnungsebene des Löffels und der Längsachse des LKWs nach dem Ausleeren wird eine Toleranz von ± 5 cm angesetzt.

Die Optimierung der Parameter erfolgt parallel und unabhängig voneinander, so dass eine mögliche Abhängigkeit der Aktoren untereinander berücksichtigt wird. Aus der in einem Simulationsdurchlauf festgestellten Abweichung der Zielgrößen wird die notwendige Anpassung der Parameter für den nächsten Simulationsdurchlauf bestimmt. Zur Beschleunigung der Optimierung kann die Auswirkung der Anpassung einzelner Parameter auf die anderen Parameter im folgenden Iterationsschritt prognostiziert werden und in die Anpassung der anderen Parameter einfließen. Dabei müssen Annahmen über die Abhängigkeiten der Aktoren für alle zu bewertenden Systeme gültig sein und daher mit Bedacht getroffen werden.

Wurde die Hinschwenkbewegung erfolgreich optimiert, wird im zweiten Teil der Zyklusgenerierung der vollständige Zyklus betrachtet. Die Parameter der ersten Zyklushälfte bleiben unverändert. Das Rückschwenken wird nun bei 90° ausgelöst, um ein kurzzeitiges Kontern zu ermöglichen. Analog zur ersten Zyklushälfte werden Bremsbeginn des Drehwerks, Beginn des Absenkens des Auslegers und Beginn des Ausrollens des Stiels parallel so optimiert, dass der Arbeitsarm bei $0^\circ (\pm 1^\circ)$ zum Stehen kommt und der Zeitpunkt des Stillstands zusammenfällt mit dem Abschluss der Ausrollbewegung ($\pm 0,25$ s). Zur Beschleunigung der Optimierung wird im ersten Iterationsschritt der ermittelte Bremswinkel des Drehwerks aus dem Hinschwenken angesetzt.

Wurden alle dynamischen Parameter ermittelt, ist das Fahrermodell vollständig parametrisiert. Für die Zyklusgenerierung sind i. d. R. ca. zehn Iterationen nötig.

Der letzte Simulationsdurchlauf ergibt den generierten Arbeitszyklus für das betrachtete System.

6.4 Validierung des Fahrermodells

Zur Validierung wird das Fahrermodell an die Gesamtsimulation des Baggervorgangs angeschlossen (vgl. Kapitel 5) und die Zyklusgenerierung für die simulierte Beispielmaschine mit den Aufgabenparametern des Referenzzyklus durchgeführt. Ergebnis der Zyklusgenerierung ist ein dynamischer Arbeitszyklus, bei dem die einzelnen Zyklusphasen wie bei einem realen Zyklus fließend ineinander übergehen. Abb. 6.17 zeigt die Bahnkurven von Löffelgelenk und Mittelpunkt der Zahnschneide für den generierten Arbeitszyklus.

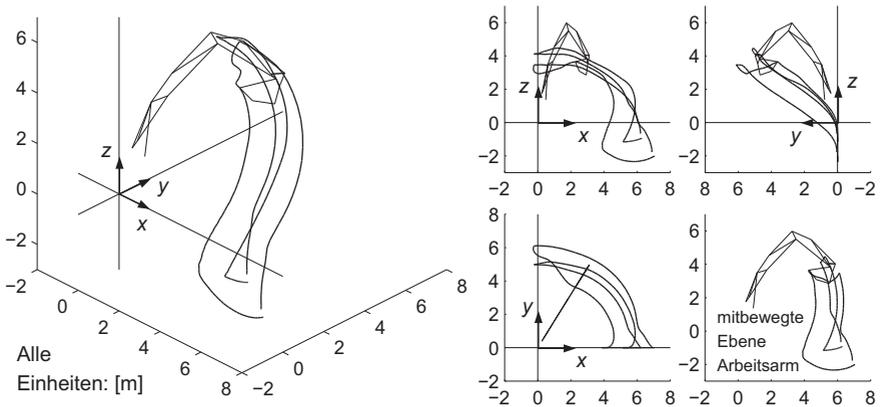


Abb. 6.17: Bahnkurven Löffelgelenk u. Mittelpunkt Zahnschneide (Simulation m. Fahrermodell)

In Abb. 6.18 sind die zugehörigen Aktorenpositionen über der Zeit dargestellt. Der generierte Zyklus ähnelt in seinem Verlauf dem gemessenen Referenzzyklus (Abb. 3.3 und 3.4, S. 38). Ein direkter Vergleich mit der Messung ist nicht sinnvoll, da das Ziel des Fahrermodells nicht die exakte Abbildung der Fahrer aus den Messungen ist, sondern die Definition eines allgemeingültigen, möglichst optimalen Fahrers zum objektiven Vergleich von Antriebskonzepten. Abb. 6.19 zeigt die generierten Joysticksignale. Die Joysticksignale ähneln in ihrem grundsätzlichen

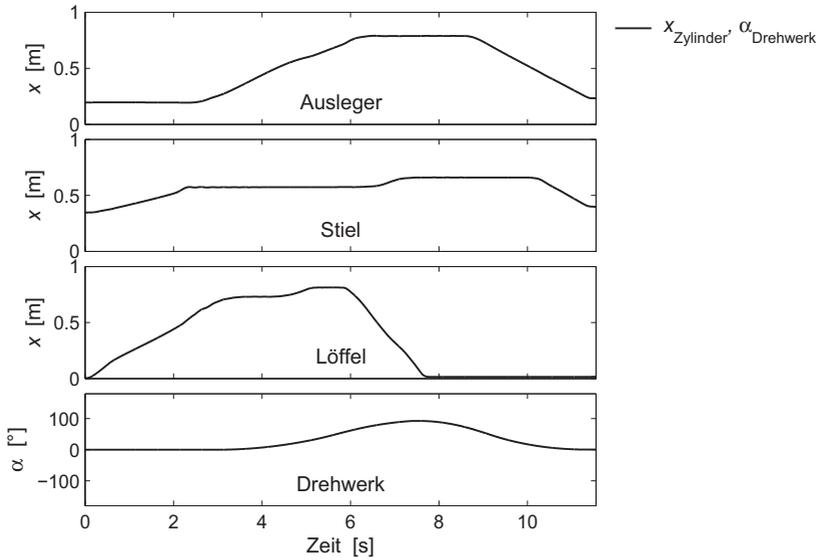


Abb. 6.18: Aktorenpositionen (Simulation m. Fahrermodell)

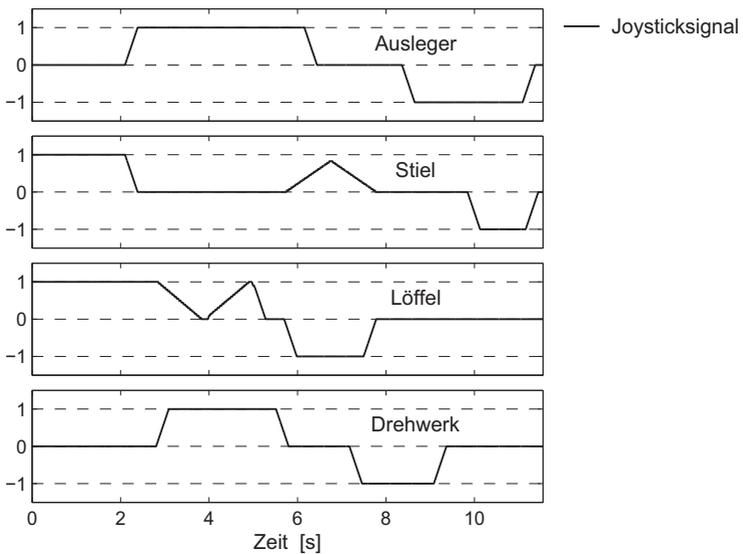


Abb. 6.19: Joysticksignale (Simulation m. Fahrermodell)

Verlauf den gemessenen Steuerdrücken (Abb. 6.3, S. 107), sind aber einfacher aufgebaut und belegen die Transparenz der Zyklusentstehung.

Der generierte Zyklus ist mit einer Zyklusdauer von 11,6 s und einem Kraftstoffbedarf von 72,9 ml schneller und gleichzeitig effizienter als die gemittelten Werte der gemessenen Zyklen aller drei Fahrer. Gegenüber dem besten Fahrer 2 sinkt die Zyklusdauer um 15 % und der Kraftstoffbedarf um 13 %. Ergänzend wurden zwei weitere Zyklen bei den anderen beiden Motordrehzahlen (1800 und 1500 1/min) generiert. Die Ergebnisse werden in Abb. 6.20 mit den Durchschnittswerten der realen Fahrer verglichen. Bei allen Motordrehzahlen ist der mit dem Fahrermodell generierte Zyklus schneller und effizienter als die gemessenen Zyklen.

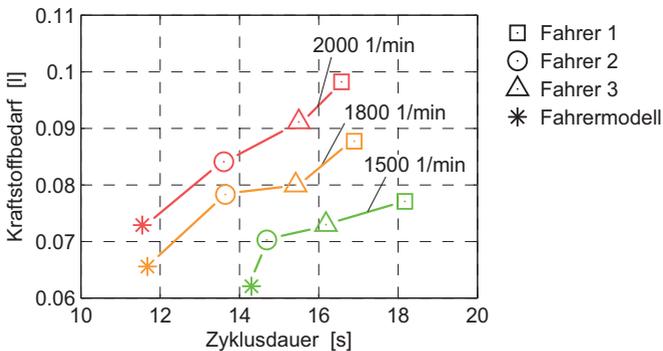


Abb. 6.20: Dauer u. Kraftstoffbedarf eines Arbeitszyklus (Vgl. Ø Messungen / Simulation m. Fahrermodell)

Das Ziel der Abbildung eines möglichst optimalen aber realistischen Fahrers wird damit durch das Fahrermodell erreicht. Der mit dem Fahrermodell generierte Zyklus gibt einen Anhaltswert, welche Effizienz bei einer im Rahmen üblicher Bedienregeln optimalen Bedienung der Maschine zu erreichen ist. Zudem wird ein relativer Vergleich unterschiedlicher Antriebskonzepte unter gleichen, transparenten Bedingungen ermöglicht. Eine weitere Validierung des Fahrermodells wird im Rahmen der Effizienzbewertung in Kapitel 7 vorgenommen.

6.5 Gültigkeitsbereich und mögliche Weiterentwicklung des Fahrermodells

Abschließend soll noch kurz auf Einschränkungen für die Anwendbarkeit des Fahrermodells und mögliche Weiterentwicklungen eingegangen werden.

Das Fahrermodell setzt ein Maschinenmodell voraus, das realistisches Verhalten zeigt. Die üblichen Kraft- und Geschwindigkeitsanforderungen an ein Baggersystem müssen erfüllt sein. Darüber hinaus gelten die folgenden Einschränkungen für den Einsatz des Fahrermodells:

- Das Graben beginnt in einer mittleren Entfernung zum Bagger.
- Das Graben findet in oder vorzugsweise unterhalb der Standebene des Baggers statt.
- Die Oberfläche der Grabstelle ist eben oder geringfügig geneigt.
(aus Sicht des Baggers abschüssig)
- Es wird in lockerem Boden gegraben.
- Es müssen keine zusätzlichen Hindernisse überwunden werden.
(z.B. Wandung eines Grabens)
- Der Verstellausleger wird während des Arbeitszyklus nicht betätigt.

Nur unter diesen Bedingungen ist die abgebildete Zykluslogik gültig. Das Graben findet einmalig in einer ideal präparierten Umgebung statt. Eine Berücksichtigung des Materialabtrags für einen Folgezyklus findet nicht statt.

Die dargestellten Einschränkungen sind für einen Standard-90°-Zyklus zur Energieeffizienzbewertung zulässig. Ziel der vorgestellten Vorgehensweise ist die Generierung eines authentischen Arbeitszyklus. Die größte Bedeutung kommt dabei der Generierung eines flüssigen Arbeitsablaufs mit realistischer Überlappung der Einzelbewegungen in Verbindung mit einer realistischen Lastannahme zu. Der Einfluss der bei der Ableitung der Bedienregeln getätigten Vereinfachungen ist demgegenüber als gering anzusehen.

Das Fahrermodell ist bisher auf die Durchführung eines 90°-Zyklus beschränkt. Das Modell kann mit geringem Aufwand für die Abbildung eines 180°-Zyklus

angepasst werden. In diesem Fall ist ein mögliches Einfahren des Stiels zur Trägheitsverringern während der Drehbewegung zu berücksichtigen. Analog zu dem in diesem Kapitel beschriebenen Vorgehen kann zur Abbildung weiterer Arbeitsaufgaben wie z.B. eines Planums verfahren werden.

Die regelbasierte Formulierung des Fahrermodells ermöglicht eine Sensitivitätsanalyse der Geometrieparameter der Arbeitsaufgabe. Auf diese Weise können die für einen Maschinenvergleich am besten geeigneten Geometrieparameter ermittelt werden.

7 Durchführung der Effizienzbewertung

In diesem Kapitel wird die in Kapitel 4 entwickelte Bewertungsmethodik auf die simulierte Beispielmachine angewendet. Daran anschließend wird ein alternatives Antriebskonzept modelliert, das die Rückgewinnung der beim Anheben im Ausleger gespeicherten Energie ermöglicht und mit dem bestehenden System verglichen.

7.1 Bewertung der Beispielmachine

Nachfolgend wird die Effizienz- und Potentialanalyse des bestehenden Antriebssystems der simulierten Beispielmachine nach Abschnitt 4.2 durchgeführt und die energetische Gesamtbilanz des Arbeitsvorgangs nach Abschnitt 4.3 aufgestellt. Es werden Simulationen betrachtet, die über Vorgabe gemessener Steuerdrücke und unter Verwendung des Fahrermodells entstanden sind.

7.1.1 Simulation mit vorgegebenen Steuerdrücken

Zunächst werden über Vorgabe gemessener Steuerdrücke nachsimulierte Arbeitszyklen betrachtet. Die Simulation bietet eine Möglichkeit zur nachträglichen Bestimmung einiger Variablen, die bei den Messungen nicht erfasst werden konnten und damit zu einer detaillierteren Systembewertung. Über den Vergleich der simulierten Leistungsgrößen mit den gemessenen wird zudem eine zusätzliche Validierung des Simulationsmodells vorgenommen.

Die Definition der zu betrachtenden Variablen und Systemgrenzen wurde bereits in Kapitel 4 durchgeführt. Ergebnis ist das abstrahierte Antriebssystem nach Abb. 4.5, rechts (S. 51).

Leistungsbilanzen Antriebssystem

Für jedes Teilsystem des Antriebssystems wird nachfolgend die Leistungsbilanz für den nachsimulierten Referenzzyklus (vgl. Kapitel 3) aufgestellt.

Abb. 7.1 zeigt die Leistungsbilanz des Motors. Im oberen Koordinatensystem (KS) sind die zu- und abfließenden Leistungen dargestellt. Das mittlere KS zeigt die resultierende Leistungseffizienz. Im unteren KS ist die Verlustleistung dargestellt. Für das bestehende Antriebssystem ist die Leistungsbilanz von Motor, Nebenaggregaten und Pumpe relativ einfach aufgebaut, da das System keine Möglichkeit zur Energierückgewinnung besitzt und es daher zu keinem Rückfluss eingetragener Leistung entgegen der Hauptflussrichtung kommt.

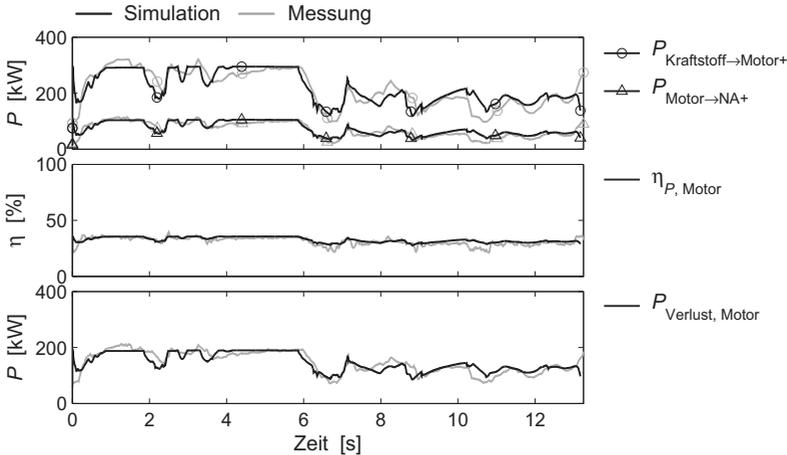


Abb. 7.1: Leistungsbilanz Motor (Vgl. Messung/Simulation RZ)

Dem Motor wird in Form des Kraftstoffs chemische Energie zugeführt, die in mechanische Leistung umgewandelt und an die Motorwelle abgegeben wird. Für die Umrechnung des Kraftstoffvolumenstroms in eine physikalische Leistung wurde ein Heizwert¹ von 42,8 MJ/kg angenommen.

¹Der Heizwert eines Brennstoffes ist die bei seiner Verbrennung maximal freiwerdende Wärmemenge, ohne dass es zu einer Kondensation des im Abgas enthaltenen Wasserdampfes kommt.

Die Leistungseffizienz des Motors ergibt sich nach Gl. (4.6) (S. 53) zu

$$\eta_{P, \text{Motor}} = \frac{P_{\text{Motor} \rightarrow \text{NA+}}}{P_{\text{Kraftstoff} \rightarrow \text{Motor+}}}. \quad (7.1)$$

Die Verlustleistung ist stets die Differenz aus Nenner und Zähler der Leistungseffizienz und wird für die folgenden Teilsysteme nicht explizit angegeben.

$$P_{\text{Verlust, Motor}} = P_{\text{Kraftstoff} \rightarrow \text{Motor+}} - P_{\text{Motor} \rightarrow \text{NA+}} \quad (7.2)$$

Obwohl in der abgerufenen Motorleistung alle Abbildungsungenauigkeiten des Modells zusammenlaufen, zeigt sich eine gute Übereinstimmung der simulierten mit den gemessenen Leistungsgrößen. Eine quantitative Analyse der Modellqualität wird bei der Aufstellung der Energiebilanzen im nächsten Abschnitt vorgenommen. In der ersten Hälfte des Zyklus, in dem sich der Motor nahe seiner Leistungsgrenze befindet, liegt die Effizienz im Bereich von 35 %. In der zweiten Hälfte arbeitet der Motor im Teillastbetrieb und die Effizienz sinkt im zeitlichen Mittel auf ca. 30 %. Die Effizienz des Motors erscheint insgesamt etwas gering. Gute Dieselmotoren können im besten Arbeitspunkt einen Wirkungsgrad von bis zu 45 % erreichen (Schiffsdiesel bis 50 %). Der Kraftstoffverbrauch in der Messung ist ein innerhalb der Motorsteuerung berechneter Wert. Messungen mit einer zusätzlichen Messturbine ergaben einen etwas niedrigeren Verbrauch bei gleichbleibendem relativen Verhältnis zwischen den Zyklen. Es ist daher davon auszugehen, dass der reale Wirkungsgrad des Motors etwas höher liegt.

Abb. 7.2 zeigt die Leistungsbilanz der Nebenaggregate. Die Nebenaggregate nehmen einen Teil der Motorleistung auf zur Erfüllung von Hilfsfunktionen wie Kühlung, Lenkung und Versorgung des Bordstromnetzes. In der Simulation wird ein konstantes Lastmoment von 75 Nm angenommen, das bei einer Motordrehzahl von 2000 1/min zu einer konstanten Leistungsaufnahme von 15,7 kW führt. Obwohl die Erfüllung der Nebenfunktionen für den Maschinenbetrieb notwendig ist, wird die aufgenommene Leistung in der Leistungsbilanz als Verlust gewertet, da sie nicht direkt der Erfüllung der Arbeitsaufgabe dient.

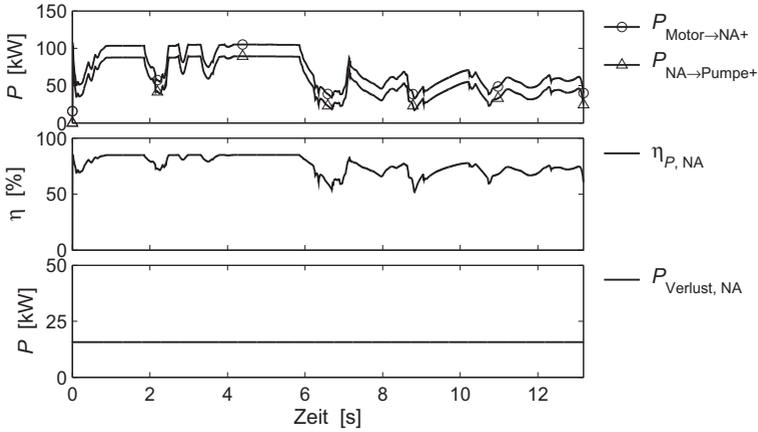


Abb. 7.2: Leistungsbilanz Nebenaggregate (Simulation RZ)

Die Leistungseffizienz der Nebenaggregate ergibt sich zu

$$\eta_{P,NA} = \frac{P_{NA \rightarrow Pumpe+}}{P_{Motor \rightarrow NA+}} \quad (7.3)$$

In Abb. 7.3 ist die Leistungsbilanz der Pumpe dargestellt. Die Pumpe nimmt die um die Nebenaggregateleistung verminderte mechanische Motorleistung auf und gibt hydraulische Leistung an das Steuerungssystem ab.

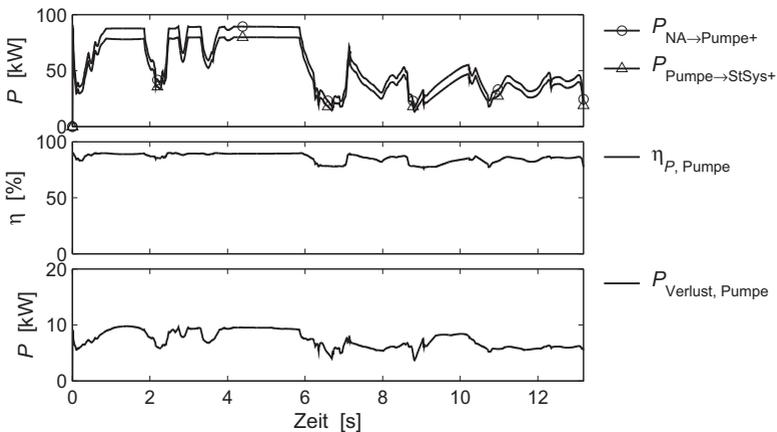


Abb. 7.3: Leistungsbilanz Pumpe (Simulation RZ)

Die Leistungseffizienz der Pumpe ergibt sich zu

$$\eta_{P, \text{Pumpe}} = \frac{P_{\text{Pumpe} \rightarrow \text{StSys}+}}{P_{\text{NA} \rightarrow \text{Pumpe}+}}. \quad (7.4)$$

In der ersten Zyklushälfte ergibt sich unter Volllast ein Gesamtwirkungsgrad der Pumpe von ca. 90 %, in der zweiten Hälfte im Teillastbereich sinkt die Effizienz im Schnitt auf ca. 85 %.

Der Vergleich mit der Messung kann für Nebenaggregate und Pumpe nicht geführt werden, da das Drehmoment zwischen Nebenaggregaten und Pumpe nicht gemessen wurde. Dessen Erfassung ist i. d. R. mit einem hohen Messaufwand verbunden (z.B. Anbringung von Dehnungsmessstreifen oder Montage einer speziellen Messkupplung). Die Simulation bietet die Möglichkeit, das Drehmoment nachträglich zu bestimmen und ermöglicht damit eine getrennte Aufstellung der Leistungsbilanz von Nebenaggregaten und Pumpe.

Zur Aufstellung der Leistungsbilanz des Steuerungssystems müssen zunächst die positiven und negativen Leistungssummen des Leistungstransfers zwischen Steuerungssystem und Aktoren gebildet werden (Abb. 7.4). Es zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messwerten. Lediglich im Bereich des Grabens kommt es zu größeren Abweichungen, da die gemessenen Druckschwingungen wegen der nicht-elastischen Abbildung der Erde in der Simulation (vgl. Kapitel 5.2.4) nicht auftreten können.

Abb. 7.5 zeigt die Leistungsbilanz des Steuerungssystems. Aus Gründen der Darstellung werden die zu- und abfließenden Leistungsströme auf zwei Koordinatensysteme aufgeteilt. Im ersten KS sind die Leistungsflüsse in Hauptflussrichtung dargestellt, im zweiten der Leistungsfluss entgegen der Hauptflussrichtung.

Die Leistungseffizienz des Steuerungssystems ergibt sich zu

$$\eta_{P, \text{StSys}} = \frac{\sum P_{\text{StSys} \rightarrow \text{Aktoren}+}}{P_{\text{Pumpe} \rightarrow \text{StSys}+} + |\sum P_{\text{StSys} \leftarrow \text{Aktoren}-}|}. \quad (7.5)$$

Wie bereits bei der Analyse der Messungen diskutiert, zeigen sich hohe Verluste und eine niedrige Effizienz vor allem in den Zyklusphasen „Ausleeren“ (Simulationszeit 7 s bis 9 s) und „Absenken/Ausrollen“ (Simulationszeit 10 s bis Zy-

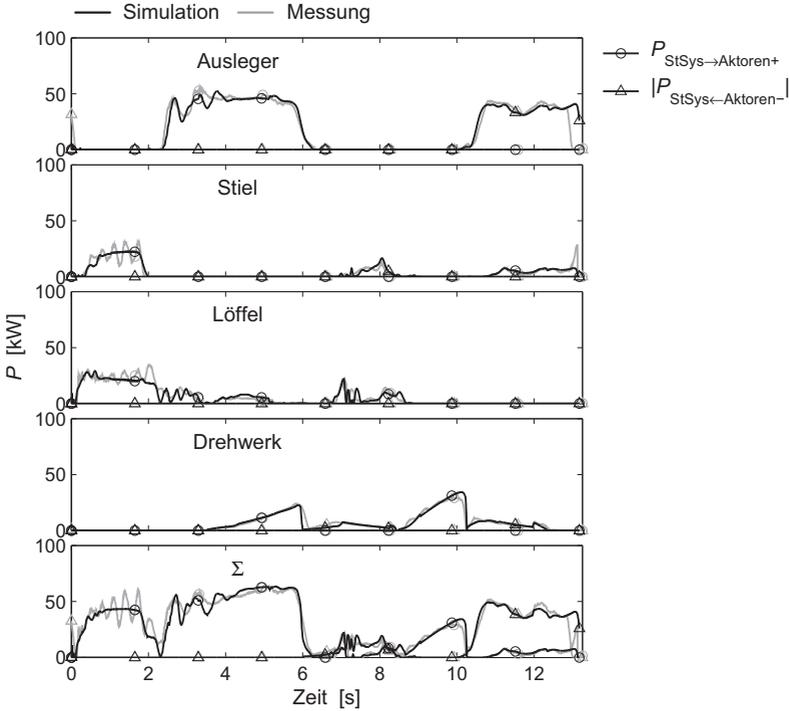


Abb. 7.4: Leistungstransfer zw. Steuerungssystem u. Aktoren (Vgl. Messung/Simulation RZ)

klusende). Obwohl dort wenig Leistung an die Aktoren abgegeben werden muss und gleichzeitig ein Leistungseintrag an anderen Aktoren vorliegt, muss eine hohe Pumpenleistung zugeführt werden. Insbesondere steht im letzten Zyklusabschnitt durch das Absenken des Auslegers ein großer Leistungseintrag zur Verfügung, der ungenutzt bleibt und zu einer hohen Verlustleistung führt.

In Abb. 7.6 ist die Leistungsbilanz der Aktoren dargestellt. Zur Bildung der zwischen Aktoren und Mechanik des Arbeitsgeräts ausgetauschten Leistungssummen $\sum P_{Aktoren \rightarrow Mech+}$ und $\sum P_{Aktoren \leftarrow Mech-}$ ist analog zur Leistungsbilanz zwischen Steuerungssystem und Aktoren zu verfahren.

Die Leistungseffizienz der Aktoren ergibt sich zu

$$\eta_{P, \text{Aktoren}} = \frac{|\sum P_{StSys \leftarrow Aktoren-}| + \sum P_{Aktoren \rightarrow Mech+}}{\sum P_{StSys \rightarrow Aktoren+} + |\sum P_{Aktoren \leftarrow Mech-}|} \quad (7.6)$$

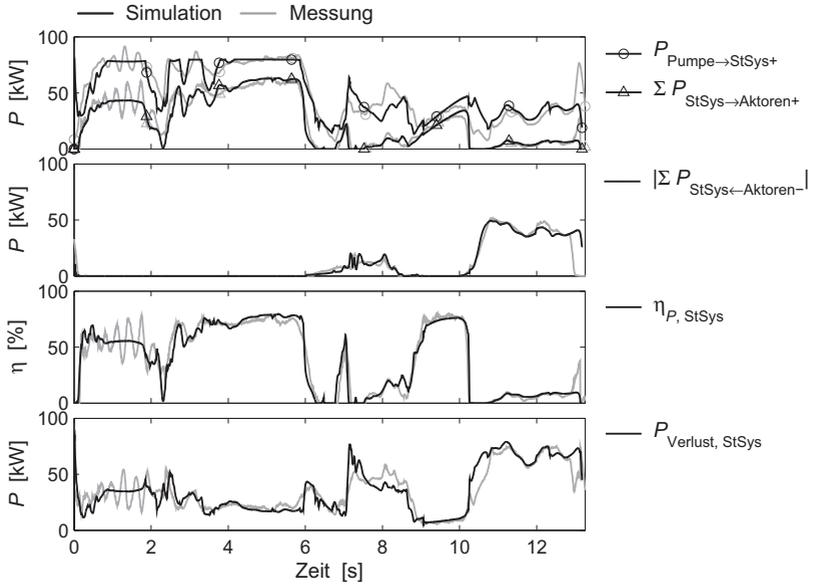


Abb. 7.5: Leistungsbilanz Steuerungssystem (Vgl. Messung/Simulation RZ)

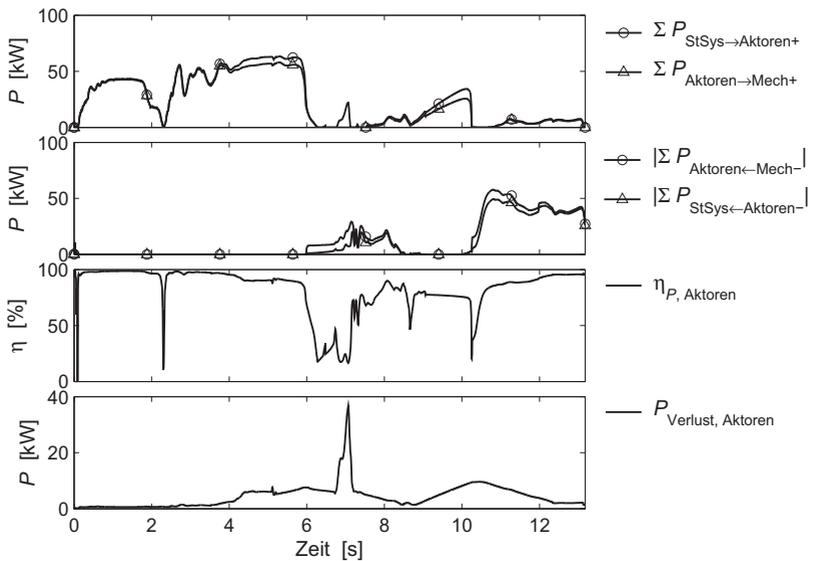


Abb. 7.6: Leistungsbilanz Aktoren (Simulation RZ)

In den Messungen zeigt sich ein hohes Reibmoment im Drehwerksantrieb, das sich aus der Reibung im Hydromotor, der Reibung im Übersetzungsgetriebe sowie der Reibung in der Lagerung des Oberwagens zusammensetzt. Da die Verluste in Übersetzungsgetriebe und Drehwerkslagerung in dieser Arbeit zu den Aktorenverlusten gezählt werden (vgl. S. 87), ist die Verlustleistung der Aktoren annähernd proportional zur Drehwerksgeschwindigkeit. Der Peak in der Verlustleistung bei 7 s ist auf die Endlagendämpfung des Löffelzylinders zurückzuführen. Der direkte Vergleich mit der Messung kann für die Aktoren nicht geführt werden, da die zwischen Aktoren und Arbeitsgerät wirkenden Kräfte sowie das Drehmoment nicht gemessen wurden.

Delta-Energiebilanz Antriebssystem

Abb. 7.7 zeigt die Delta-Energiebilanz des Antriebssystems der simulierten Beispielmachine. Dargestellt sind die Durchschnittswerte aus 14 nachsimulierten Arbeitszyklen, bei denen die Steuerdrücke der in Kapitel 4.2 ausgewerteten Messungen vorgegeben wurden (vgl. Abb. 4.11, S. 58). Sechs der eigentlich 20 Zyklen konnten nicht nachsimuliert werden, da die Grabsituation durch das Grabkraftmodell nicht genau genug reproduziert werden konnte. Während das Modell von einmaligem Graben in einer ebenen Oberfläche ausgeht, verändert sich die Geometrie der Grabstelle in den Messungen mit jedem Zyklus. Die genaue geometrische Situation jeder Messung ist unbekannt und im Einzelfall durch das Grabkraftmodell nicht abbildbar.

Der Vergleich mit der Auswertung der 14 zugrundeliegenden Messungen (s. Anhang, Abb. A.2) zeigt eine hohe Übereinstimmung und belegt die Validität des Simulationsmodells. Der simulierte durchschnittliche Energiebedarf der Arbeitszyklen liegt mit 3062,4 kJ nur 1,5 % über dem gemessenen (3017,5 kJ). Die Effizienz des Motors liegt mit 33,4 % um 1,2 Prozentpunkte über der gemessenen Effizienz (32,2 %). Das Steuerungssystem generiert mit einer gemittelten Effizienz von 29,4 % (Messungen: 30,8 %) einen Verlust von 16,1 % bezogen auf die in Form des Kraftstoffs zugeführte Energiemenge (Messungen: 16,3 %). Die Simulation ermöglicht eine Differenzierung der Pumpen- und Nebenaggregatsverluste. 7,1 %

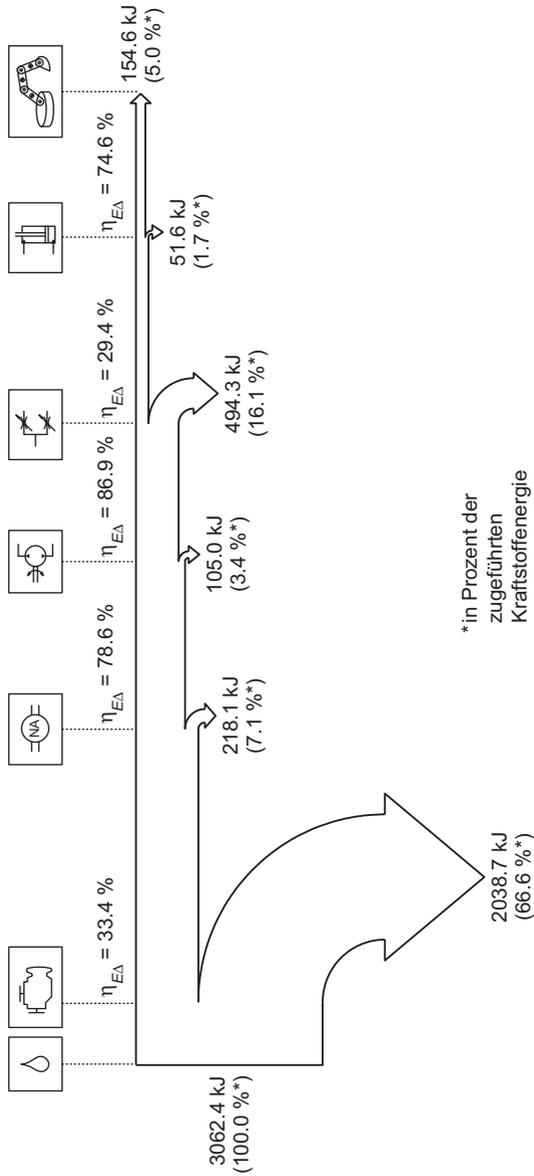


Abb. 7.7: Delta-Energiebilanz Antriebssystem (Ø 14 simulierte AZ)

Energieabfluss in die Nebenaggregate und 3,4 % Pumpenverluste ergeben einen simulierten gemeinsamen Verlust von 10,5 % gegenüber 8,7 % in den Messungen. Da die Nebenaggregatsverluste mit einem konstanten Lastmoment sehr grob abgeschätzt wurden, ist davon auszugehen, dass diese in Wirklichkeit etwas geringer ausfallen. Zusätzlich können in der Simulation die Aktorenverluste bestimmt werden. Diese betragen 1,7 %. Es ergibt sich eine Gesamteffizienz des Antriebssystems von nur 5,0 % (Messungen: 7,2 % inkl. Aktorenverluste). Die ermittelten Effizienzwerte gelten ausschließlich für die betrachtete Beispielmaschine und die spezifische Arbeitsaufgabe nach Kapitel 3.

Differenzierte Potentialanalyse Steuerungssystem

Zur Identifikation von Maßnahmen zur Steigerung der Effizienz des Steuerungssystems wird die differenzierte Leistungsbilanz des Steuerungssystems nach Kapitel 4.2.4 aufgestellt. Abb. 7.8 zeigt die Leistungsbilanz des nachsimulierten Referenzzyklus (vgl. Messung in Abb. 4.18, S. 68).

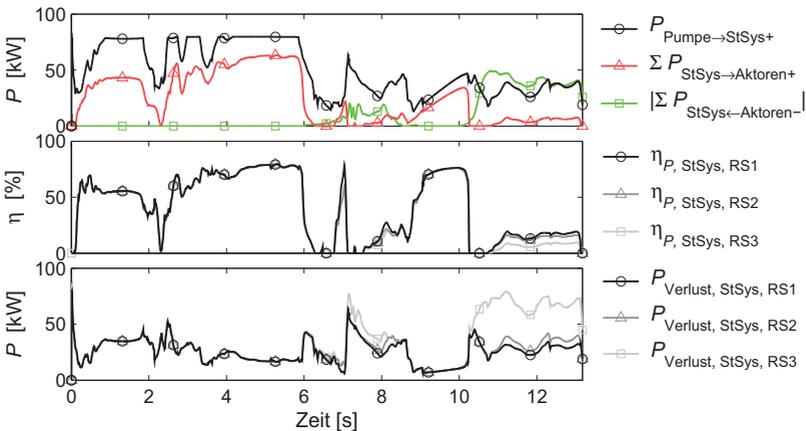


Abb. 7.8: Differenzierte Leistungsbilanz Steuerungssystem (Simulation RZ)

Über den Vergleich der Verlustleistungen des Steuerungssystems bezogen auf die drei idealisierten Referenzsysteme wird das Potential für die Anwendung der drei grundlegenden Energiesparmaßnahmen bestimmt (vgl. S. 68 f.). Gemittelt über die

14 nachsimulierten Arbeitszyklen ergeben sich die in Abb. 7.9 dargestellten Delta-Energiesparpotentiale des Steuerungssystems.



Abb. 7.9: Delta-Energiesparpotentiale Steuerungssystem (Ø 14 simulierte AZ)

Auch hier zeigt sich eine hohe Übereinstimmung mit den gemessenen Werten (vgl. Abb. A.3). Es fallen 51,6 % (Messungen: 51,0 %) Primärverluste an. Zusätzlich bleiben 19,0 % (18,2 %) an rückgewinnbarer Energie ungenutzt. 2,8 % (2,6 %) davon könnten durch direkten Leistungstransfer zwischen den Aktoren zurückgewonnen werden. Die restlichen 16,2 % (15,6 %) erfordern eine Zwischenspeicherung von Energie. Die Abweichung der simulierten Delta-Energiesparpotentiale von den gemessenen beträgt im Schnitt 0,5 Prozentpunkte.

Zur Identifikation der verlustintensivsten Arbeitssituation und Ableitung einer geeigneten Maßnahme zur Verlustvermeidung werden die in Kapitel 4.2.4 hergeleiteten Lagekennwerte für den nachsimulierten Referenzzyklus betrachtet. Abb. 7.10 zeigt die relativen theoretischen Leistungssparpotentiale des Steuerungssystems, also die auf den größten auftretenden Verlustwert im Vergleich mit Referenzsystem 3 normierten Verlustleistungen (vgl. S. 70).

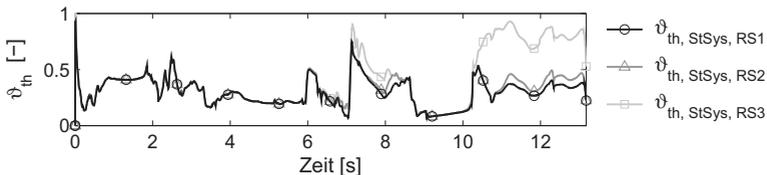


Abb. 7.10: Relatives theoretisches Leistungssparpotential Steuerungssystem (Simulation RZ)

Es wird angenommen, dass die vorhandenen Energiesparpotentiale des Steuerungssystems durch funktionale Änderungen an der Struktur des Systems bzw. Anpassung der funktionalen Parameter der Systemkomponenten genutzt werden

sollen. In diesem Fall ist nur der Anteil der theoretischen Leistungssparpotentiale praktisch nutzbar, der auf funktionale Verluste und nicht auf die Wirkungsgradverluste der verwendeten Komponenten zurückzuführen ist (vgl. S. 48). Zur Bestimmung der praktischen Leistungssparpotentiale (Abb. 7.11) werden die theoretischen Leistungssparpotentiale mit einem Nutzbarkeitsbeiwert multipliziert. Es wird der Nutzbarkeitsbeiwert λ_A nach Gl. (4.45) (S. 72) verwendet. λ_A ist die Differenz aus 1 und der aktuellen Leistungseffizienz und ermöglicht eine qualitative Abschätzung des praktischen Leistungssparpotentials unter der Annahme, dass der Anteil der funktionalen Verluste mit steigender Leistungseffizienz sinkt.

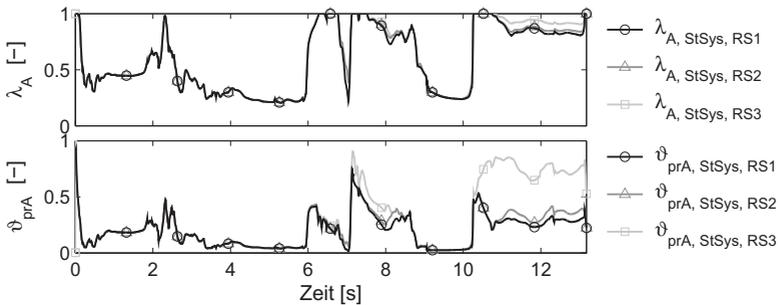


Abb. 7.11: Relatives praktisches Leistungssparpotential Steuerungssystem (Simulation RZ)

Der Vergleich der relativen praktischen Leistungssparpotentiale mit dem Verlauf der Verlustleistungen in Abb. 7.8 zeigt, dass das praktische Energiesparpotential in den Teilzyklen „Ausleeren“ (Zykluszeit 7 s bis 9 s) und „Absenken/Ausrollen“ (Zykluszeit 10 s bis Zyklusende) besonders hoch ist, während die Verluste in den übrigen Teilzyklen überwiegend als nicht praktisch zu nutzen bewertet werden.

Wird die Energierückgewinnung als Maßnahme zum Energiesparen ausgeschlossen, kommen beide identifizierten Teilzyklen zur Anwendung von Maßnahmen zur Reduktion der Primärverluste in Frage, da das Energiesparpotential ähnlich hoch ist ($\vartheta_{\text{prA, StSys, RS1}}$). Die Energierückgewinnung durch direkten Transfer eingetragener Energie zwischen den Aktoren ist für das vorliegende System ungeeignet, da das zusätzliche Potential nach $\vartheta_{\text{prA, StSys, RS2}}$ sehr gering ist. Die Energierückgewinnung durch Zwischenspeicherung führt hingegen zu einem hohen zusätzlichen Energiesparpotential ($\vartheta_{\text{prA, StSys, RS3}}$) im Teilzyklus „Absenken/Aus-

rollen“. Da der Energieeintrag in diesem Zyklus fast ausschließlich über den Ausleger erfolgt (vgl. Abb. 7.4), kann die Rückgewinnung der Auslegerenergie über Zwischenspeicherung eine geeignete Maßnahme zur Verringerung der funktionalen Energieverluste des Systems sein.

Die Bestimmung der praktischen Leistungssparpotentiale über λ_B (nach Gl. (4.46), S. 73) unter der Annahme eines konstanten Verlustanteils durch Komponentenwirkungsgrade μ_{WG} ist für das vorliegende System nicht geeignet. In der Simulation ergibt sich der in Abb. 7.12 dargestellte Verlustanteil durch Komponentenwirkungsgrade (z.B. Leitungsverluste) an der gesamten aktuell vom Steuerungssystem umgesetzten Leistung. Insbesondere im Bereich des Ausleerens kommt es zu einem deutlichen Anstieg des Verlustanteils. Zwar sind die Verluste durch Komponentenwirkungsgrade mit gewissen Simulationsunsicherheiten behaftet, ihr erhöhter Anteil in der Phase „Ausleeren“ schränkt jedoch die zuvor bestimmte hohe praktische Nutzbarkeit des Leistungssparpotentials in diesem Teilzyklus ein. Maßnahmen zur Erhöhung der Energieeffizienz sollten also primär für den letzten Zyklusabschnitt ergriffen werden.

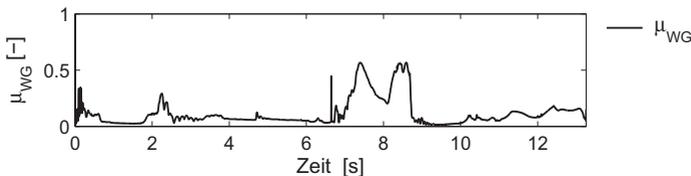


Abb. 7.12: Verlustanteil durch Komponentenwirkungsgrade (Simulation RZ)

Gesamtbilanz Arbeitsvorgang

In Vorbereitung des Konzeptvergleichs wird die energetische Gesamtbilanz des Arbeitsvorgangs aufgestellt (Abb. 7.13). Für die simulierten 14 Arbeitszyklen ergibt sich im Mittel ein Kraftstoffbedarf von 85,6 ml, der damit 1,5 % höher ausfällt als in den Messungen (84,4 ml, vgl. Abb. A.4). Mit einem zeitbezogenen Bedarf von 22,21/h (21,91/h) und einer Umschlagsleistung von 193,3 m³/h (193,3 m³/h) ergibt sich eine Aufgabeneffizienz von 8,70 m³/l (8,83 m³/l). Das Arbeitsgerät gibt durchschnittlich 146,9 kJ an den Prozess ab. 53,4 % der in den Prozess flie-

enden Energie werden zum Lösen der Erde benötigt, die restlichen 46,6 % für die Höhenveränderung des geförderten Materials.

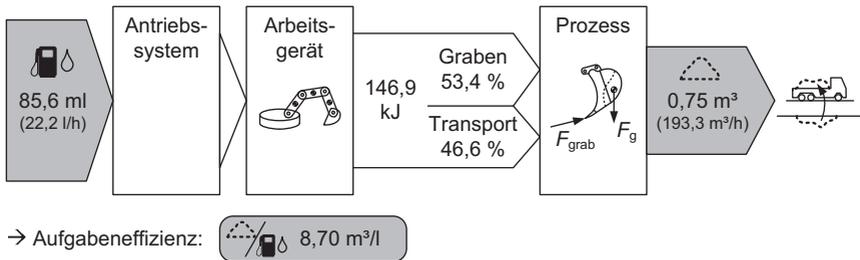


Abb. 7.13: Gesamtbilanz Arbeitsvorgang (Ø 14 simulierte AZ)

Die insgesamt hohe Übereinstimmung zwischen den simulierten und gemessenen Leistungsgrößen bei der Effizienzbewertung belegt, dass das Gesamtsimulationsmodell für den Zweck der Effizienzbewertung als validiert angesehen werden kann.

7.1.2 Simulation mit Fahrermodell

Nachfolgend wird die Effizienzbewertung für die Simulation mit Fahrermodell dargestellt. Anhand des Vergleichs mit der Bewertung der über Vorgabe der Steuerdrücke simulierten Zyklen wird die Eignung des Fahrermodells für die Effizienzbewertung beurteilt und damit eine weitere Validierung des Fahrermodells vorgenommen. Die zu betrachtenden Variablen und Systemgrenzen bleiben unverändert. Auf die Darstellung der Leistungsbilanzen aller Teilsysteme wird verzichtet, da das gleiche Antriebssystem betrachtet wird.

Delta-Energiebilanz Antriebssystem

Abb. 7.14 zeigt die Delta-Energiebilanz des Antriebssystems. Die an das Arbeitsgerät abgegebene Nutzarbeit der Simulation mit Fahrermodell (154,3 kJ) stimmt mit dem Mittel der Simulationen mit vorgegebenen Steuerdrücken nahezu überein (154,6 kJ, Abb. 7.7, S. 137). Die Delta-Energieeffizienzen liegen alle etwas höher,

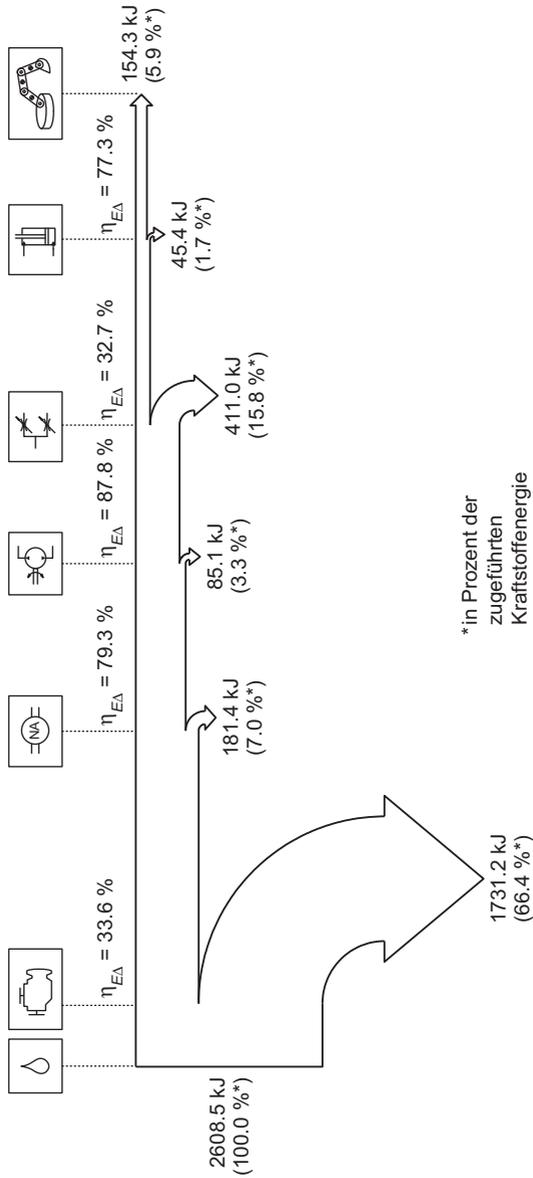


Abb. 7.14: Delta-Energiebilanz Antriebsystem (Simulation m. Fahrermodell)

so dass für den gesamten Zyklus eine Kraftstoffmenge mit einem Energiegehalt von nur 2608,5 kJ zugeführt werden muss, während es bei den Simulationen mit vorgegebenen Steuerdrücken 3062,4 kJ sind. Die prozentualen Verluste bezogen auf die zugeführte Kraftstoffenergie sind nahezu identisch (Motor: 66,4 % mit Fahrermodell gegenüber 66,6 % mit Steuerdruckvorgabe, Nebenaggregate: 7,0 % / 7,1 %, Pumpe: 3,3 % / 3,4 %, Steuerungssystem: 15,8 % / 16,1 %, Aktoren: 1,7 % / 1,7 %). Wie bereits bei der Validierung in Kapitel 6.4 festgestellt, ist das Fahrermodell effizienter als die drei Testfahrer. Die absolute Höhe der auftretenden Verluste ist dadurch geringer und erlaubt eine Prognose, welche Energieeffizienz bei im Rahmen üblicher Bedienregeln optimaler Bedienung der Maschine erreichbar ist. Die relative Verteilung der Verluste bleibt gleich und ermöglicht eine den Ergebnissen realer Versuchsmessungen entsprechende Identifikation der verlustintensivsten Teilsysteme.

Differenzierte Potentialanalyse Steuerungssystem

Die differenzierte Leistungsbilanz des Steuerungssystems ergibt für die Simulation mit Fahrermodell die in Abb. 7.15 dargestellten Energiesparpotentiale. Der Anteil der Nutzarbeit ist durch die höhere Effizienz des Steuerungssystems etwas größer (32,7 % gegenüber 29,4 % mit vorgegebenen Steuerdrücken). Die Verlustanteile sind entsprechend geringer. Lediglich das Energiesparpotential für einen direkten Transfer ist etwas höher (4,7 % gegenüber 2,8 %), da die kürzere Zyklusdauer (11,6 s gegenüber 13,9 s) zu einer größeren Überlappung der Zyklusphasen führt.

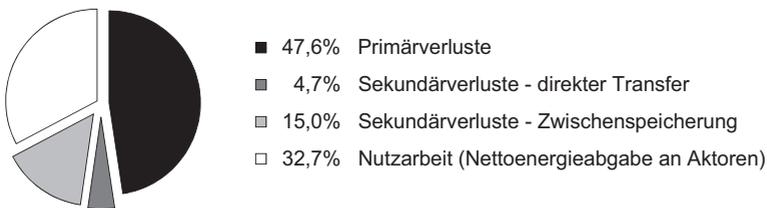


Abb. 7.15: Delta-Energiesparpotentiale Steuerungssystem (Simulation m. Fahrermodell)

Gesamtbilanz Arbeitsvorgang

Abb. 7.16 zeigt die energetische Gesamtbilanz des Arbeitsvorgangs für die Simulation mit Fahrermodell. Die Ergebnisse werden in Abb. 7.17 mit den Ergebnissen der Simulationen mit vorgegebenen Steuerdrücken und denen der Messungen gegenübergestellt.

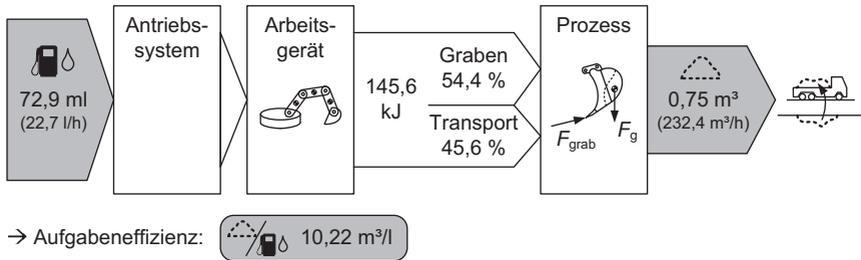


Abb. 7.16: Gesamtbilanz Arbeitsvorgang (Simulation m. Fahrermodell)

	Kraftstoff- bedarf Zyklus	Aufgaben- effizienz	Dauer Zyklus	Bewegte Erde pro Std	Kraftstoff- bedarf pro Std
Ø 14 gemessene AZ	84,4 ml	8,83 m³/l	13,9 s	193,3 m³/h	21,9 l/h
Ø 14 simulierte AZ (Steuerdruckvorgabe)	85,6 ml	8,70 m³/l	13,9 s	193,3 m³/h	22,2 l/h
Simulation m. Fahrermodell	72,9 ml	10,22 m³/l	11,6 s	232,4 m³/h	22,7 l/h

Abb. 7.17: Vergleich Gesamtbilanzen Arbeitsvorgang

Die Ähnlichkeit der Werte der Simulationen mit Steuerdruckvorgabe und der Messungen ist wie in Abschnitt 7.1.1 dargestellt ein Beleg für die Validität des Simulationsmodells. Das Fahrermodell generiert mit 72,9 ml den geringsten Kraftstoffbedarf für einen Arbeitszyklus. Bei einer stets angenommenen maximalen Löffelfüllung führt dies zu der mit 10,22 m³/l höchsten Aufgabeneffizienz. Die Zyklusdauer der Simulation mit Fahrermodell ist mit 11,6s deutlich geringer als die der Simulationen mit Steuerdruckvorgabe und der Messungen. Dies führt zu einer deutlich höheren Umschlagsleistung von 232,4 m³/h. Der zeitbezogene Kraftstoffbedarf erhöht sich mit 22,7l/h dagegen nur leicht. Dies deutet daraufhin,

dass die Zyklusdauer für den Kraftstoffbedarf entscheidend ist. Ein schneller Fahrer ist damit automatisch auch ein energieeffizienter Fahrer.

Die Ergebnisse belegen, dass das Fahrermodell unter Einhaltung einer realistischen Bedienlogik einen im Vergleich mit realen Fahrern effizienteren Arbeitszyklus generiert. Dies ermöglicht eine Prognose, welche Effizienz bei der betrachteten Maschine mit optimaler Bedienung zu erreichen ist. Die anteilige Verteilung der Verluste bzw. Energiesparpotentiale auf die Teilsysteme wird in Übereinstimmung zu realen Versuchsmessungen prognostiziert bei entsprechend vermindertem Untersuchungsaufwand.

7.2 Erweiterung Beispielsystem um Energierückgewinnungsmöglichkeit

Im Rahmen der Effizienzbewertung des bestehenden Antriebssystems wurde die Rückgewinnung der während des Arbeitszyklus im Arbeitsarm gespeicherten potentiellen Energie als geeignetste Maßnahme zur Erhöhung der Energieeffizienz ausgewählt (vgl. S. 141). Nachfolgend wird das Simulationsmodell des Antriebssystems der Beispielmachine um eine Möglichkeit zur Zwischenspeicherung des Energieeintrags am Auslegerzylinder erweitert. Für das neue System wird mit Hilfe des Fahrermodells ein realistischer Arbeitszyklus generiert. Dieser wird anschließend bewertet und mit den Ergebnissen des bestehenden Antriebssystems verglichen.

Die Effizienzbewertung des bestehenden Antriebssystems der Beispielmachine zeigt ein Potential für die Energierückgewinnung im Steuerungssystem von ca. 18–20 %². Der größte Anteil davon steht beim Absenken des Auslegers zur Verfügung (ca. 85 %, vgl. Abb. 4.7, S. 54). Da nur weniger als 5 %³ durch direkten Transfer an andere Aktoren genutzt werden können, ist zur Nutzung des vollständigen Potentials eine Zwischenspeicherung der Energie erforderlich. Eine erfolgreiche Rückgewinnung kann durch die Verringerung der zuzuführenden Leistung zu einer gleichzeitigen Reduktion der Primärverluste führen.

²Messungen: 18,2 %, Simulationen mit Steuerdruckvorgabe: 19,0 %, Simulation mit Fahrermodell: 19,7 %

³Messungen: 2,7 %, Simulationen mit Steuerdruckvorgabe: 2,8 %, Simulation mit Fahrermodell: 4,7 %

In [AN12] wird ein Konzept vorgestellt, bei dem die beim Absenken des Auslegers als hydraulische Leistung in das Steuerungssystem zurückgespeiste potentielle Energie über Zwischenspeicherung in einem hydraulischen Speicher reku-periert wird (Abb. 7.18). Über einen speziellen Ventilblock wird eine lastunabhängige Speicherfüllung gewährleistet. Der Ablaufvolumenstrom und damit die Senkgeschwindigkeit des Auslegers wird über die Messblende ① festgelegt. Die Druckwaage ② regelt über der Messblende eine konstante Druckdifferenz ein. Die Druckdifferenz zwischen Auslegerbodenseite und Speicherdruck wird an der Druckwaage abgedrosselt. Die Senkgeschwindigkeit ist damit direkt abhängig vom Öffnungsquerschnitt der Messblende. Das Anti-Kavitationsventil ③ verhindert das Absinken des Drucks in der Stangenseite der Auslegerzylinder unter einen Minimalwert. Die im Speicher ④ gespeicherte Energie wird abweichend von dem in [AN12] vorgestellten Konzept über einen Konstantmotor ⑤ an die Motorwelle abgegeben und steht dort wieder für die Leistungsabgabe an die Aktoren zur Verfügung.⁴ Über ein Druckbegrenzungsventil ⑥ wird der Maximaldruck des Speichers abgesichert.

Für das neue Antriebssystem ergeben sich die zu betrachtenden Variablen und Systemgrenzen nach Abb. 7.19. Der Konstantmotor wird zum Teilsystem der Generatoren gezählt. Durch die Leistungseinspeisung an der Motorwelle ist theoretisch ein Leistungsrückfluss bis zum Verbrennungsmotor möglich.

Leistungsbilanzen Antriebssystem

Abb. 7.20 zeigt die Leistungsbilanz des Steuerungssystems mit Rekuperation im Vergleich zum bestehenden System. In den ersten drei Koordinatensystemen ist der Leistungsaustausch des Steuerungssystems mit Aktoren, Speicher und Generatoren dargestellt. Ungefähr die Hälfte des Leistungseintrags im letzten Zyklusabschnitt kann erfolgreich im Speicher gespeichert werden und wird im Verlauf des nächsten Zyklus an die Motorwelle abgegeben. Um auch bei der Simulation eines einzelnen Arbeitszyklus die Aufstellung einer geschlossenen Energiebilanz

⁴Bei dem in [AN12] vorgestellten Konzept wird die Leistung an der Saugseite der Pumpe zurückgespeist. Die Rückspeisung über einen Konstantmotor ermöglicht eine einfachere Trennung der Leistungsströme für die Effizienzberechnung.

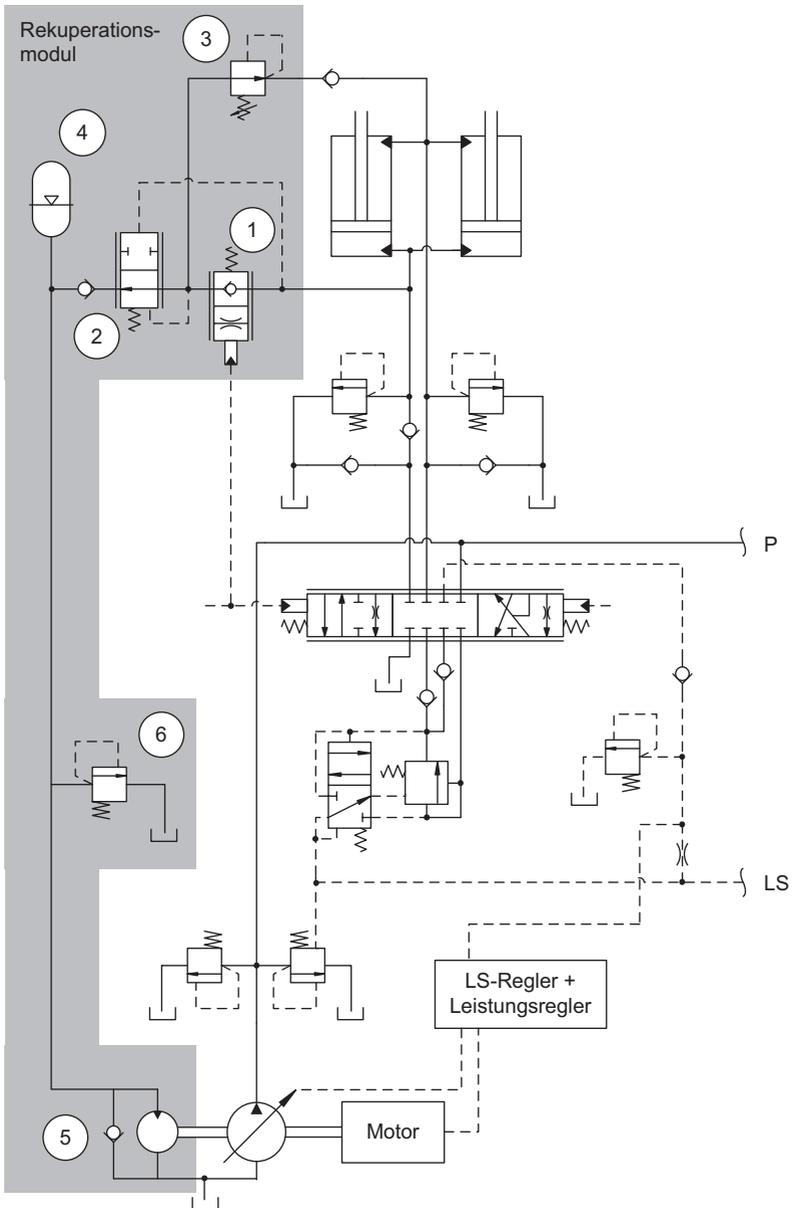


Abb. 7.18: Hydraulikplan Ausleger, erweitert um Rekuperationsmodul nach [AN12]

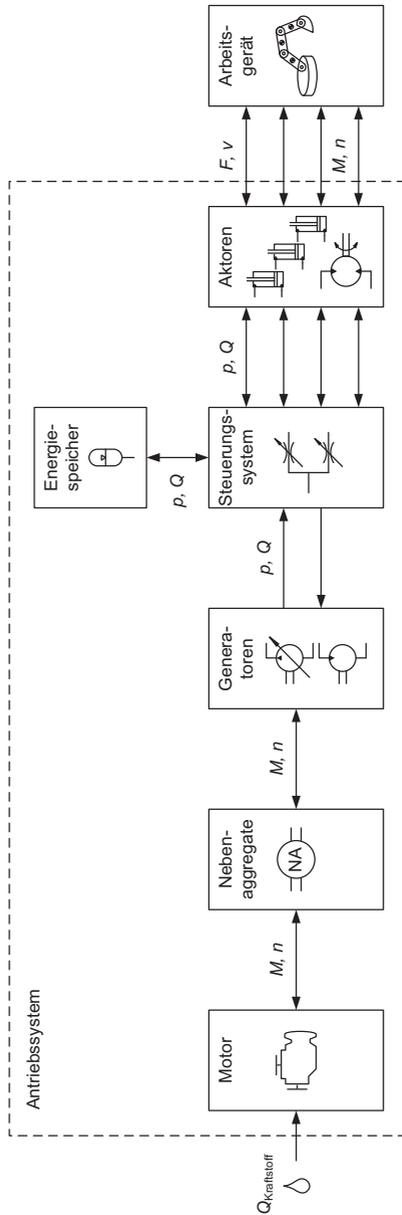


Abb. 7.19: Variablen und Systemgrenzen Antriebssystem Beispielmachine mit Rekuperation

zu ermöglichen, wird der Startdruck des Speichers so gewählt, dass er am Ende der Simulation wieder den ursprünglichen Wert erreicht.

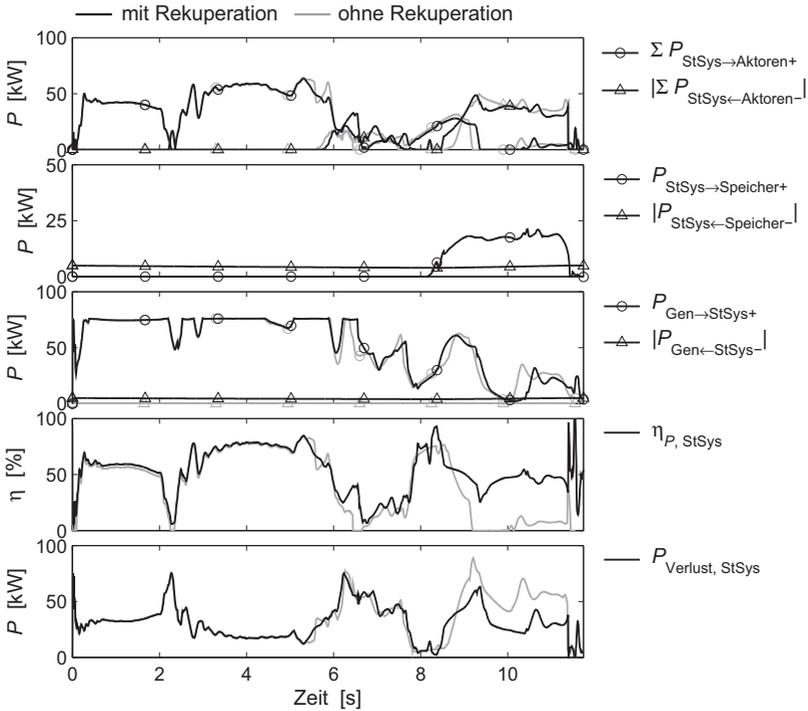


Abb. 7.20: Leistungsbilanz Steuerungssystem (Simulation m. Fahrermodell)

Die Leistungseffizienz des Steuerungssystem mit Rekuperation ergibt sich zu

$$\eta_{P, StSys} = \frac{\sum P_{StSys \rightarrow Aktoren+} + P_{StSys \rightarrow Speicher+} + |P_{Gen \leftarrow StSys-}|}{|\sum P_{StSys \leftarrow Aktoren-}| + |P_{StSys \leftarrow Speicher-}| + P_{Gen \rightarrow StSys+}}. \quad (7.7)$$

Besonders im letzten Zyklusabschnitt zeigt sich eine Erhöhung der Effizienz. Während im Antriebssystem ohne Rekuperation der komplette Leistungseintrag am Ausleger ungenutzt bleibt, verringern sich die Verluste mit Rekuperation auf den Teil, der bei der Speicherfüllung an Messblende, Druckwaage und Anti-Kavitationsventil abgedrosselt wird. Die Verluste an den anderen Aktoren bleiben unverändert. Speicher und Konstantmotor wurden verlustfrei modelliert.

Durch die gleichmäßige Abgabe der im Speicher gespeicherten Energie kommt es zu einer kontinuierlichen Verringerung der den Generatoren über die Motorwelle zuzuführenden Leistung (Abb. 7.21). Die über den gesamten Zyklus aufzubringende Energie sinkt um 4,5 %. Abb. 7.22 zeigt den resultierenden Kraftstoffvolumenstrom. Dieser summiert sich über den Zyklus zu einem Kraftstoffbedarf von 71,2 ml und ist damit um 2,4 % geringer als beim unveränderten System (72,9 ml).

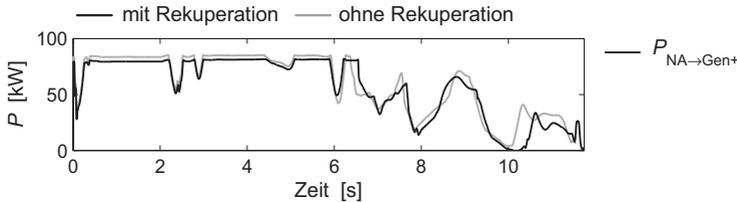


Abb. 7.21: Zuzuführende Leistung Generatoren (Simulation m. Fahrermodell)

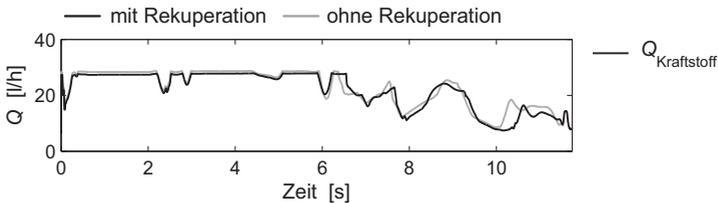


Abb. 7.22: Kraftstoffvolumenstrom (Simulation m. Fahrermodell)

In welcher Höhe sich eine Energieersparnis im Steuerungssystem auf die zuzuführende Kraftstoffmenge auswirkt, ist von der Verlustcharakteristik des restlichen Antriebsstrangs abhängig. Es sind leistungsunabhängige Verlustanteile sowie die Veränderung von Effizienzwerten durch veränderte Systemarbeitspunkte zu berücksichtigen. Der Leistungsbedarf der Nebenaggregate ist in der vorliegenden Simulation konstant. Der Motor hat einen Leerlaufverbrauch von ca. 71/h und damit von über 30 % des Durchschnittswertes während eines Arbeitszyklus. Durch diese konstanten Verlustanteile sowie eine geringfügige Verschlechterung des Motorwirkungsgrades durch Verschiebung der Systemarbeitspunkte hin zu einem niedrigeren Leistungsumsatz fällt die Kraftstoffersparnis geringer aus als die Verringerung des Energiebedarfs der Generatoren.

Die rückgewonnene Energie wird bei dem vorliegenden Konzept an der Motorwelle eingespeist. Durch die hydraulische Leistungsbegrenzung an der Pumpe kommt es nicht zu einer Beschleunigung des Arbeitszyklus. Die über das Steuerungssystem fließende Leistungssumme bleibt nahezu konstant, so dass die Primärverluste des Steuerungssystems ebenfalls annähernd gleich bleiben. Diese betragen ungefähr 50 %⁵ und könnten durch eine Energierückspeisung näher an den Aktoren verringert werden.

Delta-Energiebilanz Antriebssystem

Abb. 7.23 zeigt die Delta-Energiebilanz für das Antriebssystem mit Rekuperation. Der Gesamtenergiebedarf sinkt analog zum Kraftstoffbedarf um 2,4 % von 2608,5 kJ (vgl. Abb. 7.14, S. 143) auf 2545,3 kJ. Die Delta-Energieeffizienz des Steuerungssystems erhöht sich um 3,1 Prozentpunkte (von 32,7 % auf 35,8 %). Bei den Effizienzwerten ist zu beachten, dass sie sich auf die jeweils vorliegenden absoluten Energieströme und damit beim Vergleich unterschiedlicher Antriebssysteme i. d. R. auf eine unterschiedliche Basis beziehen. Leistungs- und Energiebilanz sind in erster Linie Werkzeuge zur energetischen Bewertung eines einzelnen Antriebssystems. Sie ermöglichen die Identifizierung der verlustintensivsten Teilsysteme. Beim Vergleich von Antriebssystemen müssen die absoluten Energieflüsse zwischen den Teilsystemen verglichen werden (vgl. vorheriger Abschnitt). Die dem Steuerungssystem von den Generatoren zugeführte Differenzenergie verringert sich durch die Energierückgewinnung gegenüber dem System ohne Rekuperation um 6,5 %.

Da die vom Antriebssystem geleistete Nutzarbeit bei der Simulation mit Rekuperation um 2,9 % höher ist als bei der Simulation ohne Rekuperation (158,8 kJ gegenüber 154,3 kJ), ist die Energieersparnis bezogen auf die gleiche Nutzenergie-menge theoretisch noch etwas höher. Die geleistete Nutzarbeit ist jedoch Ergebnis der generierten Arbeitszyklen und somit Konsequenz der unterschiedlichen Antriebssysteme. Gerade diese Systemunterschiede in die Bewertung einzubeziehen, ist Ziel des entwickelten Fahrermodells.

⁵Messungen: 50,7 %, Simulationen mit Steuerdruckvorgabe: 51,6 %, Simulation mit Fahrermodell: 47,6 %

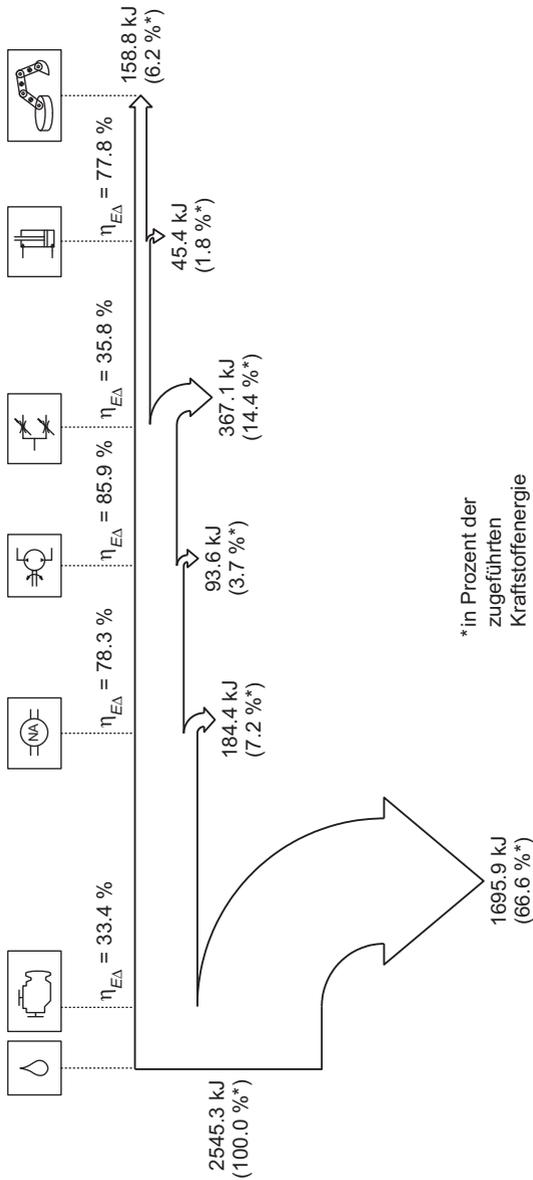


Abb. 7.23: Delta-Energiebilanz Antriebssystem mit Rekuperation (Simulation m. Fahrermodell)

Differenzierte Potentialanalyse Steuerungssystem

Die differenzierte Potentialanalyse wird für das Steuerungssystem mit Rekuperation nicht aufgestellt. Es könnte nur die Effizienz bezogen auf Referenzsystem 3 bestimmt werden, da nur die Referenzsysteme betrachtet werden können, die die Nutzung gleicher oder zusätzlicher Energiesparmaßnahmen annehmen (vgl. S. 69). Es müsste das erweiterte Steuerungssystem betrachtet werden, da Energierückgewinnung über die Generatoren stattfindet. Da es bis zu einem kurzen Moment um die Simulationszeit 10 s nicht zu einem Energierückfluss von den Generatoren in Richtung Antriebsstrang kommt, wäre die Leistungseffizienz nach RS 3 identisch mit der absoluten Leistungseffizienz des erweiterten Steuerungssystems (vgl. S. 68).

Gesamtbilanz Arbeitsvorgang

Abb. 7.24 zeigt die Gesamtbilanz des Arbeitsvorgangs für das Antriebssystem mit Rekuperation. Die Aufgabeneffizienz steigt analog zur Reduktion des Kraftstoffbedarfs um 2,4 % auf $10,47 \text{ m}^3/\text{l}$ (ohne Rekuperation: $10,22 \text{ m}^3/\text{l}$, s. Abb. 7.16, S. 145). Der zeitbezogene Kraftstoffbedarf sinkt um $0,91/\text{h}$ (4,0 %) auf $21,81/\text{h}$ (ohne Rekuperation: $22,71/\text{h}$). Dieses Ergebnis muss ins Verhältnis gesetzt werden zu einer Simulationsgenauigkeit von ca. 98,5 % für die Prognose des Kraftstoffbedarfs (vgl. S. 141). Da die Versuchsbedingungen in der Simulation konstant gehalten werden können und durch das Fahrermodell eine gleiche Bedienung gewährleistet wird, ist davon auszugehen, dass die vorhandenen Simulationsun-

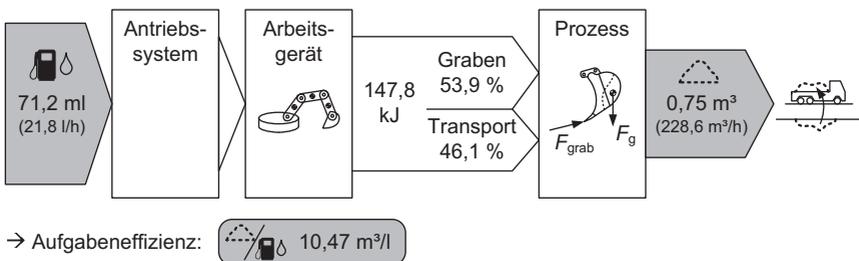


Abb. 7.24: Gesamtbilanz Arbeitsvorgang mit Rekuperation (Simulation m. Fahrermodell)

genauigkeiten bei beiden Antriebskonzepten tendenziell in die gleiche Richtung wirken und die ermittelte Effizienzerhöhung damit eine hohe Validität besitzt.

Die Ersparnis liegt im unteren Bereich der Prognose in [AN12]. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass es sich bei dem modellierten System nicht um ein abschließend optimiertes System handelt. Das Ziel der Simulation war die exemplarische Anwendung der entwickelten Bewertungsmethodik und nicht die abschließende Bewertung eines konkreten Antriebssystems. Durch eine weitergehende Optimierung des Systems ist eine weitere Verbrauchsreduktion zu erwarten. Das System zur Rekuperation der potentiellen Energie des Auslegers eignet sich zudem insbesondere für größere Maschinen, da die Energieersparnis mit der Baugröße wächst. Darüber hinaus kann es mit anderen Energiesparmaßnahmen zu einem effizienten Gesamtsystem kombiniert werden.

Die Ergebnisse zeigen, dass die entwickelte Methodik geeignet ist, um das Antriebssystem der Beispielmachine gezielt zu optimieren. Über eine Analyse der Verlustentstehung im bestehenden Antriebssystem wurde das höchste Energie-sparpotential für die Energierückgewinnung über Zwischenspeicherung prognostiziert. Zudem wurden mit dem Absenken des Auslegers der Aktor und die Arbeitssituation identifiziert, in der das höchste Energie-sparpotential vorliegt. Auf dieser Basis wurde ein alternatives Antriebssystem unter Einsatz des Konzepts nach [AN12] modelliert. Das entwickelte Fahrermodell ermöglichte die Generierung realistischer, systemspezifischer Arbeitszyklen für beide Systeme. Für das neue Antriebskonzept konnte eine Verringerung des zu erwartenden Kraftstoffbedarfs bestimmt werden.

8 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde eine Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen entwickelt. Das Thema Energieeffizienz rückt zunehmend in den Fokus der Entwicklung mobiler Arbeitsmaschinen. Dennoch gibt es für die meisten Maschinentypen bislang keine Standards zur Durchführung und Auswertung von Versuchen zur Effizienzbewertung. Neben unklaren Begrifflichkeiten erschwert das Fehlen einheitlicher Kennwerte und Berechnungsvorschriften die unternehmensübergreifende Kommunikation über die Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen. Die vorgestellte dreischrittige Bewertungsmethodik soll diese Lücke schließen. Die Methodik ist auf verschiedene Maschinentypen anwendbar und ermöglicht eine einheitliche und objektive Bewertung über Unternehmensgrenzen hinweg.

Der erste Schritt der Methodik widmet sich der realistischen Leistungsabforderung. Es wird empfohlen, die Bewertung simulativ durchzuführen, um die Versuchsbedingungen für alle zu bewertenden Systeme konstant zu halten und die Bewertung in einem frühen Entwicklungsstadium vornehmen zu können. Eine realistische Bewertung ist nur gewährleistet, wenn das zu bewertende System anhand von Bewegungs- und Belastungsprofilen bewertet wird, die den realen Anforderungen des späteren Arbeitseinsatzes möglichst nahe kommen. Um dies sicherzustellen, werden Empfehlungen zur anwendungsbezogenen Umsetzung einer realistischen Leistungsabforderung in der Simulation gegeben.

In Schritt zwei der Methodik wird auf Basis der generierten Simulationsergebnisse die Effizienz- und Potentialanalyse eines Antriebssystems durchgeführt. Alternativ können auch Messdaten verwendet werden. Ziel ist die Identifikation des Verbesserungspotentials des untersuchten Systems für die Anwendung von Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz. Es werden die zu verwendenden Begrifflichkeiten und die zu betrachtenden Variablen und Systemgrenzen definiert

sowie Rechenanweisungen für die Leistungsberechnung und die Bildung geeigneter Kennwerte zur Effizienzbewertung gegeben. Neben der Höhe des Energiesparpotentials wird auch die Arbeitssituation identifiziert, in der das höchste Potential vorliegt.

Der dritte Schritt der Methodik dient dem Vergleich verschiedener Antriebskonzepte. Es wird die Energiebilanz des gesamten Arbeitsvorgangs betrachtet und ein aufgabenbezogener Kennwert definiert, der den Vergleich verschiedener Systemkonzepte ermöglicht.

Da sich Antriebssysteme mobiler Arbeitsmaschinen durch zunehmend komplexe Leistungsflüsse auszeichnen, wird ein Schwerpunkt der Methodik auf die Verrechnung aufgeteilter sowie durch Energierückgewinnung umlaufender Leistungsanteile gelegt. Die Anzahl der verwendeten Systemkomponenten sowie die physikalischen Größen der Leistungsübertragung sind variabel, so dass eine maximale Übertragbarkeit gewährleistet wird.

Zur exemplarischen Anwendung der entwickelten Methodik auf einen Mobilbagger wurde ein Simulationsmodell des Baggervorgangs aufgebaut. Neben einem 1D-Modell des hydraulischen Antriebssystems, einem 3D-MKS-Modell des Arbeitsgeräts und einem statischen Modell des Verbrennungsmotors wurde ein Grabkraftmodell zur Abbildung der während des Grabens auf den Löffel wirkenden Prozesskräfte entwickelt. Das Grabkraftmodell benötigt wenig Rechenzeit und setzt sich aus analytisch sowie experimentell ermittelten Kraftanteilen zusammen. Mit dem Simulationsmodell lässt sich der Kraftstoffbedarf der Beispielmachine mit einer durchschnittlichen Abweichung von ca. 1,5 % simulativ prognostizieren.

Die größte Herausforderung bei der simulativen Effizienzbewertung eines Baggers stellt die Gewährleistung einer realistischen Leistungsabforderung dar. Die Anwendung Bagger ist durch einen komplexen, dynamischen Arbeitsvorgang und einen hohen Bediener Einfluss geprägt. Für diesen Fall wird die Abbildung des Fahrerhaltens in der Simulation empfohlen. Ein Baggerfahrer ist in der Lage, die spezifischen Eigenschaften eines Antriebssystems zu erkennen und im Rahmen eines Lernprozesses in eine flüssige Arbeitsbewegung umzusetzen. Bei der Vorgabe eines festen Referenzzyklus würden die spezifischen Eigenschaften des

zu bewertenden Systems unterdrückt. Zudem ist im Fall des Baggers der Nachweis der Repräsentativität eines Referenzzyklus nur schwer zu erbringen.

Aufbauend auf einer detaillierten Analyse des Baggervorgangs anhand von Versuchsmessungen mit drei verschiedenen Fahrern wurde ein regelbasiertes Fahrermodell entwickelt. Das Modell bildet die Bedienregeln eines typischen 90°-Zyklus ab und steuert die Simulation über die Generierung geeigneter Joystick-signale. Im Rahmen mehrerer Simulationsdurchgänge wird iterativ ein flüssiger, maschinenspezifischer Arbeitszyklus generiert, der die Grundlage der Effizienzbewertung darstellt. Die Anwendung des Fahrermodells auf das Simulationsmodell der Beispielmachine ergab eine kürzere Zyklusdauer und einen niedrigeren Kraftstoffbedarf als bei den gemessenen Zyklen der drei realen Fahrer. Die prozentualen Verluste der Teilsysteme wurden in Übereinstimmung zu den Versuchsmessungen prognostiziert. Der mit dem Fahrermodell generierte Zyklus gibt einen Anhaltswert, welche Effizienz bei einer im Rahmen üblicher Bedienregeln optimalen Bedienung der Maschine zu erreichen ist. Zudem wird ein objektiver Vergleich unterschiedlicher Antriebskonzepte unter Ausblendung des Fahrereinflusses ermöglicht. Das Fahrermodell besitzt eine hohe Transparenz und kann mit überschaubarem Aufwand nachgebildet werden.

Mit Hilfe der Bewertungsmethodik konnte für das Antriebssystem der Beispielmachine ein hohes Energiesparpotential beim Absenken des Arbeitsarms nachgewiesen werden. Das Simulationsmodell des Antriebssystems wurde um eine Möglichkeit zur Energierückgewinnung im Ausleger erweitert und mit Hilfe des Fahrermodells ein realistischer Arbeitszyklus für das neue Systemkonzept generiert. Dieser verspricht eine Verringerung des zu erwartenden Kraftstoffbedarfs. Die Ergebnisse zeigen, dass die entwickelte Methodik geeignet ist, eine gezielte energetische Optimierung von Antriebssystemen vorzunehmen und das effizienteste Antriebskonzept für eine mobile Arbeitsmaschine auszuwählen.

Es wird vorgeschlagen, Standard-Arbeitszyklen für die energetische Bewertung mobiler Anwendungen mit hohem Bedienerinfluss zukünftig über die Festlegung der Bedienregeln der Arbeitsaufgabe zu definieren. Auf diese Weise können die spezifischen Eigenschaften der zu bewertenden Maschine in die resultierenden Arbeitszyklen einfließen und der Bedienerinfluss wird minimiert. Über Variation

der Geometrieparameter der Arbeitsaufgabe können die Arbeitszyklen an Maschinengröße und -kinematik angepasst werden. Für die Anwendung Bagger sollten in einem nächsten Schritt mit Hilfe des vorgestellten Fahrermodells weitere Arbeitsaufgaben umgesetzt werden. Dies könnten z. B. ein 180° -Zyklus, ein Planum oder das Ausheben eines Grabens mit definierter Zielgeometrie sein. In der Konsequenz könnte die resultierende Aufgabeneffizienz für das typische Arbeitsspektrum eines Baggers bestimmt werden. Die regelbasierte Formulierung des Fahrermodells ermöglicht eine Sensitivitätsanalyse der Geometrieparameter der Arbeitsaufgaben. Auf diese Weise können die für einen Maschinenvergleich am besten geeigneten Geometrieparameter ermittelt werden. Für die Vereinheitlichung der Bewertung sollten Standard-Einsatzprofile realer Bagger definiert werden, die die anteilige Berücksichtigung der einzelnen Arbeitsaufgaben festlegen. Für andere mobile Anwendungen kann analog vorgegangen werden.

A Anhang

A.1 Betätigungsanalyse Fahrer 3

Zeitanteil Betätigung in den Teilzyklen 1 bis 5:

	1	2	3	4	5
Ausleger	76,3%	99,9%	100,0%	86,6%	99,8%
Stiel	97,4%	83,0%	98,5%	77,1%	86,8%
Löffel	99,9%	91,0%	96,9%	58,9%	14,8%
Drehwerk	53,2%	90,3%	66,1%	100,0%	81,7%

Davon Vollbetätigung:

	1	2	3	4	5
Ausleger	0,9%	55,3%	0,0%	0,0%	61,2%
Stiel	75,7%	2,1%	0,0%	0,0%	4,1%
Löffel	95,2%	10,3%	24,3%	0,0%	7,7%
Drehwerk	0,0%	0,0%	0,0%	9,7%	3,7%

Ø Anzahl parallel betätigter Aktoren: 3,3

Abb. A.1: Betätigungsanalyse Fahrer 3 (Ø 23 AZ, 2000 l/min)

A.2 Energiebilanz der nachsimulierten Messzyklen

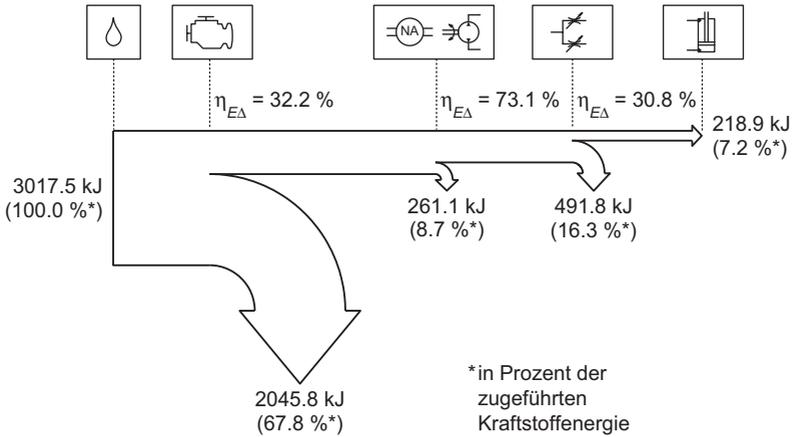


Abb. A.2: Delta-Energiebilanz Antriebssystem (Ø 14 gemessene AZ)



Abb. A.3: Delta-Energiesparpotentiale Steuerungssystem (Ø 14 gemessene AZ)

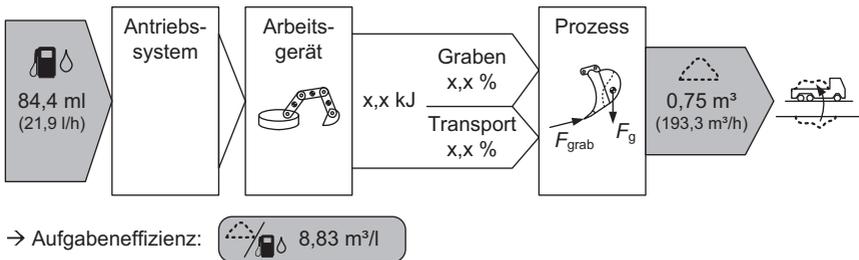


Abb. A.4: Gesamtbilanz Arbeitsvorgang (Ø 14 gemessene AZ)

A.3 Ergänzende Zyklen zur Validierung des Gesamtmodells

Zyklus 2

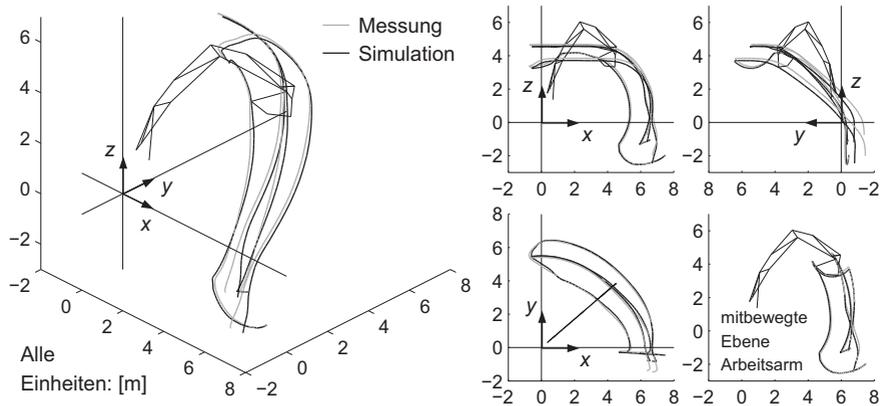


Abb. A.5: Bahnkurven Löffelgelenk u. Mittelpunkt Zahnschneide (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)

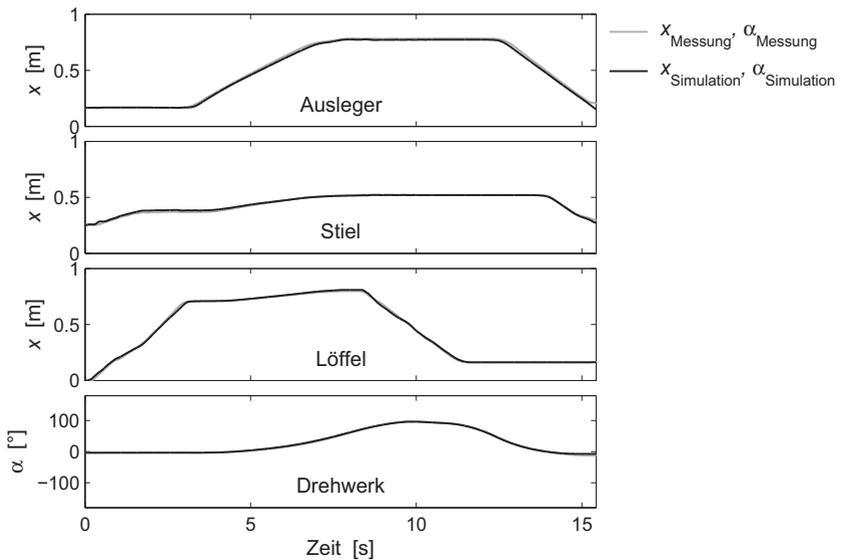


Abb. A.6: Aktorenpositionen (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)

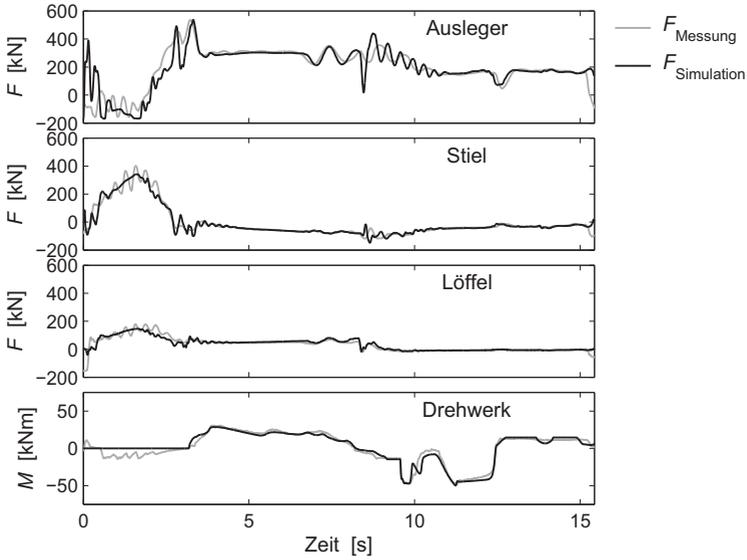


Abb. A.7: Zylinderkräfte/Drehwerksmoment (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)

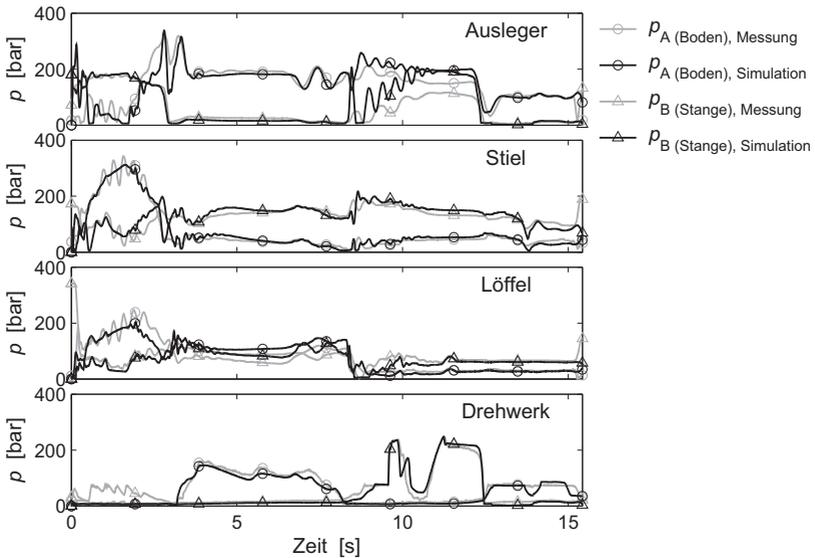


Abb. A.8: Drücke in A- u. B-Seite der Aktoren (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)

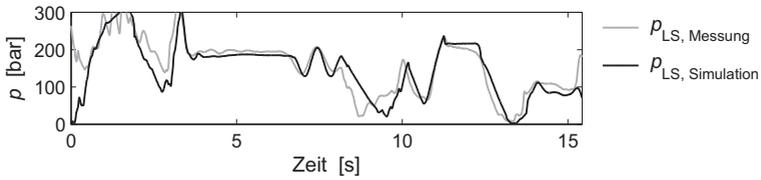


Abb. A.9: LS-Druck (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)

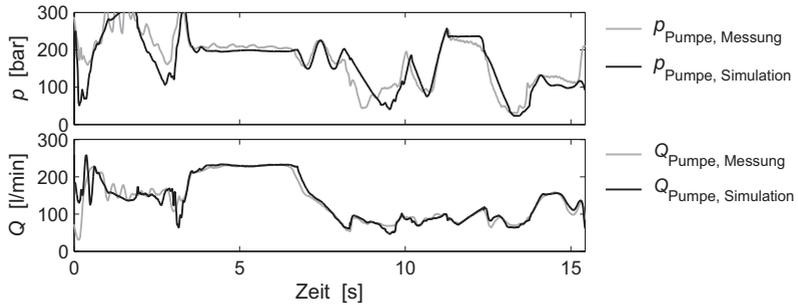


Abb. A.10: Pumpendruck u. Pumpenvolumenstrom (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)

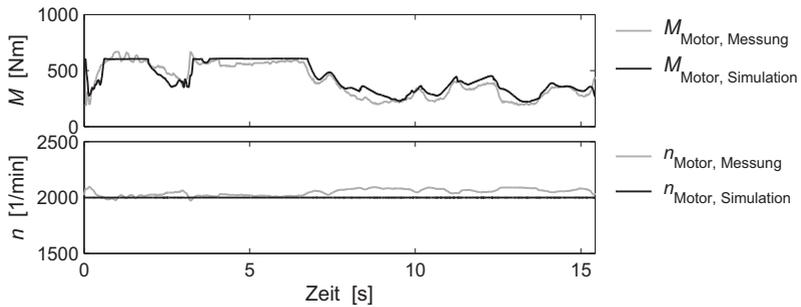


Abb. A.11: Motormoment u. Motordrehzahl (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)

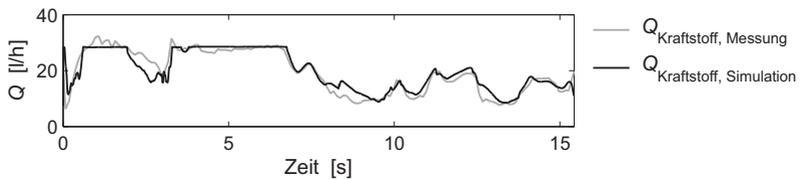


Abb. A.12: Kraftstoffvolumenstrom (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)

Zyklus 3

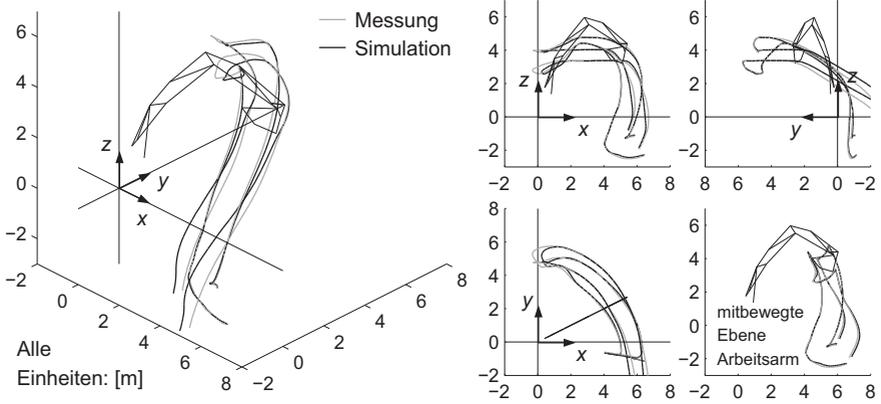


Abb. A.13: Bahnkurven Löffelgelenk u. Mittelpunkt Zahnschneide (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)

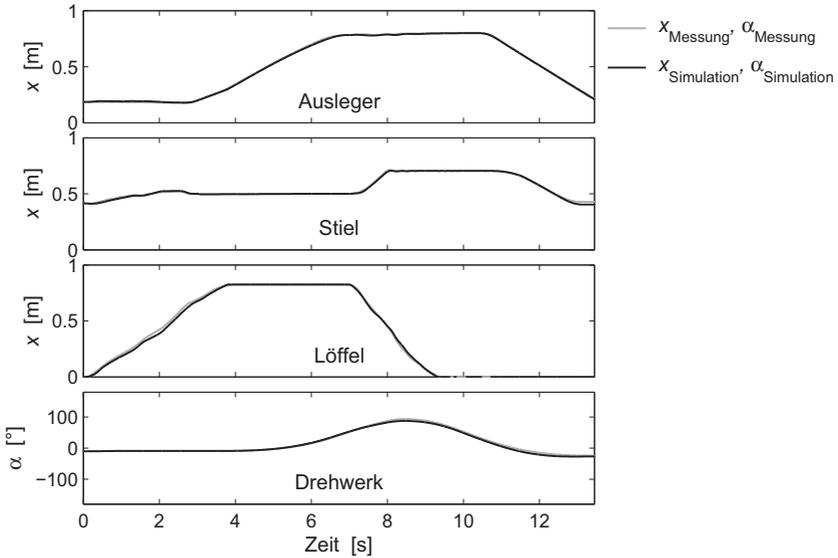


Abb. A.14: Aktorenpositionen (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)

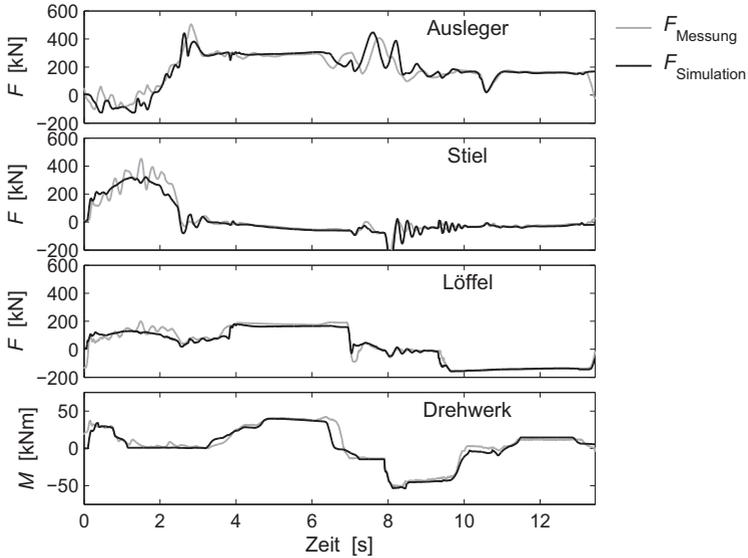


Abb. A.15: Zylinderkräfte/Drehwerksmoment (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)

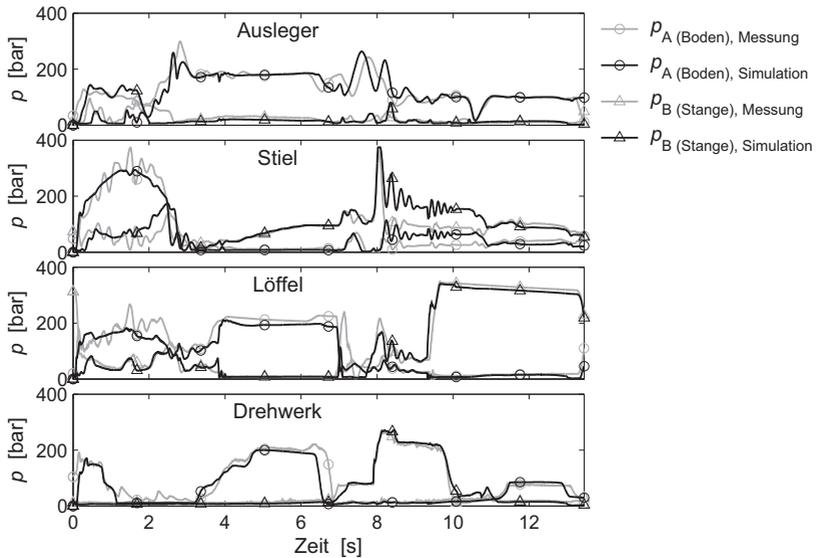


Abb. A.16: Drücke in A- u. B-Seite der Aktoren (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)

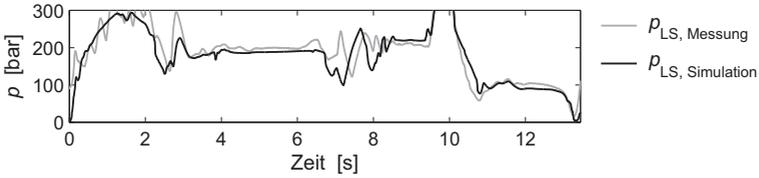


Abb. A.17: LS-Druck (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)

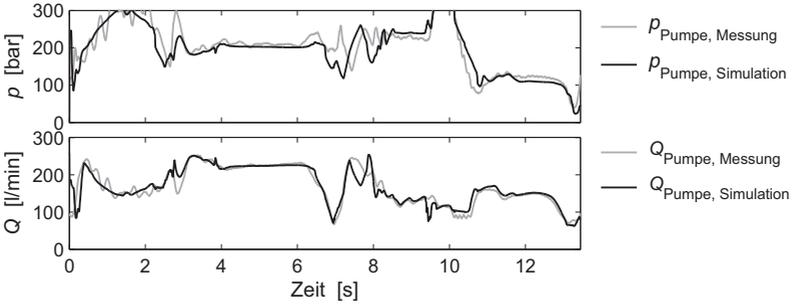


Abb. A.18: Pumpendruck u. Pumpenvolumenstrom (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)

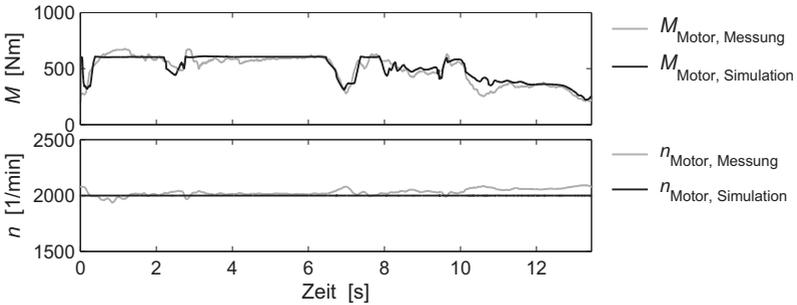


Abb. A.19: Motormoment u. Motordrehzahl (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)

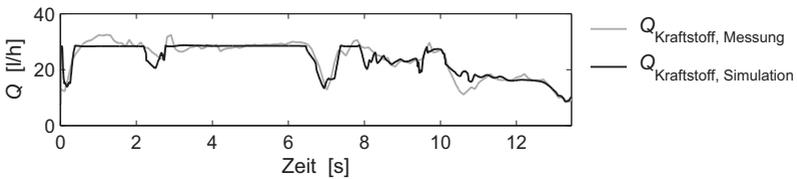


Abb. A.20: Kraftstoffvolumenstrom (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)

Abbildungsverzeichnis

1.1	Diskutierte Konzepte zur Steigerung der Energieeffizienz beim Bagger	1
1.2	Simulation des Baggervorgangs	3
2.1	Ausgangssituation Grabkraftmodelle	28
2.2	Keilmodell nach McKyes [McK85] (Variablennamen vereinheitlicht)	29
2.3	Resultierende Grabkraft	30
2.4	Keilmodell nach Park [Par02] (Variablennamen vereinheitlicht) . . .	32
2.5	Aufteilung Seitenflächen Keil	32
3.1	Bezeichnungen der Bauelemente des Baggers	35
3.2	Versuchsaufbau Messungen	36
3.3	Referenzzyklus: Bahnkurven Löffelgelenk u. Mittelpunkt Zahnschneide	38
3.4	Referenzzyklus: Aktorenpositionen	38
4.1	Auswahl der Methode zur Generierung einer realistischen Leistungsabforderung in der Simulation	42
4.2	Vor- u. Nachteile „Simulation repräsentativer Arbeitspunkte“	43
4.3	Vor- u. Nachteile „Simulation vorgegebener Referenzzyklen“	45
4.4	Vor- u. Nachteile „Simulation des Fahrerhaltens“	46
4.5	Variablen u. Systemgrenzen Antriebssystem (l: allgemein, r: Beispielmachine)	51
4.6	Abstrahierter Leistungsfluss im Antriebssystem	52
4.7	Leistungstransfer zw. Steuerungssystem u. Aktoren (Messung RZ) . .	54
4.8	Leistungsbilanz Steuerungssystem (Messung RZ)	55
4.9	Abstrahierter Energiefluss im Antriebssystem	55
4.10	Abstrahierter Energiefluss im Antriebssystem (Delta-Betrachtung) . .	56

4.11	Delta-Energiebilanz Antriebssystem (Ø 20 gemessene AZ)	58
4.12	Vergleich Systemgrenzen Energiebilanz / Delta-Energiebilanz	59
4.13	Primär- u. Sekundärverluste Steuerungssystem (qualitativ)	62
4.14	Mögliche Systemgrenzen der differenzierten Potentialanalyse	63
4.15	Aufstellung Leistungsbilanz Steuerungssystem nach RS 1	64
4.16	Aufstellung Leistungsbilanz Steuerungssystem nach RS 2	65
4.17	Aufstellung Leistungsbilanz Steuerungssystem nach RS 3	67
4.18	Differenzierte Leistungsbilanz Steuerungssystem (Messung RZ)	68
4.19	Integrierte Verlustleistungen Steuerungssystem (Messung RZ)	69
4.20	Delta-Energiesparpotentiale Steuerungssystem (Ø 20 gemessene AZ)	70
4.21	Relatives theoretisches Leistungssparpotential Steuerungssystem (Messung RZ)	71
4.22	Vereinfachte Nutzbarkeitsbeiwerte λ_A u. λ_B	73
4.23	Relatives praktisches Leistungssparpotential Steuerungssystem (Messung RZ)	74
4.24	Verluste durch Einspannung (Messung RZ)	74
4.25	Variablen u. Systemgrenzen Arbeitsvorgang (I: allgemein, r: Beispielmaschine)	77
4.26	Gesamtbilanz Arbeitsvorgang (Ø 20 gemessene AZ)	79
5.1	Oberste Ebene Simulationsmodell	82
5.2	Softwarepaket zur Simulationsparametrierung und Zyklusanalyse	83
5.3	Hydrauliksystem Oberwagen Beispielmaschine (schematisch)	85
5.4	Visualisierung Mechanik Arbeitsgerät	87
5.5	Wandernde Werkzeugfläche Keilmmodell (Schaufel teilweise gefüllt)	89
5.6	Angriffspunkt Separationskraft	90
5.7	Bestimmung Schneidkraft	91
5.8	Bestimmung Verschiebekraft	92
5.9	Grabkräfte (Simulation RZ)	93
5.10	Bahnkurven Löffelgelenk u. Mittelpunkt Zahnschneide (Vgl. Messung/Simulation RZ)	95
5.11	Aktorenpositionen (Vgl. Messung/Simulation RZ)	95
5.12	Zylinderkräfte/Drehwerksmoment (Vgl. Messung/Simulation RZ)	96

5.13	Drücke in A- u. B-Seite der Aktoren (Vgl. Messung/ Simulation RZ)	97
5.14	LS-Druck (Vgl. Messung/Simulation RZ)	98
5.15	Pumpendruck u. Pumpenvolumenstrom (Vgl. Messung/Simulation RZ)	99
5.16	Motormoment u. Motordrehzahl (Vgl. Messung/Simulation RZ) . . .	99
5.17	Kraftstoffvolumenstrom (Vgl. Messung/Simulation RZ)	100
6.1	Dauer u. Kraftstoffbedarf eines Arbeitszyklus (\emptyset Messungen – Fahrer 1, 2, 3)	104
6.2	Regelkette Fahrerwunsch \rightarrow Arbeitszyklus	105
6.3	Steuerdrücke (Messung RZ)	107
6.4	Betätigungszustand Aktoren (Messung RZ)	107
6.5	Betätigungsanalyse Fahrer 2 (\emptyset 20 AZ, 2000 1/min)	108
6.6	Anzahl parallel betätigter Aktoren in Abh. von der Fahrerfertigkeit (\emptyset , 2000 1/min)	109
6.7	Anteil Vollbetätigung in Abh. von der Fahrerfertigkeit (\emptyset , 2000 1/min)	109
6.8	Stationen des 90°-Zyklus	111
6.9	Angriffswinkel Löffel in Abh. von der Entfernung Zahnschneide– Drehachse	112
6.10	Winkel zw. Bodenplatte u. Verbindungsebene Zahnschneide– Auslegerfußgelenk	112
6.11	Vertikale Position Zahnschneide bei Beginn Heben	114
6.12	Winkel Öffnungsebene Löffel bei Beginn Hinschwenken	115
6.13	Mögliche Joysticksignale Stielkorrektur	116
6.14	Ablauflogik 90°-Zyklus	119
6.15	<i>Stateflow-Chart</i> Fahrermodell (Prinzipdarstellung)	121
6.16	Geometrieparameter Arbeitsaufgabe	122
6.17	Bahnkurven Löffelgelenk u. Mittelpunkt Zahnschneide (Simulation m. Fahrermodell)	124
6.18	Aktorenpositionen (Simulation m. Fahrermodell)	125
6.19	Joysticksignale (Simulation m. Fahrermodell)	125

6.20	Dauer u. Kraftstoffbedarf eines Arbeitszyklus (Vgl. Ø Messungen/ Simulation m. Fahrermodell)	126
7.1	Leistungsbilanz Motor (Vgl. Messung/Simulation RZ)	130
7.2	Leistungsbilanz Nebenaggregate (Simulation RZ)	132
7.3	Leistungsbilanz Pumpe (Simulation RZ)	132
7.4	Leistungstransfer zw. Steuerungssystem u. Aktoren (Vgl. Messung/ Simulation RZ)	134
7.5	Leistungsbilanz Steuerungssystem (Vgl. Messung/Simulation RZ) . .	135
7.6	Leistungsbilanz Aktoren (Simulation RZ)	135
7.7	Delta-Energiebilanz Antriebssystem (Ø 14 simulierte AZ)	137
7.8	Differenzierte Leistungsbilanz Steuerungssystem (Simulation RZ) . .	138
7.9	Delta-Energiesparpotentiale Steuerungssystem (Ø 14 simulierte AZ) .	139
7.10	Relatives theoretisches Leistungssparpotential Steuerungssystem (Simulation RZ)	139
7.11	Relatives praktisches Leistungssparpotential Steuerungssystem (Simulation RZ)	140
7.12	Verlustanteil durch Komponentenwirkungsgrade (Simulation RZ) . .	141
7.13	Gesamtbilanz Arbeitsvorgang (Ø 14 simulierte AZ)	142
7.14	Delta-Energiebilanz Antriebssystem (Simulation m. Fahrermodell) . .	143
7.15	Delta-Energiesparpotentiale Steuerungssystem (Simulation m. Fahrermodell)	144
7.16	Gesamtbilanz Arbeitsvorgang (Simulation m. Fahrermodell)	145
7.17	Vergleich Gesamtbilanzen Arbeitsvorgang	145
7.18	Hydraulikplan Ausleger, erweitert um Rekuperationsmodul nach [AN12]	148
7.19	Variablen und Systemgrenzen Antriebssystem Beispielmaschine mit Rekuperation	149
7.20	Leistungsbilanz Steuerungssystem (Simulation m. Fahrermodell) . . .	150
7.21	Zuzuführende Leistung Generatoren (Simulation m. Fahrermodell) . .	151
7.22	Kraftstoffvolumenstrom (Simulation m. Fahrermodell)	151
7.23	Delta-Energiebilanz Antriebssystem mit Rekuperation (Simulation m. Fahrermodell)	153

7.24	Gesamtbilanz Arbeitsvorgang mit Rekuperation (Simulation m. Fahrermodell)	154
A.1	Betätigungsanalyse Fahrer 3 (Ø 23 AZ, 2000 1/min)	161
A.2	Delta-Energiebilanz Antriebssystem (Ø 14 gemessene AZ)	162
A.3	Delta-Energiesparpotentiale Steuerungssystem (Ø 14 gemessene AZ)	162
A.4	Gesamtbilanz Arbeitsvorgang (Ø 14 gemessene AZ)	162
A.5	Bahnkurven Löffelgelenk u. Mittelpunkt Zahnschneide (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)	163
A.6	Aktorenpositionen (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)	163
A.7	Zylinderkräfte/Drehwerksmoment (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)	164
A.8	Drücke in A- u. B-Seite der Aktoren (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)	164
A.9	LS-Druck (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)	165
A.10	Pumpendruck u. Pumpenvolumenstrom (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)	165
A.11	Motormoment u. Motordrehzahl (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)	165
A.12	Kraftstoffvolumenstrom (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 2)	165
A.13	Bahnkurven Löffelgelenk u. Mittelpunkt Zahnschneide (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)	166
A.14	Aktorenpositionen (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)	166
A.15	Zylinderkräfte/Drehwerksmoment (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)	167
A.16	Drücke in A- u. B-Seite der Aktoren (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)	167
A.17	LS-Druck (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)	168
A.18	Pumpendruck u. Pumpenvolumenstrom (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)	168
A.19	Motormoment u. Motordrehzahl (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)	168
A.20	Kraftstoffvolumenstrom (Vgl. Messung/Simulation Zyklus 3)	168

Literaturverzeichnis

- [AN12] AMRHEIN, J. ; NEUMANN, U. : PRB - Regeneration of potential energy while boom-down. In: 8. *Internationales Fluidtechnisches Kolloquium (IFK)*. Dresden, 26.-28. März 2012, S. 63–72
- [Bea99] BEATER, P. : *Entwurf hydraulischer Maschinen - Modellbildung, Stabilitätsanalyse und Simulation hydrostatischer Antriebe und Steuerungen*. Berlin : Springer, 1999. – 259 S.
- [Ber80] BERGMANN, H. : *Grabwiderstand beim Hydraulikbagger*, TU Berlin, Diss., 1980
- [Ber07] BERNOLD, L. : Quantitative Assessment of Backhoe Operator Skill. In: *Journal of Construction Engineering and Management* 133 (2007), Nr. 11, S. 889–899
- [Bli11] BLIESENER, M. : *Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen - Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2011
- [BHL01] BLOUIN, S. ; HEMAMI, A. ; LIPSETT, M. : Review of Resistive Force Models for Earthmoving Processes. In: *Journal of Aerospace Engineering* 14 (2001), Nr. 3, S. 102–111
- [BS98] BRADLEY, D. ; SEWARD, D. : The Development, Control and Operation of an Autonomous Robotic Excavator. In: *Journal of Intelligent and Robotic Systems* 21 (1998), Nr. 1, S. 73–97
- [Can99] CANNON, H. : *Extended Earthmoving with an Autonomous Excavator*. Pittsburgh, Pennsylvania (USA), Carnegie Mellon University, Master's Thesis, 1999

- [CH04] CHIANG, M.-H. ; HUANG, C.-C. : Experimental implementation of complex path tracking control for large robotic hydraulic excavators. In: *International Journal of Advanced Manufacturing Technology* 23 (2004), Nr. 1-2, S. 126–132
- [CE09] COETZEE, C. J. ; ELS, D. N. J.: The numerical modelling of excavator bucket filling using DEM. In: *Journal of Terramechanics* 46 (2009), Nr. 5, S. 217–227
- [DF03] DEGRELL, O. ; FEUERSTEIN, T. : DLG-PowerMix - Ein praxisorientierter Traktorentest. In: *61. Tagung Landtechnik*. Hannover, 7.-8. November 2003, S. 339–345
- [DF05] DEGRELL, O. ; FEUERSTEIN, T. : DLG-PowerMix - Ein praxisorientierter Traktorentest - Testzyklen. In: *63. Tagung Landtechnik*. Hannover, 4.-5. November 2005, S. 65–76
- [Dei09] DEITERS, H. : *Standardisierung von Lastzyklen zur Beurteilung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen*, TU Braunschweig, Diss., 2009
- [DSLH08] DEITERS, H. ; STEINDORFF, K. ; LANG, T. ; HARMS, H.-H. : Effizienzbewertung von mobilen Arbeitsmaschinen und Nutzfahrzeugen. In: *Landtechnik 2* (2008), Nr. 63, S. 90–91
- [Die13] DIESELNET.COM: *Emission Test Cycles - Nonroad Transient Cycle (NRTC)*. 2013
<https://www.dieselnet.com/standards/cycles/nrtc.php>. – abgerufen am 27.12.2013
- [DIN79] DIN 24080: *Erdbaumaschinen: Hydraulikbagger, Seilbagger - Begriffe*. Deutsches Institut für Normung, 1979
- [DIN95] DIN ISO 9245: *Erdbaumaschinen: Leistung der Maschinen - Begriffe, Formelzeichen und Einheiten*. Deutsches Institut für Normung, 1995

- [DSHL11] DOPICHAY, T. ; STAMM VON BAUMGARTEN, T. ; HARMS, H.-H. ; LANG, T. : Methoden zur Generierung von Last- und Fahrzyklen für mobile Arbeitsmaschinen und schwere Nutzfahrzeuge. In: *Tagung Mobile Machines - Sicherheit und Fahrerassistenz für Arbeitsmaschinen*. Karlsruhe, 29.-30. März 2011
- [EAC08] ELEZABY, A. ; ABDELAZIZ, M. ; CETINKUNT, S. : Operator Model for Construction Equipment. In: *IEEE/ASME International Conference on Mechatronic and Embedded Systems and Applications*. Peking, China, 12.-15. Oktober 2008, S. 582–585
- [EW13] ENGELSMANN, D. ; WACHTMEISTER, G. : Untersuchung von Betriebsstrategien für einen elektrisch hybridisierten Traktor mittels einer multiphysikalischen Gesamtfahrzeugsimulation. In: *4. Tagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen*. Karlsruhe, 20. Februar 2013, S. 1–11
- [ES00] ERICSSON, A. ; SLÄTTENGREN, J. : A model for predicting digging forces when working in gravel or other granulated material. In: *15th ADAMS European Users Conference*. Rom, Italien, 2000
- [Eur09] EUROPÄISCHES PARLAMENT UND RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Richtlinie 2009/125/EG - Zur Schaffung eines Rahmens für die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung energieverbrauchsrelevanter Produkte*. 2009
- [Eur10] EUROPÄISCHES PARLAMENT UND RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Richtlinie 2010/30/EU - Über die Angabe des Verbrauchs an Energie und anderen Ressourcen durch energieverbrauchsrelevante Produkte mittels einheitlicher Etiketten und Produktinformationen*. 2010
- [Fil05] FILLA, R. : An Event-driven Operator Model for Dynamic Simulation of Construction Machinery. In: *The Ninth Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Linköping, Schweden, 1.-3. Juni 2005

- [Fil09] FILLA, R. : A Methodology for Modeling the Influence of Construction Machinery Operators on Productivity and Fuel Consumption. In: *HCI 2009: Digital Human Modeling*. San Diego, Kalifornien (USA), 19.-24. Juli 2009, S. 614–623
- [Fil11] FILLA, R. : *Quantifying Operability of Working Machines*. Linköping, Schweden, Universität Linköping, Diss., 2011
- [FEP05] FILLA, R. ; ERICSSON, A. ; PALMBERG, J.-O. : Dynamic Simulation of Construction Machinery: Towards an Operator Model. In: *IFPE 2005 Technical Conference*. Las Vegas, Nevada (USA), 16.-18. März 2005, S. 429–438
- [FP03] FILLA, R. ; PALMBERG, J.-O. : Using Dynamic Simulation in the Development of Construction Machinery. In: *The Eighth Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Tampere, Finnland, 7.-9. Mai 2003, S. 651–667
- [Fin11] FINZEL, R. : *Elektrohydraulische Steuerungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen*, TU Dresden, Diss., 2011
- [Fra12] FRANK, H. : *Bodenmechanik und Erddruckberechnung*. Skript zur Vorlesung, Fachhochschule Giessen-Friedberg, Fachbereich Grundbau und Bodenmechanik, 2012
- [FHH⁺13] FRERICHS, L. ; HANKE, S. ; HARTMANN, K. ; MINNSEN, T.-F. ; THIELKE, L. ; UNTCH, J. ; VOLLMER, T. : Trends bei Bau- und Erdbewegungsmaschinen - Beobachtungen anlässlich der bauma 2013. In: *Ölhydraulik und Pneumatik (O+P) 57* (2013), Nr. 6, S. 17–21
- [FSNS03] FUHR, F. ; SCHRÜLLKAMP, T. ; NEUKUM, A. ; SCHUMACHER, M.: Integration von Fahr simulatoren in den Entwicklungsprozess von aktiven Fahrwerksystemen. In: *VDI-Berichte Nr. 1745*. Düsseldorf : VDI-Verlag, 2003

- [Gir10] GIRMSCHIED, G. : *Leistungsermittlungshandbuch für Baumaschinen und Bauprozesse*. 4. Berlin, Heidelberg : Springer, 2010. – 300 S.
- [GSB90] GREEN, P. ; SEWARD, D. ; BRADLEY, D. : Knowledge Acquisition for a Robot Excavator. In: *7th International Symposium on Automation and Robotics in Construction*. Bristol, England, 1990, S. 351–357
- [Hol98] HOLLÄNDER, C. : *Untersuchungen zur Beurteilung und Optimierung von Baggerhydrauliksystemen*, TU Braunschweig, Diss., 1998
- [Hon01] HONG, W. : *Modeling, Estimation, and Control of Robot-Soil Interactions*. Cambridge, Massachusetts (USA), Massachusetts Institute of Technology, Diss., 2001
- [HKB⁺12] HOSKE, P. ; KUNZE, G. ; BÜRKLE, K. ; SCHMAUDER, M. ; BRÜTTING, M. ; BÖSER, C. : Interaktiver Simulator für mobile Arbeitsmaschinen - Virtuelle Prototypen im Einsatzkontext erleben. In: *Entwerfen Entwickeln Erleben - Methoden und Werkzeuge in Produktentwicklung und Design*. Dresden, 14.-15. Juni 2012
- [Hüs07] HÜSTER, F. : *Leistungsberechnung der Baumaschinen*. Aachen : Shaker, 2007. – 167 S.
- [Ind13] INDERELST, M. : *Efficiency Improvements in Mobile Hydraulic Systems*, RWTH Aachen, Diss., 2013
- [ILSM11] INDERELST, M. ; LOSSE, S. ; SGRO, S. ; MURRENHOF, H. : Energy Efficient System Layout for Work Hydraulics of Excavators. In: *The Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Tampere, Finland, 2011
- [Jac13] JACOBS, G. : Energieeffiziente Antriebe für Bau- und Landmaschinen. In: *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Sonderausgabe: offhighway 6* (2013), Nr. 1, S. 50–58

- [JCM07a] JCMAS H 020:2007: *Earth-moving machinery - Fuel consumption of the hydraulic excavator - Test procedures*. Japan Construction Mechanization Association Standards Committee, 2007
- [JCM07b] JCMAS H 021:2007: *Earth-moving machinery - Fuel consumption of the tractor-dozzer - Test procedures*. Japan Construction Mechanization Association Standards Committee, 2007
- [JCM07c] JCMAS H 022:2007: *Earth-moving machinery - Fuel consumption of the wheel loader - Test procedures*. Japan Construction Mechanization Association Standards Committee, 2007
- [Jäh13] JÄHNE, H. : *Struktursystematik & Effizienzpotential hydraulischer Fahrtriebe unter Berücksichtigung der Applikation*, TU Dresden, Diss., 2013
- [Küh74] KÜHN, G. : *Vergleichende Leistungsuntersuchungen von Radladern und Hydraulikbaggern*. Hauptverband der Deutschen Bauindustrie, 1974. – 158 S.
- [KTKAC96] KOIVO, A. ; THOMA, M. ; KOCAOGLAN, E. ; ANDRADE-CETTO, J. : Modeling and control of excavator dynamics during digging operation. In: *Journal of Aerospace Engineering* 9 (1996), Nr. 1, S. 10–18
- [Kot97] KOTTE, G. : Ermittlung der Nutzförderleistung von Hydraulikbaggern. In: *Tiefbau, Ingenieurbau, Straßenbau* 39 (1997), Nr. 9, S. 18–26
- [KGJ12] KUNZE, G. ; GÖHRING, H. ; JACOB, K. : *Baumaschinen - Erdbau- und Tagebaumaschinen*. 2. Wiesbaden : Vieweg + Teubner, 2012. – 403 S.
- [KKR⁺12] KUNZE, G. ; KATTERFELD, A. ; RICHTER, C. ; OTTO, H. ; SCHUBERT, C. : Plattform- und Softwareunabhängige Simulation

- der Erdstoff-Maschine Interaktion. In: *5. Fachtagung Baumaschinentechnik*. Dresden, 20.-21. September 2012, S. 251–262
- [KMV11] KUNZE, G. ; MIETH, S. ; VOIGT, S. : Bedienereinfluss auf Leistungszyklen Mobiler Arbeitsmaschinen. In: *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ), Sonderausgabe: offhighway* 1 (2011), Nr. 4, S. 70–78
- [LKNW09] LE, D. H. ; KYOUNG, K. A. ; NGUYEN, B. K. ; WOO, K. J.: Trajectory control of electro-hydraulic excavator using fuzzy self tuning algorithm with neural network. In: *Journal of Mechanical Science and Technology* 23 (2009), Nr. 1, S. 149–160
- [Lie13] LIEBHERR-WERK BISCHOFSHOFEN GMBH: *Produktdatenblatt Radlader L 586*. Stand: Dezember 2013
- [Lin09] LINDE MATERIAL HANDLING GMBH: *Mehr Produktivität, geringere Kosten - Neuer TÜV-zertifizierter Gabelstapler-Leistungstest macht die Umschlagleistung zum objektiven Entscheidungskriterium*. Pressemitteilung Nr. 4/2009, 12. Februar 2009
- [Mac03] MACADAM, C. C.: Understanding and modeling the human driver. In: *Vehicle System Dynamics* 40 (2003), Nr. 1-3, S. 101–134
- [Mal94] MALAGUTI, F. : Soil machine interaction in digging and earthmoving automation. In: *11th International Symposium on Automation and Robotics in Construction*. Brighton, England, 1994, S. 187–192
- [Mal05] MALAGUTI, F. : Cutting and Impedance Model of Soil-Excavator Interaction. In: *22nd International Symposium on Automation and Robotics in Construction*. Ferrara, Italien, 11.-14. September 2005
- [McK85] MCKYES, E. : *Soil Cutting and Tillage*. Amsterdam, New York : Elsevier, 1985. – 217 S.

- [Mel92] MELCHINGER, U. : *Simulation der Arbeitsbewegungen und Antriebssysteme von Hydraulikbaggern*, TU Berlin, Diss., 1992
- [Mie09] MIETH, S. : Leistungskollektive zur Bewertung von Antriebslösungen. In: *4. Fachtagung Baumaschinentechnik*. Dresden, 14.-15. Mai 2009, S. 19–28
- [MVK12] MIETH, S. ; VOIGT, S. ; KUNZE, G. : Typical performance cycles of mobile machinery taking into account the operator influence. In: *8. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium (IFK)*. Dresden, 26.-28. März 2012, S. 507–517
- [Mur12] MURRENHOF, H. : *Grundlagen der Fluidtechnik - Teil 1: Hydraulik*. 7. Aachen : Shaker, 2012. – 399 S.
- [Par02] PARK, B. : *Development of a Virtual Reality Excavator Simulator - a Mathematical Model of Excavator Digging and a Calculation Methodology*. Blacksburg, Virginia (USA), Virginia Polytechnic Institute and State University, Diss., 2002
- [Peh10] PEHNT, M. : *Energieeffizienz: Ein Lehr- und Handbuch*. 1. Berlin, Heidelberg : Springer, 2010. – 356 S.
- [PE07] PLÖCHL, M. ; EDELMANN, J. : Driver models in automobile dynamics application. In: *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility* 45 (2007), Nr. 7-8, S. 699–741
- [Rat70] RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Richtlinie 70/220/EWG - Zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen*. 1970
- [Ree64] REECE, A. R.: The Fundamental Equation of Earth-Moving Mechanics. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 179 (1964), Nr. 6, S. 16–22
- [RLNG12] ROOS, L. ; LANG, T. ; NAGEL, P. ; GEIMER, M. : Untersuchung des Rekuperationspotenzials eines Mehrverbrauchersystems

- anhand des Einsatzprofils eines Teleskopladens. In: *7. Kolloquium Mobilhydraulik*. Karlsruhe, 27.-28. September 2012, S. 91–108
- [Row99] ROWE, P. : *Adaptive Motion Planning for Autonomous Mass Excavation*. Pittsburgh, Pennsylvania (USA), Carnegie Mellon University, Diss., 1999
- [RS97] ROWE, P. ; STENTZ, A. : Parameterized Scripts for Motion Planning. In: *Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robotic Systems*. Grenoble, Frankreich, 7.-11. September 1997, S. 1119–1124
- [SAE93] SAE J 296: *Excavator, Mini-Excavator, and Backhoe Hoe Bucket Volumetric Rating*. Society of Automotive Engineers, 1993
- [SCYA08] SAKAIDA, Y. ; CHUGO, D. ; YAMAMOTO, H. ; ASAMA, H. : The Analysis of Excavator Operation by Skillful Operator - Extraction of common skills. In: *SICE Annual Conference 2008*. Tokyo, Japan, 20.-22. August 2008, S. 538–542
- [SG14] SCHERER, P. ; GEIMER, M. : A Methodology for the Derivation of Movement- and Load Spectra for Energy Efficiency Test Cycles of Heavy Equipment Vehicles. In: *SAE Commercial Vehicle Engineering Congress*. Rosemont, Illinois (USA), 7.-9. Oktober 2014
- [SESS13] SCHINDLER, C. ; EIGNER, M. ; SCHOLLER, C. ; SCHAEFER, P. : Eco-Efficiency Analysis for Hydraulic and Hybrid Concepts for Mobile Working Machines. In: *The 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Linköping, Schweden, 3.-5. Juni 2013, S. 1–11
- [SPB10] SCHMIDT, D. ; PROETZSCH, M. ; BERNS, K. : Simulation and Control of an Autonomous Bucket Excavator for Landscaping Tasks. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Anchorage, Alaska (USA), 3.-7. Mai 2010, S. 5108–5113

- [SH12] SCHRAMM, C. ; HENTSCHEL, T. : Energie- und schadstoffbezogene Bewertung von prozessintegrierten Antriebskonzepten - BMBF Forschungsvorhaben ENPROVI. In: 5. *Fachtagung Baumaschinentechnik*. Dresden, 20.-21. September 2012, S. 299–308
- [SYS⁺08] SHAO, H. ; YAMAMOTO, H. ; SAKAIDA, Y. ; YAMAGUCHI, T. ; YANAGISAWA, Y. ; NOZUE, A. : Automatic Excavation Planning of Hydraulic Excavator. In: *International Conference on Intelligent Robotics and Applications*. Wuhan, China, 15.-17. Oktober 2008, S. 1201–1211
- [SLW98] SHI, X. ; LEVER, P. J. A. ; WANG, F.-Y. : *Autonomous Rock Excavation - Intelligent Control Techniques and Experimentation*. Singapur : World Scientific, 1998. – 166 S.
- [SSVO09] SICILIANO, B. ; SCIavicco, L. ; VILLANI, L. ; ORIOLO, G. : *Robotics - Modelling, Planning and Control*. London : Springer, 2009. – 632 S.
- [SHF12] STAMM VON BAUMGARTEN, T. ; HARMS, H.-H. ; FRERICHS, L. : Maschinensimulation unter Einbezug des Bedienerverhaltens. In: *Mobile Maschinen* (2012), Nr. 3, S. 23–25
- [SHL11a] STAMM VON BAUMGARTEN, T. ; HARMS, H.-H. ; LANG, T. : Benchmarking mobile machines considering operator planning and control behavior. In: *Twelfth Scandinavian International Conference on Fluid Power*. Tampere, Finnland, 28.-20. Mai 2011, S. 9–18
- [SHL11b] STAMM VON BAUMGARTEN, T. ; HARMS, H.-H. ; LANG, T. : Operator model for simulation of tractor with front-end loader used in earth moving operation. In: *69. International Conference on Agricultural Engineering*. Hannover, 11.-12. November 2011, S. 175–180
- [SDH08] STEINDORFF, K. ; DEITERS, H. ; HARMS, H.-H. : Methods for benchmarking the efficiency of mobile working machines and

- heavy duty vehicles. In: 6. *Internationales Fluidtechnisches Kolloquium (IFK)*. Dresden, 31. März - 2. April 2008, S. 197–207
- [SBSR99] STENTZ, A. ; BARES, J. ; SINGH, S. ; ROWE, P. : A Robotic Excavator for Autonomous Truck Loading. In: *Autonomous Robots* 7 (1999), Nr. 2, S. 175–186
- [SGC⁺12] STURM, C. ; GEIMER, M. ; COCHOY, O. ; TISCHLER, K. ; HEEMSKERK, E. : Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz hydraulischer Antriebssysteme für mobile Arbeitsmaschinen. In: 5. *Fachtagung Baumaschinentechnik*. Dresden, 20.-21. September 2012, S. 363–380
- [Ter43] TERZAGHI, K. : *Theoretical Soil Mechanics*. New York, London : John Wiley and Sons, 1943. – 528 S.
- [The14] THE MATHWORKS, INC.: *Stateflow User's Guide*. 2014. – 1554 S.
- [Thi11] THIEBES, P. : *Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen - Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2011
- [TGJ09] THIEBES, P. ; GEIMER, M. ; JANSEN, G. : Hybridantriebe abseits der Straße - Methodisches Vorgehen zur Bestimmung von Effizienzsteigerungspotentialen. In: 2. *Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen*. Karlsruhe, 18. Februar 2009, S. 125–135
- [TV11] THIEBES, P. ; VOLLMER, T. : Modellierung des Fahrers zur Untersuchung von Antriebssträngen in der 1D-Simulation am Beispiel eines Radladers mit Hybridantrieb. In: 3. *Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen*. Karlsruhe, 17. Februar 2011, S. 47–59

- [VDI12] VDI-RICHTLINIE 2198: *Typenblätter für Flurförderzeuge*. Verein Deutscher Ingenieure, 2012
- [VDI03] VDI-RICHTLINIE 4661: *Energiekenngrößen: Definitionen - Begriffe - Methodik*. Verein Deutscher Ingenieure, 2003
- [Völ11] VÖLKER, L. : *Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation*, Karlsruher Institut für Technologie, Diss., 2011
- [Voi09] VOIGT, S. : Perspektiven und Methoden für die Integration des Bedienerverhaltens bei der Simulation mobiler Arbeitsmaschinen. In: *Wissensportal baumaschine.de* 8 (2009), Nr. 2
- [WSWW06] WAGNER, F. ; SCHMUKI, R. ; WAGNER, T. ; WOLSTENHOLME, P.: *Modeling Software with Finite State Machines - A Practical Approach*. Boca Raton : Auerbach Publications, 2006. – 369 S.
- [YY06] YAMAGUCHI, T. ; YAMAMOTO, H. : Motion Analysis of Hydraulic Excavator in Excavating and Loading Work for Autonomous Control. In: *23rd International Symposium on Automation and Robotics in Construction*. Tokyo, Japan, 3.-5. Oktober 2006, S. 602–607
- [YMS⁺09] YAMAMOTO, H. ; MOTEKI, M. ; SHAO, H. ; OOTUKI, T. ; KANAZAWA, H. ; TANAKA, Y. : Basic Technology toward Autonomous Hydraulic Excavator. In: *26th International Symposium on Automation and Robotics in Construction*. Austin, Texas (USA), 24.-27. Juni 2009, S. 288–295

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Die Bände sind unter www.ksp.kit.edu als PDF frei verfügbar
oder als Druckausgabe bestellbar.

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug. 2010
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrentriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers. 2010
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement. 2010
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog
Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslasterfassung und Fehleridentifikation an hydrostatischen Verdrängereinheiten. 2011
ISBN 978-3-86644-600-7
- Band 5** Christian Kraft
Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich. 2011
ISBN 978-3-86644-607-6
- Band 6** Lars Völker
Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation. 2011
ISBN 978-3-86644-611-3
- Band 7** 3. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. 17. Februar 2011, Karlsruhe. 2011
ISBN 978-3-86644-599-4

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 8** Vladimir Iliev
Systemansatz zur anregungsunabhängigen Charakterisierung des Schwingungskomforts eines Fahrzeugs. 2011
ISBN 978-3-86644-681-6
- Band 9** Lars Lewandowitz
Markenspezifische Auswahl, Parametrierung und Gestaltung der Produktgruppe Fahrerassistenzsysteme. Ein methodisches Rahmenwerk. 2011
ISBN 978-3-86644-701-1
- Band 10** Phillip Thiebes
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. 2012
ISBN 978-3-86644-808-7
- Band 11** Martin Gießler
Mechanismen der Kraftübertragung des Reifens auf Schnee und Eis. 2012
ISBN 978-3-86644-806-3
- Band 12** Daniel Pies
Reifenungleichförmigkeitserregter Schwingungskomfort – Quantifizierung und Bewertung komfortrelevanter Fahrzeugschwingungen. 2012
ISBN 978-3-86644-825-4
- Band 13** Daniel Weber
Untersuchung des Potenzials einer Brems-Ausweich-Assistenz. 2012
ISBN 978-3-86644-864-3
- Band 14** **7. Kolloquium Mobilhydraulik.**
27./28. September 2012 in Karlsruhe. 2012
ISBN 978-3-86644-881-0
- Band 15** 4. Fachtagung
Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen
20. Februar 2013, Karlsruhe. 2013
ISBN 978-3-86644-970-1

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 16** Hans-Joachim Unrau
Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenkrümmung auf den Rollwiderstand, die Cornering Stiffness und die Aligning Stiffness von Pkw-Reifen. 2013
ISBN 978-3-86644-983-1
- Band 17** Xi Zhang
Untersuchung und Entwicklung verschiedener Spurführungsansätze für Offroad-Fahrzeuge mit Deichselverbindung. 2013
ISBN 978-3-7315-0005-6
- Band 18** Stefanie Grollius
Analyse des gekoppelten Systems Reifen-Hohlraum-Rad-Radführung im Rollzustand und Entwicklung eines Rollgeräuschmodells. 2013
ISBN 978-3-7315-0029-2
- Band 19** Tobias Radke
Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien. 2013
ISBN 978-3-7315-0069-8
- Band 20** David Gutjahr
Objektive Bewertung querdynamischer Reifeneigenschaften im Gesamtfahrzeugversuch. 2014
ISBN 978-3-7315-0153-4
- Band 21** Neli Ovcharova
Methodik zur Nutzenanalyse und Optimierung sicherheitsrelevanter Fahrerassistenzsysteme. 2014
ISBN 978-3-7315-0176-3
- Band 22** Marcus Geimer, Christian Pohlandt
Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. 2014
ISBN 978-3-7315-0188-6
- Band 23** Timo Kautzmann
Die mobile Arbeitsmaschine als komplexes System. 2014
ISBN 978-3-7315-0187-9

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 24** Roman Weidemann
Analyse der mechanischen Randbedingungen zur Adaption der oszillierenden Hinterschneidtechnik an einen Mobilbagger. 2014
ISBN 978-3-7315-0193-0
- Band 25** Yunfan Wei
Spurführungsregelung eines aktiv gelenkten Radpaars für Straßenbahnen. 2014
ISBN 978-3-7315-0232-6
- Band 26** David Schmitz
Entwurf eines fehlertoleranten Lenkventils für Steer-by-Wire Anwendungen bei Traktoren. 2014
ISBN 978-3-7315-0264-7
- Band 27** Christian Schwab
Beitrag zu einer universellen Baggerschnittstelle zur Übertragung elektrischer und hydraulischer Leistung sowie elektronischer Signale für komplexe Anbaugeräte. 2014
ISBN 978-3-7315-0281-4
- Band 28** Peter Dengler
Untersuchung zum effizienten Betrieb von Hydraulikzylindern in Konstantdrucksystemen unter Verwendung einer Zwischendruckleitung. 2015
ISBN 978-3-7315-0295-1
- Band 29** Manuel Bös
Untersuchung und Optimierung der Fahrkomfort- und Fahrdynamikeigenschaften von Radladern unter Berücksichtigung der prozessspezifischen Randbedingungen. 2015
ISBN 978-3-7315-0310-1
- Band 30** 5. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen 25. Februar 2015, Karlsruhe. 2015
ISBN 978-3-7315-0323-1
- Band 31** Michael Eckert
Energieoptimale Fahrdynamikregelung mehrmotoriger Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0332-3

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 32** Martin Scherer
Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen. Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom. 2015
ISBN 978-3-7315-0339-2
- Band 33** Rinaldo Arnold
Automatische Abstimmung der Sekundärseite eines dreiphasigen Systems zur berührungslosen induktiven Energieübertragung. 2015
ISBN 978-3-7315-0355-2
- Band 34** Johannes Gültlinger
Kraftübertragung und Fahrbahnverschleiß durch Spikereifen. 2015
ISBN 978-3-7315-0358-3
- Band 35** Thorsten Dreher
Energieeffizienz von Konstantdrucksystemen mit sekundärgeregelten Antrieben beim Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen. 2015
ISBN 978-3-7315-0377-4
- Band 36** Steffen Kölling
Konzeptionelle Untersuchung zur Neigekompensation von Stromabnehmern. 2015
ISBN 978-3-7315-0387-3
- Band 37** Michael Fritz
Entwicklungswerkzeuge für die Fahrzeugklimatisierung von Nutzfahrzeugen. 2015
ISBN 978-3-7315-0384-2
- Band 38** Ralf Oberfell
Stochastische Simulation von Energieflüssen im Nutzfahrzeug Ein einsatzorientiertes Bewertungs- und Optimierungsverfahren. 2015
ISBN 978-3-7315-0403-0
- Band 39** Christoph Sturm
Bewertung der Energieeffizienz von Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen am Beispiel Bagger. 2015
ISBN 978-3-7315-0404-7

Das Thema Energieeffizienz rückt zunehmend in den Fokus der Entwicklung mobiler Arbeitsmaschinen. Bislang existiert jedoch keine einheitliche Vorgehensweise zur Bewertung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen.

In der vorliegenden Arbeit wird eine Methodik zur simulativen Bewertung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen vorgestellt. Die Methodik ermöglicht die energetische Analyse und gezielte Optimierung eines einzelnen Antriebssystems sowie den Vergleich verschiedener Antriebskonzepte unter realistischen Bedingungen. Es werden die zu verwendenden Begrifflichkeiten definiert, die zu betrachtenden Variablen und Systemgrenzen festgelegt sowie Rechenanweisungen für die Leistungsberechnung und die Bildung geeigneter Kennwerte zur Effizienzbewertung gegeben.

Die Methodik wird am Beispiel eines Mobilbaggers exemplarisch angewendet. Zur Gewährleistung einer realistischen Leistungsabforderung in der Simulation wird ein regelbasiertes Fahrermodell entwickelt.