

Entwicklung von Technologien für
energiesparende Antriebe mobiler
Arbeitsmaschinen



Abschlussbericht

TEAM – Entwicklung von Technologien für energiesparende Antriebe mobiler Arbeitsmaschinen

Förderkennzeichen: 02PJ2240 – 02PJ2259

Laufzeit des Vorhabens: 01.02.2012 bis 31.01.2015

gefördert vom:



**Bundesministerium
für Bildung
und Forschung**

betreut durch:



**PTKA
Projektträger Karlsruhe**

im Karlsruher Institut für Technologie

Dieses Forschungs- und Entwicklungsprojekt wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) im Rahmenkonzept „Innovationen für die Produktion, Dienstleistung und Arbeit von morgen“ gefördert (Förderkennzeichen 02PJ2240 – 02PJ2259) und vom Projektträger Karlsruhe (PTKA) betreut. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.



AGCO GmbH (Fendt)

Bereitstellung und messtechnische Ausrüstung von Versuchsmaschinen (175 kW-Traktor), Durchführung und Auswertung von Messfahrten, Spezifikation schnelldrehende elektrische Radantriebe

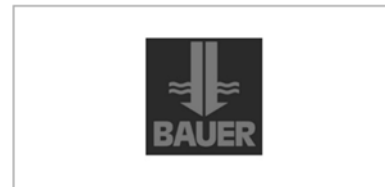
www.fendt.com



Argo-Hytos GmbH

Condition-Monitoring-Strategien für Miningbagger

www.argo-hytos.com



BAUER Maschinen GmbH

Bereitstellung und messtechnische Ausrüstung von Versuchsmaschinen (Großdrehbohrgerät), Durchführung und Auswertung von Messungen, Konzeption alternativer Antriebslösungen

www.bauer.de



Bosch Rexroth AG

Entwicklung und Fertigung von leistungsverzweigten Getrieben, Ermittlung von Referenzzyklen

www.boschrexroth.de



CAT Global Mining

Konzeption alternativer Antriebslösungen für Tagebaubagger

Mining.cat.com



Claas Industrietechnik GmbH

Bereitstellung und messtechnische Ausrüstung von Versuchsmaschinen (120 kW-Traktor), Durchführung und Auswertung von Messfahrten

www.claa-cit.com



DEUTZ AG

Entwicklung und Fertigung eines Punktmotors, Messtechnische Erfassung der Belastung von Dieselmotoren

www.deutz.com



Heinzmann GmbH & Co. KG

Entwicklung und Fertigung von schnelldrehenden Elektromotoren (30kW)

www.heinzmann.com/de



Hydac International GmbH

Entwicklung und Fertigung eines Hybridmoduls

www.hydac.com



Hydrive Engineering GmbH

Softwareentwicklung & -test für den Technologieträger »Grüner Radlader«

www.hydrive-engineering.de



IBAF GmbH

Entwicklung von Erdstoffmodellen (Kontaktmodelle), Kopplung von Erdstoffmodell und MKS

www.iamt.de



Lehnhoff Hartstahl GmbH & Co.KG

Erstellung von Komponentenmodellen, experimentelle Untersuchungen zur Kalibrierung der Prozessmodelle

www.lehnhoff.de



Liebherr-Hydraulikbagger GmbH

Konzeption und Fertigung eines Demonstrators (Radladers), praktische Erprobung des Demonstrators, Entwicklung schnell-drehender elektrischer Radantrieb (60 kW)

www.liebherr.com



LRT GmbH

Erstellung von Komponentenmodellen, experimentelle Untersuchungen zur Kalibrierung der Prozessmodelle

www.lrtgmbh.de



MSR-Solutions

Aufbereitung des Prognosewerkzeugs zur Bestimmung der Prozessenergie

www.msr-office.de



RWTH Aachen, IME

Entwicklung von Getrieben für schnell-drehende Antriebe, »Systemuntersuchung Technologieträger Grüner Radlader auf dem Prüfstand, Leistungsmanagement Fahr-antrieb«

RWTH Aachen, VKA

Optimierung Dieselmotor für Hybridantriebe

www.rwth-aachen.de



Sauer-Danfoss GmbH & Co. OHG

Konzeption und Fertigung einer verdrängungsgesteuerten Arbeitshydraulik

www.sauer-danfoss.com



Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG

Entwicklung und Fertigung von Lagern und Dichtungen für schnell-drehende elektrische Antriebe

www.schaeffler.de



TAKRAF GmbH

Erarbeitung von Methoden zur Stoffmodellierung, experimentelle Untersuchungen zur Validierung der Modelle

www.takraf.com



TU Dresden, IVMA

Entwicklung von Prozessmodellen zur Beschreibung der Interaktion Maschine / Erdstoff

TU Dresden, IFD

Erarbeitung von Steuerungsstrategien für den Technologieträger Grüner Radlader

www.tu-dresden.de



Universität Karlsruhe

Erarbeitung von Rahmenbedingungen und Methoden zur Ermittlung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen

www.kit.edu



VDMA

Ergebnistransfer, Öffentlichkeitsarbeit

www.vdma.org



VFI

Ergebnistransfer, Öffentlichkeitsarbeit

www.vdma.org



Wirtgen GmbH

Konzeption und Fertigung eines Demonstrators (Bandantrieb Straßenfräse), praktische Erprobung schnell-drehender elektrischer Antriebe

www.wirtgen.de

Vorwort

Energieeffizienz ist eine wichtige Säule der deutschen Energiewende. In Deutschland weisen mobile Arbeitsmaschinen einen Anteil von über 80 % am jährlichen Off-Road-Dieserverbrauch auf. Mobile bzw. Off-Road-Maschinen kommen täglich als Bau- und Baustoffmaschinen, in der Land- und Forstwirtschaft, in der Fördertechnik sowie als Kommunal- und Spezialfahrzeuge zum Einsatz. Daher können sie einen wichtigen Beitrag zur Umsetzung der Energiewende leisten. Hohe Leistung – minimaler Kraftstoffverbrauch: So lautet die Maxime der Technologienentwicklung bei Maschinenherstellern und Zulieferern.

Mit ihren robusten und ausgeklügelten technologischen Lösungen können deutsche Unternehmen im globalen Wettbewerb punkten. So haben die deutschen Baumaschinenhersteller einen Welthandelsanteil von 10 %, die Landtechnikhersteller sogar einen von 18 %. Zudem ist Deutschland technologischer Weltmarktführer auf den Gebieten der Antriebs- und der Fluidtechnik, den wichtigsten Zulieferbranchen für mobile Arbeitsmaschinen.

Grundlage dieser Technologieführerschaft sind permanente Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten in großem Umfang. Das Verbundprojekt TEAM hat einen wichtigen Beitrag dazu geleistet. 19 Maschinenhersteller und deren Zulieferer sowie fünf Forschungsinstitute haben innerhalb von drei Jahren effiziente Antriebstechnologien für mobile Arbeitsmaschinen entwickelt und erprobt. Eine Vielzahl dieser Forschungsergebnisse wird bereits direkt in den Industrieunternehmen eingesetzt. Eine Förderung des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) sowie Industriemittel in gleicher Höhe machten dieses Vorhaben möglich.

Dieser Bericht dokumentiert die wissenschaftlich-technischen Ergebnisse, welche von den Projektpartnern gemeinschaftlich erzielt wurden.

Die Zuwendungsempfänger danken dem Bundesministerium für Bildung und Forschung für die finanzielle Förderung, ohne die eine Durchführung nicht möglich gewesen wäre, sowie dem Projektträger Karlsruhe für die hervorragende fachliche und administrative Betreuung des Vorhabens während der gesamten Laufzeit.

Dresden im Oktober 2015

INHALTSVERZEICHNIS

	Seite
Einleitung	11
Zielsetzung des Gesamtvorhabens	15
Themenschwerpunkt 1 – Ermittlung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen	17
Themenschwerpunkt 2 – Prognosewerkzeug zur Bestimmung des Prozesseinflusses	71
Themenschwerpunkt 3 – Optimierter Verbrennungsmotor für Hybridantriebe	155
Themenschwerpunkt 4 – Schnelldrehende elektrische Antriebe	205
Themenschwerpunkt 5 – Technologieträger „Grüner Radlader“	265
Zusammenfassung und Ausblick	395

Einleitung (bezogen auf das Verbundvorhaben TEAM)

Unter mobilen Arbeitsmaschinen versteht man sogenannte Offroad-Maschinen in den Branchen Bau- und Baustoffmaschinen, Land- und Forstmaschinen, Fördertechnik, Kommunal- und Spezialfahrzeuge. Die derzeitige Marktsituation ist in **Bild 1** dargestellt.

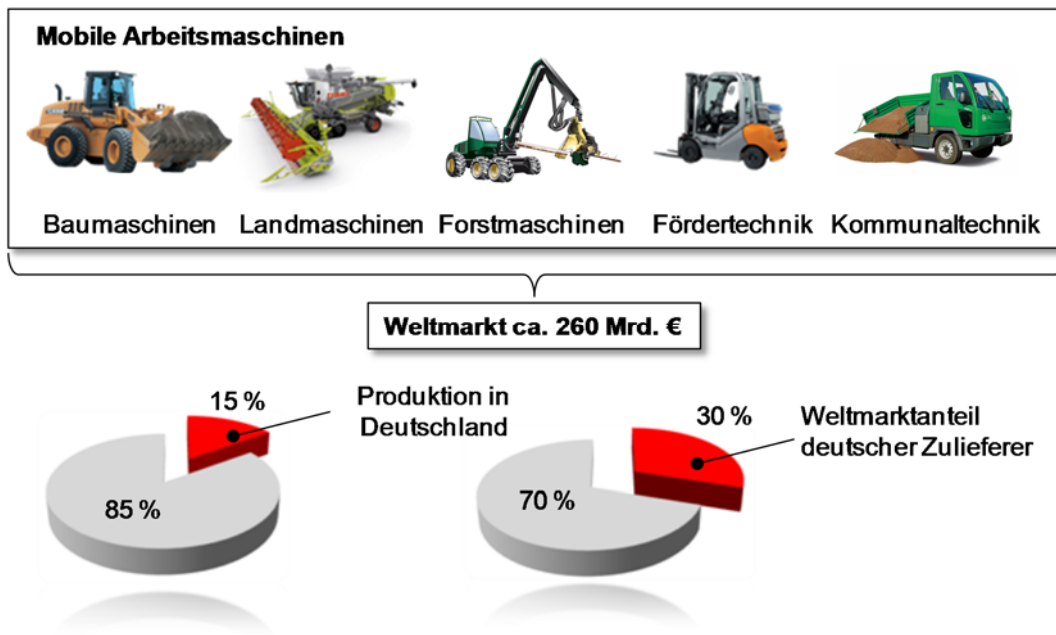


Bild 1: Marktsituation bei mobilen Arbeitsmaschinen

Der Weltmarkt beträgt ca. 260 Mrd. €. 15 % dieses Marktes werden durch Produktion in Deutschland gedeckt. Deutsche Zulieferer insbesondere Hersteller von Hydraulikkomponenten, Getrieben und Achsen erreichen einen Weltmarktanteil von über 30 %. Einschließlich der Zulieferer sind ca. 500 Firmen mit ca. 230.000 Beschäftigten dieser Teilbranche des Maschinenbaus in Deutschland zuzurechnen. Dieses immense Produktionsvolumen in Deutschland wird durch die Technologieführerschaft der vor Ort produzierenden Unternehmen ermöglicht. Damit die Produktion in Deutschland gehalten werden kann, ist es unabdingbar, den technologischen Vorsprung zur Konkurrenz aufrechtzuerhalten.

Im Gegensatz zu PKW oder NKW verfügen mobile Arbeitsmaschinen meist über mehrere parallel betriebene Verbraucher. Für einen Bagger sind dies beispielsweise der Fahrtrieb sowie die Antriebe für Drehwerk, Ausleger, Stiel und Löffel. Diese komplexen mechatronischen Systeme müssen sich vom Bediener einfach und sicher regeln lassen. Der Leistungsbedarf der einzelnen Verbraucher ist im Allgemeinen stark alternierend und im Wesentlichen abhängig von

der Arbeitsaufgabe, den Einsatzbedingungen und dem Bediener. Der Antrieb erfolgt typischerweise zentral über einen Verbrennungsmotor. Anwenderseitig wird neben einer hohen Produktivität eine vergleichsweise hohe Verfügbarkeit gefordert.

Die häufig rauen Umgebungsbedingungen und die nicht immer fachgemäße Bedienung erhöhen zusätzlich die Anforderung an die Robustheit und die Wartungsfreundlichkeit der Antriebssysteme. Diesen Anforderungen wird man derzeit vorwiegend mit hydraulischen (hydrodynamisch und hydrostatisch) und mechanischen Antriebslösungen gerecht.

Die Europäische Union fordert bis 2020 eine Steigerung der Energie-Effizienz von 20 % sowie 20 % CO₂-Einsparung. Allein in Deutschland verbrauchen mobile Arbeitsmaschinen in Offroad-Anwendungen, 15,7 % des gesamten Dieseldieselfkraftstoffes. Am Beispiel Land- und Bauwirtschaft wird im **Bild 2** der anteilige Dieseldieserverbrauch exemplarisch dargestellt.

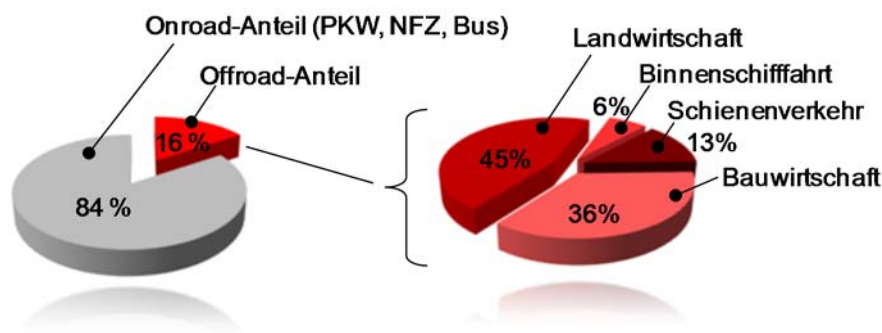


Bild 2: Aufteilung des Dieseldieserverbrauchs in Deutschland (Verbrauch 2008: 29,9 Mio. t)

Wie in **Bild 3** dargestellt, bestimmen zahlreiche Faktoren die Energiebilanz der Maschine. Die sind einerseits die Antriebe der jeweiligen Verbraucher. Die Aufteilung der Leistung auf die unterschiedlichen Verbraucher hängt in starkem Maße von der Maschine und dem Maschineneinsatz ab. Wie in **Bild 4** dargestellt, weisen bei Raupenbaggern beispielsweise die Antriebe der Arbeitsausrüstung einen hohen Leistungsanteil auf, wogegen beim Traktor der Fahrantrieb dominiert. Andererseits beeinflussen die eigentlichen Arbeitsprozesse sowie die Konstruktion und Bedienung der Maschine die Energieeffizienz der Maschinen erheblich.

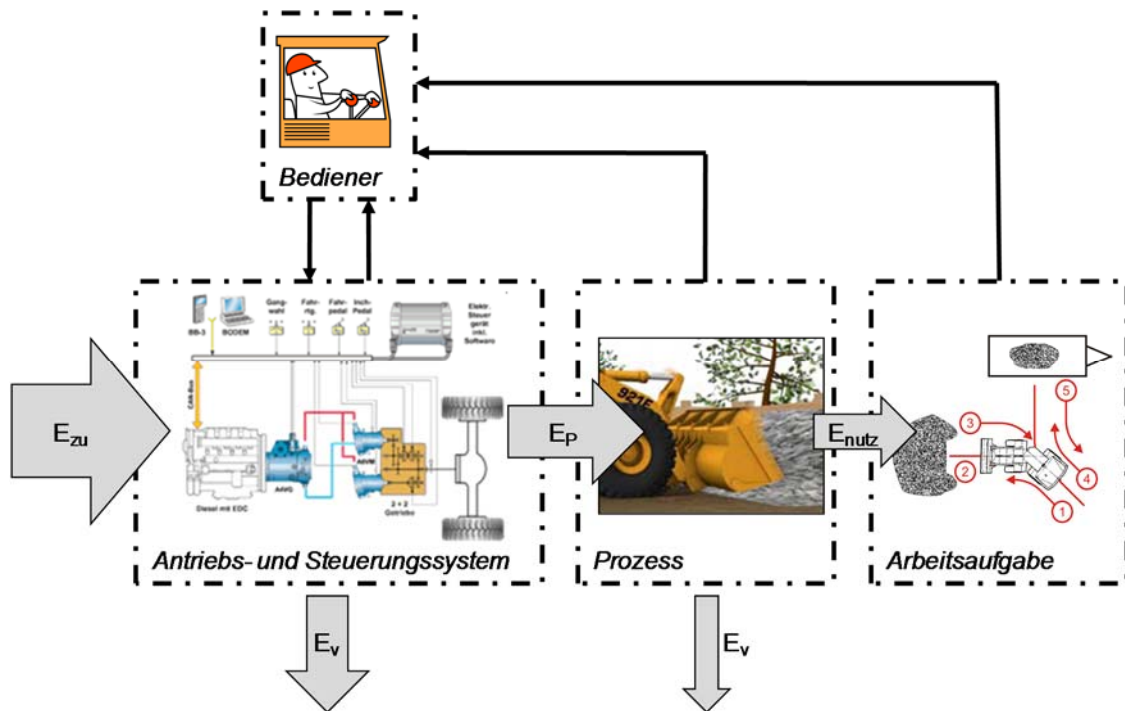


Bild 3: Energiefluss in einer mobilen Arbeitsmaschine

Analysen zeigen, dass mit neuen Technologien ein Energie- und Schadstoffeinsparpotential in Höhe von 20 bis 40 % zu erwarten ist. Diese Werte setzen jedoch die Kombination neuer Antriebstechnologien voraus, beispielsweise leistungsverzweigte Getriebe für den Fahrtrieb, verdrängergesteuerte Systeme für die Arbeitshydraulik oder die Erweiterung um einen zusätzlichen Energiespeicher zu einem hybriden Antriebssystem. Teilweise existieren diese Antriebstechnologien für die Anwendung in mobilen Arbeitsmaschinen bereits als Funktionsmuster. Eine konsequente maschinenspezifische Zusammenführung dieser Technologien, die praktische Erprobung sowie eine vergleichende Bewertung stehen bislang aus.

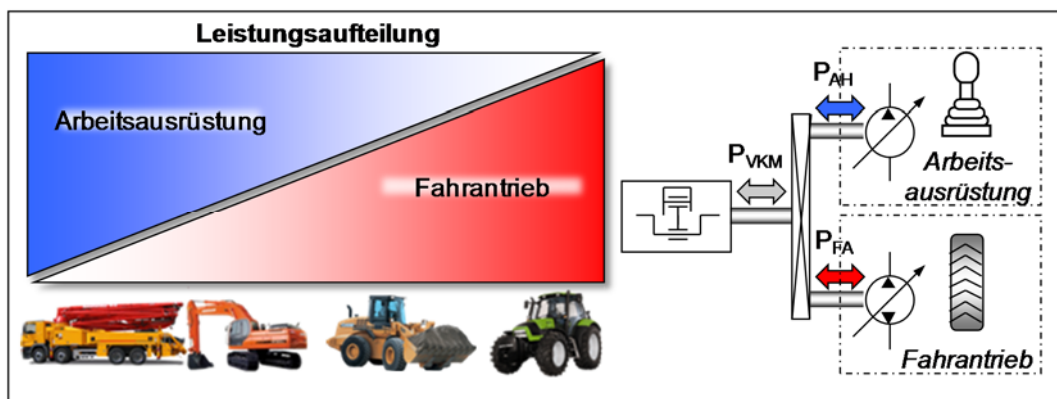


Bild 4: Leistungsaufteilung bei mobilen Arbeitsmaschinen

Vielversprechend sind auch Entwicklungen aus dem Automotive-Bereich, beispielsweise schnelldrehende elektrische Antriebe oder aber auf einen eingeschränkten Betriebsbereich optimierte Verbrennungsmotoren. Aussagen zur Anwendbarkeit in mobilen Arbeitsmaschinen können bislang nicht getroffen werden.

Die Zusammenführung unterschiedlicher Technologien zu einem Antriebssystem erfordert bereits in der Entwurfsphase eine ganzheitliche Maschinenbetrachtung inklusive der Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Antrieben sowie der prozessseitig bedingten Lasten. Die typischerweise verteilten Expertisen - meist beziehen die Maschinenhersteller die Subsysteme wie Fahrtrieb, Dieselmotor, Arbeitshydraulik oder Werkzeuge von Zulieferern – stehen einer ganzheitlichen Betrachtung der Maschine entgegen.

Moderne Simulationswerkzeuge stellen eine gute Basis für eine domänenübergreifende Betrachtung dar. Entwicklungsbedarf besteht bei der Abbildung des maschinellen Prozesses. Mit gegenwärtigen Simulationsmodellen kann zwar das Maschinenverhalten, jedoch nicht der maschinelle Prozess und dessen Rückwirkungen auf die Maschine abgebildet werden. Somit ist auch eine realitätsnahe Prognose des Energieverbrauchs der Maschine nicht möglich. Zugleich existieren derzeit keine wissenschaftlich fundierten Rahmenbedingungen für eine objektive Ermittlung und Bewertung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen.

Zielsetzung (bezogen auf das Gesamtvorhaben)

Ziel des Verbundvorhabens war es, Antriebslösungen sowie Auslegungsgrundlagen für mobile Arbeitsmaschinen zu erarbeiten, die eine Senkung des Kraftstoffverbrauchs und der CO₂-Emissionen von mindestens 20 % ermöglichen.

Ein hohes Potential bieten leistungsverzweigte Getriebe für den Fahrantrieb, verdrängergesteuerte Systeme für die Arbeitshydraulik oder die Erweiterung um einen zusätzlichen Energiespeicher zu einem hybriden Antriebssystem. Vielversprechend sind auch Entwicklungen aus dem Automotive-Bereich, beispielsweise schnelldrehende elektrische Antriebe oder aber auf einen eingeschränkten Betriebsbereich optimierte Verbrennungsmotoren.

Neben neuen Antriebstechnologien wurden Methoden erarbeitet, die eine objektive Bewertung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen und eine an die Arbeitsprozesse angepasste Dimensionierung ermöglichen.

Das Konsortium bildet themenspezifische Arbeitsgruppen, welche in enger Abstimmung die inhaltlich verzahnten und sich ergänzenden Arbeitspakete absprechen, zeitlich koordinieren und zielgerichtet bearbeiten.

Das Gesamtvorhaben ist in fünf Themenschwerpunkte untergliedert: Im Themenschwerpunkt „Ermittlung der Energieeffizienz“ erfolgt die Entwicklung von Methoden und Instrumenten zur energetischen Beurteilung von Antriebssystemen und damit die Schaffung einer wissenschaftlich belastbaren Grundlage zur Effizienzbeurteilung mobiler Arbeitsmaschinen.

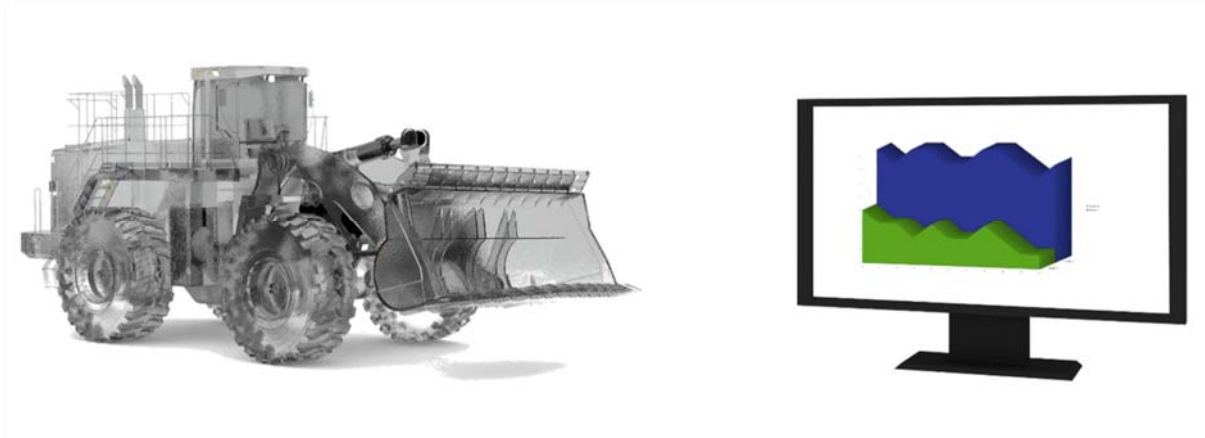
Unter dem Themenschwerpunkt „Prozessenergie“ widmet man sich der Entwicklung eines Prognosewerkzeuges zur frühzeitigen Berechnung und Bewertung des prozessbedingten Energieverbrauchs, beispielsweise der Interaktion Schaufel-Erdstoff, von mobilen Arbeitsmaschinen.

In einem weiteren Themenschwerpunkt widmet man sich der Primärenergiequelle Verbrennungsmotor. Ziel ist die Entwicklung eines Verbrennungsmotors mit eingeschränktem Betriebsbereich für mobile Arbeitsmaschinen mit hybridem Antriebssystem, welcher den Zielkonflikt zwischen minimalen Schadstoffemissionen, niedrigen CO₂-Emissionen und Kosten löst.

Im Themenschwerpunkt „Elektrische High-Speed-Antriebe“ werden schnelldrehende elektrische Antriebe und die zugehörigen Getriebe für den Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen untersucht.

Ziel des Themenschwerpunkts „Grüner Radlader“ ist die Entwicklung und Erprobung neuer Antriebs- und Steuerungstechnologien für mobile Arbeitsmaschinen zur Steigerung der Energieeffizienz bei mindestens gleichbleibender Funktionalität und Bedienfreundlichkeit. Unter Berücksichtigung aktueller Entwicklungen der Industrie erfolgt eine Bewertung energieeffizienter Antriebslösungen für die einzelnen Funktionsbereiche (Arbeitshydraulik, Fahrtrieb, Energiespeicher und Verbrennungsmotor). Die Vorzugslösungen werden zu einem Antriebssystem mit einer übergeordneten Maschinensteuerung zusammengeführt und in einen Demonstrator integriert. Besonderes Augenmerk liegt auf der Analyse der Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Subsystemen.

Themenschwerpunkt 1: Ermittlung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen



Forschungsstellen: Karlsruher Institut für Technologie
Lehrstuhl für mobile Arbeitsmaschinen (Mobima)
76131 Karlsruhe
Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer
Dipl.-Ing. Philipp Scherer

Projektpartner: AGCO GmbH (Fendt)
87616 Marktobendorf

Bauer Maschinen GmbH
86529 Schrobenhausen

Bosch Rexroth AG
89275 Elchingen

Deutz AG
51149 Köln

Liebherr Hydraulikbagger GmbH
88457 Kirchdorf

INHALTSVERZEICHNIS ZU THEMENSCHWERPUNKT 1

1	Einleitung	21
2	Stand der Technik	23
2.1	Definitionen der Energieeffizienz	23
2.2	Gesetzlich verankerte Effizienzbewertungskonzepte.....	25
2.3	Prüfverfahren zur Energieeffizienzbewertung	26
3	Zielsetzung	27
3.1	Schaffung einer Grundlage zur Effizienzbeurteilung in mobilen Arbeitsmaschinen...	27
3.2	Formulierung der Arbeitspakete.....	28
4	Anforderungsanalyse	30
4.1	Projektpartner FAST	31
4.2	Projektpartner AGCO.....	34
4.3	Projektpartner Bauer.....	34
5	Analysephase.....	35
5.1	Projektpartner AGCO.....	35
5.2	Projektpartner Bauer.....	42
6	Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz.....	47
6.1	Ablauf der Methodik	48
6.2	Schritt 1: Definition eines Einsatzprofils	49
6.3	Schritt 2: Erfassung und Verwaltung von Verfahrenszyklen.....	50
6.4	Schritt 3: Zyklenanalyse	51
6.5	Schritt 4: Ableitung von Last- und Bewegungskollektiven	52
6.6	Schritt 5: Entscheidungsphase.....	56
6.7	Schritte 6,7,8,9: Anpassung der Last und Bewegungsprofile, Implementierung der Prüfzyklenprogramme, Durchführung der Prüfzyklen, Effizienzbewertung	58
6.8	Software zur Verwaltung und Auswertung von Messdatensätzen.....	59
7	Ergebnisse am Beispiel „Großdrehbohrgerät“ unter Zuhilfenahme der entwickelten Bewertungsmethodik	60

8	Literatur	66
9	Projektpartner & Verantwortlichkeiten	68

1 Einleitung

Dem Kyoto Protokoll folgend /UNF14/, fordert die Gesetzgebung der Europäischen Union eine stetige Senkung der CO₂-Emissionen für technische Geräte. In Deutschland weisen Offroad-Anwendungen der Land- und Bauwirtschaft einen Anteil von ca. 12 % des jährlichen Gesamtdieselvebrauchs auf (**Bild 5**). Davon entfallen weitere Anteile auf mobile Anwendungen, wie Land- und Baumaschinen. Die Branche der mobilen Arbeitsmaschinen ist daher bestrebt, Lösungen aufzuzeigen, wie die Energieeinsparungsziele der EU umgesetzt werden können.

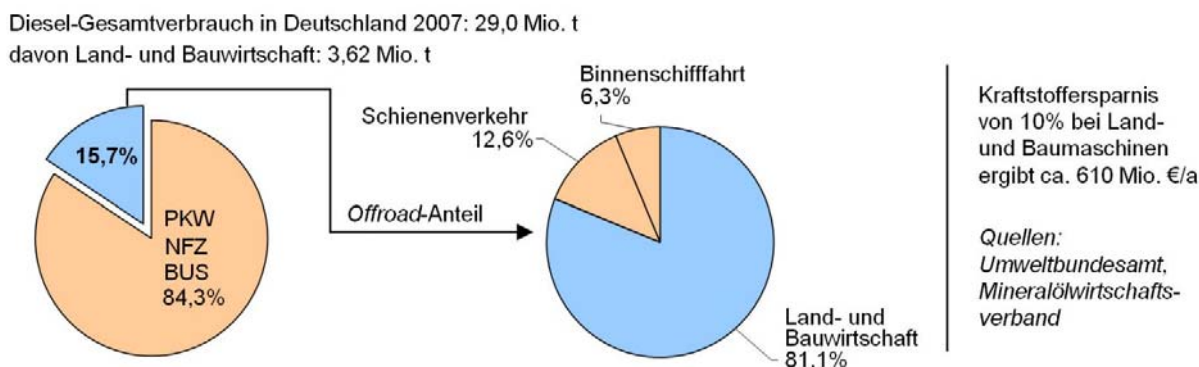


Bild 5: Verbrauchsanteile am Dieselkraftstoff im Jahr 2010 in Deutschland /Kun10/

Als Reaktion darauf gibt es seitens der europäischen Industrieverbände derzeit Ansätze im Bereich der Effizienzbewertung und Verbrauchsreduktion von Bau- und Landmaschinen, die an dieser Stelle zu nennen sind:

Die europäischen Branchenverbände für Baumaschinen (CECE - Committee for European Construction Equipment) und für Agrartechnik (CEMA - Comité Européen des groupements de constructeurs du machinisme agricole) beschreiben ein Modell /CEC11/, in dem der CO₂-Ausstoß deutlich durch innovative Weiterentwicklung von allen beteiligten Unternehmen, verringert werden soll. Sie stützt diese Entwicklung dabei auf vier Säulen; Maschineneffizienz, Prozesseffizienz, Effizienz der Maschinenbedienung und alternative Energiequellen (siehe **Bild 6**). Diese sollen den zukünftigen Marktanforderungen nach einer Verringerung des CO₂-Ausstoßes Rechnung tragen.

Das European Network of Construction Companies for Research and Development (Encord) arbeitet an einem Leitfaden zur Bewertung von Baustellen hinsichtlich des CO₂-Ausstoßes /Enc12/. Es verfolgt dabei einen ganzheitlichen Ansatz von der Herstellung des verwendeten Materials, über Transport und Bauphase bis hin zum Rückbau. Gemessen werden dabei die Energieträger in verschiedenen Formen, die in das System ein- und ausfließen.

Vor dem Hintergrund der genannten Forderungen und Bestrebungen zur Effizienzoptimierung ist zukünftig ein Konzept zur ganzheitlichen Beurteilung der Energieeffizienz dieser Maschinen unter Einbindung des Prozesses erforderlich. Dieses Konzept soll den speziellen Einsatzbedingungen der Maschinen im Feldeinsatz Rechnung tragen. In der Automobilindustrie gibt es hierzu heute beispielsweise standardisierte Fahrzyklen, die eine Vergleichsbasis für den Energieaufwand bei identischen Vorgaben darstellen.

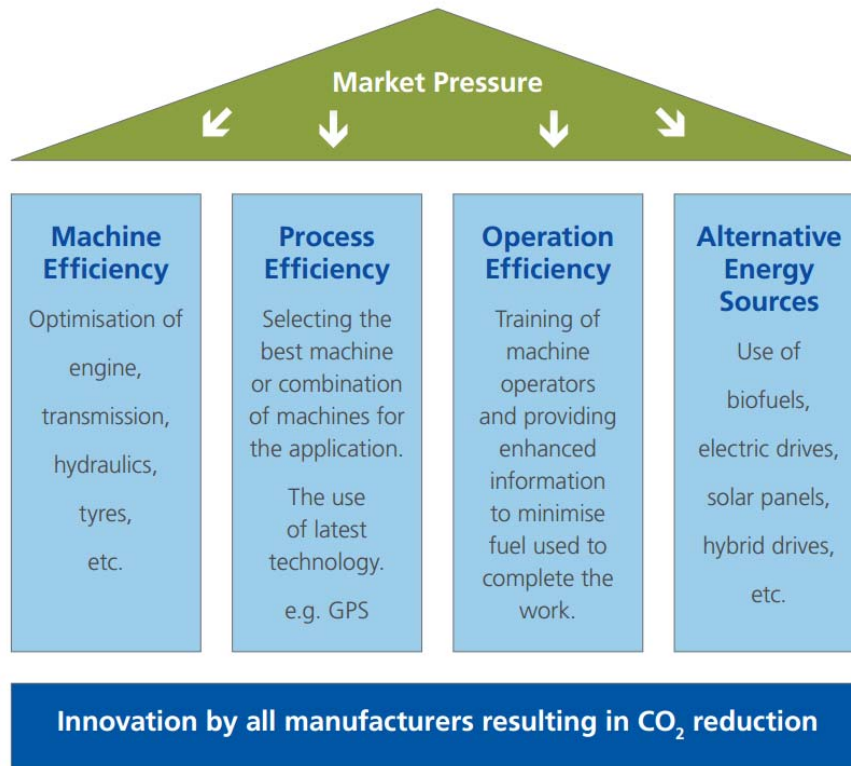


Bild 6: Vier-Säulen-Diagramm zur Reduzierung des CO₂ Ausstoßes der CECE&CEMA /CEC11/

Mobile Arbeitsmaschinen verfügen im Gegensatz zu PKW und NKW jedoch meist über mehrere parallel betriebene Verbraucher und vielfältige Einsatzmöglichkeiten. Daher ist es bisher aufgrund der Vielfalt der Verfahren und der im Arbeitseinsatz durchgeführten Prozesse und Arbeitsaufgaben nur schwer möglich, eine objektive und umfassende Bewertung der Energieeffizienz einer mobilen Arbeitsmaschine durchzuführen. Eine hierfür zu entwickelnde Bewertungsmethodik soll zukünftig eine zuverlässige Beurteilung der Energieeffizienz ermöglichen.

Um die Energieeffizienz von mobilen Arbeitsmaschinen ermitteln zu können, müssen daher zunächst Bewertungskriterien definiert werden, die diesen Maschinentypen gerecht werden. Die Existenz unterschiedlichster wissenschaftlich anerkannter Definitionen von Energieeffizienz, welche jede für sich eine Daseinsberechtigung besitzen, ist hierbei der Ausgangspunkt

einer komplexeren Betrachtungsweise der Energieeffizienzbewertung von mobilen Arbeitsmaschinen. Im Vergleich zu anderen technischen Produkten, die seitens des Gesetzgebers einer Effizienzbewertung unterzogen werden, fallen weitere Merkmale auf, die spezifisch für mobile Arbeitsmaschinen sind. Hierzu gehören die Vielfalt der Verwendungsmöglichkeiten für einen Maschinentypus, das Vorhandensein mehrerer leistungsübertragender Schnittstellen sowie sich stark unterscheidende Nutzerprofile.

Die Entwicklung eines methodischen Vorgehens bei der Energieeffizienzbewertung und die zur Umsetzung notwendigen Feldversuche und Analysewerkzeuge definieren die Hauptaufgaben im Themenschwerpunkt Energieeffizienz. Eine am Ende resultierende Effizienzbewertungsmethodik soll später einer Reihe von Nutzern als Leitfaden zum Vorgehen bei der Effizienzbewertung dienen. Mögliche Nutzer sind hierbei vielschichtig. Endkunden, Maschinenhersteller und Gesetzgeber sollen gleichermaßen von der Methodik profitieren.

2 Stand der Technik

2.1 Definitionen der Energieeffizienz

In Hinblick auf die Effizienzbewertung von technischen Geräten muss zunächst eine Betrachtung der üblichen Definitionen von „Energieeffizienz“ durchgeführt werden. Abhängig von der Zielstellung der Effizienzbewertung und des zu bewertenden Maschinentyps ist es essenziell, eine zweckdienliche Definition der Energieeffizienz zu wählen. Um einen Einblick in die Bandbreite der unterschiedlichen Beschreibungen von Energieeffizienz zu bekommen, wird im Folgenden eine Auswahl an Energieeffizienzdefinitionen aufgeführt.

Technischer Wirkungsgrad: Der technische Wirkungsgrad η eines technischen Systems ist durch das Verhältnis von bereitgestellter Nutzenergie E_{out} zur aufgewendeten Energie E_{in} bei der Durchführung eines technischen Prozesses gekennzeichnet:

$$\eta = \frac{E_{out}}{E_{in}} \quad (1)$$

Ergebnisbezogene Effizienzdefinitionen: Nach dem Wirtschaftlichkeitsprinzip kann die Effizienz technischer Prozesse durch verschiedene, sich ähnelnde Ausprägungen beschrieben werden. Diese Ausprägungen sind beispielsweise unter dem Minimalprinzip, dem Maximalprinzip und dem Optimumprinzip bekannt /Bru98/.

In marktwirtschaftlich orientierten Volkswirtschaften wird Energieeffizienz daher oft über den Begriff der Energieproduktivität beschrieben. Dieser Begriff bezieht sich auf zur Verfügung

stehende Ressourcen, z.B.: monetäre Größen, wie beispielsweise ein zur Verfügung stehendes Budget oder das Bruttoinlandsprodukt eines Landes /Irr08/. Zum weiteren Verständnis wird hier der Begriff der Produktivität als Bezugsgröße ergebnisbezogener Effizienzdefinitionen eingeführt.

Produktivität: Das Verhältnis vom, durch einen Vorgang oder technischen Prozess, erzeugten Resultat zu den dafür aufgewendeten Ressourcen wird als Produktivität bezeichnet /Moe14 S.56/. Die beiden Kenngrößen können unterschiedliche Dimensionen besitzen und dienen dazu, verschiedene Prozesse relativ zu einander zu vergleichen.

Somit kann die Produktivität P eines Prozesses als Quotient aus dessen Resultat R und der dafür benötigten Ressourcen I (Input) beschrieben werden:

$$P = \frac{R}{I} \quad (2)$$

Die Kenngrößen R und I sind dabei abstrakt und müssen bei konkreter Anwendung genauer definiert werden. Beide können sowohl mehrdimensional als auch Funktionen mehrerer Parameter (z.B.: Zeit, Energie, Material) sein. Zur praktischen Anwendung müssen die meisten Parameter mit Methoden der Modellbildung vereinfacht oder vernachlässigt werden.

Hieraus wurden am FAST dann konkrete Ausformungen beschrieben:

Produktivität mit monetärer Ressource: Mit P_M als monetäre Produktivität, R als ein, durch einen technischen Prozess erzeugtes, Arbeitsergebnis und $\$$ als monetäre Größe kann die wirtschaftliche Produktivität wie folgt beschrieben werden:

$$P_M = \frac{R}{\$} \quad (3)$$

Produktivität mit energetischer Ressource: Hierbei wird ein fest definiertes Arbeitsergebnis inklusive seiner Vielfachen, welches bei der Durchführung eines technischen Prozesses erzeugt wird, als Resultat definiert. Am Beispiel von mobilen Arbeitsmaschinen kann dieses Resultat beispielsweise durch eine Menge an definiertem, bewegtem Schüttgut über eine fest definierte Strecke durch einen Radlader erbracht werden. In einem anderen Anwendungsfall ist dieses Resultat durch eine erzeugte Bohrung mit definierten Abmessungen als Ergebnis eines Bohrprozesses eines Großdrehbohrgeräts definiert. Diesem Ergebnis wird der dazu benötigte Energieaufwand, welcher in der Regel durch den Kraftstoffverbrauch messbar ist, gegenübergestellt /Peh10/.

Somit kann als Produktivität mit energetischer Ressource P_E eines Prozesses über das Resultat R je Eingangsenergiemenge E_{in} beschrieben werden:

$$P_E = \frac{R}{E_{in}} \quad (4)$$

Relative ergebnisbezogene Effizienz: Durch Bildung des Quotienten von zwei unterschiedlichen Produktivitäten gleicher Dimension kann man eine „**relative Effizienz**“ bestimmen, die an dieser Stelle formuliert wird. Weiterhin wird hierfür eine **Energieeffizienzkennzahl** ε_{rel} eingeführt. Diese ist dimensionslos.

$$\varepsilon_{rel} = \frac{P_{E,n+1}}{P_{E,n}} \quad (5)$$

Hiermit kann schlussendlich die Effizienz zweier Maschinen, beispielsweise zwei Radlader, die den gleichen Prüfzyklus fahren sinnvoll bestimmt werden.

2.2 Gesetzlich verankerte Effizienzbewertungskonzepte

In der EU wurde die Effizienzbewertung und im gleichen Zuge die damit einhergehende Kennzeichnung für technische Geräte erstmals in den 90er Jahren eingeführt. Seither fielen stetig mehr Geräte unter entsprechende Verordnungen, den jeweiligen Energieverbrauch, bzw. die jeweilige Energieeffizienzklasse auszuweisen. Dabei werden die Wettbewerbsgeräte der verschiedenen Hersteller zuvor festgelegten Prüfzyklen unterzogen.

Nach der Durchführung der Prüfverfahren werden die Verbrauchskennwerte gegebenenfalls noch mit weiteren Korrekturfaktoren (z.B. Fahrzeugmassen, Volumeninhalten, Leistungsklassen) verrechnet und das Gerät wird einer Energieeffizienzklasse zugeordnet. Für einige der genannten Geräte erfolgt nach erfolgreicher Prüfung die Energieverbrauchskennzeichnung /BJM97/ (**Bild 7**).

In der EU werden die Produkte daher mit Labels versehen, in denen sowohl der Verbrauchswert, als auch die Einordnung in eine Energieeffizienzklasse kenntlich gemacht wird. Dieses Labeling wird von verschiedenen Seiten kritisiert. Beispielsweise sind die Effizienzklassen starr definiert und die Einordnungskriterien werden oft nicht an den technischen Fortschritt angepasst. Um diesen zu berücksichtigen werden hierfür weitere Klassen eingeführt. Somit wurden Klassen wie „A+“ bis hin zu „A+++“ vor der ursprünglich besten Klasse „A“ eingeführt, was eher verwirrend wirkt /For09/.

Information über Kraftstoffverbrauch, CO ₂ -Emissionen und Stromverbrauch i. S. d. Pkw-EnVKV		
Marke:	Kraftstoff:	
Modell:	andere Energieträger:	
Leistung:	Masse des Fahrzeugs:	
Kraftstoffverbrauch	kombiniert:	/100 km
	innerorts:	/100 km
	außerorts:	/100 km
CO₂-Emissionen	kombiniert:	g/km
Stromverbrauch	kombiniert:	kWh/100 km
<p>Die angegebenen Werte wurden nach vorgeschriebenen Messverfahren (§ 2 Hm. 5, 6, 6a Pkw-EnVKV in der gegenwärtig geltenden Fassung) ermittelt. CO₂-Emissionen, die durch die Produktion und Bereitstellung des Kraftstoffes bzw. anderer Energieträger entstehen, werden bei der Ermittlung der CO₂-Emissionen gemäß der Richtlinie 1999/94/EG nicht berücksichtigt. Die Angaben beziehen sich nicht auf ein einzelnes Fahrzeug und sind nicht Bestandteil des Angebotes, sondern dienen allein Vergleichszwecken zwischen den verschiedenen Fahrzeugtypen.</p> <p>Hinweise nach Richtlinie 1999/94/EG: Der Kraftstoffverbrauch und die CO₂-Emissionen eines Fahrzeugs hängen nicht nur von der effizienten Ausnutzung des Kraftstoffs durch das Fahrzeug ab, sondern werden auch vom Fahrverhalten und anderen nichttechnischen Faktoren beeinflusst. CO₂ ist das für die Erderwärmung hauptsächlich verantwortliche Treibhausgas. Ein Leitfaden für den Kraftstoffverbrauch und die CO₂-Emissionen aller in Deutschland angebotenen Personenkraftfahrzeugmodelle ist unentgeltlich an jedem Verkaufsort in Deutschland erhältlich, an dem neue Personenkraftfahrzeugmodelle ausgestellt oder angeboten werden.</p>		
CO₂-Effizienz		
Auf der Grundlage der gemessenen CO ₂ -Emissionen unter Berücksichtigung der Masse des Fahrzeugs ermittelt.		
Jahressteuer für dieses Fahrzeug		Euro
Energieträgerkosten bei einer Laufleistung von 20.000 km:		
Kraftstoffkosten () bei einem Kraftstoffpreis von _____ Euro/Abrechnungseinheit		Euro
Stromkosten bei einem Strompreis von _____ Euro/Abrechnungseinheit		Euro
Erstellt am:		

Bild 7: Energieausweis für PKW /BJM04/

Ein weiterer Ansatz hierzu ist das Top-Runner-Modell /Kim10/, welches beispielsweise in Japan Anwendung findet. Im Gegensatz zur starren Einordnung in Effizienzklassen wird beim Top-Runner-Prinzip die Abweichung zu einer Referenzmaschine zugrunde gelegt, welche den aktuellen Stand der Technik widerspiegelt. Die Referenzmaschine kann sich somit bei jedem Prüfintervall ändern. Eine solche Bewertungsskala entspricht einer „relativen ergebnisbezogenen Effizienz“ zweier Maschinen.

2.3 Prüfverfahren zur Energieeffizienzbewertung

Standardisierte Prüfverfahren dienen als Bewertungsgrundlage für die genannten technischen Geräte. Diese Prüfverfahren werden in der Regel in Form von Prüfzyklen umgesetzt. Aus dem Bereich der Kraftfahrzeuge, existieren Prüfzyklen, die weltweit in die Gesetzgebung unterschiedlicher Länder eingeflossen sind. Einzelne Prüfzyklen zum Zweck der Energieeffizienzbewertung mobiler Arbeitsmaschinen existieren bereits heute. Als bekannte Vertreter zu nennen wären hierzu:

- Liebherr Normtest für Radlader
- DLG-PowerMix für Traktoren
- Richtlinie für Flurförderzeuge: VDI 2198

Diese Prüfzyklen sind teilweise herstellerspezifische, hauseigene Prüfzyklen. Der „DLG-PowerMix“ für Traktoren unterschiedlicher Leistungsklassen ist hierbei als Energieeffizienzausweis auf freiwilliger Basis der Hersteller zu verstehen. Er wird vom unabhängigen Institut der DLG, „DLG-Testzentrum Technik und Betriebsmittel“, durchgeführt. Diese Prüfzyklen haben sich in den vergangenen Jahren als Kaufentscheidung für unterschiedlichste Abnehmer von mobilen Arbeitsmaschinen bewährt, jedoch haben Sie noch keine Einbindung in die nationale oder internationale Gesetzgebung hinsichtlich einer verpflichtenden Energieeffizienzbewertung erfahren. Mit der Agenda 2020 wird die Forderung nach Energieeffizienzausweisen seitens der Europäischen Union für ein großes Spektrum mobiler Arbeitsmaschinen diskutiert.

Um die Lücke der noch unzureichend vorhandenen Prüfzyklen zu schließen, macht die Entwicklung einer umfassenden Methodik der Energieeffizienzbewertung an dieser Stelle Sinn. Zum einen ist durch die hohe Verbreitung unterschiedlichster Maschinentypen eine Vielzahl an mobilen Arbeitsmaschinen betroffen. Der Aufwand zur Entwicklung unterschiedlicher Effizienzbewertungskonzepte für jeden einzelnen Maschinentyp wäre schwer überschaubar. Durch eine transparente und nachvollziehbare Vorgehensweise einer, für alle Maschinentypen anwendbaren, Methodik können jedoch sehr schnell Prüfzyklen, die eine erste Diskussionsgrundlage zur Effizienzbewertung darstellen, abgeleitet werden.

3 Zielsetzung

Die Zielstellung ergibt sich aus den bereits im Rahmenplan formulierten Arbeitspaketen, die im Folgenden behandelt werden.

3.1 Schaffung einer Grundlage zur Effizienzbeurteilung in mobilen Arbeitsmaschinen

Der Themenschwerpunkt „Energieeffizienz“ beschäftigt sich im Rahmen des Projekts TEAM mit der Fragestellung der Optimierung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen und der Möglichkeit diese anhand von wissenschaftlich fundierten Kriterien sowohl qualitativ als auch quantitativ bewertbar zu machen.

Hierzu stellen die Maschinenhersteller Versuchsmaschinen bereit. Diese werden mit Unterstützung der beteiligten Zulieferer umfassend mit Messtechnik ausgerüstet. Daraufhin werden

Feldmessungen durchgeführt mit dem Ziel, eine Datenbasis aus Messdaten unterschiedlicher Land- und Baumaschinen zu generieren. Ziel der Analyse dieser generierten Messdaten ist einerseits die Identifikation von charakteristischen Verfahrenszyklen unterschiedlicher Landmaschinen um daraus im weiteren Verlauf des Projekts Testszenarien für diese Maschinen abzuleiten. Auf der anderen Seite sollen Erkenntnisse über den Verlauf der Lastprofile an den leistungsübertragenden Schnittstellen der Maschinen bei der Durchführung verschiedener Verfahrenszyklen ermittelt werden, um aus diesen Informationen standardisierte Prüfzyklen abzuleiten zu können. Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST) entwickelt während der Projektlaufzeit eine allgemeingültige Methodik, die eine Bewertung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen ermöglicht. Diese Methodik wird durch eine ebenfalls vom FAST zu entwickelnde Auswertesoftware unterstützt.

3.2 Formulierung der Arbeitspakete

Für die beteiligten Projektpartner wurden die festgelegten Arbeitspakete im Projekt konkretisiert und an eine aktualisierte Zeitplanung angepasst. Die ursprüngliche Planung laut Rahmenplan sah eine Durchführung der Arbeitspakete 2.2 „Aufzeichnung leistungsrelevanter Daten“ und 2.4 „Parametervariation und Sensitivitätsanalyse“ im Themenschwerpunkt Energieeffizienz in den Jahren 2013 bzw. 2014 vor. Nach kurzer Zeit stellte sich heraus, dass eine gesonderte Durchführung dieser Teilpakete einen unverhältnismäßig hohen Aufwand bedeuten würde und auch nicht zielführend wäre. Es war absehbar, dass die Maschinen voraussichtlich bereits im Jahr 2012 instrumentiert sein werden. Sinnvolle Parametervariationen waren daher sofern möglich in den selben Zeiträumen wie die angedachten regulären Messungen durchführbar. An den Messpositionen, an denen dies möglich war, sollte auch die Aufzeichnung der Lastprofile integraler Bestandteil derselben Messkonzepte werden, welche bei der Aufzeichnung der Arbeitsaufgaben und Bahnkurven der Maschinen zur Anwendung kommen soll.

Die beigefügten Grafiken (**Bild 8** und **Bild 9**) zeigen nacheinander den Stand der zeitlichen Planung am Beispiel des Projektpartners FAST wie er sich aus dem Rahmenplan ergibt sowie den Stand der Planung mit den auf dem Arbeitskreistreffen abgestimmten zeitlichen Änderungen.

1	Anforderungsanalyse, -pflege und Projektkoordination																		
1.1	Anforderungsanalyse/Erstellung Pflichtenheft																		
1.2	Koordination Gesamtvorhaben																		
2	Methoden und Instrumente zur energetischen Beurteilung																		
2.1	Identifikation Referenzzyklen																		
2.2	Aufzeichnung leistungsrelevanter Daten																		
2.3	Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit																		
2.4	Parametervariation und Sensitivitätsanalyse																		
2.5	Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz																		

Bild 8: Projektstrukturplan nach Rahmenplan

1	Anforderungsanalyse, -pflege und Projektkoordination																		
1.1	Anforderungsanalyse/Erstellung Pflichtenheft																		
1.2	Koordination Gesamtvorhaben																		
2	Methoden und Instrumente zur energetischen Beurteilung																		
2.1	Identifikation Referenzzyklen																		
2.2	Aufzeichnung leistungsrelevanter Daten																		
2.3	Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit																		
2.4	Parametervariation und Sensitivitätsanalyse																		
2.5	Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz																		

Bild 9: Angepasster Projektstrukturplan

In der Konsequenz bedeutet dies, dass die ursprünglich voneinander getrennt durchgeführten Arbeitspakete 2.1-2.4 zu einem großen Arbeitspaket zusammengefasst wurden. Die entsprechenden Arbeitspakete sind somit als Unterpunkte eines großen Arbeitspakets zu verstehen.

AP 2.1 – AP 2.4: Analysephase

Identifikation von Referenzzyklen: Dieser Arbeitsschritt beinhaltete die Analyse der Bahnkurven und Bewegungsabläufe unterschiedlicher Maschinen und darauf basierend die Ableitung maschinenspezifischer Referenzzyklen. Hierfür wurde ein Sensorikkonzept entwickelt, mit welchem die notwendigen Daten der Fahr- und Arbeitsantriebe aufgezeichnet werden konnten. Daten, die bereits in der Maschine (CAN-Bus) vorlagen, wurden zur Einsparung von Sensorik aus dem Bus ausgelesen. Die Erfassung weiterer benötigter Messgrößen erfolgte durch zusätzliche Sensorik. Das Konzept musste dabei auf unterschiedliche Maschinentypen übertragbar sein. Die Sensorik wurde anschließend an die Maschinen appliziert, um Messungen im praktischen Einsatz durchzuführen. Um statistisch abgesicherte Ergebnisse zu erreichen, musste die Datenaufnahme permanent während des laufenden Betriebs der Arbeitsmaschine erfolgen. Des Weiteren wurde ein Auswerteverfahren ausgearbeitet, welches unterschiedliche Bahnkurven erkennt, um charakteristische Zyklen zu definieren.

Aufzeichnung leistungsrelevanter Daten im Referenzzyklus: In diesem Arbeitsschritt erfolgten die Aufnahme der leistungsrelevanten Daten an den instrumentierten Maschinen im

praktischen Einsatz und die Auswertung der Messungen. Dazu wurde ein ergänzendes Sensor-konzept erarbeitet, welches die Aufzeichnung der Leistungsgrößen (mechanisch, elektrisch und hydraulisch) ermöglichte. Mit den ausgerüsteten Maschinen wurden zuvor die definierten Referenzzyklen nachgefahren. Anschließend wurden die aufgezeichneten Daten der Demonstratormaschinen ausgewertet. Die aufgezeichneten Daten wurden als Grundlage zur Bewertung der Energieeffizienz herangezogen.

Untersuchungen zur Reproduzierbarkeit: Zum Nachfahren der erarbeiteten Referenzzyklen musste eine Maschinenführung erarbeitet werden. Ziel war dabei eine Anleitung für den Fahrer zu erstellen, mit welcher weitestgehend sichergestellt wurde, dass Bedienereinflüsse auf die Energieeffizienz ausgeschlossen werden konnten. Dazu wurde ein Fahrertraining zur Einhaltung der Zyklen durchgeführt. Während der Fahrten wurden Messdaten aufgezeichnet und anschließend bzgl. des Bedienereinflusses ausgewertet.

Parametervariation & Sensitivitätsanalyse: Die Messdaten wurden einer Sensitivitätsanalyse unterzogen, um eine Aussage über den Einfluss unterschiedlicher Maschinen- und Prozessparameter treffen zu können. Die im AP 1.1 festgelegten Parameter waren Gegenstand der Untersuchung. Die identifizierten Zyklen wurden jeweils mit geänderten Parametern nachgefahren und die Leistungen gemessen. Hierzu wurde auf die Methode Design of Experiments (DoE) zurückgegriffen und die Ergebnisse der Messungen anschließend ausgewertet.

AP 2.5 Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz

Begleitend zu den beschriebenen Arbeitspaketen wurde eine Basis zur Effizienzbeurteilung einer Maschine erstellt. Hierzu wurden zuerst die Leistungsflüsse innerhalb der betrachteten Maschinen beschrieben. Parallel dazu wurden unterschiedliche Bewertungskriterien auf ihre Eignung bezüglich der Übertragbarkeit auf verschiedene Maschinen untersucht und die dafür nötigen Kennzahlen ausgearbeitet. Die Ergebnisse wurden in einer maschinenunabhängigen Methodik zusammengefasst, sodass diese auf unterschiedliche Maschinentypen angewendet werden kann.

4 Anforderungsanalyse

Seitens der Maschinenhersteller, der Komponentenzulieferer und des FAST umfasste die Anforderungsanalyse Aufgaben, wie die Auswahl von Versuchsmaschinen, zu installierende Messtechnik, die Auswahl von Versuchsgeländen zur Durchführung der Feldversuche, Bestim-

mung der zu variierenden Versuchsparameter und Akquise von gewerblichen Partnern zur Unterstützung der Versuchsdurchführung. Weiterhin wurden die zu untersuchenden Verfahren festgelegt. Aufgrund der absichtlich gewählten Streuung der Einsatzbereiche und Kundenprofile der Versuchsmaschinen von Landwirtschaft (2 Traktoren unterschiedlicher Leistungsklasse) und Bauwirtschaft (2 Radlader unterschiedlicher Leistungsklasse, 1 Großdrehbohrgerät aus dem Spezialtiefbau) ergaben sich divergierende Herangehensweisen bei der Anforderungsanalyse.

Am FAST wurde das Ziel der zu entwickelnden Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz, ihre Abgrenzung zu derzeit schon existierenden Prüfverfahren für mobile Arbeitsmaschinen und die Möglichkeiten der Umsetzbarkeit in Theorie und Praxis bearbeitet. Im Folgenden wird das Vorgehen bei der Anforderungsanalyse der einzelnen Projektpartner dargestellt.

4.1 Projektpartner FAST

Terminologie: Es stellte sich heraus, dass zu Projektbeginn in jedem teilnehmenden Unternehmen eine unterschiedliche Terminologie beziehungsweise Kommunikationskultur im Hinblick auf das Umfeld der Zyklenbetrachtung von mobilen Arbeitsmaschinen verwendet wurde.

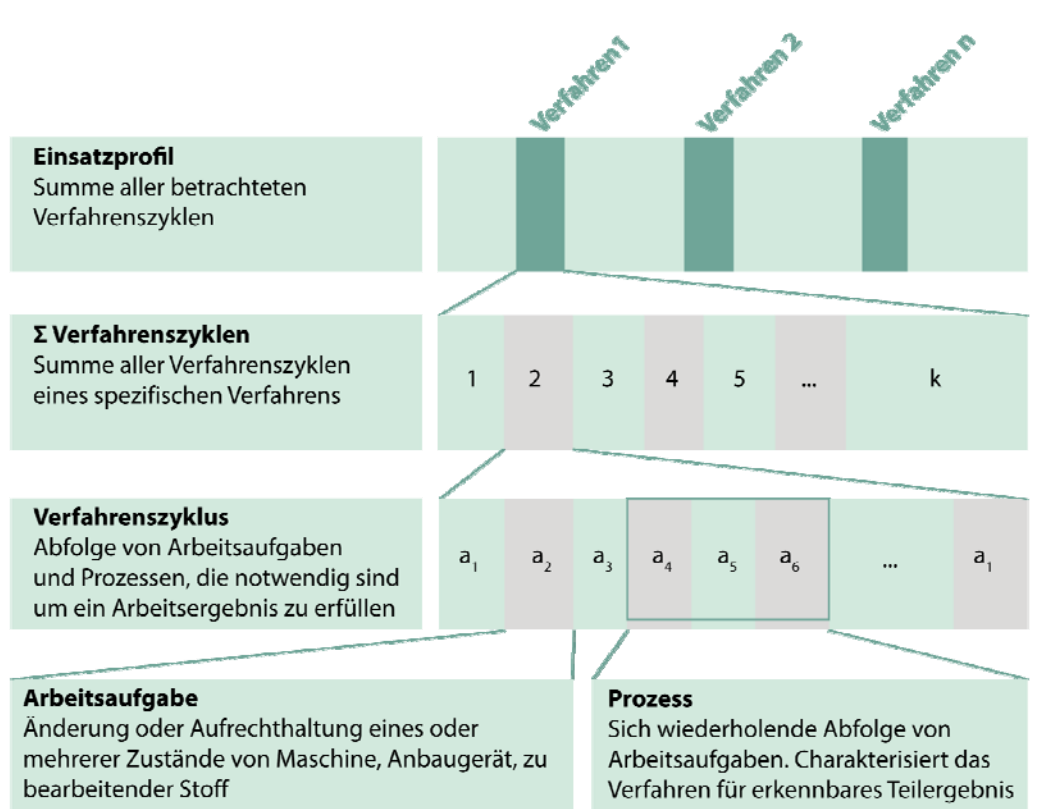


Bild 10: Schematischer Aufbau der Terminologie

Zu nennen wären hier beispielsweise die Begriffe Verfahrenszyklus, Prozess, Arbeitsaufgabe und Einsatzprofil. Die Grundlage für die Schaffung einer einheitlichen Bewertungsmethodik war ein einheitliches Sprachverständnis, um Missverständnisse zu vermeiden.

Am FAST wurden daher als erstem Schritt für die zu entwickelnde Bewertungsmethodik einheitliche Begriffsdefinitionen sowie eine zugehörige Terminologie entwickelt, um für den Arbeitskreis eindeutige Definitionen zu deklarieren. Dieses Dokument wurde in der ersten Fassung innerhalb des Arbeitskreises auch als „Landkarte der Begrifflichkeiten“ bezeichnet. Ein vereinfachter Ausschnitt hieraus ist in **Bild 10** dargestellt. Diese Bezeichnung fußt auf der Forderung, dass die wichtigsten Begriffsdefinitionen mit grafischen Beispielen im DIN A3 Format abgebildet sind. **Bild 11** zeigt eine Begriffsdefinition, wie sie in der Terminologie abgebildet ist.

„Der Verfahrenszyklus bezeichnet eine zeitliche Abfolge von verschiedenen Prozessen und Arbeitsaufgaben einer Maschine bei der Durchführung eines Verfahrens.

Er enthält alle notwendigen sowie unter Umständen zusätzliche optionale Prozesse und Arbeitsaufgaben, die bei der Durchführung des Verfahrens zur Erzielung eines gewünschten Arbeitsergebnisses notwendig sind. Die Abfolge dieser Prozesse und Arbeitsaufgaben erfolgt in sinnvoller, durch das Verfahren definierter, zeitlicher Reihenfolge“.

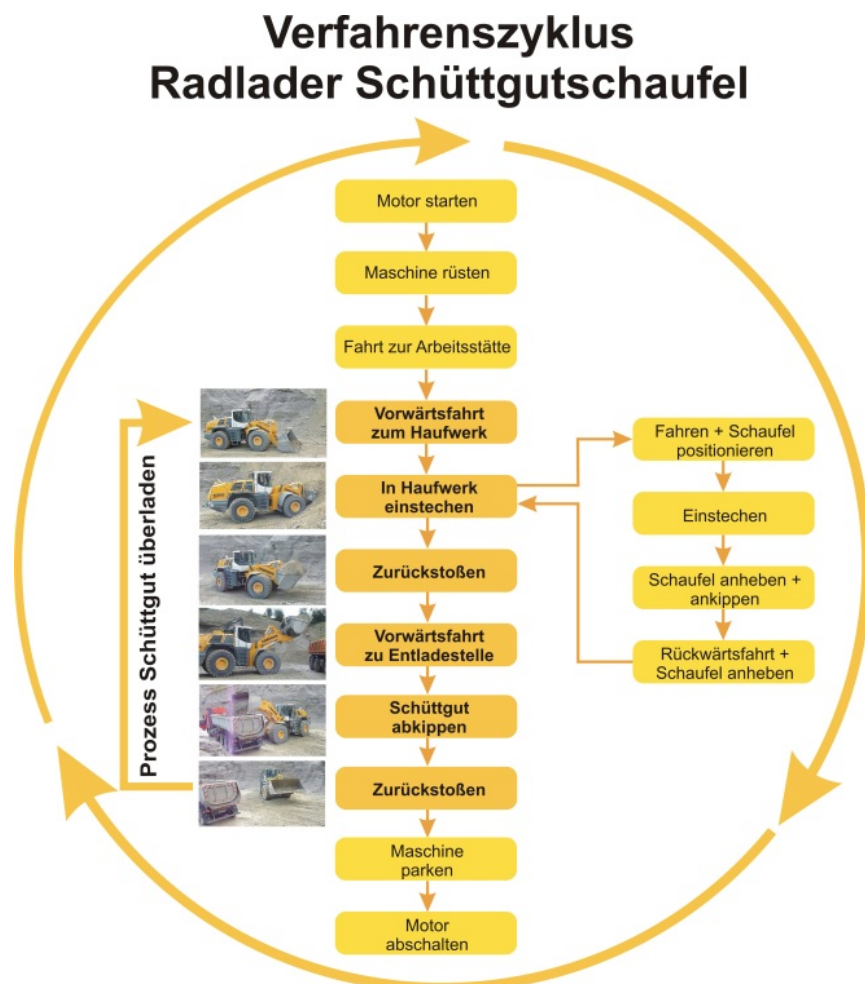


Bild 11: Definition und schematischer Ablauf eines Verfahrenszyklus

Auswertungsmethodik für erfasste Messdaten: Kernaufgabe des FASTs war es, eine Bewertungsmethodik zu entwickeln, die auf alle im Projekt beteiligten Maschinen und darüber hinausgehend auch auf weitere Maschinen aus dem Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen anwendbar sein soll. Der Ansatz zur Umsetzung der Methodik ist in **Bild 12** dargestellt. Hierzu wurde zunächst eine ausgedehnte Phase der Messdatengenerierung deklariert, in der Abläufe von typischen Verfahrenszyklen mobiler Arbeitsmaschinen aufgezeichnet und genauer analysiert werden. In dieser wurden die Bewegungsabläufe und Bahnkurven der einzelnen Versuchsmaschinen aufgezeichnet und ausgewertet und systematisch unterteilt werden. Weiterhin wurden die Lastverläufe an den leistungsübertragenden Schnittstellen analysiert um daraus durchschnittliche Belastungsprofile für die teilnehmenden Versuchsmaschinen zu erstellen.

Es wurde seitens des FAST ein Vorgehen zur Auswertung dieser Messdaten festgesetzt. Aus der Forderung der Allgemeingültigkeit für die zu entwickelnde Bewertungsmethodik schließt nahtlos auch die Forderung nach einem standardisierten Vorgehen bei der Auswertung dieser Messdaten für alle Versuchsmaschinen an. Aufgrund der Vielzahl, der von den Herstellern zu erwartenden Versuchs-/Messfahrten im Einsatz und der damit zusammenhängenden hohen zu verarbeitenden Datenmengen am FAST, wurde festgelegt, ein standardisiertes, halbautomatisches, softwareunterstütztes Auswerteverfahren zu entwickeln. Dieses Verfahren findet in der Analysephase Verwendung. Aufgezeichnete Messdaten für jede mobile Arbeitsmaschine, die entlang ihrer Antriebsstränge hinreichend mit Messtechnik und Sensorik ausgestattet ist sowie weitere Informationsdaten, beispielsweise zu Betriebszuständen der Maschine oder ihrer GPS-Position, werden nach einem einheitlichen standardisierten Verfahren ausgewertet.

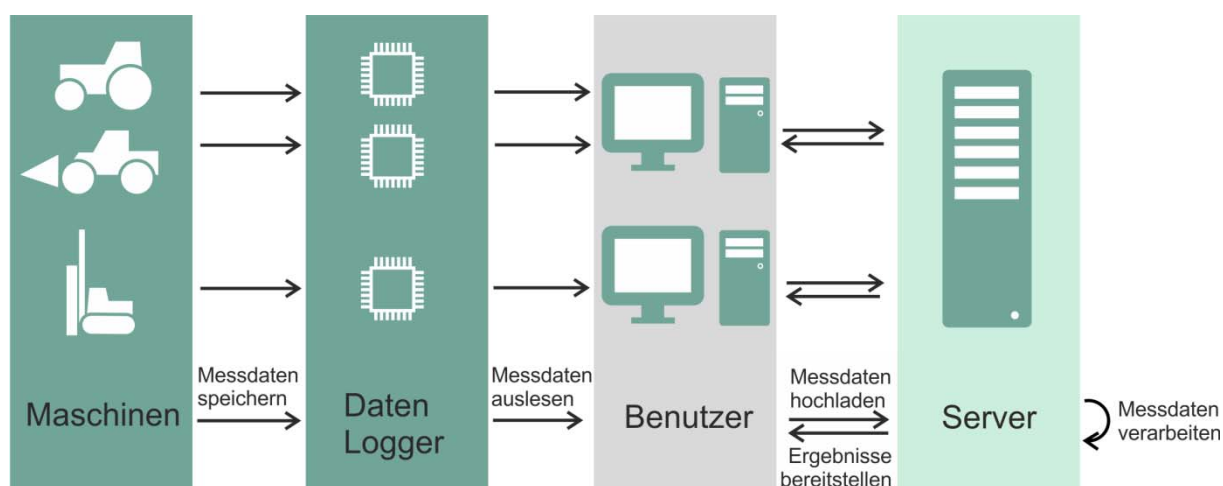


Bild 12: Umsetzungsidee der Auswertemethodik

Aus der Menge an analysierten Messdaten sollte anhand von aufgezeichneten Zyklendaten (Messdaten, Maschineninformationen, Betriebszustände, GPS-Informationen) sowie spezifischen Eingaben über den Aufbau der Antriebsarchitektur der zu betrachtenden Maschine die Auswertemethodik detaillierte Informationen zu Lastverläufen und Betriebszuständen in einer standardisierten, computerbasierten Dateiausgabe zur Verfügung stellen.

4.2 Projektpartner AGCO

Die Aufgaben der AGCO GmbH im Projekt waren die Planung, Durchführung und Auswertung von praktischen Feldversuchen, um als Ziel detaillierte Erkenntnisse zum Leistungsfluss in der Maschine selbst sowie an den Schnittstellen zum Arbeitsgerät zu gewinnen. Dies diente als wesentliche Grundlage für die Erstellung einer allgemeingültigen Bewertungsmethodik der Energieeffizienz mobiler Maschinen. Um die genannten Aufgaben zu erfüllen, wurden zwei Ansätze zur Datenaufzeichnung und Versuchsdurchführung verfolgt. Die Referenzmaschine, welche mit umfangreicher Zusatzsensorik ausgestattet wurde, diente der Messung sämtlicher Leistungsflüsse bis auf Komponentenebene. Um eine möglichst große Bandbreite an Leistungsklassen abzudecken wurde hierzu ein Fendt 724 Vario mit einer Maximalleistung von 180 kW gewählt. Dieser Traktor wurde dazu verwendet, identifizierte oder abgeleitete Referenzzyklen abzufahren, um so Untersuchungen zu Leistungsflüssen und deren Reproduzierbarkeit durchführen zu können. Er diente ebenfalls für Parametervariationen und Sensitivitätsanalysen. Die Referenzzyklen wurden hierzu vorab aus bereits vorhandenem Wissen abgeleitet. Um nachzuweisen, wie repräsentativ diese Zyklen sind, wurden Flottenmessungen durchgeführt. Hierzu wurden fünf Traktoren unterschiedlicher Leistungsklassen ausgewählt, welche ausschließlich Daten der Seriensensoren aufzeichneten.

Diese Traktoren wurden europaweit an unterschiedlichen Standorten auf landwirtschaftlichen Betrieben eingesetzt, ohne vorher konkrete Arbeitsanweisungen und Konfigurationen vorzugeben. Die aus den Daten extrahierten Bahnkurven und Zustandsdaten geben über die Bandbreite der in der Praxis auftretenden Zyklenformen Aufschluss.

4.3 Projektpartner Bauer

Zentrales Anliegen dieses Arbeitspaketes war die Auswahl eines geeigneten Referenzgerätes. Etwa 80 % aller Bohrungen für den Spezialtiefbau werden mit dem sogenannten Kelly-Verfahren hergestellt. Dennoch hat das Bohrverfahren einen maßgeblichen Einfluss auf die Energieeffizienz. Für das Versuchsprogramm und die darauf basierenden technischen Weiterentwicklungen ist daher ein Gerät auszuwählen, welches u.a. folgende Voraussetzungen erfüllt:

- Bohrgerät für Kelly-Verfahren und weitere Verfahren geeignet
- Relativ große Stückzahlen
- Aktueller Stand der Technik
- Mittlere Größenordnung
- Kurzfristig und zu akzeptablen Kosten verfügbar

Für die weiteren Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten wurde daher ein PremiumLine-Bohrgerät Bauer BG 30 ausgewählt. Technische Daten sind dem Katalog im Internet [Bau15] zu entnehmen. Ziel ist die energetische Analyse in verschiedenen Verfahrenszyklen sowie die Entwicklung eines effizienzoptimierten Bohrgerätes auf dieser Basis.

Als zentrales Arbeitsziel wurde zudem formuliert, dass mit dem Demonstrator 10 % weniger Dieserverbrauch in realen Bohrversuchen realisiert und nachgewiesen werden. Aus technischer Sicht enthält das Pflichtenheft folgende Maßnahmen zur Steigerung der Energieeffizienz:

- Hauptwinde im geschlossenen Kreis
- Reduzierung der Durchflussverluste
- Bedarfsgerechter Betrieb der Nebenverbraucher
- Optimierter Betrieb des Verbrennungsmotors

5 Analysephase

5.1 Projektpartner AGCO

Die zu untersuchenden Anwendungen für Traktoren wurden nach deren Häufigkeit ausgewählt. **Bild 13** zeigt das Vorgehen bei der Auswahl der im Projekt betrachteten Einsätze.

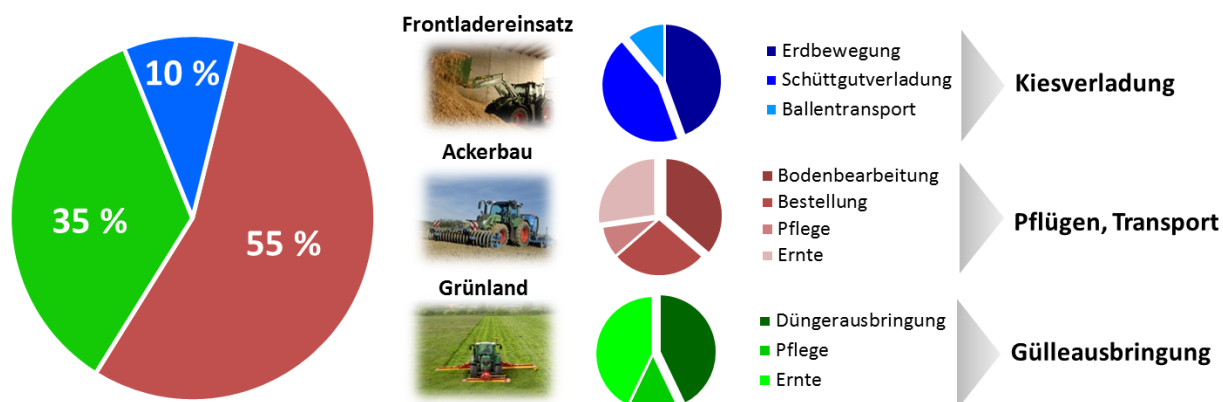


Bild 13: Ableitung der im Projekt betrachteten Referenzzyklen für einen Standardtraktor mit einer Maximalleistung von 180 kW

Zur Beschreibung der Referenzzyklen wurden Ablaufdiagramme erstellt. Diese beschreiben die Reihenfolge der in einem Zyklus auftretenden Arbeitsaufgaben. Die den Zyklus charakterisierenden Parameter (z.B. Verfahrstrecke beim Y-Zyklus) werden an die jeweiligen Randbedingungen (z.B. Feldlänge) vor Ort angepasst und dokumentiert. **Bild 14** zeigt einen Frontladerzyklus, welcher bewusst dem im Radladerbereich etablierten Y-Zyklus nachempfunden ist. Hierdurch wird eine Verbindung zum Radlader geschaffen, welcher durch den Projektpartner Liebherr im Themenschwerpunkt vertreten wird. Ebenso ist der Ablauf des Referenzzyklus Pflügen dargestellt.

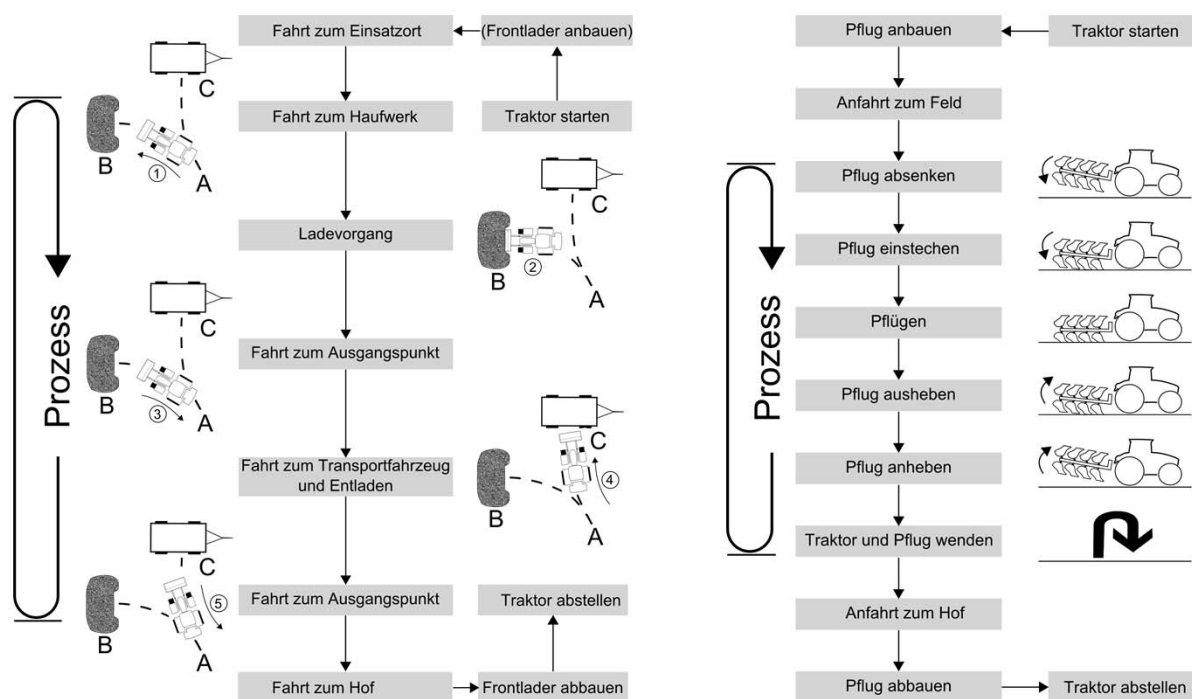


Bild 14: Ablaufdiagramme zu den Referenzzyklen Kiesverladung und Pflügen (Quelle: AGCO Fendt)

Um die im Abschnitt 4.1 erwähnte Leistungsflussmessung in der Referenzmaschine sowie an deren Geräteschnittstellen durchzuführen, wurde ein umfangreiches Sensorkonzept erstellt. Dieses umfasst sowohl die bereits im Traktor vorhandene Seriensensorik als auch gesondert applizierte Zusatzsensorik. Die Ausarbeitung des Sensorkonzepts erfolgte unter Berücksichtigung des geplanten Budgets mit dem Ziel, Leistungsflüsse mit der notwendigen Genauigkeit bestimmen zu können. Es wurden hierzu Konzepte für den mechanischen, hydraulischen, pneumatischen und elektrischen Teil des Traktors erstellt. Sämtliche zusätzliche Sensoren wurden in Schemata erfasst und dokumentiert. **Bild 15** zeigt den Messplan des mechanischen Teils.

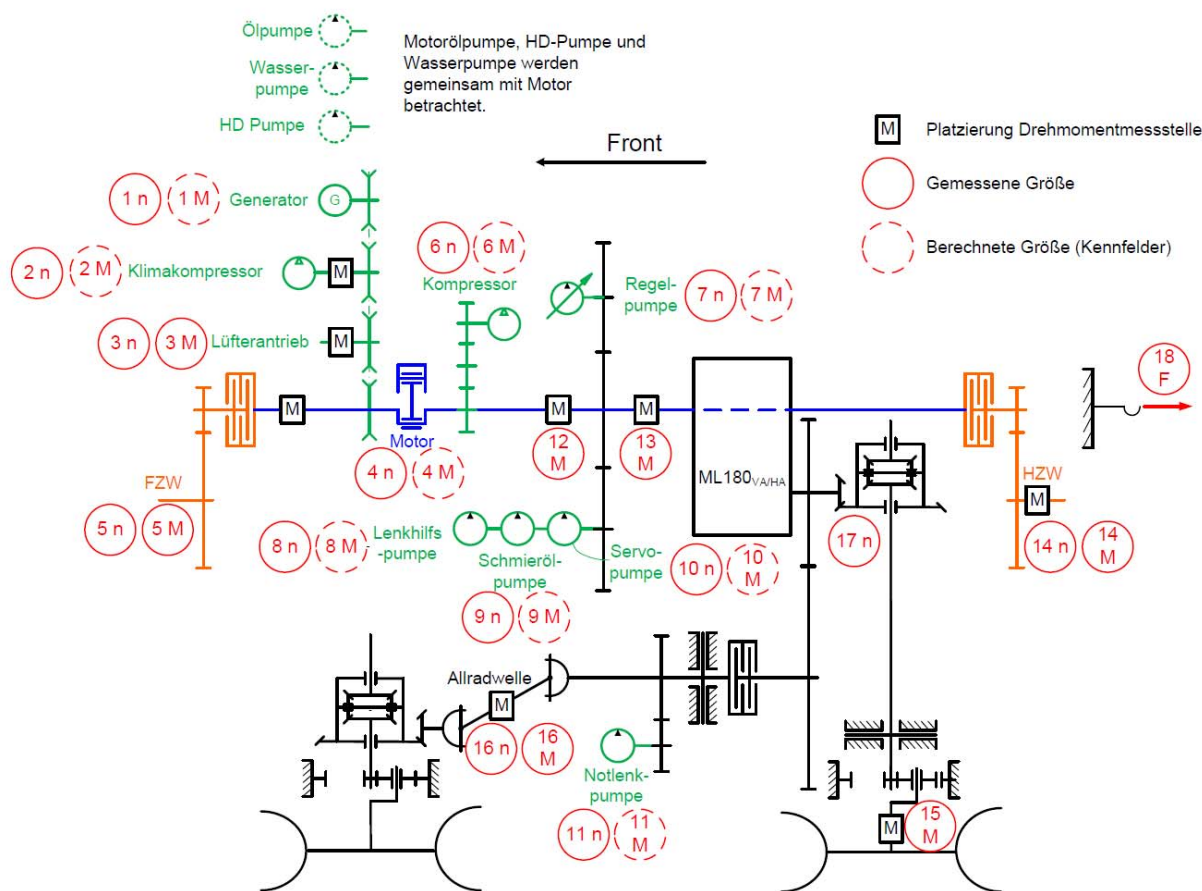


Bild 15: Messstellenplan Mechanik (Quelle: AGCO Fendt)

Da die in Bild 15 dargestellten Messgrößen nicht immer direkt (z.B. über Drehmomentmessung) erfasst werden können, werden bestimmte physikalische Werte indirekt bestimmt, indem einfacher zu messende Größen (z.B. Strom, Spannung) mittels Kennfeldern (z.B. Wirkungsgradkennfeld Generator) umgerechnet werden.

Die Erfassung des Eingangsdrehmoments der Regelpumpe konnte mit Hilfe von der Bosch Rexroth GmbH zur Verfügung gestellter Kennfelder erfolgen. Hierzu wurde vom Projektpartner eine baugleiche Hydraulikpumpe der Modellreihe A10 mit einem Schwenkwinkelsensor ausgestattet, der ebenfalls die Erfassung des Volumenstroms ermöglicht. Da die Messung der vom Dieselmotor abgegebenen Kurbelwellenleistung (nach ISO 14396) aus Platzgründen technisch nicht umgesetzt werden konnte, wurde auch hier eine indirekte Bestimmung der Messgrößen gewählt. Hierzu wurde das vom Motorsteuergerät per CAN-Bus abfragbare innere Moment sowie das Reibmoment aufgezeichnet, welche in Verbindung mit der Motordrehzahl die Berechnung der abgegebenen Leistung ermöglichen. Um die erforderliche Genauigkeit der so bestimmten Messgrößen sicherzustellen, wurde durch den Projektpartner Deutz AG ein Abgleich der Prüfdaten aus der Serienabnahme des verbauten Motors verwendet

und mit den Referenzdaten des Motortyps abgeglichen. Der Abgleich bestätigte die erforderliche Genauigkeit der CAN-Daten.

Zur direkten Drehmomenterfassung an verschiedenen Antriebswellen wurden Telemetriesysteme verwendet, welche durch ihre kompakte Bauweise auch in beengten Bauräumen eingesetzt werden konnten. Durch kritische Umgebungsbedingungen (elektromagnetische Felder, große Temperaturschwankungen) wurden neue Verfahren zur Applikation der Übertragungstechnik angewandt. Das so erworbene Wissen konnte in Folgeprojekte der Serienentwicklung erfolgreich übertragen werden.

Die Auswahl des Datenlogging Systems stellte sich im Projektverlauf als kritisch dar, da sowohl die Synchronität der ca. 200 Sensordaten gewährleistet werden musste, als auch eine robuste Hardware und eine einfache Bedienung erforderlich waren. Das zur Auswertung benötigte Kamerasystem, bestehend aus Front- und Heckkamera, bedingte den Einsatz eines neuen Datenlogging-Ansatzes. Aufgrund der im Projektverlauf aufgetretenen Probleme mit diesem System musste ein Großteil der verfügbaren Kapazität auf die Erstellung von Software-Automation sowie auf die nachträgliche Datenaufbereitung verwendet werden. Der hohe Betreuungsaufwand des Datenlogging-Systems wurde durch den Wechsel auf ein alternatives System und den Verzicht auf kameraunterstützte Messdatenauswertung deutlich verringert. Ebenfalls konnten Synchronität, Robustheit und Bedienerfreundlichkeit weiter verbessert werden.

Die zur Flottenmessung verwendeten Traktoren wurden mit Datenloggern, jedoch ohne Zusatzsensorik ausgestattet, um die zur Bestimmung der relevanten Bahnkurven notwendigen Informationen aufzuzeichnen. **Bild 16** zeigt die verwendeten Messkanäle der Referenzmaschine sowie der Traktoren der Flottenmessung.



	TEAM-Traktor	Flotten-Traktoren
Schwerpunkt	Leistungsmessung Zyklenidentifikation	Zyklenbeschreibung Zyklenidentifikation
Baureihe	X711 (724)	300, 400, 700, 800, 900
Seriensensorik	6 Kanäle Drehzahl 3 Kanäle Druck 4 Kanäle Lage 10 Kanäle Volumenstrom 9 Kanäle GPS, Lagewinkel, Geschwindigkeit 50 Kanäle Zustand/Status	4 Kanäle Drehzahl 0 Kanäle Druck 4 Kanäle Lage 10 Kanäle Volumenstrom 4 Kanäle GPS, Geschwindigkeit 26 Kanäle Zustand/Status
Zusatzsensorik	15 Kanäle Kraft oder Moment (+12 mit KMF) 1 Kanal Drehzahl (Lüfter) 2 Kanäle Volumenstrom 8 Kanäle El. Strom 40 Kanäle Druck 7 Kanäle Temperatur	keine

Bild 16: Messstellen der Referenzmaschine und der Flottentraktoren

Zur Aufbereitung der Messdaten, Berechnung der Leistungsflüsse und Umwandlung in ein im Projekt einheitlich definiertes Datenformat wurde ein zweistufiger Ansatz gewählt. Die Filterung der Rohdaten erfolgte mit Hilfe der Software Diadem (National Instruments). Umfangreiche Skripte erlaubten hierbei eine messkanalabhängige Filterung sowie einen automatischen Export der Daten in ein MATLAB-lesbares Datenformat. Im zweiten Schritt wurden die so bearbeiteten Daten der modellbasierten Leistungsflussberechnung in Simulink zugeführt. Im Anschluss erfolgte eine automatisierte Konvertierung der berechneten Leistungsflüsse zusammen mit Zustandsdaten des Traktors in das vom Projektpartner MOBIMA definierte Austauschformat. Die Daten wurden auf dem Austauschserver der AGCO GmbH zur Verfügung gestellt. Der Aufbau des modellbasierten Simulink-Modells erfolgte während der Projektlaufzeit in mehreren Stufen. Im Vordergrund standen hierbei die Validierung der verwendeten Komponentenkennfelder sowie die automatisierte Zuordnung von Leistungsflüssen zu Traktorfunktionen anhand von Zustandsinformationen (z.B. Zustand des elektrischen Ventils). Das so entwickelte und validierte Modell ist zudem echtzeitfähig, wodurch auch während der Fahrt aufgenommenen Messdaten sofort umgerechnet und dargestellt werden können. **Bild 17** zeigt die Struktur des verwendeten Berechnungsmodells in Simulink.

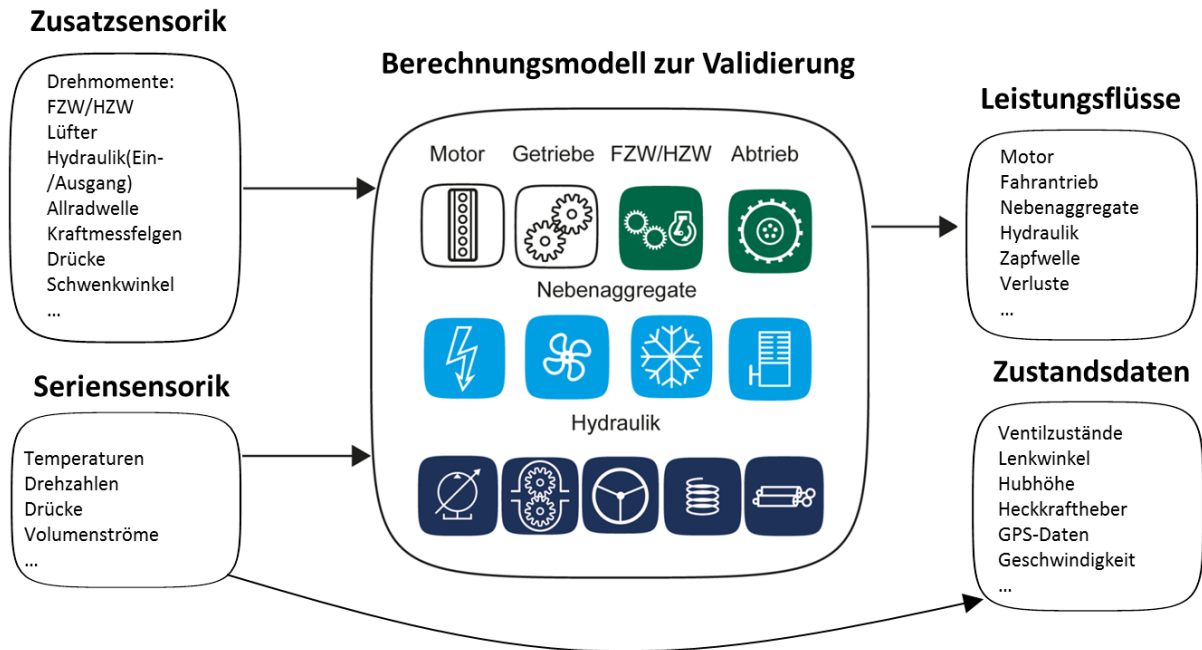


Bild 17: Struktur des Berechnungsmodells in Simulink

Praktische Feldversuche wurden eigenständig als auch mit dem Projektpartner FAST durchgeführt. Die mit der Referenzmaschine untersuchten Referenzzyklen umfassen das Pflügen, die Kiesverladung und den Transport. Diese Einsätze wurden ebenfalls mit Hilfe der Flottenmaschinen abgefahren, jedoch ohne vorher ein konkretes Fahrprofil vorzugeben. In der Flottenmessung wurde zusätzlich der Zyklus Gülleausbringung aufgezeichnet. **Bild 18** zeigt relative Anzahl und örtliche Verteilung der im Projekt verwendeten Flottenmessungen.

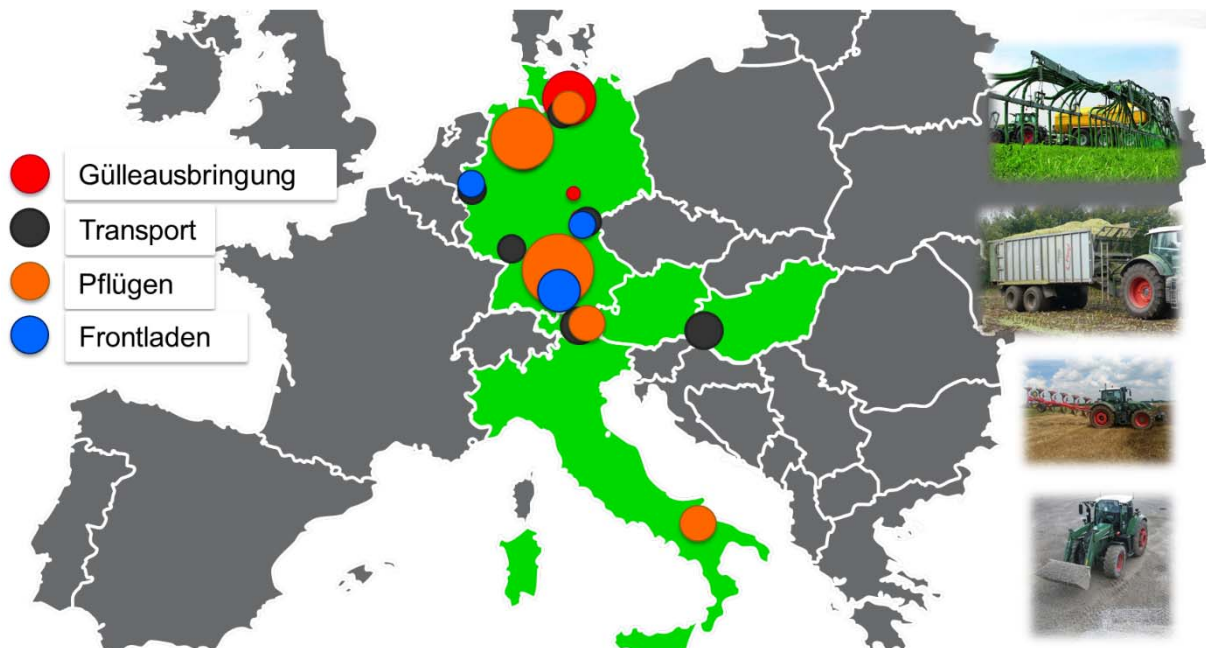


Bild 18: Anzahl, Einsatzart und -ort der Flottenmessungen

Parallel zu den Flottenmessungen wurden die Zyklen mit Hilfe des Referenztractors detailliert untersucht. Hierbei wurde der Ablauf gemäß der in Kapitel 5.1) beschriebenen Zyklenschemata vorgegeben. Die so gewonnenen Daten dienen der Ermittlung von charakteristischen Bewegungsprofilen, welche vom Projektpartner MOBIMA verwendet wurden, um die jeweilige Arbeitsaufgabe innerhalb des Zyklus zu identifizieren. Weiterhin wurden charakteristische Fahrprofile (z.B. Geschwindigkeitsprofil) synthetisiert, welche für spätere Referenzmessungen zur Bestimmung der Energieeffizienz dienen können. **Bild 19** zeigt die für den Zyklus Kiesverladung bestimmte Referenzbahnkurve mit überlagertem Geschwindigkeitsprofil.

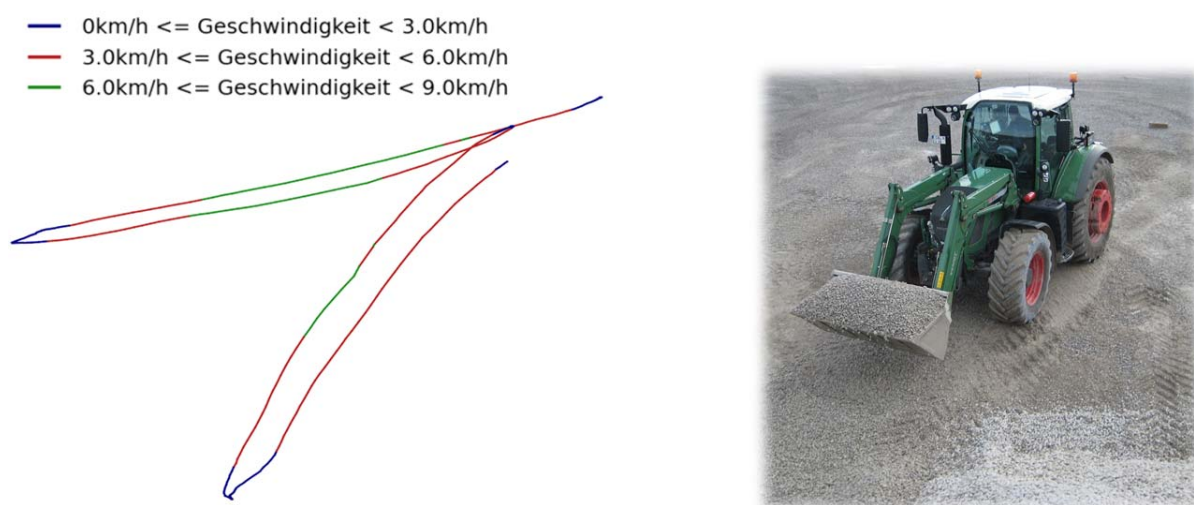


Bild 19: Synthetisierte Bahnkurve und Geschwindigkeitsprofil aus Messdaten der Kiesverladung

Weitere Feldversuche dienen der Parametervariation und Sensitivitätsanalyse. Hierbei wurden gezielt Parameter am Traktor und Geräte variiert. Die so gewonnenen Messdaten dienen dem Projektpartner MOBIMA zur Analyse der Reproduzierbarkeit sowie zur Bestimmung relevanter Parameter bei der Bewertung der Energieeffizienz von Traktoren. **Bild 20** zeigt eine während des Pflügens durchgeführte Parametervariation.

Ähnliche Parametervariationen wurden ebenfalls für die Zyklen Kiesverladung und Transport durchgeführt.

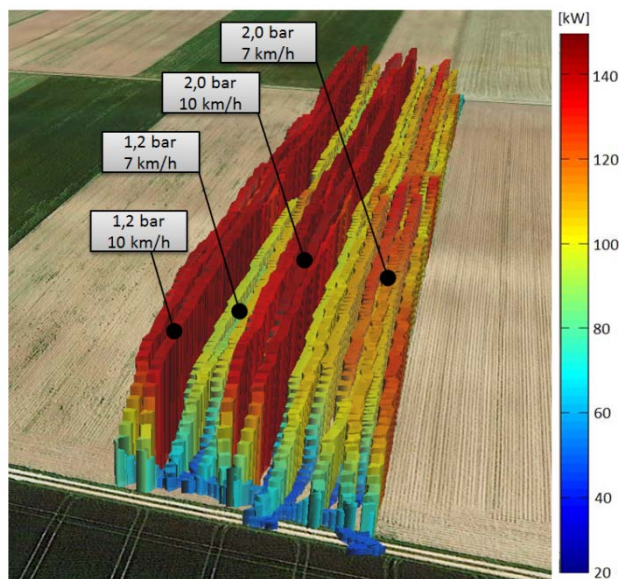


Bild 20: Fahrtriebsleistung bei der Parametervariation im Pflügeinsatz

5.2 Projektpartner Bauer

Um verschiedene Einflüsse auf die Energieeffizienz untersuchen zu können, ist der Entwurf eines geeigneten Versuchsprogramms notwendig. Als Haupteinflüsse wurden folgende Parameter festgelegt:

- Bohrdurchmesser
- Bohrverfahren
- Bodenart
- Stochastische Größen (Fahrerverhalten, Außentemperatur, etc.)

Mit dem in **Bild 22** dargestellten Versuchsprogramm können diese Einflüsse durch den Vergleich einzelner Bohrungen gezielt aufgezeigt werden. Nicht beeinflussbare (stochastische) Größen können durch Vergleich der Versuche 1-3 aufgezeigt werden. Zur Analyse des Durchmesserinflusses dient der Vergleich der Bohrung 4 mit den Bohrungen 1-3. Analog kann für den Einfluss des Bohrverfahrens (Kelly vs. Schneckenortbeton) Bohrung 5 mit den Bohrungen 1-3 verglichen werden. Der Einfluss des Bodens wird dargestellt durch eine Gegenüberstellung der Bohrungen 1-3 und Bohrung 6, für die das Loch der Bohrung 4 mit einem speziell abgestimmten Magerbeton („Designer-Boden“) aufgefüllt wird.

Im Rahmen des zuvor erläuterten Versuchsprogramms wurden leistungsrelevante Daten aufgezeichnet. Die Leistungübertragung im untersuchten Drehbohrgerät zwischen dem Dieselmotor und den Abtrieben (z.B. Windenantriebe, Drehantriebe) erfolgt vollständig hydrostatisch.

Im Rahmen der Bohrversuche kamen ca. 70 Messstellen zum Einsatz. Die Messwerte wurden größtenteils über die serienmäßig verbaute Sensorik erfasst. Zusätzliche Sensorik, um die Leistungsflüsse hinreichend genau zu erfassen, wurde in das Gerät temporär integriert. Die Messdatenübertragung erfolgte über den bereits im Gerät vorhandenen CAN-Bus. Ein Datenlogger führte die Aufzeichnung der Messdaten durch. Das generierte Sensorkonzept erfasst Messdaten in folgenden Bereichen des Antriebsstrangs.

- Dieselmotor: Kraftstoffverbrauch, Drehmoment, Drehzahl und weitere
- Hydraulik: Drücke, Ansteuerströme von Ventilen und Pumpen und weitere
- Abtriebe: Drehzahlen, Geschwindigkeiten, Kräfte

Einige Messgrößen wurden indirekt erfasst, da eine direkte Messung in diesen Fällen entweder mit vertretbarem Aufwand nicht möglich gewesen ist oder die installierte Messtechnik Einfluss auf die Energie- und Leistungsflüsse im Gerät gehabt hätte. Zusätzlich zu den Bohrversuchen wurden daher Prüfstandsversuche durchgeführt. Im Ergebnis konnte der Antriebsstrang des untersuchten Geräts anhand von Kennfeldern und Kennlinien beschrieben werden. So wurde bspw. ein Kennfeld erstellt, das den erzeugten Volumenstrom einer Hydraulikpumpe beschreibt. Somit steht der erzeugte Volumenstrom für die Ermittlung der Energie- und Leistungsflüsse zur Verfügung, obwohl während der Bohrversuche lediglich die indirekten Größen Ansteuerstrom, wirkender Druck und Drehzahl aufgezeichnet wurden. Bei den Bohr- und Prüfstandsversuchen kamen insgesamt ca. 120 Messstellen zum Einsatz.

Das oben erläuterte Sensorkonzept ermöglicht die Darstellung einer Energiebilanz. **Bild 21** zeigt dies exemplarisch für eine der durchgeführten Bohrungen.

Durch diese Berechnungen wird deutlich, an welchen Stellen im Antriebssystem Verluste auftreten. Diese Basis erlaubt zudem eine Potentialbewertung bezüglich der Wirtschaftlichkeit von Maßnahmen. Es kann beispielsweise beurteilt werden, welche Verbrauchseinsparungen durch optimierte Nebenverbraucher möglich sind und welche Kosten hierfür akzeptabel sind.

Bild 22 stellt durchgeführten Versuchsbohrungen gegenüber.

Die Reproduzierbarkeit von Ergebnissen konnte durch den Vergleich der Bohrungen 1-3 untersucht werden, da hier alle gezielt beeinflussbaren Parameter konstant gehalten wurden. Nicht kontrollierbare Einflüsse wie Fahrerverhalten, Außentemperatur, Bodenparameter, Störungen im Betrieb, etc. führen bei diesen exemplarischen Versuchen zu Schwankungen des Kraftstoffverbrauchs in einer Größenordnung bis zu 10 %.

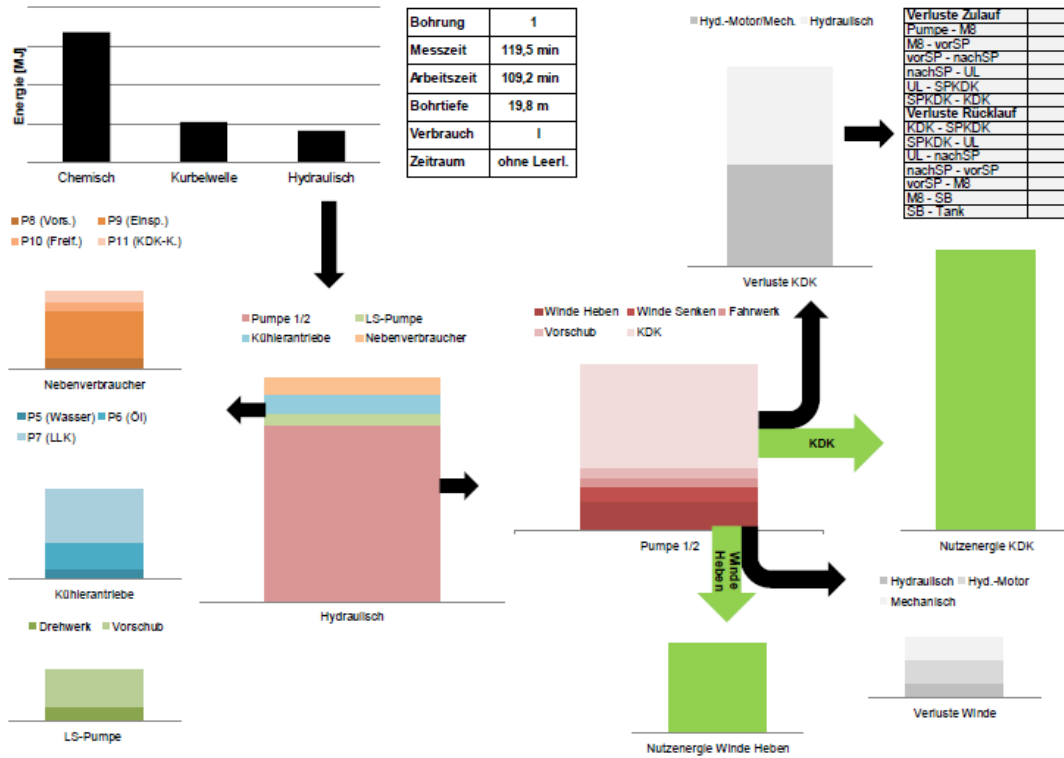


Bild 21: Auswertung der Energiebilanz (exemplarisch)

Zwar wird mit diesen Realversuchen die Systemgrenze relativ weit gesetzt (vom Dieseldieselkraftstoff bis zum Arbeitsergebnis), die Reproduzierbarkeit ist bei enger gewählter Grenze (Prüfstandsversuch) allerdings besser zu gewährleisten. Dies wird auch durch den Einfluss des Parameters „Bodenart“ (Vergleich Bohrung 1-3 zu Bohrung 6) deutlich: Bei gleicher Bohrtiefe weicht der Kraftstoffverbrauch um mehr als 50 % nach oben ab. Reale Bohrversuche sind daher - aber auch aus Gründen der Wirtschaftlichkeit - nicht für einen Vergleich unterschiedlicher Spezialtiefbaugeräte geeignet. Es ergibt sich die Notwendigkeit, zusätzlich geeignete Prüfstandsversuche zu entwickeln.

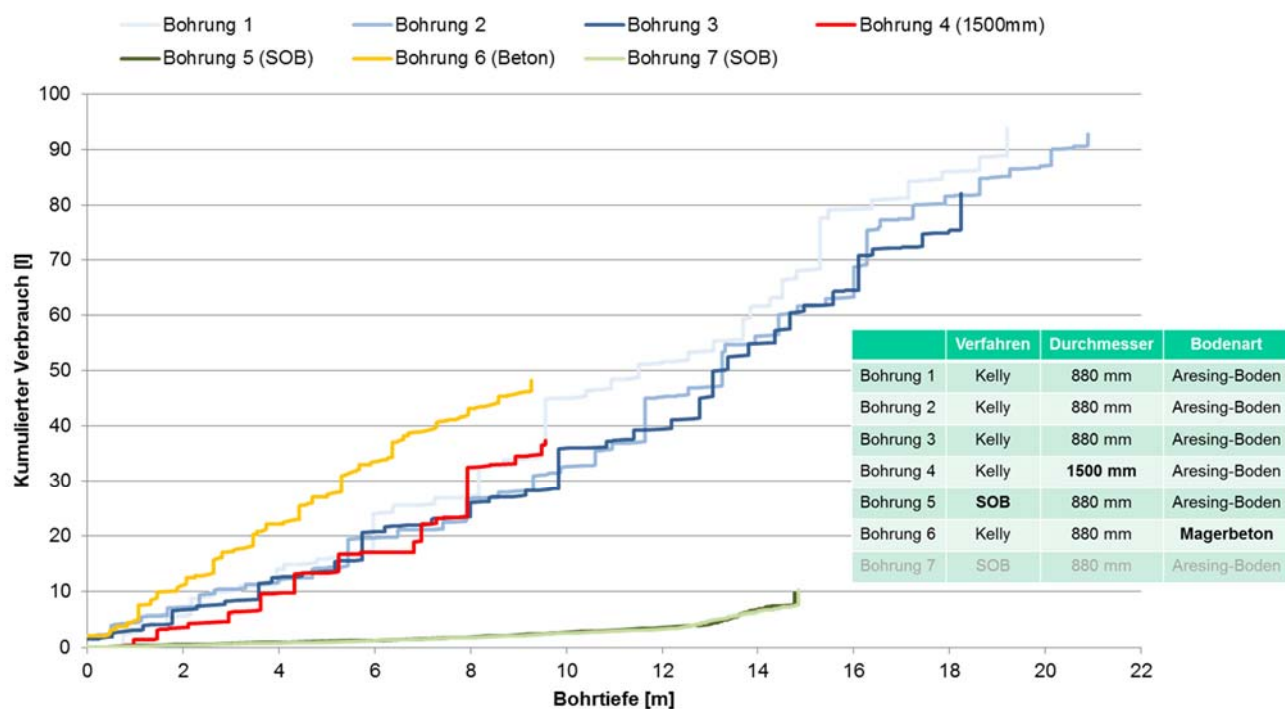


Bild 22: Ergebnis der Bohrversuche

Des Weiteren wurde das Versuchsprogramm so gestaltet, dass der Einfluss wichtiger Parameter untersucht werden kann. Der Einfluss des Bohrdurchmessers ist auf den ersten 10 Metern relativ gering. Es ist anzunehmen, dass bei größerer Bohrtiefe dieser Einfluss zunimmt, da die energetischen Anteile der Heben-Vorgänge zunehmend überwiegen.

Deutlich erkennbar ist der Einfluss des Bohrverfahrens. Für das gleiche Arbeitsergebnis (Durchmesser 880 mm, Tiefe 15 m, Aresing-Boden) werden beim Kelly-Bohren mehr als 60 Liter Dieselkraftstoff benötigt, während beim Bohren mit der Endlosschnecke (SOB) nur 10 Liter Diesel verbraucht werden. Dies unterstreicht die Forderung, bei der Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz (siehe Abschnitt 7) die Begriffe „Arbeitsergebnis“ und „Verfahren“ zu etablieren.

Gemäß der Anforderungsanalyse wurden effizienzsteigernde Maßnahmen am zuvor untersuchten Referenzgerät Bauer BG 30 vorgenommen. Die zuvor durchgeführte Analysephase war essentiell für die Auslegung des Antriebsstranges des Demonstratorgeräts, insbesondere in wirtschaftlicher Hinsicht. Die aufgeführten Maßnahmen wurden vollständig im Demonstrator umgesetzt. Die Summe der durchgeführten Maßnahmen wird mit dem Titel Energie-Effizienz-Paket (Abkürzung EEP) bezeichnet.

Nach erfolgter Inbetriebnahme befand sich der Demonstrator in einem dreimonatigen Baustelleneinsatz. Hierbei wurden Zuverlässigkeit und Bedienkomfort des Demonstrators abgeprüft und diverse Detailoptimierungen kontinuierlich vorgenommen. Die Praxistauglichkeit des Demonstrators wurde nachgewiesen. Das Demonstratorgerät übertraf Vergleichsgeräte hinsichtlich Produktivität, Effizienz und Bedienkomfort.

Nach diesem Einsatz erfolgten die Demonstratorversuche. Das Versuchsprogramm ist bis auf den Verzicht von Bohrung 6 identisch zu dem Programm der Referenzversuche (siehe oben). Ziel war es, eine Datengrundlage zum Nachweis und Quantifizierung der erwarteten Effizienzsteigerung zu schaffen. Ferner wurden zur weiteren Verifikation der umgesetzten Optimierungsmaßnahmen hinsichtlich des energetischen Nutzens und der Praxistauglichkeit leistungsrelevante Daten während des o.g. Baustelleneinsatzes des Demonstrators aufgezeichnet.

Basierend auf den gesammelten Daten ist es möglich, im realen Bohrbetrieb die Effizienzsteigerung des Demonstrators BG 30 EEP gegenüber dem Serienstand BG 30 (Referenzgerät) anzugeben, wie folgendes **Bild 23** verdeutlicht.

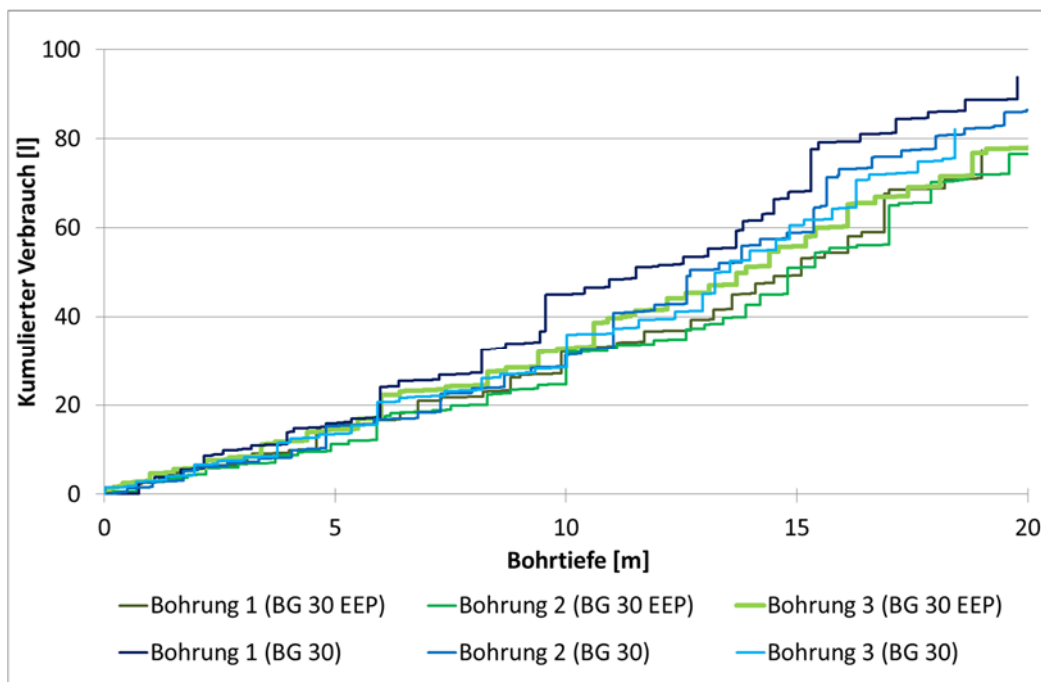


Bild 23: Bohrversuche - Vergleich BG 30 EEP gegenüber BG 30

Es wird der kumulierte Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit der Bohrtiefe beider Geräte gegenüber gestellt. Es handelt sich hierbei um verrohrte Bohrungen im Kelly-Verfahren mit einem Durchmesser von 880 mm (siehe Bohrungen 1 bis 3 im Versuchsprogramm in Bild 22). Es

ergibt sich im Mittel eine Effizienzsteigerung von ca. 15 %. Das zentrale Arbeitsziel (Minderverbrauch 10 %) wurde somit übertroffen.

6 Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz

Der Ausgangspunkt bei der Entwicklung der Methodik zur Evaluierung der Energieeffizienz war die Schaffung eines gemeinsamen Verständnisses hinsichtlich der Definition von Energieeffizienz sowie auch der Begrifflichkeiten im Umfeld der Definition von Verfahrenszyklen. Diese Sachverhalte wurden schon frühzeitig in der Phase der Anforderungsanalyse festgelegt.

So wurde eine „**ergebnisbezogene Effizienzdefinition**“ gewählt, auf welche sich die Energieeffizienzbewertung der Versuchsmaschinen bezieht. Der Hauptgrund hierfür liegt in der sehr guten Bewertbarkeit eines erzeugten Ergebnisses im Vergleich zu anderen Effizienzdefinitionen. Im Falle des Radladers, sind bewegte Haufen von Schüttgut über eine fest definierte Distanz ein reales Ergebnis, welches auch die Möglichkeiten offen lässt, unterschiedliche Leistungsklassen oder gar unterschiedliche Maschinentypen zu bewerten, wenn die Ergebnisse in Art und Umfang weiterhin vergleichbar wären. An dieser Stelle soll erwähnt werden, dass auch ein fest vorgegebener Lastzyklus, der durch Belastungseinheiten an einem Prüfstand, wie beispielsweise einem Rollenprüfstand, aufgeprägt wird, als ein Ergebnis betrachtet wird, auch wenn dieser Nutzen nur im abstrakten Sinne erzeugt wird.

Gegen die Verwendung von wirtschaftlichen Definitionen spricht einerseits die Tatsache, dass monetäre Referenzgrößen zumindest zeitlich gesehen keine festen Bezugsgrößen sind und sich diese somit stets ändern und weiterhin, dass der physikalische, energetische Aufwand nur sehr unscharf und meist in geringem Maße als Bezugsgröße einfließt.

Eine Bewertung, die rein auf dem technischen Wirkungsgrad beruht hat sich ebenfalls nicht als zweckdienlich erwiesen. Zwar ist der Wirkungsgrad auf Komponenten- und Antriebsstrangebene die richtige Wahl um die Effizienz eines Systems zu bewerten. Es zeigt sich jedoch, dass er im Hinblick auf den zu erzeugenden Nutzen Schwächen aufweist. Ein Beispiel hierzu stellt die Bewertung der CO₂ Effizienz von PKW im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ) dar. Hier wird der Referenzwert zur Bestimmung der CO₂-Effizienz-Klasse anhand der Fahrzeugmasse berechnet. Somit wird ein schwereres Fahrzeug oftmals maßgeblich aufgrund seines Gewichts in eine bessere Effizienzklasse eingruppiert. Die bewegte Fahrzeugmasse hat jedoch keinen ersichtlichen weiteren Nutzen erzeugt. Der eigentliche Nutzen, die Menge an transportierten Personen, tritt in den Hintergrund.

Um die Energieeffizienz bewerten zu können werden einheitliche Prüfverfahren für die zu bewertenden mobilen Arbeitsmaschinen benötigt. Diese finden in der Regel ihre Umsetzung in genormten Prüfzyklen. Bereits existierende Beispiele hierfür sind im Kapitel 2 (Stand der Technik) aufgeführt. Im Themenschwerpunkt Energieeffizienz wurden Kriterien definiert, denen diese Prüfzyklen in adäquatem Maße gerecht werden sollen. Insbesondere sollten Prüfzyklen folgende Anforderungen erfüllen:

1. Repräsentierung realistischer Einsatzfälle
2. Einsatzfällen mit einer großen Häufigkeit oder einer hohe Energieintensität
3. Eine hohe Reproduzierbarkeit des Prüfverfahrens
4. Eine hohe Wirtschaftlichkeit
5. Eine hohe Realitätsnähe des Prüfverfahrens

Die Schwierigkeit bei der Wahl von Prüfzyklen besteht darin die genannten Kriterien angemessen in Relation zu bringen. Eine mobile Arbeitsmaschine muss normalerweise mehrere Anwendungsbereiche abdecken. Ein Traktor z.B. kann, wie zuvor erwähnt, mit verschiedenen Anbaugeräten ausgestattet werden und somit in verschiedenen Einsatzbereichen verwendet werden. Hierbei muss angemerkt werden, dass sich grundsätzlich mehrere verschiedene Prüfverfahren für den selben Fahrzeugtyp eignen. Je nach Auswertung zugrundeliegender Messdaten und Priorisierung der genannten Kriterien werden unterschiedliche Nutzer dieser Methodik, z.B. Gesetzgeber, Fahrzeughersteller oder bestimmte Kundengruppen, auch verschiedene Prüfzyklen generieren, die ihren spezifischen Bedürfnissen gerecht werden. Somit ist die entwickelte Methodik eindeutig als schrittweiser Ablaufplan zu verstehen, der jedoch unterschiedliche Ergebnisse in Form von Prüfverfahren erzeugen kann.

6.1 Ablauf der Methodik

Die entwickelte Methodik folgt den in Form eines Arbeitsablaufes dargestellten chronologischen Schritten. Für diese Schritte wurden methodische Werkzeuge entwickelt. Viele dieser Werkzeuge wurden in Form von Software-Programmcode umgesetzt. Die Methodik wird von folgenden Eigenschaften charakterisiert:

- Eine chronologische Abfolge der Prozessschritte
- Eine spezifische Terminologie und Methoden
- Softwaretools zur Ausführung des Arbeitsablaufes

Der Ablauf der Methodik kann in drei Abschnitte untergliedert werden, siehe **Bild 24**. Zuerst findet eine Analysephase statt. Während des Maschinenbetriebs aufgenommene Messdatensätze werden in aufeinanderfolgenden Schritten analysiert, mit dem Ziel, Vorschläge für Testzyklen zu ermitteln, aus denen Last- und Bewegungskollektive für spätere Prüfzyklen abgeleitet werden. In der Entscheidungsphase werden die aus der Analysephase generierten Informationen einer Expertengruppe weitergeleitet. Diese hat die Aufgabe zu entscheiden, welche Art von Prüfverfahren für die gegebenen Umstände am besten geeignet ist. Dabei werden die fünf im vorangegangenen Kapitel genannten Kriterien berücksichtigt. Im letzten Schritt, der Synthesephase, werden die gewählten Prüfverfahren konkretisiert und in Form von standardisierten Prüfzyklen umgesetzt. Nach der Durchführung der Prüfzyklen mit unterschiedlichen Testmaschinen folgt als letzter Schritt schließlich die Bewertung der Energieeffizienz.

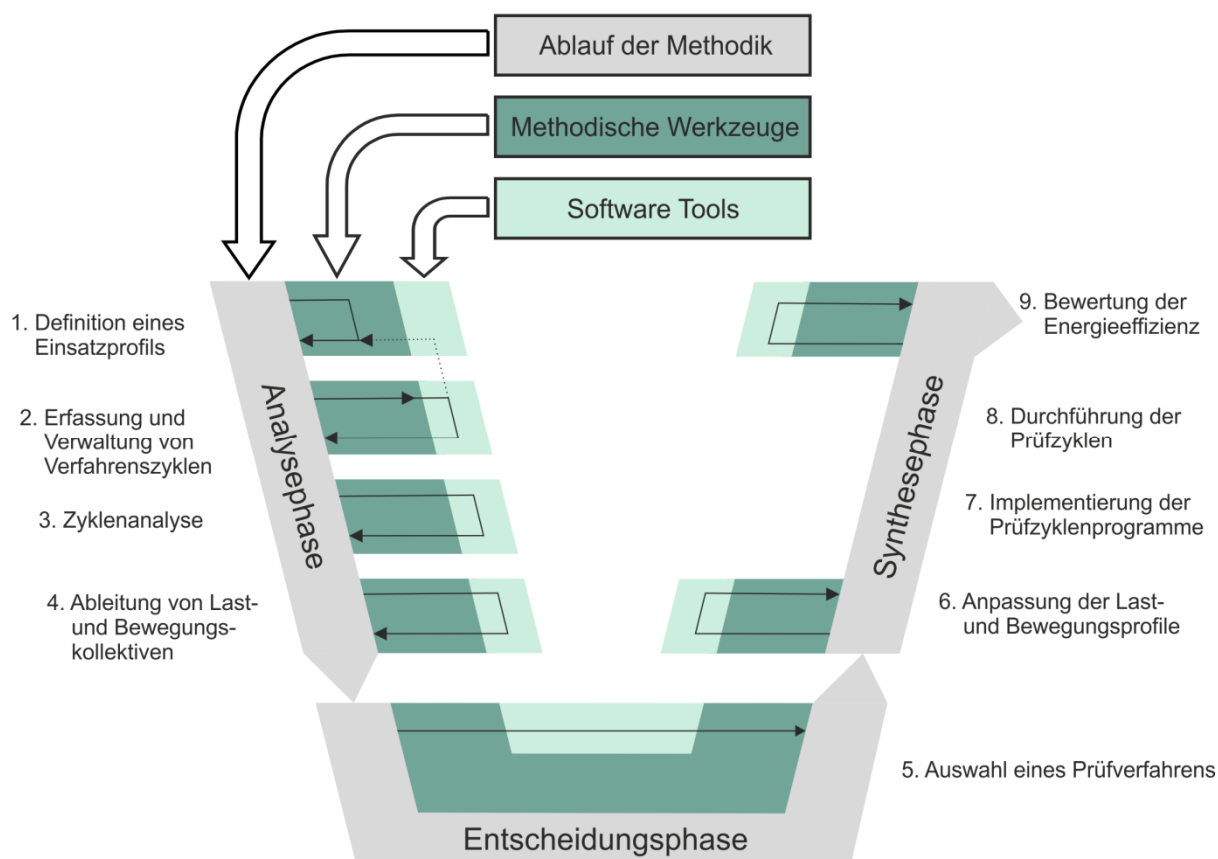


Bild 24: Ablaufplan der Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz

6.2 Schritt 1: Definition eines Einsatzprofils

Zunächst muss für jeden Maschinentyp ein Einsatzprofil festgelegt werden. Dieses Einsatzprofil ergibt sich durch die insgesamt über einen Zeitraum, beispielsweise der Lebensdauer des

Fahrzeugs, auftretenden Anwendungsfälle und der entsprechenden zeitlichen sowie energetischen Anteile. **Bild 25** zeigt beispielhaft das Einsatzprofil eines Traktors.

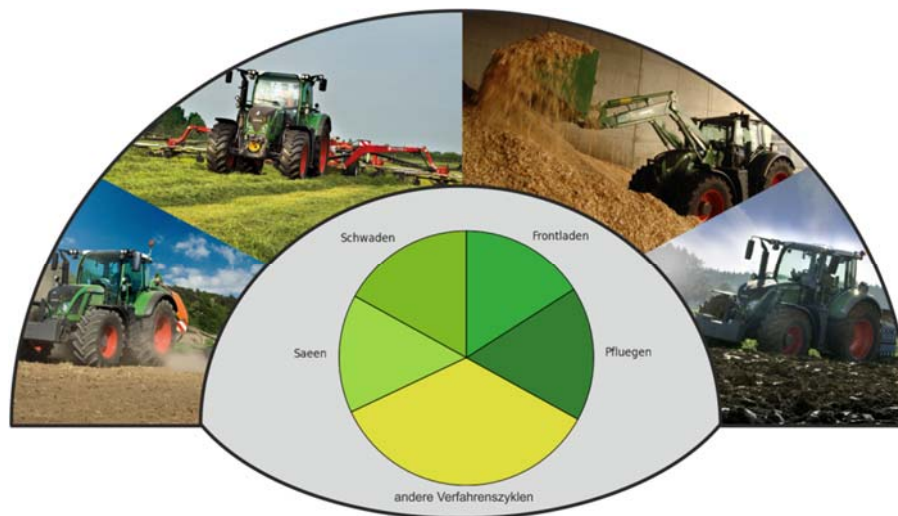


Bild 25: Einsatzprofil eines Traktors

Das Einsatzprofil kann entweder vom Nutzer vorgegeben werden, oder durch Auswertung von zuvor aufgezeichneten Messdatensätzen, beispielsweise aus Telematiksystemen, berechnet werden. Diese Berechnung basiert normalerweise auf Sensormessdaten von zuvor aufgenommenen Messdatensätzen. Da verschiedene Anwendungsfälle auch verschiedene Energieflüsse im Antriebsstrang der Fahrzeuge verursachen, ist dieser Schritt essentiell um die Berücksichtigung der geeigneten und häufig auftretenden Anwendungsfälle zu gewährleisten.

6.3 Schritt 2: Erfassung und Verwaltung von Verfahrenszyklen

Messdatensätze, welche in der Analysephase weiter bearbeitet werden, stammen aus mehreren, zunächst ungerichteten Verfahrenszyklen der Versuchsfahrzeuge der Projektpartner. Diese Datensätze beinhalten Zeitverläufe von Sensormessdaten von GPS- und On-Board CAN Sensorik. Diese wurden bei Bedarf um zusätzliche Sensorik erweitert. Die aufgenommenen Daten werden entsprechend ihrer weiteren, späteren Verwendung in der Analysephase eingeteilt (**Bild 26**):

- Typ 1 Daten geben Aufschluss darüber, welches Verfahren die Maschine im entsprechenden Zeitabschnitt durchgeführt hat.
- Messdaten vom Typ 2 werden genutzt um einzelne Arbeitsaufgaben innerhalb eines Verfahrenszyklus zu identifizieren.
- Messdaten vom Typ 3 werden verwendet, um Last- und Bewegungsabläufe für spätere Testzyklen, die als Grundlage zur Auswahl von Prüfverfahren herangezogen werden, abzuleiten.

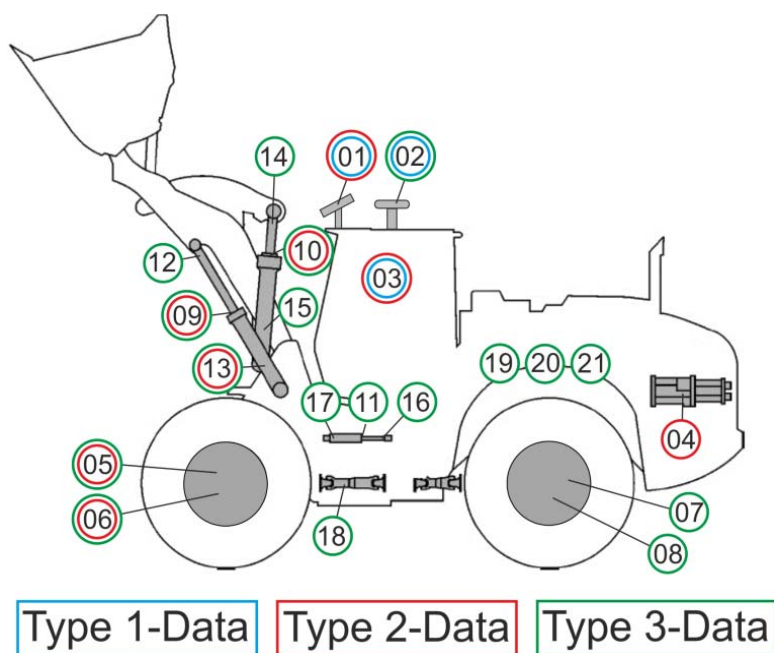


Bild 26: Einteilung der aufgezeichneten Messdaten am Beispiel eines Radladers

6.4 Schritt 3: Zyklusanalyse

Im Hinblick auf Energieeffizienzfragen sollten sinnvoll gewählte, standardisierte Prüfzyklen für einen gegebenen Parametersatz immer durchschnittliche Anwendungsfälle repräsentieren. Ein Parametersatz ist durch verschiedene Variablen, meistens Umweltparameter, die während eines Verfahrenszyklus auftauchen, definiert. Die Fähigkeiten des Fahrers, die Fahrbahn, sowie das Umschlagsmaterial sind Beispiele für diese Parameter, die oftmals einen hohen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch eines Fahrzeugs haben.

Die Idee hinter der Zyklusanalyse besteht darin, die zeitabhängigen Parameter und den Energieverbrauch der einzelnen Arbeitsaufgaben aus den Datensätzen von konventionellen Verfahrenszyklen zu entnehmen. Diese Informationen sind der Ausgangspunkt für die Erstellung von standardisierten, synthetischen Prüfzyklen in der Synthesephase. Sich stets nach dem gleichen Muster wiederholende Arbeitsaufgaben innerhalb eines Verfahrenszyklus werden hierbei als Prozess bezeichnet. Nicht alle Arbeitsaufgaben, die in einem aufgezeichneten, ungerichteten Verfahrenszyklus vorkommen, müssen zwangsläufig für die Entstehung eines Arbeitsergebnisses notwendig gewesen sein. Dennoch sind einige dieser Schritte unentbehrliche Teile eines konventionellen Verfahrenszyklus, wie z.B. Leerlaufphasen oder zusätzliche Fahrabschnitte, und sind deshalb im späteren Entwurf standardisierter Prüfzyklen zu berücksichtigen.

Messschrieb mit markierten Prozessen

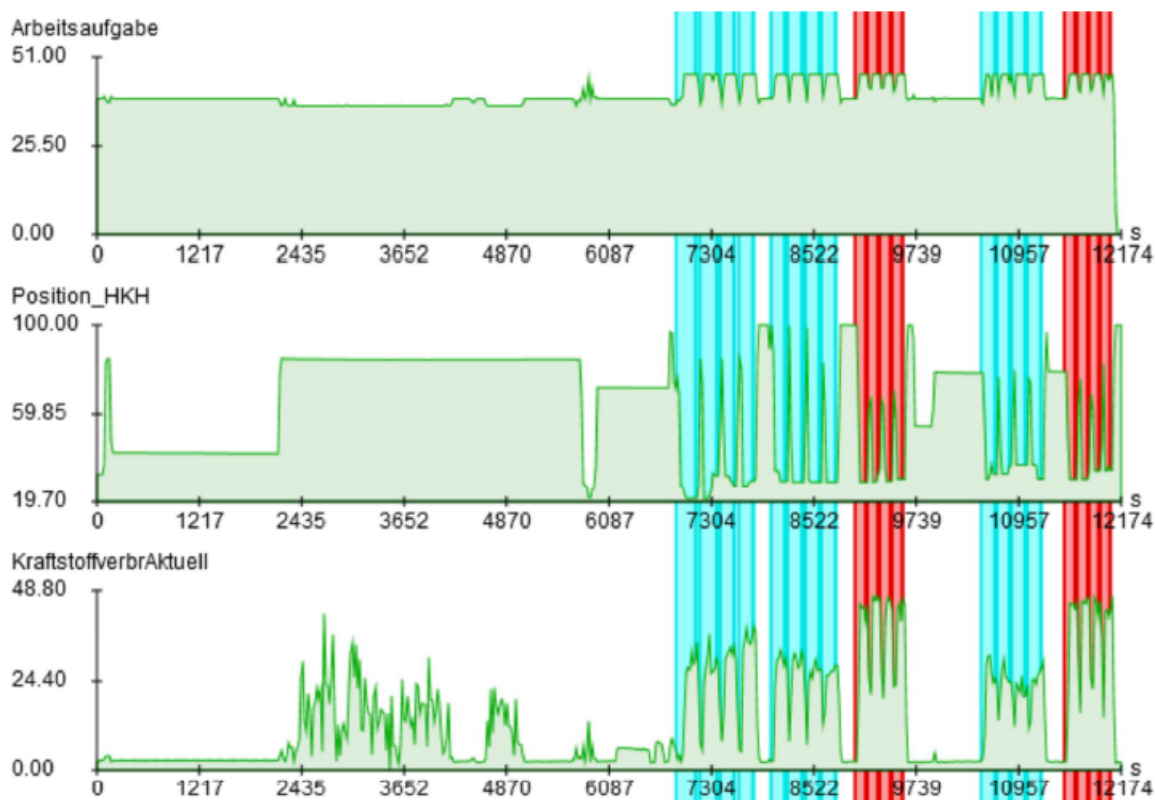


Bild 27: Auszug eines durch die Analysesoftware analysierten Messdatensatzes. Zeile 1: Erkannte ArbeitsaufgabenId. Zeile 2, 3: Typ 2 Messdaten. Markiert: erkannte Prozesse

Um diese Arbeitsschritte zu extrahieren, werden verschiedene kinematische Bewegungsabläufe aus den Sensormessdaten abgeleitet. Erfasste Messdaten vom Typ 2 weisen für jede Arbeitsaufgabe spezifische Merkmale auf, die für eine zuverlässige Unterteilung der Arbeitsaufgaben herangezogen wird. Somit können die Arbeitsaufgaben und Prozesse hinsichtlich ihrer Zeitannteile und Energieintensität analysiert werden.

6.5 Schritt 4: Ableitung von Last- und Bewegungskollektiven

Die Erstellung von Prüfzyklen in der Synthesephase basiert auf abgeleiteten Bewegungs- und Lastverläufen der analysierten Fahrzeuge. Diese standardisierten Prüfzyklen repräsentieren häufig vorkommende Verfahren dieser Maschinen. Die Bewegungskollektive stellen hierbei die Summe aus verschiedenen Positions-Zeit-Verläufen der Typ 3 Daten auf einer 2D- oder 3D-Oberfläche dar. Lastprofile sind die Summe der Zeitverläufe von Fluss- und Potentialgrößen, die an den leistungsübertragenden Schnittstellen des Fahrzeugs zu seiner Umwelt während eines Verfahrenszyklus auftreten. Beispiele für Flussgrößen sind Drehzahlen, elektrischer

Strom, Geschwindigkeit und Volumenstrom. Technische Größen wie Kraft, Spannung, Drehmoment und hydraulischer Druck sind als Potentialgrößen definiert.

Von den aufgezeichneten Typ 2 Messdatensätzen müssen in diesem Schritt nun als erstes häufig auftauchende Parametervariationen und Prozesse extrahiert werden, da die Ableitung der Lastkollektive durch Typ 3 Messdaten nur für häufig auftretende und somit den Durchschnitt repräsentierende Parametersätze notwendig ist. Erkannte Prozesse aus den analysierten Typ 2 Messdatensätzen werden dann gruppiert und anderen Prozessen, welche die selben Parametersätze vorweisen, zugeordnet. Diese Zuordnung wird einem Clusteralgorithmus zugeführt, der im beiliegenden Softwarepaket implementiert wurde. Als geeigneter Cluster-Algorithmus hat sich hierfür der „OPTICS“ Algorithmus /Ank99/ bewährt. Dieser Algorithmus formt die Punktwolken aus erkannten Prozessen zu Wolkenpaketen zusammen. Danach werden die Schwerpunkte dieser Pakete ermittelt, welche einen spezifischen Parametersatz repräsentieren.

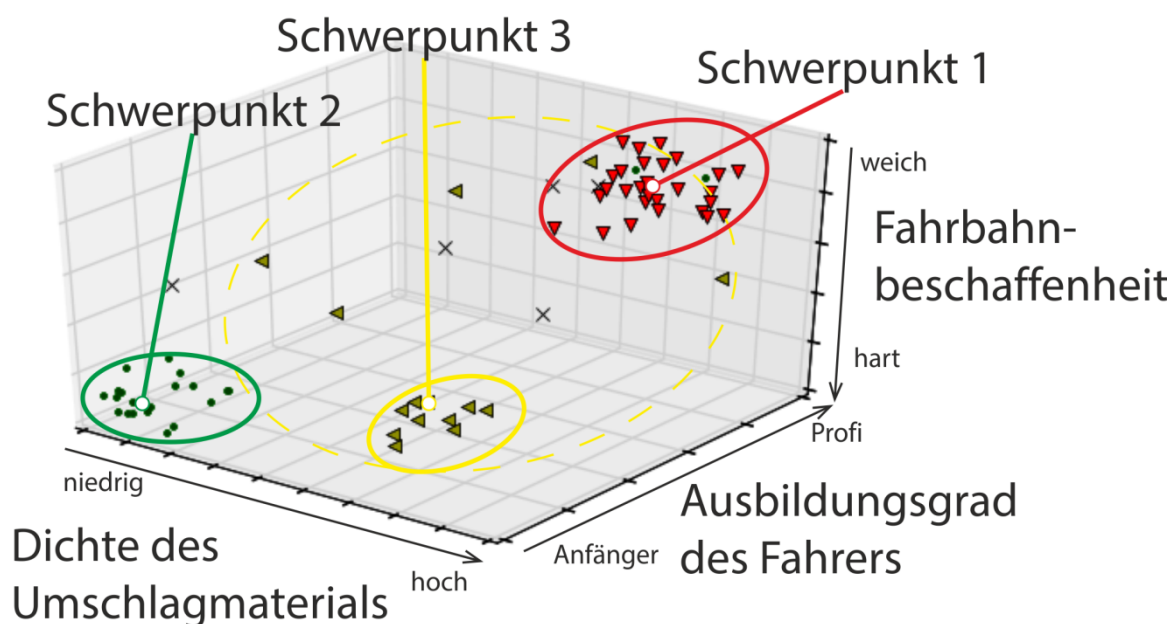


Bild 28: Ansicht der Punktwolken bei der Clusterung durch den OPTICS – Algorithmus

Diese Parametersätze bilden das Setup für neue Verfahrenszyklen, die Testzyklen, die unter klar definierten Konditionen auf vorgegebenen Versuchsgeländen durchgeführt werden.

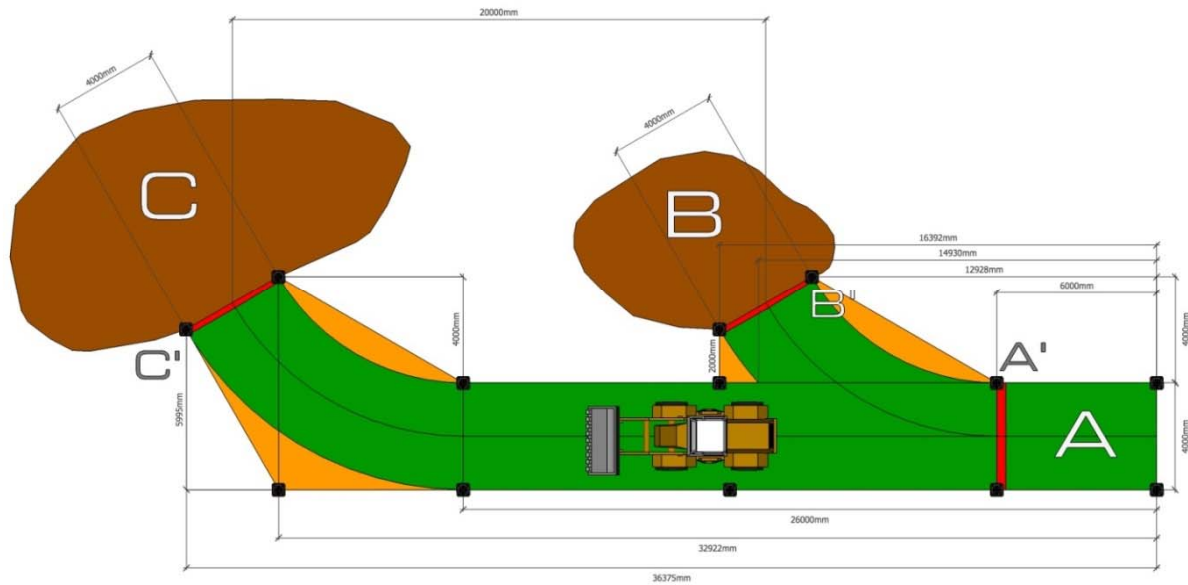


Bild 29: Definierter Schüttgut-Radlader Testzyklus

Bei der Durchführung dieser Verfahrenszyklen unter festgelegten Bedingungen mit den entsprechend instrumentierten Maschinen entstehen schlussendlich die Typ 3 Messdaten. Aus diesen Daten werden im Folgenden die erwähnten Zeitverläufe abgeleitet. Bei der Durchführung dieser Versuche muss ein hoher Wert auf eine zeitliche und energetische Reproduzierbarkeit der gefahrenen Zyklen gelegt werden. Dafür müssen die Verfahrenszyklen möglichst identisch nachgefahren werden.

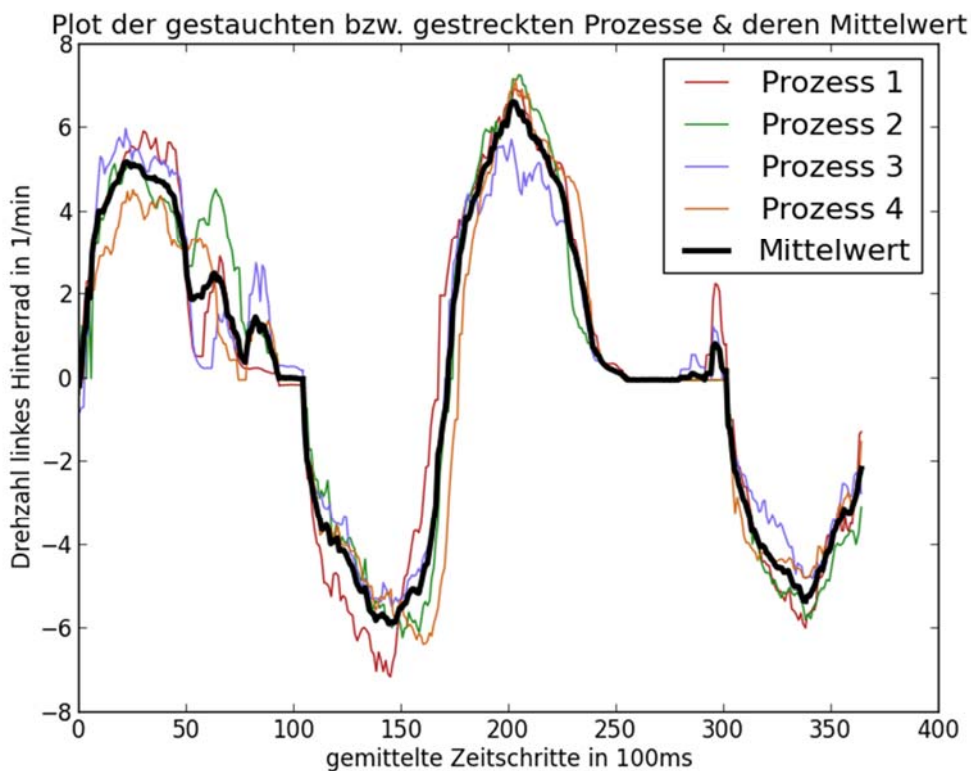


Bild 30: Abgeleitetes Lasprofil eines Radladers - Drehzahlverlauf

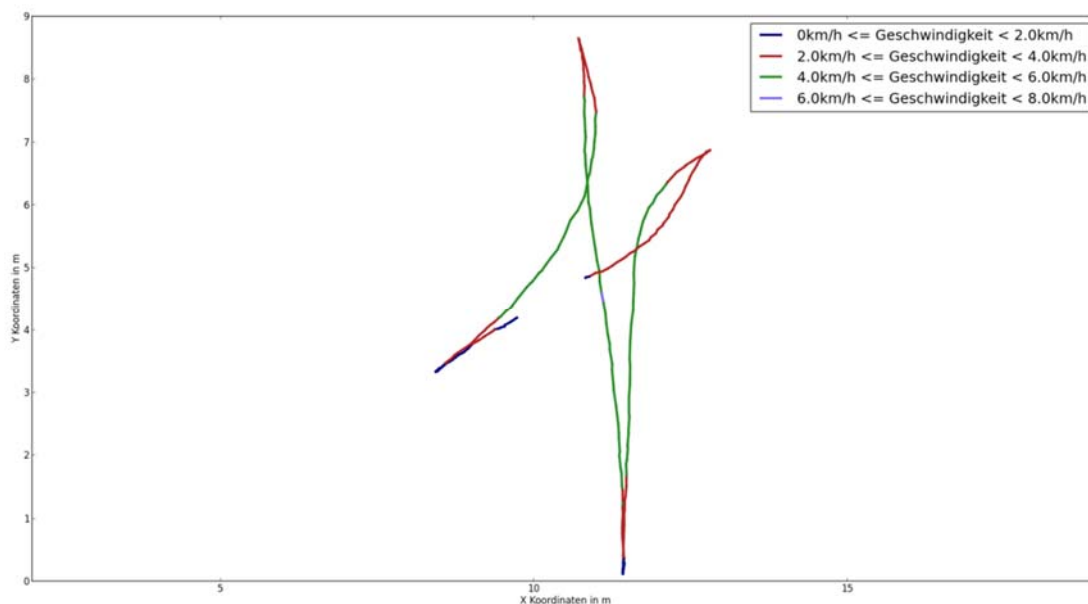


Bild 31: Abgeleitetes Streckenprofil eines Radladers

6.6 Schritt 5: Entscheidungsphase

In der Entscheidungsphase wird die Auswahl eines geeigneten Prüfverfahrens festgelegt. Wie bereits erwähnt, ist es unmöglich einen Prüfzyklus zu entwerfen, der die Kriterien Reproduzierbarkeit, Wirtschaftlichkeit und Realitätsnähe gleichzeitig zu 100 % erfüllt. Deshalb ist der erste Schritt dieses Abschnittes die Einberufung eines Expertengremiums. Die Aufgabe dieser Experten ist es sodann einen fundierten Kompromiss zwischen dem Grad der Erfüllung jedes einzelnen Kriteriums bei der Auswahl einer Prüfmethode zu finden.

Die als Lösungsraum in Betracht kommenden Prüfverfahren werden durch zwei Vertreter eingegrenzt:

- Feldtests
- Prüfstandtests mit substituierten Schnittstellen zur Umwelt

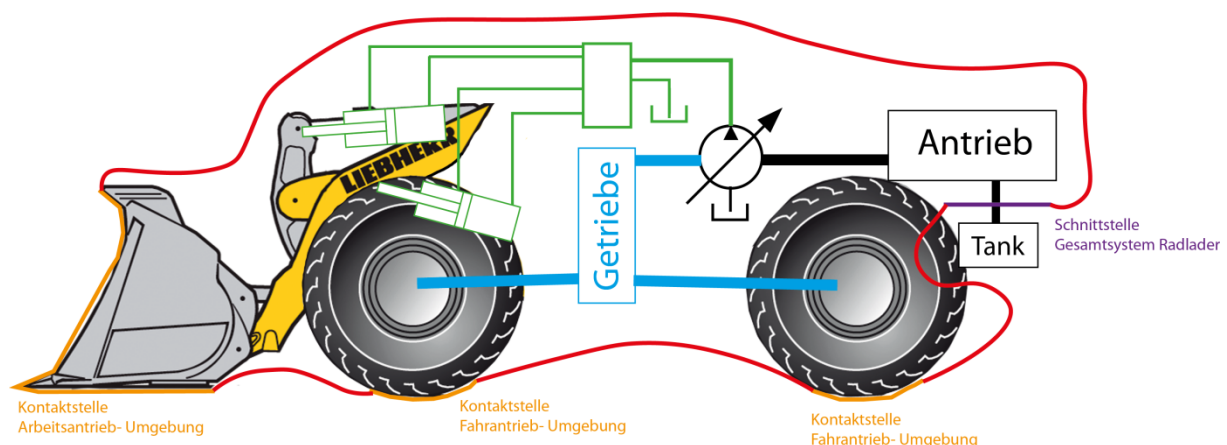


Bild 32: Schematische Darstellung der Kontaktstellen (orange) und der Systemgrenze (rot) beim Feldtest für einen Radlader.

Ein Prüfstandtest mit substituierten Schnittstellen zur Umwelt beschreibt hierbei beispielsweise ein Prüfverfahren, bei dem die Kontaktstellen zur Umwelt in derart starkem Maße abstrahiert wurden, dass die Anbaugeräte und die Reifen im Prüfverfahren nicht am Prüffahrzeug montiert sind. Die leistungsübertragende Schnittstelle zur Umwelt, die Kontaktstelle, ist in diesem Fall durch die letzte vorhandene Schnittstelle des auf dem Weg des Energieflusses zum Fahrantrieb oder Arbeitsantrieb abgebildet. **Bild 32** zeigt zunächst alle Kontaktstellen eines Radladers zur Umwelt. In **Bild 33** ist ein Modell mit substituierten Schnittstellen für Prüfstandtests abgebildet.

Prüfverfahren können grundsätzlich in Form von Prüfzyklen in Prüfeinrichtungen umgesetzt werden. Jedes Prüfverfahren erfüllt die genannten Kriterien in unterschiedlichem Maße. Dabei

sind die Experten dafür zuständig den minimalen, noch akzeptablen Erfüllungsgrad für jedes Kriterium festzulegen, da diese mit den Anforderungen der Nutzer vertraut sind. Mit dieser Information können die Prüfverfahren und Prüfeinrichtungen aussortiert werden, die den spezifizierten Anforderungen nicht genügen.

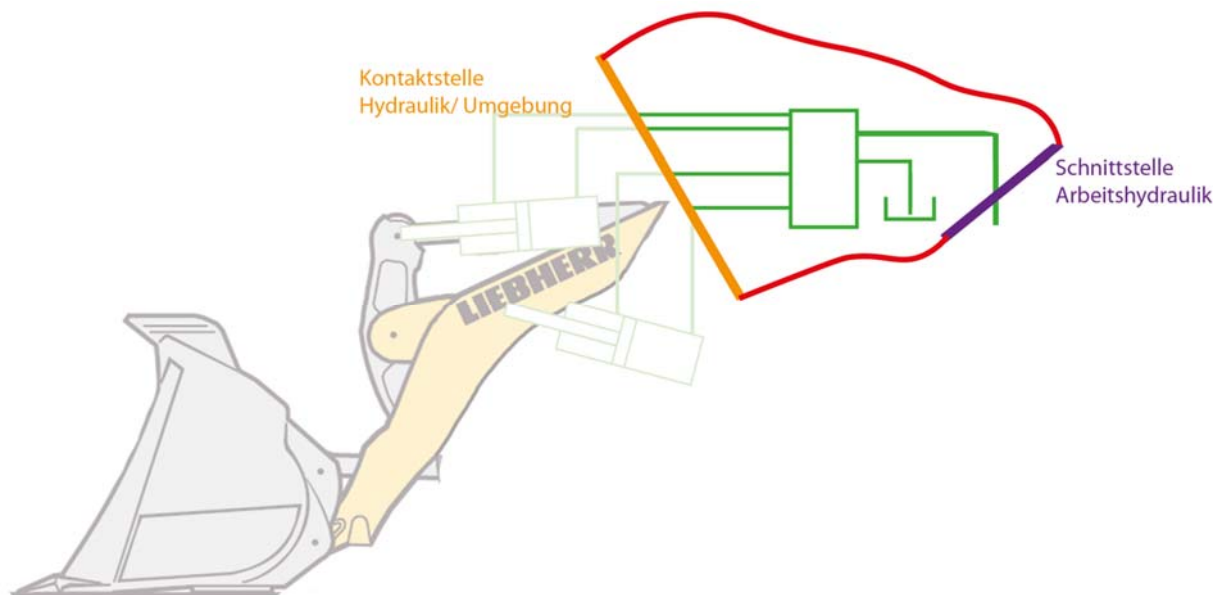


Bild 33: Schematische Darstellung der Kontaktstellen (orange) und der Systemgrenze (rot) beim Prüfstandtest mit substituierten Schnittstellen für einen Radlader.

Die Erfüllung der ersten beiden Kriterien (häufiger und realistischer Anwendungsfall) wurde bereits in der Analysephase umgesetzt. Die übrigen Kriterien sind wie folgt beschrieben:

Wirtschaftlichkeit: Das Prüfverfahren und die auftretenden Kosten müssen wirtschaftlich vertretbar sein. Die Kosten können in fixe und variable Kosten unterteilt werden. In Abhängigkeit des Prüfverfahrens müssen die für den Anwender entstehenden Gesamtkosten (z.B. Tagessätze für den Gebrauch von Prüfeinrichtungen, Entlohnung der Testfahrer, Verschleißteile) bei der Durchführung von standardisierten Prüfzyklen in einer Testeinrichtung, als Kriterium berücksichtigt werden.

Reproduzierbarkeit: Die Bestimmung der Reproduzierbarkeit ist eine Notwendigkeit für die Evaluierung der Energieeffizienz. Je größer die Reproduzierbarkeit ist, desto aussagekräftiger ist auch das Prüfverfahren. Die Reproduzierbarkeit wurde als zeitliche und energetische Abweichung des gemessenen Prozesses bezüglich eines durchschnittlichen Prozesses definiert. Bei Verfahrenszyklen, die im Feld gemessen wurden, wird diese Abweichung aus den Typ 3 Messdatensätzen gewonnen. Bei Prüfstandtests wird die Reproduzierbarkeit über ausgewertete Prüfstandszyklen gewonnen.

Realitätsnähe: Prüfzyklen sind modellierte Nachbildungen echter Verfahrenszyklen. Hierbei wird angenommen, dass Feldversuche konventionelle Verfahrenszyklen am besten darstellen. Je mehr Parameter, wie beispielsweise die Fahrbahn, durch Prüfstandseinrichtungen ersetzt werden, desto mehr nimmt die Realitätsnähe, und somit die Aussagekraft, eines Prüfzyklus ab. Rein simulierte Prüfzyklen würden nach dieser Definition die Realität nur verschwindend gering wiedergeben. Jeder Parameter, z.B. der Einsatz eines realen Fahrers, die Art der Abbildung eines Anbaugeräts, der Reifen-Bodenkontakt oder der Gebrauch von Umschlagsmaterial in einer Prüfmethode, trägt zur Steigerung der Realitätsnähe bei.

Die Aufgabe der Experten besteht darin, die notwendigen Informationen hinsichtlich der relevanten Kriterien für die zur Wahl stehenden Prüfverfahren zu sammeln. Mit Hilfe von Tabellenkalkulationen werden die prozentualen Anteile der Kriterien für jedes Prüfverfahren ausgerechnet und somit die jeweiligen Vor- und Nachteile abgewogen. Nach der Entscheidung für ein Prüfverfahren werden die relevanten Bewegungsprofile und Lastkollektive an den ersten Schritt der Synthesephase übergeben.

6.7 Schritte 6,7,8,9: Anpassung der Last und Bewegungsprofile, Implementierung der Prüfzyklenprogramme, Durchführung der Prüfzyklen, Effizienzbewertung

Die Last- und Bewegungsprofile werden aus den Typ 3 Datensätzen von Schritt 4 ermittelt. Da in den meisten Fällen Sensoren nicht genau an den Schnittstellen des Fahrzeugs zur Umgebung angebracht werden können, z.B. Rad/Boden-Kontakt, werden die abgeleiteten Größen in **Schritt 6** so modifiziert, dass sie als äußere Leistungsvorgaben für die Schnittstellen der Fahrzeuge zu den Prüfeinrichtungen verwendet werden können. Die Implementierung der angepassten Prüfzyklen in der Prüfstandsumgebung wird vom Personal der jeweiligen Prüfeinrichtungen in **Schritt 7** umgesetzt. Diese Prüfzyklen enthalten die zuvor genannten modifizierten Parameter und müssen für jedes Fahrzeug der selben Leistungsklasse durchführbar gemacht werden. Nach der Durchführung der Prüfzyklen in **Schritt 8** mit den ausgewählten Fahrzeugen findet der Evaluierungsschritt statt. Wie schon erwähnt, basiert die Evaluierung auf dem Verhältnis von erzeugtem Ergebnis R zum entstandenen Energieverbrauch E_{in} der Maschine. In einem Feldversuch kann das Ergebnis visuell festgestellt werden, zum Beispiel in Form von bewegtem Schüttgut oder der gepflügten Fläche eines Feldes im Verhältnis zu der dabei benötigten Energie. In einem Prüfstands-Prüfzyklus ist dieses Verhältnis durch den entstandenen Energieverbrauch nach dem Abfahren eines fest definierten Prüfzyklenprogramms definiert. Die Effi-

ziananalyse in **Schritt 9** liefert das Ergebnis stets als Verhältnis im Vergleich zu weiteren getesteten Fahrzeugen. Ähnlich wie im Top-Runner Ansatz /Kim10/, wird das Fahrzeug mit den besten Ergebnissen bei den Prüfzyklen als „Top-Runner“ qualifiziert. Dabei wird die Effizienzevaluierung dieser Maschine mit 100% festgelegt. Effizienzen anderer Fahrzeuge werden dann in Form von prozentualen Anteilen zur Differenz auf den Top-Runner widergegeben. Wenn der Prüfzyklus mehr als einen Verfahrenszyklus abdeckt, muss der Top-Runner nicht zwangsläufig auch in jedem Prüfzyklus die besten Ergebnisse erzielen.

6.8 Software zur Verwaltung und Auswertung von Messdatensätzen

Zur Auswertung der Vielzahl an Messdatensätzen unterschiedlicher Versuchsmaschinen wurde ein umfangreiches Paket an Softwarewerkzeugen erstellt (**Bild 34**). Dieses Open Source-Softwarepaket dient der Umsetzung und Unterstützung der, durch die Bewertungsmethodik vorgegebenen Schritte. Zur Verwaltung der Messdatensätze aus Verfahrenszyklen und weiterer Informationen, die im Zuge des Auswertevorgangs entstehen, wurde eine relationale Datenbank implementiert.

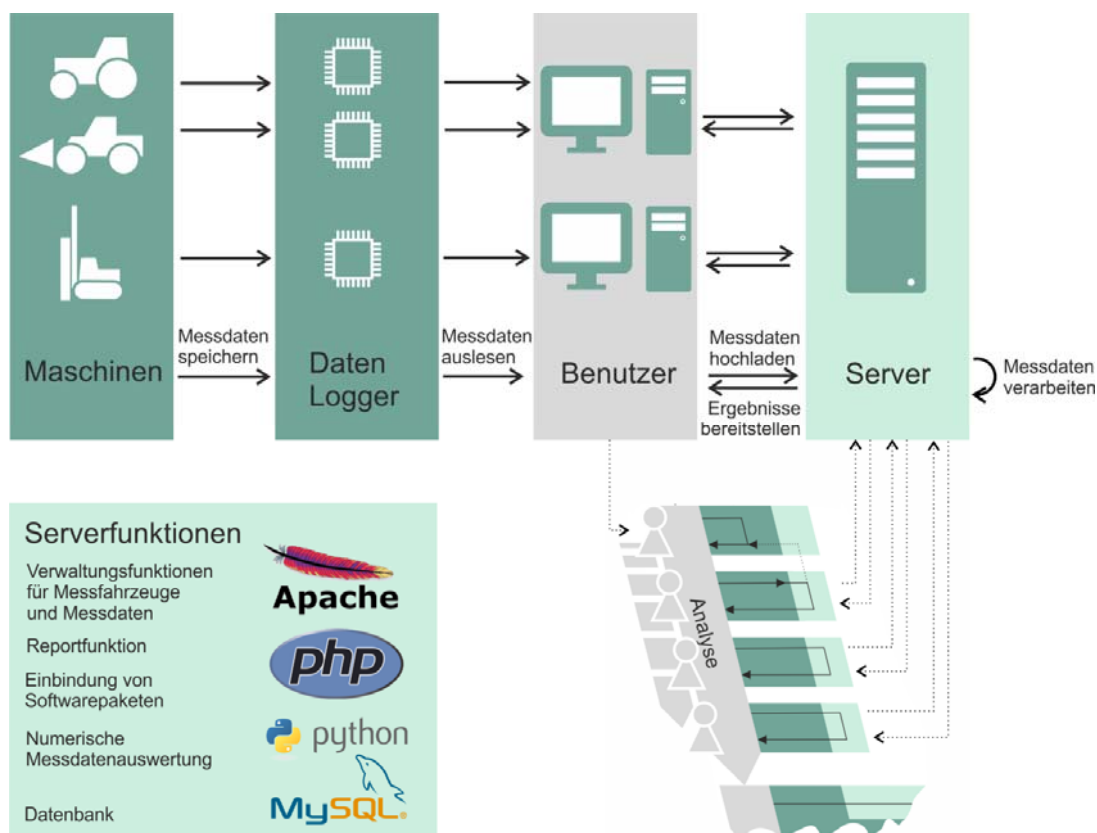


Bild 34: Umsetzung der Auswertemethodik

Mithilfe der Softwarepakete wurden die Messdatensätze hochgeladen, gefiltert und in der Datenbank abgespeichert. Zusätzliche, auszuwertende Informationen, wie beispielsweise die Art eines Verfahrenszyklus, der Parametersatz, Umweltbedingungen, Fahrerfertigkeiten oder maschinenspezifische Parameter, wurden ebenfalls in der Datenbank abgelegt um die in der Bewertungsmethodik auftauchenden, darauf aufbauenden, Analysen durchzuführen. Das Datenbanksystem gewährt eine stetige Austauschbarkeit und Weiterverwendung, je nach durchgeführtem Schritt der Methodik. Die Softwarepakete sind grundsätzlich über eine Webanwendung zugänglich und ermöglichen somit eine einfache Verwendbarkeit mittels Webbrowsern, auch wenn diese nur lokal genutzt werden. Ein weiterer Vorteil der Software ist somit durch die Möglichkeit der Verwendung über Firmennetzwerke oder das Internet gegeben.

7 Ergebnisse am Beispiel „Großdrehbohrgerät“ unter Zuhilfenahme der entwickelten Bewertungsmethodik

Im Folgenden wird die zuvor dokumentierte Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz auf den Spezialtiefbau angewendet.

Im Vergleich zu anderen Maschinen liegt besonders bei mobilen Arbeitsmaschinen eine hohe Komplexität bezüglich Arbeitsergebnis-Verfahren-Maschine vor, da es sich üblicherweise um Multifunktionsgeräte handelt. Um diese Komplexität aufzuzeigen und für den Spezialtiefbau transparenter zu machen, wurde die nachfolgende Matrix erarbeitet (**Bild 35**). Sie zeigt, welche Arbeitsergebnisse mit bestimmten Kombinationen aus (Bauer-) Maschinen und Verfahren dargestellt werden können:

Die im Rahmen dieses Arbeitspaketes entwickelten Methoden zur Bewertung der Energieeffizienz sind Voraussetzung für die Auswertung und Analyse der umfangreichen aufgezeichneten leistungsrelevanten Daten aus Versuchsreihen und realen Baustelleneinsätzen.

Ein weiteres Ergebnis dieses Arbeitspakets ist das im Rahmen des Themenschwerpunkts Energieeffizienz erarbeitete Vorgehensmodell zur Effizienzbewertung mobiler Arbeitsmaschinen – siehe **Bild 24**. Hierbei wird eine allgemeingültige Vorgehensweise beschrieben, mit der ein Testverfahren zur Beurteilung der Energieeffizienz von Baumaschinen definiert werden kann.

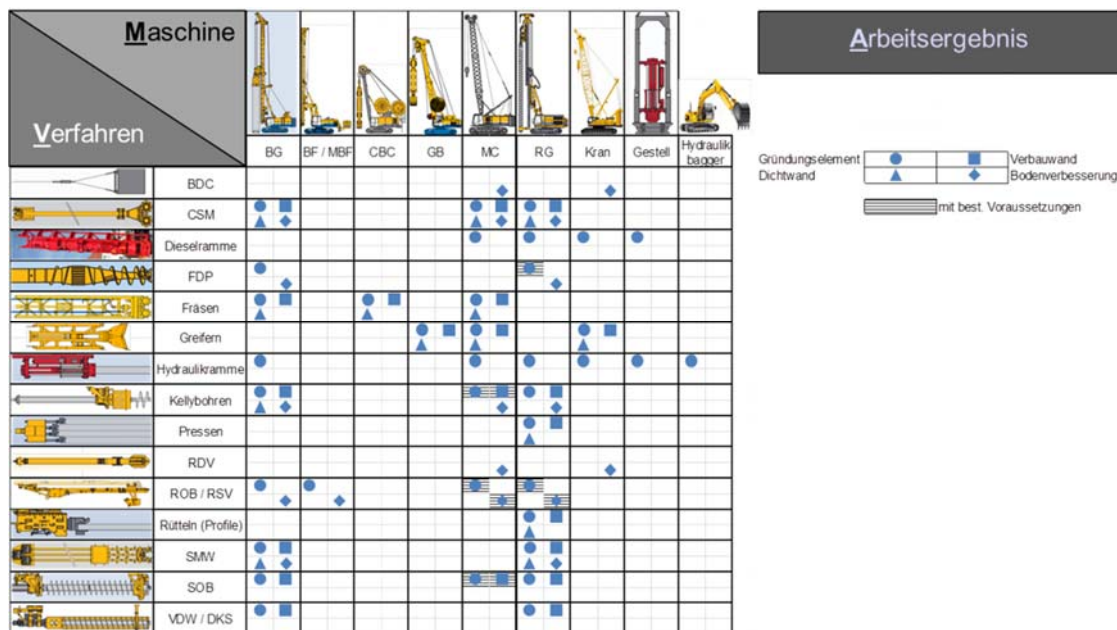


Bild 35: Arbeitsergebnisse, Verfahren und Maschinen im Spezialtiefbau

Beispielhaft soll im Folgenden die Anwendung des zuvor eingeführten Vorgehensmodells am Beispiel eines Drehbohrgeräts vom Typ BG 30 (siehe **Bild 36**) gezeigt werden:

Schritt 1 – Definition eines Einsatzprofils: 80 % aller Bohrpfähle werden unter Anwendung des Kelly-Verfahrens (siehe Bild 35) erstellt. Durch Umfragen bei Maschinenbetreibern sowie basierend auf Erfahrungen bei dem Schwesterunternehmen BAUER Spezialtiefbau GmbH wird o.g. Anteil des Kelly-Verfahrens bestätigt.

Schritt 2 – Erfassung und Verwaltung von Verfahrenszyklen: Dieser Schritt beschreibt das Aufzeichnen leistungsrelevanter Daten, wie im Abschnitt 5.2 beschrieben.

Schritt 3 – Zyklusanalyse: Die Zyklusanalyse kann anhand einer Energiebilanzierung (vgl. Bild 21) erfolgen. Aus ihr geht im vorliegenden Beispiel hervor, dass im Kelly-Verfahren die beiden Hauptverbraucher Kraftdrehkopf und Hauptwinde die mit Abstand energieintensivsten Antriebe darstellen. In der Folge kommt ihnen bei der Effizienzbewertung des Gesamtsystems eine Schlüsselrolle zu.

Schritt 4 – Ableitung von Last- und Bewegungskollektiven: Hieraus lassen sich typische Last- und Bewegungsprofile ableiten, auf deren Basis Prüfstandsversuche definiert werden können.

Schritt 5 – Auswahl eines Prüfverfahrens: Der Abschnitt 5.2 verdeutlicht, dass reale Bohrversuche einen hohen Aufwand hinsichtlich der Gewährleistung einer ausreichenden Reproduzierbarkeit und der Wirtschaftlichkeit erfordern.

Aus den o.g. Gründen erfolgt die Bewertung der Energieeffizienz im Rahmen von Prüfstandsversuchen. Als Ergebnis des Schritts 3 werden hierbei Hauptwinde und Kraftdrehkopf untersucht. Die Prüfstandsversuche müssen dabei folgende Anforderungen erfüllen:

- Realitätsnahe Abbildung
- Hohe Reproduzierbarkeit
- Gute Vergleichbarkeit unterschiedlicher Gerätegrößen und -gattungen
- Mobile Messung soll möglich sein
- Geringer Aufwand für Prüfung wegen hoher Variantenvielfalt bei kleinen „Serien“
- Hohe Wirtschaftlichkeit
- Möglichst anschauliche und kundennahe Ergebnisse

Schritt 6+7 – Anpassung der Last- und Bewegungsprofile + Implementierung der Prüfzyklenprogramme: Hierbei wird zwischen zwei Prüfzyklen differenziert. Mit dem Ersten wird die Maschineneffizienz während des Hebens und Senkens von Lasten mit der Hauptwinde beschrieben (Teil 1). Der zweite Prüfstandsversuch beschreibt die Maschineneffizienz beim Betrieb eines Anbaugerätes, wie z.B. einen Kraftdrehkopf (Teil 2). Im weiteren Verlauf werden o.g. Prüfstandsaufbauten näher erläutert.

Schritt 8 – Durchführung der Prüfzyklen: Im Rahmen des Forschungsprojekts TEAM wurde der Prüfzyklus Hauptwinde, wie im Bild 36 gezeigt, durchgeführt.

Untersuchungsgegenstand waren hierbei das Drehbohrgerät BG 30 und der Seilbagger MC 128 aus dem Hause BAUER. Beide Gerätetypen wurden jeweils in zwei Versionen getestet – dem Serienstand und einem energetisch optimierten Demonstrator mit dem Energie-Effizienz-Paket EEP (Entwicklung und Fertigung des MC 128 EEP war nicht Bestandteil dieses Forschungsprojekts).



Bild 36: Prüfzyklus Hauptwinde BG 30

Schritt 9 – Bewertung der Energieeffizienz: Im letzten Schritt werden die erfolgten Versuche ausgewertet. Um eine einfache Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Gerätegrößen und -gattungen zu gewährleisten, wird im Ergebnis der spezifische Kraftstoffverbrauch dargestellt. Er beschreibt in diesem Fall den benötigten Dieselmotorkraftstoff in Abhängigkeit der verrichteten Hubarbeit der Hauptwinde. **Bild 37** stellt die Ergebnisse der Windenprüfstandsversuche gegenüber.

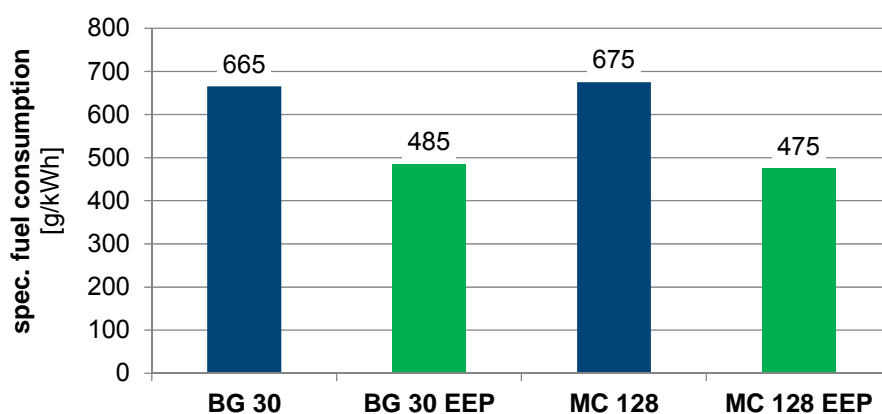


Bild 37: Windenversuch - spezifischer Kraftstoffverbrauch

Das Bild verdeutlicht zum einen die gegebene Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Maschinentypen. Zum anderen wird der Nachweis erbracht, dass beim Demonstrator mit Energieeffizienz-Paket EEP die Maschineneffizienz beim Betrieb der Hauptwinde um 27 % (BG 30)

bzw. um 30 % (MC 128) steigt. Die gezeigte Effizienzsteigerung ist im Falle des Drehbohrgerätes Bauer BG 30 auch für den realen Verfahrenszyklus Kelly-Bohren von großer Bedeutung, da die Hauptwinde hierbei einen bedeutenden Anteil am Gesamtenergieverbrauch der Gesamtmaschine hat.

Systemversuchsstand: Aus den Anforderungen, die zuvor im Schritt 5 formuliert wurden, leiten sich zwei Prüfstandsversuche für die Schritte 6 und 7 des Vorgehensmodells zur Effizienzbewertung mobiler Arbeitsmaschinen ab (siehe Bild 24).

Systemversuchsstand für Hauptwinde (Teil 1): Aus Schritt 4 ist bekannt, dass die Hauptwinde im Verfahrenszyklus Kelly-Bohren in der Regel mit ca. 50 % des Nennseilzugs betrieben wird. Ferner wird sie zumeist mit maximaler Geschwindigkeit aus dem Bohrloch ein- und ausgefahren.

Zur Nachbildung des ermittelten Last- und Bewegungsprofils der Hauptwinde beim Kelly-Bohren wird mit einer automatisierten Steuerung die Hauptwinde derart betätigt, dass sie mit maximaler Hubgeschwindigkeit über die Masthöhe des untersuchten Gerätes auf und ab fährt. Der Versuch erfolgt in diesem Fall mit einer Last, die 50 % des Nennseilzugs entspricht. Während des Versuchs werden die geleistete Hubarbeit und die verbrauchte Kraftstoffmenge messtechnisch erfasst und im Ergebnis wird der spezifische Kraftstoffverbrauch ermittelt, wie in Bild 37 aufgezeigt. Verschiedene Gerätearten und -größen können anschaulich verglichen werden.

Systemversuchsstand für Anbaugeräte (Teil 2): Zur Ermittlung der Energieeffizienz, speziell am Kraftdrehkopf, ist es erforderlich, einen dynamischen Drehmomentprüfstand aufzubauen, an dem beliebige Lastzustände des Kraftdrehkopfes simuliert werden können. Dies steht in Konflikt mit den Anforderungen aus Schritt 5 (insbesondere hinsichtlich Wirtschaftlichkeit und der Möglichkeit mobiler Messungen).

Zudem geht aus der Verfahrensmatrix (siehe Bild 35) hervor, dass an einem Drehbohrgerät verschiedene Anbaugeräte betrieben werden können. Des Weiteren soll die Möglichkeit bestehen, die Energieeffizienz verschiedener Gerätearten (bspw. Drehbohrgerät, Seilbagger, Rammgerät) untereinander zu vergleichen.

Ein zielführender Ansatz besteht daher darin, die Systemgrenze vor dem Anbaugerät (bspw. Kraftdrehkopf, Schlitzwandfräse oder -greifer, Rüttler oder Verrohrungsanlage) zu ziehen. Somit wird die Schottplatte, über die das Anbaugerät mit (hydraulischer) Energie versorgt wird, Gegenstand der Untersuchung. Es leitet sich ein Kennfeld wie folgt ab.

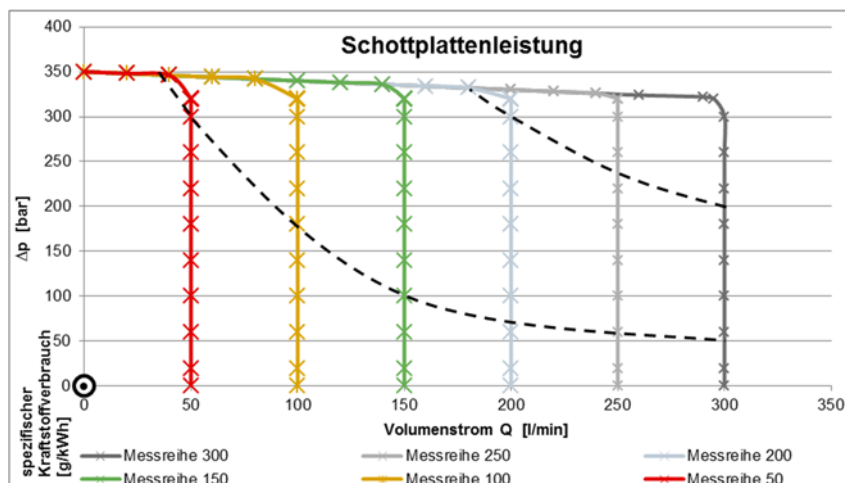


Bild 38: Qualitatives Verbrauchskennfeld Schottplatte

Zu jedem Betriebspunkt, der durch eine Kombination aus Volumenstrom und effektiver zur Verfügung stehender Druckdifferenz an der Schottplatte charakterisiert wird, wird der spezifische Kraftstoffverbrauch ermittelt. Er beschreibt die verbrauchte Kraftstoffmasse, um eine Kilowattstunde hydraulischer Energie an der Schnittstelle Schottplatte zur Verfügung zu stellen. Obige Darstellung steht in Analogie zu Kennfeldern, die den spezifischen Kraftstoffverbrauch von Verbrennungsmotoren beschreiben.

Je nach Erfordernissen und Betriebsbedingungen eines bestimmten Anbaugerätes lässt sich nun ermitteln, welcher Betriebspunkt am verbrauchsgünstigsten ist. Ferner lassen sich verschiedene Trägergerätearten und -größen in Bezug auf ihre Effizienz bei dem Betrieb mit einem bestimmten Anbaugerät vergleichen.

Zusammengefasst lässt sich festhalten, dass die Anwendung der im Rahmen des Forschungsprojekts TEAM erarbeitete Methodik (siehe Bild 24) eine zielgerichtete Definition von Prüfverfahren ermöglicht, mit denen die Energieeffizienz von mobilen Arbeitsmaschinen transparent beschreiben lässt.

8 Literatur

- /UNF14/ VEREINTE NATIONEN: „*Kyoto Protocol To The United Nations Framework Convention On Climate Change*“, 1997.
- /CEC11/ CEMA & CECE: „*Optimizing our industry 2 reduce emissions*“. <http://cema-agri.org/sites/default/files/publications/CECE-CEMA-CO2-SuccessStories.pdf>, 2011, zitiert am: 04.02.2015.
- /Enc12/ ENCORD: „*Construction CO₂e Measurement Protocol*“. http://www.ghgprotocol.org/files/ghgp/ENCORD-Construction-CO2-Measurement-Protocol-Lo-Res_FINAL.pdf, 2012, zitiert am: 04.02.2015.
- /Bru98/ BRUHN, N.: „*Wirtschaftlichkeit des Qualitätsmanagements*“. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1998, ISBN:3-540-63033-3.
- /Irr08/ IRREK, W.; THOMAS, S.: „*Definition Energieeffizienz*“. Wuppertal Institut für Klima, Umwelt, Energie GmbH, 2008.
- /Moe14/ MÖLLER, K.; SCHULTZE, W.: „*Produktivität von Dienstleistungen*“. Springer Gabler, Wiesbaden, 2014, ISBN: 978-365-80408-6-4.
- /Peh10/ PEHNT, M.: „*Energieeffizienz*“. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010, doi: 10.1007/978-3-642-14251-2_1.
- /BJM04/ BUNDESMINISTERIUM DER JUSTIZ UND FÜR VERBRAUCHERSCHUTZ: „*Verordnung über Verbraucherinformationen zu Kraftstoffverbrauch, CO₂-Emissionen und Stromverbrauch neuer Personenkraftwagen (Pkw-Energieverbrauchs-kennzeichnungsverordnung - Pkw-EnVKV)*“. <http://www.gesetze-im-internet.de/pkw-envkv/BJNR103700004.html>, 2004, zitiert am: 04.02.2015.
- /BJM97/ BUNDESMINISTERIUM DER JUSTIZ UND FÜR VERBRAUCHERSCHUTZ: „*Verordnung zur Kennzeichnung von energieverbrauchsrelevanten Produkten mit Angaben über den Verbrauch an Energie und an anderen wichtigen Ressourcen (Energieverbrauchs-kennzeichnungsverordnung - EnVKV)*“. <http://www.gesetze-im-internet.de/envkv/BJNR261600997.html>, 1997, zitiert am: 21.01.2015.
- /For09/ FORSA GESELLSCHAFT FÜR SOZIALFORSCHUNG UND STATISTISCHE ANALYSEN MBH: „*Verständlichkeit und Einflussfaktoren für verschiedene Optionen der grafischen Neugestaltung der EU-einheitlichen Energieverbrauchs-kennzeichnung (EU-Label)*“ Bericht vom 30.09.2009
- /Kim10/ KIMURA, O.: „*Japanese Top-Runner Approach for Energy Efficiency Standards*“. Session Paper: SERC09035.CRIEPI., 2010.

-
- /Kun10/ KUNZE, G.: „*Mobile Baumaschinen – Trends und neue Entwicklungen, Trendanalyse im Vorfeld der bauma2010*“. In: *ATZoffhighway* (2010), April 2010.
- /Bau15/ BAUER MASCHINEN GMBH: „*Drehbohrgeräte PremiumLine BG 30 BS 95*“. http://www.bauer.de/de/bma/products/drilling_rigs/premium_line/bg30_bs95.html, zitiert am: 12.03.2015.
- /Ank99/ ANKERST, M.; BREUNIG, M.; KRIEGEL, H-P.: „*OPTICS: Ordering Points To Identify the Clustering Structure*“. ACM SIGMOD international conference on Management of data, ACM Press, 1999.

9 Projektpartner & Verantwortlichkeiten

Karlsruher Institut für Technologie, Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima)

Rintheimer Querallee 2, 76131 Karlsruhe

Das Mobima war im Themenschwerpunkt Energieeffizienz verantwortlich für die Entwicklung einer Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz von mobilen Arbeitsmaschinen. Hierbei war insbesondere die Konzeption der Methode sowie die Durchführung von Feldversuchen, nachgelagerte Datenauswertung und Programmierung einer Analysesoftware zur Effizienzbewertung Hauptbestandteil der Arbeiten. Weiterhin koordinierte das Mobima die Zusammenarbeit der beteiligten Projektpartner bei inhaltlichen und organisatorische Fragestellungen.

DEUTZ AG

Ottostraße 1, 51149 Köln

Die Deutz AG war an der Erarbeitung des Werkzeuges zur Energieeffizienzbewertung beteiligt und unterstützte das Haus Fendt mit detaillierten Daten über den Motor und Informationen über das Motorsteuergerät. Der Vergleich der bei Deutz am Prüfstand gemessenen Motordaten mit den aus dem Steuergerät ausgelesenen Werten für Drehmoment und Einspritzmenge ermöglichte die Bewertung der Genauigkeit der Messungen im Traktor.

BAUER Maschinen GmbH

BAUER-Straße 1, 86529 Schrobenhausen

Die BAUER Maschinen GmbH war an der Ausarbeitung der Methodik zur Effizienzbewertung beteiligt. Am Beispiel eines Großdrehbohrgerätes wurde die Methodik angewandt, um konkrete Testzyklen zur Bewertung der Energieeffizienz zu spezifizieren. In diesen Testzyklen zeigen Maschinen mit den neu entwickelten Energie-Effizienz-Paket EEP eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von bis zu 30%.

Bosch Rexroth AG

Glockeraustraße 4, 89275 Elchingen

Die Bosch Rexroth AG hat für den Versuchstraktor eine speziell konfigurierte Messpumpe bereitgestellt und unterstützte mit Komponenten- und Systemknowhow sowie Prüfstandsmessdaten die Auswahl von Komponenten zur Systemoptimierung.

AGCO Fendt GmbH

Johann-Georg-Fendt-Straße 4, 87616 Marktoberdorf

AGCO (Fendt) brachte in den Themenschwerpunkt „Ermittlung der Energieeffizienz“ seine landtechnische Expertise ein. Neben der Bestimmung von relevanten Referenzzyklen und Einsatzprofilen wurde ein Referenztraktor mit umfangreicher Messtechnik ausgestattet um ein umfassendes, dynamisches Abbild von Leistungsaufwand, Verlusten, Nutzleistung und Wirkungsgraden für den gesamten Leistungsfluss zu erhalten. Die Planung, Durchführung und Auswertung von Feldversuchen (Einzelversuche und Flottenmessungen) lieferten detaillierte Erkenntnisse zum Leistungsfluss in der Maschine bei verschiedenen Arbeitsaufgaben.

Liebherr Hydraulikbagger GmbH

Liebherrstr. 12, 88457 Kirchdorf

Die Firma Liebherr beteiligte sich mit Messdaten eines Radladers des Typs L 576 am Themenschwerpunkt. Weiterhin flossen umfangreiche Informationen über den Y-Zyklus für Radlader in die Diskussionen um die Effizienzbewertung mit ein.

Themenschwerpunkt 2: Prognosewerkzeug zur Bestimmung des Prozesseinflusses



Forschungsstellen: TU Dresden
Lehrstuhl für Baumaschinen und Fördertechnik (BFT)
01062 Dresden
Prof. Dr.-Ing. Günter Kunze
Dipl.-Ing. Tina Grüning
Dipl.-Ing. Georg Hess

Projektpartner: IBAF GmbH
39108 Magdeburg

Lehnhoff Hartstahl GmbH & Co. KG
76534 Baden-Baden

Liebherr Hydraulikbagger GmbH
88457 Kirchdorf

LRT GmbH
01737 Tharandt

TAKRAF GmbH
04347 Leipzig

INHALTSVERZEICHNIS ZU THEMENSCHWERPUNKT 2

1	Einleitung	74
2	Stand der Technik	75
3	Zielsetzung	79
4	Anforderungsanalyse	81
4.1	Referenzszenarien.....	81
4.2	Simulationsanwendung	85
5	Erstellung von Maschinen- und Erdstoffmodellen.....	88
5.1	Maschinenmodelle.....	88
5.1.1	Radlader L576	90
5.1.2	Mobilbagger WX185.....	96
5.2	Erdstoffmodell.....	100
6	Modellkalibrierung	104
6.1	Kalibrierung der Maschinenmodelle	104
6.1.1	Bestimmung der Zylinderreibung.....	105
6.1.2	Bestimmung der Querschnittsflächen der Ventilkanten.....	106
6.1.3	Bestimmung der Grabkräfte	109
6.1.4	Ergebnisse	114
6.2	Kalibrierung des Erdstoffmodells.....	119
7	Implementierung eines Prognosewerkzeuges	135
8	Validierung.....	140
9	Literatur	144
10	Projektpartner & Verantwortlichkeiten	149

1 Einleitung

Der Energiebedarf von Arbeitsmaschinen hängt, anders als beim PKW, von der Wechselwirkung zwischen Maschine und Arbeitsmaterial, z.B. Erdstoffen, ab. Das erschwert die Produktentwicklung erheblich, da eine energieeffiziente Konstruktion und Berechnung der Maschinen nicht losgelöst vom Arbeitsprozess erfolgen kann.

Bisher beruht die Prognose für den Primärenergiebedarf im Arbeitsprozess ausschließlich auf Erfahrungen oder dem Praktizieren von „trial and error“. Das entspricht weder einem methodischen Vorgehen noch berücksichtigt es die inzwischen vorhandenen wissenschaftlichen Ansätze zur Produktentwicklung.

Natürlich weiß der Praktiker schon lange, dass für einen bestimmten Prozess (hier am Bsp. Radlader) für einen „vorbestimmten“ Stoff mit der „richtigen“ Ladeschaufel, dem „richtigen“ Reifendruck, der „richtigen“ Leistungsverteilung, der „richtigen“ Arbeitskinematik und der „richtigen“ Prozesssteuerung die technologische Ladeleistung und die dafür nötige Energie sehr viel deutlicher beeinflusst werden kann als mit einem üblichen Antriebsmanagement. Es sollte jedoch schon dem Entwicklungsingenieur möglich sein, den Einfluss dieser Vielzahl von Parametern auf den Energiebedarf der Maschine bewerten zu können. Im Allgemeinen steht ihm mit der Computersimulation ein wirtschaftliches und ressourcenschonendes Werkzeug für prognostische Aufgaben zur Verfügung.

Die Vorteile der Simulation als Werkzeug im Entwicklungsprozess treten in der Branche mobiler Arbeitsmaschinen deutlicher als irgendwo anders hervor.

- Mit der Simulation sind Untersuchungen an virtuellen Prototypen in virtuellen Umgebungen möglich.
- Schon in frühen Phasen des Produktentwicklungsprozesses ist der Einfluss von unterschiedlichen Varianten und Parametersätzen auf das Systemverhalten analysierbar und objektiv vergleichbar.
- Der Ingenieur muss nicht mehr auf Erfahrungen setzen, sondern kann ohne finanzielles und personelles Risiko technologische Innovationen erproben.
- Die Auslegung von Steuergeräten und Reglern am Modell (HiL) kann die nötige Anzahl an Testfahrten reduzieren.

Im Angesicht des schlechten Verhältnisses zwischen den hohen Stückkosten und geringen produzierten Stückzahlen würde der Einsatz von Simulationsmethoden und virtuellen Prototypen

materielle und personelle Ressourcen schonen. Dies könnte einen nicht zu unterschätzenden wirtschaftlichen Vorteil für die Branche der mobilen Arbeitsmaschinen bringen.

Diese Potentiale können jedoch nur erschlossen werden, wenn neben der Maschine auch die durch sie bearbeitete Umgebung in die Simulation einbezogen werden kann. Mit gegenwärtigen Simulationsprogrammen kann zwar das Maschinenverhalten jedoch nicht der maschinelle Arbeitsprozess, mit seinen Rückwirkungen auf die Maschine, vollständig abgebildet werden. Somit ist auch eine realitätsnahe Prognose des Energieverbrauchs der Maschine nicht möglich. Für die Beziehungen zwischen Maschine, Erdstoff und Bedienerinfluss gibt es selektive Lösungsansätze aber kein einheitliches, branchen- sowie praxistaugliches Werkzeug. Damit die Simulation als Werkzeug des modernen Ingenieurs in die Branche der Baumaschinen Einzug halten kann, muss es gelingen, den Arbeitsprozess mit seinen Lasten auf die Maschine mathematisch zu beschreiben. Erst damit wird es möglich, energieeffizient arbeitende Maschinen ressourcenschonend zu entwickeln.

2 Stand der Technik

Die Arbeiten /Hil96/, /Bea03a/ und /Völ10/ zeigen, dass mit der Methode der Mehrkörpersysteme (MKS) sowie deren domänenübergreifende Erweiterung um Modelle für die Hydraulik, Antriebs-, Regelungs- und Steuerungstechnik das prinzipielle Verhalten von Baumaschinen simuliert werden kann. Dies zeigten auch die Arbeiten /Pen02/, /Kun02b/, /Kun03/ und /Fre09/. Die erarbeiteten Simulationsmodelle finden bei Untersuchungen der Bedienfreundlichkeit /Gub10/ sowie Sichtfeldanalysen /Kun10b/ Anwendung (siehe **Bild 39**). Das reale Verhalten der Maschine in Kopplung mit einem konkreten Arbeitsprozess kann damit jedoch nicht simuliert werden. Dafür fehlen in den Modellstrukturen die erforderlichen Daten von dynamischen Arbeitswiderständen.

Es existieren Ansätze bei denen die Arbeitslasten an realen Maschinen messtechnisch erfasst wurden und als Eingaben zu einem Simulationsmodell der Maschine dienen /Dei09/. Diese Simulationsmodelle verlieren jedoch ihre Gültigkeit, wenn eine von der Messung abweichende Werkzeuggeometrie oder Trajektorie betrachtet werden soll, bzw. wenn ein anderer Maschinentyp oder die Arbeit in anderen Erdstoffen untersucht werden soll.

Ähnliche Einschränkungen gelten für die Verwendung analytischer Ansätze zur Berechnung der Prozesslasten am Anbauwerkzeug. Prozesssimulationen dieser Art enthalten empirisch ermittelte Parameter, welche nicht zwingend auf Änderungen am Werkzeug oder dessen Führung sowie des Arbeitsmaterials übertragbar bzw. skalierbar sind.

Die Simulation maschineller Arbeitsprozesse ist Thema umfassender Forschungsarbeiten, wie z.B. in /Tao08/, /Pla09/, /Ros09/, /Mot03/, /Moi10/. Das Ziel dieser Arbeiten orientiert auf Anwendungen im Ausbildungsbereich von Maschinenbedienern bzw. auf die Grundlagenforschung zur reinen Prozessvisualisierung (siehe **Bild 40**). Diese Lösungen zielen auf Wahrnehmungseffekte ab bzw. gehen von sehr vereinfachten Annahmen aus. Es erfolgt hier eine vereinfachte Prozessmodellierung in Anpassung an den Verwendungszweck mit unzureichender Simulationstiefe bezüglich der Ermittlung von Prozesslasten oder des Energiebedarfs. Es werden keine Widerstände berechnet, welche sich aus dem Arbeitsprozess ergeben und das Maschinenverhalten auf Grund der am Werkzeug angreifenden Lasten in seiner Dynamik beeinflussen.



Bild 39: Anwendungen von Simulationsmodellen mobiler Arbeitsmaschinen am IVMA

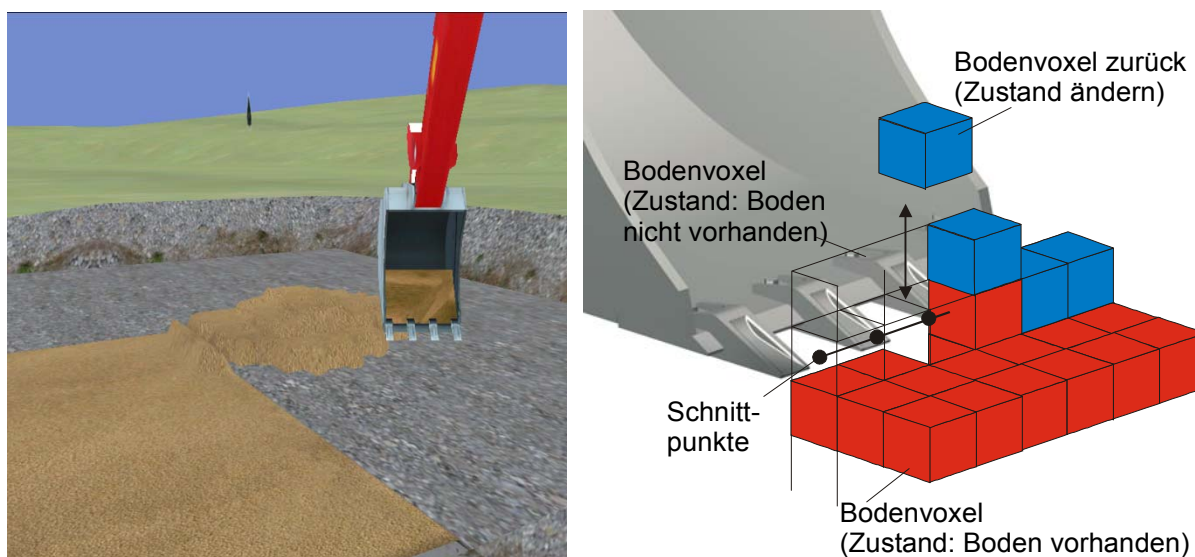


Bild 40: Screenshot der Gutsimulation mittels Voxelmodell /Mot03/

Zusammengefasst weisen die Ansätze zur Simulation des Arbeitsprozesses von Baumaschinen in Hinsicht auf den Einsatz zur Prognose von Belastungen und Energieaufwänden der Maschinen folgende Defizite auf:

- Unzureichende Modelltiefe (ohne Aussagen zu Prozesslasten oder Energieaufwand)
- Keine Übertragbarkeit auf neue Trajektorien oder Werkzeuggeometrien
- Keine Übertragbarkeit auf unterschiedliche Erdstoffe.

Für eine realitätsnahe sowie Werkzeug- und Maschinenunabhängige Simulation der Arbeitsprozesse darf das Arbeitsmedium, z.B. der Erdstoff, nicht vernachlässigt werden. Erst die Interaktion mit dem Arbeitsmaterial führt zu den Lasten am Anbauwerkzeug und zu den Beanspruchungen der einzelnen Komponenten auf welche eine Maschine ausgelegt wird.

Vor allem in der Schüttguttechnik hat sich ein neuer Ansatz zur Berücksichtigung des Erdstoffverhaltens in der Simulation etabliert: die numerische Berechnung basierend auf der Diskreten Elemente Methode (DEM) (/Nor03/, /Kat07/, /Kat09/, /Gri10/). Es handelt sich um eine Simulationsmethode, mit der Bewegungen und Interaktionen von individuellen Partikeln in dynamischen Umgebungen berechnet werden können. Im Ergebnis können das zeitliche Verhalten eines Haufwerkes sowie dessen mechanischer Einfluss auf seine Umgebung analysiert werden (siehe **Bild 41**). Hierfür stehen neben kommerziellen Software-Lösungen wie PFC /Ita15/, EDEM /Dem15/, SADI /met15/ auch praktikable OpenSource Tools wie PASIMODO /Itm15/, Yade /Yad15/ und LIGGGHTS /Lig15/ zur Verfügung.

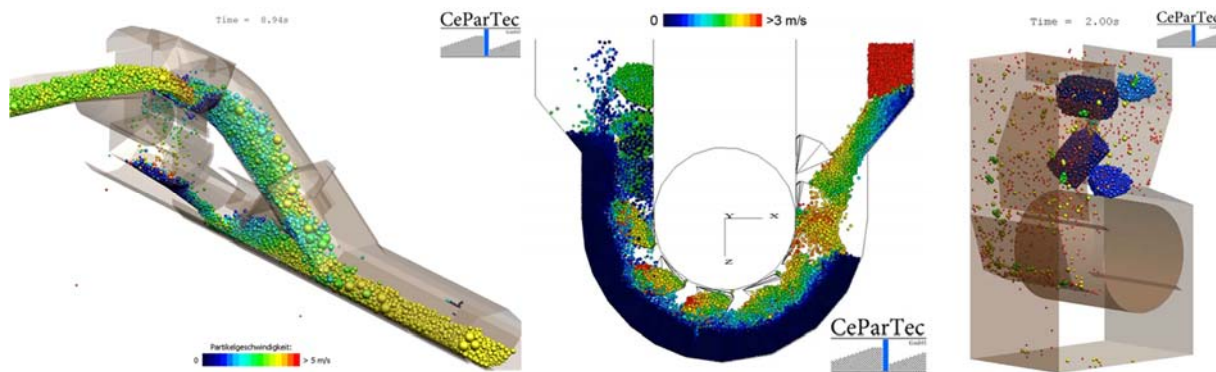


Bild 41: Anwendungsbeispiele für DEM-Simulationen in der Fördertechnik (Quelle: IBAF GmbH)

In einer Machbarkeitsstudie der Forschungsstelle diente die DEM der Bestimmung von Lastannahmen für die Bauteil- oder Baugruppenbemessung einer Maschine /Mot09/. Als Referenz- und Versuchsobjekt hat ein Bagger vom Typ RH 40 der Firma TEREX im Einsatz als Gewinnungsgerät im Granitbruch gedient. Es hat sich bestätigt, dass die DEM-Simulationen für die Abbildung maschineller Arbeitsprozesse im gesprengten Hartgestein eine brauchbare Methode darstellt. Das charakteristische Verhalten des Gesteins, besonders das Verkanten und Verklemmen einzelner Brocken, konnte hinreichend gut simuliert werden.

Zwei grundlegende Erkenntnisse konnten aus dieser Machbarkeitsstudie gewonnen werden:

1. Neben der Partikelmodellierung ist die Trajektorie und damit die Eindringtiefe und -geschwindigkeit des Anbauwerkzeuges in das Stoffgemisch entscheidend für die auftretenden Kräfte. Die wirkenden Lasten ergeben sich schließlich aus der Prozesskopplung zur Maschine, welche von der Strukturmechanik sowie dem Antrieb der Maschine sehr deutliche Randbedingungen erfährt. Ihr Einfluss wurde nicht berücksichtigt.
2. Das charakteristische Verhalten des modellierten Erdstoffes konnte sehr gut abgebildet werden. Es erfolgte jedoch keine Parametrierung bzw. Validierung des DEM-Modells, um realitätsnahe Lasten auf das Anbauwerkzeug der Arbeitsmaschine nach zu weisen. Die simulierten Lasten am Anbauwerkzeug konnten lediglich auf Plausibilität geprüft werden. Für die Problematik der anwendungsspezifischen Parametrierung existiert keine praxistaugliche Methodik.

Ein Ansatz zur Bearbeitung der ersten Erkenntnis stellt die Kopplung der Simulationen beider Systeme (Maschinen- und Stoffmechanik) dar. Damit kann deren Interaktion berechnet und somit der Einfluss des dynamischen Verhaltens beider Systeme aufeinander simuliert werden. Somit ist es möglich, den maschinellen Arbeitsprozess in seiner Gesamtheit zu beschreiben und den Energiebedarf der Maschine unter Beachtung von Maschinentyp, Arbeitsmaterial und

Prozessführung zu berechnen. In /Leh10/, /Tij10/ und /Kun10a/ werden Lösungen vorgestellt, die bereits auf der Kopplung von MKS und DEM beruhen. Sie sollten im Bereich der Nutzfahrzeug- und Arbeitsmaschinenteknik zum Einsatz kommen. Erste Veröffentlichungen deuten auf eine erfolgsversprechende Anwendung der gekoppelten Simulationsmethode hin. Allerdings wurden in diesen Arbeiten keine parametrisierten Erdstoffmodelle eingesetzt, die ein realitätsnahes Erdstoffverhalten in Verbindung mit der maschinellen Bearbeitung garantieren. Was zur zweiten Erkenntnis und damit zu einer der Ursachen dafür führt, dass die DEM noch nicht als standardisiertes Werkzeug zur prospektiven Auslegung von mobilen Arbeitsmaschinen Anwendung findet. Es existiert keine praxistaugliche Methodik, um Parameterwerte für DEM-Modelle zur Berechnung der Werkzeug-Erdstoff-Interaktion zu ermitteln.

Zusammenfassend muss festgestellt werden, dass mathematisch technische Software es ermöglicht, das physikalische Verhalten einer Maschine (Mehrkörpersimulation – MKS) und das von Erdstoffen (Diskrete Elemente Methode – DEM) in abstrakter Form zu beschreiben. Die Aufgabe, die komplexen Wechselwirkungen von Maschine und Erdstoff im Arbeitsprozess zu berechnen, wird jedoch mit keiner verfügbaren kommerziellen Simulationsanwendung erfüllt. Ein grundlegendes Problem stellt dabei u.a. die Parametrierung von Modellen zur Simulation von Erdstoffen dar.

3 Zielsetzung

Gesamtziel des Themenschwerpunktes „Prozessenergie“ war die Schaffung eines Simulationssystems zur Abbildung des Arbeitsprozesses und der darauf basierenden Bestimmung des Energiebedarfs mobiler Maschinen.

Der energetische Aufwand des Arbeitsprozesses leitet sich von den Lasten am Anbauwerkzeug einer Maschine sowie dessen Dynamik ab. Diese sind Resultat der installierten Maschinenleistung sowie der vom Erdstoff entgegengebrachten Arbeitswiderstände. Folgende Aufgaben mussten somit von der zu entwickelnden Simulationsanwendung gelöst werden, damit sie die Voraussetzungen zur Prognose des maschinellen Energiebedarfs erfüllt:

- Berechnung des lastabhängigen dynamischen Maschinenverhaltens
- Berechnung des charakteristischen Verhaltens von Erdstoffen bei äußerer Bearbeitung
- Berechnung der Wechselwirkungen zwischen Maschine und Erdstoff

Für eine Bewertung der erarbeiteten Lösung sollten Referenzszenarien bestehend aus je einer konkreten Kombination von Maschine, Anbauwerkzeug, Arbeitsprozess und Erdstoff definiert

werden. Diese sollten zu Projektende mit der erarbeiteten Simulationsanwendung abgebildet werden. Der Vergleich von Simulation und Messung eines Szenarios sollte eine Validierung der Simulationsanwendung bezüglich des berechneten Energiebedarfs der Maschine im Arbeitsprozess ermöglichen.

Für die Umsetzung galt es Modelle der Referenzmaschinen und Referenzerdstoffe zu erstellen, diese auf die vorgesehene Anwendung der Prozesssimulation zu kalibrieren, eine Simulationskopplung zu implementieren und diese in Zusammenhang mit den parametrisierten Maschinen- und Erdstoffmodellen bezüglich einer realitätsnahen Berechnung der Prozesslasten und Energieaufwände zu validieren (**Bild 42**).

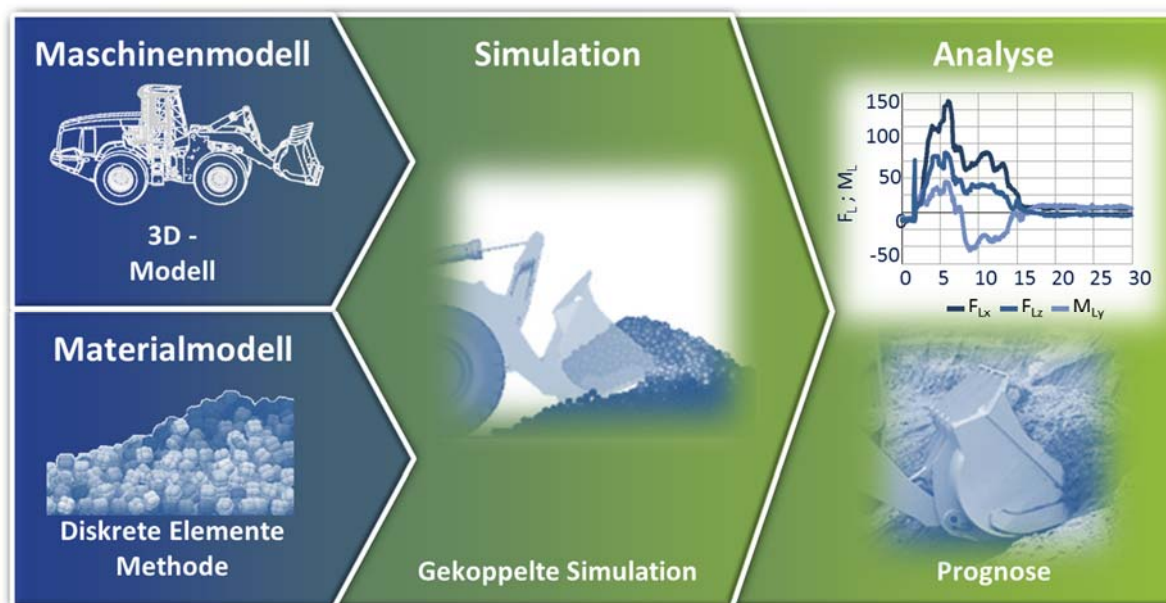


Bild 42: Lösungsansatz zur Berechnung dynamischer Lasten am Anbauwerkzeug und des Energiebedarfs von mobilen Arbeitsmaschinen

Unter Berücksichtigung des Standes der Technik lag der Fokus der Arbeiten zum Einen auf einer praktikablen Simulationskopplung von Maschinen- und Erdstoffmodellen und zum Anderen auf der Parametrierung der Erdstoffmodelle zur Berechnung dynamischer Lasten am Anbauwerkzeug und des Energiebedarfs von mobilen Arbeitsmaschinen.

4 Anforderungsanalyse

Im Themenschwerpunkt „Prozessenergie“ galt es folgende Aufgaben zu bearbeiten:

- Definition von Referenzszenarien zur Validierung der entwickelten Simulationsanwendung
- Erstellung von Maschinenmodellen
- Erstellung von Erdstoffmodellen
- Kalibrierung von Maschinen- und Erdstoffmodellen für die Simulation der vorgegebenen Referenzszenarien
- Implementierung der gekoppelten Simulation von Maschinen- und Erdstoffmodellen als Simulationsanwendung
- Validierung der Simulationsanwendung über den Vergleich von Messung und Simulation der Referenzszenarien

Bild 43 zeigt die Aufteilung der Aufgaben in Arbeitspakete, sowie deren Ergebnisse.

Im Rahmen des AP 0 erfolgte eine erste Analysephase in deren Ergebnis Festlegungen zu den Referenzszenarien getroffen sowie Anforderungen und Randbedingungen der zu entwickelnden Simulationsanwendung erarbeitet wurden.

4.1 Referenzszenarien

In Zusammenarbeit mit allen beteiligten Projektpartnern wurden die relevanten Maschinen, Arbeitsprozesse sowie Erdstoffe klassifiziert. Im Ergebnis wurden geeignete Referenzszenarien bestehend aus Maschine, Anbaugerät, Erdstoff und Arbeitsprozess festgelegt, welche als Basis für die weiteren Arbeitspakete dienen.

Der Forschungsschwerpunkt „Prozessenergie“ konzentrierte sich inhaltlich ausschließlich auf den Erdbau. Nach /Kue84/ versteht sich der Erdbau als das Modellieren von Erdoberflächen und stellt die maschinenintensivste Form des Bauens dar. Mit **Bild 44** wurde der Versuch unternommen dem Erdbau typische Prozesse sowie Maschinen und Anbaugeräte systematisch zuzuordnen. Diese Darstellung ist bei Weitem nicht vollständig, sondern konzentriert sich lediglich auf die Einordnung der von den Projektpartnern vertretenen Interessen.

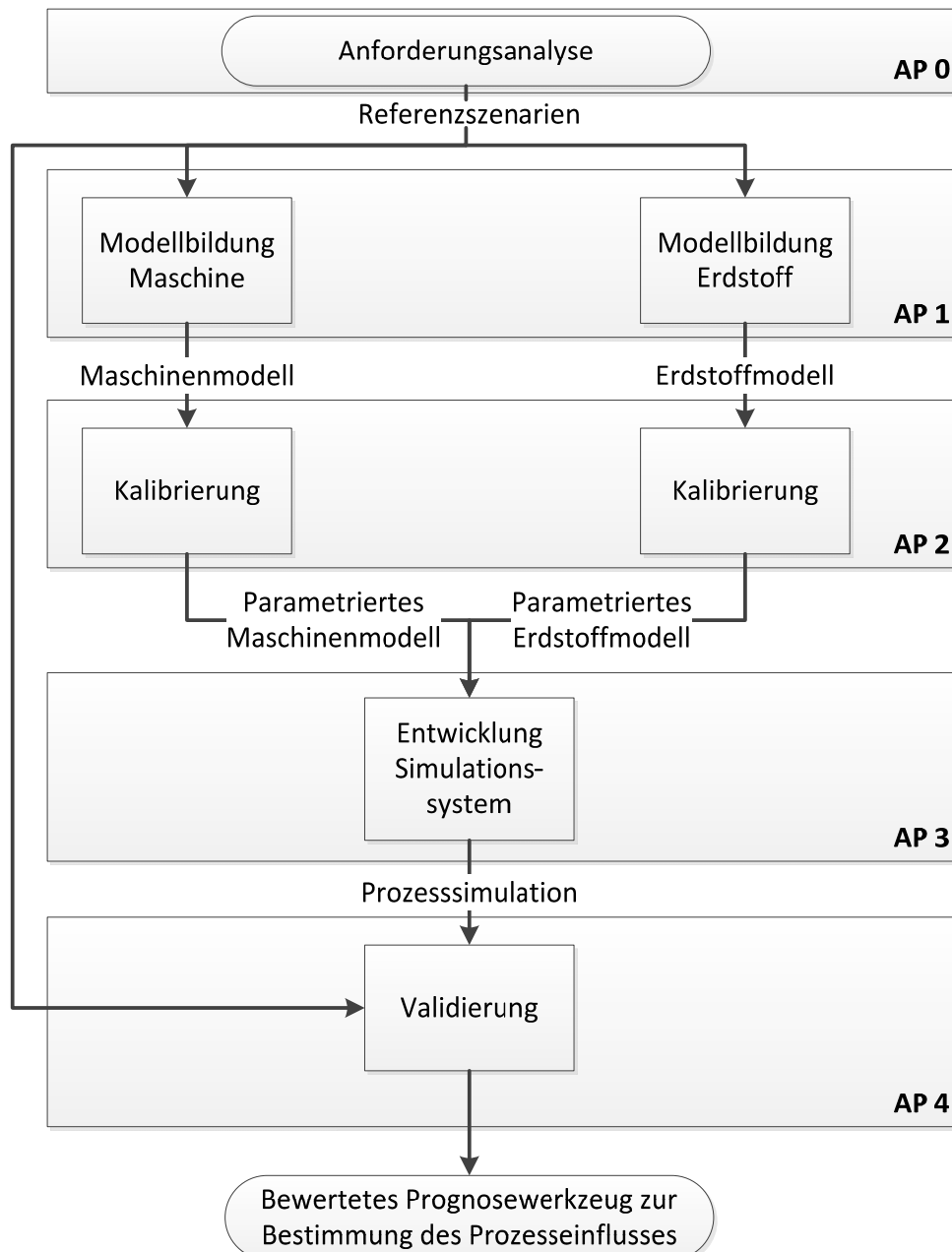


Bild 43: Aufgaben und Ergebnisse der einzelnen Arbeitspakete

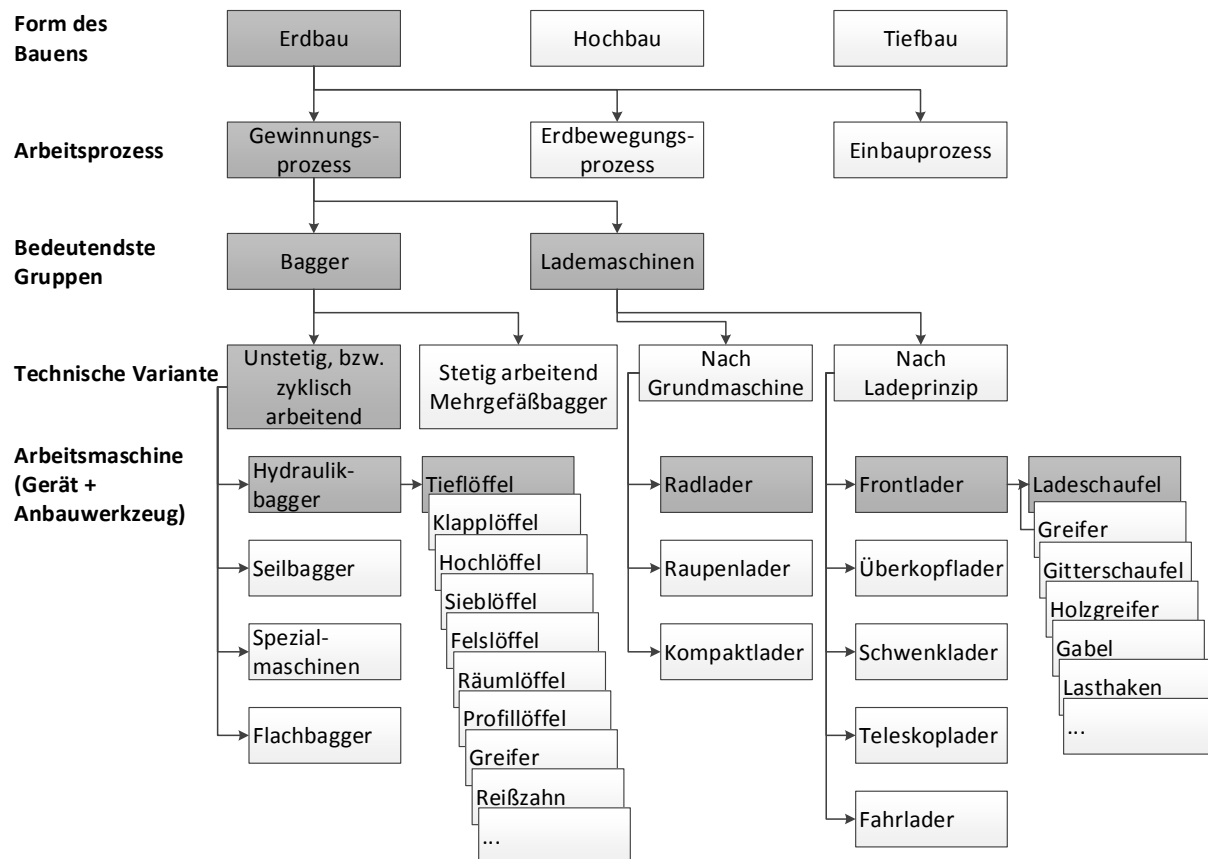


Bild 44: Systematik zu Prozessen, Maschinen und Anbauwerkzeugen

Es wird darauf hingewiesen, dass der maschinelle Arbeitsprozess hier (wie auch in /Kue84/ und /Bar08/ beschrieben) als eine Teilleistung bzw. eine Kombination mehrerer Teilleistungen der Massenbewegung verstanden wird. Als Teilleistungen oder auch Teilvorgänge bzw. Teilprozesse im Sinne des Erdbaus seien das

- Lösen,
- Laden,
- Transportieren,
- Einbauen und
- Verdichten

genannt.

Zu den typischen Erdbauprozessen gehören somit z.B. der Gewinnungs- (Lösen oder Lösen und Laden), der Erdbewegungs- (Transportieren) und der Einbauprozess (Einbauen oder Einbauen und Verdichten).

Besonderes Interesse aller Projektpartner lag auf dem Gewinnungsprozess. Die größte Gruppe der Erdbau- bzw. Gewinnungsmaschinen bilden die Bagger und Lademaschinen /Kun02a/. Bagger lassen sich nach ihren technischen Varianten durch ihre Arbeitsweise in zyklisch und stetig arbeitende Maschinen einteilen. Lademaschinen hingegen können unter anderem anhand der Grundmaschine oder anhand des Ladeprinzips unterteilt werden. Die wichtigsten Stellen bei den Erdbaumaschinen nehmen die Hydraulikbagger (auch Universalbagger genannt) und die Frontlader mit Radfahrwerk ein. Nicht zuletzt durch die Möglichkeit eine Vielzahl verschiedener Anbaugeräte zu betätigen gelten beide Geräte als wirtschaftliche Universalmaschinen. Hydraulikbagger werden durch die Aufbringung größerer Gewinnungskräfte vorrangig zum Lösen und Laden natürlich gewachsener Erdstoffe eingesetzt. Lademaschinen orientieren hingegen auf größere Ladeleistungen und kommen hauptsächlich für den Umschlag geschütteter Erdstoffe zum Einsatz /Kun02a/. Beide Geräte sollten innerhalb des Forschungsschwerpunktes als Referenzmaschinen dienen.

Konkret stand ein Mobilbagger vom Typ CASE WX 185 zur Verfügung. Als Referenzanbauwerkzeug kam ein Tieflöffel zum Einsatz. Dieser gilt als Standardwerkzeug für Hydraulikbagger aller Größen. Die ausgewählte Referenzmaschine vertritt die Baugröße 1 (10t – 25t Betriebsgewicht) und wird vorrangig zum Gewinnen und Laden von Erdstoffen eingesetzt. Die Wahl des Referenzprozesses fiel daher auf den Grabprozess stellvertretend für den Gewinnungsvorgang.

Als zweite Referenzmaschine des Themenschwerpunktes wurde ein Radlader der Firma Liebherr vom Typ L576 gewählt. In Kombination mit der Ladeschaufel sollte der Ladeprozess eines geschütteten Haufwerkes zum Vorbild für die Projektarbeiten dienen.

Der Begriff „Erdstoff“ beschreibt allgemein die Baustoffe des Erdbaus. Es existieren viele Möglichkeiten der Unterscheidung von Erdstoffen (nach Fachgebiet, geologische Formation, Strukturbeschaffenheit, Entstehungsart, stofflicher Aufbau, ...). Eine primäre Klassifizierung kann nach Festgestein (Fels) und Lockergestein (Boden) vorgenommen werden. Da letzteres bedeutendster Arbeitsgegenstand von Baumaschinen ist, steht der Begriff „Erdstoff“ im Rahmen dieser Arbeiten als Synonym für „Boden“. Auch für Böden können diverse Kriterien als Grundlage für eine Klassifizierung dienen (stofflicher Aufbau, Größe und Anteil ihrer Körner, Bodenmechanische Eigenschaften, Bearbeitbarkeit, Verwendbarkeit für bautechnische Zwecke, ...). Oft kommt eine Einteilung nach DIN 18300 bei der Beschreibung von Böden zur

Anwendung, welche auf der Lösbarkeit beruht und sieben Bodenklassen vorgibt. Wird der Boden als Material betrachtet, welches von Maschinen bearbeitet werden soll, bietet sich eine Unterscheidung nach seiner Zustandsform an (gewachsen, aufgelockert, verdichtet). Des Weiteren findet sich in /Kue84/ eine Einteilung nach grabtechnischen Gesichtspunkten. Eine detailliertere maschinengerechte Bodenklassifikation existiert jedoch nicht.

Bei der Beschreibung des Bodens durch die Methode der Diskreten Elemente, wie es im Projekt geplant war, liegen wiederum andere Kriterien im Fokus, nämlich die benötigten Simulationsparameter, die sich je nach implementiertem Kontaktmodell unterscheiden können. Beispielhaft seien hier Partikelreibung, Rollreibung, Elastizitätsmodul und Querkontraktionszahl genannt. Damit wird deutlich, dass es nicht möglich ist, mit einer Form der Klassifizierung des Bodens alle Belange abzudecken.

Aufbauend auf den bereits gesammelten Erfahrungen der Projektpartner sowohl bezüglich der virtuellen als auch praktischen Arbeiten wurde festgelegt, dass für die ersten Untersuchungen ein Kies mit einer 16/32-Sortierung im trockenen sowie aufgelockerten Zustand als Referenzerdstoff dienen soll. Die genauen Kenngrößen sollten am erworbenen Material bestimmt werden, da diese von den Gegebenheiten der Abbaustelle abhängen.

Tabelle 1 zeigt die konkreten Festlegungen für die gewählten Referenzszenarien.

	Referenzszenario 1	Referenzszenario 2
Arbeitsprozess	Gewinnungsprozess	Gewinnungsprozess
Teilprozesse	Lösen	Lösen und Laden
Grundoperationen	Graben	Schaufeln
Gerät	Hydraulikbagger	Frontlader mit Radfahrwerk (Radlader)
Anbauwerkzeug	Tieflöffel	Ladeschaufel
Maschinentyp	Case WX185	Liebherr L576
Erdstoff	Kies 16/32	Kies 16/32

Tabelle 1: Festlegungen zu Referenzmaschinen im Themenschwerpunkt

4.2 Simulationsanwendung

Neben der Definition der Referenzszenarien basierend auf den Interessen der Projektpartner wurde der Stand der Technik von Simulationsmethoden bezüglich der Abbildung maschineller Erdbauprozesse aufgearbeitet. Im Ergebnis wurde die ursprünglich geplante Umsetzung der Simulationsanwendung überdacht und neu konzipiert.

Die zu betrachtenden Wechselwirkungen, die sowohl aus der Maschinendynamik als auch aus dem sich stetig verändernden Erdstoffverhalten resultieren, können nur durch die Kopplung von zwei Simulationsverfahren (Maschinensimulation und Erdstoffsimulation) beschrieben werden. Für die numerische Berechnung des Erdstoffverhaltens hat sich die Diskrete Elemente Methode (DEM) immer weiter verbreitet und sollte im Rahmen der Projektarbeiten zum Einsatz kommen.

Maschinenmodelle lassen sich erfahrungsgemäß als 3-dimensionales Mehrkörpersystem mit einer domänenübergreifenden Erweiterung um Modelle für die Hydraulik, Antriebs-, Regelungs- und Steuerungstechnik beschreiben. Zu diesem Zweck sollte der Sprachstandard Modelica genutzt werden, welcher entwickelt wurde um komplexe physikalische Systeme zu modellieren, die z.B. mechanische, elektrische, elektronische, hydraulische, thermische oder regelungstechnische Komponenten enthalten.

Bild 45 zeigt die ursprünglich geplante Vorgehensweise zur Beschreibung von maschinellen Erdbauprozessen. Diese sah vor, die am Lehrstuhl für Baumaschinen- und Fördertechnik entwickelten Programme „Python Multibody Systems“ (PyMbs) und „OpenModelica-To-SARTURIS“ (OM2S) sowie das Softwareframework SARTURIS für die Erstellung und Simulation von Maschinenmodellen zu verwenden. Es war angedacht die umfassenden Schnittstellen, welche SARTURIS bietet, zu nutzen, um einerseits Maschinenmodelle zu integrieren, die mit anderen Programmsystemen erstellt wurden und andererseits eine Kopplung zur Erdstoffsimulation umzusetzen. In Vorgängerprojekten konnte gezeigt werden, dass dies ein möglicher Weg zur Lösung der Aufgabe ist.

Allerdings musste ebenfalls angemerkt werden, dass es sich hierbei nicht um eine anwenderfreundliche Lösung handelt, da sowohl SARTURIS als auch OM2S als Forschungscodes zu verstehen sind und weder eine grafische Oberfläche noch eine ausreichende Dokumentation für die Anwendung von Dritten bieten. Ferner war anzumerken, dass das verwendete standardisierte Netzwerkprotokoll XML-RPC aufgabenspezifisch implementiert werden muss und zusätzlichen Anpassungsaufwand erfordert.

Aus diesem Grund wurde nach alternativen Lösungsansätzen gesucht. Seit 2010 hat sich ein neuer Standard zum Austausch bzw. zur Co-Simulation dynamischer Simulationsmodelle, das sogenannte Functional Mock-up Interface (FMI) etabliert. Es wurde im Rahmen des ITEA2 Projektes MODELISAR (Förderkennzeichen: 01IS08002) mit dem Ziel entwickelt, den Mode-

laustausch zwischen Zulieferern und OEMs zu verbessern. Bis heute haben bereits über 35 Programme den FMI-Standard integriert. Kommerzielle Modellierungsumgebungen wie AMESIM, MapleSim, CATIA, Dymola, SimulationX und frei verfügbare Programme wie Openmodelica und Jmodelica ermöglichen den Export der erstellten Modelle in eine sogenannte Functional Mock-up Unit (FMU), in welcher der FMI-Standard integriert ist. Erstellt wird damit C-Code des Models in Form eines Eingabe/Ausgabe-Blockes, welcher von anderen Modellierungs- und Simulationsumgebungen verwendet werden kann.

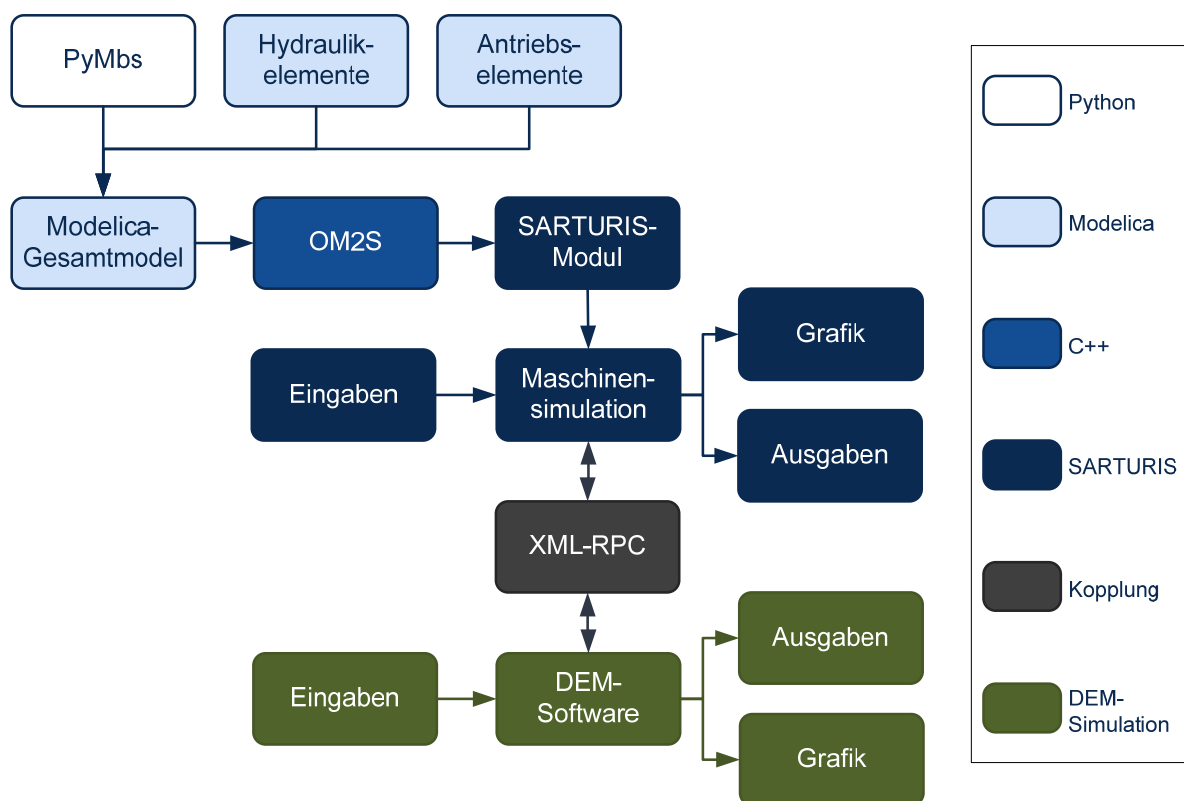


Bild 45: Ursprünglich geplante Toolkette der Simulationsanwendung

Mit dem Ziel die gekoppelte Simulation von Maschinen- und Erdstoffmodellen einem breiten Kreis von Anwendern zur Verfügung zu stellen, wurde beschlossen auf Forschungs-codes zu verzichten und stattdessen auf den Schnittstellenstandard FMI sowie OpenSource Software zu setzen. **Bild 46** zeigt die erarbeitete Vorgehensweise zur Umsetzung der Simulationsanwendung für die Prognose der Energie maschineller Arbeitsprozesse. Diese sieht vor, eine FMU der Maschine zu erstellen und diese direkt durch Nutzung des FMI-Standards in die DEM-Simulation einzubinden. Als DEM-Software wurde für diesen Zweck LIGGGHTS ausgewählt. Es handelt sich hierbei um ein quelloffenes DEM-Programm, welches um eine FMI-Schnittstelle erweitert werden sollte.

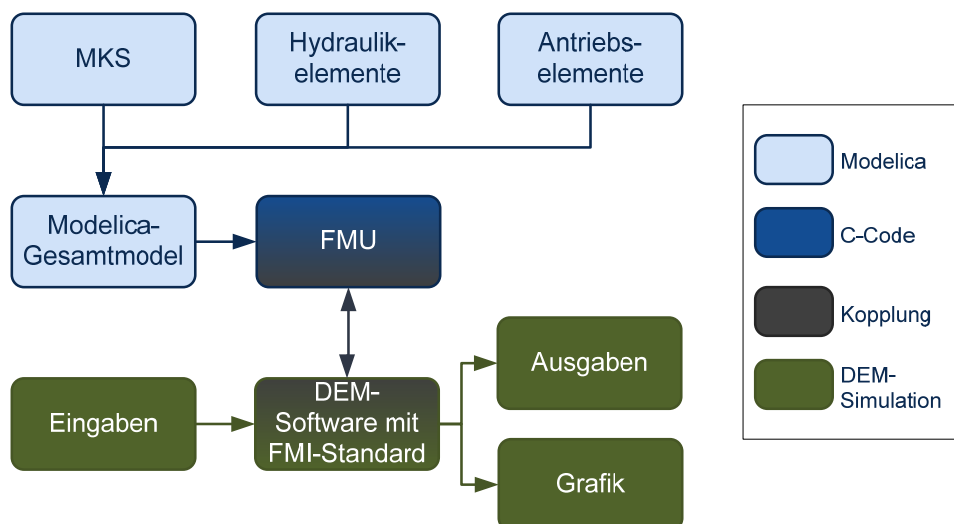


Bild 46: Aktualisierte und umgesetzte Toolkette

Mit dem konzipierten Lösungsansatz sollte es möglich sein, die FMU eines Maschinenmodells in Interaktion mit einem Erdstoffmodell simulieren zu können. Damit sollte der maschinelle Arbeitsprozess mit seinen Lasten auf das Anbauwerkzeug und der mechanischen Bearbeitung des Arbeitsmaterials mathematisch beschreibbar sein, was wiederum die Grundlage zur Berechnung des Energieaufwandes mobiler Arbeitsmaschinen bilden sollte und das Ziel des Themenschwerpunktes erfüllen würde.

5 Erstellung von Maschinen- und Erdstoffmodellen

Im AP 1 des Themenschwerpunktes „Prozessenergie“ wurde sich mit der Erstellung von Simulationsmodellen zur Abbildung der Referenzszenarien befasst. Konkret galt es ein Modell des Hydraulikbaggers WX185 sowie des Radladers L576 zu implementieren. Diese sollten in einer Co-Simulation bzw. Modellkopplung mit dem ebenfalls im AP 1 zu erstellenden Erdstoffmodell in der Lage sein, den vorgesehenen Arbeitsprozess, also das Lösen und Laden, zu berechnen.

5.1 Maschinenmodelle

Um realistische Simulationen durchführen zu können, waren Maschinenmodelle erforderlich, welche die technischen Funktionen der gesamten Maschine in hoher Qualität erfassen. Diese Maschinenmodelle mussten alle vorhandenen technischen Teilsysteme (Mechanik, Hydraulik, Steuer- und Regelungstechnik) abbilden.

Um diese Anforderung zu erfüllen, war der Einsatz der Modellierungssprache Modelica hervorragend geeignet. Modelica ist eine objektorientierte Beschreibungssprache für physikalische

Modelle (siehe dazu /Fri04/). Erstmals 1997 veröffentlicht, entwickelte sich Modelica in den letzten Jahren zu einem Sprachstandard, der sich derzeit in der Version 3.3 befindet. Er ist besonders zur Beschreibung von domänenübergreifenden Modellen geeignet und wurde zur Lösung von Problemstellungen von Forschung und Industrie (/Bat08/, /Bea03a/, /Bea03b/, /Böd08/, /Dem05/, /Ims08/, /Mor05/, /Pee03/, /Pic09/, /Ver08/) sowie der oben genannten Aufgabe angewendet. Die Berechnung der Modelle ist sowohl mit kommerziellen Programmsystemen (wie z.B. DYMOLA, MathModelica oder SimulationX) als auch mit freien Softwaresystemen (z.B. OpenModelica oder JModelica) möglich.

Die Sprachdefinition und die Modelica-Standard-Bibliothek sind frei verfügbar und werden von der Modelica Association /Mod15/ weiterentwickelt und gefördert. In der Modelica-Standard-Bibliothek werden vorgefertigte Modellkomponenten bereitgestellt, welche zu Modellen „zusammgebaut“ werden können. Natürlich können die vorhandenen Standard-Bibliotheken durch selbsterstellte Modell-Bibliotheken ergänzt werden, mit welchen maschinen- und unternehmensspezifische Modelle abgebildet werden können.

Um nicht von Simulationswerkzeugen bzw. deren spezifischen Bibliotheken abhängig zu sein, sollten für die Projektarbeiten ausschließlich Elemente aus der Modelica-Standardbibliothek verwendet werden.

Zu beiden Maschinen lagen Messdaten vor. Die Messdaten des L576 wurden dabei von der Firma Liebherr zur Verfügung gestellt. Die mit Messtechnik ausgestattete Maschine arbeitete an einem Haufwerk in einer Kiesgrube. Die Bestückung der Maschine mit Messtechnik und die Versuchsdurchführung wurde von Liebherr in der Vergangenheit übernommen. Weitere Versuche waren im Rahmen des Projektes nicht vorgesehen, sodass bei der Modellierung auf die zur Verfügung stehenden Messdaten geachtet werden musste.

Der Bagger steht der Forschungsstelle zur freien Verfügung. Somit war eine Erweiterung mit Messtechnik möglich. Die Messdaten wurden projektbegleitend aufgezeichnet, sodass fehlende Daten nachgeliefert werden konnten. Aus diesem Grund ist das Modell des Mobilbaggers detaillierter als das des Radlader L576.

Basierend auf diesen Rahmenbedingungen wurden Modelle der beiden Referenzmaschinen erstellt. Ziel der Modellbildung in diesem Projekt war, das Gesamtverhalten der Maschine derart nachzubilden, dass diese mit dem Prozess gekoppelt werden konnten, um anschließend Erkenntnisse über den Energiefluss zu erhalten.

5.1.1 Radlader L576

In Anlehnung an die durchgeführten Messungen galten zur Modellerstellung folgende Einschränkungen:

1. Bewegung des Radladers ausschließlich in der Ebene
2. Vorgabe der gemessenen Achsdrehzahl
3. Vorgabe der gemessenen Joysticksignale

Zu 1: Von Interesse war das Verhalten der Maschine während der Arbeit am Haufwerk. Dabei lag der Fokus auf der Interaktion zwischen dem Werkzeug und dem Haufwerk. Dieser Vorgang findet auch in der Realität nur in einer Ebene statt. Somit entfiel der Aufwand die Lenkkomponenten (Lenkorbitrol, Lenkzylinder) nachzubilden.

Zu 2: Über den Antriebsstrang lagen zur Nachbildung nicht genügend Informationen vor. Der Antrieb ist eine Eigenentwicklung von Liebherr. Zur Modellierung war vor allem die Regelstrategie zur Schaltung der 3 Kupplungen erforderlich. Zur Bewertung der Effizienz sind die Einzelverluste der Komponenten (vor allem die der hydraulischen Pumpen und des Motor) notwendig. Diese Informationen lagen nicht vor und hätten nur mit enormen messtechnischem Aufwand generiert werden können, welcher in diesem Projekt nicht vorgesehen war. Auf den durch die Simulation erzielten Mehrwert, die Kenntnis über die Aufteilung der Verlustleistungen entlang der Verbraucher, musste daraufhin verzichtet werden. Um dennoch den Radlader zu bewegen, wurde die gemessene Achsdrehzahl im Simulationsmodell vorgegeben.

Zu 3: Die Abbildung des Fahrers durch ein Modell war nicht Bestandteil des Projekts.

Messdaten

- Bewegung der Arbeitsausrüstung ohne zusätzliche Lasten (Dauer: 780 s)
- Ein- und Ausfahren in ein Haufwerk (Lade und Entladevorgang, Dauer: 370 s)

Messgrößen

- Drehzahl und Moment der Gelenkwelle (Hinterachse)
- Druck in Hub- und Kippzylinder
- Systemdruck
- Winkel der Arbeitsausrüstung (zu Berechnung der Zylinderlängen)
- Joysticksignale des Bedieners

Simulationsmodell

Die Simulation des Radladers bei der Arbeit im Haufwerk erforderte folgende Teilmodelle:

- Mechanische Struktur des Radladers
- Arbeitshydraulik
- Rad-Bodenkontaktmodell zur Bewegung der Maschine

Mechanik

Die Mechanik ist eine Aneinanderreihung von Körpern mit Masseneigenschaften und Gelenken zur Definition der entsprechenden Freiheitsgrade (siehe **Bild 47**).

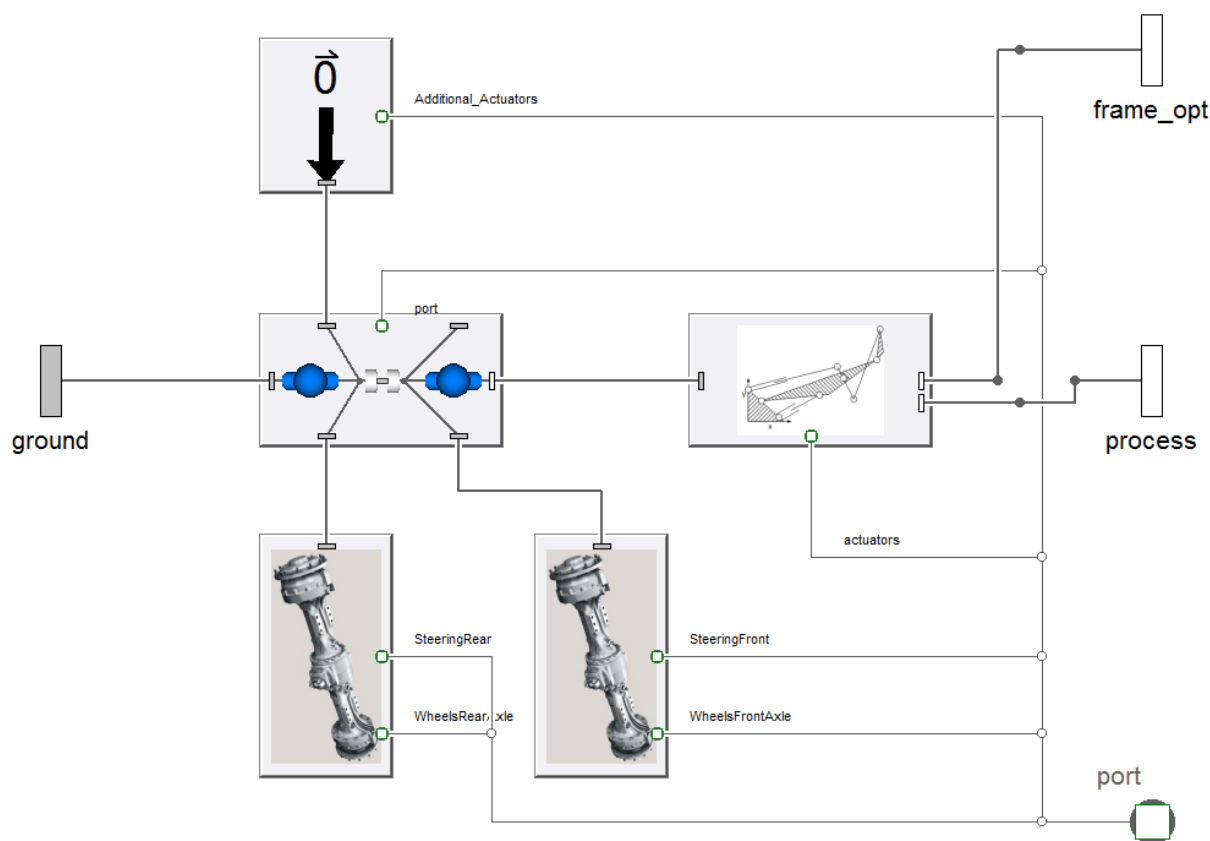


Bild 47: Mechanische Struktur des L576 in der Simulationsumgebung

Da die Mechanik aus dreidimensionalen Elementen aufgebaut ist, die Arbeitsausrüstung allerdings eine ebene Kinematik aufweist, mussten die kinematischen Schleifen aus speziellen Gelenken aufgebaut werden (**Bild 48**).

Die für das Modell notwendigen Parameter sind:

- Geometrische Abmessungen
- Massen und Trägheiten
- Art der Gelenke und deren Drehachsen.

Größtenteils konnten die Parameter aus Datenblättern gewonnen werden. Einzig diverse Trägheiten mussten abgeschätzt werden. Der Fehler, der sich aufgrund dessen einstellt war akzeptabel, da die Winkelbeschleunigungen aufgrund der großen Massen gering ausfielen.

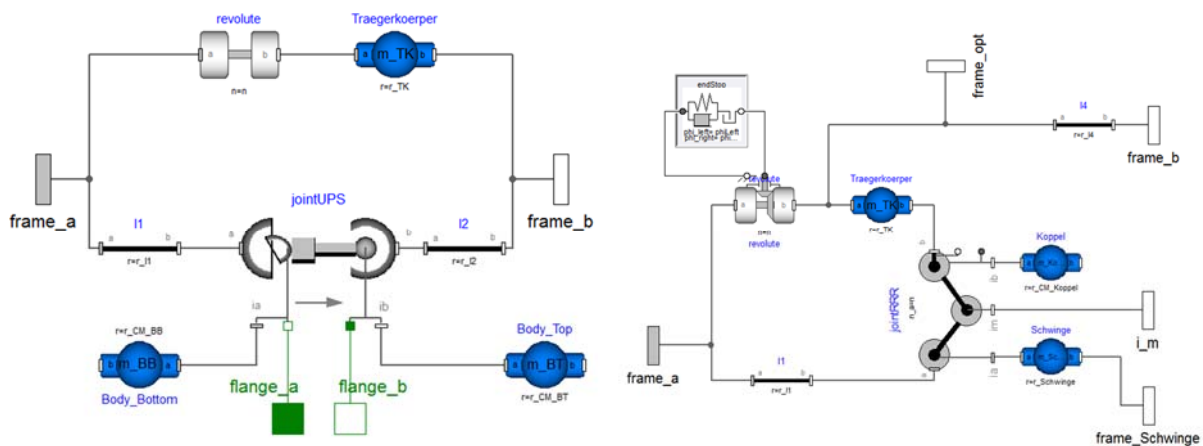


Bild 48: Verwendete Gelenke zum Aufbau der kinematischen Schleifen. Links: Hubkinematik. Rechts: Kippkinematik

Arbeitshydraulik

Die Bewegung des Hubgerüsts und der Schaufel sind Aufgabe der Arbeitshydraulik. Der Bediener gibt dabei die Sollgeschwindigkeit der beiden Achsen mithilfe der Joysticks zwischen 0 und Maximum vor. Entsprechend des verbauten Ventilblocks werden die gewünschten Verbraucher verfahren. Die sich einstellende Geschwindigkeit hängt dabei maßgeblich von den Ventilkanten des Ventilblocks ab.

Im Radlader ist ein Load Sensing (LS) System verbaut. Das Prinzip dieses hydraulischen Systems beruht darauf, dass der Druck des höchstbelasteten Verbrauchers der Pumpe zur Verfügung gestellt wird und diese den Systemdruck mit einem definierten Offset (hier 28 bar) konstant hält.

Der Systemdruck liegt an einer verstellbaren Drossel an. Hinter dieser befindet sich eine Druckwaage (Individualdruckwaage - IDW), welche den Druck zwischen Drossel und Druckwaage

auf den Druck des höchstbelasteten Verbrauchers einstellt. Existieren mehrere Verbraucher, werden Drossel und IDW parallel verschalten.

Um die Bewegung der Arbeitsausrüstung simulativ nachbilden zu können, musste der Fokus der Modellierung auf folgenden Teilsystemen liegen:

- Verstelldynamik der Pumpe
- Ventilblock (Ventilkanten, IDW, Regenerationsfunktion)
- LS Leitung
- Zylinder

Verstelldynamik: Die Verstelldynamik konnte nur aus solchen Messreihen bestimmt werden, bei denen die Joystickausrückung für beide Verbraucher maximal ist. Das Übertragungsverhalten der Verstelldynamik entspricht dabei einem PI-Verhalten mit $k = 10$ und $T = 0,13\text{s}$

$$G(s) = \frac{\alpha}{p} = k \frac{Ts + 1}{Ts}. \quad (6)$$

α Verstellwinkel

k Verstärkungsfaktor

p Druckdifferenz

T Zeitkonstante

Ventilblock: Der Ventilblock besteht aus zwei Achsen (für Hubzylinder und Kippzylinder). Jede Achse wird aus 6 verstellbaren Drosseln und einer Druckwaage aufgebaut (**Bild 49**). Der Volumenstrom Q durch eine Drossel wird über

$$Q = \alpha_D A \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} \quad (7)$$

α_D Durchflusskoeffizient, konstant

A freigegebene Querschnittsfläche

Δp Druckdifferenz

ρ Dichte des Fluids, konstant

beschrieben. Die Bestimmung der freigegebenen Querschnittsfläche war Bestandteil der Kalibrierung des Modells.

Die Druckwaage wurde über ein Gleichungssystem beschrieben, wobei ein ideales Verhalten der verbauten Elemente (Federn, etc.) angenommen wurde. Somit besitzt die Druckwaage keine Eigendynamik.

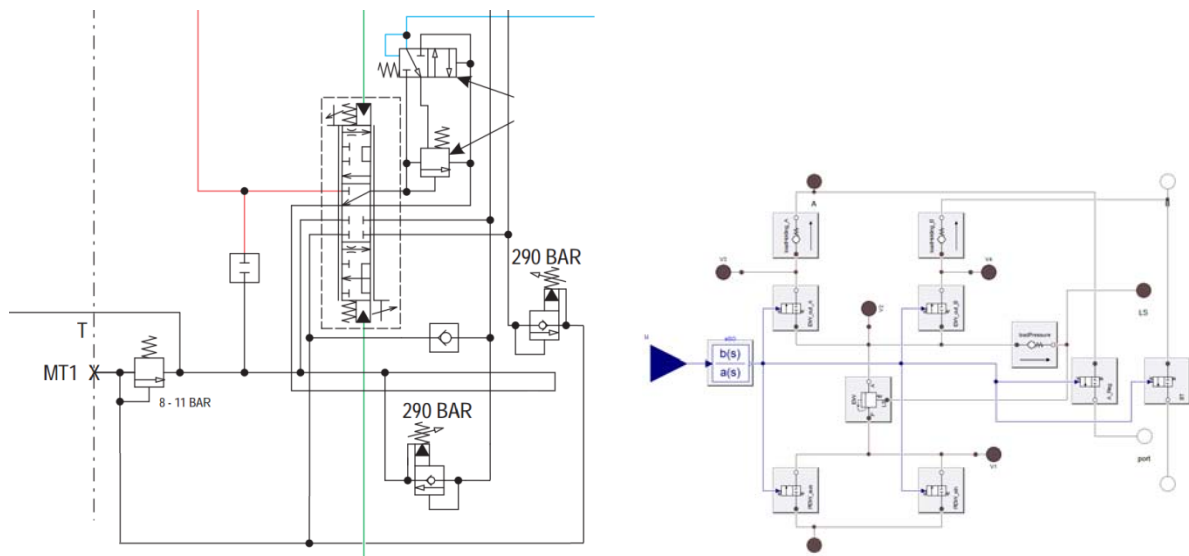


Bild 49: Aufbau einer hydraulischen Achse. Links: Schaltplan. Rechts: Abstrahierte Achse

Die Regenerationsfunktion ist nur in der Achse des Hubzylinders verbaut. Wird das Hubgerüst gesenkt, wird der Volumenstrom über ein Druckbegrenzungsventil gefördert, welches ab ca. 8 bar öffnet.

LS Leitung: Um den höchsten Lastdruck zurück zur Pumpe zu leiten, wird ein Ventil verwendet, welches öffnet, wenn der Druck des Verbrauchers größer als der Druck in der LS Leitung ist. Im Modell wurde dafür ein Rückschlagventil verwendet, welches die gleiche Funktionalität bietet. Die Dimensionierung erfolgte anhand von Messdaten, bei dem beide Verbraucher simultan bewegt wurden. Daraufhin bewegte sich der höchstbelastete Verbraucher etwas langsamer, da ein geringerer Volumenstrom in die LS Leitung fließt. Der reduzierte Volumenstrom führte dazu, dass der Zylinder am Ende der Bewegung nicht soweit verfahren wurde, wie mithilfe der Messung bestimmt werden konnte.

Zur Signalübertragung ist das Volumen der Leitung entscheidender Bedeutung. Je geringer das Volumen, umso schneller die Informationsweiterleitung. Neben Druckspitzen in der Realität führt ein zu geringes Volumen in der Simulation zu langen Rechenzeiten, da die Eigenfrequenz des Systems sehr groß ist. Das Volumen ($V_{LS} = 10 \text{ ml}$) welches verwendet wurde, ist somit ein Kompromiss zwischen Rechenzeit und hoher Übertragungsrate.

Zylinder: Die im Modell verbauten Hydraulikzylinder bilden folgende Effekte ab:

- Druckaufbau (Berücksichtigung von variablem und totem Volumen)
- Reibung (Stribeckreibung, viskose Reibung, keine Reibung)

- Anschlag (gedämpft, starr)
- Endlagendämpfung

Das implementierte Reibmodell folgt dabei dem Zusammenhang

$$F_F = \text{sign}(v) * (F_C + F_S e^{-f_{exp}|v|} + F_{Prop}|v|). \quad (8)$$

F_F Reibkraft	v Geschwindigkeit
F_C Coulombsche Reibkraft	F_{Prop} Proportionale Reibung
F_S Stribeckreibung	f_{exp} Abklingkonstante

Für den Radlader wurden Zylinder mit Stribeckreibung, starren Anschlüssen und keinen Endlagendämpfungen verwendet.

Rad-Bodenkontaktmodell

Der Fahrtrieb des Radladers ist während der Arbeit im Haufwerk stark belastet. Zum Teil reicht die Traktionsfähigkeit der Paarung Boden Reifen nicht aus, um das Antriebsmoment übertragen zu können. Ein Schlupf bis 100% kann dabei auftreten. Dieser Sachverhalt musste somit auch vom Modell abgebildet werden. Die Eckpunkte des Reifenmodells lauten wie folgt:

- Lineares Feder-Dämpfermodell in vertikaler Richtung
- Rollreibung in Abhängigkeit der Normalkraft
- Zugkraftbegrenzung
- Ebener Boden entlang des Horizonts ($z = 0$)

Die notwendigen Parameter wurden vom Reifenhersteller zur Verfügung gestellt.

Gesamtmodell

Bild 50 zeigt die Visualisierung des Gesamtmaschinenmodells vom Radlader L576 in einer Modelica-Simulationsumgebung.

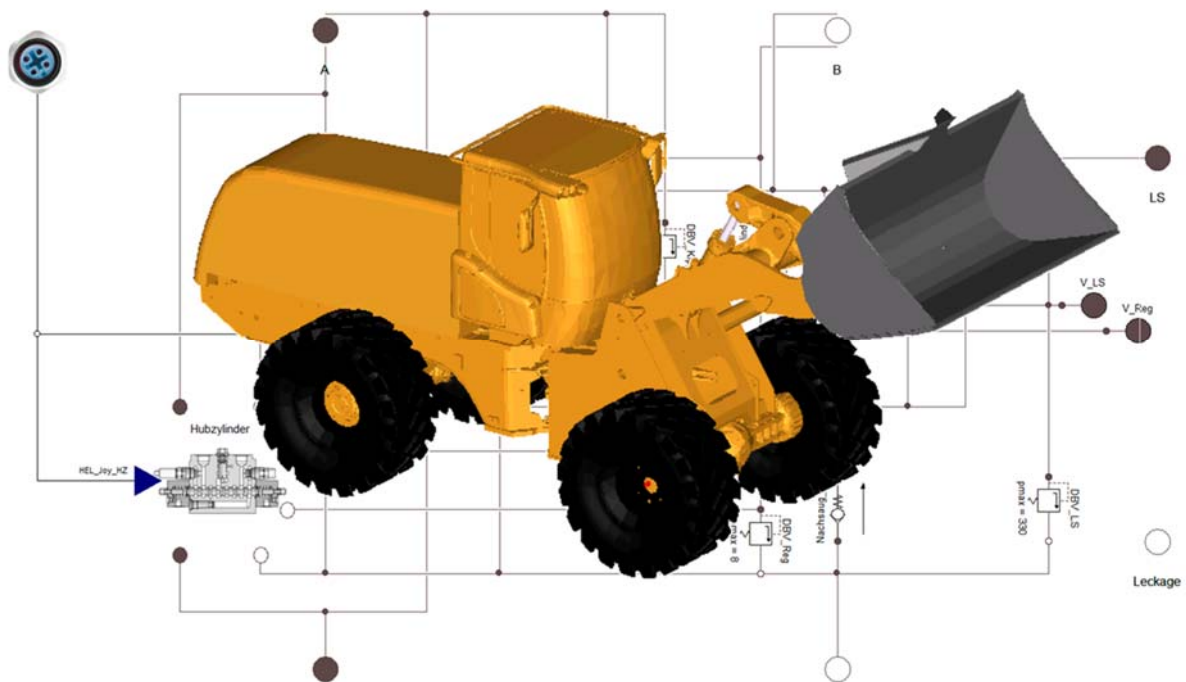


Bild 50: Gesamtmodell Radlader L576

5.1.2 Mobilbagger WX185

In Anlehnung an die durchgeführten Messungen sollten zur Modellerstellung folgende Randbedingungen/Einschränkungen gelten:

1. Bagger arbeitet ausschließlich in der Ebene (kein schwenken)
2. Vorgabe des gemessenen Pumpenvolumenstroms.
3. Vorgabe der gemessenen Joysticksignale

Zu 1: Der Prozess steht im Vordergrund. Zum Lösen und Aufnehmen von Erdstoff ist kein Schwenkprozess notwendig. Das Entleeren oder Verladen war für dieses Projekt nicht von Bedeutung, sodass der Schwenkantrieb nicht modelliert wurde.

Zu 2: Die verbaute hydraulische Pumpe ist eine Doppelpumpe mit Einzelleistungsregelung. Somit werden die Pumpen je nach betätigten Verbrauchern, entsprechend einer hinterlegten Logik, einzeln verstellt. Da auch keine Informationen über das Wirkungsgradkennfeld der Pumpen vorlagen, war es für die energetische Betrachtung sinnvoll, den Zustand hinter den Pumpen zu messen und dem Simulationsmodell zur Verfügung zu stellen.

Zu 3: Die Abbildung des Fahrers durch ein Modell war nicht Bestandteil des Projektes.

Messdaten

- Vermessung der hydraulischen Achsen (einzeln, überlagert) ohne Last
- Realer Grabprozess

Messgrößen

- Winkel der Arbeitsausrüstung (Neigungssensoren)
- Zylinderdrücke, Systemdruck
- Volumenstrom der Pumpen
- Joysticksignale
- Diverse Maschinendaten (CAN Bus)

Simulationsmodell

Die Simulation des Grabvorgangs des Mobilbaggers erfordert folgende Teilmodelle:

- Mechanische Struktur des Baggers
- Arbeitshydraulik

Mechanik

Die mechanische Struktur des Baggers ist ähnlich zu der des Radladers. Die mechanischen Parameter sind dabei aus CAD Modellen extrahiert worden. Die Modelle der kinematischen Schleifen sind identisch zu denen des Radladers. Nach Anpassung der einzelnen Parameter (Massen, Längen) wird aus der Z-Kinematik des Radladers das Viergelenk der Löffelkinematik des Baggers.

Arbeitshydraulik

Zur Steuerung der Arbeitsausrüstung ist in der Referenzmaschine ein Open Center (OC) System installiert. Das Prinzip besteht darin, dass ein Umlaufkanal existiert, welcher von den in Reihe geschalteten Verbrauchern verschlossen werden kann. Durch die Verringerung des Querschnittes steigt der Systemdruck bis auf das Verbraucherniveau an, sodass ein Volumenstrom zum Verbraucher fließt. Der überschüssige Volumenstrom kann von den nachgeschalteten Verbrauchern verwendet werden.

Um eine Bewegungsunfähigkeit des Verbrauchers in der Mitte der Schaltung zu vermeiden, wurde zusätzlich ein Umgehungskanal vorgesehen. Zur Gewährleistung der Funktionalität der Hydraulik musste der Fokus auf folgenden Teilmodellen liegen:

- Ventilblock (Ventilkanten, Regenerationsfunktion, Rohrbruchsicherung)
- Zylinder

Ventilblock: Der Ventilblock ist ein elektrohydraulisch vorgesteuertes Stetigventil. Die Joysticksignale werden über entsprechende Kennlinien zu Strömen umgerechnet wodurch die Elektromagneten der Vorsteuerstufen bewegt werden und einen hydraulischen Volumenstrom freigeben. Dieser verschiebt die Hauptstufe des Ventils, was wiederum den gewünschten Volumenstrom dem entsprechenden Verbraucher zuweist. Aufgrund der kompakten Bauweise des Ventils war es nicht möglich, Sensoren in die Zwischenkreise einzusetzen. Das Ventil aus den oben beschriebenen Teilmodellen aufzubauen war somit nicht möglich. Das Modell des Ventils bildet daher das Gesamtverhalten ab. Als Eingang werden die Joysticksignale (u) verwendet, welche entsprechend das Ventil verschieben. Ventildynamik und Strömungskräfte wurden dabei nicht berücksichtigt (**Bild 51**).

Der Ventilblock des Mobilbaggers besitzt 25 Ventilkanten, deren Querschnittsflächen bestimmt werden mussten.

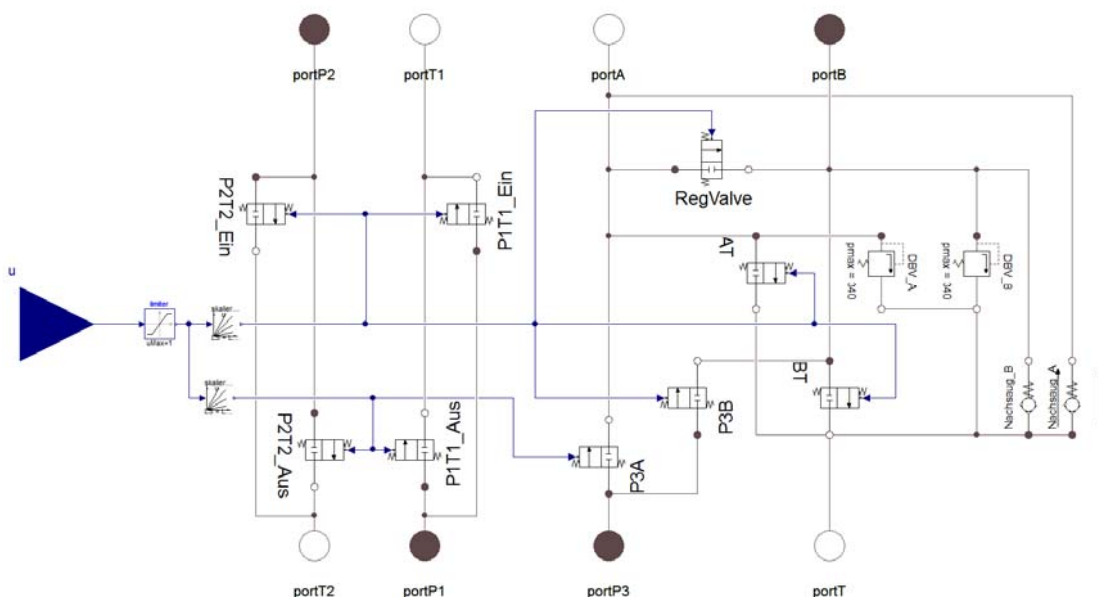


Bild 51: Simulationsmodell einer Achse im Ventilblock des WX185

Eine Regenerationsfunktion existiert sowohl in der Achse des Auslegers als auch im Stiel. Diese Funktionen wurden im Modell des Ventilblockes integriert.

Aus sicherheitstechnischen Gründen ist es erforderlich Rohrbruchsicherungen zu verbauen. Rohrbruchsicherungen verhindern nicht nur das ungewollte Abfließen von Hydrauliköl, sondern Bremsen auch die Bewegung (bspw. das Absenken des Auslegers). Das Verhalten ist nichtlinear. Die Informationen aus dem Datenblatt der Rohrbruchsicherung gaben nur das prinzipielle Verhalten wieder. Zur Implementierung in das Simulationsmodell musste das Verhalten stark extrapoliert werden. Das Verhalten der Rohrbruchsicherung hat einen maßgeblichen Einfluss beim Anfahrverhalten der Zylinder in die zu drosselnde Richtung (Einfahren des Auslegerzylinders, Ausfahren des Stielzylinders). Der Einfluss nimmt mit steigenden Zylindergeschwindigkeiten stark ab und ist in die andere Bewegungsrichtung nahezu nicht vorhanden.

Die Rohrbruchsicherung wurde als variable Drossel mit der Charakteristik aus dem Datenblatt abgebildet. Aufgrund der langen Schlauchleitungen musste auch die Rohrbruchsicherung im Modell direkt hinter den Zylindern angebracht werden.

Zylinder: Der Funktionsumfang des Zylindermodells kann dem Kapitel des Radladers L576 entnommen werden. Die Zylinder des Baggermodells beinhalten Stribeckreibung, Endlagendämpfungen (außer der Kolbenseite des Löffels) und starre Endanschläge.

Gesamtmodell:

Bild 52 zeigt die Visualisierung des Gesamtmaschinenmodells vom Hydraulikbagger WX185 in einer Modelica-Simulationsumgebung.

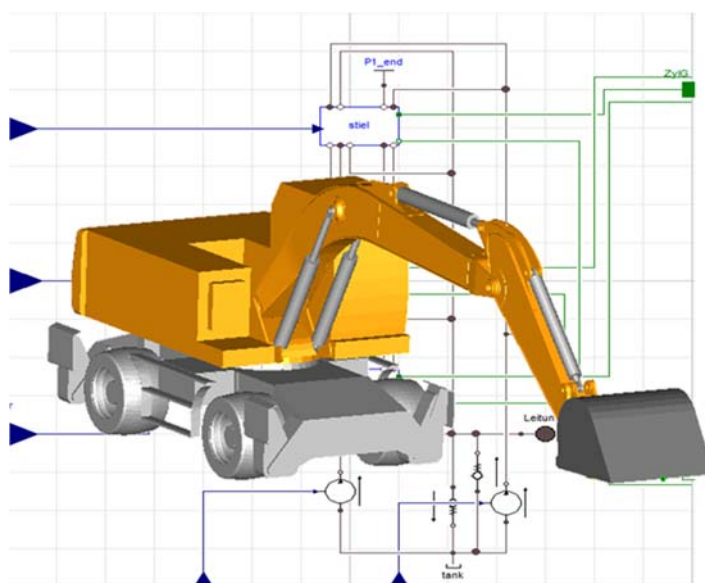


Bild 52: Gesamtmodell Bagger WX185

5.2 Erdstoffmodell

Die Modellbildung und Simulation eines Erdstoffes bereitet erhebliche Schwierigkeiten. Es handelt sich hierbei um diskontinuierliche mechanische Stoffsysteme mit Unstetigkeiten, Stochastiken und Eigenschaftsänderungen z.B. mit Wassergehalt, infolge mechanischer Bearbeitung oder Belastung. Für die Berechnung dieser komplexen Zusammenhänge bietet sich die Anwendung numerischer Methoden an. Die Diskrete Elemente Methode (DEM) ist ein numerisches Berechnungsverfahren, das in der Lage ist, Bewegungen und Interaktionen von individuellen Partikeln in dynamischen Umgebungen zu simulieren.

An dieser Stelle sollen ein paar Begriffe definiert werden. Im Rahmen des Projektes bezeichnet der Begriff Korn ein diskretes Element des realen granularen Materials und der Begriff Partikel das Pendant im DE Modell. Des Weiteren werden die Eigenschaften granularer Materialien egal ob real oder virtuell in mikroskopisch und makroskopisch unterschieden. Als mikroskopisch werden alle Eigenschaften des diskreten Elementes oder deren Kontakte (z.B. Partikelreiwert, Kohäsionsbeiwert, Stoßzahl, ...) bezeichnet. Makroskopische Eigenschaften beziehen sich auf das Verhalten des gesamten Haufwerks (z.B. Schüttwinkel, Fließgeschwindigkeit, Scherspannung, ...). Hinsichtlich granularer Materialien wird das makroskopische Verhalten somit durch die mikroskopischen Eigenschaften definiert. Eine zentrale Rolle im Projekt spielen Parameter. Im Allgemeinen handelt es sich dabei um die Einflussfaktoren eines Systems. Es werden darunter spezielle Variablen verstanden, die generell beliebig gewählt werden können, aber für einen betrachteten Fall im Wert festgelegt sind. Im Kontext des Projektes wird von Versuchsparametern und Modellparametern gesprochen. Ersteres bezieht sich auf die einstellbaren Größen realer und simulierter Experimente wie z.B. Geschwindigkeiten von angetriebenen Elementen, Eindringtiefen von Werkzeugen oder Werkzeuggeometrien. Letzteres fasst die Einflussfaktoren des Simulationsmodells zusammen, die variiert werden sollen, das heißt es handelt sich um eine Schnittmenge der Mikroparameter des Modells.

Urheber der DEM ist ein gewisser Peter A. Cundall /Cun71/. Mit der DEM können Partikel beliebiger Geometrie modelliert werden. Die Partikel können miteinander aber auch mit der Umgebung wechselwirken. Dabei greift die Modellvorstellung dass die Partikel starr sind, sich jedoch überlappen können, wobei die Überlappung in einem direkten Verhältnis mit der rücktreibenden Kraft steht. Die Bewegung jedes Partikels erfolgt auf Grund äußerer Anregungen und wird von den Trägheitseigenschaften des Partikels selbst beeinflusst. Jede dieser Partikelbewegungen wird über der Zeit nachverfolgt und jeder Kontakt erfasst und ausgewertet. Damit

handelt es sich bei der DEM um eine transiente, dynamische Simulation. Dabei werden folgende Annahmen vorausgesetzt:

- Die Überlappung der Partikel ist klein im Verhältnis zur Partikelgröße.
- Betrachtete Deformationen der einzelnen Partikel sind klein im Vergleich zur Deformation der granularen Gesamtanordnung.
- Zeitschritte werden so klein gewählt, dass Reaktionen nur bis zu den nächsten Nachbarn eines Partikels weitergegeben werden können.
- Geschwindigkeiten und Beschleunigungen werden innerhalb eines Zeitschritts als konstant angenommen.

Bei der Beschreibung der einzelnen Partikel werden aus Gründen der rechentechnischen Leistungsfähigkeit Kugeln und Gebilde aus Kugeln (Clumps oder Multisphere-Partikel) bevorzugt. Die betrachteten Partikel agieren nach einfachen Kontaktgesetzen, mit Hilfe derer die elastische Kontaktkraft, die auf jedes Partikel wirkt, berechnet wird. Die Summierung aller Kontaktkräfte je Partikel führt zu dessen resultierenden Kräften und Momenten. Diese werden zur Lösung der Newtonschen Bewegungsgleichungen eingesetzt. Mit Hilfe der zugehörigen Masse und dem Trägheitsmoment sowie der Integration über kleine Zeitschritte lässt sich die Verschiebung der einzelnen Partikel und somit das dynamische Verhalten des gesamten Partikelhaufwerkes berechnen (siehe **Bild 53**).

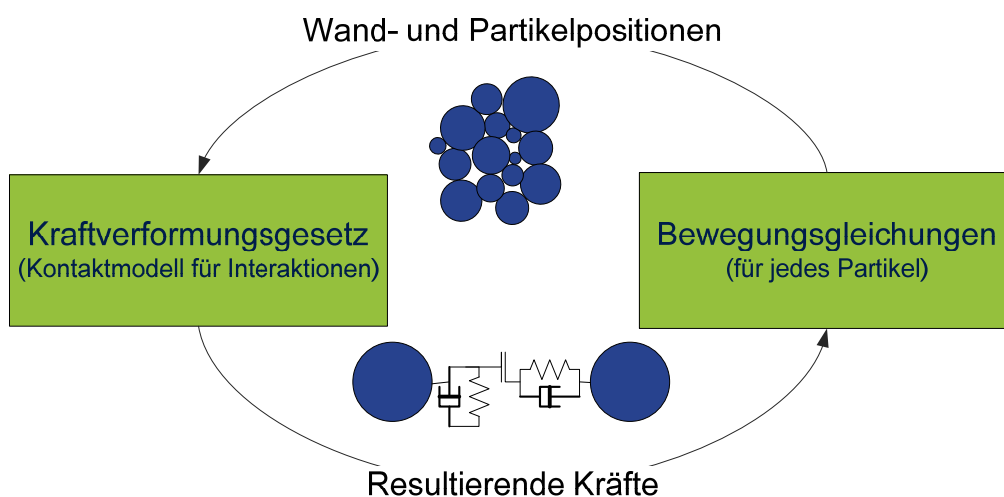


Bild 53: Prinzipieller Ablauf einer DEM-Berechnung

Wichtigster Punkt bei der Berechnung des Verhaltens des diskreten Mediums ist die Definition der Kontaktgesetze. Der einfachste Ansatz basiert auf der Beschreibung eines linearen Feder-Dämpfer-Systems in normalen und tangentialen Richtung. Die Steifigkeit der Feder resultiert

aus der Vorstellung, dass die Federkraft der Kontaktkraft entspricht, welche über die Hertzsche Pressung abgeleitet werden kann. Somit ist die Federsteifigkeit eine Funktion der Partikeleigenschaften E-Modul, Poissonzahl, Radius, Masse, Sprungzahl, innerer Reibwert. Um ein breiteres/differenzierteres Materialverhalten beschreiben zu können, können weitere Kontaktkraftkomponenten durch komplexere Kontaktmodelle hinzugefügt werden (z.B. Erweiterung um Rollreibmodell, Kohäsion, Bindungen, ...). Für weitere Informationen über die Grundlagen der DEM-Simulation sei auf /Grö06/ verwiesen.

Wie bereits erwähnt, wurde zur numerischen Berechnung des Erdstoffverhaltens die Partikel-Simulationssoftware LIGGGHTS eingesetzt. Diese bietet standardmäßig verschiedene Kontaktmodelle zur Auswahl. Für die Arbeiten im Rahmen des Projektes wurde auf das Hertz-Mindlin-Modell zurückgegriffen. Das Hertz Gesetz dient zur Berechnung der Normalkräfte, während die Scherkräfte nach dem Mindlin Theorem berechnet werden /Huh02/. Ferner kann ein einfaches Rollreibmodell angewendet werden. Für weitere Details bezüglich des Kontaktmodells sei auf /Lig/ verwiesen.

Die Untersuchungen zur Eignung des bereitgestellten Kontaktmodells bezüglich der Projektaufgaben wurden vorwiegend von der Firma TAKRAF GmbH durchgeführt. Diese führte eine Recherche unter Zuhilfenahme der Firmeneigenen Datenbank durch. Von großer Bedeutung waren hier Messungen von Schüttwinkeln in den einzelnen Abbaustätten, in denen Maschinen der Firma zum Einsatz kommen. Anhand von diesen konnte festgestellt werden, dass die bereitgestellten Kontaktmodelle noch keine zufriedenstellenden Ergebnisse für die geplanten Anwendungen lieferten. **Bild 54** zeigt das Ergebnis der Simulation eines einfachen Schüttwinkelversuches. Der mit dem Hertz-Mindlin-Kontaktmodell und aktiviertem linearen Rollreibmodell erreichte Schüttwinkel war kleiner, als der in der Realität zu erwartende.



Bild 54: Schüttwinkelversuch, links am realen Material, rechts DEM-Simulation

Grund für die Entstehung eines größeren Schüttwinkels ist vor allen Dingen die Partikelform, welche nicht ideal rund wie in der Simulation ist. Zur Einbeziehung der durch die Kornform

hervorgerufenen Effekte gibt es zwei Möglichkeiten. Die offensichtlichste ist, die reale Korngestalt auf die Simulation zu übertragen. Dies ist möglich, in dem ein reales Korn durch ein Konglomerat mehrerer Simulationspartikel abgebildet wird. Dieses Vorgehen muss jedoch mit einem deutlich höheren Simulationsaufwand bezahlt werden. Zum Einen steigt der Aufwand zur Generierung der sogenannten Metapartikel und zum Anderen erhöht sich prinzipbedingt die Rechenzeit erheblich durch die steigende Partikelanzahl, da sich ebenfalls die Anzahl der zu detektierenden und zu berechnenden Kontakte erhöht. Die zweite Möglichkeit, Effekte einer unrunder Kornform zu modellieren liegt in der Verwendung eines geeigneten Rollreibmodells. Diese Lösung findet vielfach Anwendung in der DEM und wurde in Abstimmung zwischen dem IVMA, der TAKRAF GmbH sowie der IBAF GmbH als Mittel der Wahl ausgewählt.

Das Kontaktmodell wurde dahin gehend modifiziert, dass es durch die Firma IBAF GmbH um ein geeignetes Rollreibmodell erweitert wurde. Dieses dient der Simulation des Energieverlustes durch Rollen. Existierende Rollreibmodelle lassen sich in vier Gruppen unterteilen, welche mit Model A, B, C bzw. D betitelt werden /Wen12/.

Das Rollreibmodell vom Typ A war bereits für LIGGGHTS implementiert und lieferte das oben beschriebene Ergebnis. Neben diesem kommt vor allen Dingen das Modell vom Typ C für die Modellierung des Einflusses der Kornform zum Einsatz und wurde auch für die Projektarbeiten ausgewählt und implementiert. **Bild 55** zeigt den Vergleich zwischen den Rollreibmodellen vom Typ A und C für den gleichen Schüttwinkelversuch. Es zeigt deutlich, dass mit dem Modell nach Typ C unter gleichen Voraussetzungen ein höherer Schüttwinkel erreicht werden kann. Des Weiteren ist anzumerken, dass das Modell nach Typ A kein stabiles Haufwerk beschreiben kann, da es nicht in einen Gleichgewichtszustand findet. Die Ursache ist, dass prinzipbedingt immer ein konstantes Rollreibmoment an den einzelnen Partikeln angreift, welches der Drehbewegung entgegenwirkt. Befinden sich die Partikel translatorisch betrachtet im Stillstand, führt dies zu einem oszillierenden Reibmoment, welches die Partikel gegenseitig aktivieren kann. Für das gesamte Haufwerk bewirkt dies, dass es immer weiter auseinanderläuft, was wiederum zu einer Verringerung des Schüttwinkels führt.

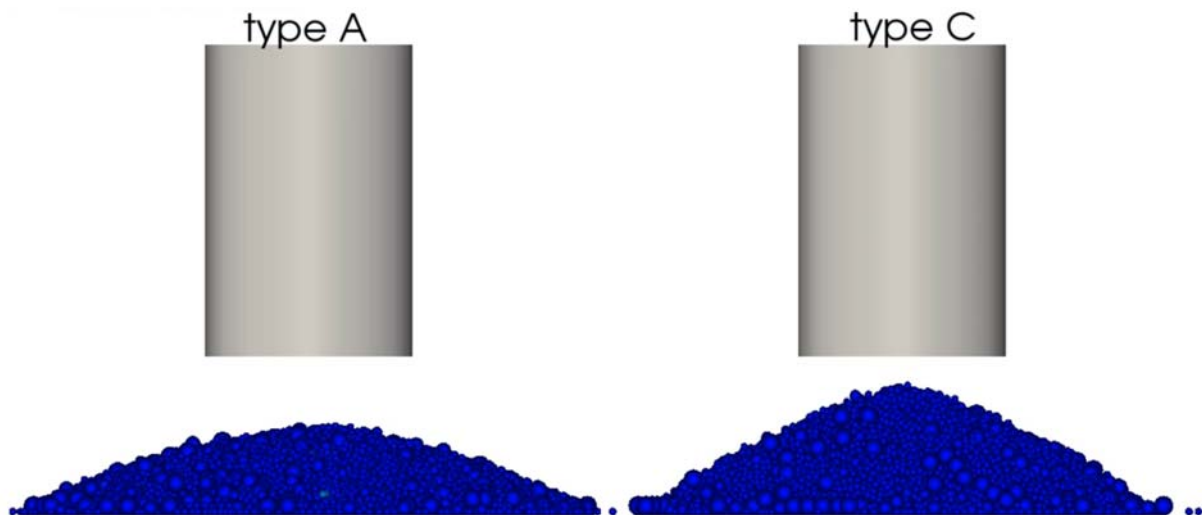


Bild 55: Vergleich der Rollreibmodell Typ A und C

Die mit dem angepassten Kontaktmodell durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass es für das geplante Vorhaben bezüglich der Nachbildung des Referenzerdstoffes geeigneter ist (siehe **Bild 56**), als das ursprünglich zur Verfügung stehende.



Bild 56: Vergleich zwischen Messung und Simulation eines Schüttwinkelvesuches mit dem implementierten Rollreibmodell Typ C

6 Modellkalibrierung

6.1 Kalibrierung der Maschinenmodelle

Nachdem die Maschinenmodelle erstellt und auf Funktionsfähigkeit geprüft worden sind, konnte dazu übergegangen werden, die Modelle zu kalibrieren. Unter Kalibrierung ist hier der Abgleich der Simulation mit Messungen zu verstehen. Das Vorgehen zum Abgleich war für Radlader und Bagger gleichermaßen anwendbar.

Ziel der Kalibrierung war es, konkrete Werte der Parameter

- Zylinderreibung
- Querschnittsflächen der Ventilkanten
- Grabkräfte

für die Simulation zu bestimmen, sodass das berechnete mit dem gemessenen Maschinenverhalten übereinstimmt.

Um die enorme Anzahl an Unbekannten bestimmen zu können, war es notwendig, das Gesamtmodell in Teilprobleme zu unterteilen. Das bedeutet, dass für die Kalibrierung das gesamte Modell berechnet wurde, aber der Großteil der noch unbekannt Parameter keinen Einfluss auf die Simulationsergebnisse haben durfte.

6.1.1 Bestimmung der Zylinderreibung

Die Reibparameter der Zylinder wurden mithilfe von Versuchen am Mobilbagger bestimmt. Da die Zylinder des Radladers in der gleichen Größenordnung zum Bagger liegen und auch der Geschwindigkeitsbereich ähnlich ist, wurden die Parameter der Zylinderreibung vom Bagger später auf den Radlader übertragen.

Zur Bestimmung der Reibparameter wurde folgender Versuch durchgeführt:

- Quasistatisches ein- und ausfahren eines Zylinders
- Messung der Zylindergeschwindigkeiten und –drücke
- Bestimmung der Zylinderkraft für das Ein- und Ausfahren

Diese Versuche wurden für verschiedene Geschwindigkeiten wiederholt. Durch Subtraktion der Kräfte für das Ein- und Ausfahren bei gleicher Geschwindigkeit, konnte die Reibkraft des Zylinders in Abhängigkeit der Geschwindigkeit bestimmt werden.

Je mehr Messungen durchgeführt wurden, umso größer war die Anzahl an Stützstellen des Polynoms zur Beschreibung der Reibfunktion, wodurch eine bessere Approximation gewährleistet wurde. In **Bild 57** ist exemplarisch die Reibkurve mit Messpunkten des Auslegerzylinders dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass aufgrund der geringen Anzahl an Stützstellen, die Polynome für das Ein- und Ausfahren unterschiedlich sind. Dieser Versuch wurde mehrfach durchgeführt, sodass eine Vielzahl an Messreihen existiert.

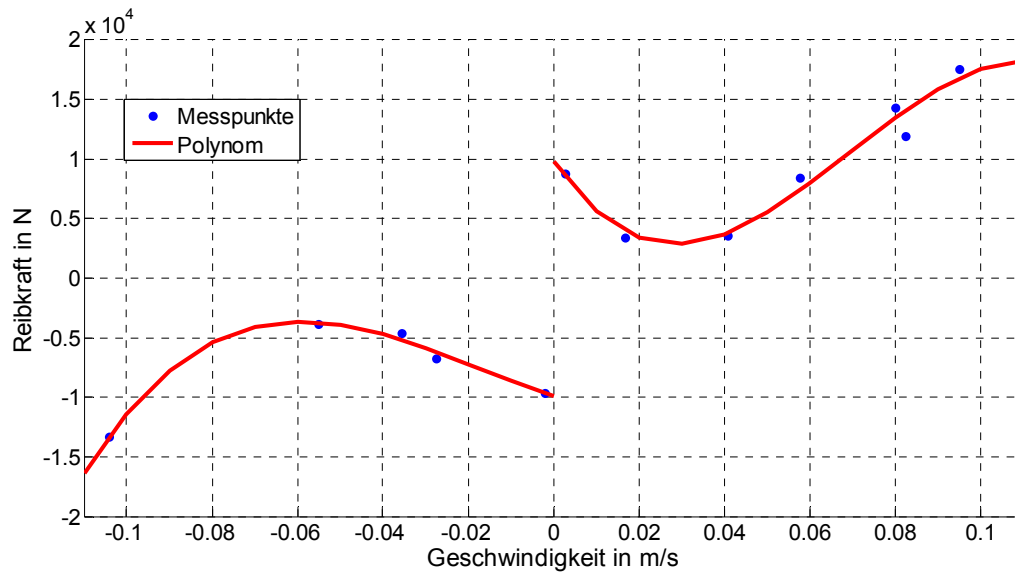


Bild 57: Exemplarische Reibkurve für den Auslegerzylinder des Baggers (geringe Anzahl an Stützpunkten)

6.1.2 Bestimmung der Querschnittsflächen der Ventilkanten

Der Volumenstrom durch die Ventilkanten wurde über Gl. (7) beschrieben. Da sich die Druckdifferenz Δp aufgrund der verwendeten Komponenten einstellt, der Durchflusskoeffizient und die Dichte des Mediums als konstant angenommen werden, ergibt sich die Querschnittsfläche als zu bestimmende Unbekannte. Die Querschnittsfläche ist dabei eine Funktion des Ventilschieberwegs (**Bild 58**).

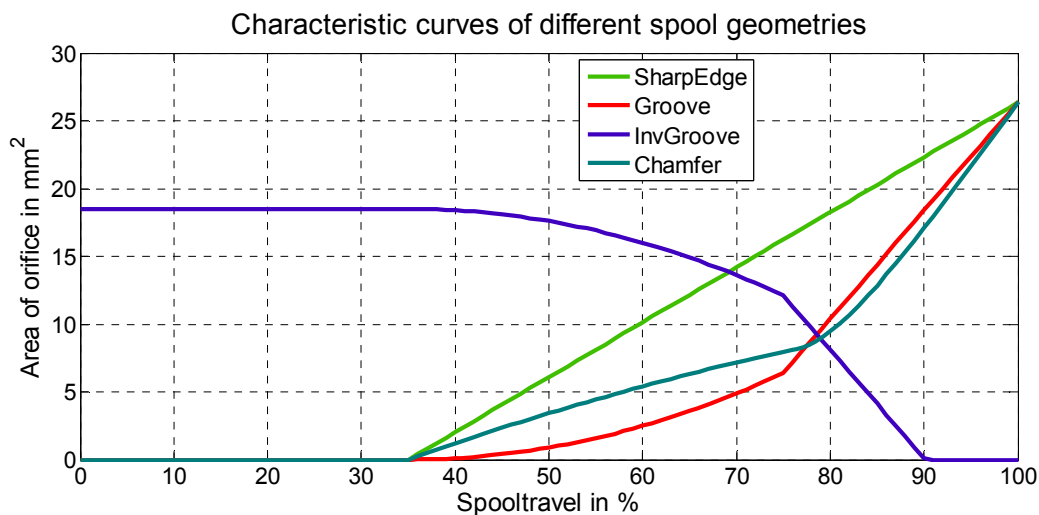


Bild 58: Typische Verläufe der Querschnittsfläche für unterschiedliche Ventilgeometrien

die Querschnittsflächen der Kante P1T1 und P2T2 nicht identisch, sodass auch die Teilvolumenströme zu P3 nicht identisch sind. Die Aufteilung der Volumenströme konnte mit dem aktuellen Messaufbau nicht gemessen werden, da nur Volumenstromsensoren direkt hinter den Pumpen angebracht wurden. Somit war es nötig für diesen einen Fall eine Vielzahl an Querschnittsflächen zu kombinieren, die eine identische Bewegung des Auslegerzylinders erzeugen. Wird hingegen eine Messreihe verwendet, in denen sich der Ausleger im Endanschlag befindet, kann kein Volumenstrom durch P3 fließen. Demnach muss der gesamte von den Pumpen geförderte Volumenstrom durch die Kanten P1T1 und P2T2. Dadurch kann die Gl. (7) analytisch gelöst werden, da nun alle Größen bis auf die Querschnittsfläche gegeben sind. Entsprechend konnte die Querschnittsfläche für verschiedene Auslenkungen der Ventilkante bestimmt werden **Bild 60**).

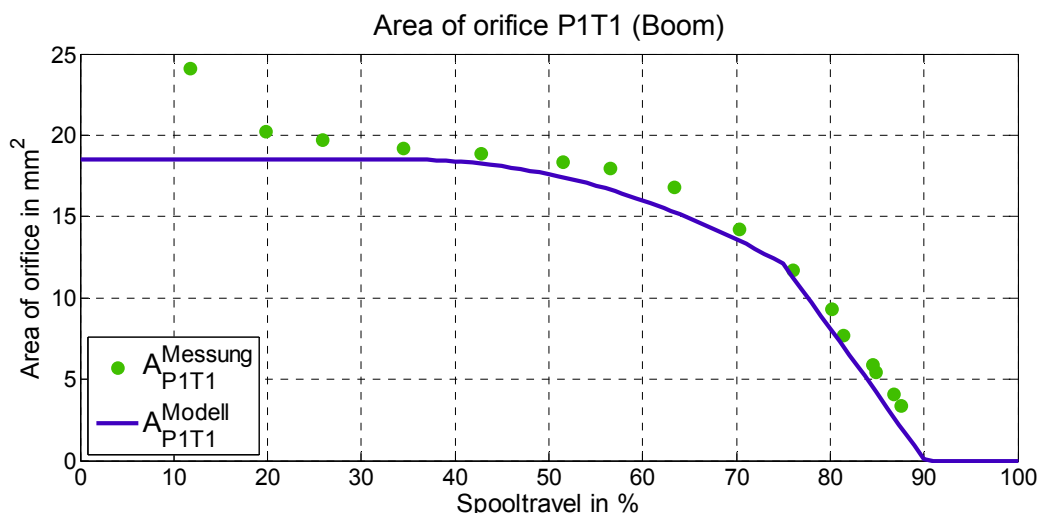


Bild 60: Gemessene und abstrahierte Querschnittsfläche der Ventilkante P1T1 des Auslegers

Bei dem Vergleich zwischen dem Verlauf der Messpunkte und dem verwendeten Modell konnten Abweichungen festgestellt werden. In der Neutralstellung des Ventils steigt die Querschnittsfläche stark an. Zur Reduktion von Leerlaufverlusten wird der Umlaufkanal sehr groß ausgelegt, der bereits bei geringen Auslenkungen des Ventils geschlossen wird. Im Modell wurde dieser Sachverhalt über eine separate Drossel (Bypass) berücksichtigt.

Des Weiteren ist die Querschnittsfläche im Simulationsmodell stets geringer als die aus den Messungen gewonnenen Flächen. Die analytische Berechnung der Querschnittsfläche gilt nur dann, wenn alle Randbedingungen der Messung berücksichtigt werden. Aus dem Vergleich der Gesamtsimulation mit weiteren Messungen musste die Querschnittsfläche im Modell mit einem konstanten Offset versehen werden.

Um die restlichen Kanten des Ventilblocks bestimmen zu können, wurden die bereits bestimmten Ventilkanten als gegeben angenommen. Daraufhin konnte das betrachtete Modell erweitert werden, wobei hier andere Messreihen verwendet werden mussten.

Dieser Vorgang war an allen Achsen zu wiederholen. Im Anschluss musste das Zusammenspiel aller Achsen verifiziert werden.

Die Qualität des Simulationsmodells hängt entscheidend von den Lastfällen ab, gegen die es verifiziert wurde. Bisher wurde eine reine Bewegung der Arbeitsausrüstung betrachtet. Wurde im Modell der physikalische Zusammenhang nachgebildet, müssen die Simulationsergebnisse selbst bei veränderten Lastfällen mit den Messungen übereinstimmen. Durch dieses Vorgehen wurde sichergestellt, dass eine Betrachtung von bisher noch nicht gemessenen Zuständen dennoch durch die Simulation korrekt abgebildet werden kann.

Um die Verifikation mit Last durchführen zu können, war die Kenntnis über die auftretenden äußeren Belastungen notwendig. Die Bestimmung der wirkenden Grabkräfte ist im folgenden Kapitel näher beschrieben.

6.1.3 Bestimmung der Grabkräfte

Unter Grabkräften werden hier alle wirkenden äußeren Lasten auf das Werkzeug der Maschine verstanden. Um äußere Lasten messtechnisch zu erfassen, muss eine geeignete Schnittstelle gefunden werden. Mithilfe der gemessenen physikalischen Größen können die Grabkräfte im Anschluss berechnet werden.

6.1.3.1 Grabkraftbestimmung über die Zylinderdrücke

Anhand der Zylinderkräfte, bestimmt aus den gemessenen Zylinderdrücken, konnte unter Berücksichtigung der Kinematik der Arbeitsausrüstung das statische Gleichgewicht aufgestellt werden und die externe Last berechnet werden. Die Einschränkung die dabei galt ist, dass die Anzahl an bestimmbar externen Lasten identisch zu den gemessenen Zylinderkräften ist. Demnach konnten dem Radlader zwei, dem Bagger drei externe Lasten zugeordnet werden. Da die Arbeiten der Maschinen, wie eingangs beschrieben, in der Ebene stattfinden, musste der Lastzustand aus drei Größen bestehen, um das System vollständig zu beschreiben. Demnach war es nicht möglich, die externen Lasten am Radlader über die Zylinderdrücke zu bestimmen.

Zum besseren Verständnis des Sachverhalts kann **Bild 61** verwendet werden. Anschaulich kann sowohl mit einer Kraft in x- als auch mit einer Kraft in z-Richtung eine identische Hubzylinderkraft (F_{HZ}) erzeugt werden. Durch dieses unterbestimmte System kann keine Information

über die real auftretenden Kräfte während der Arbeiten im Haufwerk gewonnen werden. Eine Bilanzierung der Lasten in einem anderen Punkt führt dabei zu keiner Verbesserung. Die Betrachtung im Lagerauge der Schaufel hat den Vorteil, dass zumindest das Moment um diesen Punkt berechnet werden konnte. Dieses kann gegebenenfalls als Referenz für eine Plausibilitätsbetrachtung verwendet werden.

Durch die drei verbauten Zylinder am Bagger, konnten die Lasten über die Hydraulik komplett bestimmt werden (**Bild 61**). Dabei mussten die Massen der Arbeitsausrüstung berücksichtigt werden. Die berechneten Lasten wurden auf das Gelenk zwischen Stiel und Löffel bezogen. Ein anderer Bezugspunkt, beispielsweise die Löffelspitze, könnte gleichermaßen verwendet werden.

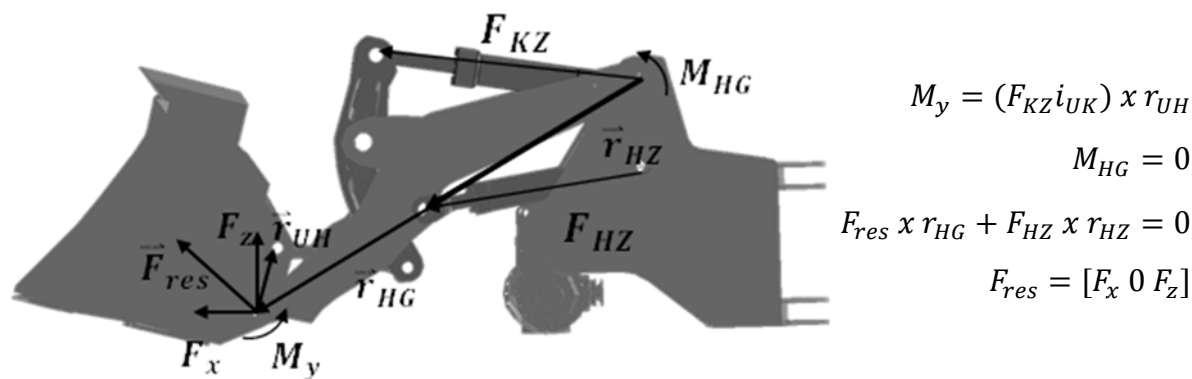


Bild 61: Wirkende Kräfte am Radlader

Die erreichte Genauigkeit wird durch die Zylinderreibung beeinflusst. Die während des Prozesses wirkenden Zylinderkräfte lagen im Bereich von $F_{Zyl} \approx 100 \text{ kN}$. Die auftretenden Reibkräfte lagen bei ca. $F_{Reib} \approx 1 \text{ kN}$ (Stiel und Löffelzylinder) und bei ca. $F_{Reib} \approx 5 \text{ kN}$ im Auslegerzylinder. Da sich die Richtung der Reibkräfte und die Übersetzung während der Bewegung der Arbeitsausrüstung ändern, wurde der Fehler durch die Reibung mit ca. 5% geschätzt.

Als weitere Ungenauigkeit muss die statische Betrachtung genannt werden. Die dynamischen Kräfte aufgrund der Bewegung der Massen gehen nicht mit in die Berechnung ein. Da die Versuche ohne ruckartige Bewegungen durchgeführt wurden, sind die Beschleunigungskräfte vernachlässigbar.

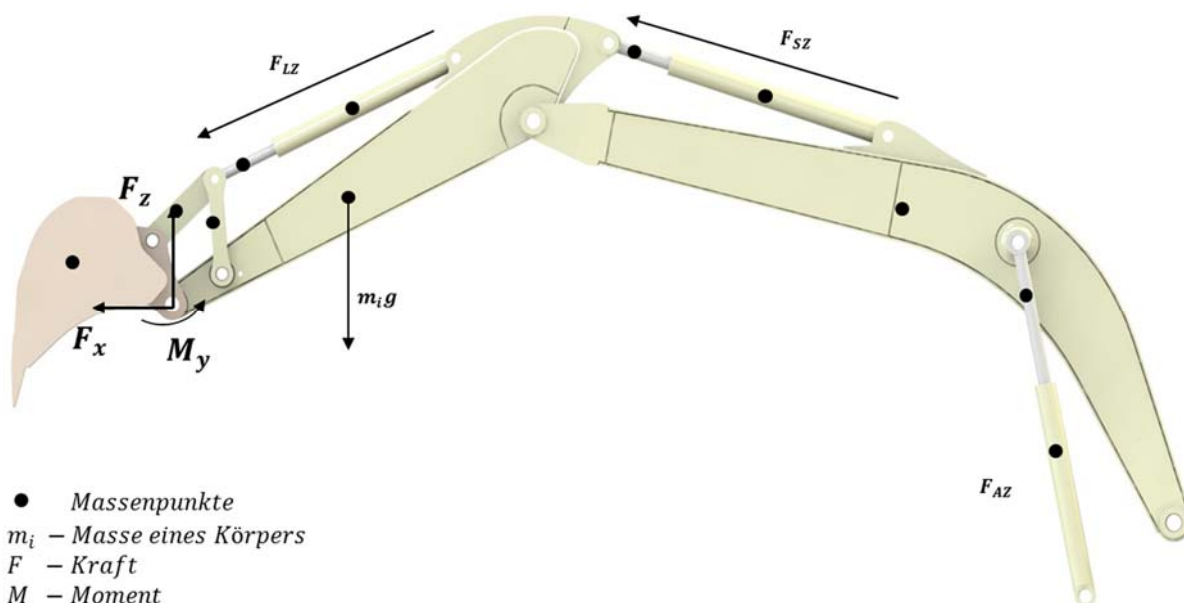


Bild 62: Wirkende Kräfte am Bagger

6.1.3.2 Messung der mechanischen Dehnung am Schnellwechsler

Je näher die Messung am Prozess erfolgt, umso geringer ist der Einfluss von Störgrößen und umso genauer ist die Erfassung der externen Lasten. Als Schnittstelle wurde die Verbindung zwischen Löffel und Stiel definiert.

Von der Firma Lehnhoff wurde in Zusammenarbeit mit dem IVMA ein Schnellwechsler auf Basis eines Serienproduktes entwickelt, welcher durch geringe Modifikationen das Messen von Lasten ermöglicht. Die Messung erfolgt auf Basis von elastischen Verformungen der Stahlkonstruktion des Schnellwechslers. Aufgenommen werden diese Dehnungen durch Dehnmessstreifen (DMS). Eine große Herausforderung stellte dabei der weite Bereich an auftretenden Lasten dar. Der Messbereich der DMS musste daraufhin auf die Kräfte die von der Maschine maximal aufgebracht werden können ausgelegt werden.

Ziel des Messschnellwechslers ist die Erfassung aller im Raum auftretenden Lasten. Um diese Anforderung zu erfüllen, wurden die auftretenden Lasten für jede Lasche des Schnellwechslers separat bestimmt. Um Störgrößen zu reduzieren, wurden die Laschen mechanisch entkoppelt. Die DMS werden in Vollbrücken verschaltet.

Die Herausforderung bestand in der Definition der Position und Orientierung der DMS. Ist die Bestimmung der Position am Biegebalken noch überschaubar und anschaulich, so trifft dies nicht mehr für den Schnellwechsler zu. Aus diesem Grund mussten geeignete Methoden und Werkzeuge verwendet werden. Als Werkzeug wurde dabei ANSYS verwendet und eine FEM

Analyse durchgeführt. Anhand von definierten Lastfällen wurden die auftretenden Dehnungen simulativ ermittelt. Diese bilden die Grundlage zur Bestimmung der Position und Orientierung der DMS. Die aufwendige Suche nach der korrekten Platzierung der DMS wurde von einem Optimierungsverfahren übernommen. Anschließend konnte aufgrund der Lage der DMS und der definierten Lastfälle für jede Lasche eine Übertragungsmatrix ermittelt werden, die es ermöglicht von den gemessenen Dehnungen auf die wirkenden Kräfte zu schließen.

Die Verifikation des FEM Modells, Verschaltung der DMS und Übertragungsmatrix erfolgte schrittweise. Die eingeleiteten idealen Lastfälle wurden auf einem Prüfstand nachgefahren (**Bild 63**, **Bild 64**). Dieses Verfahren wurde für beide Laschen durchgeführt, wobei zu beachten ist, dass mithilfe des Prüfstandes nur Kräfte aufgebracht werden können.

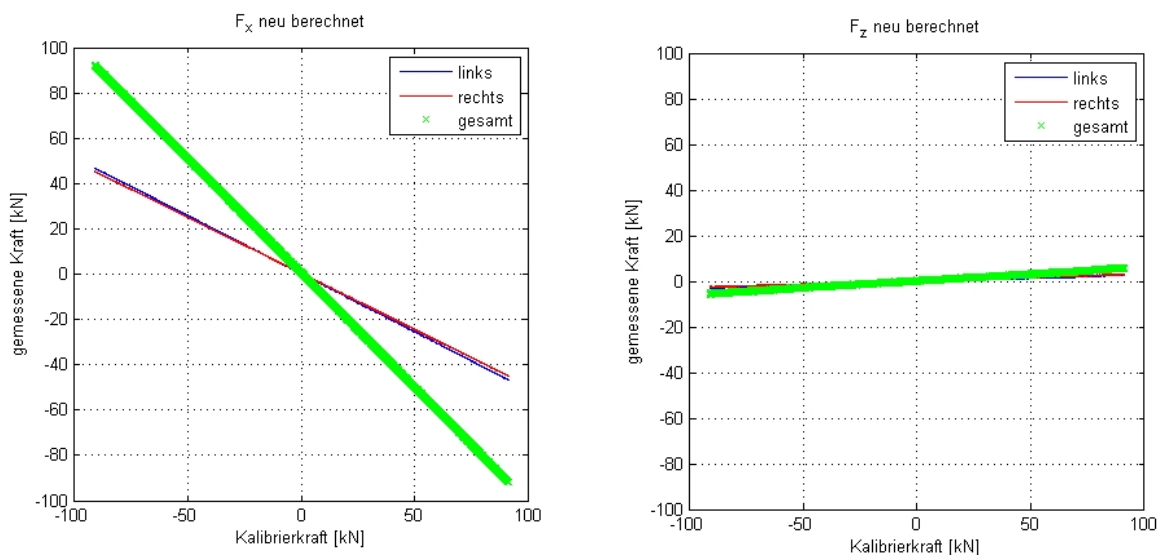


Bild 63: Kalibrierung der Messstellen des Schnellwechslers (Lagerauge Stiel) auf der Dynamess (Prüfkraft 90kN in x-Richtung). Links: Gemessene Kraft in x-Richtung. Rechts: Gemessene Kraft in z-Richtung.

In Bild 63 und Bild 64 sind die einzelnen Kräfte und Moment beider Seiten des Schnellwechslers dargestellt. Durch die Überlagerung beider Einzelkomponenten (rot, blau) konnte die Gesamtgröße (grün) bestimmt werden. Da bei der Belastung des Schnellwechslers alle DMS der betrachteten Lasche für alle Lastkomponenten Einfluss nehmen (Übertragungsmatrix), ergeben sich geringe Abweichungen. Ein weiterer Grund für die auftretenden Abweichungen ist eine nicht ideale Krafteinleitung bei der Kalibrierung (1 mm Abweichung bei der Positionierung ergibt eine Kraft in z-Richtung von ca. 0,5 kN). Eine ideale Krafteinleitung ohne Moment ist nicht möglich. Dennoch sind die sich ergebenden Abweichungen im Momentenverlauf gering.

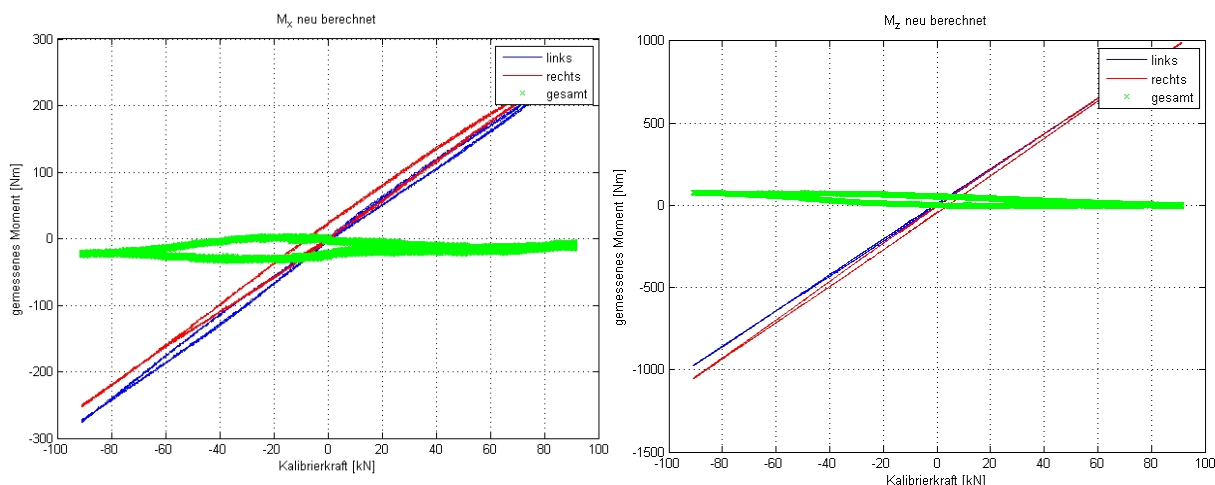


Bild 64: Kalibrierung der Messstellen des Schnellwechslers (Lagerauge Stiel) auf der Dynamess (Prüfkraft 90kN in x-Richtung). Links: Gemessenes Moment in x-Richtung. Rechts: Gemessenes Moment in z-Richtung.

Nach dem Prüfstandsversuch wurde der Messschnellwechsler inklusive des Löffels am Bagger appliziert. Der Löffelzylinder wurde dabei vollständig ein und ausgefahren. Die gemessenen Ergebnisse können **Bild 65** entnommen werden.

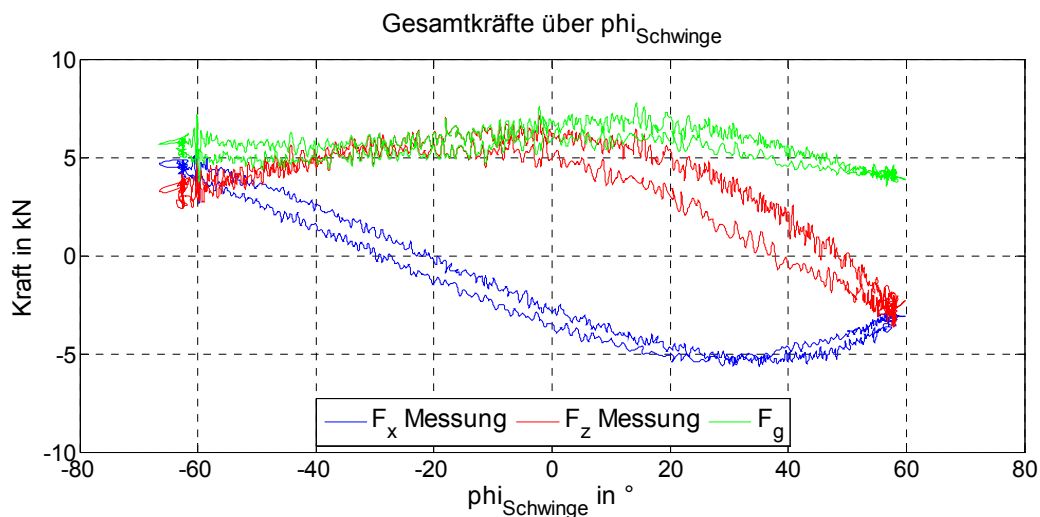


Bild 65: Gemessene Kräfte (bezogen auf das Lagerauge Stiel – Schnellwechsler, Schnellwechsler KS) und berechnete Gewichtskraft (grün, globales KS) über den gesamten Bewegungsbereich des Löffels.

Dabei sind sowohl die wirkenden Kräfte in x (blau) und z-Richtung (rot) dargestellt. Eine Überlagerung (Rotation in das globale KS) der Kräfte ergibt die gemessene Gewichtskraft (grün). Der ideale Fall zeigt einen konstanten Wert von 6,2 kN, die Messung schwankt um diesen Wert. Ursache hierfür ist, dass die wirkenden Kräfte sehr gering sind, sodass der untere Messbereich

des Messverstärkers verwendet wird, was zu Messfehlern führt. Die sichtbare Hysterese resultiert aus inneren Verspannungen und der Reibung in den Lagern.

6.1.4 Ergebnisse

6.1.4.1 Radlader L576

Als Referenz zum Vergleich zwischen Messung und Simulation dienten Messreihen, bei der die Arbeitsausrüstung ohne äußere Belastung bewegt wurde. Die Bewegung war dabei eine Überlagerung aus beiden Aktuatoren. Als Eingangsgröße ins Simulationsmodell wurden die Joystickausslenkungen der Messung vorgegeben (**Bild 66 links**).

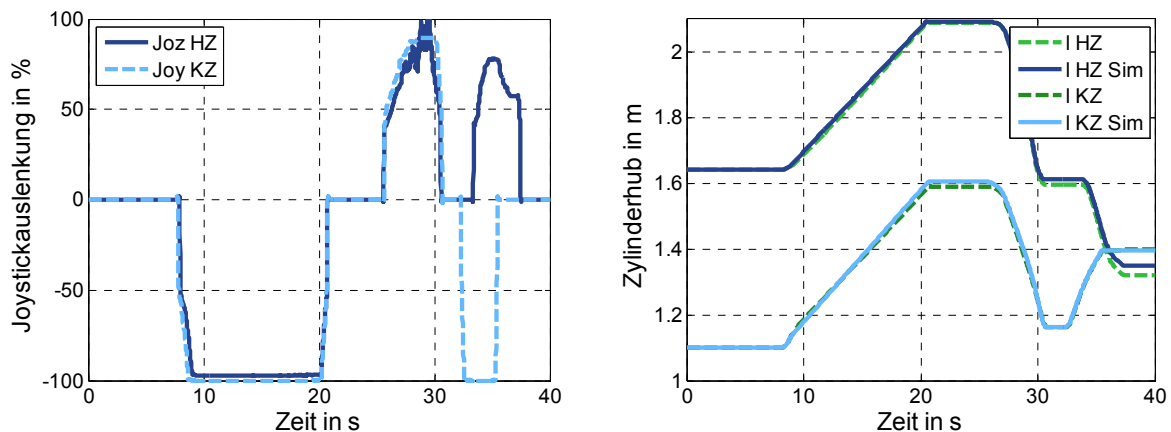


Bild 66: Eingabegrößen in das Simulationsmodell des L576 (links). Vergleich der Zylinderbewegung (rechts).

Der Vergleich zwischen Messung und Simulation erfolgte anhand von zurückgelegten Zylinderwegen (Bild 66 rechts) und Drücken in den Zylindern (**Bild 67**).

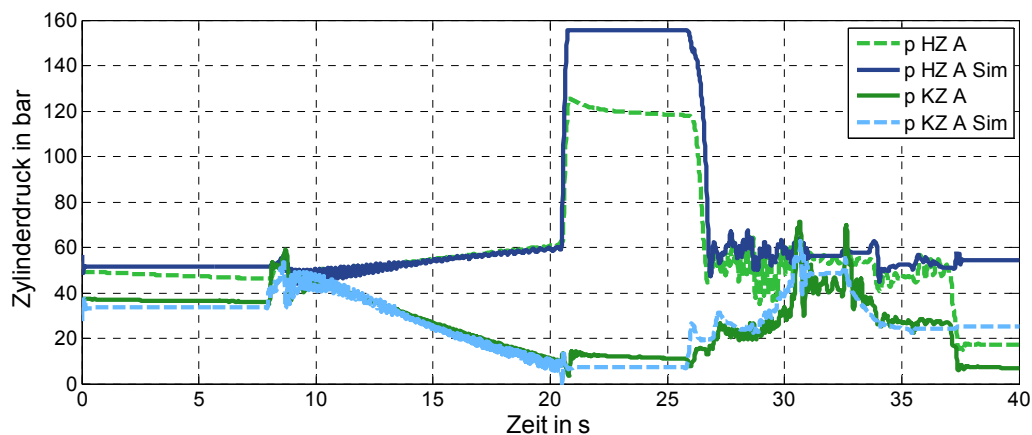


Bild 67: Vergleich der Zylinderdrücke des L576

Die durch Messungen vorgegebene Bewegung bestand aus einem gleichzeitigen Ausfahren mit anschließendem Einfahren beider Zylinder. Am Ende der Messreihe wurden die Zylinder gegenläufig bewegt. Die gesamte Messreihe ($T = 40\text{ s}$) wurde simuliert, ohne dass eine Kompensation der auftretenden Abweichungen (Drift der Zylinderlängen) erfolgte. Somit lässt sich erkennen, dass die Güte des Modells sehr hoch ist, da die Abweichungen der Zylinderlängen sowohl während der Simulation als auch am Ende sehr gering sind.

Die Ergebnisqualität der Zylinderdruckverläufe (Bild 67) ist den Zylinderbewegungen ähnlich. Die Abweichungen in den ersten 7 s sind darauf zurückzuführen, dass im Modell keine Leckage berücksichtigt wird und demnach der Druck in den Zylindern nicht abgebaut werden kann. Der im Vergleich zur Bewegung der Zylinder notwendige Volumenstrom ist deutlich größer als die auftretende Leckage, weshalb diese im Modell nicht berücksichtigt wird.

Während der Bewegung der Arbeitsausrüstung stimmen die Druckverläufe sehr gut überein. Eine offensichtliche Abweichung tritt bei $T = 21\text{ s}$ auf. Hierbei fährt der Hubzylinder in den Endanschlag. Der Druck steigt schlagartig an. Kurz nach Erreichen des Endanschlages nimmt der Bediener die Joystickvorgaben zurück (**Bild 68**), sodass der Zylinderdruck im Hubzylinder nicht bis zum Systemdruck (280 bar) ansteigt.

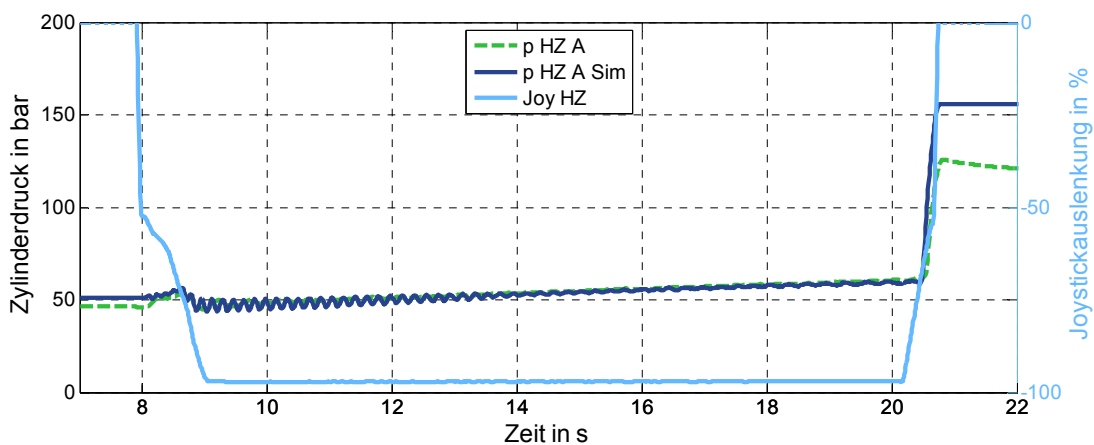


Bild 68: Detailansicht der Hubzylinderbewegung des L576

Die auftretende Abweichung zwischen Simulation und Messung wird durch die Abweichung in der Zylinderlänge des Hubzylinders erzeugt. Während der Simulation fließt ein zu großer Volumenstrom von der Pumpe zum Zylinder. Die Abweichungen sind sehr gering ($Q_{diff} \approx 1,4 \frac{l}{min}$ bei $Q_{HZ} \approx 80 \frac{l}{min}$, $\frac{Q_{diff}}{Q_{HZ}} = 1,2\%$). Dies führt dennoch dazu, dass der Endanschlag in der Simulation 0,2 s früher erreicht wird. Da die Joysticksignale vom Simulationsmodell nicht

beeinflusst werden und demnach nicht vorzeitig zurückgenommen werden, steigt der Druck im Hubzylinder auf ein höheres Niveau als in der Messung. Aufgrund der hohen Steifigkeit des Öls reichen 5 ml mehr im Zylinder aus, um eine Druckdifferenz von 35 bar zu erzeugen.

6.1.4.2 Mobilbagger WX185

Mithilfe mehrerer Iterationsschritte zur Bestimmung der internen Parameter der Arbeitshydraulik des Baggers, konnte ein Vergleich zwischen Messung und Simulation erfolgen. Die Zwischenschritte (einzelne Bewegung der Zylinder, überlagerte Bewegung der Zylinder ohne Last) werden hier nicht dargestellt, wurden aber ausgeführt. Der Vergleich zwischen Messung und Simulation erfolgte anhand von Versuchen mit externen Lasten und überlagerten Bewegungen (**Bild 69**).

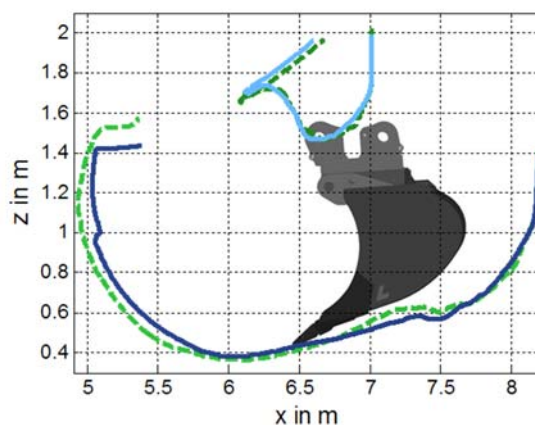


Bild 69: Versuchskurve des Baggerlöffels zur Kalibrierung des Simulationsmodells

Die Joystickssignale (**Bild 70** links), die Volumenströme der Pumpen (Bild 70 rechts) und die wirkenden externen Lasten (Bild 70 unten) wurden dem Simulationsmodell vorgegeben.

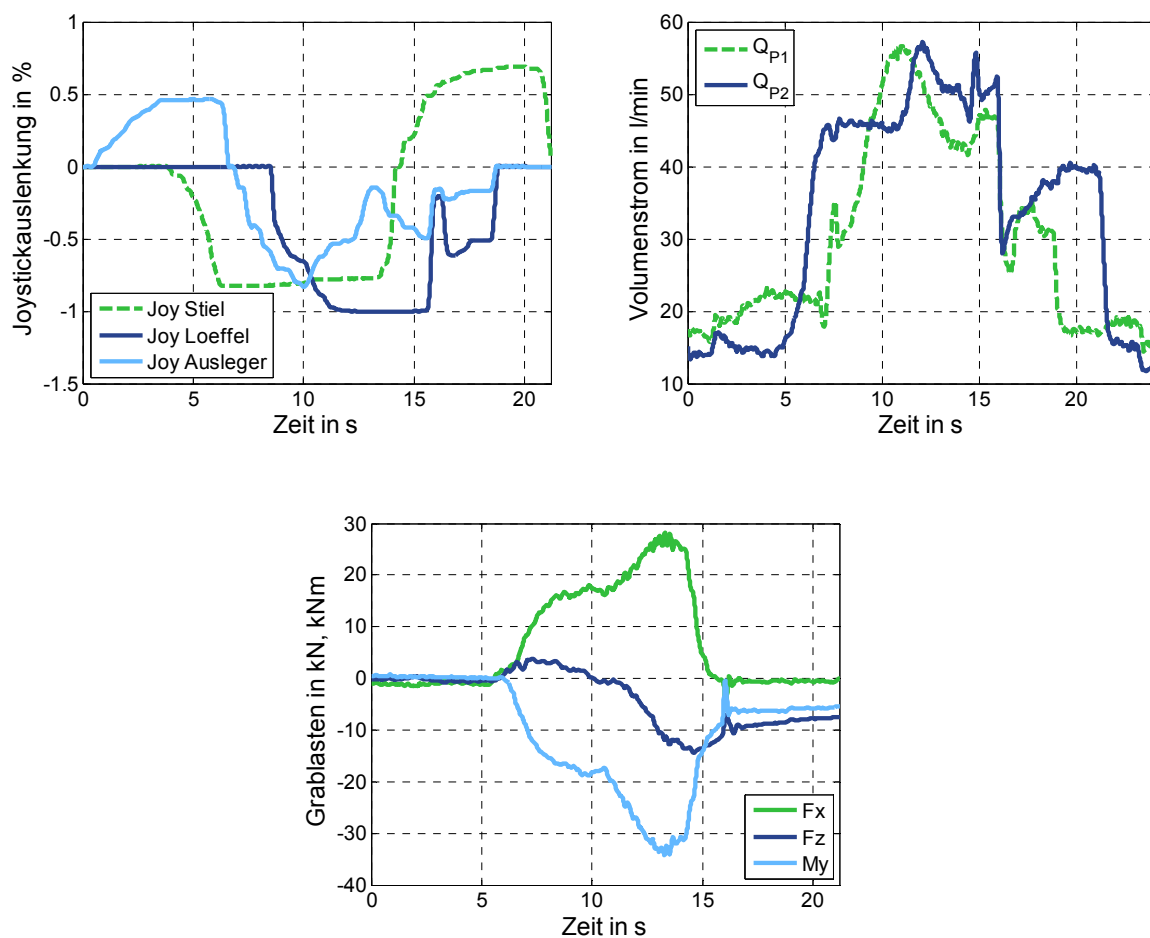


Bild 70: Vorgaben des Simulationsmodells. Joysticksignale des WX185 (links), Pumpenvolumenströme (rechts), Grablasten (unten)

Um den Löffel entsprechend Bild 69 zu bewegen, war eine einzelne Bewegung der Zylinder entsprechend **Bild 71** erforderlich. Der Vergleich der Dimensionen zeigt, dass der Ausleger nur geringfügig bewegt wurde, die beiden anderen Achsen hingegen eine wesentlich größere Strecke zurücklegten. Die Abweichungen der absoluten Längen zwischen Simulation und Messung betragen maximal 2 cm. Aufgrund der Hebelarme führt dies zu Abweichungen der Trajektorie des Löffels um 10 cm (Bild 69).

Die sich ergebenden Drücke in den Zylindern sind in **Bild 72** dargestellt. Bis auf kleinere Abweichungen zu Beginn und Ende der Bewegungen (siehe Rohrbruchsicherung) stimmen die Verläufe gut überein.

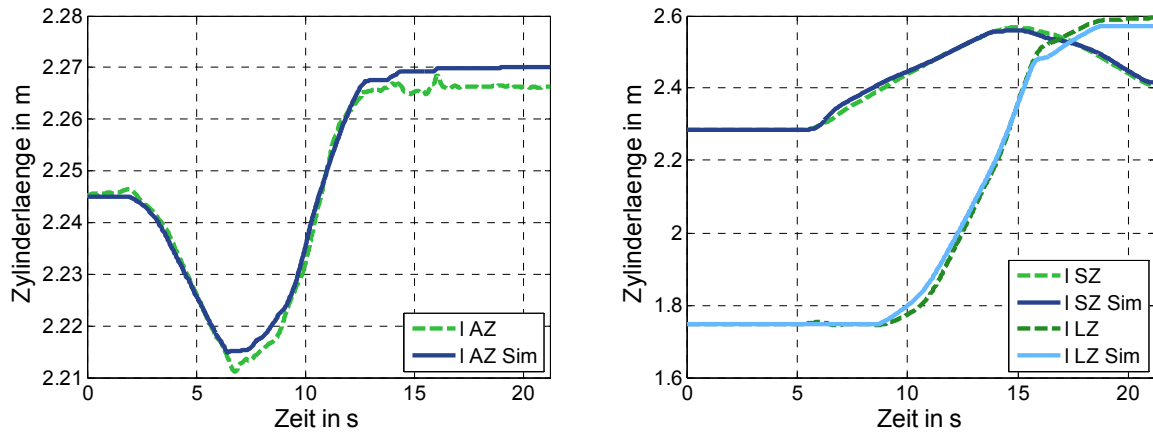


Bild 71: Vergleich der Zylinderlängen zwischen Simulation und Messung von Ausleger (links) und Stiel, Löffel (rechts)

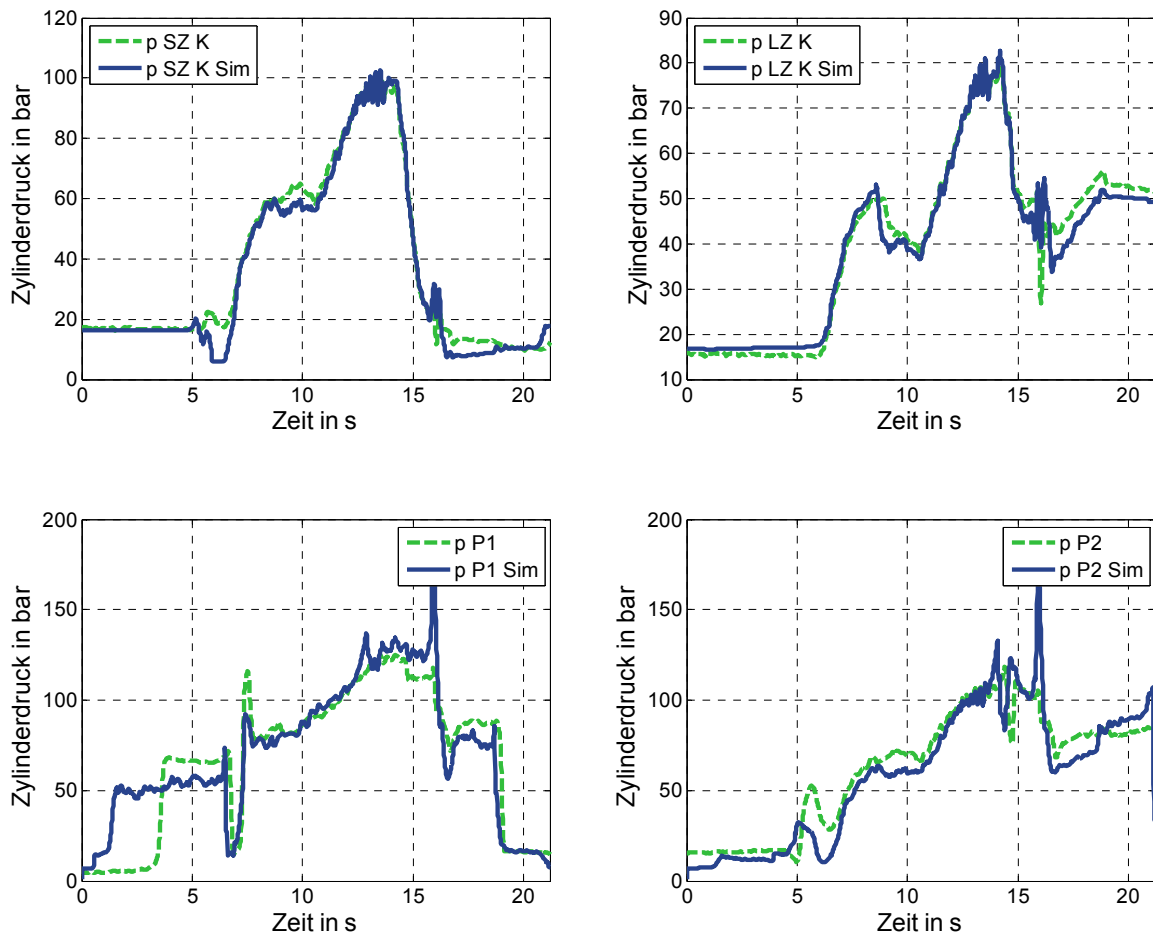


Bild 72: Vergleich der Zylinderdrücke zwischen Simulation und Messung von Stiel (oben links) und Löffel (oben rechts) sowie der Systemdrücke (Pumpe 1, unten links; Pumpe 2, unten rechts)

Da sowohl der Verlauf der Zylinderlängen, sowie die Drücke gut übereinstimmen, ist eine Berechnung der aufgebracht und notwendigen Energien mithilfe des Simulationsmodells in ausreichender Güte möglich.

6.2 Kalibrierung des Erdstoffmodells

Damit das erstellte DEM-Modell in der Simulation das Verhalten des betrachteten realen Materials abbildet, mussten geeignete Werte für die Modellparameter bestimmt werden. Die obigen Erläuterungen zu den Grundlagen der DEM zeigen, dass es sich wie bei allen Modellen um Abstraktionen, Idealisierungen und Vereinfachungen des betrachteten Systems handelt.

Reale Erdstoffe werden vorwiegend durch ihre makroskopischen Eigenschaften, also die des gesamten Haufwerks beschrieben wie z.B. Wassergehalt, Auflockerung, Porosität, Schürfwiderstand, Schüttdichte, Trockendichte, Verformungsverhalten/plastische Eigenschaften, Lösbarkeit. DEM-Modelle definieren sich durch die Mikroeigenschaften, also die Partikeleigenschaften wie Partikeldichte, Partikelgröße, Partikelform, Partikelsteifigkeit, Sprungzahl, Partikelreibung, Rollreibung. Nicht alle Mikroeigenschaften sind am realen Korn aller Materialien messbar (Rollreibung, Partikelsteifigkeit, Sprungzahl für nicht-runde Partikel). Vereinfachungen zugunsten kürzerer Rechenzeiten, wie die Idealisierung der Partikelform als Kugel, führen dazu, dass damit verbundene Effekte wie der Widerstand gegen eine Rollbewegung durch andere Modellvorstellungen z.B. einem Rollreibmodell oder dem Blockieren von Drehrichtungen, die rechenstechnisch preiswerter sind, beschrieben werden müssen. Deren Parameter haben somit nichts mehr mit der eigentlichen Physik der Materialien zu tun. Andere Modellparameter können nicht die Dimension ihrer physikalischen Pendanten annehmen (E-Modul, Korngröße), da auch dies zu nicht hinnehmbaren Rechenzeiten führen würde. Die damit verbundenen Effekte auf das makroskopische Verhalten müssen somit an anderer Stelle im Modell bzw. durch andere Modellparameter kompensiert werden. Die wenigsten Parameter eines DEM-Modells lassen sich am realen Material als physikalische Größe messen und übertragen.

Wie kann das Problem der Parameterwertbestimmung nun gelöst werden? Im Grunde liefert die DEM ein mathematisches Modell für das System „Erdstoff“, welches in der Lage ist, ein virtuelles Experiment durchzuführen. Für eine Simulation benötigt das Modell gewisse Eingaben, also die Versuchsparameter des zu simulierenden Experimentes. Als Ausgabe wird ein gewisses makroskopisches Verhalten des simulierten Erdstoffes erwartet. Aufgabe des Ingenieurs ist es, geeignete Werte für die Systemparameter (also die Mikroeigenschaften des Modells)

zu bestimmen. Damit liegt ein klassisches Identifikationsproblem oder inverses Problem vor (**Bild 73**).

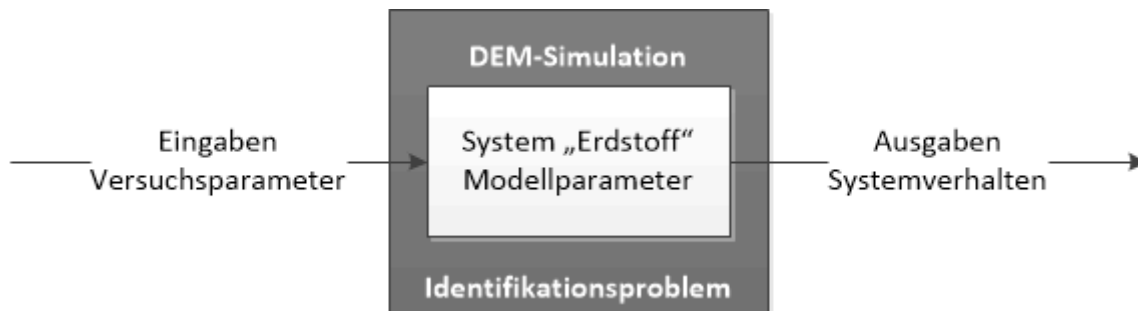


Bild 73: DEM-Simulationen in der Systembetrachtung

Zur Lösung dieses Identifikationsproblems wird in der Regel eine inverse Parametriermethode basierend auf sogenannten Kalibriersimulationen angewendet. Der Begriff Kalibrierung unterscheidet sich in diesem Kontext von seiner ursprünglichen messtechnischen Bedeutung, bei der die Feststellung einer Abweichung eines Messgerätes gemeint ist. Die Kalibrierung von Modellen beschreibt den Vorgang der Bestimmung von Parameterwerten. Im Ergebnis steht das kalibrierte Modell, das die Realität möglichst gut abbilden sollte. Statt die Mikroparameter des Modells direkt aus Messungen, Literatur oder Erfahrungen zu bestimmen, was nur bedingt möglich ist, werden zur Kalibrierung von DEM-Modellen die makroskopischen Eigenschaften des Modells mit Hilfe von Kalibrierexperimenten auf die Realität abgeglichen, indem die Mikroparameter adaptiert werden.

Vorgegangen wird wie folgt: Es wird ein Versuch ausgewählt, welcher zugunsten der Rechenzeit und des experimentellen Aufwandes in seiner Dimension kleiner ist, im Ergebnis aber das gleiche makroskopische Verhalten des eigentlich zu simulierenden Problems beschreibt. Dieser wird experimentell durchgeführt und auch mit der DEM simuliert. Die Ergebnisse von Messung und Simulation, also das makroskopische Verhalten des Systems, werden miteinander verglichen. Es folgt eine iterative Anpassung der Modellparameter so lange, bis die Abweichung der Ergebnisse vertretbar klein ist und somit ein geeigneter Parametersatz bestimmt wurde.

Im Forschungsvorhaben galt es einen Kalibrierversuch mit zugehörigem Versuchsstand zu wählen, der es erlaubte, geeignete Parameter für ein DEM-Modell zu bestimmen, um damit die beim Arbeitsprozess entstehenden Lasten am Anbauwerkzeug einer Maschine realitätsnah berechnen zu können.

Das dem Kalibrierversuch zugrunde liegende Experiment sollte im Allgemeinen eine ähnliche Problematik beschreiben, wie die spätere Anwendung des parametrisierten Simulationsmodells. Im Rahmen des Projektes sollte das DEM-Modell Löse- und Ladewiderstände im Sinne des maschinellen Erdbaus realitätsnah wiedergeben. Es wurde ein Kalibrierversuch gewählt, bei dem Lasten auf einem Werkzeug messbar sind, welche durch zu bewegende Erdstoffe hervorgerufen werden. Daher sollte der Versuchsstand unter Beachtung der bereits beschriebenen Festlegungen die folgenden Randbedingungen erfüllen. Er sollte in der Lage sein, ein Werkzeug mit beliebiger Geometrie (jedoch in seinen Abmaßen begrenzt) durch einen beliebigen geschütteten Erdstoff zu ziehen. Dabei sollten die dafür erforderliche Zugkraft bei konstant einstellbarer Zuggeschwindigkeit sowie vorgegebenen Werkzeugeindringtiefen zu messen sein.

Die erarbeitete Konstruktion des Versuchsstandes besteht, wie in **Bild 74** zu erkennen ist, aus einem Rahmen, welcher auf einen Absetzcontainer aufgesetzt wird. Dies ermöglicht es, verschiedene Stoffe zu untersuchen und gewährleistet eine gewisse Flexibilität bei der räumlichen Unterbringung des Versuchsstandes im Versuchsfeld. Im Rahmen befindet sich ein beweglicher Schlitten, welcher gleichzeitig als Aufnahme für das Werkzeug, sowie für die Messinstrumente dient. Für eine Linearbewegung des Schlittens sorgt ein Antriebssystem.

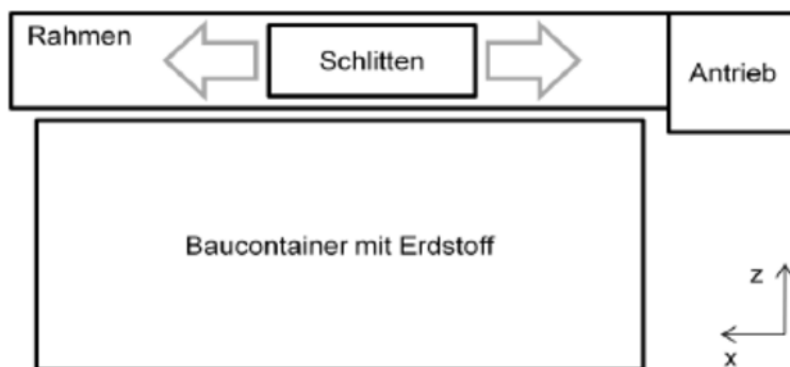


Bild 74: Konzept des Prüfstandes

Bild 75 zeigt die in Zusammenarbeit des IVMA mit LRT erstellte Konstruktion des Prüfstandes. Für den Antrieb des Versuchsstandes wurden eine Drehstrom-Asynchronmaschine (2) mit Kegelradgetriebe und Zahnriementrieb (3), sowie eine Spindel (4) und ein Schlitten (5) mit linearer Kugelführung (7) gewählt. Die aufgebrachten Zugkräfte sollen mit Hilfe eines Messsystems, welches an der Werkzeugaufnahme (6) angebracht wird, ermittelt werden. Des Weiteren sind Aufnahmen für einen Profillaserscanner (8) sowie einer Hochgeschwindigkeitskamera (9) vorgesehen. Die Auslegung der Komponenten erfolgte nach der Maßgabe, dass der

Versuchsstand Verfahrensgeschwindigkeiten des Werkzeuges bewerkstelligen sollte, die in der gleichen Größenordnung des Referenzszenarios liegen. **Bild 76** zeigt den gefertigten Prüfstand.

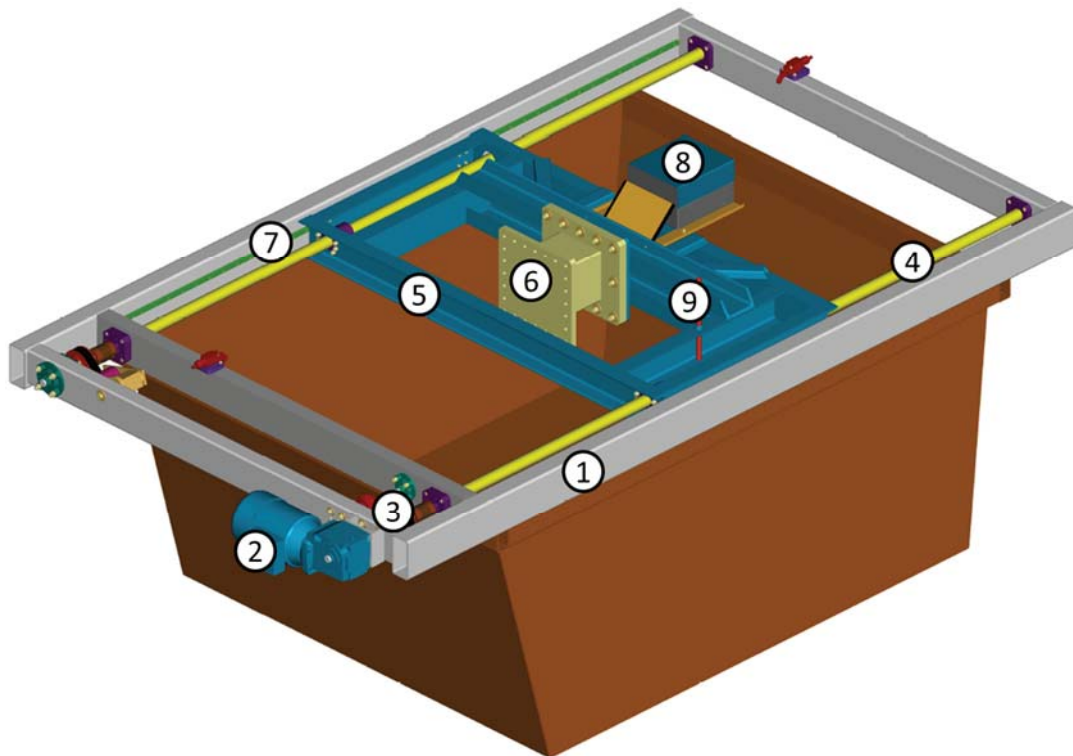


Bild 75: Umzusetzende Konstruktion des Prüfstandes



Bild 76: Prüfstand zur Kalibrierung von DEM-Modellen

Zur Kalibrierung der DEM-Modelle war es notwendig, Kraft- und Bewegungsgrößen des Prozesses und das Resultat im Erdstoff zu erfassen. Dazu wurde zu Beginn ein Seillängengeber zur

Erfassung der Bewegung installiert. Anschließend wurde aus zwei Piezokraftaufnehmern ein Kraftmesssystem entwickelt, welches in der Lage ist, die Kraft, die das Schwert auf den Schlitten ausübt, in drei Komponenten zu messen (**Bild 77**).



Bild 77: Kraftmesssystem bestehend aus zwei Piezokraftaufnehmern

Die Signale der Messgeber wurden mittels Messelektronik und Messrechner weiterverarbeitet und aufgezeichnet. Zu diesem Zweck wurde eine Benutzeroberfläche erstellt, die der gewählten Anwendung gerecht wird (**Bild 78**). Die installierte Messelektronik wurde dann mit gängigen technischen Mitteln kalibriert und war somit einsatzbereit.

Es folgten zahlreiche Versuche zur Ermittlung des Betriebsverhaltens und der Besonderheiten bei der Bedienung des Prüfstands, und der Planung und Durchführung der Versuche. Die Erkenntnisse wurden dokumentiert und aufbereitet. Dabei konnten auch Schwachstellen am bestehenden System erkannt und verbessert werden. So wurde der Seillängengeber gegen einen berührungslos laufenden magnetostriktiven Weggeber getauscht und eine Profilerfassung der Materialstauung vor dem Werkzeug per Laserscanner hinzugefügt. Dies führte zu einem noch wertvolleren Datenspektrum aus den Versuchen.

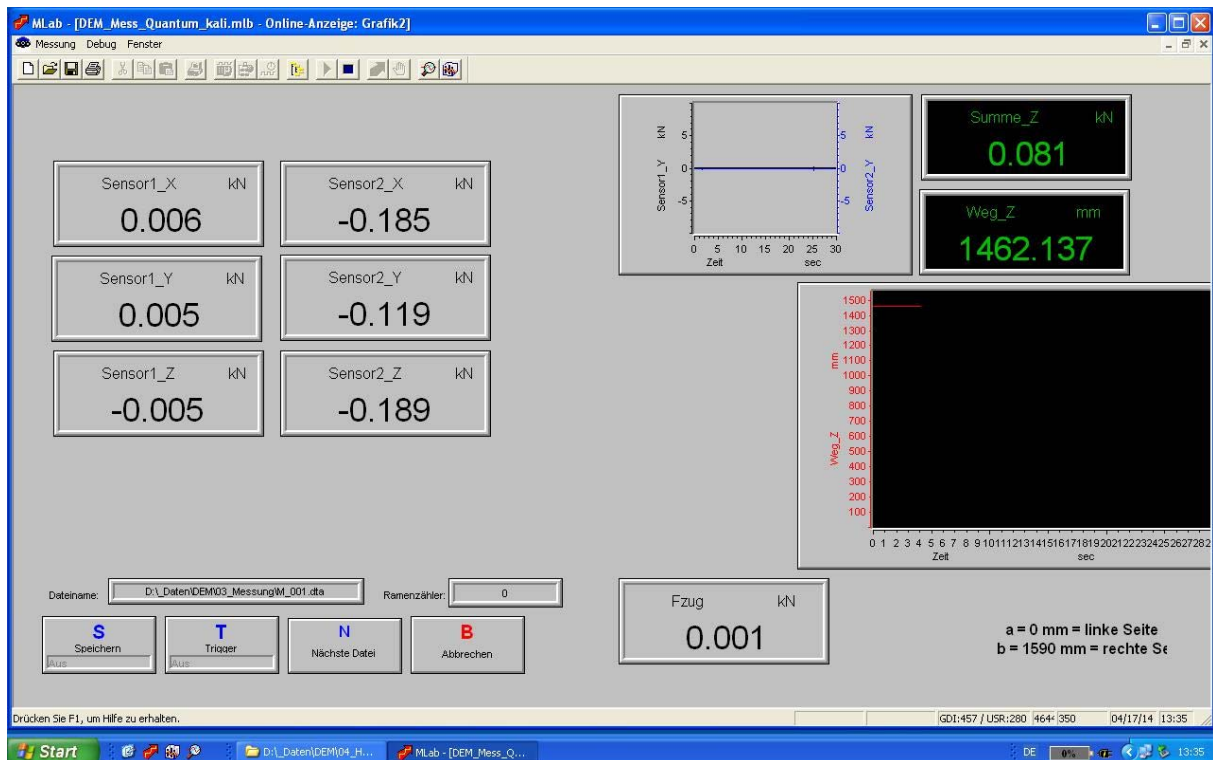


Bild 78: Benutzeroberfläche zur Aufzeichnung der Messreihen am Prüfstand

Mit dieser Ausstattung ist es also möglich, die folgenden Informationen aus dem Versuch zu gewinnen:

- Verfahrensweg, Geschwindigkeit, Beschleunigung
- Kraftkomponenten am Werkzeug
- Stauhöhe und Form des Stauprofils vor dem Werkzeug.

Vor diesem Erfahrungshintergrund wurden Versuchsreihen so gestaltet, dass eine solide Datengrundlage für die Kalibrierung der DEM-Modelle – das eigentliche Ziel dieser Arbeiten – entstehen konnte. **Bild 79** zeigt beispielhaft Datensätze der Zugkraft über Zeit und Weg.

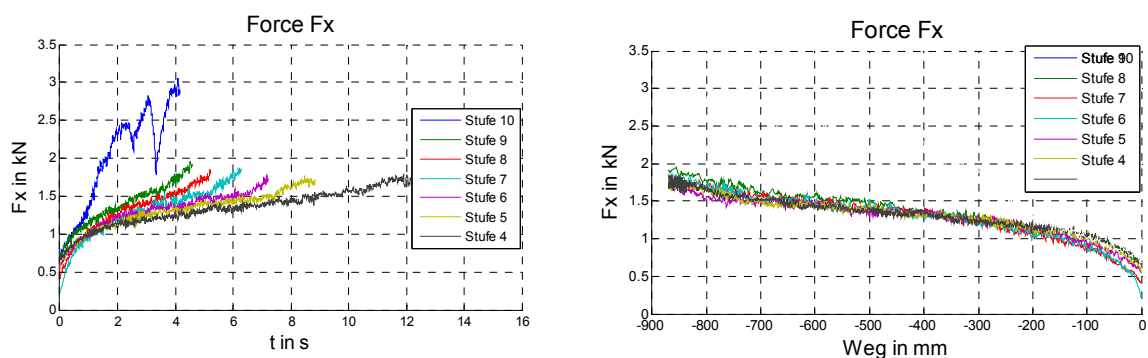


Bild 79: Exemplarische Messergebnisse am Prüfstand zur Kalibrierung von DEM-Modellen

Mit dem funktionsfähigen Prüfstand war die Grundlage geschaffen, das DEM-Modell auf den Referenzerdstoff zu kalibrieren. Zu diesem Zweck wurde eine DEM-Simulation implementiert, die die Kalibrierversuche des Prüfstandes in der virtuellen Welt abbildet. Die Modellparameter der DEM-Simulation galt es dann iterativ zu adaptieren, bis das Ergebnis des virtuellen Versuches dem der Realität entspricht.

Dieser Versuch-und-Irrtum-Ansatz entspricht jedoch keinem sehr wissenschaftlichen Vorgehen und birgt zwei Gefahren: es wird keine optimale Lösung gefunden oder die Lösungsfindung erfordert sehr viele Simulationen.

Wird das zugrunde liegende Problem etwas mathematischer betrachtet, können folgende Schlüsse gezogen werden, welche durch **Bild 80** verdeutlicht werden:

- Die Ermittlung der Abweichung zwischen Messung und Simulation entspricht der Definition einer Funktion, die in Abhängigkeit der Modellparameter ein Residuum berechnet. Sie soll in dieser Rolle Zielfunktion genannt werden.
- Die geometrische Auswertung der Zielfunktion in Abhängigkeit ihres n-dimensionalen Parametervektors liefert eine Hyperfläche oder auch Zielfunktionstopologie genannt, deren tiefste Stelle ermittelt werden soll.
- Zu diesem Zweck werden die Modell-Parameter, welche Einfluss auf das Ergebnis der Zielfunktion, also den Zielfunktionswert, haben, solange innerhalb ihres zulässigen Bereiches iteriert, bis der berechnete Zielfunktionswert, eine gewisse Grenze unterschreitet oder sogar minimal ist. Im letzteren Fall wurde das globale Optimum der Zielfunktion ermittelt. Wird ein Zielfunktionswert ermittelt der in seiner näheren Umgebung das Minimum darstellt, aber nicht das Minimum des gesamten Wertebereiches darstellt, so spricht man von einem lokalen Optimum.

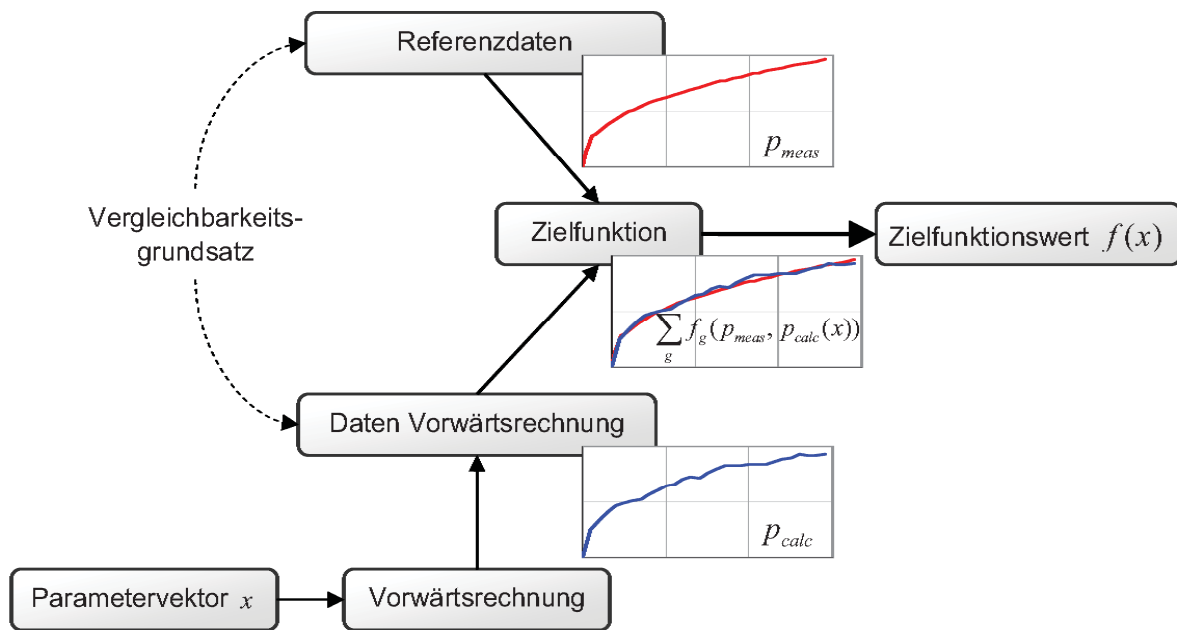


Bild 80: Mathematische Betrachtung des Problems der Parameteridentifikation von Simulationsmodellen nach /Mei08/

So betrachtet stellt die Parameteridentifikation von DEM-Modellen ein klassisches Optimierungsproblem dar. Die Iteration der Parameter zur Minimierung des Zielfunktionswertes $f(x)$ (siehe **Bild 81**) kann mit Hilfe mathematischer Algorithmen automatisiert erfolgen. Es wird dann von einer numerischen Parameteridentifikation oder Optimierung gesprochen.

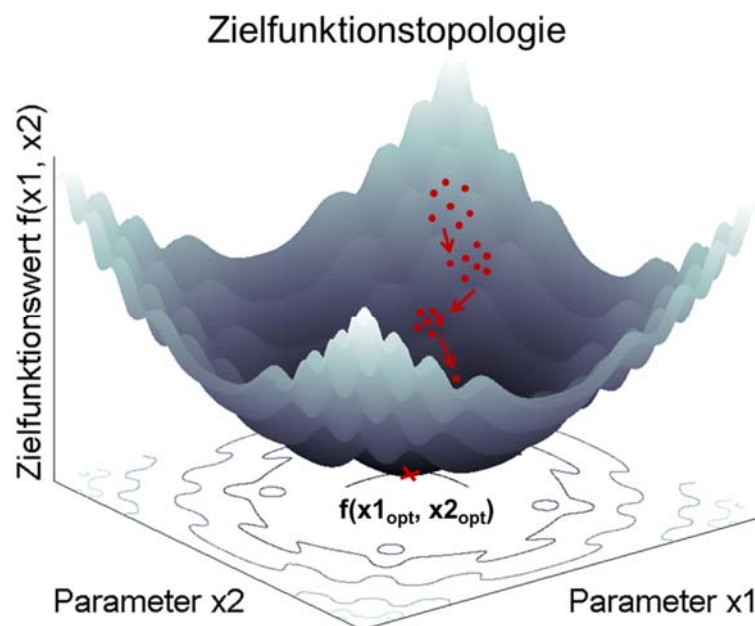


Bild 81: Prinzip der Parameteridentifikation durch Optimierungsalgorithmen

Somit stellt sich die Frage, ob ein Optimierungsalgorithmus in der Lage ist, auf kürzerem Weg oder eine bessere Lösung für das inverse Problem der Parametrierung von DEM-Modellen zu finden, als es mit dem Versuch-und-Irrtum-Ansatz möglich ist.

Eine Antwort hierzu bieten /Wol97/ mit ihrem No-free-lunch-Theorem (NFLT) das sinngemäß besagt: Es existiert kein Optimierungsalgorithmus der über die Summe aller Probleme angewendet besser ist als alle anderen. Eine Interpretation der Aussage ist, dass auch kein Algorithmus besser ist, als die zufällige Wahl von möglichen Lösungen, um das globale Optimum zu finden /Sch01/. Die Antwort auf die gestellte Frage würde somit lauten: Nein, ein Optimierungsalgorithmus kann – im Mittel betrachtet - weder schneller eine Lösung noch eine bessere Lösung zum gestellten inversen Problem liefern. Das NFLT besagt aber auch, dass ein Algorithmus dann alle anderen übertreffen kann, wenn er auf das zugrunde liegende Problem, also die Charakteristik der vorliegenden Zielfunktion spezialisiert ist. Und das gab Hoffnung zu der Annahme, dass eine automatisierte Parametrierung von DEM-Modellen gelingen kann. Je mehr über die Charakteristik der Zielfunktion bekannt ist, desto besser kann ein Optimierungsalgorithmus auf das vorliegende Problem angepasst werden und desto effizienter kann er dieses lösen. Damit wäre es möglich, zu einer besseren Lösung zu kommen bzw. eine genauso gute Lösung schneller zu identifizieren, als durch wildes Ausprobieren.

Bevor also die obige Frage beantwortet werden konnte, musste untersucht werden, welche Eigenschaften die vorliegende Zielfunktion des Kalibrierversuches aufweist, um basierend darauf einen geeigneten Optimierungsalgorithmus auswählen und bewerten zu können. Das wiederum wirft eine nächste Frage auf: Welche Eigenschaften können der Zielfunktion eines Identifikationsproblems von DEM-Simulationen zugesprochen werden? Die Antwort lautet: keine verallgemeinerbaren. Denn die Parameteridentifikation von DEM-Modellen ist ein typisches rechen-technisch teures Black-Box-Optimierungsproblem (expensive black-box optimization problem). Rechentechnisch teuer in diesem Zusammenhang bedeutet, dass die Auswertung der Zielfunktion aufwendiger ist als die Ausführungen für den Optimierungsalgorithmus und den zeitlichen Aufwand des gesamten Optimierungsprozesses bestimmt. Dies liegt daran, dass für die Berechnung des Zielfunktionswertes (mindestens) eine DEM-Simulation/Vorwärtsrechnung durchgeführt werden muss. Dafür wird in der Regel mehr Zeit benötigt, als der Optimierer braucht, um einen neuen Parametersatz aus den berechneten Zielfunktionswerten zu ermitteln. Dass die Zielfunktion durch eine Computersimulation bestimmt wird und nicht analytisch berechnet werden kann, somit keinerlei Informationen über deren Eigenschaften a priori vorlie-

gen, verleiht ihr den Titel Black-Box-Funktion. /Reg14/ Wie bei vielen ihrer Art kommt erschwerend hinzu, dass auch ihre Ableitungen nicht explizit zur Verfügung stehen, sondern nur über die Differenz zweier Zielfunktionswerte numerisch approximiert werden kann. Des Weiteren kann davon ausgegangen werden, dass die Charakteristik der Zielfunktion einer DEM-Simulation maßgeblich von der ausgewerteten Zielgröße abhängt. Die Eigenschaften einer Zielfunktion, die aus der Abweichung von Messung und Simulation eines Schüttwinkels berechnet wird, werden stark von den Eigenschaften einer Zielfunktion abweichen, die einen dynamischen Kraftverlauf als Zielgröße besitzt.

Ohne Informationen über die Charakteristik der Zielfunktion müssen Annahmen getroffen oder von Extremfällen, wie einer sehr rauen, mit lokalen Optima übersäten Hyperfläche, ausgegangen werden. In Anbetracht der Rechenintensität von DEM-Simulationen lassen sich daraus folgende Anforderungen an die Optimierungsalgorithmen ableiten:

- Parallelisierbarkeit
- Optimierung ohne analytische Kenntnis der Zielfunktion
- Schnelle Konvergenz
- Unempfindlichkeit gegenüber Nebenoptima (robust)
- Resistenz gegen Simulationsabbruch
- Eignung für restringierte Probleme
- Eignung für multikriterielle Aufgaben.

Und noch eine Frage: Existieren Optimierungsalgorithmen die diese Anforderungen erfüllen? Eigentlich handelt es sich hier um eine typische „Was gibt es alle?“-Frage. Der Drang diese mit einer Übersicht zu beantworten, in der alles was existiert nach bestimmten Merkmalen sortiert ist, ist nur schwer bezüglich der Vielzahl an Optimierungsalgorithmen zu befriedigen. Letztendlich stellt jedes Mini- oder Maximierungsproblem eine Anwendung für Optimierungsalgorithmen dar, und für jede Problemcharakteristik wurden diverse Optimierungsalgorithmen mit den unterschiedlichsten Eigenschaften oder Anforderungen an die Zielfunktion entwickelt. Für deren Einteilung können somit eine Vielzahl an Kriterien zu Rande gezogen werden.

In der Literatur findet sich eine Menge von Vorschlägen zur Einteilung und Klassifizierung der unterschiedlichen Optimierungsverfahren. So schlagen /Arc84/ eine Unterteilung in deterministische und probabilistische Verfahren vor. Deterministische Verfahren entsprechen dem klassischen Algorithmusbegriff und liefern reproduzierbare Ergebnisse, wenn die gleichen

Startbedingungen vorliegen. Probabilistische oder auch stochastische Verfahren hingegen konvergieren mit einer Wahrscheinlichkeit gegen ein Optimum. Eine ähnliche Einteilung in exakte und approximative Verfahren, je nach der erreichbaren Genauigkeit, schlagen /Žil88/ vor.

Eine Klassifizierung, welche auf der Reichweite der verwendeten Verfahren beruht, ist die Einteilung in lokale, globale und Hybridverfahren. Während globale Verfahren den gesamten zulässigen Bereich durchsuchen, konzentrieren sich lokale Verfahren auf die Suche nach einem Optimum in der näheren Umgebung des Startpunktes. Ein Vorteil dieser Verfahren ist die schnellere Konvergenz gegenüber den globalen Suchalgorithmen. Ein Einsatz lokaler Verfahren zur globalen Extremwertsuche kann über mehrere zufällig gewählte Startpunkte erfolgen. Hybridverfahren, welche oft auch als Kombinativerfahren bezeichnet werden, sind eine Kombination aus langsamen globalen und schnellen lokalen Verfahren.

Eine Einteilung der Optimierungsverfahren, welche auf dem Grundkonzept ihrer Arbeitsweise beruht, wird in /Mei08/ vorgeschlagen. In **Bild 82** wurde versucht, die unterschiedlichen Arten der Kategorisierung in einem Diagramm darzustellen. Aufgrund der Vielzahl von Optimierungsmethoden zeigt die Abbildung nur die wichtigsten Klassen von Optimierungsverfahren sowie deren bekannteste Vertreter. Eine weitere Art der Unterteilung, welche nicht dargestellt ist, ist die von /Gac10/ vorgestellte Einteilung in adaptive und nicht-adaptive Verfahren. Eine solche Art der Kategorisierung ist sinnvoll, wenn die Parallelisierung der Optimierung im Fokus der Betrachtungen steht. Während bei adaptiven Verfahren keine Parallelisierung möglich ist, da die Konstruktion eines neuen Parametervektors von allen zuvor berechneten Punkten abhängt, wählen nicht-adaptive Verfahren die zu untersuchenden Punkte unabhängig voneinander aus. Eine Mischform bilden die generationellen Verfahren, welche in jedem Iterationsschritt eine große Menge gleichzeitig zu untersuchender Punkte bestimmen. Typischer Vertreter dieser Klasse sind die evolutionären Algorithmen.

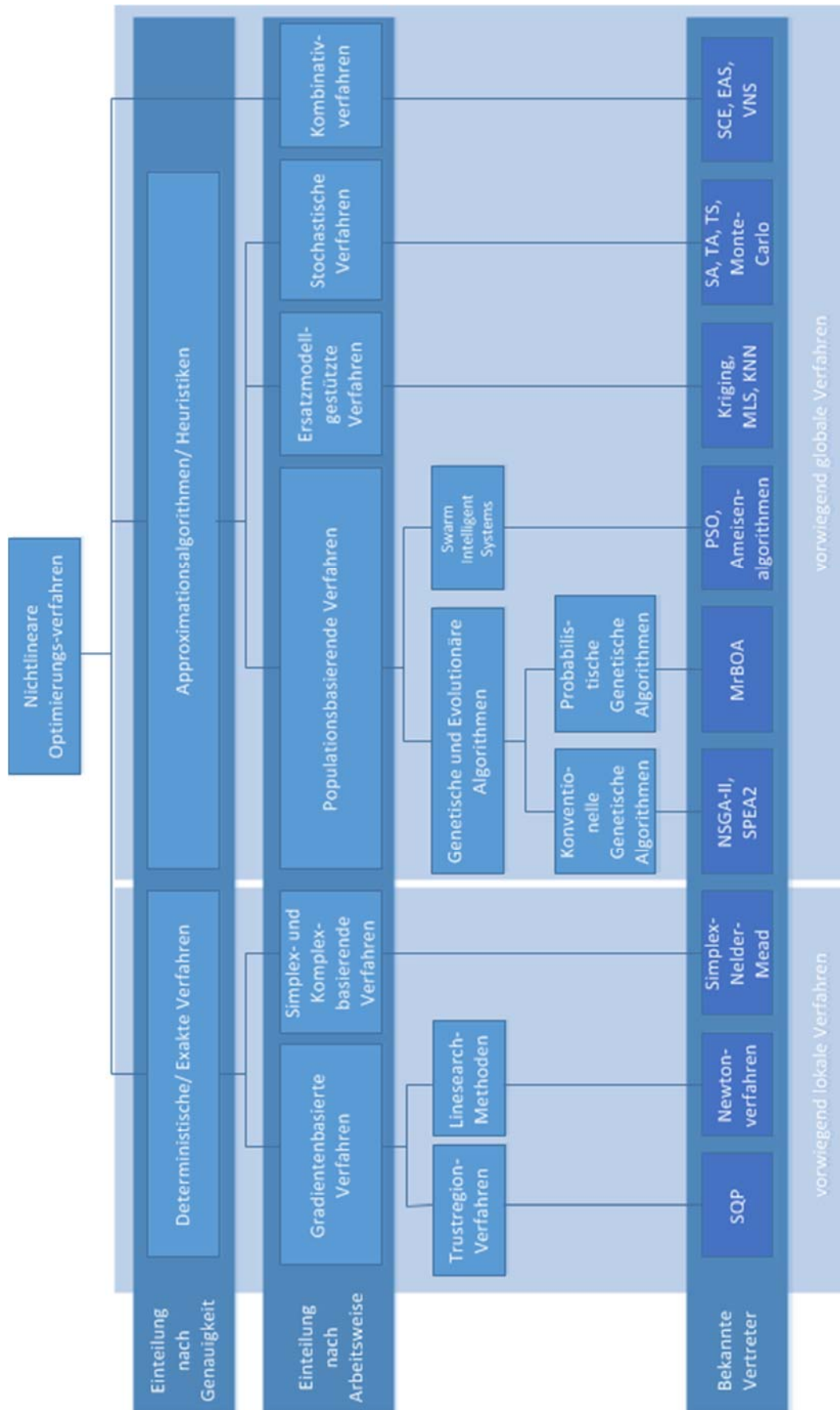


Bild 82: Übersicht über Optimierungsverfahren zur nichtlinearen Optimierung

Die Wahl eines geeigneten Optimierungsverfahrens fällt im ersten Moment äußerst schwer, da keinerlei Kenntnisse über die genaue Zielfunktionstopologie vorliegen. Zunächst sollen die Verfahren ausgeschlossen werden, welche nicht den vorgenannten Anforderungen entsprechen. Eine der zentralen Forderungen war eine geringe Zahl benötigter Vorwärtsrechnungen. Der Fakt, dass die Berechnung eines Gradienten mittels numerischer Differentiation $2N + 1$ Zielfunktionsauswertungen erfordert, lässt deshalb die gradientenbasierten Optimierungsalgorithmen als eher ungeeignet erscheinen. Der lokale Suchcharakter dieser Verfahren bekräftigt diese Entscheidung. Die Simplex- und Komplexbasierten Verfahren sind zwar ableitungsfrei, konvergieren aber äußerst langsam und sind relativ anfällig gegenüber lokalen Optima, was auch diese Verfahrensklasse ausscheiden lässt. Ähnlich verhält es sich bei den stochastischen Verfahren. Hier kommt eine fehlende Eignung für multikriterielle Probleme hinzu.

Die verbleibenden Verfahrensklassen der populationsbasierten und Ersatzmodell-gestützten Verfahren, sowie die Kombinativverfahren, sind zunächst als potenziell geeignet einzustufen. Um eine weitere Eingrenzung zu erreichen, wäre ein Vergleich dieser drei Klassen, bezüglich ähnlicher Aufgabenstellungen hilfreich. Eine solche Bewertung wurde in /Mei08/ durchgeführt. Meier führte dazu ein Bewertungskriterium ein, welches den Erfolg von Optimierungsverfahren in Abhängigkeit unterschiedlicher Störeinflüsse, wie Rauigkeit und fehlgeschlagene Solveraufrufe, untersucht. Des Weiteren fließt auch die Zahl benötigter Vorwärtsrechnungen in die Bewertung ein. Seine Untersuchungen zeigten, dass besonders die Verfahren der Partikelschwarmoptimierung und der Moving-Least-Squares (MLS) sehr gute Ergebnisse lieferten. Der größte Vorteil der Partikelschwarmverfahren liegt dabei in ihrer Fähigkeit, auch bei extrem rauen Zielfunktionshyperflächen noch zuverlässig globale Optima zu finden. Die Ersatzmodell-gestützten Verfahren, zu welchen die MLS zählen, sind etwas anfälliger gegenüber rauen Oberflächen, zeichnen sich aber durch eine geringe Zahl benötigter Vorwärtsrechnungen aus.

Die oberen Betrachtungen lassen die Vermutung zu, dass beide Verfahrensklassen auch bei der inversen Parameterbestimmung von DEM-Modellen zu guten Ergebnissen führen. Aus diesem Grund wurden Vertreter beider Klassen zur Lösung des vorliegenden Kalibrierungsproblems ausgewählt. Zum einen wurde die Partikelschwarmoptimierung (PSO) und zum anderen das Ersatzmodell-gestützte Verfahren EMMOA, welches erst vor wenigen Jahren zur effizienten Optimierung multikriterieller Aufgabenstellungen entwickelt wurde, implementiert.

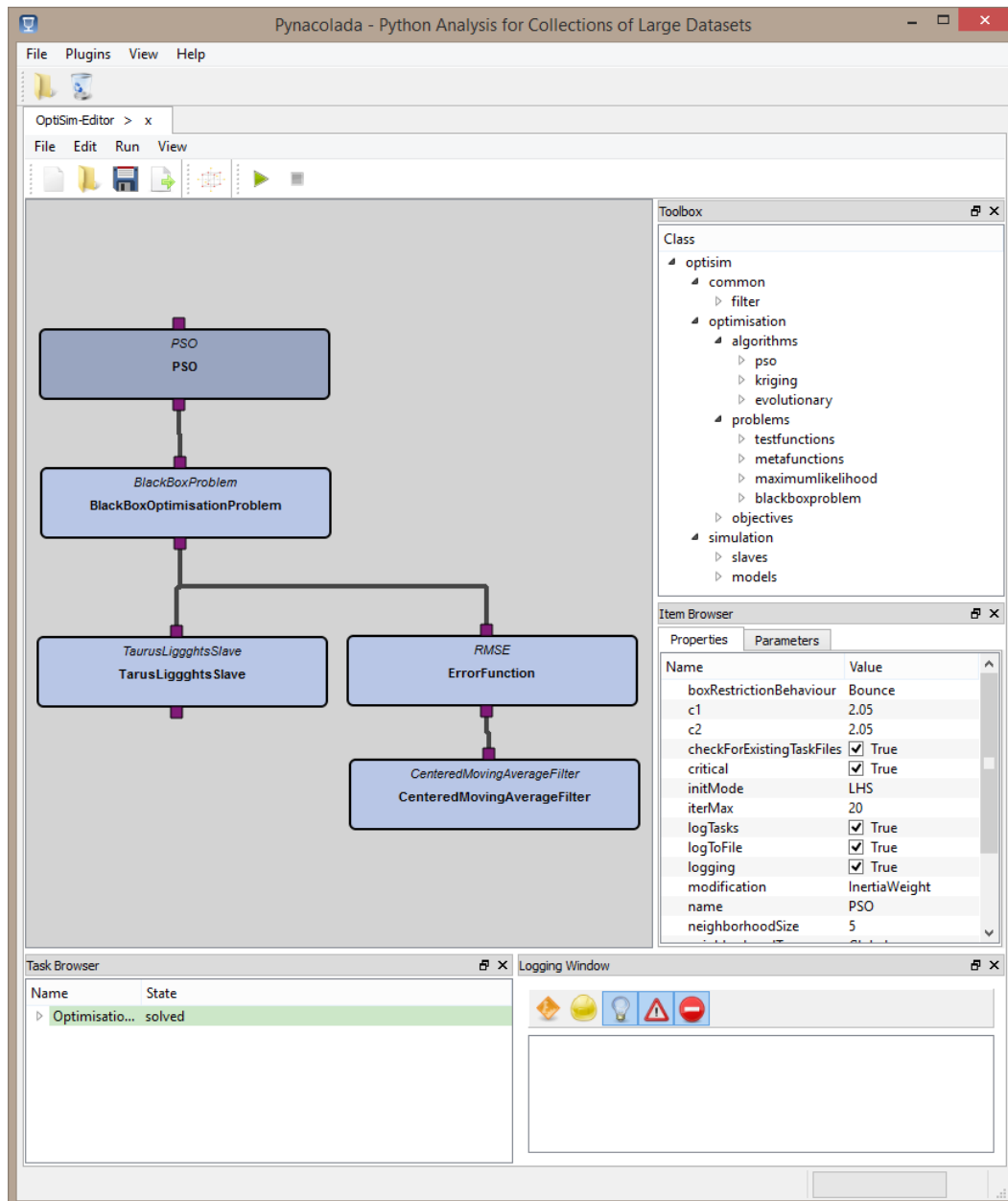


Bild 83: Grafische Oberfläche zum Plug-In „OptiSim“ in Pynacolada

Im Sinne einer nachhaltigen Anwendung der Algorithmen für Optimierungsaufgaben jedweder Art über das Projekt hinaus, erfolgte eine Implementierung in die Lehrstuhl-Software Pynacolada des IVMA. Pynacolada steht für Python Analysis for Collection of Large Datasets. Es handelt sich um ein Framework für die interaktive Datenverarbeitung. Im Rahmen des Forschungsvorhabens wurde ein Plug-In namens OptiSim für Pynacolada entwickelt. Grundidee ist die Kopplung von Optimierung und Simulation für eine automatisierte Parametrierung von Simulationsmodellen. Mit Hilfe einer grafischen Oberfläche (**Bild 83**) lassen sich per drag & drop Berechnungsstrukturen zur Optimierung und Simulation aufbauen lassen. Dabei sorgen

ein streng modularer Aufbau und die Unterteilung in Klassen mit genau definierten Schnittstellen dafür, dass ein schneller und einfacher Austausch verschiedener Bestandteile der Berechnungsstruktur von Optimierungsaufgaben möglich ist. Auch Erweiterungen durch eigene Klassen und der Test verschiedener Optimierungsverfahren stellen somit kein Problem dar.

Nachdem geeignet scheinende Optimierungsalgorithmen ausgewählt und implementiert worden sind, galt es zu untersuchen, ob diese das Problem der Parameteridentifikation von DEM-Modellen zur Simulation maschineller Erdbauprozesse tatsächlich lösen können. Dazu wurden sie auf das Problem angewendet.

Wie bereits beschrieben, war es Aufgabe, die Abweichung zwischen Simulations- und Messergebnissen des Kalibrierexperimentes durch Wahl geeigneter Modellparameter zu minimieren. **Bild 84** zeigt das Ergebnis einer Optimierung mit dem Partikel-Schwarm-Algorithmus. Zu sehen ist, dass eine Parameterkombination gefunden wurde, die das Ergebnis der Referenzmessung sehr gut nachbildet. Damit war davon auszugehen, dass das DEM-Modell mit diesen Parameterwerten in der Simulation des Arbeitsprozesses mobiler Maschinen realitätsnahe Ergebnisse liefert und somit als kalibriert zu betrachten ist.

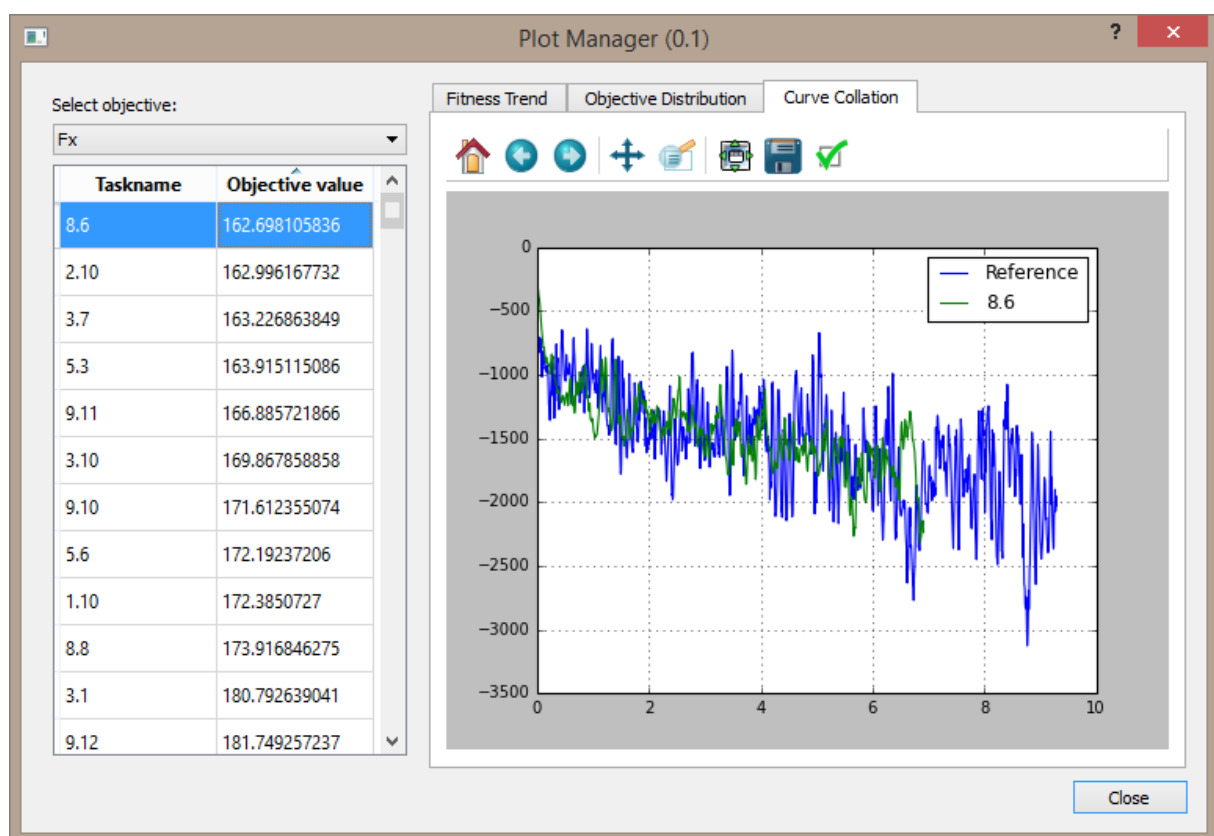
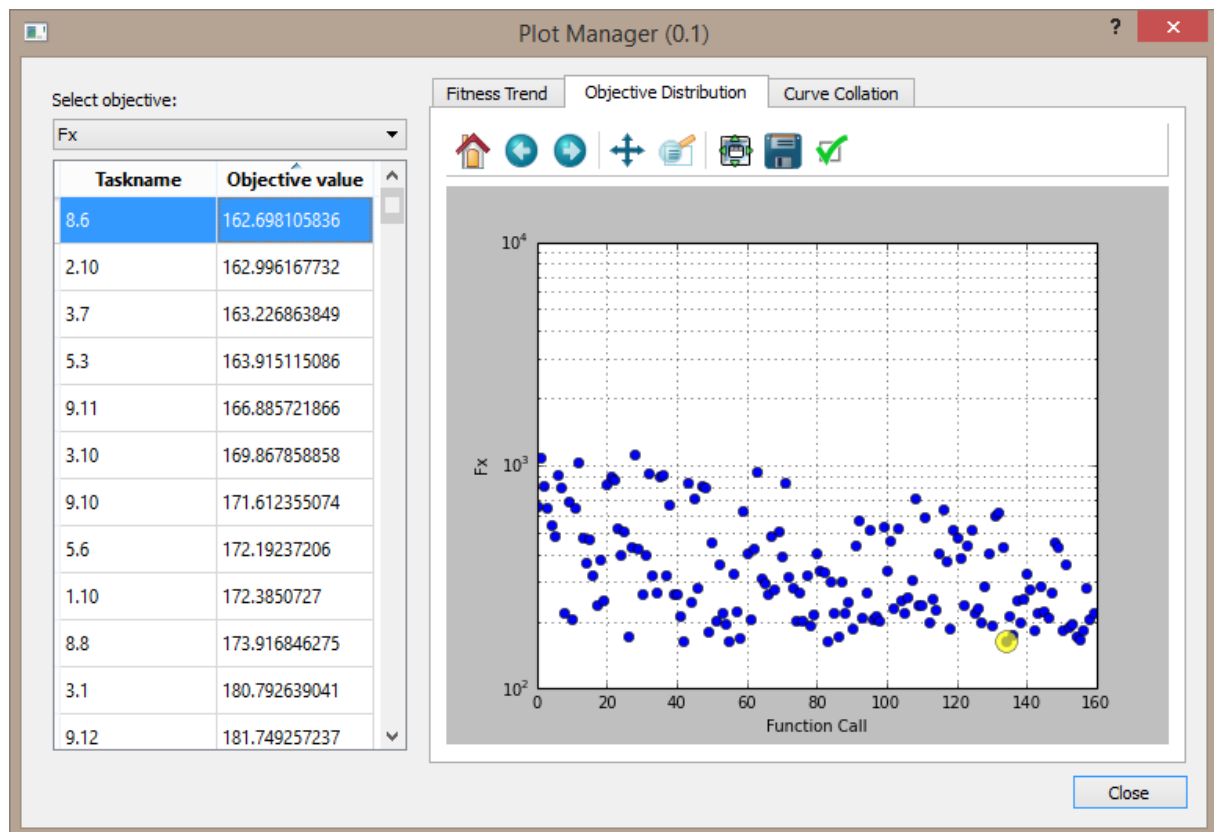


Bild 84: Ergebnis einer Optimierung mit Partikel-Schwarm-Algorithmus, oben: Zielwertverteilung, unten: Vergleich zwischen bestem Ergebnis und Referenz

Mit den implementierten Optimierungsalgorithmen konnte eine Lösung für das vorliegende Identifikationsproblem der Parametrierung von DEM-Simulationen ermittelt werden. Somit war es möglich, das DEM-Modell mit Hilfe der Kalibrierexperimente am oben beschriebenen Prüfstand und der Anwendung von Optimierungsalgorithmen auf den gewählten Referenzerdstoff zu parametrieren. Es konnte im Ergebnis davon ausgegangen werden, dass das parametrierte DEM-Modell das Verhalten des Referenzerdstoffes bei der Simulation des maschinellen Arbeitsprozesses realistisch berechnet.

Es ist jedoch anzumerken, dass gemäß dem NFTL eine effizientere automatisierte Parametrierung von DEM-Modellen erreicht werden könnte. Zu diesem Zweck wäre weiterer Forschungsaufwand von Nöten. So gilt es zu untersuchen:

- Welche Parameterkombinationen des Optimierers selbst (Schwarmgröße, ...) führen zu einem verbesserten Konvergenzverhalten?
- Welche Optimierungsalgorithmen sind ggf. noch geeigneter für das vorliegende Problem bzw. welche Algorithmen eignen sich am besten für welche Art von Zielgröße einer DEM-Simulation?
- Liefert eine Multikriterielle Optimierung bessere Ergebnisse als die Auswertung nur einer Zielgröße, bzw. welche Zielgrößen einer DEM-Simulation eignen sich für welches Anwendungsproblem am besten?

7 Implementierung eines Prognosewerkzeuges

Gesamtziel des Themenschwerpunktes „Prozessenergie“ war die Schaffung einer Simulationsanwendung zur Abbildung des Arbeitsprozesses und der darauf basierenden Bestimmung des Energiebedarfs mobiler Maschinen.

Der energetische Aufwand des Arbeitsprozesses leitet sich von den Lasten am Anbauwerkzeug einer Maschine sowie dessen Dynamik ab. Diese sind Resultat der installierten Maschinenleistung sowie der vom Erdstoff entgegengebrachten Arbeitswiderstände. Folgende Aufgaben mussten von der zu entwickelnden Simulationsanwendung gelöst werden, damit sie die Voraussetzungen zur Prognose des maschinellen Energiebedarfs erfüllt:

- Berechnung des lastabhängigen dynamischen Maschinenverhaltens
- Berechnung des charakteristischen Verhaltens vom Erdstoff bei äußerer Bearbeitung
- Berechnung der Wechselwirkungen zwischen Maschine und Erdstoff.

In den vorhergehenden Arbeitspaketen wurden die Grundlagen für eine realitätsnahe Simulation maschineller Arbeitsprozesse erarbeitet, in dem problemspezifische Maschinen- und Erdstoffmodelle implementiert und parametrisiert wurden. Im AP 3 galt es nun durch eine gekoppelte Simulation beider Modellwelten die Wechselwirkungen zwischen virtueller Maschine und virtuellem Erdstoff abzubilden. **Bild 85** zeigt die grundlegende Idee für die Umsetzung der Simulationsanwendung.



Bild 85: Grundlegende Idee zur Umsetzung der Simulationsanwendung

Der funktionale Aufbau der entwickelten Simulationsanwendung ist in **Bild 86** skizziert. Basis für die Kopplung der Maschinen- und Erdstoffsimulation war der Schnittstellenstandard Functional Mock-up Interface (FMI). Es handelt sich um ein werkzeugunabhängiges Austauschformat, welches bereits von zahlreichen namhaften Software-Herstellern unterstützt wird. Der FMI-Standard erlaubt es, diverse Submodelle bzw. das Gesamtmodell einer Arbeitsmaschine z.B. aus einer Modelica®-Software wie SimulationX, Dymola und OpenModelica oder aus MATLAB® als sogenannte Functional Mock-up Unit (FMU) zu exportieren. Die FMU beinhalten eine mathematische Beschreibung der physikalischen Beziehungen im Maschinenmodell als kompilierten Code, welcher die direkte Einsicht in den Modellaufbau verhindert. Eine dazugehörige Konfigurationsdatei benennt alle zur Simulation benötigten Informationen, wie z.B. Ein- und Ausgabeveriablen oder Modellparameter. Mit Hilfe dieser Angaben kann die OpenSource DEM-Software LIGGGHTS, welche im Rahmen des Projektes um eine FMI-Schnittstelle erweitert wurde, während der laufenden Erdstoffsimulation die FMU des Maschinenmodells importieren und ausführen. Die FMI-Schnittstelle erlaubt es, Daten zwischen beiden Modellen auszutauschen. Vom Maschinenmodell werden die Position, Orientierung und Geschwindigkeit des Anbauwerkzeugs an die DEM-Simulation übertragen. Die DEM wiederum ermittelt daraus den Kontakt zwischen der Werkzeuggeometrie und dem modellierten Erd-

stoff. Im Ergebnis werden die resultierenden Lasten berechnet. Diese werden an das Maschinenmodell zurückgegeben. Durch den kontinuierlichen Austausch der Daten wird die Wechselwirkung zwischen dem Anbauwerkzeug der Maschine und dem Erdstoff berechnet und der maschinelle Arbeitsprozess ganzheitlich simuliert.

Vor der Berechnung des Referenzszenarios mit der Simulationsanwendung wurde diese auf Plausibilität und Konvergenzverhalten getestet. Zu diesem Zweck wurde ein einfaches MKS-Beispiel in Zusammenwirken mit der DEM simuliert. Erste Ergebnisse der gekoppelten Simulation eines ebenen Pendels beim Zusammenstoß mit einem DEM-Partikel gleicher Masse haben gezeigt, dass das Pendel nicht wie zu erwarten war, in Ruhe verweilt nachdem es seine Energie an des DEM-Partikel abgegeben hat, sondern zurückschwingt. Durch eine genauere Analyse dieses Umstandes konnte nachgewiesen werden, dass es sich hierbei um numerische Ungenauigkeiten handelt, die auf eine zu große Schrittweite zurückzuführen waren.

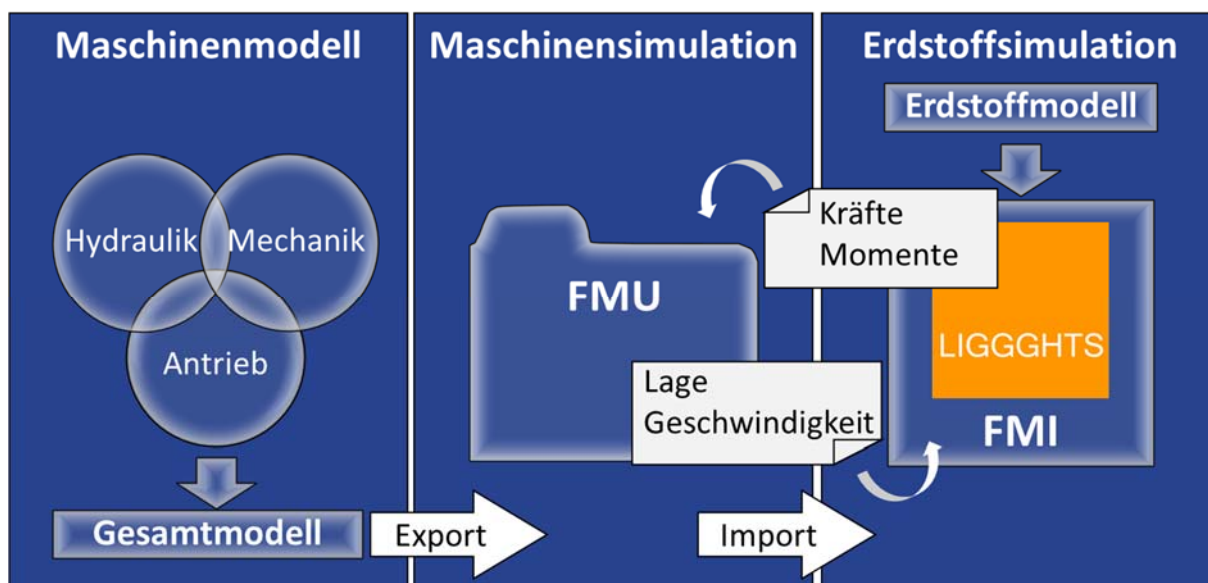


Bild 86: Funktionaler Aufbau der implementierten Simulationsanwendung

Die Simulation eines Pendels mit zwei Bewegungsfreiheitsgraden im Raum zeigte, dass die DEM-Software LIGGGHTS Defizite bezüglich der Einbindung von mehrdimensionalen Bewegungen der FMU besitzt. Die Berücksichtigung von Bewegungen erfolgte auf Lageebene, was unzureichend war, da dies einem „Springen“ der Körper entspricht und somit zusätzliche Anregungen ins gekoppelte System bringt. Eine Lösung auf Geschwindigkeitsebene sorgte dafür, dass die Positionsänderung des FMU in der gekoppelten Simulation korrekt berücksichtigt wird. Jedoch ist anzumerken, dass Rechenungenauigkeiten auf Grund zu großer Schrittweiten

zu einem Drift in der Lageberechnung führen kann. In der finalen Umsetzung der Simulationsanwendung erfolgt die Bewegungsbeschreibung des FMU in der Kopplung zur DEM durch Vorgabe der Geschwindigkeiten und Korrektur der Lage nach einem Berechnungsschritt.

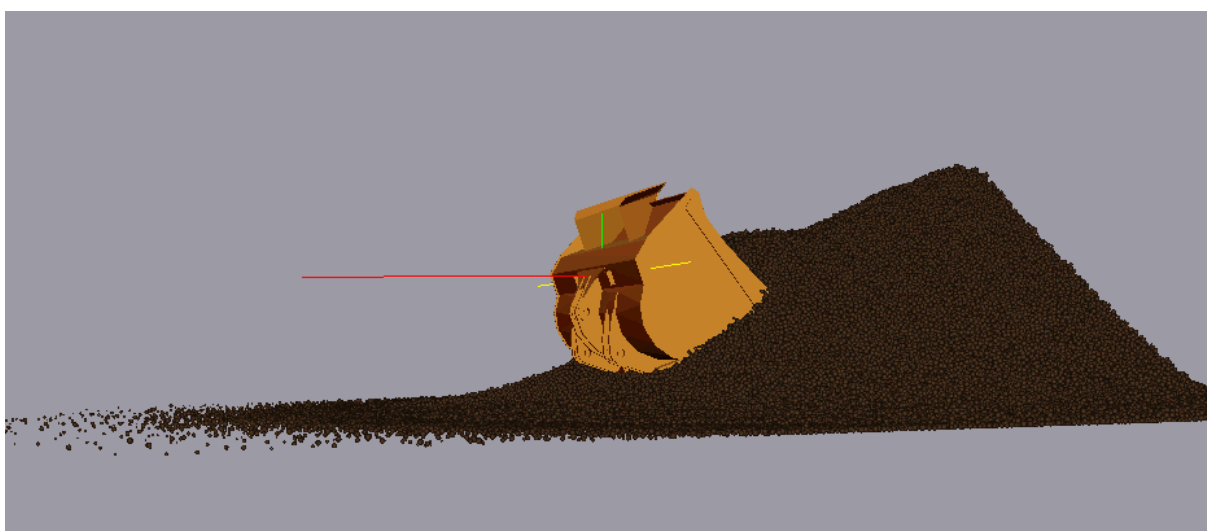


Bild 87: Test der Simulationsanwendung an der Referenzmaschine L576

Ein weiterer Plausibilitätstest erfolgte anhand des Referenzbeispiels „L576“. Zur Überprüfung der Funktionsfähigkeit der gekoppelten Simulation wurde ein Y-Zyklus, welcher mit der Referenzmaschine in der Kiesgrube gemessen wurde, mit Hilfe der Simulationsanwendung berechnet (siehe **Bild 87**). Der für die Messungen geladene Erdstoff entspricht nicht dem im Projekt verwendeten Referenzstoff. Da auch das Haufwerk selbst nicht vermessen werden konnte, dienen die Aufzeichnungen der Plausibilitätsüberprüfung nicht aber der Validierung. Die Ergebnisse der Simulation wurden hinsichtlich der berechneten Kraft- und Momentenverläufe an der

Ladeschaufel analysiert (**Bild 88**). Des Weiteren erfolgte eine Berechnung der Energieaufwände während des Ladezyklus (**Bild 89**). Die Simulationsergebnisse des Y-Zyklus der Referenzmaschine L576 bestätigen die Funktionalität der Simulationsanwendung.

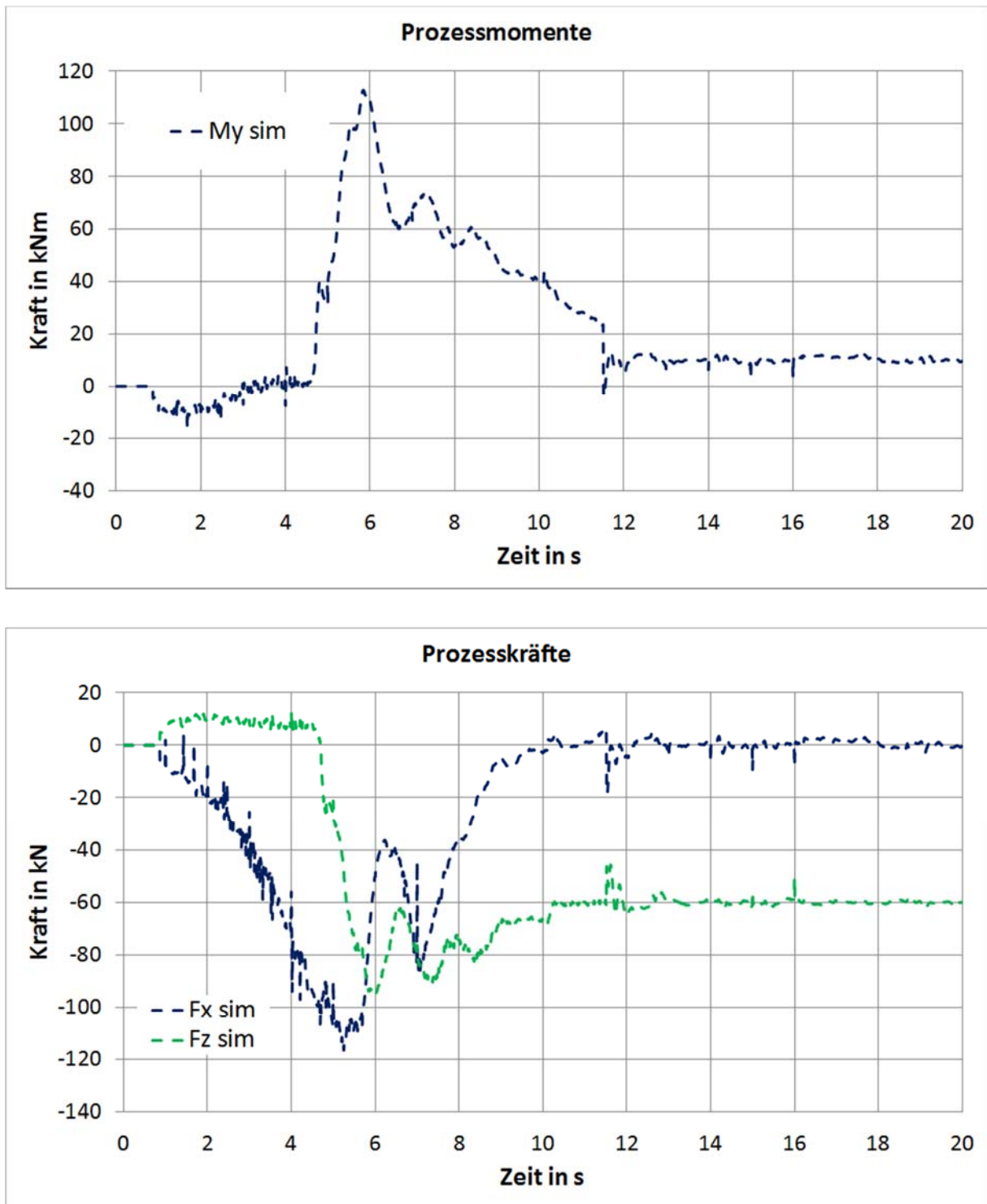


Bild 88: Kraft- und Momentenverläufe an der Ladeschaufel aus der Prozesssimulation

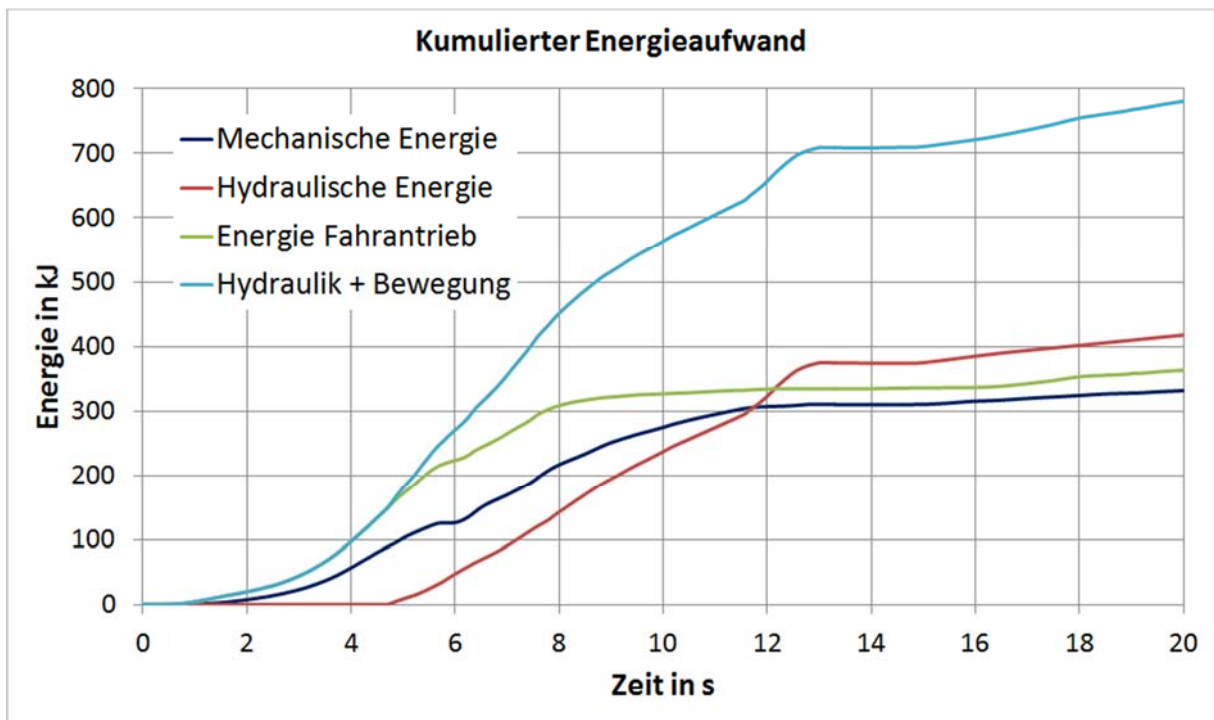


Bild 89: Kumulierter Energieaufwand des simulierten Y-Zyklus

Ergebnis des AP 3 ist eine auf Plausibilität getestete Simulationsanwendung. Diese erlaubt die Berechnung der Interaktion von technischen Systemen wie mobilen Arbeitsmaschinen mit granularen Materialien wie Erdstoffen. Damit ist die Voraussetzung für die Simulation des maschinellen Arbeitsprozesses von Baumaschinen geschaffen. Im nächsten Schritt galt es die Simulationsanwendung in Kombination mit den parametrisierten Modellen für das Referenzszenario „WX185“ zu validieren.

8 Validierung

Mit der oben beschriebenen Simulationsanwendung wurde das komplette Referenzszenario „WX185“ berechnet (**Bild 90** unten). Als Eingaben für das, als FMU exportierte, Modell des Hydraulikbaggers wurden die zeitlichen Verläufe der Joysticksignale aus der Messung eines Referenzgrabprozesses vorgegeben. Das Maschinenmodell hat damit das kinematische und dynamische Verhalten der Arbeitsausrüstung berechnet. Durch die gekoppelte Simulation mit der DEM erfährt der Tieflöffel beim Eingriff in den Erdstoff die entsprechenden zeitabhängigen räumlichen Lasten aus dem Grabprozess.

Bild 91 zeigt die Ergebnisse für die Messung und Simulation der am Anbauwerkzeug wirkenden Lasten im Referenzszenario. Es ist ersichtlich, dass die Ergebnisse sehr gut übereinstimmen. Ebenso gut konnten die Verläufe der in die Arbeitshydraulik eingespeisten Energie über

der Zeit simuliert werden (**Bild 92**). Der Verlauf der Energie für den Arbeitsprozess beschreibt die akkumulierten Werte für das Lösen des Erdstoffes und Heben des gefüllten Löffels um einen halben Meter.

Die Auswertung der Energiebilanz am domänenübergreifenden Maschinenmodell (**Bild 93**) verdeutlicht, welcher Anteil der hydraulisch eingespeisten Energie für die Zylinderbewegung und davon für das Schaufelfüllen im Grabprozess benötigt bzw. als hydraulische Verluste oder für das reine Bewegen der Arbeitsausrüstung aufgewendet wurde. Durch die Einbeziehung des Erdstoffverhaltens über die DEM-Simulation konnte diese Auswertung für verschiedene Grabversuche bezüglich ihres spezifischen Energieaufwandes, also der aufgewendeten Energie pro geladene Tonne Erdstoff erfolgen. Somit können Aussagen über den Energieaufwand bezüglich des Nutzens für verschieden ausgeführte Grabprozesse getroffen werden.

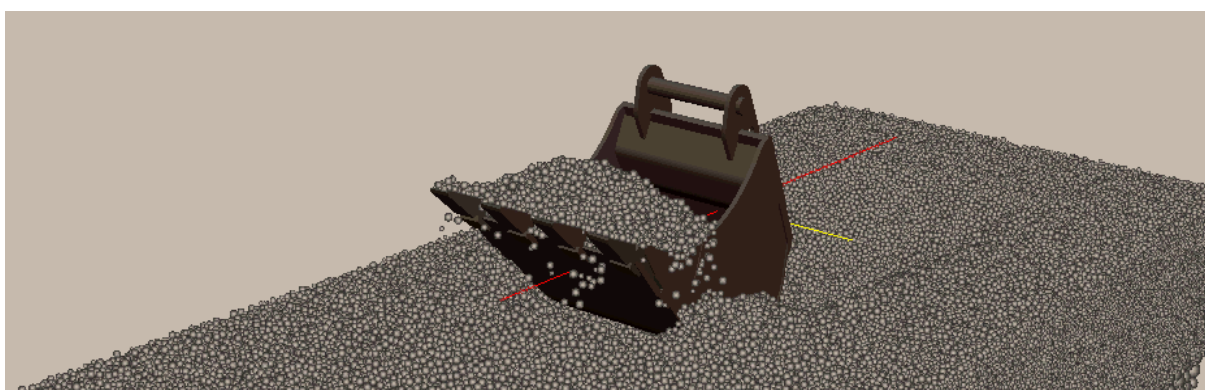


Bild 90: Messung (oben) und Simulation (unten) des Referenzszenarios „WX185

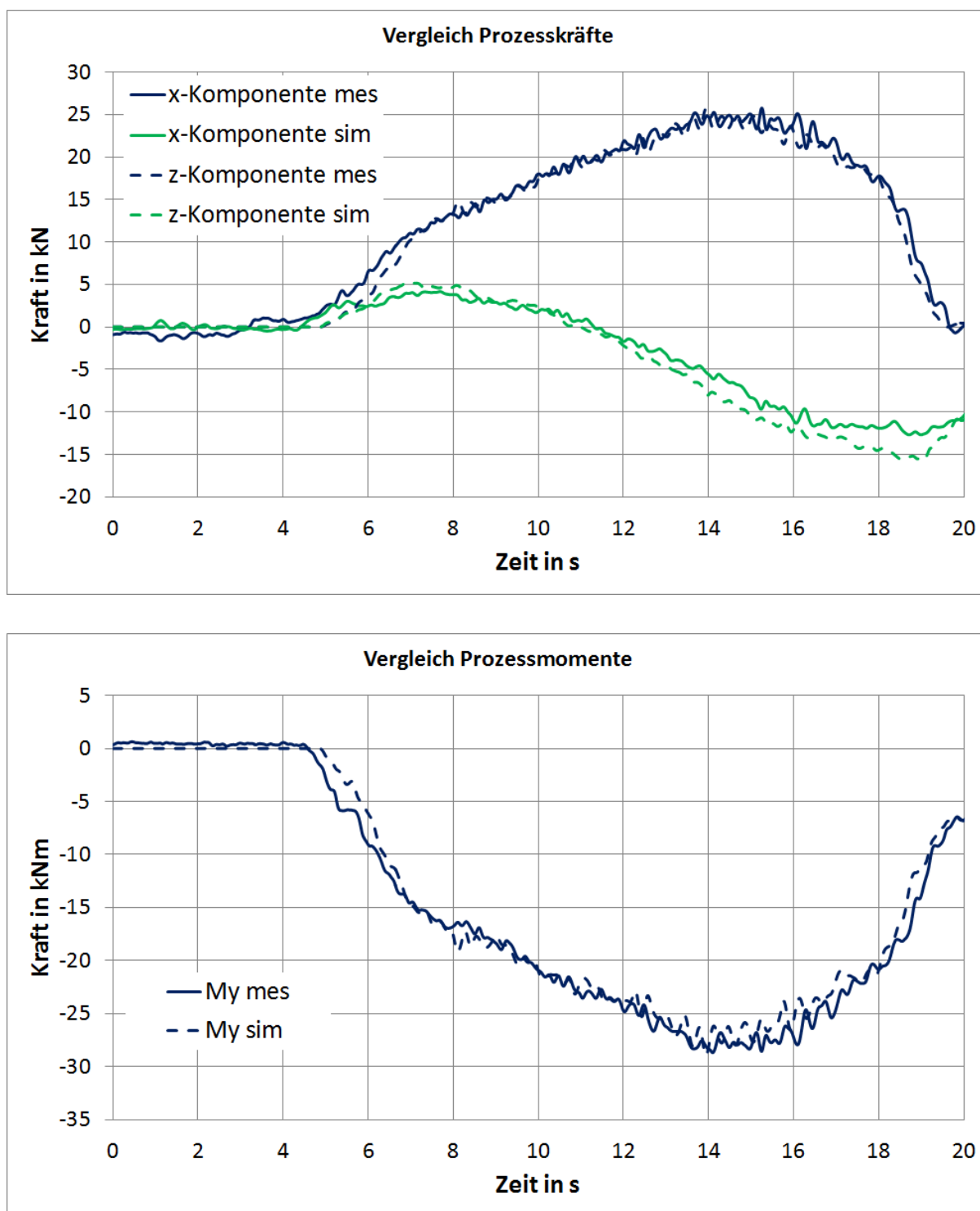


Bild 91: Messung und Simulation der Lasten am Anbauwerkzeug im Referenzszenario, oben: Kräfte in horizontaler (x-) und vertikaler (z-) Richtung, unten: Moment mit Achse im Drehgelenk von Stiel und Löffel

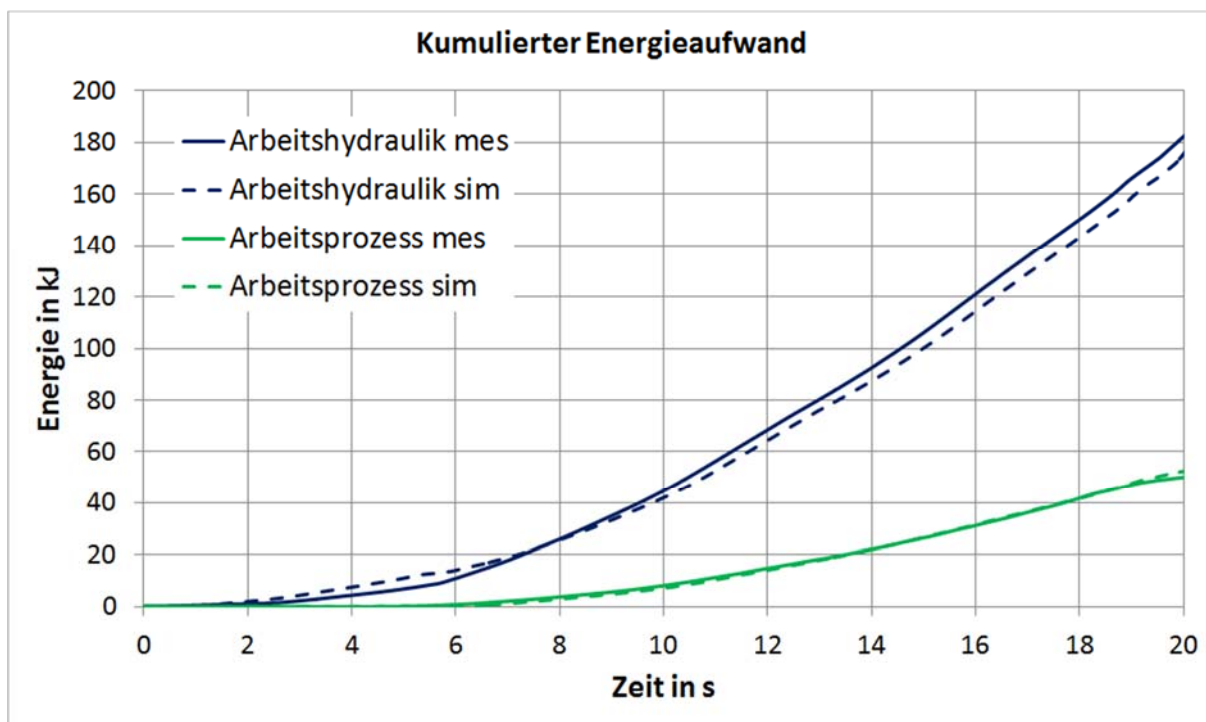


Bild 92: Von der Pumpe der Arbeitshydraulik eingespeiste kumulierte Energie und kumulierte Energie für die am Werkzeug verrichtete mechanische Arbeit

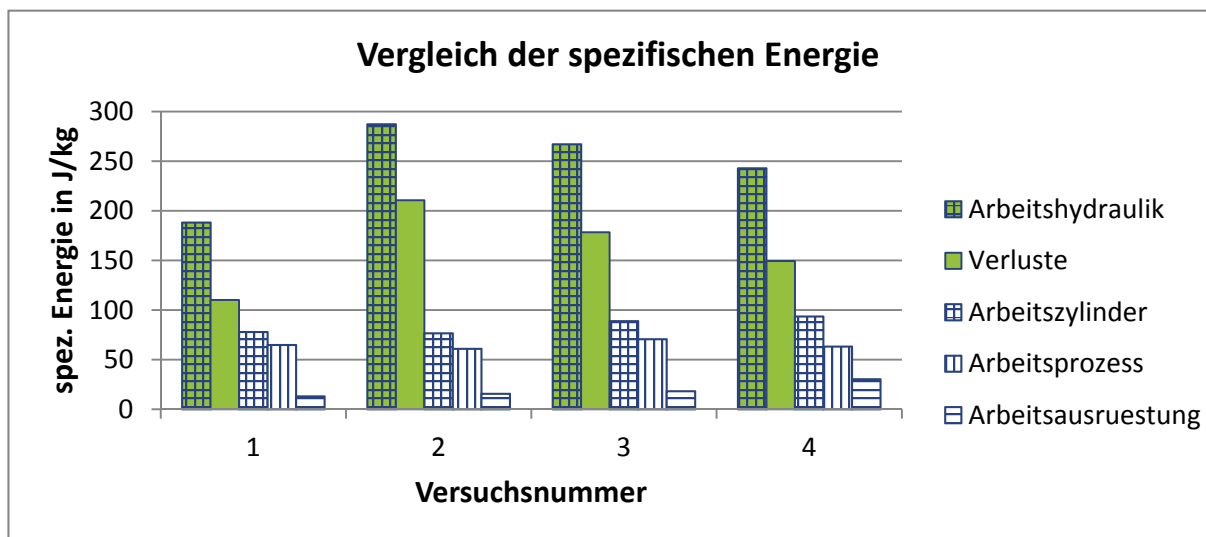


Bild 93: Vergleich des spezifischen Energieaufwandes bei verschiedenen Grabprozessen an der Referenzmaschine

Abschließend sei gesagt, dass es durch die problemspezifische Parametrierung von Erdstoffmodellen gelungen ist, die DEM für die Simulation maschineller Arbeitsprozesse zu erschließen. Mit ihr ist es nun möglich, die Geometrie von Anbauwerkzeugen hinsichtlich des Füllverhaltens oder der aufbrachten Schnittkräfte zu optimieren. Darüber hinaus kann die DEM-

Simulation mit einem parametrisierten Erdstoffmodell dafür eingesetzt werden, die energieeffizienteste Trajektorie für eine bestimmte Arbeitsaufgabe zu ermitteln.

Die entwickelte Simulationsanwendung ermöglicht ferner die Analyse der Verbesserungspotentiale im Maschinensystem bezüglich einer energieeffizienteren Prozessführung. Zu diesem Zweck könnten unterschiedliche Lösungsansätze, wie z.B. Leichtbaustrategien, verschiedene Systeme der Arbeitshydraulik, oder neue Arbeitskinematiken mit einander verglichen werden, ohne reale Prototypen erstellen und mit Messtechnik auszustatten zu müssen. Ein weiteres Verwertungspotential steckt in der Möglichkeit zu untersuchen, wieviel Energieersparnis mit dem „richtigen“ Arbeiten erzielt werden kann. Unterschiedliche Bedienereingaben für die Ausführung der gleichen Arbeitsaufgabe führen zu unterschiedlichen Energiebilanzen (**Bild 93**), sei es weil die Prozesslasten am Werkzeug geringer sind oder die Arbeitshydraulik der Maschine in günstigeren Betriebspunkten betrieben wird. Die Ergebnisse solcher Untersuchungen könnten in die Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen einfließen.

Mit der entstandenen Simulationsanwendung ist es möglich, die Belastungen der Maschine zu ermitteln. Damit wurde die Grundlage geschaffen, die Energiebilanz einer mobilen Maschine für die Ausführungen einer konkreten Arbeitsaufgabe zu prognostizieren. Mit den im Themenschwerpunkt „Prozessenergie“ erarbeiteten Ergebnissen werden somit Unternehmen in die Lage versetzt, Simulationsmethoden für einen ressourcenschonenden Entwicklungsprozess energieeffizienter mobiler Arbeitsmaschinen gewinnbringend zu nutzen.

9 Literatur

- /Arc84/ AKAT, S.B. ; GAZI, V.: *Particle swarm optimization with dynamic neighborhood topology: Three neighborhood strategies and preliminary results*. In: Swarm Intelligence Symposium, 2008. SIS 2008. IEEE, 2008, S. 1–8
- /Bar08/ BARGSTÄDT, H.-J., STEINMETZGER, R.: *Grundlagen des Baubetriebswesens*, Schriften der Professur Baubetrieb und Bauverfahren Nr. 18, Bauhaus-Universität Weimar, 2008
- /Bat08/ BATTEH, J., NEWMANN, C.: *Detailed Simulation of Turbocharged Engines with Modelica*. In Proceedings of 6th International Modelica Conference, Bielefeld, Germany, Modelica Association, 69–75, 2008
- /Bea03a/ BEATER, P., OTTER, M: *Multi Domain Simulation: Mechanics and Hydraulics of an Excavator*, In: Proceedings of the 3rd International Modelica Conference, Linköping, 2003

-
- /Bea03b/ BEATER, P., CLAUSS, C.: *Multidomain Systems: Pneumatic, Electronic and Mechanical Subsystems of a Pneumatic Drive Modelled with Modelica*, In Paper presented at the 3rd International Modelica Conference, 2003
- /Cun71/ CUNDALL, P. A.: *A computer model for simulating progressive large scale movements in blocky rock systems*, Proceedings Symposium Int. Soc. Rock Mech., Nancy Metz, vol. 1, p. Paper II-8, 1971
- /Dei09/ DEITERS, H.: *Standardisierung von Lastzyklen zur Beurteilung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen*, Braunschweig, Technische Universität Carolo-Wilhelmina, Dissertation 2009
- /Dem05/ DEMPSEY, M., BIGGS, S., DIXON, N.: *Simulating driveability using Dymola and Modelica*, In Paper presented at the 4th International Modelica Conference, 2005.
- /Dem15/ <http://www.dem-solutions.com/software/edem-software.php>, Aufruf: März 2015
- /Fre09/ FRENKEL, J., SCHUBERT, C., KUNZE, G., JANKOV, K.: *Using modelica for interactive simulations of technical systems in a virtual reality environment*, In: Proceedings of the 7th International Modelica Conference, Como, 2009
- /Fri04/ FRITZSON, P.: *Principles of Object-Oriented Modeling and Simulation with Modelica 2.1*. Wiley-IEEE Press, 2004
- /Gac10/ GACZKOWSKI, R.: *Multicore-Optimierung mit genetischen Algorithmen*. <http://hgs.iwr.uni-heidelberg.de/expdesign/teaching/ss10/multicore/handouts/Gaczkowski.pdf>. Version: 07 2010
- /Gri10/ GRIMA, A., WYPYCH, P.: *Discrete element simulation of a conveyor impact-plate transfer: calibration, validation and scale-up*, In: Australian Bulk Handling Review p.64-72., 2010
- /Grö06/ GRÖGER, T., KATTERFELD, A.: *Einsatz der Diskrete Elemente Methode in der Schüttguttechnik: Grundlagen und Kalibrierung*, In: Schüttgut, Vol. 12 (2006) Nr. 7, S. 480-486
- /Gub10/ GUBSCH, I.; HOSKE, P.; BÜRKLE, K.: *Untersuchungen des Bedienverhaltens in mobile Baumaschinen durch interaktive Simulation in virtuellen Umgebungen*, Auf: Tag der deutschen Baumaschinentechnik, Meerane 2010, www.baumaschinenzentrum-glauchau.de/dbm.htm
- /Hil96/ HILLER, M.: *Modelling, simulation and control design for large and heavy manipulators*, In: Robotics and Autonomous Systems 19, no. 2, Dezember 1996, 167-177
- /Huh02/ HUHN, K.: *Analyse der Mechanik des Makran Akkretionskeils mit Hilfe der Finiten und der Diskreten Elemente Methode sowie analoger Sandexperimente*,

- Dissertation, (Scientific Technical Report STR ; 02/02), Potsdam : Deutsches GeoForschungsZentrum GFZ, 2002, ISSN: 1610-0956
- /ImS08/ IMSLAND, L., KITTELSEN, P., STEINAR SCHEI, T.: *Model-Based Optimizing Control and Estimation using Modelica Models*, In Proceedings of 6th International Modelica Conference, Bielefeld, Germany, Modelica Association, 2008
- /Ita15/ <http://www.itascacg.com/software/pfc>, Aufruf: März 2015
- /Itm15/ http://www.itm.uni-stuttgart.de/research/pasimodo/pasimodo_de.php, Aufruf: März 2015
- /Kat09/ KATTERFELD, A., GRÖGER, T., HACHMANN, M., BECKER, G: *Usage of DEM simulations for the development of a new chute design in underground mining*, In: Proceedings of 6th International Conference for Conveying and Handling of Particulate Solids (CHoPS) and 10th International Conference on Bulk Materials Storage, Handling & Transport (ICBMH). Brisbane, p. 85-91, 2009
- /Kue84/ KÜHN, G.: *Der maschinelle Erdbau*, Teubner 1984, Stuttgart, ISBN-10: 3519052334
- /Kun02a/ KUNZE, G.; GÖHRING, H.; JACOB, K: *Baumaschinen-Erdbau- und Tagebaumaschinen*. - 1. Auflage, Verlag Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden, 2002, ISBN 978-3-8348-1592-7
- /Kun02b/ KUNZE, G., PENNDORF, T.: *Methode für ganzheitliche parametrische Simulation von Arbeitsmaschinen*. - Forschungsbericht, TU Dresden, IFBL, 2002
- /Kun03/ KUNZE, G.: *Virtuelle Realität - Simulationsmethoden in Forschung und Entwicklung*. - Baumaschinentechnik 2003 - Erfahrungen, Methoden, Innovationen - Fachtagung 20./21.03.2003 Dresden, Heft Nr. 23 der Schriftenreihe der Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen, 2003
- /Kun10a/ KUNZE, G., SCHUBERT, C., ESSWEIN, W., LEHMANN, S.: *Software Architecture for Interactive Simulation of Mobile Machinery* In: Proceedings of 1st Commercial Vehicle Technology Symposium, 2010
- /Kun10b/ KUNZE, G.; HOSKE, P.; GUBSCH, I.; SCHMAUDER, M.; BÜRKLE, K.; KAMUSELLA, Ch.: *Prognose und Bewertung der Sicht für mobile Arbeitsmaschinen*, Auf: Wissensportal www.baumaschine.de
- /Leh10/ LEHNART, A., FLEISSNER, F., EBERHARD, P.: *Simulating sloshing liquids in tank vehicles*, In: Proceedings of 1st Commercial Vehicle Technology Symposium, Kaiserslautern, 2010, p. 293-302
- /Lig15/ <http://www.cfdem.com/liggghtsr-open-source-discrete-element-method-particle-simulation-code>, Aufruf: März 2015

-
- /Lig/ *LIGGGHTS Documentation*
- /Mei08/ MEIER, J.: *Parameterbestimmung mittels inverser Verfahren für geotechnische Problemstellungen*, Dissertation, Bauhausuniversität Weimar, 2008, ISBN: 978-3-86068-370-5
- /Met15/ www.metariver.kr, Aufruf: März 2015
- /Mod15/ Modelica Association: *Modelica Specification*; <http://www.modelica.org/documents>, Aufruf: März 2015
- /Moi10/ MOISIO, S., KORKEALAAKSO, P., ROUVINEN, A.: *Contact Modeling in Real-Time Simulation of an Underground Wheel Loader*, In: The 1st Joint International Conference on Multibody System Dynamics, Lappeenranta, Finland, 2010
- /Mor05/ MORAWIETZ, L., RISSE, S., CHRIST, T., ZELLBECK, H., REUSS, H. C.: *Modeling an automotive power train and electrical power supply for HiL applications using Modelica*, In Paper presented at the 4th International Modelica Conference, 2005
- /Mot03/ MOTHEs, M.: *Modellbildung von Bodenstoffen in virtueller Umgebung*, In: Wissensportal baumaschine.de, no. 1/2003 (2003)
- /Mot09/ MOTHEs, M.: Forschungsbericht der TU Dresden zur Studie „*Voruntersuchungen zur Berechnung von Grabvorgängen mit der DEM-Methode*“.- Dresden, 2009 (unveröffentlicht)
- /Nor03/ NORDELL, L.: *Modern Ore Transfer Chute & Belt Feeder Designs Developed from Discrete Element Modelling (DEM)*, In: Proceedings of BeltCon 14, Johannesburg, 2003
- /Pee03/ PEER, A., BAJCINCA, N., SCHWEIGER, C.: *Physical-based Friction Identification of an Electro-Mechanical Actuator with Dymola/Modelica and MOPS*, In: 3rd International Modelica Conference, Linköping, Sweden, November 3-4, Seiten 241-248, 2003
- /Pen02/ PENNDORF, T.: *Simulationsmodelle als virtuelle Prototypen*, Wissensportal baumaschine.de 1(2002)
- /Pic09/ PICARELLI, A., DEMPSEY, M.: *Investigating the Multibody Dynamics of the Complete Powertrain System*, In Proceedings of 7th Modelica Conference, Como, Italy, Sep. 20-22, 2009
- /Reg14/ REGEIS, R. G.: *Particle Swarm with Radial Basis Function Surrogates for Expensive Black-Box Optimization*. Journal of Computational Science, Vol. 5, Issue 1, pp. 12-23, 2014.

-
- /Ros09/ ROSSMANN, J., SCHLUSE, J., JUNG, M., RAST, M.: *Close to reality simulation of bulk solids using a kind of 3D cellular automaton*, In Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2009. San Diego, California, USA, 2009
- /Sch01/ SCHUMACHER, C., VOSE, M.D., WHITLEY, L.D.: *The No Free Lunch and problem description length*. In: Proc. Genetic and Evolutionary Computation Conference GECCO-2001, Morgan Kaufmann, San Francisco, CA. pp. 565-570.
- /Tao08/ TAO, N., DINGXUAN, Z., YAMADA, H., SHUI, N.: *A low-cost solution for excavator simulation with realistic visual effect*, In 2008 IEEE Conference on Robotics, Automation and Mechatronics, 889–894, 2008
- /Tij10/ TIJSKENS, B., DE CUYPER, J.: *Towards realistic prediction of soil-bucket interaction - Co-simulation between LMS Virtual.Lab Motion and DEMeter*, in: Proceedings of 1st Commercial Vehicle Technology Symposium, Kaiserslautern, 2010, p. 270-279
- /Ver08/ VERZICHELLI, G: *Development of an Aircraft and Landing Gears Model with Steering System in Modelica-Dymola*, In Proceedings of 6th International Modelica Conference, Bielefeld, Germany, Modelica Association, 2008
- /Völ10/ VÖLKEL, L.: *Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation*, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2010
- /Wen12/ WENSRICH, C.M.; KATTERFELD, A.: *Rolling friction as a technique for modelling particle shape in DEM*, In: Powder Technology, Volume 217, February 2012, Pages 409-417
- /Wol97/ WOLPERT, D.H., MACREADY, W.G.: *No Free Lunch Theorems for Optimization*, IEEE Transactions on Evolutionary Computation 1, 67, 1997, <http://ti.arc.nasa.gov/m/profile/dhw/papers/78.pdf>
- /Yad15/ <https://yade-dem.org/doc/>, Aufruf: März 2015
- /Žil88/ ŽILINSKAS, A. ; TÖRN, A.: *Global optimization*. In: Lecture notes in computer science Bd. 1, 1988, S. 1 – 255

10 Projektpartner & Verantwortlichkeiten

Liebherr-Hydraulikbagger GmbH: Die Liebherr-Hydraulikbagger GmbH zählt zu den weltweit führenden Herstellern hochmoderner Hydraulikbagger. Darüber hinaus entwickelt und fertigt die Gesellschaft Materialumschlagmaschinen und knickgelenkte Muldenkipper. Erfolgreich eingesetzt werden die Hydraulikbagger auf der ganzen Welt im Tiefbau sowie bei vielen Spezialaufgaben wie beispielsweise im Garten- und Landschaftsbau. Die Einsatzbereiche der Materialumschlagmaschinen reichen vom Schrott-, Holz-, und Hafenumschlag bis hin zu Abfallwirtschaft und Recycling. (<http://www.liebherr.com>)

Im Rahmen des AP 1 sollten Modelle der beiden Referenzmaschinen als Basis für die Simulation von maschinellen Arbeitsprozessen erstellt werden. Es wurden durch Liebherr die erforderlichen Daten des L576 zusammengetragen und ein Mehrkörpermodell in SimulationX erstellt. Die entwickelten Maschinenmodelle enthalten Parameter, die bezogen auf das relevante Referenzszenario kalibriert werden müssen. Zur Kalibrierung dieser Modellparameter wurden durch Liebherr mit der Versuchsmaschine Messungen durchgeführt. Die Ergebnisse wurden dem IVMA als Vergleichsgrundlage für die simulierten Daten zur Verfügung gestellt. Basierend darauf wurden die Modellparameter entsprechend angepasst werden.

Die zu entwickelnde Simulationsanwendung importiert das parametrisierte Maschinenmodell in eine DEM-Simulation, mit welcher das Verhalten von Erdstoff nachgebildet wird. Liebherr unterstützte bei der Umsetzung der Simulationskopplung mit dem Blick eines Maschinenherstellers als zukünftiger Anwender.

Nach der Parametrierung des, von Liebherr erstellten und vom IVMA angepassten, Maschinenmodells musste dieses in Hinblick auf die geplante Anwendung, der Simulation maschineller Arbeitsprozesse, auf Plausibilität geprüft werden. Zu diesem Zweck wurden von Liebherr weitere Messreihen aufbereitet und zur Verfügung gestellt.

Lehnhoff Hartstahl GmbH & Co. KG. Die Lehnhoff Hartstahl GmbH & Co. KG mit Hauptsitz in Baden-Baden ist ein innovatives mittelständisches Unternehmen, das sich als Ausrüster rund um den Hydraulikbagger zu einem der Marktführer in der Branche entwickelt hat. Mit einem umfassenden Werkzeugprogramm für alle Baggertypen am Markt bietet Lehnhoff nicht

nur dem allgemeinen Tief- und Straßenbau effektive Anbaugeräte, sondern bedient auch spezielle Sparten wie Abbruch und Recycling, Garten- und Landschaftsbau sowie Steinbrüche und Kieswerke mit richtungsweisenden Produkten. (<http://www.lehnhoff.de/>)

Lehnhoff hat im Rahmen des Projektes die Aufgabe übernommen, einen Messschnellwechsler für Hydraulikbagger zu entwickeln und umzusetzen. Mit Hilfe des Messschnellwechslers sollen die Schnittkräfte zwischen Stiel und Anbauwerkzeug eines Baggers gemessen werden. Über Rückrechnung werden daraus die Reaktionskräfte welche aus der Wechselwirkung zwischen Boden und Werkzeug herrühren ermittelt und somit auf die Belastungen an der Maschine geschlossen. Grundlage bildet ein von Lehnhoff und dem IVMA entwickeltes Konzept basierend auf einem Messprinzip mittels Dehnmessstreifen (DMS). Bei der Umsetzung war es von entscheidender Bedeutung, Messstellen so zu platzieren, dass sie von einander entkoppelt sind. Der Aufbau eines Standardschnellwechslers wurde zu diesem Zweck von Lehnhoff konstruktiv geändert.

Für die Festlegung der Messstellen erstellte Lehnhoff ein FEM-Modell mit ANSYS. In einer Simulation wurden verschiedene Lastrichtungen separat aufgebracht und an Orten mit gleichmäßiger Spannungsverteilung die Hauptspannungsrichtungen bestimmt. Basierend darauf wurde die DMS appliziert. Der Messschnellwechsler wurde an das IVMA übergeben. Die Kalibrierung des fertigen Messschnellwechslers erfolgte am IVMA auf einer Hydropulsanlage. Die Firma IBAF GmbH hat sich mit der Datenspeicherung und –bearbeitung befasst.

LRT GmbH Tharandt. Als Hersteller von qualitativ hochwertigen Anbauwerkzeugen für fast alle Baumaschinen bietet die LRT GmbH Tharandt (LRT) eine umfangreiche Palette verschiedener Baggerlöffel, Ladeschaufeln und Sonderkonstruktionen inklusive kinematischer und hydraulischer Extras. Durch Qualität, Flexibilität, Zuverlässigkeit und einen ausgeprägten Sinn für Sonderlösungen hat sich das Unternehmen national sowie international einen Namen gemacht und ist zum kompetenten Partner führender Baumaschinenhersteller und Händler geworden. (<http://www.lrtgmbh.de/>)

LRT hat die Aufgabe übernommen, einen Prüfstand zur Kalibrierung der Erdstoffmodelle sowie zur Validierung der Berechnungsergebnisse aufzubauen. Das Unternehmen unterstützte das IVMA der TU Dresden bei der Konstruktion des Prüfstandes. Dabei galt es u.a. die Fertigungsmöglichkeiten des Unternehmens zu beachten. Die anschließende Fertigung und Montage lag vollständig auf Seiten der Firma. Nach der Inbetriebnahme durch die LRT GmbH wurde durch

die TAKRAF GmbH ein Messkonzept appliziert. Daraufhin konnte LRT die laut Versuchsplan vorgesehenen Messungen durchführen.

TAKRAF GmbH. Die TAKRAF GmbH ist ein weltweit tätiges mittelständisch strukturiertes Unternehmen für Tagebaugeräte und mobile Arbeitsmaschinen mit Sitz in Leipzig und Lauchhammer. Das Unternehmen entwickelt, plant und konstruiert komplexe Geräte für den kontinuierlichen Abbau in Tagebauen. Ob Einzelgeräte oder komplette Systeme – rund um den Globus werden die Produkte des in Deutschland ansässigen Herstellers unter extremen geologischen und klimatischen Bedingungen erfolgreich eingesetzt. TAKRAF ist sich als modernes Unternehmen der Verantwortung gegenüber der Umwelt bewusst und verfolgt aktiv das Ziel, ein Gleichgewicht zwischen Wirtschaftlichkeit, Steigerung industrieller Leistungsfähigkeit und Nachhaltigkeit herzustellen.

Seine Arbeitsprozesse richten sich daher an folgenden Zielstellungen aus:

- Reduzierung des Energieverbrauchs und des Verschleißeffektes
- Reduzierung des Emissionsausstoßes in Luft und Wasser
- Lärmreduzierung
- Lieferung von Tagebausystemen, die alternative Technologien zu herkömmlichen Sprengungsverfahren bieten.

Dank innovativer Neuerungen ist TAKRAF stets in der Lage, seinen Kunden die Spitzenlösungen anzubieten, die sie erwarten.

TAKRAF unterstützte die Arbeiten zur Kalibrierung der Erdstoffmodelle durch die Planung und Umsetzung statistischer Methoden (Statistische Versuchsplanung oder Design of Experiment – DoE). Mit diesen sollten bei möglichst geringem Simulationsaufwand die relevantesten Modellparameter identifiziert und deren Einfluss auf das Simulationsergebnis quantifiziert werden. Im Kern wurden von der TAKRAF diverse statistische Verfahren zur Planung und Auswertung von Experimenten auf ihre Zweckmäßigkeit in Bezug auf das vorliegende Problem untersucht. Daraufhin wurde das geeignetste Verfahren ausgewählt und so modifiziert, dass es der notwendigen automatisierten Auswertung gerecht werden kann. Für ein schon bestehendes Software-Framework („Pynacolada“) wurde ein Plugin entwickelt, welches in der Lage ist, das

gewählte statistische Verfahren umzusetzen. Auf diese Weise konnten durch TAKRAF Parameter identifiziert werden, die für die weitere Kalibrierung vernachlässigbar sind und solche, die einen großen Einfluss mit sich bringen und somit detaillierter untersucht werden müssen.

Zur numerischen Berechnung des Erdstoffverhaltens sollte die Partikel-Simulationssoftware LIGGGHTS eingesetzt werden. Diese bietet standardmäßig verschiedene Kontaktmodelle zur Auswahl. Für die Arbeiten im Rahmen des Projektes wird auf das Hertz-Mindlin-Modell zurückgegriffen. TAKRAF hat das Kontaktmodell auf seine Eignung bezüglich der Projektaufgaben überprüft. Anhand von diesen Schüttversuchen konnte festgestellt werden, dass das Kontaktmodell noch keine zufriedenstellenden Ergebnisse für die geplanten Anwendungen liefert. Daraufhin entwickelte die IBAF GmbH ein problemspezifisches Kontaktmodell. Dieses musste mit Hilfe eines Versuchsstandes kalibriert werden. Der Prüfstand wurde von der LRT GmbH konstruiert, montiert und im Bereich des Bewegungssystems in Betrieb genommen. Die TAKRAF GmbH übernahm die Auslegung und Implementierung von Messtechnik bei der Inbetriebnahme. Die Signale der Messgeber wurden mittels Messelektronik und Messrechner weiterverarbeitet und aufgezeichnet. Zu diesem Zweck wurde eine Benutzeroberfläche erstellt, die der gewählten Anwendung gerecht wird. Die installierte Messelektronik wurde dann mit gängigen technischen Mitteln kalibriert und war somit einsatzbereit. Es folgten zahlreiche Versuche zur Ermittlung des Betriebsverhaltens und der Besonderheiten bei der Bedienung des Prüfstands, und der Planung und Durchführung der Versuche. Die Erkenntnisse wurden dokumentiert und für die Weitergabe an andere Wissenschaftler aufbereitet.

TAKRAF unterstützte darüber hinaus die Entwicklung der Simulationsanwendung zur Berechnung von maschinellen Arbeitsprozessen mit der Sicht und Erfahrung eines zukünftigen Anwenders, damit das Prognosewerkzeug den entsprechenden Anforderungen entsprechen konnte.

IBAF GmbH (im Unterauftrag des IVMA): Die IBAF GmbH hat sich in den zurückliegenden 12 Jahren einen Namen als Entwicklungsdienstleister im Bereich der Baumaschinen, Antriebs- und Fördertechnik sowie der Anlagentechnik erarbeitet. Die Marke IBAF steht für in der Praxis direkt verwertbare Entwicklungsergebnisse auf Basis neuester ingenieurtechnischer und ingenieurwissenschaftlicher Methoden. Die IBAF GmbH verfügt über eine umfassende Kompetenz in der Entwicklung, Konstruktion und Berechnung von Baugruppen und Systemen für

die Baumaschinenindustrie, in vielen Bereichen der Antriebs- sowie der breit gefächerten Branche der Fördertechnik, einschließlich ihrer zahlreichen Anwendungen. IBAF arbeitet in Ergänzung zu seinem Kerngeschäftsbereich auch auf benachbarten Gebieten und Industriezweigen, wie z.B. der Land- und Forstmaschinenindustrie, des Bergbaus und der Bergbautechnik, der Hydraulik und ihren Anwendungen, der Entwicklung und Konstruktion von Sonderfahrzeugen, der Eisenbahntechnik, des Stahl- und Apparatebaues, der Anlagentechnik und in Erweiterung ihrer fördertechnischen Kompetenzen auch auf den Gebieten der Lagertechnik und Logistik, der Hub- und Aufzugstechnik sowie der Förder- und Handhabetechnik für Werkzeugmaschinen. Außerdem gibt es Aktivitäten in der Entwicklung und Konstruktion von Baustoff- und Recyclingmaschinen.

Im Unterauftrag des IVMA hat die IBAF GmbH folgende Aufgaben im Themenschwerpunkt „Prozessenergie“ umgesetzt:

- Schulung von Projektpartnern in der DEM-Software LIGGGHTS
- Erstellung von problemspezifischen Kontaktmodellen
- Unterstützung bei Parameteranalyse der DEM-Modelle
- Implementierung der FMI-Schnittstelle in DEM-Software LIGGGHTS

Institut für Verarbeitungsmaschinen und Mobile Arbeitsmaschinen, TU Dresden

(IVMA): Das Institut für Verarbeitungsmaschinen und Mobile Arbeitsmaschinen vereint die Professuren für Baumaschinen- und Fördertechnik, Agrarsystemtechnik und Verarbeitungsmaschinen/Verarbeitungstechnik. Etwa 30 Mitarbeiter der Professur, leistungsstarke Rechen- und Messtechnik sowie ein gut ausgestattetes Experimentierfeld bilden die Grundlagen für eine leistungsfähige Lehre und Forschung.

Die rechnerische und experimentelle Maschinenanalyse sowie Maschinensimulation nimmt einen besonderen Schwerpunkt in der Forschungstätigkeit ein. Der Antragsteller arbeitet seit etwa 10 Jahren intensiv auf dem Gebiet der Simulation von Vorgängen in technischen Systemen. Dabei sind zu speziellen Problemstellungen digitale physikalische Simulationsmodelle entstanden, wie z. B. Modelle von Antriebssystemen, Arbeitsprozessen, Design- und Gestaltungslösungen und Struktursystemen. Die gegenwärtigen Arbeiten konzentrieren sich auf das Ziel, Modellstrukturen für die ganzheitliche Simulation zu erarbeiten. Neben maschinentechnischen Fragestellungen werden dabei zunehmend systemtechnische Aufgaben (Anwendung von Software, Programmierung spezieller Anwendungssysteme) gelöst.

Das IVMA erarbeitete Modelle der beiden Referenzmaschinen. Dabei hat das IVMA bezüglich des Radladers auf die Zuarbeit eines Mehrkörpermodells der Firma Liebherr aufgebaut. Dieses wurde in ein Modell überführt, welches lediglich die freie Modelica-Standard-Bibliothek nutzt. Sowohl das entwickelte Maschinen- als auch das Erdstoffmodell enthalten Parameter, die bezogen auf das relevante Referenzszenario kalibriert werden mussten. Für die Kalibrierung des Erdstoffmodells wurden vom IVMA DEM-Simulationen implementiert, die Grundlage für die Anwendung der statistischen Methoden waren, welche durch die TAKRAF GmbH vorbereitet wurden. Das von der IBAF GmbH entwickelte Erdstoffmodell sollte durch inverse Verfahren mittels Kalibrierversuchen parametrisiert werden. Zu diesem Zweck wurde von der LRT GmbH ein Versuchsstand gefertigt, welcher die Durchführung eines Zugkraftversuches erlaubt. Das IVMA hat den Kalibrierversuch als DEM-Simulation implementiert. Zu Gunsten einer automatisierten Parametrierung wurden vom IVMA Optimierungsalgorithmen untersucht. Geeignete Algorithmen wurden daraufhin in die Software Pynacolada in Form eines Plug-Ins implementiert.

Die Parameter der beiden Maschinenmodelle wurden vom IVMA mit Messungen der jeweiligen Referenzmaschine abgeglichen. Damit wurde gewährleistet, dass das Ergebnis der Maschinsimulation realitätsnah ist.

In Zusammenarbeit mit der Firma IBAF GmbH hat das IVMA die Simulationskopplung implementiert. Des Weiteren führte das IVMA die Validierung der Simulationsanwendung durch.

Themenschwerpunkt 3: Optimierter Verbrennungsmotor für Hybridantriebe



Forschungsstellen: RWTH Aachen University
Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (VKA)
52074 Aachen
Prof. Dr.-Ing. Stefan Pischinger
Dipl.-Ing. Sascha Schönfeld

Projektpartner: Deutz AG
51149 Köln

INHALTSVERZEICHNIS ZU THEMENSCHWERPUNKT 3

1	Einleitung	160
2	Stand der Technik	161
3	Zielsetzung	164
4	Anforderungsanalyse	168
5	Technologieentwicklung, Konzeption und Simulation	172
5.1	Ladungswechselsimulation zur Turbolader-Auslegung	173
5.2	Ladungswechselsimulation zur Analyse der Ventilsteuerzeiten	177
5.3	3D-CFD-Simulation zum Potential der Verbrennung	180
5.4	Potential zur Reibungsreduktion im beschränkten Betriebsbereich	183
5.5	Adaption der AGN auf den beschränkten Betriebsbereich	184
6	Technologieerprobung / Verifikation	185
6.1	Verbrauchsreduktion durch Downspeeding	188
6.2	Untersuchungen zum Turbolader und Einspritzsystem	190
6.3	Optimierung auf den eingeschränkten Betriebsbereich	192
6.4	Potentialanalyse zum Punktmotorkonzept	198
6.5	Bewertung des Gesamtkonzepts	199
7	Literatur	203
8	Projektpartner & Verantwortlichkeiten	204

Formelzeichen und Abkürzungen

1 Formelzeichen

M	Nm	Moment
n	min ⁻¹	Drehzahl
p	bar	Druck
P	kW	Leistung

2 Indizes

AH	Arbeits-Hydraulik
ATL	Abgasturbolader
eff	effektiv (auch e)
FA	Fahr-Antrieb
Rek	Rekuperation (Hybridsystem)
VKM	Verbrennungskraftmaschine
Zyl	Zylinder

3 Abkürzungen

ACU	Abgassystem Control Unit (separat oder in ECU integriert)
AdBlue	Reduktionsmittel für SCR (wässrige Harnstofflösung)
AGN	Abgasnachbehandlung
AGR	Abgasrückführung
ATL	Abgasturbolader
b	Spezifischer Kraftstoffverbrauch
CI	Compression Ignition (Diesel-Verfahren)
CO	Kohlenmonoxid (Schadstoff)
CO ₂	Kohlendioxid (Klimaschädliches Gas)

CRT	Continuously Regenerating Trap (Kontinuierlich regenerierender DPF)
DOC	Diesel Oxidation Catalyst (Dieseloxidationskatalysator)
DoE	Design of Experiments
DPF	Dieselpartikelfilter
EB	Einspritzbeginn
ECU	Electronic Control Unit (Motor-Steuergerät)
HC	Kohlenwasserstoff (Schadstoff)
IS	Intermediate Speed (Zwischendrehzahl ISO 8178)
KW	Kurbelwinkel (°)
LLK	Ladeluftkühler
NO _x	Stickoxide (NO + NO ₂)
NRSC	Non-Road Steady Cycle
NRTC	Non-Road Transient Cycle
O ₂	Sauerstoff
OT	Oberer Totpunkt
PM	Partikelmasse (Schadstoff)
PN	Partikelanzahl
RS	Rated Speed (Nenn Drehzahl ISO 8178)
SCR	Selective Catalytic Reduction (Selektive katalytische Reduktion)

1 Einleitung

Heutige mobile Arbeitsmaschinen werden überwiegend durch Diesel- aber auch Gasmotoren angetrieben. Der Grund dafür ist unter anderem die hohe Energiedichte und die einfache Verfügbarkeit der größtenteils fossilen Kraftstoffe. Damit tragen auch die mobilen Arbeitsmaschinen ihren Teil zu den klimaschädlichen CO₂-Emissionen bei, weshalb die EU bis 2020 eine Reduktion um 20 % bezogen auf 1990 fordert. Da der Kraftstoffverbrauch auch einen wesentlichen Einfluss auf die Betriebskosten der Arbeitsmaschine hat, sind effizienzsteigernde Maßnahmen auch wirtschaftlich sinnvoll. Die aktuelle Abgasgesetzgebung Stage IV hat bereits zu komplexen und teureren Systemen aus Verbrennungsmotor und Abgasnachbehandlung geführt. Die zukünftig weitere Verschärfung der Schadstoffgrenzwerte, als auch die geforderte CO₂-Einsparung wird zu noch aufwändigeren Motoren führen und somit die notwendigen Investitionskosten weiter erhöhen.

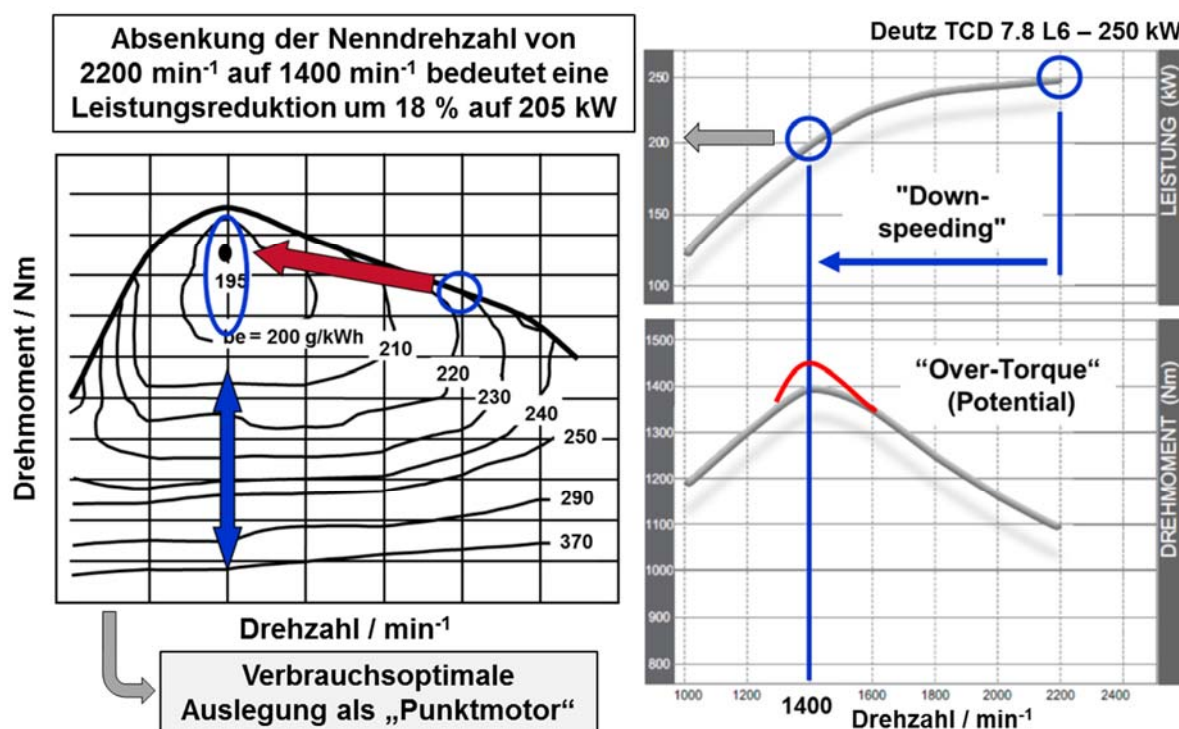


Bild 94: Konzepte für Dieselmotor als "Punktmotor"

Ein herkömmlicher Verbrennungsmotor wird in einem großen Drehzahl- und Lastbereich betrieben, wobei sich der Bestverbrauch nur in einem kleinen Kennfeldbereich erzielen lässt. Eine Absenkung der Nenndrehzahl (auch Downspeeding genannt) trägt im Wesentlichen durch die verringerte Reibung und bessere Verbrennung zur Verbrauchsreduktion bei. Ein hohes Potential zur Verbrauchsreduktion verspricht das Punktmotor-Konzept (**Bild 94**), bei welchem das

Downspeeding mit einer Beschränkung des Motorbetriebs auf den Bereich des Bestverbrauchs kombiniert wird. Die Grundidee beim „Punktmotor“ ist die Dynamik soweit möglich dem Hybridsystem zu überlassen und den Verbrennungsmotor überwiegend stationär in einem begrenzten verbrauchsoptimalen Kennfeldbereich zu betreiben. Mit der Unterstützung durch ein leistungsfähiges Hybridsystem können die Dynamiknachteile des Verbrennungsmotors bei niedrigen Drehzahlen überkompensiert werden. Durch die Reduzierung des Betriebsbereichs beim "Punktmotor" können neben dem Kraftstoffverbrauch auch diverse Motorkomponenten sowie das Abgasnachbehandlungssystem angepasst, optimiert und entsprechend auch kostengünstiger gestaltet werden.

Eine Hybridisierung des Antriebsstrangs bei mobilen Arbeitsmaschinen wie z.B. Radlader bietet bezüglich CO₂ Emissionen folgende Vorteile:

- Downspeeding zur Verbrauchsverbesserung (Punktmotor)
- Start-Stopp für häufig auftretende Leerlaufphasen
- Rekuperation beim Bremsen und Absenken der Last

Die Kombination mit dem Punktmotor-Konzept bietet zusätzliche Möglichkeiten:

- Vereinfachung des Motoraufbaus zur Kostenreduktion
- Vereinfachte Motorregelung (Hard- und Software, Kalibrierungsaufwand)
- Potential zur Erfüllung der Schadstoffgrenzwerte mit geringerem Aufwand bei der Abgasnachbehandlung (Komponentengröße)

2 Stand der Technik

Industriemotoren werden in einer Vielzahl unterschiedlichster Maschinen eingesetzt und müssen dabei eine große Bandbreite von Anforderungen bedienen (**Bild 95**). Zur Erfüllung der aktuellen Schadstoffgrenzwerte Stage IV ist eine Abgasnachbehandlung (AGN) unerlässlich, weshalb im Unterschied zu früheren Grenzwerten (vor Stage IIIb) die Abgasanlage integraler Bestandteil des Emissionskonzepts ist. Die wesentlichen Anforderungen bei der Entwicklung von Industriemotoren sind, eine hohe Leistung bei geringstem Verbrauch und kompakten Motorabmaßen kostengünstig darzustellen. Für die Zukunft ergeben sich weitere wichtige Themenfelder, wie der Einsatz von alternativen Kraftstoffen, effizientere Abgasnachbehandlungssysteme und die Hybridisierung der Maschinen /Mar14/.

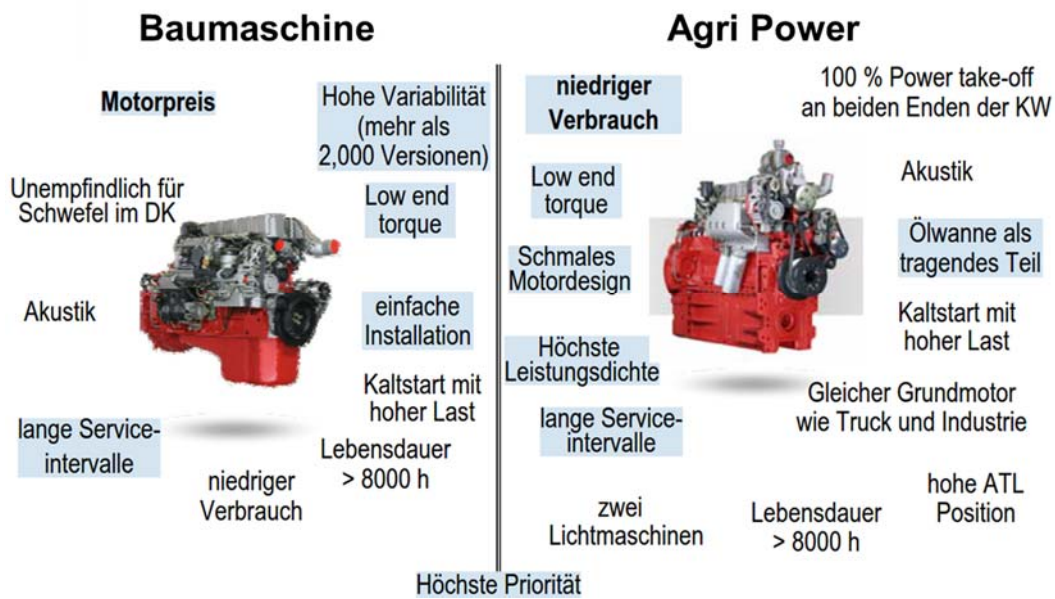


Bild 95: Anforderungen an den Non-Road Dieselmotor /Bro09/

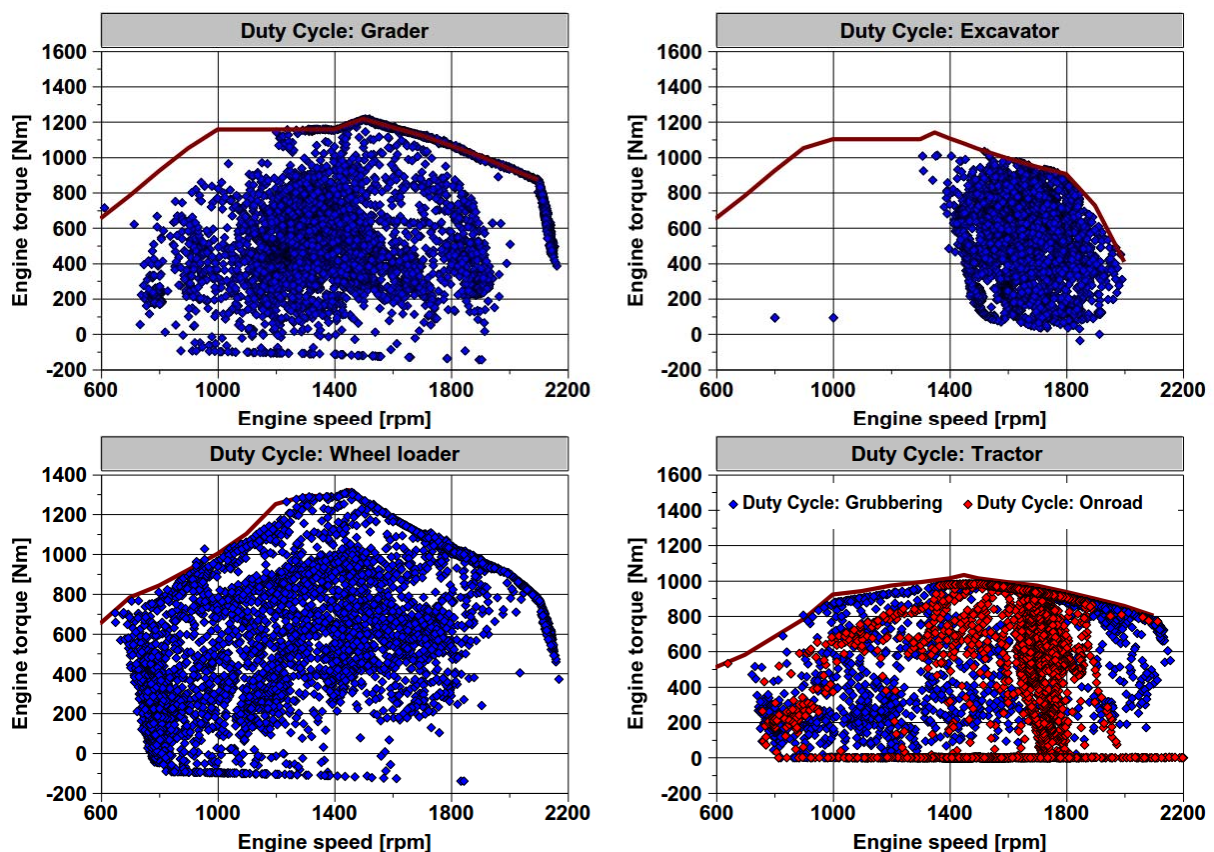


Bild 96: Lastprofile unterschiedlicher Applikationen /Sch15/

Die Lastprofile der einzelnen Maschinen sehen teilweise sehr unterschiedlich aus und haben ihre Betriebs-Schwerpunkte in unterschiedlichen Kennfeldbereichen des Verbrennungsmotors

(Bild 96). Vergleicht man die Betriebsbereiche der unterschiedlichen Maschinen mit einem typischen Verbrauchskennfeld eines Industrie-Dieselmotors in Bild 97 wird deutlich, dass z.B. der Bagger überwiegend in einem wirkungsgradungünstigen Bereich arbeitet und alleine eine Verschiebung in den verbrauchsgünstigen Bereich zu einer deutlichen Kraftstoffeinsparung führen würde. Dem steht aber die hochdynamische Betriebsweise der Maschine entgegen, welche eher bei hohen Motordrehzahlen gewährleistet werden kann.

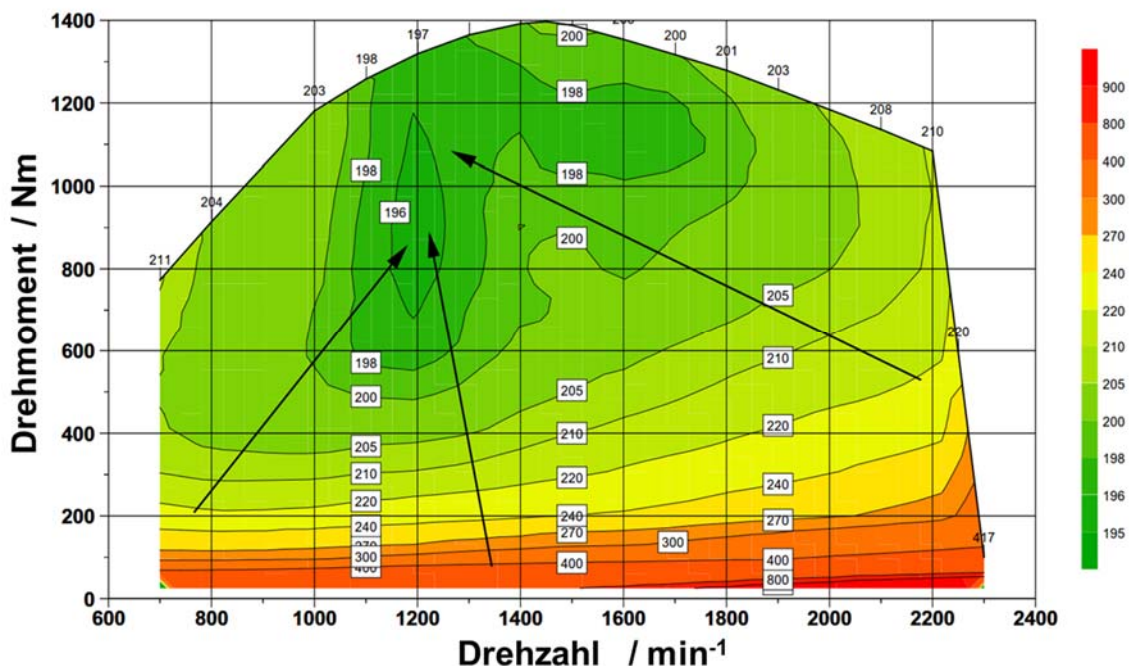


Bild 97: Verbrauchskennfeld eines typischen Industrie-Dieselmotors – Potential zur Verbrauchsverbesserung durch Verschiebung der Betriebspunkte in wirkungsgradgünstige Bereiche /Beb13/

Das Verbesserungspotential bei einem ausgeführten Dieselmotor hinsichtlich Energieeffizienz ist vergleichsweise gering und lässt ohne gravierende konstruktive Änderungen folgende Entwicklungsmöglichkeiten erwarten /Beb13/:

- Weitere Optimierung der Verbrennung ⇒ ~ 1%
- Bedarfsgeregelte Wasserpumpe u.a. ⇒ ~ 1%
- Erhöhung der Kühlwassertemperatur ⇒ ~ 0,5%
- Reibungsoptimierung ⇒ ~ 0,5% bis 1,5%

Durch den Einsatz der Abgasnachbehandlung (AGN) gibt es auch noch gegenläufige Tendenzen, wie die Erhöhung des Abgasgedrucks und das Wärmemanagement für die AGN bei kaltem oder niedriglastigem Betrieb.

3 Zielsetzung

Die wesentliche Zielsetzung im Themenschwerpunkt TS 3 „Punktmotor“ ist eine deutliche Reduktion der CO₂ Emissionen bzw. des Kraftstoffverbrauchs bei gleichzeitiger Erfüllung künftiger Schadstoffgrenzwerte für Verbrennungsmotoren in industriellen Anwendungen. Der Anstieg der Kosten durch den entsprechend höheren Aufwand soll ebenfalls soweit möglich reduziert werden. Ein Lösungsansatz zur Reduktion der CO₂ Emissionen bei mobilen Arbeitsmaschinen wie z.B. Radlader ist die Hybridisierung des Antriebsstrangs. Bei einem entsprechenden Grad der Hybridisierung kann der Aufwand auf Seiten des Verbrennungsmotors reduziert werden, ohne dass sich daraus Nachteile für das Gesamtsystem ergeben. Die Kombination mit dem "Punktmotor" Konzept bietet zusätzlich noch die Möglichkeit die Motorausrüstung zu vereinfachen und so die Kosten des Antriebssystems zu reduzieren.

Quelle: VDMA 2014		aktuell	CO		NOx + HC				PM		PN					
CI Engines (Compression Ignited)	0 - 8 kW	-	-	↘	8,0	-	-	↘	7,5	-	↘	0,4/0,6	-	↗	-	
	8 - 19 kW	-	-	↘	6,6	-	-	↘	7,5	-	↘	0,4	-	↗	-	
	19 - 37 kW	III A	5,5	↘	5,0	7,5		↘	4,7	0,6	↘	0,015	-	↘	1x10 ¹²	
	37 - 56 kW	III B	5,0	↗	5,0	4,7		↗	4,7	0,025	↘	0,015	-	↘	1x10 ¹²	
CI+SI	56 - 130 kW	IV	5,0	↗	5,0	0,4	0,19	↗	0,4	0,19	0,025	↘	0,015	-	↘	1x10 ¹²
	130 - 560 kW	IV	3,5	↗	3,5	0,4	0,19	↗	0,4	0,19	0,025	↘	0,015	-	↘	1x10 ¹²
	P > 560 kW	-	-	↘	3,5	-	-	↘	3,5	0,19	-	↘	0,045	-	↗	-

Tabelle 2: Aktuelle Abgasgesetzgebung und Kommissionsvorschlag für die künftige Stufe V ab 2019 /Nit14/

Der Verbrennungsmotor (Punktmotor) aus dem Themenschwerpunkt 3 ist auch als Antrieb für den „Grünen Radlader“ im Themenschwerpunkt 5 vorgesehen und soll im Demonstrator sowohl die aktuelle Stage IV als auch künftige Abgasgrenzwerte erfüllen. Die für 2019 geplante Einführung der Stage V Emissionsgesetzgebung ist aktuell noch nicht verabschiedet, es besteht aber schon große Einigkeit über den Inhalt bzw. die Veränderungen gegenüber Stage IV. Die **Tabelle 2** zeigt die voraussichtlichen Änderungen für die unterschiedlichen Leistungsklassen der Industriemotoren. Die wichtigsten Veränderungen, für die Leistungsklasse des Grünen-Radladers (200 kW), gegenüber Stage IV sind nach /Nit14/:

- Absenkung des Partikelmassegrenzwertes (PM) auf 0,015 g/kWh
- Einführung eines neuen Grenzwertes für die Partikelanzahl (PN)

Die gasförmigen Schadstoffe CO, NO_x und HC bleiben gegenüber Stage IV unverändert und orientieren sich wie die meisten anderen Grenzwerte an „US Tier 4 final“ Vorgaben. Der Zeitplan bis zum Inkrafttreten der neuen Verordnung ist sehr ambitioniert und sollte für eine ausreichende Planungssicherheit bei den Herstellern möglichst bis zum 1.1.2016 erfolgen /Nit14/.

Emissionsgesetzgebung für „Off-Road“ Motoren

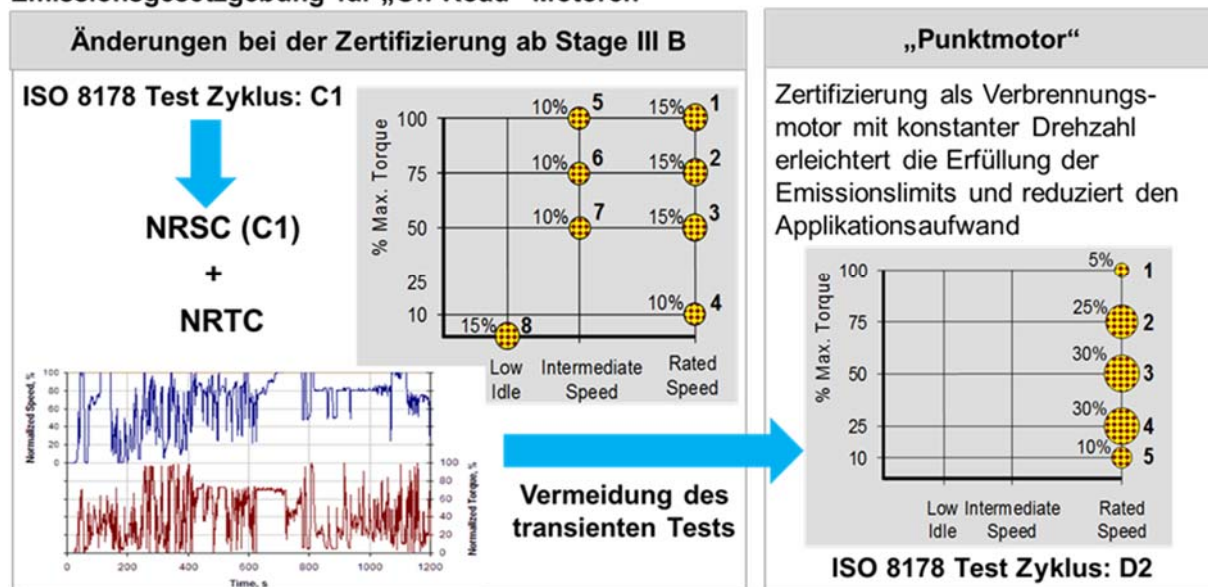


Bild 98: Abgasgesetzgebung mit möglichen Testzyklen

Bei der Abgaszertifizierung der Industriemotoren werden in Abhängigkeit von deren Einsatzbedingungen unterschiedliche Prüfzyklen angewendet. Verbrennungsmotoren mit variabler Drehzahl, wie sie üblicherweise in mobilen Maschinen eingesetzt werden, müssen entsprechend **Bild 98** links sowohl im stationären NRSC (entspricht dem bisherigen C1-Test) und ab Stage IIIb zusätzlich im kalten und warmen NRTC Testzyklus geprüft werden. Motoren mit konstanter Betriebsdrehzahl (z.B. GEN-Set) müssen dagegen nur im stationären NRSC Testzyklus (entspricht unverändert dem D2-Test) zertifiziert werden.

Bei einer Fixierung auf eine konstante Nenndrehzahl könnte der "Punktmotor" nach der Emissionsgesetzgebung im einfachen D2-Testzyklus zertifiziert werden. Dies würde durch den Entfall des dynamischen NRTC Testzyklus den Aufwand für die Applikation und Motorregelung deutlich vereinfachen (Kalibrieraufwand, Hard- und Software). Ein Nachteil bei der Zertifizierung als Verbrennungsmotor mit konstanter Nenndrehzahl ist aber, dass nach einem EUROMOT Positionspapier der Motor diese Drehzahl niemals verlassen darf und deshalb auch in längeren Leerlaufphasen bei dieser höheren Drehzahl verbleiben muss /NNE11/. Bei mobilen

Arbeitsmaschinen können die Leerlaufanteile sehr hoch sein, bei einem Radlader z.B. im Bereich von 30 % bis zu 40 %. Ein Betrieb bei konstanter Drehzahl ist daher nur in Kombination mit einem leistungsfähigen Hybridsystem sinnvoll, welches mit einem großen Speicher einen Niedriglastbetrieb ohne Verbrennungsmotor erlaubt (mit Start-Stopp). Alternativ ist es möglich den Motor zwar mit variabler Drehzahl zu betreiben aber auf ein sehr schmales Drehzahlband zu begrenzen. In diesem Fall ist dann zwar wieder eine Zertifizierung im NRSC und NRTC erforderlich, erlaubt aber auch den niedrigen Leerlauf mit einem Verbrauchsvorteil von über 50 % gegenüber dem hohen Leerlauf.

Optimierungspotenzial bei Auslegung auf Punktbetrieb: Eine Drehzahlabenkung bietet Potential zur Kostensenkung und Effizienzsteigerung, Optimierung auf einen „Punkt“

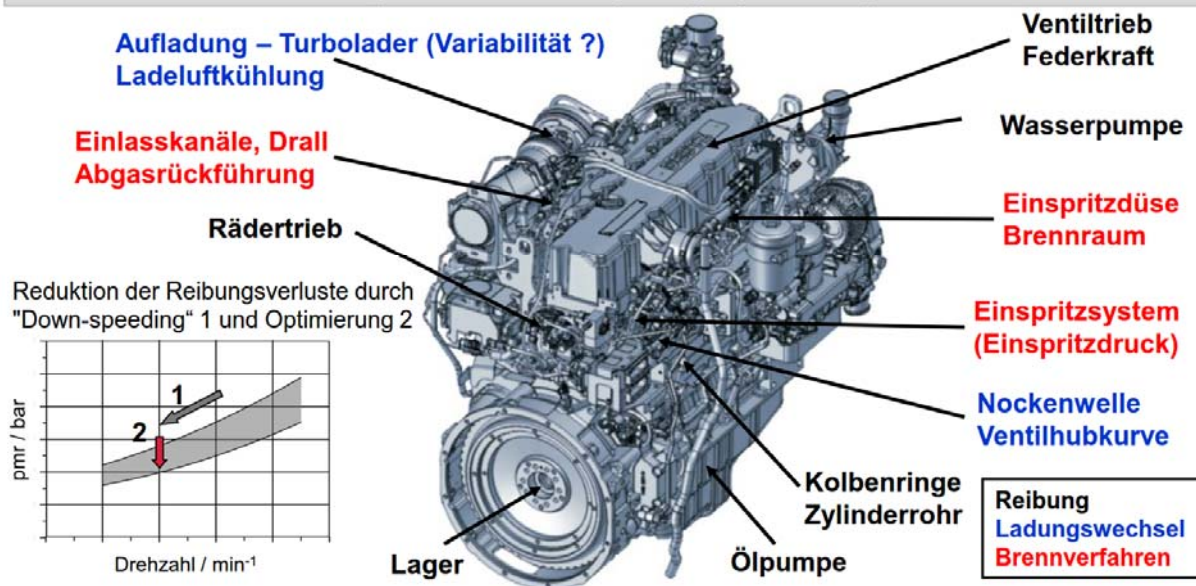


Bild 99: Mögliches Optimierungspotenzial im begrenzten Betriebsbereich

Um das Potential des Punktmotor-Konzepts abschließend bewerten zu können, sollen alle relevanten Systeme und Baugruppen hinsichtlich ihrer Wirksamkeit zur CO_2 -Absenkung untersucht werden. Das **Bild 99** zeigt für die drei wesentlichen Bereiche, Reibung, Ladungswechsel und Brennverfahren, die potentiellen Einflussfaktoren, welche experimentell und durch Simulation untersucht und bestimmt werden sollen. Die Bewertung erfolgt sowohl hinsichtlich der Schadstoff- und CO_2 -Minderung als auch dem Verhältnis von Aufwand zu Nutzen. Daraus ergeben sich schließlich Empfehlungen für eine ökologisch und ökonomisch sinnvolle Auslegung des Verbrennungsmotors für zukünftige Antriebskonzepte mobiler Arbeitsmaschinen.

Der Themenschwerpunkt 3 wird von zwei Partnern bearbeitet, als Industrievertreter die Firma Deutz und als Forschungsstelle der Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen VKA der RWTH Aachen University. Die jeweiligen Arbeitspakete stellen sich wie folgt dar:

Arbeitspakete DEUTZ

AP1: Anforderungsanalyse

- Lastenheft für die Integration in den Grünen Radlader
- Schnittstellen-Standards (Konstruktion, Steuerung, Simulation)
- Spezifikation des Versuchsträgers

AP4: Technologieentwicklung, Konzeption und Simulation

- Entwicklung und Fertigung des Prototyp-Versuchsmotor
- Funktionserprobung auf dem Prüfstand
- Motor-Bereitstellung, Unterstützung beim Aufbau und Inbetriebnahme

AP5: Technologieerprobung Verifikation

- Unterstützung bei den experimentellen Prüfstandsversuchen
- Bereitstellung von Versuchsteilen für die Integration im Radlader
- Unterstützung bei Fahrzeugintegration, Inbetriebnahme und Erprobung

Arbeitspakete VKA

AP1: Anforderungsanalyse

- Erarbeiten der Entwicklungsschwerpunkte und -ziele
- Lastenheft für die Integration in den Grünen Radlader
- Schnittstellen-Standards (Konstruktion, Steuerung, Simulation)
- Spezifikation des Versuchsträgers

AP4: Technologieentwicklung, Konzeption und Simulation

- Identifikation der relevanten Komponenten des Verbrennungsmotors für einen Betrieb in einem begrenzten Betriebsbereich
- Simulationsmodelle und konstruktive Lösungen
- Berechnungen zum Ladungswechsel und zum Motorprozess

- Systemsimulation mit Abgasnachbehandlung

AP5: Technologieerprobung Verifikation

- Experimentelle Untersuchungen auf dem Motorenprüfstand
- Validierung der Simulationsergebnisse
- Vorbereitung des Verbrennungsmotors für den Grünen Radlader
- Erprobung Grüner Radlader (Unterstützung)
- Bewertung des „Punktmotor“ Konzepts

4 Anforderungsanalyse

Da der "Punktmotor" als Antrieb für den „Grüner Radlader“ (Themenschwerpunkt 5) vorgesehen war, wurden im ersten Arbeitsschritt dessen Anforderungen an den Verbrennungsmotor ermittelt. Zusammen mit der Firma Deutz wurde basierend auf dieser Analyse und der Ziele im Themenschwerpunkt 3 ein geeigneter Versuchsträger ausgewählt und spezifiziert.

Da die Leistungsanforderung im Wesentlichen durch den Demonstrator „Grüner Radlader“ bestimmt wird, wurde das Lastprofil anhand eines typischen kurzen Ladespiels eines Radladers (siehe **Bild 101** links) bewertet. In der Arbeitsgruppe wurde vereinbart, dass das Lastprofil für den Verbrennungsmotor (Punktmotor) anhand des ANSKO Zyklus analysiert werden soll. Dafür hat das IFD der TU Dresden einen auf die Zielleistung von 200 kW skalierten ANSKO Zyklus zu Verfügung gestellt.

In **Bild 100** sind der entsprechende Drehzahl- und Drehmomentverlauf für einen Radlader im ANSKO Zyklus dargestellt. Die Häufigkeitsverteilung auf der rechten Seite zeigt einen Schwerpunkt für den mittleren Leistungsbereich von etwa 70 kW bis 110 kW und auch höhere Anteile im Niedriglastbereich von etwa 10 kW bis 50 kW. Der Anteil der Peak-Leistung ist gering aber im oberen Leistungsbereich bei 170 kW bis 190 kW gibt es noch einen Anteil von 12 %.

Bild 101 rechts zeigt dazu beispielhaft die Aufteilung der Leistung zwischen Arbeitshydraulik und Fahrtrieb für einen kurzen Ladezyklus. Für die Rekuperation in einem Hybridsystem kann im Wesentlichen der Leistungsanteil aus dem Fahrtrieb und eventuell ein kleiner Anteil aus der Hydraulik genutzt werden.

Lastkollektiv Arbeitsmaschine - Fahrzyklus Radlader

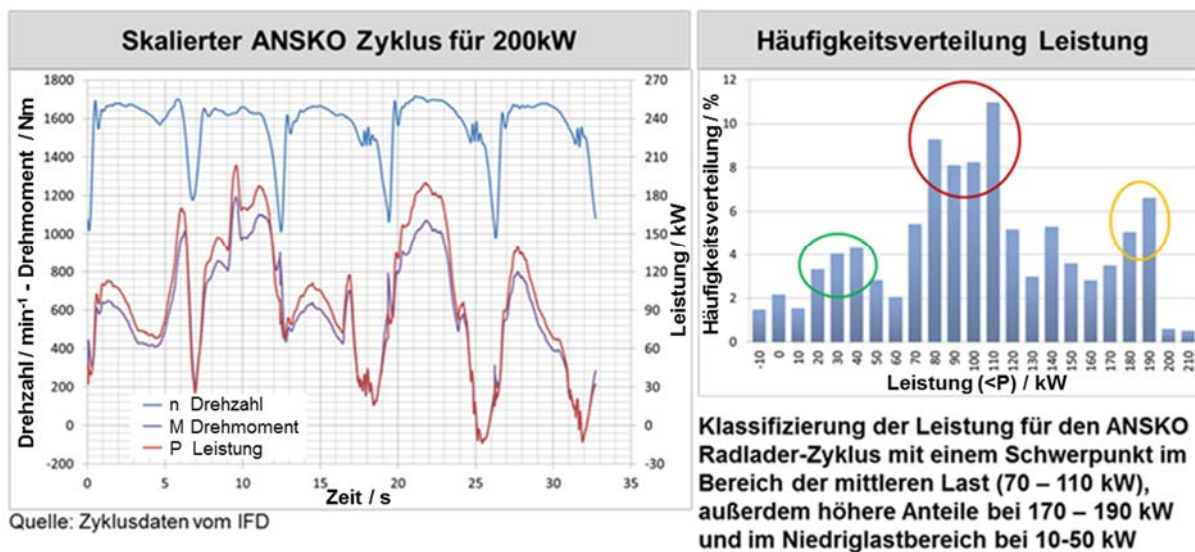


Bild 100: Betriebsweise des Punktmotors im Radlader – Lastkollektiv der Arbeitsmaschine im ANSKO Fahrzyklus Radlader

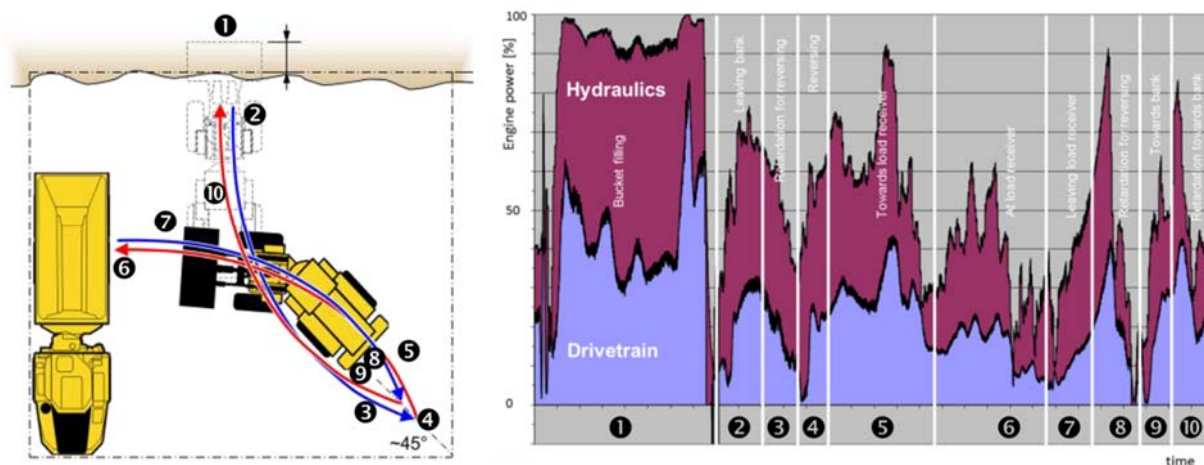


Bild 101: Leistungsaufteilung zwischen Arbeitshydraulik und Fahrtrieb bei einem kurzen Ladezyklus eines Radladers /STE13/

Bei dem Antriebskonzept des Grünen Radladers in **Bild 102** arbeitet der Verbrennungsmotor auf das Pumpenverteilergetriebe, mit einem Durchtrieb zum Fahrtrieb. Über das Verteilergetriebe sind das hydraulische Hybridsystem und die Pumpen der Arbeitshydraulik eingebunden.

Bei der Festlegung der Dieselmotorleistung gibt es zwei Optionen. Falls die Spitzenleistung nur kurzzeitig für einen begrenzten Zeitraum auftritt kann die Gesamtleistung zwischen Hybridsystem und Verbrennungsmotor aufgeteilt werden. Im konkreten Fall würde bei 50 kW hydraulischer Leistung eine Motorleistung von etwa 150 kW ausreichen. Da das geplante Hybridsystem

nur für maximal 7 s eine Leistung von etwa 50 kW bereitstellen kann, könnte besonders bei einem langen Ladezyklus die Situation auftreten, dass die Maschine ohne den Hybridanteil ihre Leistungsfähigkeit einbüßt. Außerdem sollte die Erprobung im Demonstrator „Gründer Radlader“ auch ohne Hybridsystem möglich sein, weshalb entschieden wurde, dass der Verbrennungsmotor 100 % der Maschinenleistung (200 kW) bereitstellen soll.

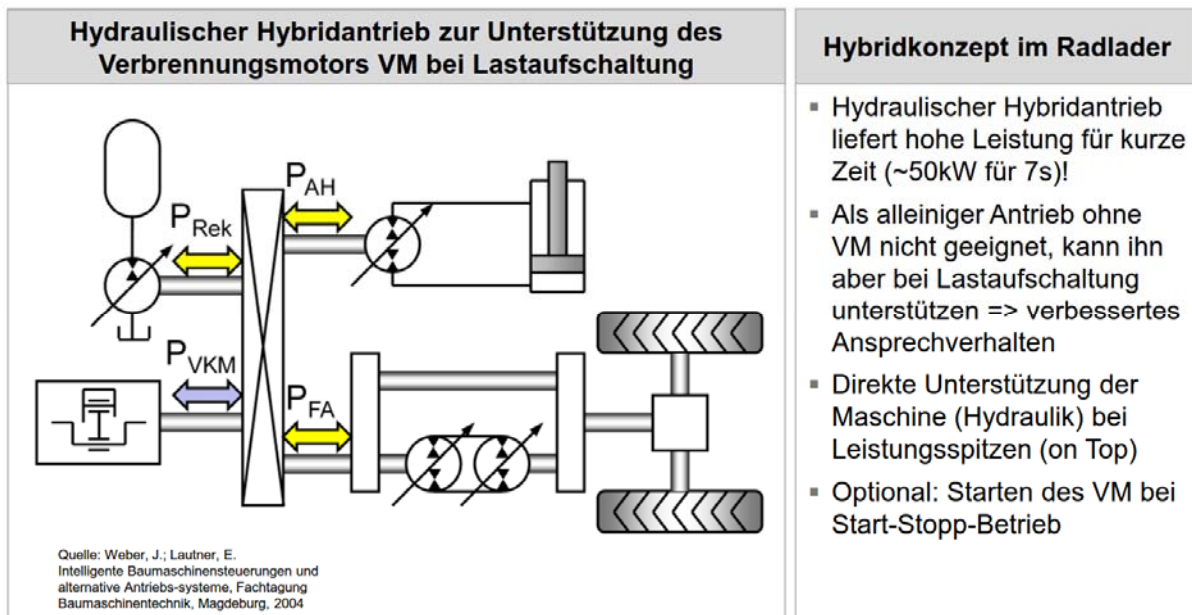


Bild 102: Antriebskonzept für den Grünen Radlader mit Punktmotor

In einem ersten Ansatz wurde für den „Punktmotor“ eine konstante Nenndrehzahl von 1400 min^{-1} gewählt, womit eine einfache Zertifizierung im D2-Test möglich ist. Diese Drehzahl ist ein Kompromiss, zwischen einer verbrauchsoptimalen Drehzahl von etwa 1200 min^{-1} , einer ausreichend hohen Eingangsdrehzahl für den Fahrtrieb ($\text{min. } 1400 \text{ min}^{-1}$) und einer möglichst hohen Drehzahl für die Pumpen der Arbeitshydraulik von 1600 min^{-1} . Das **Bild 103** zeigt den Betriebsbereich mit einer konstanten Drehzahl von 1400 min^{-1} (Hellblau) im Verbrauchskennfeld. Durch die Absenkung der Drehzahl (Downspeeding) kann der Kraftstoffverbrauch signifikant reduziert werden, allerdings auf Kosten der Dynamik, weshalb das Hybridsystem weniger wegen der Energierückgewinnung sondern vielmehr zur Kompensation des Dynamiknachteils sinnvoll ist.

Da der Gesetzgeber für den D2-Test ausdrücklich eine absolut konstante Nenndrehzahl fordert ist eine niedrige Leerlaufdrehzahl ausgeschlossen (siehe auch Kap. 2). Der hydraulische Hybrid würde zwar einen einfachen Start-Stopp-Betrieb ermöglichen, aber keinen Betrieb im unteren Lastbereich ohne Verbrennungsmotor. Deshalb muss im unteren Kennfeldbereich mit einem

Verbrauchsnahe gegenüber einer möglichen Drehzahlab senkung gerechnet werden. Da sich außerdem aus der Spezifikation der Arbeitshydraulik (Pumpenantrieb) des Grünen Radladers die Forderung nach einer relativ hohen Nenndrehzahl im Bereich von 1600 min^{-1} ergibt, wurde unter diesen Randbedingungen, im Arbeitskreis Gründer Radlader, beschlossen den „Punktmotor“ mit einer variablen Drehzahl darzustellen.

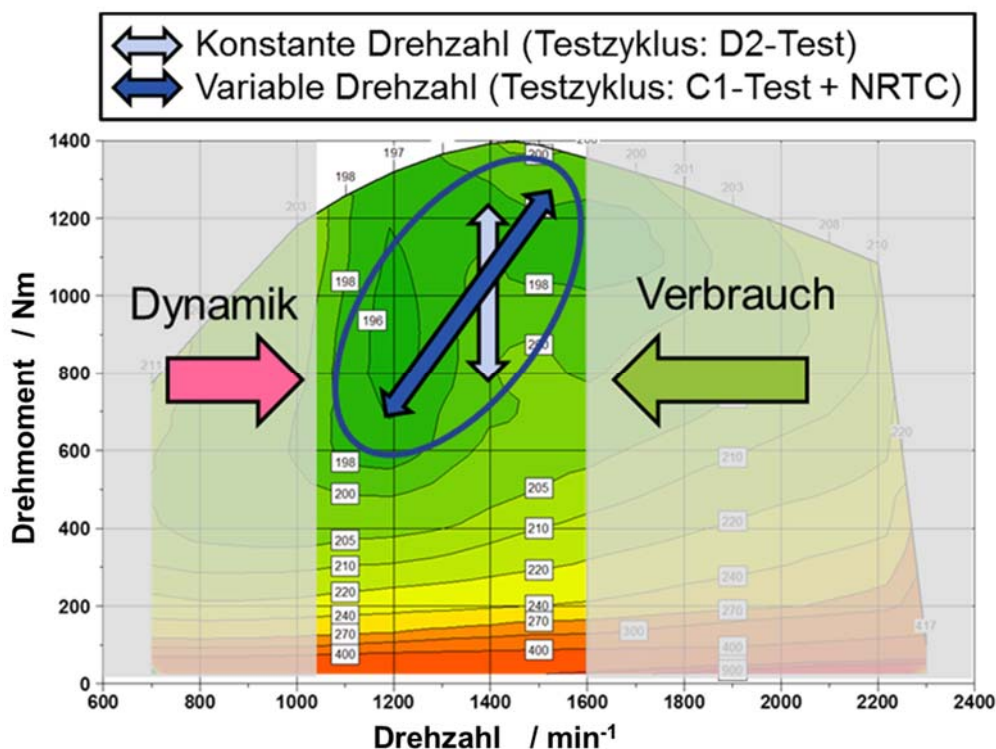


Bild 103: Betriebsbereiche im Verbrauchskennfeld

Das **Bild 103** zeigt diese modifizierte Betriebsweise des Punktmotors (Dunkelblau) mit dem eingeschränkten Drehzahlbereich bis 1600 min^{-1} und niedrigem Leerlauf. Wegen der nun variablen Drehzahl ist eine Zertifizierung im dynamischen NRTC Testzyklus erforderlich. Dies bedeutet einen deutlich höheren Aufwand bei der finalen Emissionsabstimmung und der Optimierung der Dynamik. Die größere Drehzahlspreizung reduziert das Optimierungspotential bezüglich Reibung, weshalb bei dem geplanten Versuchsträger das Potential für eine Bauteiloptimierung im Vergleich zum Aufwand geringer ist. Die Möglichkeiten für eine Kostenreduktion mit der reduzierten Nenndrehzahl sind zwar weiterhin gegeben, allerdings ist auch dieses Potential geringer. Eine Erhöhung der Effizienz und eine Verbesserung der Leistungsfähigkeit im reduzierten Kennfeldbereich sind durch eine Anpassung der Aufladung und Verbrennung aber weiterhin gegeben. Mit Blick auf das Projektziel den Kraftstoffverbrauch und damit die CO_2

Emission soweit möglich abzusenken, sollte der „Punktmotor“ nach Möglichkeit in dem skizzierten Kennfeldbereich betrieben werden.

Abstimmung Spezifikation Verbrennungsmotor:

- Der Dieselmotor erfüllt die Stage IV Grenzwerte
- Zielleistung 200 kW bei 1400 - 1600 min⁻¹
- Mögliches Drehzahlband für Einsatz im Demonstrator: $1200 < n < 1600 \text{ min}^{-1}$
- Zum Schutz der Komponenten des Antriebssystems ist die maximale Drehzahl des Dieselmotors auf 1800 min⁻¹ zu begrenzen
- Der Punktmotor erhält ein externe gekühlte Abgasrückführung (AGR)
- Abgasnachbehandlungssystem des Punktmotors:
 - o DOC, Partikelfilter DPF und SCR-Katalysator
 - o Zweiter Betriebsstoff für SCR: AdBlue (Harnstoff-Wasserlösung)

5 Technologieentwicklung, Konzeption und Simulation

Die Entwicklung des Motorkonzepts für den eingeschränkten Betriebsbereich wurde durch begleitende Simulation unterstützt. Die Simulation wurde auch zur abschließenden Bewertung des „Punktmotor“ Konzepts eingesetzt, um auch solche Aspekte zu beurteilen, die nicht experimentell auf dem Prüfstand untersucht werden konnten.

Wegen des reduzierten Drehzahlniveaus bei gleichzeitig höherem Drehmoment ist beim Punktmotor eine Anpassung der Motorkonfiguration sinnvoll und notwendig. Durch die Absenkung der Nenndrehzahl verringert sich auch der Luftdurchsatz, weshalb sich eine Anpassung des Turboladers anbietet. In der Konzeptphase wurde eine Vielzahl von Turbolader-Varianten mittels einer 1-D Ladungswechselsimulation (GT-Power) untersucht. Anschließend wurde das Modell genutzt, um das Potential einer auf die niedrigen Motordrehzahlen optimierten Ventilsteuerung zu analysieren. Für das Brennverfahren des Punktmotors wurde ein 3D-CFD-Simulationsmodell (KIVA) aufgebaut, mit Messdaten validiert und anschließend für eine Potentialabschätzung der Verbrennung eingesetzt. Das Potential zur Reibungsreduktion durch konstruktive Maßnahmen wurde in Expertengesprächen analysiert und bewertet. Abschließend wurde mittels Simulation eine mögliche Kostenreduktion durch eine Adaption der AGN auf den beschränkten Betriebsbereich untersucht.

5.1 Ladungswechselsimulation zur Turbolader-Auslegung

Das größte Optimierungspotential beim Punktmotor bietet eine Anpassung der Aufladung an den verkleinerten Kennfeldbereich. Die Simulation des Abgasturboladers (ATL) und des Ladungswechsels wurde mit der Software GT-Power durchgeführt.

Dazu wurde das Modell des TCD 7.8 L6 in drei, für den Punktmotor relevanten, Betriebspunkten (siehe **Bild 104**) abgestimmt:

- Der RS100 Punkt mit 100 % Last bei 1600 min^{-1} ist der Auslegungspunkt für den ATL hinsichtlich Höhe und Turboladerdrehzahl (n_{ATL})
- Der IS100 Punkt mit 100 % Last bei 1200 min^{-1} steht für maximales Drehmoment und ausreichend Spülgefälle für die AGR
- Der IS50 Punkt mit 50 % Last bei 1200 min^{-1} liegt auf der „Arbeitslinie“ und repräsentiert den Teillastbereich für den „Punktmotor“

Mit diesem Modell wurde in einem ersten Schritt durch Skalierung der Turbinen- und Verdichter-Kennfelder die potentielle Turboladergröße eingegrenzt.

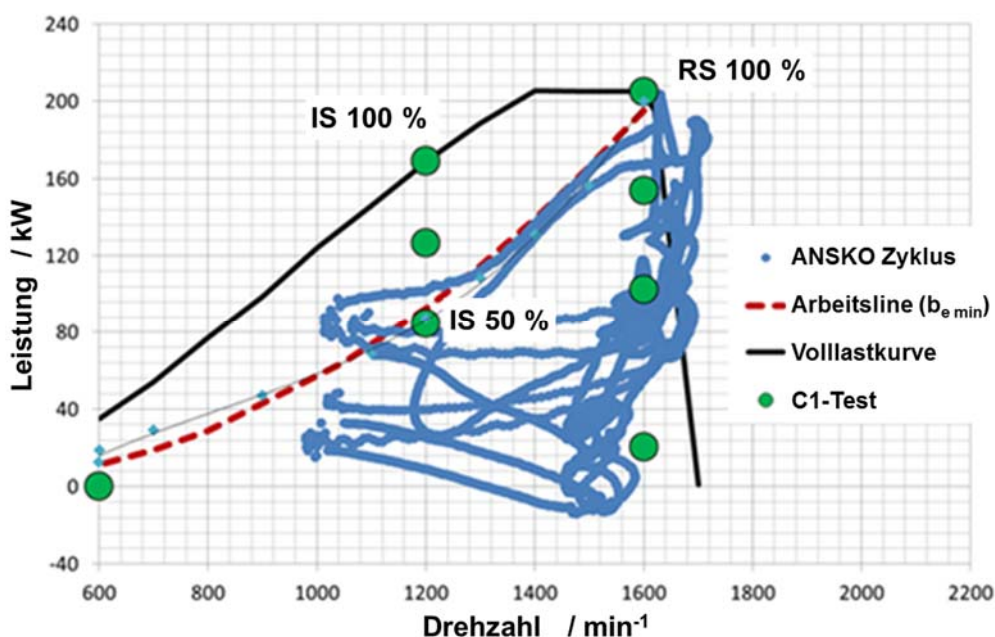


Bild 104: Kennfeldpunkte für die GT-Power Simulation mit ANSKO Zyklus

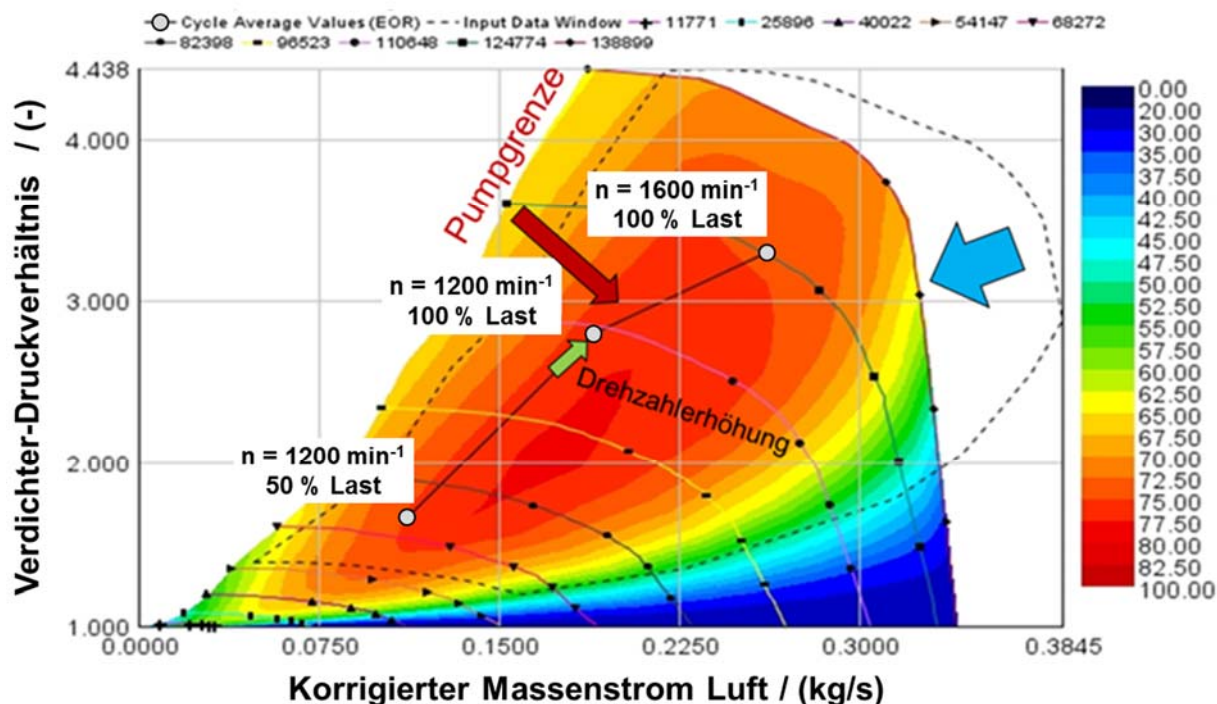


Bild 105: Verdichter-Kennfeld des skalierten Basis-Turboladers zur Anpassung an den Betriebsbereich des Punktmotors

Wegen der Reduzierung der Massenströme kann der Turbolader entsprechend verkleinert werden. Das **Bild 105** zeigt anhand eines skalierten Verdichterkennfeldes (blauer Pfeil) wie sich eine Modifikation des Turboladers für den Punktmotor auf die Lage der Betriebspunkte im Verdichterkennfeld auswirkt. Mit dem angepassten ATL verschieben sich die Betriebspunkte mehr ins Zentrum des Kennfelds hin zu höheren Wirkungsgraden und höheren Laderdrehzahlen sowie größerem Abstand zur Pumpgrenze. Dies verbessert prinzipiell das dynamische Verhalten des Turboladers und ermöglicht ein besseres Ansprechverhalten des Verbrennungsmotors.

Ausgehend vom skalierten Basis-Turbolader wurden in Zusammenarbeit mit der Firma Deutz eine Vielzahl von Turbinen- und Verdichter-Varianten bzw. Kombinationen (siehe **Tabelle 3**) untersucht. Dabei lag das Hauptaugenmerk auf der Einhaltung der Temperatur- und Drehzahl-grenzen des ATL. Das **Bild 106** zeigt dazu Simulationsergebnisse für den finalen Turbolader mit der Turbine B2G 8.91-GCAAD und dem Verdichter VK 2871 NXAKB. Dieser Turbolader liegt auch bei der, noch emissionsrelevanten, Höhe von 1678 m innerhalb der Spezifikationen. Das **Bild 107** zeigt, dass die Betriebspunkte des Punktmotors gut im Verdichterkennfeld liegen, mit ausreichender Höhenreserve und großem Abstand zur Pumpgrenze. Die höheren Wirkungsgrade und Laderdrehzahlen lassen prinzipiell ein besseres dynamisches Verhalten des Turbola-

ders und damit ein besseres Ansprechverhalten des Verbrennungsmotors erwarten. Der ausgewählte Turbolader wurde in weiteren Untersuchungen auf seine Eignung für den Punktmotor überprüft.

Turbine		Verdichter	
Benennung	Lauf­rad Ø	Benennung	Lauf­rad Ø
B2-058DK1	Basis-ATL	B2G-3067NRAKB	76.20mm
B2-058DK1	>skaliert<	B2G-3067NRAKB	76.20mm
B2-048WJ1	57.97mm	VK_2867NXAKB	71.12mm
B2-048WJ1	57.97mm	VK_2871NXAKB	71.12mm
TK_044-WJ	58.30mm	VK_2667-NXAKB	66.04mm
TK_044-WJ	58.30mm	VK_2867NXAKB	71.12mm
TK_044-WJ	58.3mm	VK_2871NXAKB	71.12mm
TK_811-GAAQD	64.4 mm	VK_2867NXAKB	71.12mm
TK_811-GAAQD	64.4 mm	VK_2871NXAKB	71.12mm
B2G_891-GCAAD	64.4 mm	VK_2867NXAKB	71.12mm
B2G_891-GCAAD	64.4 mm	VK_2871NXAKB	71.12mm

Tabelle 3: Untersuchte Turbolader-Varianten

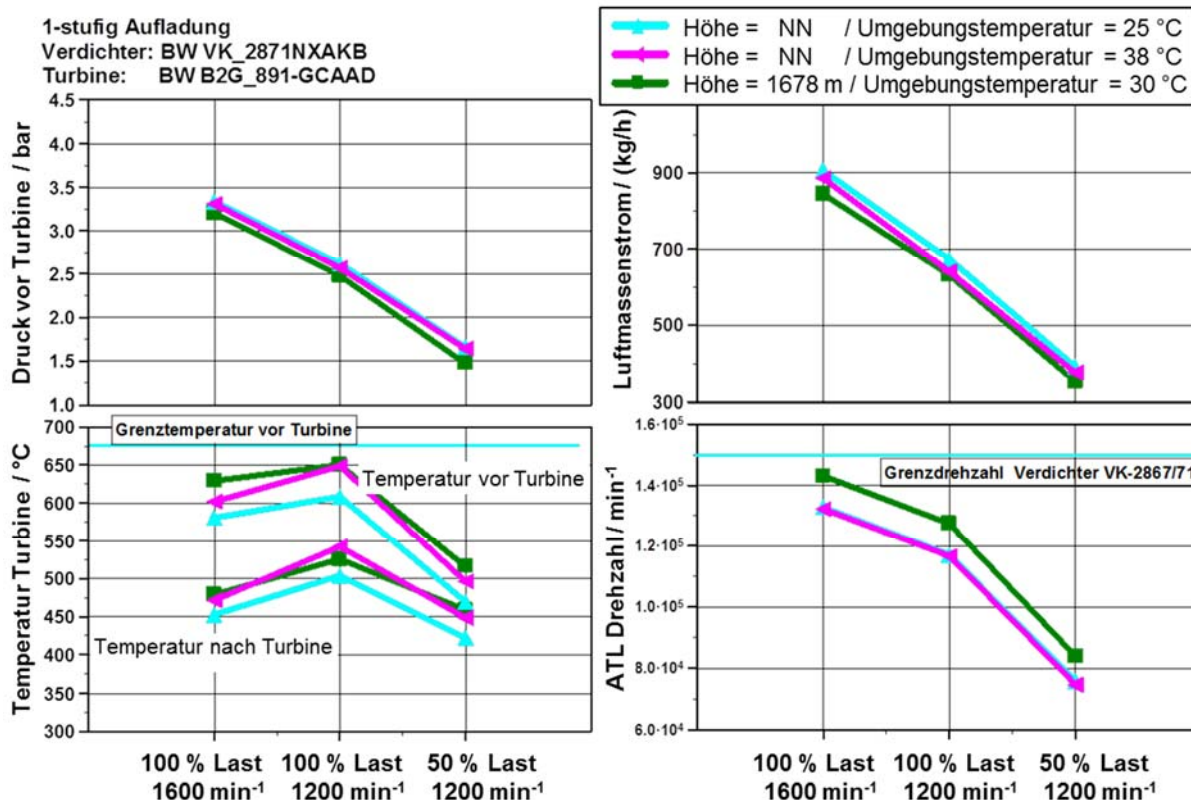


Bild 106: Simulationsergebnisse zum angepassten „Punktmotor“ Turbolader

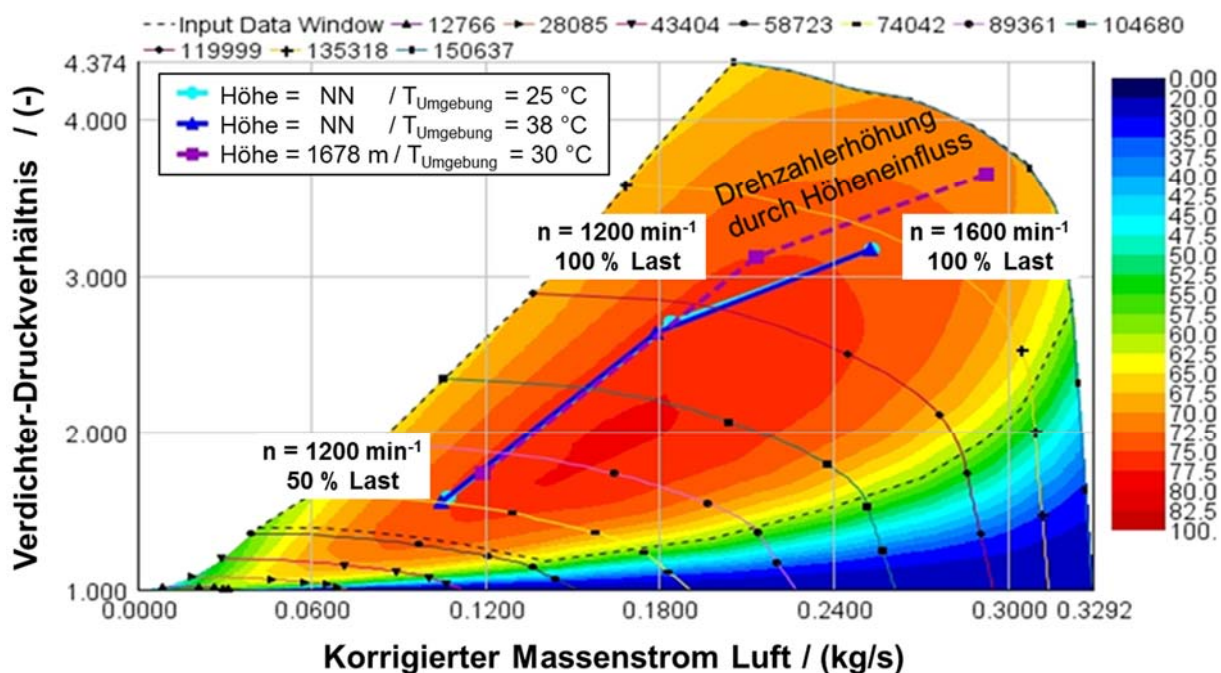


Bild 107: Verdichter-Kennfeld des neu definierten „Punktmotor“ Turboladers mit Untersuchung zur Höhenreserve und zu Temperatureinfluss

Um das dynamische Verhalten bei Lastaufschaltung simulieren zu können, wurde das GT-Power Simulationsmodell erweitert und mit Messdaten vom Basis-Turbolader abgeglichen. Das **Bild 108** zeigt dazu Simulationsergebnisse für den neu definierten Turbolader mit typischen Lastsprüngen. Bei Sprüngen aus der unteren Teillast zeigt sich mehr oder weniger ausgeprägt der zweistufige Verlauf des Drehmoments. Der erste steile Anstieg erfolgt bis zum Einsetzen der Rauchbegrenzung wegen des noch fehlenden Ladedrucks. Der anschließende flachere bzw. langsamere Anstieg folgt im Prinzip dem steigenden Ladedruck und damit der zunehmenden Laderdrehzahl. Da das Beschleunigungsverhalten eines Turboladers auch von seiner Anfangsdrehzahl abhängt ergibt sich bei Sprüngen aus höherer Last auch ein schnellerer Ladedruck und damit Drehmomentaufbau.

Den gleichen Effekt hat auch eine höhere Motordrehzahl wie in Bild 108 zu erkennen ist, weshalb Motoren mit hohen Dynamikanforderungen bevorzugt auch bei höheren Motordrehzahlen betrieben werden. Um diesen Dynamiknachteil des Punktmotor-Konzepts auszugleichen soll die Hybrid-Komponente den Verbrennungsmotor entsprechend unterstützen.

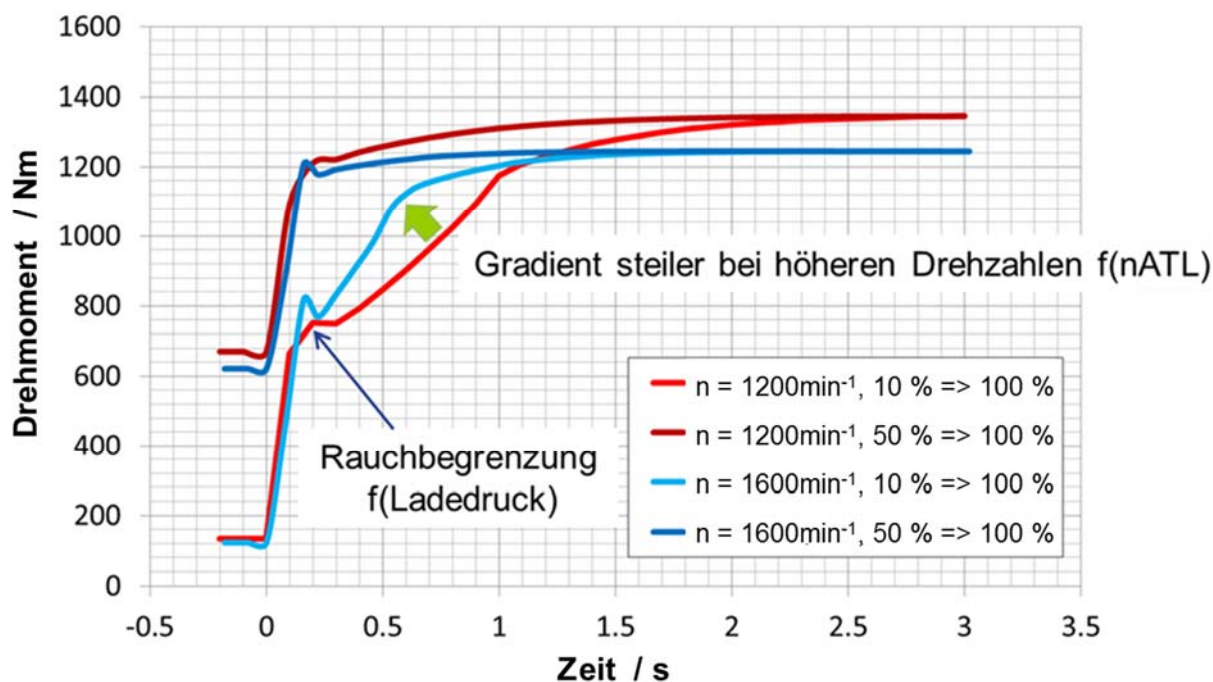


Bild 108: Simulation der Lastaufschaltung mit dem modifizierten ATL

Die in Bild 108 beispielhaft gezeigte Simulation der Lastaufschaltung wurde im gesamten Kennfeldbereich des Punktmotors, für mehrere Drehzahl- und Lastschritte, durchgeführt und die entsprechenden Daten anschließend dem IME (RWTH Aachen) zur Verfügung gestellt. Für die Erprobung des Fahrtriebes auf dem Antriebsstrangprüfstand der RWTH wird der Verbrennungsmotor durch eine Elektromaschine simuliert. Mit Hilfe dieser Daten kann das dynamische Verhalten des Verbrennungsmotors realistischer abgebildet werden.

5.2 Ladungswechselsimulation zur Analyse der Ventilsteuerzeiten

Das größte Potential beim Punktmotor bietet eine Verbesserung der Aufladung durch einen an den begrenzten Betriebsbereich angepassten Turbolader. Um zusätzlich den Einfluss des eigentlichen Ladungswechsels, d.h. das Öffnen der Ein- und Auslassventile, auf den Kraftstoffverbrauch bewerten zu können, wurden weitere Untersuchungen mit der Simulationssoftware GT-Power durchgeführt. Die Berechnungen wurden für den Nennleistungspunkt des Punktmotors (205 kW bei 1600 min⁻¹) durchgeführt. Dabei wurden zwei Aspekte betrachtet:

- Mit den unveränderten Ventilerhebungskurven vom Basismotor wurde eine Variation der Steuerzeiten durchgeführt, um zu überprüfen, ob für den reduzierten Drehzahlbereich eine günstigere Abstimmung möglich ist.

- Durch die reduzierte Nenndrehzahl sind die Ventilbeschleunigungen entsprechend geringer und es ist damit möglich die Ventilerhebungskurven steiler zu machen und dadurch auch einen größeren Ventilhub zu realisieren. Die Maximal-Hubkurven wurden dabei nach Erfahrungswerten ausgelegt aber nicht hinsichtlich Ventilfeigang zum Kolben überprüft (Ventiltaschen im Kolben).

Für beide Fälle wurde jeweils ein DoE mit 6 Faktoren, den Steuerzeiten der Ein-/ Auslass-Ventile (E_ö, E_s, A_ö, A_s) sowie maximaler Ventilhub für Ein- und Auslassventil, durchgeführt. Um die unterschiedlichen Ventilhuber darzustellen, wurden die Ventilerhebungskurven der Basisnockenwelle in **Bild 109** entsprechend skaliert. Für die beiden DoE's wurden zuerst Versuchspläne erstellt und anschließend für jede Parameterkombination eine Simulation in GT-Power durchgeführt. Mit den Berechnungsergebnissen wurden DoE-Modelle erstellt und anschließend hinsichtlich des Potentials zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs ausgewertet. Mögliche mechanische Grenzen wurden dabei nicht berücksichtigt, dies müsste dann im Einzelfall überprüft werden.

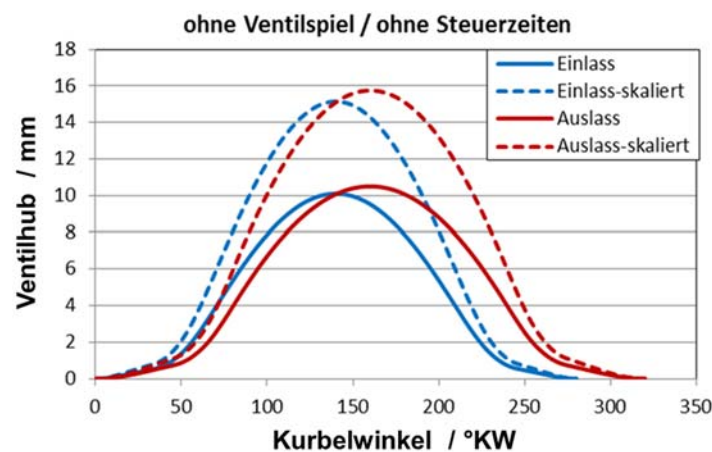


Bild 109: Skalierte Ventilerhebungskurven auf Grund der reduzierten Nenndrehzahl - Reine kinematische Ableitung

In **Bild 110** ist beispielhaft die Auswertung der beiden DoE-Modelle für den Zeitpunkt des Auslassventil-Öffnens dargestellt. In gleicherweise wurden auch die Ventilsteuerzeiten für Einlass-Öffnen, Einlass-Schließen und Auslass-Schließen analysiert und auch das Gesamtpotential ermittelt.

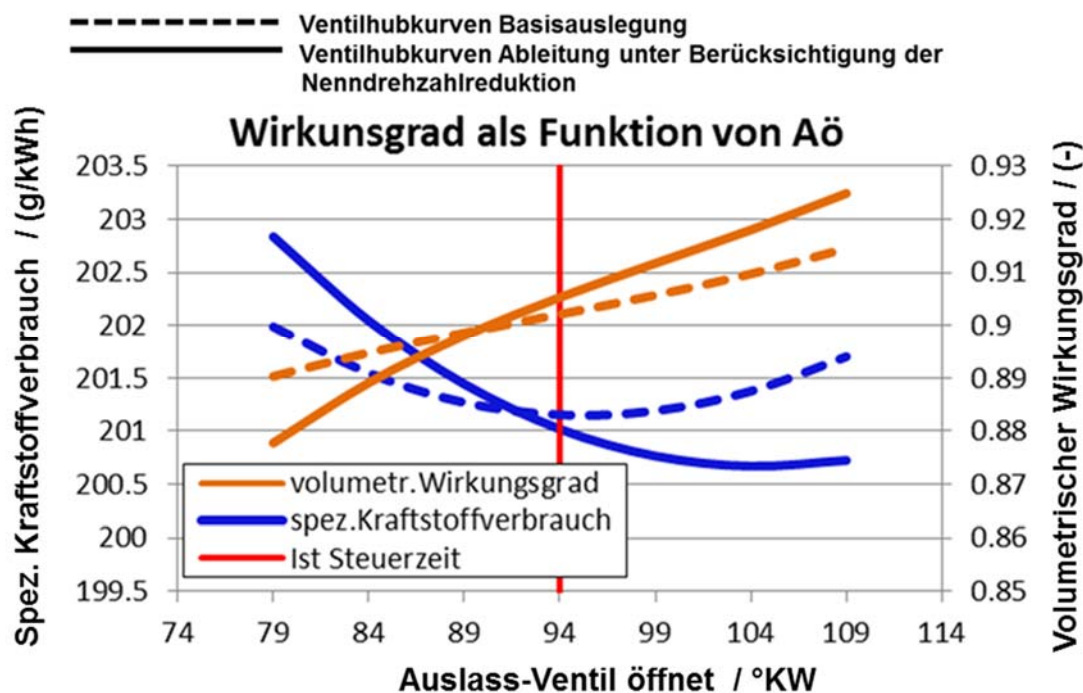


Bild 110: Einfluss der Steuerzeiten des Auslassventil-Öffnens auf den Kraftstoffverbrauch für beide Ventilhubvarianten

Um bei der Analyse nicht nur den Effekt eines Parameters zu sehen, sondern die beste Konfiguration aller 6 Einfluss-Parameter ermitteln zu können, wurden im DoE-Modell entsprechende Optimierungen auf den Zielwert minimaler Verbrauch durchgeführt. Das **Bild 111** zeigt wiederum exemplarisch im Monte Carlo Diagramm das Ergebnis aller möglichen Lösungen (grün) und die Bestpunkte (Stern) im Vergleich zum Basispunkt (rot-gelb).

Die erreichbaren Verbrauchsreduktionen sind nach Auswertung beider DoE-Modelle marginal. Mit den drehzahlangepassten Ventilerhebungskurven können durch eine Entdrosselung des Ladungswechsels etwas größere Verbesserungen erreicht werden als nur durch eine Verschiebung der Steuerzeiten.

Nach DoE-Optimierung ergab sich folgendes Verbesserungspotential:

- Potential mit original Ventilerhebungskurven: ~ 0,2 %
- Potential mit drehzahlangepassten Erhebungskurven: ~ 0,5 %

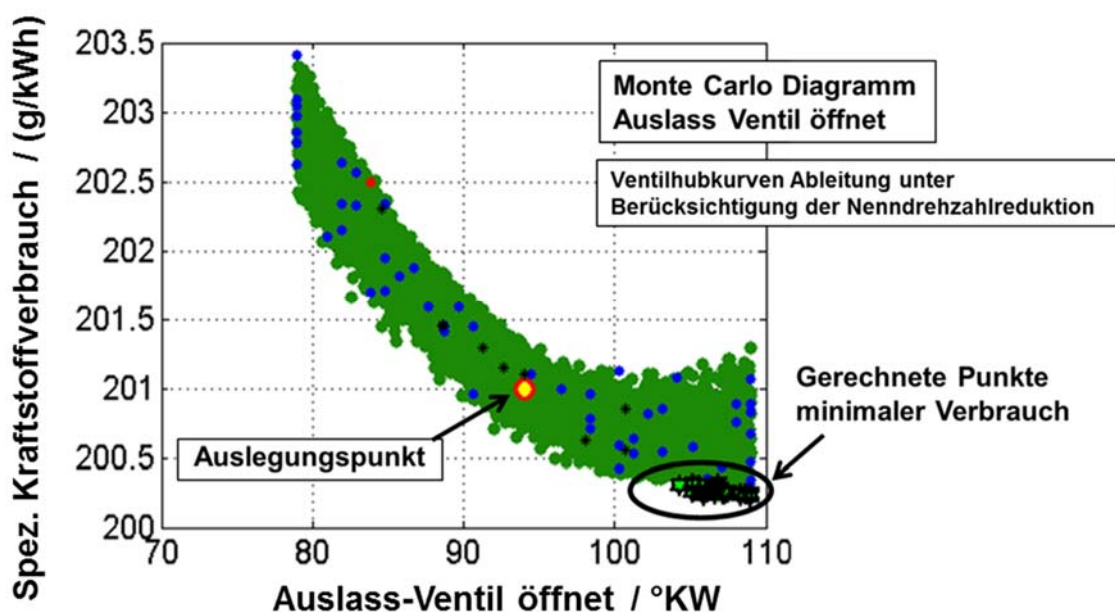


Bild 111: Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch für alle Ventilhub- und Steuerzeiten des Auslassventil-Öffnens

Da die theoretischen Untersuchungen ohne Berücksichtigung des Kolbenfreiganges durchgeführt wurden, ist gegebenenfalls noch mit einer Verringerung der angegebenen Potentiale zu rechnen. Damit kann festgestellt werden, dass durch eine Anpassung der Steuerzeiten und Ventilhubkurven nur geringfügige Verbrauchsvorteile zu erwarten sind, die in keinem Verhältnis zu dem hohen Entwicklungsaufwand für einen neuen Ventiltrieb (Nockenwelle) stehen.

5.3 3D-CFD-Simulation zum Potential der Verbrennung

Um parallel zu den experimentellen Versuchen die Optimierung der Verbrennung für den Punktmotor zu untersuchen, wurden 3-D CFD-Simulationen der Einspritzung und Verbrennung durchgeführt. Für die Simulation im eingeschränkten Betriebsbereich wurde der „Bestpunkt“ des Punktmotors bei 1400 min^{-1} und 1050 Nm (75 % Last) ausgewählt. Die Simulation wurde mit einem Einspritzdruck von 1600 bar durchgeführt, da die Untersuchungen auf dem Prüfstand ergeben haben, dass für den Betriebsbereich des Punktmotors keine 2000 bar erforderlich sind.

Basierend auf den Geometriedaten des Basismotors wurde ein 3D-CFD-Modell (KVIA) erstellt und anhand von Messdaten vom Prüfstand validiert. Primär wurde dazu der gemessene Zylinderdruckverlauf in **Bild 112** mit dem Ergebnis der Simulation abgeglichen. Der Vergleich zeigt eine sehr gute Übereinstimmung der beiden Zylinderdruckverläufe, sowie rechts die entsprechende Wärmefreisetzung.

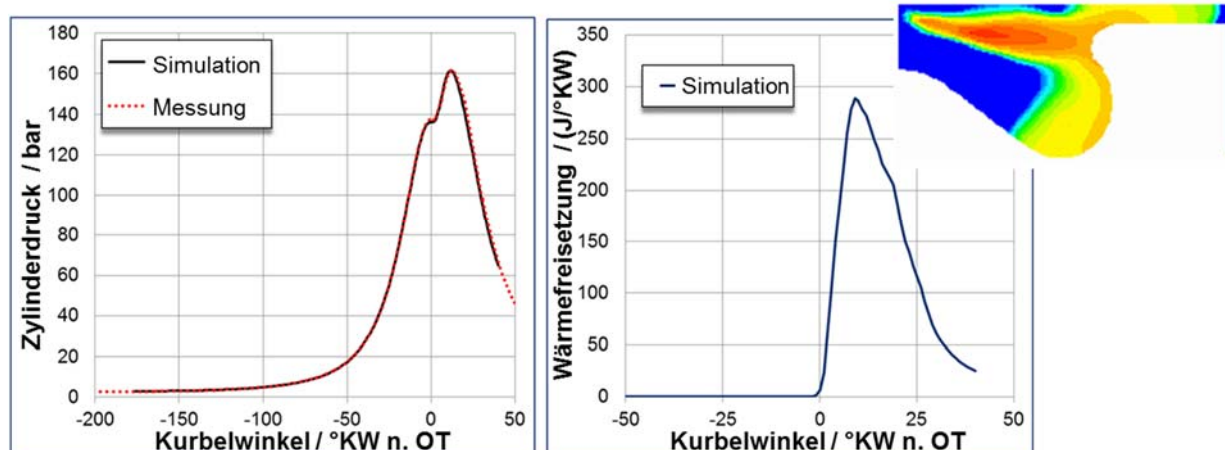


Bild 112: 3D-CFD KIVA Modell – Abgleich mit Motormessdaten

Dieses Basismodell wurde anschließend verwendet, um das Verbesserungspotential auf Seiten der Verbrennung zu untersuchen und zu bewerten. Dazu wurden mit dem 3D-CFD Simulationsprogramm eine Parametervariation zur Einspritzdüsenkonfiguration durchgeführt (**Bild 113**). Die Matrix ergibt sich aus einer +/- Variation der Basisdüse mit 3 unterschiedlichen Lochanzahlen (Basis = 8 +/- 1) und mit jeweils 3 unterschiedlichen Kegelwinkeln (Basis = 150° +/- 4°). Diese 3x3 Matrix wurde wiederum bei jeweils 3 unterschiedlichen Einspritzbeginnen (BOI) simuliert und ausgewertet, um den NO_x-Verbrauchs-Trade-off darzustellen.

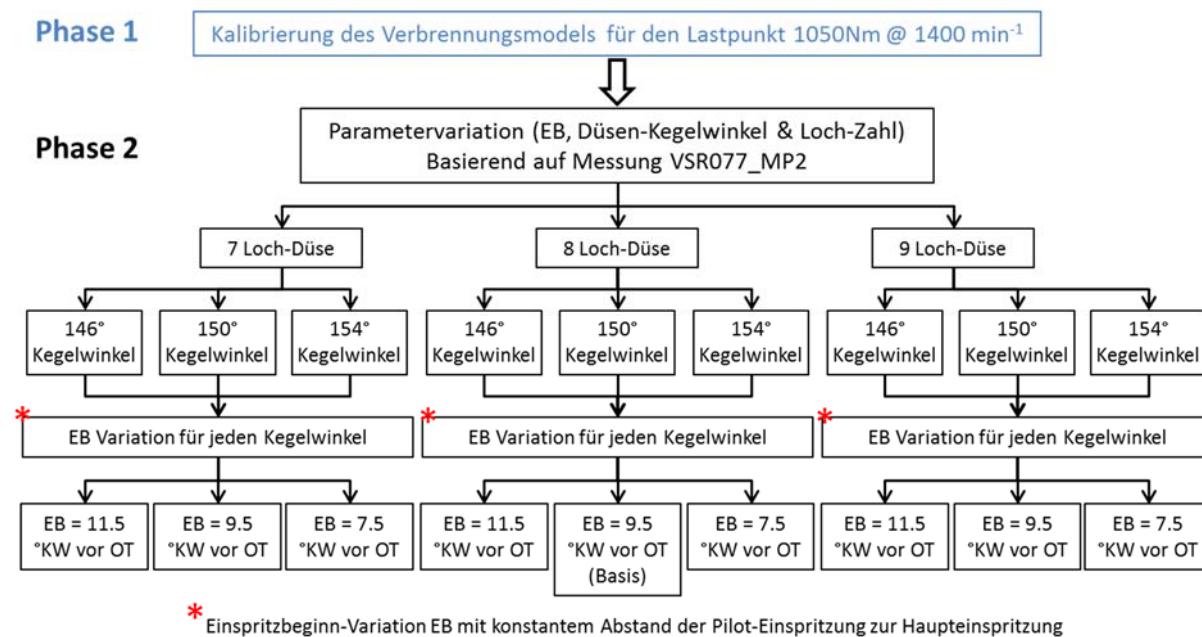


Bild 113: Überblick über die Parametervariation mit KIVA

Das **Bild 114** zeigt exemplarisch den Zylinderdruckverlauf und die Wärmefreisetzung für unterschiedliche Lochanzahlen. Die anfänglich langsamere Verbrennung bei der 7-Lochdüse zeigt sich auch in **Bild 115** durch die bei 9° KW nach OT niedrigere und dann bei 25° KW nach OT höhere Temperatur im Brennraum. Dies führt dann in **Bild 116** zu einer Verschiebung des NO_x-Verbrauchs-Trade-offs in Richtung niedrigerer Stickoxidemissionen.

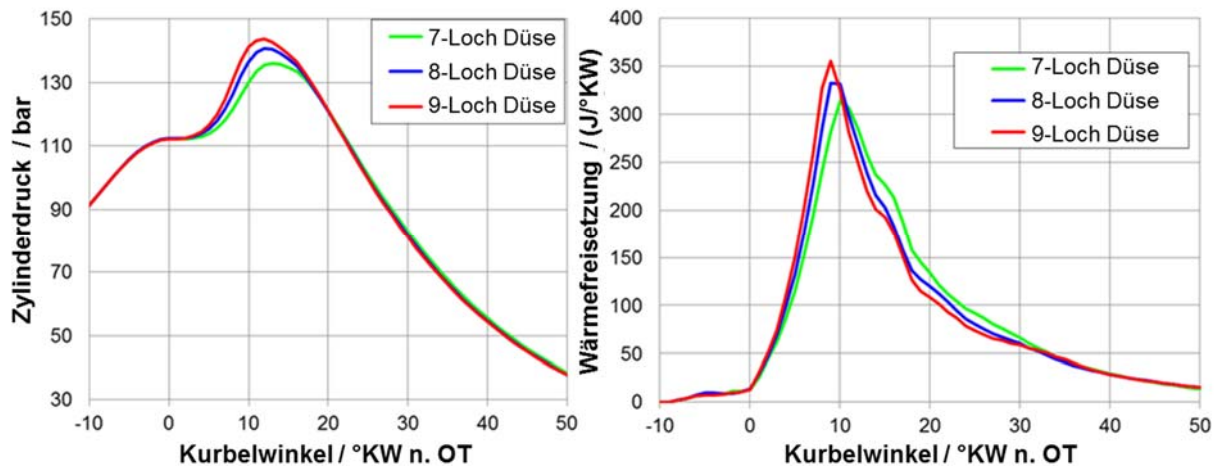


Bild 114: Einfluss auf Zylinderdruckverlauf und Wärmefreisetzung bei einer Variation der Lochzahl der Einspritzdüse

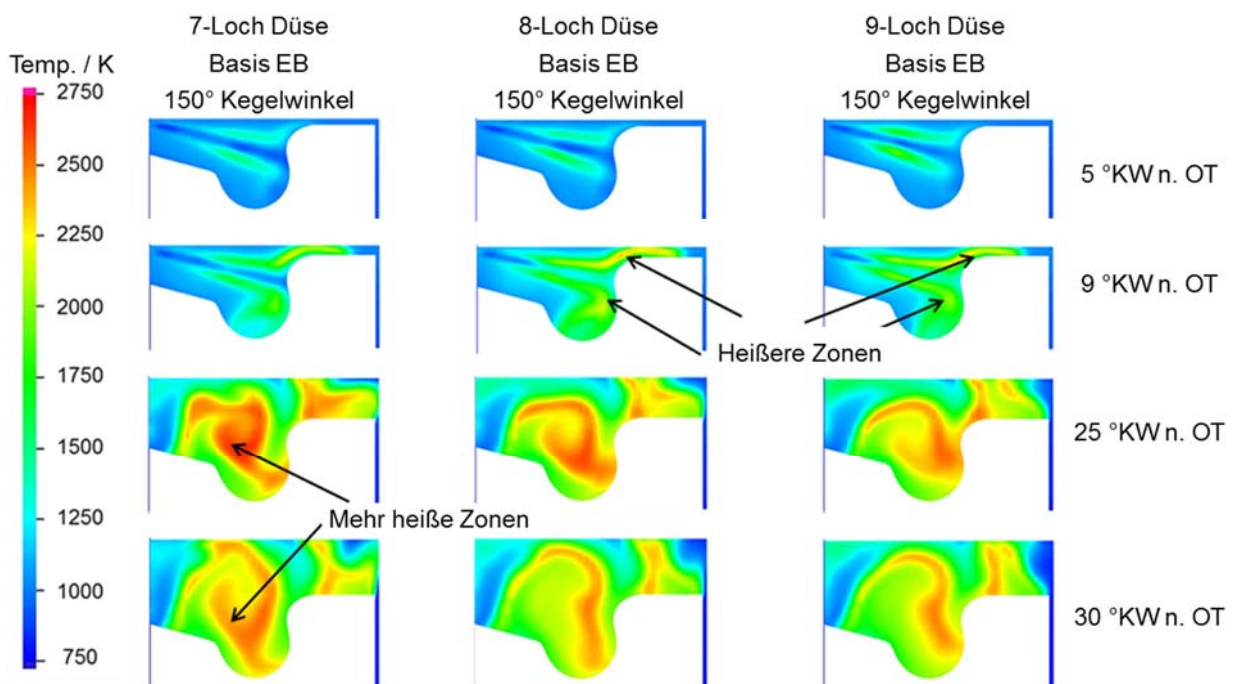


Bild 115: Temperaturverteilung bei Variation der Lochzahl der Einspritzdüse

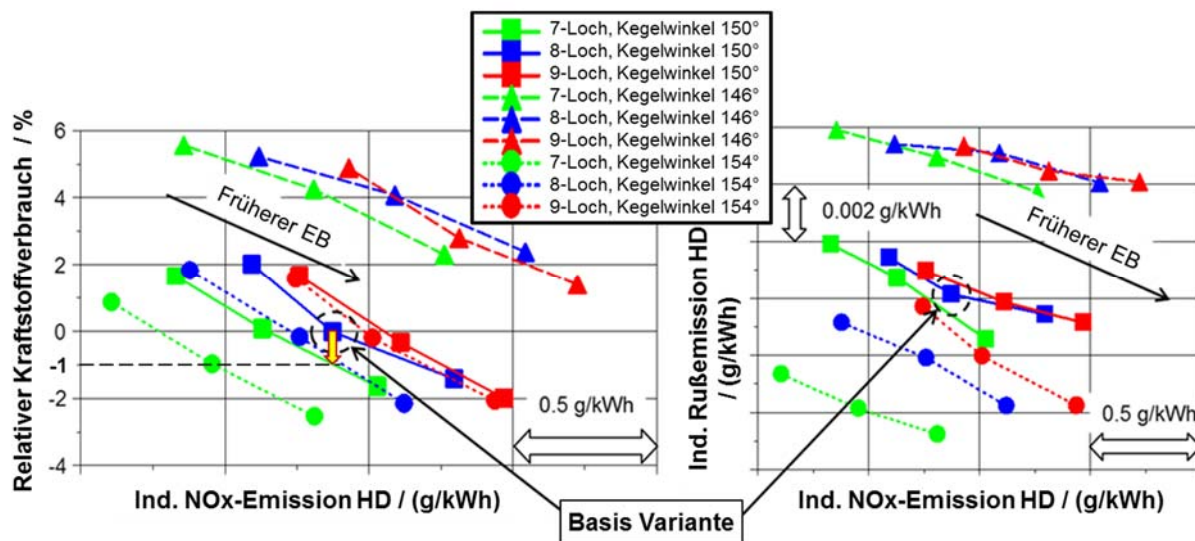


Bild 116: Einfluss der Einspritzparameter auf den Kraftstoffverbrauch

Die Analyse der KIVA-Simulationen ergibt folgende Ergebnisse und Trends:

- Die Varianten mit 150° und 154° Kegelschwenkwinkel haben einen besseren Verbrauch und Ruß-Emissionen als der 146° Kegelschwenkwinkel. Die größeren Winkel haben eine günstigere Strahlteilung am Muldenrand, was zu einer besseren Luftausnutzung führt.
- Der größere Kegelschwenkwinkel mit 154° im Vergleich zur 150° Düse eine höhere Kraftstoff-Konzentration am Kolbenrand was wegen der Gefahr von Kraftstoffeintrag ins Öl möglichst vermieden werden sollte.
- Von den Varianten mit 150° Kegelschwenkwinkel lässt, bei gleichen NO_x Emissionen, die Düse mit 7 Löchern eine Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs von etwa 1 % im Vergleich zur Basisvariante erwarten (siehe Bild 116).

Durch eine Anpassung der Einspritzdüse im Punktmotor-Bestpunkt (75 % Last @ 1400 min⁻¹) kann der Wirkungsgrad um etwa 1 % verbessert werden. Ein Wechsel der Einspritzdüse ist aber mit erheblichen Entwicklungskosten für die Serienfreigabe verbunden und würde sich daher aus Kostengründen nur anbieten wenn gleichzeitig das 2000 bar Einspritzsystem durch ein günstigeres 1600 bar Common-Rail System ersetzt werden würde.

5.4 Potential zur Reibungsreduktion im beschränkten Betriebsbereich

Die wesentliche Rolle bei der Reibungsreduktion spielt die Drehzahl, weshalb auch das Downspeeding eine effektive Maßnahme zur deutlichen Absenkung des Kraftstoffverbrauchs ist. Das Potential für eine zusätzliche Verbesserung der Reibung im niedrigen Drehzahlbereich des Punktmotors wurde in Expertenrunden untersucht. Differenzierte Bewertung siehe **Tabelle 4**.

Komponenten welche durch das höhere Drehmoment im niedrigen Drehzahlbereich belastet sind bieten keinen Spielraum für eine Verbesserung. Die Begrenzung der Maximaldrehzahl lässt aber beim Ventiltreib (weichere Federn) oder der Öl- und Wasserpumpe zumindest geringes Verbesserungspotential erwarten. Vereinzelt werden auch schon bei Dieselmotoren bedarfsgeregelte Pumpen eingesetzt, um die Reibung und damit den Verbrauch bei hohen Drehzahlen zu reduzieren. Beim Punktmotor ist dies, wegen dem reduzierten Drehzahlband, nicht erforderlich und es kann deshalb eine einfache, in der Größe angepasste und damit kostengünstigere Pumpe verwendet bzw. beibehalten werden.

5.5 Adaption der AGN auf den beschränkten Betriebsbereich

Durch die Lastpunktverschiebung führt das Downspeeding zu höheren Drehmomenten, damit zu erhöhten Abgastemperaturen und somit wiederum zu einer Wirkungsgradsteigerung der Abgasnachbehandlung (AGN). Dies erlaubt zum einen eine Erhöhung der Motorrohmissionen mit entsprechend verbessertem Kraftstoffverbrauch, unter Einhaltung der Grenzwerte und zum anderen eine Verkleinerung der teuren Komponenten der AGN (siehe auch /Pet15/).

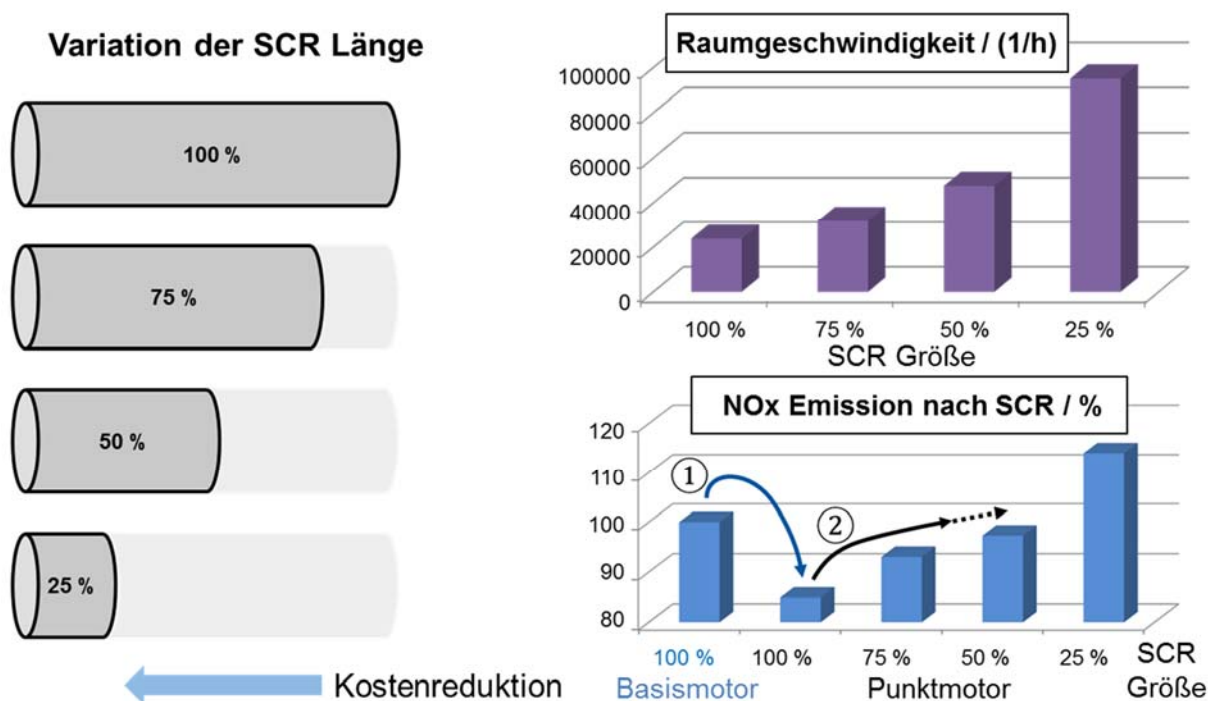


Bild 117: Simulationsergebnisse – Variation der SCR Größe

Das **Bild 117** zeigt die Ergebnisse einer vereinfachten Simulation zur Größe des SCR-Katalysators. Durch die Begrenzung auf den niedrigen Drehzahlbereich beim "Punktmotor"

wird auch der Abgasmassenstrom entsprechend reduziert. Dies führt zu sehr niedrigen Raumgeschwindigkeiten im SCR-Katalysator, was sich positiv auf den Umsatzwirkungsgrad auswirkt. Dies führt in Bild 117 rechts unten zu einer deutlichen Absenkung der NO_x-Emission nach SCR-System (Schritt ① auf ②). Dadurch bietet sich nun die Möglichkeit den SCR entsprechend zu verkleinern, wodurch sich die Raumgeschwindigkeiten (Diagramm rechts oben) wieder erhöhen und infolgedessen auch die NO_x-Emission nach SCR-System wieder ansteigen. Um die Emissionsgrenzwerte noch sicher einhalten zu können, sollte die Verkleinerung nicht mehr als 50 % betragen, eher im Bereich von etwa 75 %. Alternativ kann der höhere Wirkungsgrad des SCR-Systems im Betriebsbereich des Punktmotors ② auch zu einer Erhöhung der NO_x-Emission vor SCR genutzt werden, was wiederum Spielraum für eine Verbrauchsverbesserung eröffnet (siehe auch 0).

Eine Verkleinerung der AGN bzw. des SCR macht aber nur Sinn wenn die Komponenten ohne zusätzliche Entwicklungskosten aus einem Baukastensystem verfügbar sind, wogegen die Optimierung auf einen niedrigeren Verbrauch alleine durch eine neue Abstimmung der AGN- und Motor-Kalibrierung möglich ist.

6 Technologieerprobung / Verifikation

Da der „Punktmotor“ als Antrieb für den „Grüner Radlader“ im Themenschwerpunkt 5 vorgesehen war, wurde er auf die Anforderungen dieser Applikation abgestimmt. Eine entscheidende Konsequenz daraus war die Aufgabe der konstanten Motordrehzahl und die Änderung des ursprünglichen Konzepts auf einen Motor mit eingeschränktem Betriebsbereich (Drehzahlband). In der Arbeitsgruppe wurde vereinbart, dass ein Deutz 7.8 l Industrie-Dieselmotor mit einer Zielleistung von 200 kW als Antrieb für den Grünen Radlader verwendet werden sollte. Dieser Motor wurde daher im Themenschwerpunkt 3 zum „Punktmotor“ modifiziert.

Für die experimentellen Untersuchungen wurde von der Firma Deutz ein turboaufgeladener Dieselmotor TCD 7.8l L6 (siehe **Bild 118**) zur Verfügung gestellt (siehe auch /Beb13/). Der von Deutz für dieses Vorhaben produzierte Motor ist ein Vorserienmuster welches zusammen mit dem Abgasnachbehandlungssystem schon die aktuell strengste Abgasemissionsgesetzgebung Stage IV (Tier 4f) für Industriemotoren erfüllt. Im Unterschied zu anderen Stage IV Konzepten besteht die Abgasnachbehandlung nicht nur aus einem SCR-System (Selective-Catalytic-Reduction) zur NO_x Minderung, sondern verfügt zusätzlich auch über einen geschlossenen DPF (Diesel-Partikel-Filter) mit vorgeschaltetem DOC (Diesel-Oxidation-Catalyst). Damit

würde die Abgasnachbehandlung auch die aktuell diskutierte Verschärfung der Grenzwerte hinsichtlich Partikelanzahl limitierung erfüllen können und ist damit auch in der Lage die künftige Stage V Grenzwerte darzustellen. Außerdem verfügt der Motor über eine einstufige Turboaufladung mit Ladeluftkühlung, eine gekühlte Abgasrückführung (AGR) und ein 2000 bar Common-Rail Einspritzsystem.

Technische Daten

Motortyp	TCD 7.8 L6
Zylinderzahl	6
Bohrung	110 mm
Hub	136 mm
Hubvolumen	7,8 l
Leistungen nach ISO 14396 bei Drehzahl	250 kW (200 kW Punktmotor)
Max. Drehmoment bei Drehzahl	1400 Nm 1450 min⁻¹
Niedrigste Leerlaufdrehzahl	600 min⁻¹
Common-Rail System	2000 bar
Gewicht nach DIN 70020	725 kg

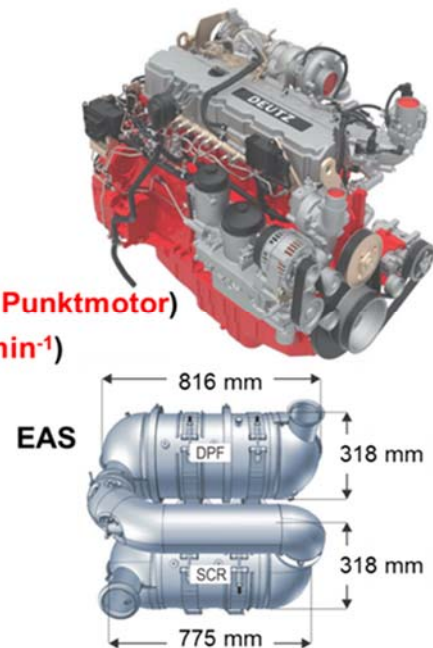


Bild 118: Technische Daten des Stage IV Versuchsmotors von Deutz

In Bild 118 sind die technischen Daten des Deutz TCD 7.8l L6 Industriemotors und in Rot die, für den Punktmotor, angepassten Leistungsdaten dargestellt. In der Basisversion erreicht der Motor eine maximale Leistung von 250 kW bei 2200 min⁻¹ und ein maximales Drehmoment von 1400 Nm bei 1450 min⁻¹. Für den Einsatz im „Grünen Radlader“ wurde die Leistung entsprechend der Zielapplikation auf etwa 200 kW reduziert.

Das **Bild 119** zeigt den messbereiten Versuchsmotor im Thermodynamikprüfstand. Die Vier-Quadranten Elektromaschine kann den Motor sowohl bremsen als auch schleppen und ermöglicht damit auch Tests in hochdynamischen Testzyklen (z.B. NRTC). Neben Drehzahl und Drehmoment wurden Kraftstoff- und Luftmassenstrom sowie alle erforderlichen Temperaturen und Drücke am Motor und in der Abgasstrecke gemessen. Für eine gezielte Optimierung der Verbrennung wurde der Motor mit einer Indizierung im ersten Zylinder ausgerüstet und dafür auch ein Kurbelwinkelmarkengeber montiert.

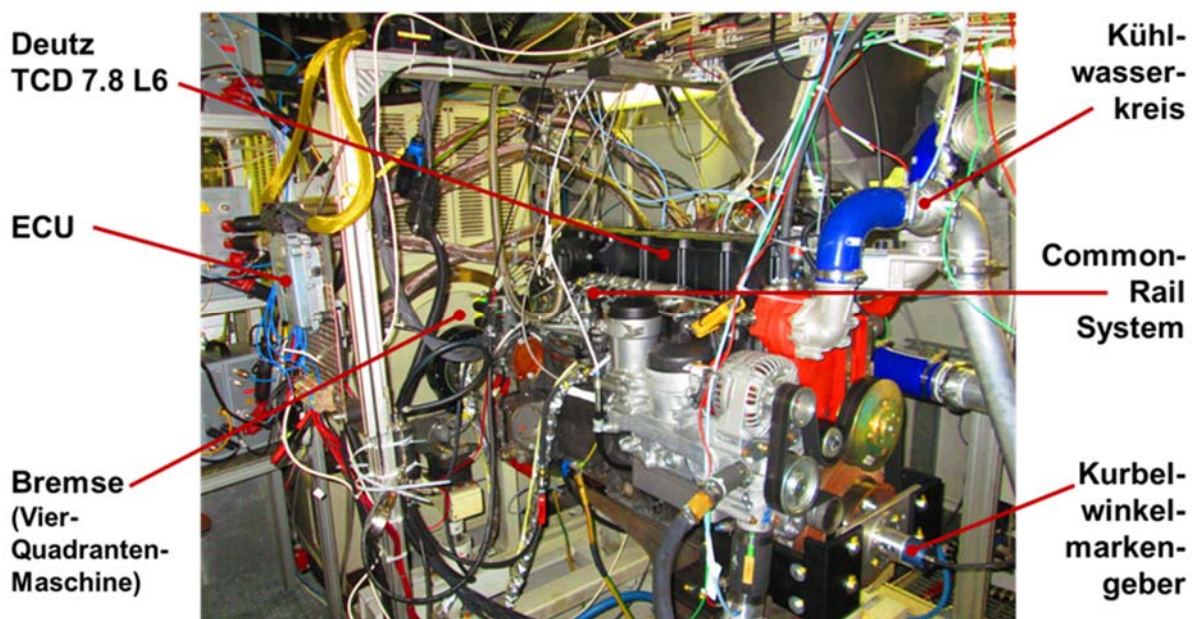


Bild 119: Prüfstands Aufbau – Verbrennungsmotor

Für die Messung der gasförmigen Emissionen wurde eine komplette Abgasmesslinie (CO , CO_2 , O_2 , NO und NO_x) nach Motor und eine zweite NO_x Messstrecke nach SCR-System eingesetzt. Die Rußemissionen wurde im stationären Betrieb als diskontinuierliche Schwärzungszahl (AVL 415 S) und im transientem Betrieb kontinuierlich mit einem PASS-System (AVL 483) gemessen. Über eine Applikations-Software (Inca), mit beschränktem Zugriff auf die Motorfunktionen, konnten die relevanten Messgrößen der ECU aufgezeichnet und die wichtigsten Kalibrierparameter verstellt und modifiziert werden.

Beim Abgasmachbehandlungssystem in **Bild 120** besteht der erste Teil aus einer Kombination von DOC und DPF zur kontinuierlichen Reduktion der Rußemissionen nach dem CRT[®] Prinzip. Zur Überwachung und Steuerung der Filterfunktion verfügt der DOC über Thermoelemente und der DPF über einen Differenzdrucksensor. Das Verbindungsrohr vom ersten zum zweiten Element dient als Mischstrecke für das eingespritzte AdBlue. Das Reduktionsmittel wird durch ein wassergekühltes Einspritzventil in Strömungsrichtung eingespritzt. Die Dosierung wird vom Steuergerät in Abhängigkeit der Temperaturen im Abgassystem und der NO_x -Rohemissionen des Motors geregelt. Für die Regelung als auch zur Überwachung verfügt das System außerdem vor und nach SCR jeweils über einen NO_x -Sensor.

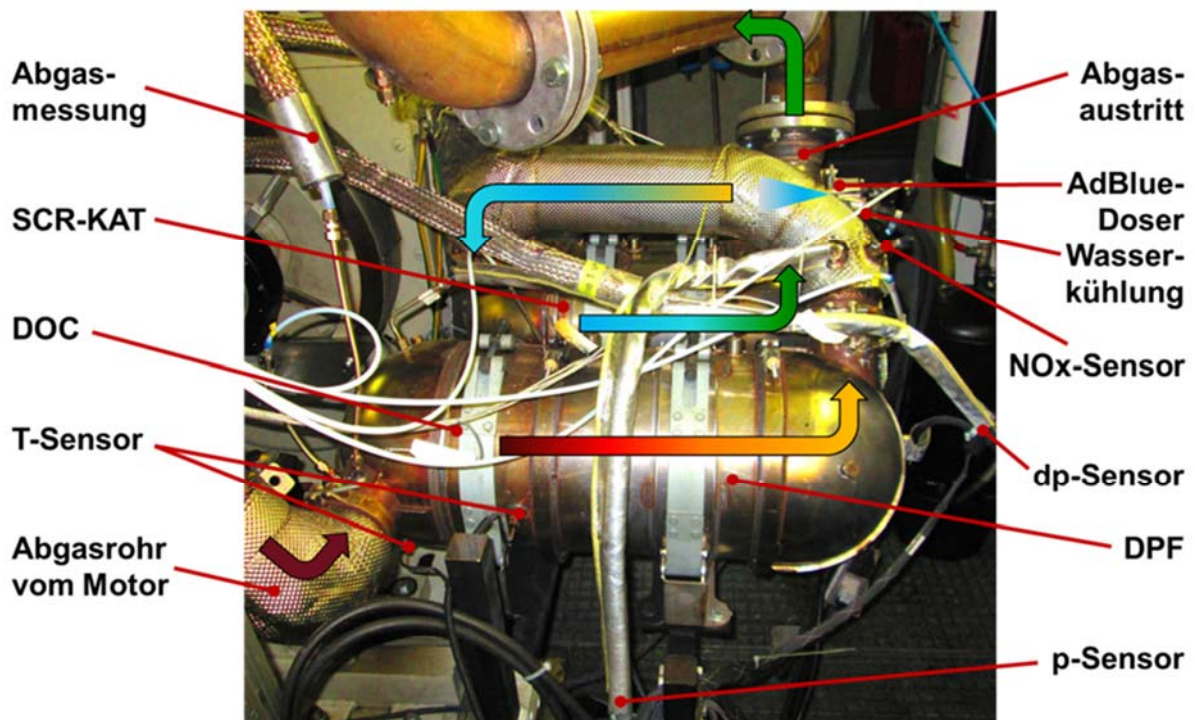


Bild 120: Prüfstandsaufbau - Abgasnachbehandlung

6.1 Verbrauchsreduktion durch Downspeeding

Das **Bild 121** zeigt einen Vergleich zwischen dem Basismotor mit 250 kW bei 2200 min^{-1} und dem erweiterten Betriebsbereichs des „Punktmotors“ mit einer Leistung von 205 kW bei 1600 min^{-1} und einen entsprechend verkleinerten Drehzahlbereich bis runter zum niedrigen Leerlauf bei 600 min^{-1} . Da der Punktmotor nur eine Zielleistung von etwa 200 kW hat wurde für Vergleichszwecke eine entsprechend leistungsreduzierte Variante des Basismotors mit 205 kW bei 2200 min^{-1} appliziert und vermessen. In der Punktmotorversion wurde anschließend die Nenndrehzahl bei gleicher Leistung auf 1600 min^{-1} abgesenkt. Damit ist gewährleistet, dass die Bewertung der Ergebnisse jeweils für die gleiche Arbeit im Testzyklus erfolgt. Wegen der variablen Drehzahl ist nicht nur eine Zertifizierung im stationären C1-Test (links) sondern auch im hoch dynamischen NRTC Testzyklus (rechts) erforderlich.

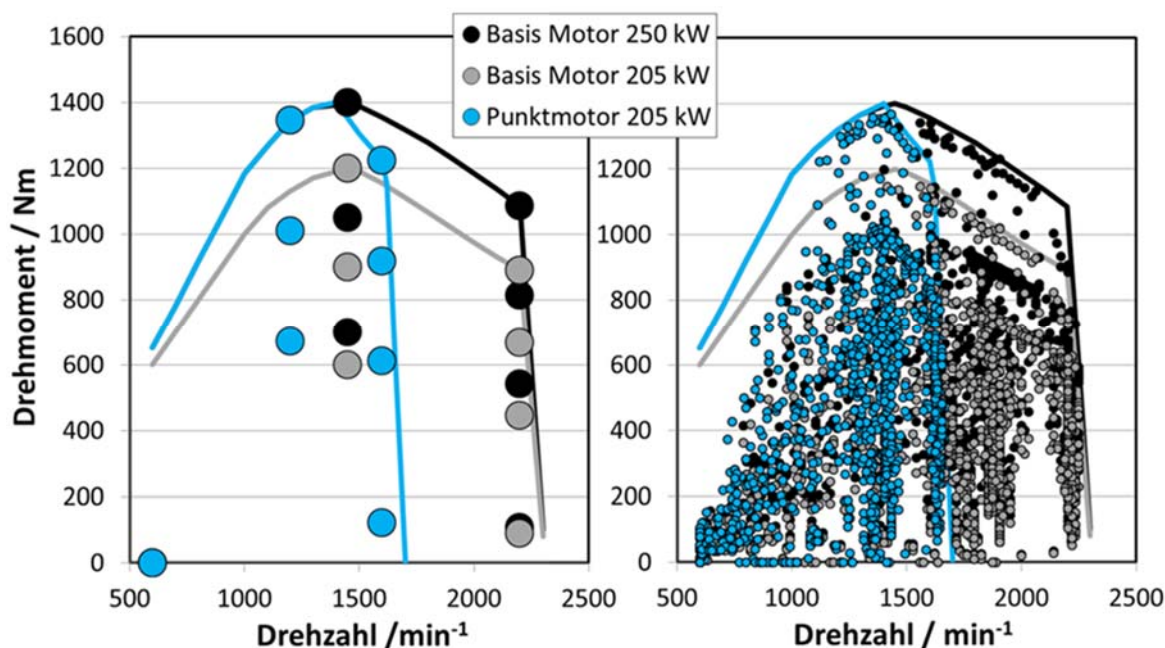


Bild 121: Vergleich der Vollastkurven der Motorvarianten mit den entsprechenden NRSC (C1-Test) und NRTC Testpunkten

Die Ergebnisse in **Bild 122** wurden mit dem Basismotor gemessen und zeigen einen reduzierten Kraftstoffverbrauch sowohl für die Volllastkennlinie des leistungsreduzierten Basismotors als auch für die Volllast des Punktmotors. Im NRTC Testzyklus ergibt sich für den leistungsreduzierten Basismotor aber eine Zunahme des Verbrauchs um etwa 3 % und im stationären C1-Test um etwa 1 %. Die stärkere Verschlechterung im NRTC beruht auf dem deutlich höheren Teillastanteil bei hohen Drehzahlen im NRTC Testzyklus im Unterschied zum C1-Test. Somit wird der bessere Volllastverbrauch im Zyklus durch den entsprechend höheren Anteil an Niedriglastpunkten überkompensiert.

Im Vergleich zum leistungsreduzierten Basismotor ergibt sich für den Punktmotor, bei gleicher Zyklusarbeit, eine Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs in einer Größenordnung von 7 %. Dieser Effekt ergibt sich nur durch die Reduktion des Drehzahlbereichs (Downspeeding). Die strengen Stage IV (Tier 4) Grenzwerte für Stickoxidemissionen NO_x werden von allen gezeigten Varianten erfüllt.

Die Verlagerung des Arbeitsbereichs in den wirkungsgradoptimalen Kennfeldbereich des Verbrennungsmotors bietet das mit Abstand größte Potential zur Verbrauchsreduktion und ist die Grundidee des Punktmotorkonzepts. Die größten Effekte beim Downspeeding basieren auf der reduzierten Reibung und der effizienteren Verbrennung. Die Reibung in den einzelnen Motorbaugruppen nimmt prinzipiell mit der Drehzahl stetig ab. Die Wirkungsgradverbesserung bei

der Verbrennung basiert darauf, dass mit sinkender Drehzahl mehr Zeit für die Gemischbildung und Verbrennung zur Verfügung steht. Durch Überlagerung dieser beiden Effekte ergeben sich die bekannten Verbrauchskennfelder mit den typischen Muschelkurven (siehe **Bild 129**).

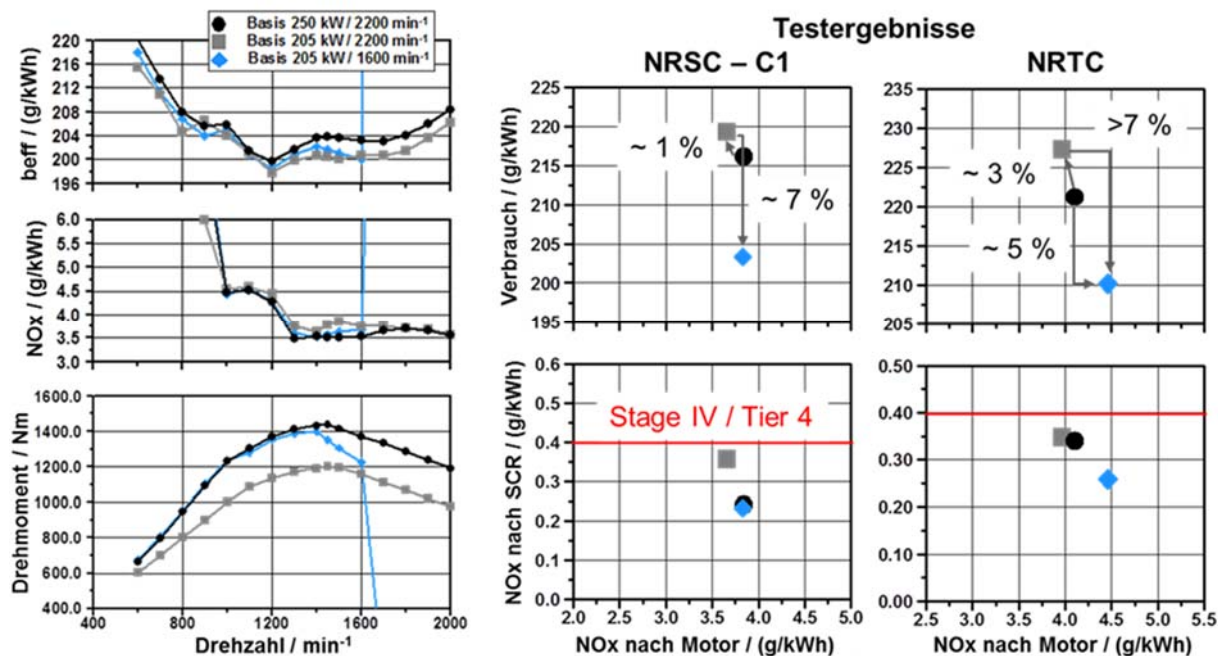


Bild 122: Basis Motor – Vergleich der Volllastkurven und der Testergebnisse im stationären NRSC (C1) und transienten NRTC

6.2 Untersuchungen zum Turbolader und Einspritzsystem

Durch die Simulation wurde aufgezeigt, dass eine Anpassung des Turboladers an die reduzierte Leistung und Drehzahl das Betriebsverhalten des Punktmotors verbessern sollte. Wie das **Bild 123** zeigt konnte mit dem neuen Turbolader der Verbrauch (hellblau) im Bereich der Nennleistung sowie im oberen Kennfeldbereich um ca. 1 % reduziert werden. Bei gleichen Stickoxidemissionen konnte so auch eine Reduktion der Partikelemissionen erreicht werden. In dem, für den Punktmotor relevanten Betriebsbereich zeigt **Bild 124** dazu das Differenzkennfeld, in dem sich eine Verbrauchsverbesserung von teilweise bis zu 2 % und im Mittel von etwa 1 % ergibt. Da der verkleinerte Turbolader besonders bei niedrigen Drehzahlen ein höheres Verbrennungsluftverhältnis liefert, bietet sich dadurch auch das Potential für eine Drehmomentanhebung bei den niedrigen Drehzahlen.

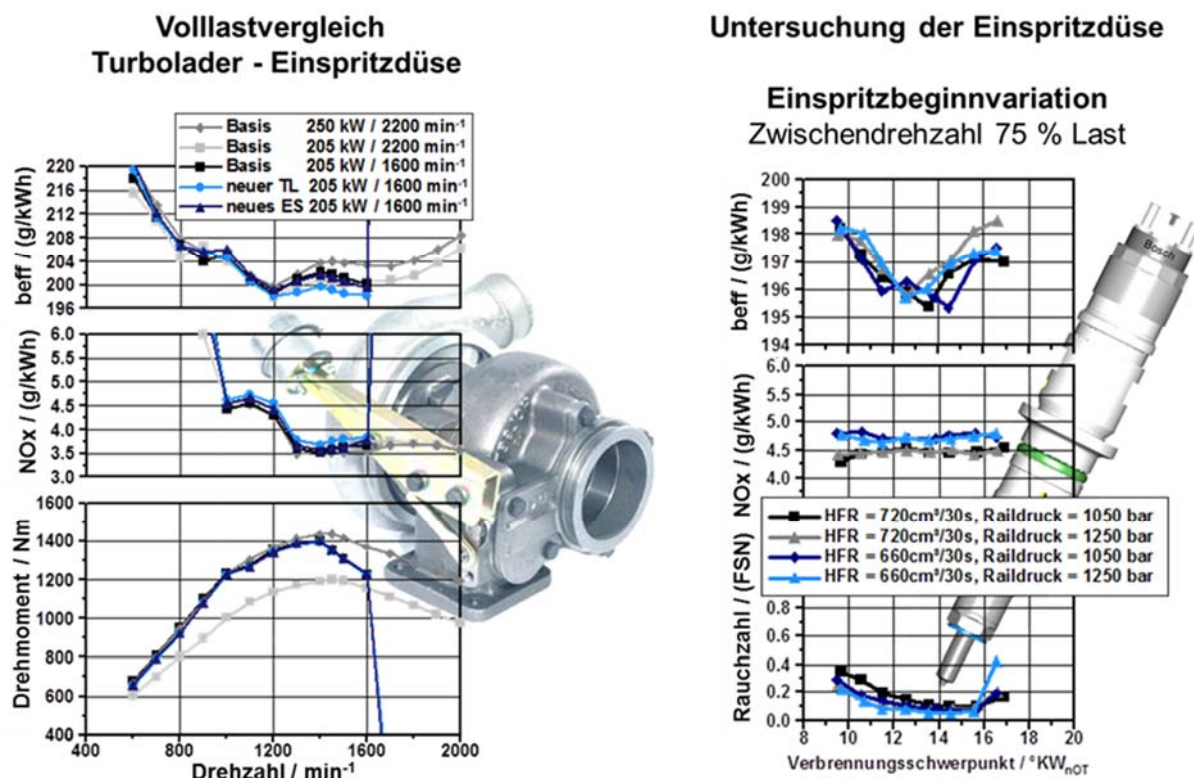


Bild 123: Punktmotor – Untersuchung des angepassten Turboladers und der Einspritzdüse - Vergleich der Volllastkurven

Neben dem Turbolader wurde auch ein weiterer Satz Injektoren untersucht. Wegen der reduzierten Leistung und Drehzahl wurden Einspritzdüsen mit kleinerem hydraulischen Durchfluss verwendet. Wie zu erwarten war, konnte damit die Partikelemissionen im Kennfeld reduziert werden. Wie Bild 123 zeigt, konnte dieser Vorteil aber nicht durch eine Anpassung der Einspritzparameter in einen Verbrauchsvorteil umgewandelt werden. Das rechte Diagramm zeigt dazu beispielhaft eine Variation des Einspritzbeginns bei 75 % Last mit jeweils zwei unterschiedlichen Einspritzdrücken. An der Volllast (dunkelblau) ergab sich mit dieser Injektor-/Düsenvariante sogar eine Verschlechterung auf das Niveau des Basismotors.

Das Bild 124 rechts zeigt beispielhaft für die Drehzahl 1400 min⁻¹, dass bei den Messungen am realen Motor, entgegen der Erwartungen, mit dem kleineren Turbolader keine Verbesserung der Dynamik bei Lastaufschaltung festgestellt werden konnte. Im niedrigen Drehzahlbereich lagen die realisierten Ansprechzeiten T90 (Zeit bis 90% Last erreicht sind) mit unter 2 Sekunden zwar auf einem sehr guten Niveau, dennoch muss dies bei der Fahrzeugintegration berücksichtigt werden, da bei spontaner Lastaufschaltung bei den niedrigen Drehzahlen die Gefahr

eines Abwürgens des Verbrennungsmotors höher ist als bei hohen Drehzahlen. Durch eine entsprechende Auslegung des Antriebssystems, der Betriebsstrategie und eine unterstützende Hybridisierung, können die Dynamiknachteile aber kompensiert werden.

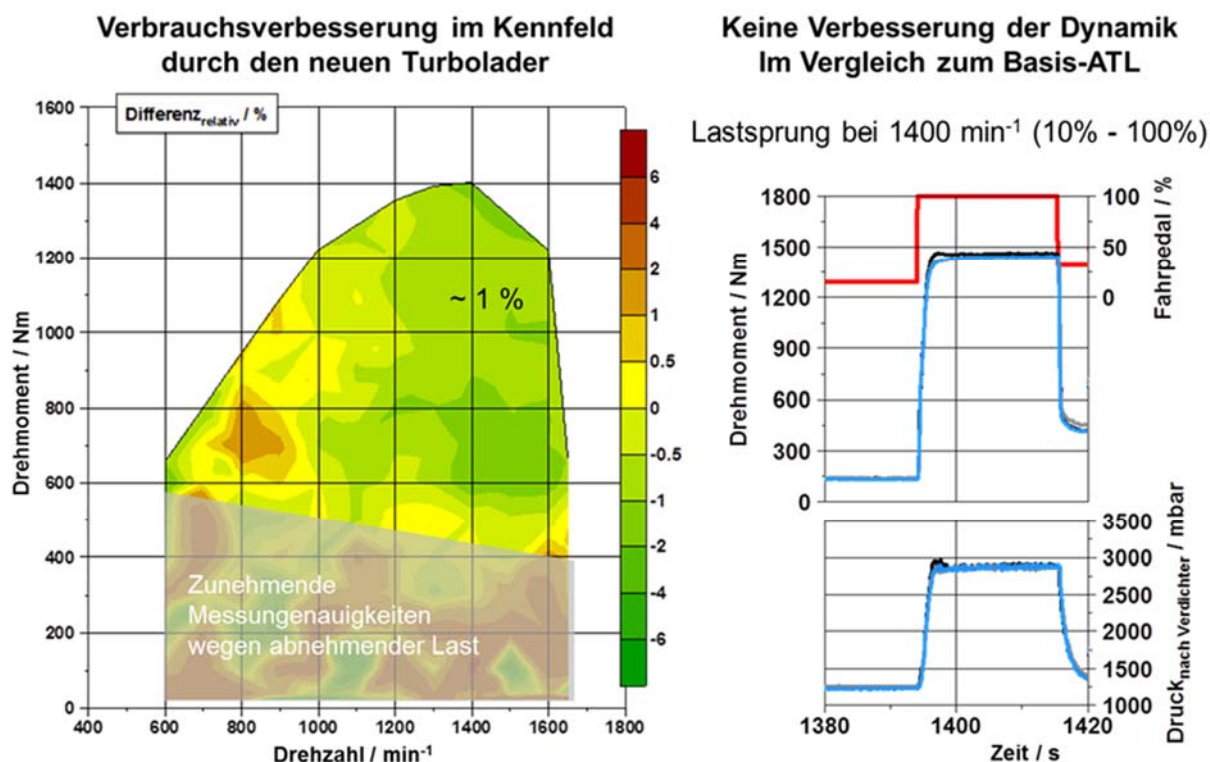


Bild 124: Verbrauchsvorteil durch den angepassten Turbolader im Kennfeld und Vergleich des dynamischen Verhaltens bei Lastaufschaltung

Durch den auf den niedrigeren Drehzahlbereich angepassten Turbolader konnte der Kraftstoffverbrauch bei diesem Motor um einen weiteren Prozentpunkt verringert werden. Die Verbrauchsverringerung basiert auf einer erhöhten Luftzufuhr bei gleichzeitig reduzierten Ladungswechselverlusten. Das höhere Verbrennungsluftverhältnis wirkt sich wiederum positiv auf die Verbrennung aus und bietet die Möglichkeit bei niedrigen Drehzahlen ein höheres Drehmoment einzustellen. Die geänderte Einspritzdüse zeigte dagegen keine Vorteile hinsichtlich Verbrauchseinsparung, weshalb für die folgenden Untersuchungen der kleinere Turbolader zusammen mit dem Basis-Einspritzsystem ausgewählt wurde.

6.3 Optimierung auf den eingeschränkten Betriebsbereich

Durch die bessere Leistung des kleineren Turboladers konnte die Volllast bei 1200 min^{-1} um 100 Nm auf 1500 Nm angehoben werden. Das **Bild 125** zeigt die neue Volllastkennlinie und die entsprechend verschobenen Testpunkte im C1-Test und im NRTC. Durch diese Maßnahme

wurde auch der ansteigende Drehmomentverlauf unterhalb von 1200 min^{-1} entsprechend angehoben und von 1300 min^{-1} bis 1600 min^{-1} liegt die Leistung nun bei $> 200 \text{ kW}$.

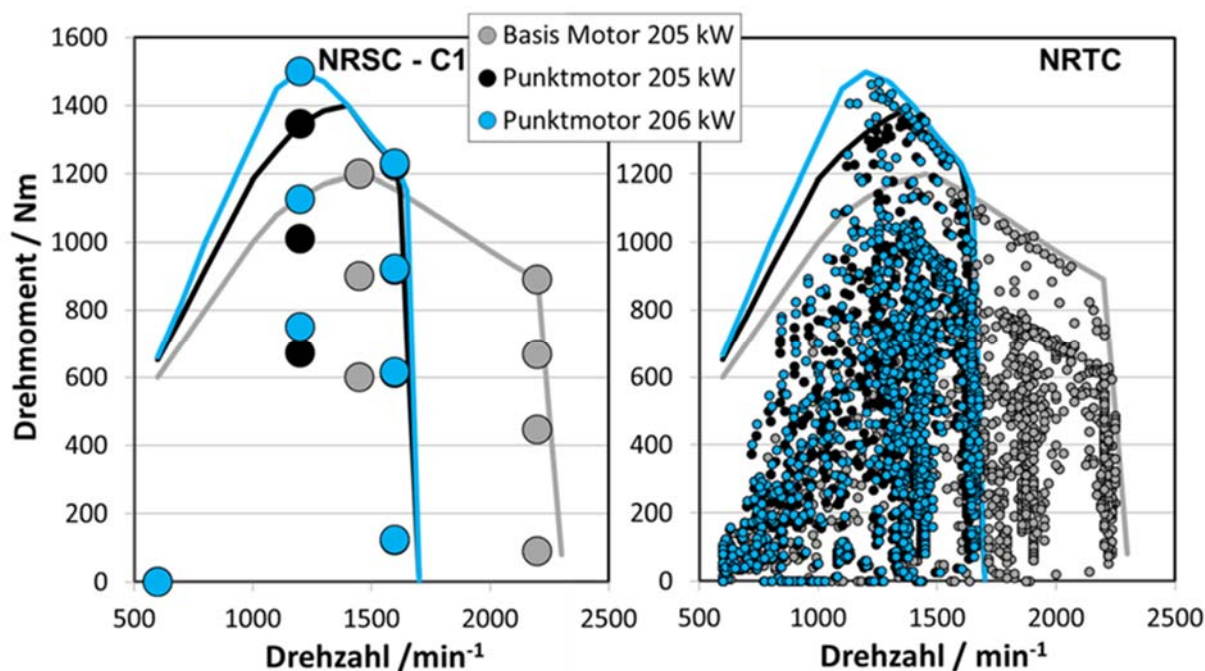


Bild 125: Volllastanpassung – 100 Nm höheres Drehmoment bei der IS-Drehzahl 1200 min^{-1} (max. Drehmoment = 1500 Nm)

Die Anhebung des Drehmoments führte an der Volllast erst einmal zu einer Verschlechterung des Verbrauchs. Wie **Bild 126** links zeigt, konnte aber unter Ausnutzung des Spitzendruckpotentials der Kraftstoffverbrauch (dunkelblau) im Bereich der Volllast ohne Nachteile für die Emissionen wieder fast auf das vorherige Niveau verbessert werden.

Bei modernen EURO 6 oder Stage IV (Tier 4) Dieselmotoren ist das Zusammenspiel mit der Abgasnachbehandlung (AGN) äußerst komplex. Wesentliche Aufgabe der AGN ist die Reduktion der Stickoxidemissionen, da diese in einem Zielkonflikt mit dem Kraftstoffverbrauch bzw. den CO_2 -Emissionen stehen. Die Leistungsfähigkeit der AGN bestimmt im Wesentlichen die zulässigen Schadstoffkonzentrationen im Rohabgas nach Motor und damit auch die Verbrennungsabstimmung und den Kraftstoffverbrauch. Umgekehrt haben der Abgasmassenstrom, die Zusammensetzung und insbesondere die Abgastemperatur einen deutlichen Einfluss auf die Reduktionseffizienz der AGN. Dies kann auch bedeuten, dass durch temporäres Thermomanagement zur Unterstützung der AGN ein Verbrauchsnachteil in Kauf genommen werden muss. Dies gilt besonders beim Kaltstart und bei einer aktiven Partikelfilterregeneration. Diese gegenseitige Abhängigkeit erfordert aber nicht nur eine sorgfältige Abstimmung der jeweiligen

Systeme, Bauteile und Spezifikationen, sondern auch ein effizientes Zusammenspiel der Motorsteuerung ECU mit der Abgasnachbehandlungssteuerung ACU.

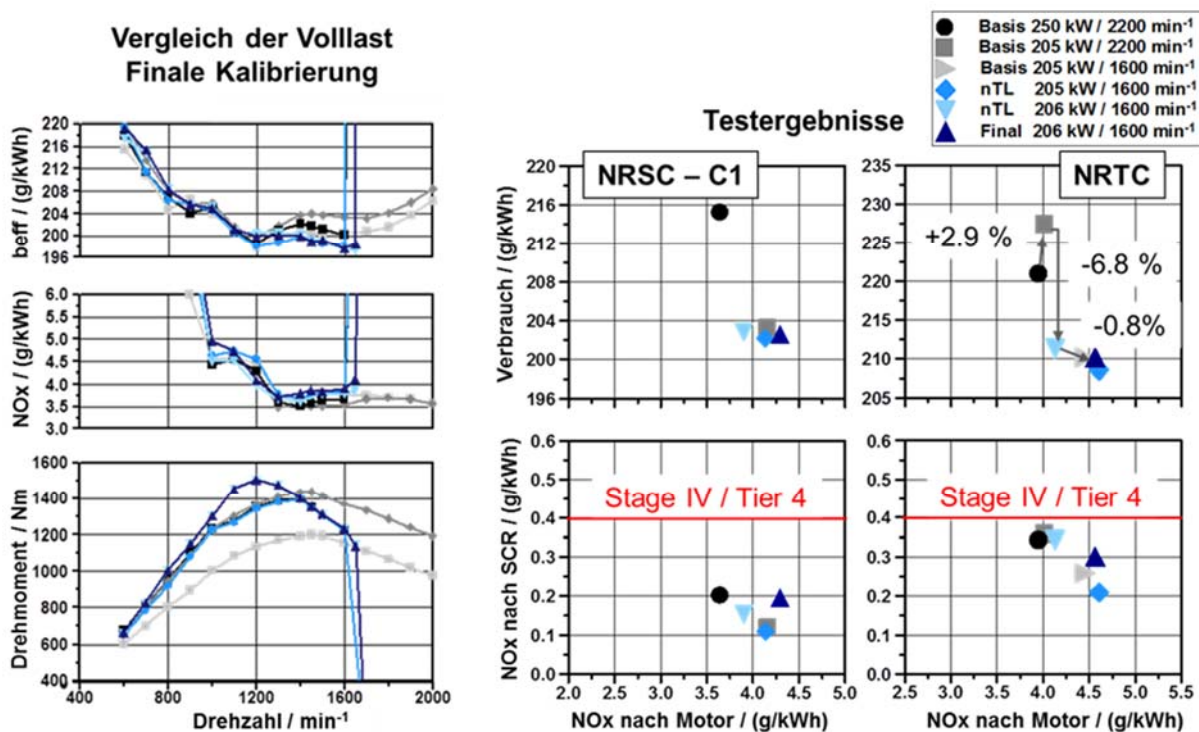


Bild 126: Volllastanpassung – Vergleich der Testergebnisse (warmer Test)

Bei den folgenden Optimierungsarbeiten führte die wechselseitige Abhängigkeit dazu, dass Verbesserungen beim Kraftstoffverbrauch nicht immer realisiert werden konnten. Im Rahmen dieses Vorhabens wurde zur Optimierung der Kalibrierung unter anderem auch das DoE Tool ASCMO der Firma ETAS erprobt. Grundsätzlich konnten im Kennfeld noch weitere Verbrauchsverbesserungen erreicht werden, allerdings führte dies zum einen, zu einem höheren Verbrennungsgeräusch und zum anderen dazu, dass der NO_x Grenzwert im transienten NRTC Test nicht mehr sicher dargestellt werden konnte. Um dies zu realisieren, wäre eine tiefgreifende Anpassung der Emissionsmodelle und der SCR-Kalibrierung im Steuergerät erforderlich gewesen, was im Rahmen dieses Forschungsvorhabens nicht möglich war.

Um für die Erprobung im Grünen Radlader einen funktionsfähigen Antrieb darzustellen, welcher auch die strengen Emissionsgrenzwerte erfüllt, wurde die finale Kalibrierung daher durch eine Kombination aus Basis-Kalibrierung mit angepasstem Volllastbereich zusammengesetzt. Für die Validierung wurden die Stage IV Grenzwerte im NRTC, C1- und D2-Testzyklus abgeprüft. Das **Bild 127** und **Bild 128** zeigen exemplarisch die Messschriebe des finalen Prüflaufs im NRTC mit dem kalten und dem warmen Testzyklus.

In Bild 127 ist neben dem Last- und Drehzahlprofil auch anhand des Kühlwasser- und Öl-Temperaturverlaufs die Aufheizphase des Dieselmotors bis etwa zur Mitte des Testzyklus erkennbar. Das Bild 128 zeigt deutlich, dass der SCR im kalten Testzyklus erst ab etwa 300 s anfängt die Stickoxidemissionen zu reduzieren, da erst zu diesem Zeitpunkt die Temperatur im SCR ausreichend hoch ist. Die hohen Emissionen zu Beginn des kalten Testzyklus müssen primär durch den höher gewichteten warmen Testzyklus kompensiert werden. Die Testergebnisse in **Bild 126** rechts zeigen, dass die finale Kalibrierung die Stage IV Emissionsgrenzwerte erfüllt und trotz größerem Drehmomentangebot fast wieder die gleichen Verbrauchswerte wie der Punktmotor in der ersten Version erreicht.

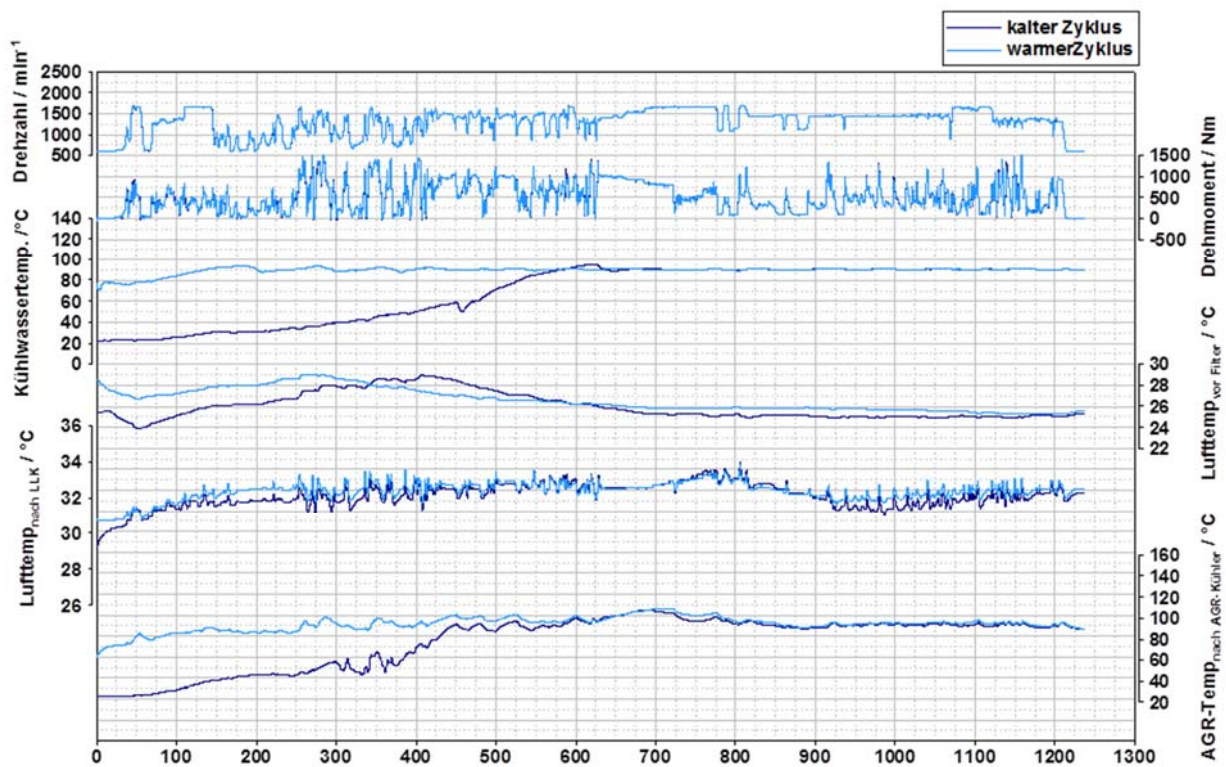


Bild 127: Finale Kalibrierung – Drehzahl / Drehmoment und Motortemperaturverläufe im kalten und warmen NRTC

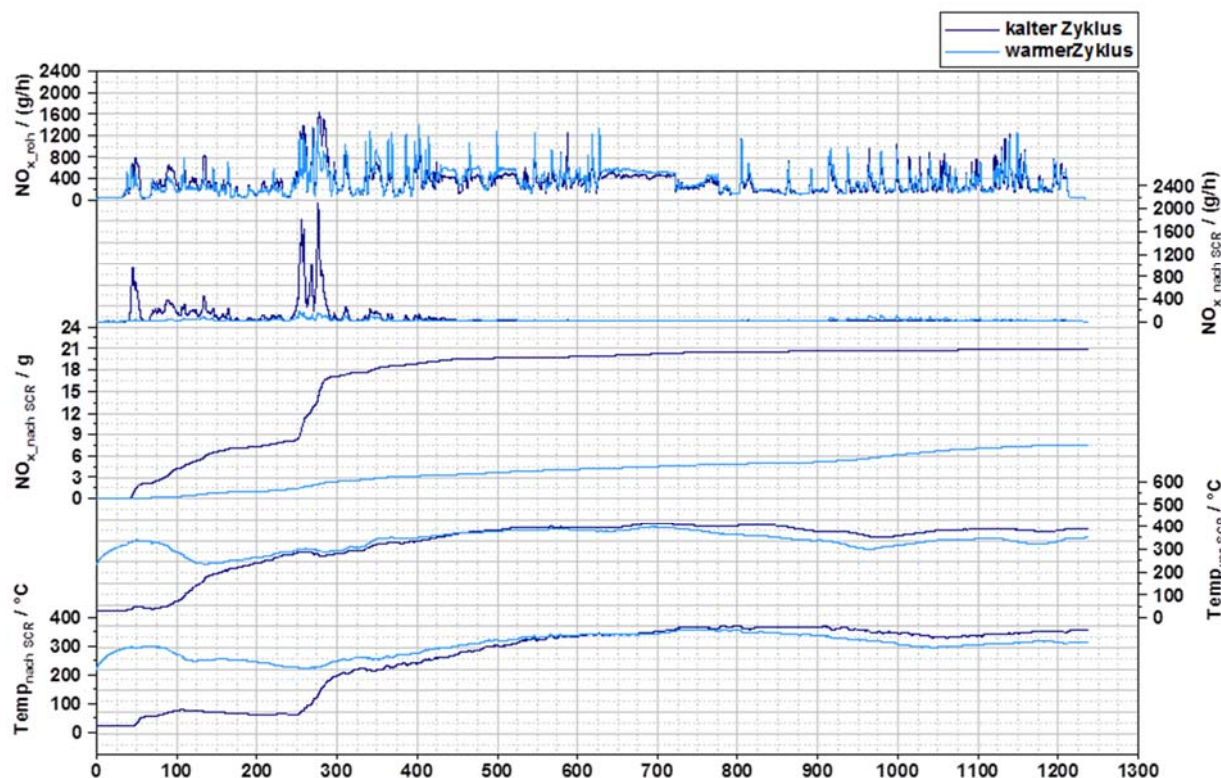


Bild 128: Finale Kalibrierung – NO_x Emissionsverläufe und SCR-Temperatur-verläufe im kalten und warmen NRTC

Der NRTC Testzyklus setzt sich aus einer Vielzahl von Zyklen unterschiedlicher Mobiler Arbeitsmaschinen zusammen, weshalb auch im Kennfeld verschiedene Bereiche mit hoher Punktekonzentration erkennbar sind (siehe Bild 125). Die mögliche Verbrauchsreduktion im kompletten NRTC liegt in **Bild 129** rechts bei etwa 8 %. Betrachtet man beim NRTC aber nur die Test-Sequenz welche einem Radlader entspricht, ergibt sich ein deutlich geringeres Verbesserungspotential von etwa 3 - 3,5 %. Der Grund ist die Verteilung der Radlader-Punkte (grüne Punkte) im Kennfeld (Bild 129 links unten) im Vergleich zu den roten Punkten des kompletten NRTC. Der NRTC weist eine hohe Punktekonzentration im rechten unteren Kennfeldbereich auf, während die Punkte vom Radlader mehr diagonal im Kennfeld liegen und damit die besonders ungünstigen Bereiche vermieden werden. In beiden Fällen kommen jeweils 1 % Verbesserung aus der Optimierung des Punktmotors und der Rest aus dem Downspeeding. Damit wird deutlich, dass das Downspeeding umso wirkungsvoller ist, je niedriger die Auslastung und je höher die Drehzahl ist, bei der der Verbrennungsmotor in der Maschine betrieben wird. Damit ist die erreichbare Verbrauchsverbesserung letztendlich stark von der jeweiligen Applikation bzw. der Betriebsweise der Arbeitsmaschine abhängig.

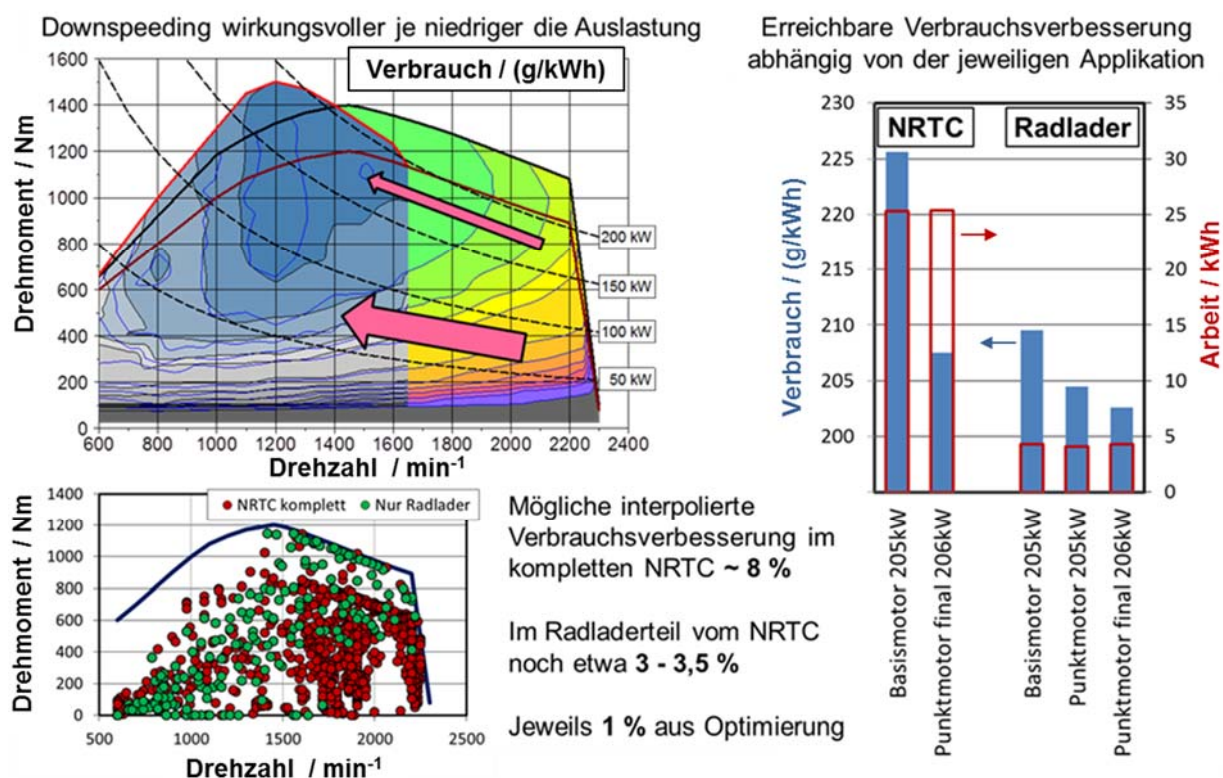


Bild 129: Zusammenfassung der Testergebnisse, die Verbrauchswerte wurden für die Zyklen aus Kennfeldern interpoliert (gemessene Zyklen haben etwa + 1 % Verbrauch)

Die experimentellen Untersuchungen des Punktmotors sind Ende Oktober 2013 erfolgreich abgeschlossen worden. Der Motor erreicht im Bereich von 1300 min⁻¹ bis 1600 min⁻¹ eine Leistung von 200 bis 206 kW und bei 1200 min⁻¹ ein maximales Drehmoment von 1500 Nm. Zusammen mit der Abgasnachbehandlung erfüllt er auch die kommenden Stage V Emissionsgrenzwerte (Stand 2015). Anschließend wurde er fristgerecht an die Firma Liebherr versandt um in den „Grünen Radlader“ (Themenschwerpunkt 5) integriert zu werden.

Die Zielsetzung im Themenschwerpunkt 3 „Punktmotor“ war, neben der Bereitstellung eines Antriebs für den „Grünen Radlader“, eine abschließende Bewertung aller Maßnahmen und Verbesserungspotentiale welche sich aus dem Konzept ergeben können. Ergänzend zu den experimentellen Versuchen wurden daher weitere Simulationsarbeiten bezüglich Ladungswechsel (siehe 5.2) und Verbrennung durchgeführt (siehe 5.3). Außerdem wurde in Expertengesprächen das mögliche Potential zur Reibungsreduktion evaluiert (siehe 5.4).

6.4 Potentialanalyse zum Punktmotorkonzept

Da das ursprüngliche Punktmotorkonzept im Rahmen dieses Vorhabens nicht realisiert werden konnte, wurden einige zusätzlich Untersuchungen durchgeführt, um das Potential eines Punktmotors mit konstanter Drehzahl zu bewerten. Die gewählte Punktmotordrehzahl von 1400 min^{-1} liegt schon im Bereich des Verbrauchsoptimums des Basismotors weshalb das Optimierungspotential bei dieser Drehzahl vergleichsweise gering ist. Es konnte gezeigt werden, dass durch den angepassten Turbolader etwa 1 % Verbrauchsverbesserung möglich sind und die 3-D CFD Verbrennungssimulation lässt einen weiteren Prozentpunkt erwarten.

Für eine Potentialbewertung wurde der NRTC Testzyklus auf eine konstante Drehzahl bei 1400 min^{-1} umgerechnet und mit der finalen Kalibrierung gefahren. Die Zyklusarbeit mit der konstanten Drehzahl ist dabei identisch mit der Arbeit im normalen NRTC, die Emissionen sind vergleichbar, mit tendenziell niedrigeren CO- und PM-Emissionen, bei leicht höherem Kraftstoffverbrauch. Diese Ergebnisse bestätigen, dass ein Downspeeding auf eine niedrige feste Drehzahl prinzipiell zu einer ähnlichen Verbrauchsverbesserung führt wie bei dem aktuellen Punktmotor mit variabler Drehzahl in einem eingeschränkten Betriebsbereich. Solange aber das Antriebskonzept kein Start-Stopp und den Betrieb bei niedriger Last ohne Verbrennungsmotor ermöglicht, ist das Konzept mit konstanter Drehzahl wegen der tendenziell höheren Leerlauf- und Teillastverbräuche nicht anwendbar.

Durch die Begrenzung auf eine Festdrehzahl ist aber grundsätzlich eine weitere Verbrauchsreduktion realisierbar, da die Schadstoffgrenzwerte nur im stationären D2-Testzyklus geprüft werden müssen. Das **Bild 130** rechts zeigt, dass die finale Kalibrierung des Punktmotors (dunkelblau) im D2-Test nur auf eine Verbrauchsverbesserung von 0,7 % kommt. Dies ergibt sich primär aus der unterschiedlichen Gewichtung der Testpunkte und daraus, dass der Vorteil des angepassten Turboladers vorrangig im mittleren Lastbereich zum Tragen kommt (siehe beff Verlauf in Bild 130).

Die hellblaue Kurve zeigt das Ergebnis einer DoE Optimierung in den 5 stationären Testpunkten des D2-Tests. Durch eine Reduktion der AGR und eine Anpassung der Einspritzparameter konnte im Vergleich zur Basis eine Verbrauchsreduktion von etwa 2 % erreicht werden. Da unter den warmen und stationären Bedingungen der Umsatzwirkungsgrad des SCR-Systems sehr hoch ist, wurde trotz höherer Stickoxid-Rohwerte kein Anstieg der NO_x -Emissionen nach SCR festgestellt (siehe auch 5.5). Dies bietet weiteres Potential um den Verbrauch, bei noch

höheren motorischen Stickoxidwerten, zu verbessern oder alternativ ganz auf das AGR-System zu verzichten (SCR-Only Konzept).

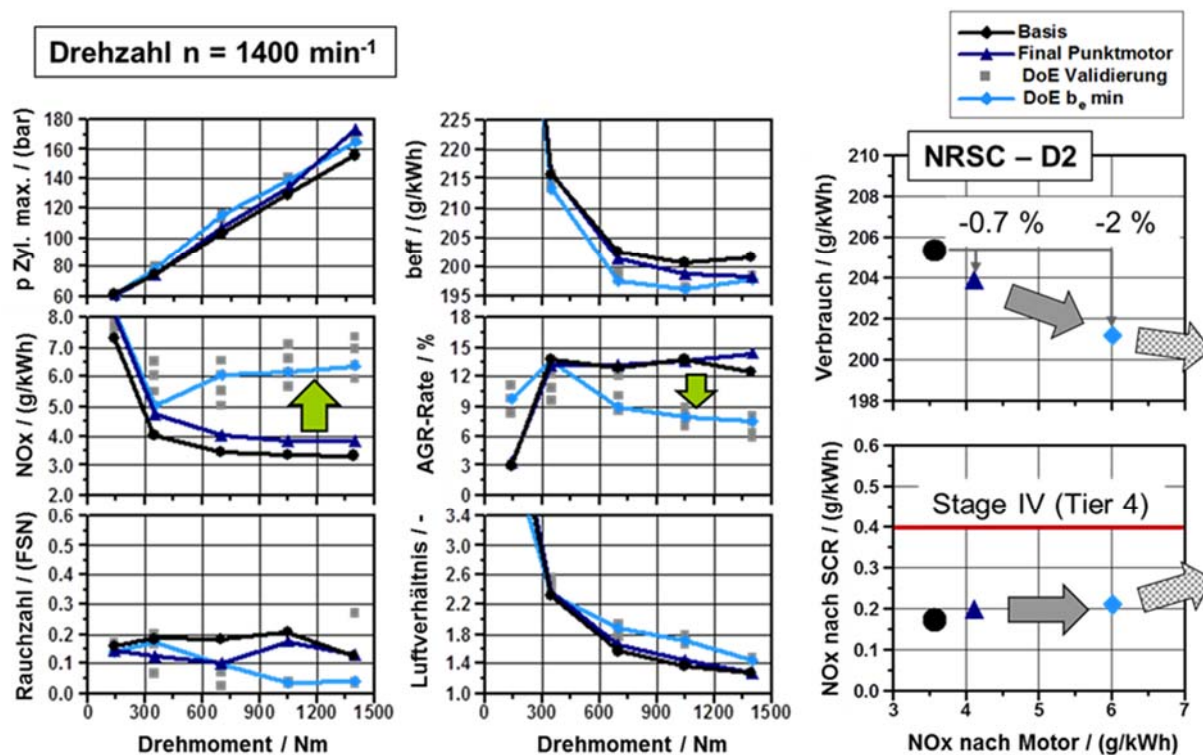


Bild 130: Potential für Punktmotor bei konstanter Drehzahl $n = 1400 \text{ min}^{-1}$

6.5 Bewertung des Gesamtkonzepts

Neben den Leistungsanforderungen, gutem Ansprechverhalten, kompakter Bauweise und einfacher Wartung sind vor allen Dingen wirtschaftliche Aspekte wie Betriebs- und Anschaffungskosten wichtig. Für die Betriebskosten ist besonders der Kraftstoffverbrauch ausschlaggebend /Sch14/. Der untersuchte „Punktmotor“ erreicht durch das Downspeeding Konzept bei gleicher Leistung eine Verbrauchsverringerng von etwa 7 % im stationären NRSC und im transienten NRTC Zertifizierungszyklus. Um das volle Potential auszuschöpfen, sollte beim Downspeeding auch der Turbolader auf den niedrigeren Drehzahlbereich angepasst werden. Durch diese Maßnahme konnte der Kraftstoffverbrauch bei diesem Motor um einen weiteren Prozentpunkt verringert werden. Die Verbrauchsverringerng basiert dabei auf einer erhöhten Luftzufuhr bei gleichzeitig reduzierten Ladungswechselverlusten. Insgesamt konnte durch das Downspeeding Konzept eine deutliche Verbrauchsminderung von etwa 8 % im NRTC und damit verbunden auch eine entsprechende CO₂-Einsparung erreicht werden.

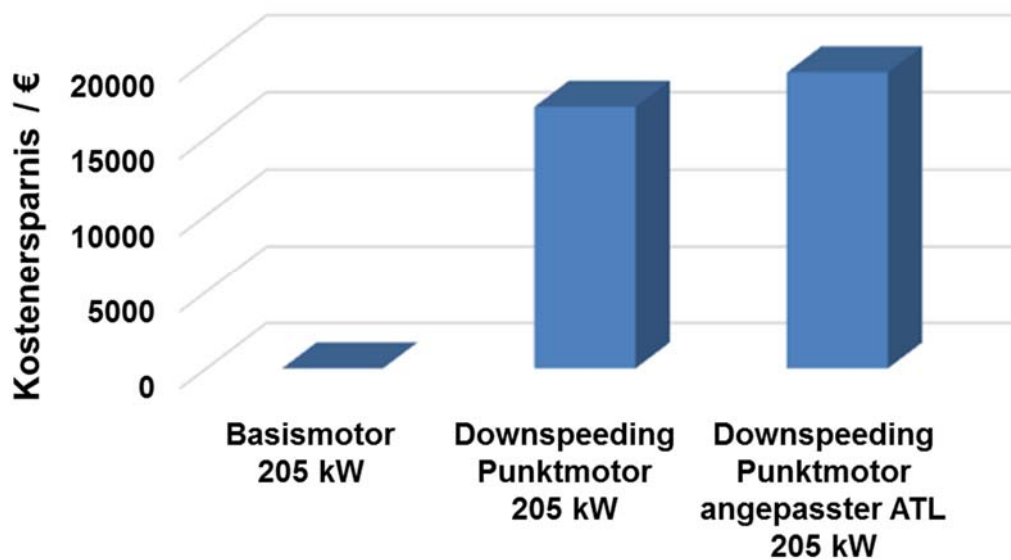


Bild 131: Möglichen Reduktion der verbrauchsbedingten Betriebskosten durch das „Punktmotor“ Konzept, Abschätzung für den NRTC

Aufgrund der Verbrauchersparnis verringern sich auch die entsprechenden verbrauchsbedingten Betriebskosten (**Bild 131**). Eine einfache Hochrechnung ergibt für eine Gesamtbetriebszeit von 8000 h, bei einer Auslastung von etwa 40 % und einem Kraftstoffpreis von 1,35 € eine Ersparnis von etwa 19.000 € /Sch14/.

Damit wird deutlich, dass Maßnahmen zur Verbrauchsverringern nicht nur die CO₂-Emissionen, sondern auch die Betriebskosten, erheblich reduzieren können. Umgekehrt sind neue Technologien nur dann wirtschaftlich vertretbar, wenn sich die Investitionskosten durch die Einsparungen im Betrieb amortisieren.

Die **Tabelle 4** gibt einen Überblick über die möglichen Verbesserungspotentiale aller betrachteten Maßnahmen, welche in der Konzeptphase für das Punktmotor-Konzept, sowohl hinsichtlich CO₂-Einsparung als auch Kosten, als sinnvoll identifiziert wurden.

Dabei ist zu beachten, dass sich diese Bewertung jeweils auf einen konventionellen Industriebmotor mit breitem Drehzahlband bezieht und nur die Verbesserungsmöglichkeiten dargestellt sind, die sich alleine aus dem „Punktmotor“ Konzept mit dem extremen Downspeeding ergeben. Das Potential, was sich aus einer generellen technologischen Weiter- bzw. Neuentwicklung des Verbrennungsmotors ergibt, ist dabei nicht berücksichtigt.

	Komponente	Verbesserungspotential		Sinnvoll Umsetzbar	Anmerkungen
		Verbrauch	Kosten		
Ladungswechsel	Turbolader	~ 1%	o	ja	Verbessert auch Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen
	Steuerzeiten	< 0.2%	-	nein	sehr geringes Potential
	Ventilhubkurve	< 0.4%	-	nein	geringes Potential gegenüber hohen Aufwand für Neuauslegung
Brennverfahren	Drall/Brennraum	< 0.5%	-	nein	Adaption über Anpassung der Einspritzdüse
	Einspritzdüse	< 1%	-	eventuell	geringes Potential eventuell zusammen mit 1600 bar Injektor
	Einspritzsystem (Druck)	0%	+	ja	1600 bar statt 2000 bar Common-Rail System möglich
	Kalibrierung	~ 1%	o	ja	Adaption Motor und Abgasnachbehandlung auf Betriebsbereich
Abgasnachbehandlung (DOC+DPF+SCR)		~ 1%	+	ja	Verkleinerung um ca. 10 - 20% oder Anpassung Kalibrierung
Reibung	Drehzahl (pro 100 1/min)	~ 1%	o	ja	Sehr hohes Potential, Downspeeding Konzept, Adaption der Aufladung und Kalibrierung erforderlich, höhere Drehmomente
	Rädertrieb	0%	o	nein	kein Potential
	Ventiltrieb	< 0.3%	-	eventuell	weichere Ventildfedern bei reduzierter maximal Drehzahl
	Öl-Pumpe	< 0.1%	o	nein	Pumpe muss für hoher Auslastung ausreichend Druck liefern
	Wasser-Pumpen	< 0.2%	o	eventuell	kleinere Pumpe hat nur sehr geringes Potential
	Kolbengruppe	0%	o	nein	kein Potential da Motor hoch ausgelastet ist

Kostenpotential: + = positiv o = neutral - = negativ

Tabelle 4: Finale Bewertung des Punktmotor-Konzepts

Die Kostenbewertung ist schwierig und kann letztendlich nur individuell durch den jeweiligen Motorenhersteller erfolgen. Eine negative Bewertung haben alle Maßnahmen bekommen wo neue Teile erforderlich sind, mit entsprechendem Entwicklungsaufwand. Die neutrale Bewertung beruht auf der Annahme, dass geeignete Komponenten aus einem Baukastensystem genommen werden können und nicht extra entwickelt werden müssen, wie z.B. der Turbolader. Die gleiche Annahme liegt auch der positiven Bewertung zugrunde, wobei es sich hierbei auch um vergleichsweise teure Komponenten handelt, mit großem Einsparpotential. Sollten aber Entwicklungskosten anfallen muss unter Berücksichtigung der zu erwartenden Stückzahl abgewogen werden ob der ökologische Nutzen auch ökonomisch vertretbar ist.

Beim Ladungswechsel bzw. Luftpfad ist die wichtigste Änderung ein angepasster Turbolader, welcher beim Versuchsträger eine Verbrauchsverbesserung von etwa 1 % bewirkt hat. Änderungen bei den Ventilsteuerzeiten zeigen im Vergleich zum Aufwand nur sehr geringes Potential. Hinsichtlich Kosten könnte eventuell noch der AGR-Kühler entsprechend der Drehzahlreduktion und Abstimmung auf höhere Roh-NO_x kleiner dimensioniert werden.

Das Brennverfahren kann sowohl durch eine Anpassung der Hardware, d.h. der Einspritzdüse als auch hinsichtlich der Kalibrierung (Motor + Abgasnachbehandlung) an den Betriebsbereich des Punktmotors angepasst werden. Letzteres ist mit vergleichsweise geringem Aufwand möglich, ein Wechsel der Einspritzdüse wird nur gleichzeitig mit einem Wechsel auf ein kostengünstigeres Einspritzsystem mit 1600 bar statt 2000 bar sinnvoll sein. Hinsichtlich Kosten ist

auch eine Verkleinerung der Abgasnachbehandlung möglich, allerdings nur wenn entsprechende Komponenten aus einem Baukasten verfügbar sind. Alternativ kann der höhere Wirkungsgrad der AGN im Arbeitsbereich des Punktmotors auch für eine verbrauchsgünstigere Kalibrierung verwendet werden (s.o.).

Den größten Effekt bei der Reibungsreduktion hat das Downspeeding, da die Reibung in allen Motorbaugruppen prinzipiell mit der Drehzahl stetig abnimmt. Das Potential für eine zusätzliche Reibungsreduktion bei der niedrigen Drehzahl ist aber gering, insbesondere wenn Komponenten durch das höhere Drehmoment im niedrigen Drehzahlbereich besonders belastet sind. Das Verbesserungspotential beim Ventiltreib oder der Öl- und Wasserpumpe steht in keinem Verhältnis zum Aufwand. Bei Motoren mit variablen Öl- und/oder Wasserpumpe könnte man aber kostengünstigere einfache Pumpen einsetzen.

Ein solches Downspeeding Konzept bedeutet in der Folge immer auch eine Änderung des Antriebskonzeptes im Fahrzeug. Die Antriebskonzepte sollten dabei einen verbrauchsoptimierten Betrieb des Verbrennungsmotors ermöglichen. Durch das niedrigere Drehzahlniveau verschlechtert sich üblicherweise das Ansprechverhalten des Motors, da der Ladedruckaufbau langsamer erfolgt. Zudem muss beim Downspeeding auch noch ein höherer Ladedruck erreicht werden, da das Volllastdrehmoment beim Motor mit verringerter Drehzahl, für die gleiche Leistung, entsprechend höher ist. Beim untersuchten Motor lagen die realisierten Ansprechzeiten im niedrigen Drehzahlbereich mit unter 2 Sekunden noch im unkritischen Bereich, dennoch muss dies bei der Fahrzeugintegration berücksichtigt werden. Im hier vorliegenden Fall wird der Verbrennungsmotor mit eingeschränktem Drehzahlbereich im „Grünen Radlader“ mit einem hydraulischen Hybridsystem kombiniert. Die Betriebsstrategie der Maschinensteuerung muss so ausgelegt sein, dass sie eine optimale Kooperation der Systeme ermöglicht, um eine bestmögliche Fahrbarkeit bei minimalem Verbrauch zu realisieren.

Bei einem Hybrid-Antriebskonzept mit ausreichend großem Speicher könnte der „Punktmotor“ auch bei einer konstanten Drehzahl betrieben werden. In diesem Fall würde der Motor einer Zertifizierungsprozedur für Motoren mit konstanter Drehzahl unterliegen, die aufgrund der Wirkungsgradsteigerung der Abgasnachbehandlung (AGN) eine deutliche Erhöhung der Stickoxid-Rohemissionen bei konstanten Emissionen nach AGN zulässt. Dadurch kann eine weitere Verbrauchsverringerung größer 2 % erzielt werden. Um einen Verbrauchsnachteil im Leerlauf und im niedrigen Lastbereich bei der entsprechend hohen Konstantdrehzahl zu vermeiden, sind ein Start-Stopp-System und ein zeitlich begrenzter Niedriglastbetrieb ohne Verbrennungsmotor

notwendig. Bei einem elektrischen Hybridkonzept mit großem Energiespeicher sind diese Anforderungen einfacher zu realisieren, aber auch bei einem hydraulischen System ist zumindest eine Start-Stopp-Funktion darstellbar (siehe /Bis14/).

7 Literatur

- /Beb13/ BEBERDICK W., SCHÖNFELD S.: Hybridantrieb - Neues Optimierungspotenzial für den Dieselmotor, Verbundprojekt „TEAM“, 2. Symposium in Frankfurt 23. September 2013
- /Bis14/ BISCHOF C.: Hydraulik übernimmt energiesparende Zusatzfunktionen, Mobile Maschinen, Heft 1, Februar 2014
- /Bro09/ BROLL P., SCHRAML S.: Zukünftige Abgasnachbehandlungssysteme für Off-Road-Anwendungen, 8. Dresdner Motorenkolloquium, 2009
- /Mar14/ MARQUARD R.: Herausforderungen für die Industriemotoren-entwicklung, 75 JAHRE MTZ Jubiläumsausgabe, 2014
- /Nit14/ NITSCHKE M.: VDMA, Aktuelle Entwicklung der Emissionsvorgaben bei Baumaschinen Stufe V, 8. Tag der Deutschen Baumaschinentechnik, Kerpen, 2014
- /NNE11/ N.N. EUROMOT: Position Paper, Proposal for a Common Understanding of Operation at A Single Constant Speed according to the Requirements of the NRMM Directive 97/68/EC, <http://www.euromot.eu/>, 2011
- /Pet15/ PETRI S., SCHÖNFELD S., DITTMANN P.: Möglichkeiten zur Verbrauchs- und Kostenreduktion durch eine gezielte Auslegung des Verbrennungsmotors auf das Hybridsystem, 5. Fachtagung „Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen“, Karlsruhe, 2015
- /Sch14/ SCHÖNFELD S., GÜNTHER M.: Verbundprojekt TEAM: Mehr Motor mit weniger Diesel? Hybridantrieb – Neues Optimierungspotenzial für den Dieselmotor, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mobile Maschinen 3/2014
- /Sch15/ SCHRAML S., Deutz Exhaust Aftertreatment (EAT) System for EU Stage IV/US Tier 4 final Non-Road Mobile Machinery, 6th International CTI Conference – Emission Reduction for Off-highway Applications, Stuttgart, 2015
- /STE13/ STEIN G., FRÖBERG A., MARTINSSON J., BRATTBERG B., FILLA R., UNNEBÄCK J.: Fuel efficiency in construction equipment – optimize the machine as a system, International Commercial Powertrain Conference, Graz, Mai 2013

8 Projektpartner & Verantwortlichkeiten

Deutz AG

Ottostraße 1, 51149 Köln

Die Deutz AG stellte den Basismotor, Motorkomponenten und Ersatzteile für den Themenschwerpunkt 3 zur Verfügung. Sie lieferten Informationen und Daten für die Simulation und die Entwicklung des „Punktmotors“ und unterstützten aktiv insbesondere während der Inbetriebnahmephase.

RWTH Aachen University, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen VKA

Forckenbeckstr. 4, 52074 Aachen

Das VKA war im Themenschwerpunkt 3 verantwortlich für die Entwicklung und Abstimmung des Punktmotors. Im Bereich des „Grünen Radladers“ fungierten sie zusätzlich als Ansprechpartner für Systemfragen zum Motor.

Themenschwerpunkt 4: Schnelldrehende elektrische Antriebe



Forschungsstellen: RWTH Aachen University
Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung (IME)
52074 Aachen
Prof. Dr.-Ing. Georg Jacobs
Dipl.-Ing. Jan Schröter

Projektpartner: AGCO GmbH (Fendt)
87616 Marktoberdorf

Bosch Rexroth AG
89275 Elchingen

Heinzmann GmbH & Co. KG
79677 Schönau

Liebherr-Components Biberach GmbH
88400 Biberach an der Riß

RWTH Aachen, Institut für Elektrische Maschinen
52074 Aachen

Schaeffler Technologies AG & Co. KG
91074 Herzogenaurach

Wirtgen GmbH
53578 Windhagen

INHALTSVERZEICHNIS ZU THEMENSCHWERPUNKT 4

1	Einleitung	208
2	Stand der Technik	208
3	Zielsetzung	209
4	Anforderungsanalyse/ Erstellung Pflichtenheft.....	210
5	Gesamtkonzeptentwicklung	211
6	Entwicklung der Antriebskomponenten	226
6.1	Konzeption, Entwurf und Berechnung der Antriebskomponenten	226
6.2	Erprobung der Maschinenelemente.....	231
7	Antriebstechnologieentwicklung	235
7.1	Antriebstechnologieentwicklung - Konzeption.....	235
7.2	Antriebstechnologieentwicklung - Simulation/ Berechnung.....	239
7.3	Aufbau Prototypengetriebe und –antriebe.....	244
7.4	Erprobung der Getriebe und Antriebe	245
8	Ergebnisauswertung und - transfer	255
9	Literatur	259
10	Projektpartner & Verantwortlichkeiten	262

1 Einleitung

Aufgrund gesetzlicher Vorgaben zur Senkung des CO₂-Ausstoßes und steigender Preise fossiler Brennstoffe rückt die Erforschung alternativer Antriebskonzepte mit verbesserter Energieeffizienz auch in der Bau- und Landmaschinenbranche in den Vordergrund. Die Automobilbranche als Vorreiter in der Entwicklung neuartiger Antriebe lässt einen klaren Trend hin zu elektrischen Antrieben erkennen.

Elektrische Antriebe haben deutliche Stärken gegenüber hydrostatischen Antrieben, wie beispielsweise einen hohen Wirkungsgrad im Teillastbereich, eine geringe Geräusentwicklung, niedrige Leerlaufverluste sowie ein gutes Regelverhalten. Allerdings besitzen klassische E-Antriebe eine geringe Leistungsdichte. Die kostenintensiven Aktivkomponenten (wie Kupfer oder Magnete) führen zu hohen Herstellkosten /Sch11/. Um die Wirtschaftlichkeit elektrischer Antriebe zu verbessern wird die Anhebung der Leistungsdichte angestrebt.

Bisher kommt die elektrische Antriebstechnik für Fahrtriebe mobiler Arbeitsmaschinen wegen der oben genannten Nachteile nur dort zum Einsatz, wo Fahrzeuge in Gebäuden betrieben werden (emissionsfreier Betrieb) oder wo besonders große Leistungen benötigt werden (Komponentenverfügbarkeit) /Pfa11/.

Konzepte aus der Automobilbranche zeigen, dass eine Drehzahlanhebung elektrischer Maschinen deren Leistungsdichte signifikant erhöht. Ziel des TEAM-Teilprojektes „Schnelldrehende Elektrische Antriebe“ war es, das Potenzial elektrischer High-Speed-Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen nutzbar zu machen und die Einsatztauglichkeit anhand von Prüfstands- und Feldversuchen nachzuweisen. Zur Übersetzung der hohen Motordrehzahl auf die geforderte Abtriebsdrehzahl und zur Bereitstellung des benötigten Abtriebsdrehmomentes bei kompakter Bauweise kamen Planetengetriebe zum Einsatz. Die angestrebte Maximaldrehzahl von 20.000 U/min erforderte die Entwicklung geeigneter Elektromaschinen und Getriebe. Die Antriebe wurden als Fahrtrieb eines Ackerschleppers und als Förderbandantrieb einer Straßenfräse eingesetzt.

2 Stand der Technik

Die Elektrifizierung in der Bau- und Landmaschinenteknik wird derzeit breit diskutiert. Erste Konzepte wurden bereits entwickelt. Als Beispiele seien ein Forschungsprojekt zu elektrifizierten Einzelradantrieben für Landmaschinen (Rigitrac, $n_{\max} < 3.000$ U/min) /Gei11/ und ein Einzelradantrieb für eine Feldspritze ($n_{\max} = 9.000$ U/min, Bonfiglioli) /Nn13a/ genannt.

Die bisherigen Konzepte setzen auf Elektromotorkonzepte mit niedrigen bzw. moderaten Drehzahlen. Diese schaffen meist einen Effizienzvorteil gegenüber hydraulisch-mechanischen Antrieben, jedoch zu Lasten ungünstiger Eigenschaften bezüglich Bauraum und Kosten. Neue E-Motorkonzepte mit Drehzahlen über 20.000 U/min kompensieren diese Nachteile und erreichen ein Leistungsgewicht bis zu 5 kW/kg (nur Aktivkomponenten) /Täu11/. Im Hinblick auf das Leistungsgewicht kommen schnelldrehende elektrische Maschinen heute bereits in die Nähe von hydraulischen Schrägachsenmaschinen. **Bild 132** zeigt den Vergleich verschiedener Antriebe. Um einen fairen Vergleich aufzustellen werden nicht die Aktivkomponenten der E-Maschinen, sondern die gesamten E-Antriebe inklusive Gehäuse und Getriebe gegenübergestellt.

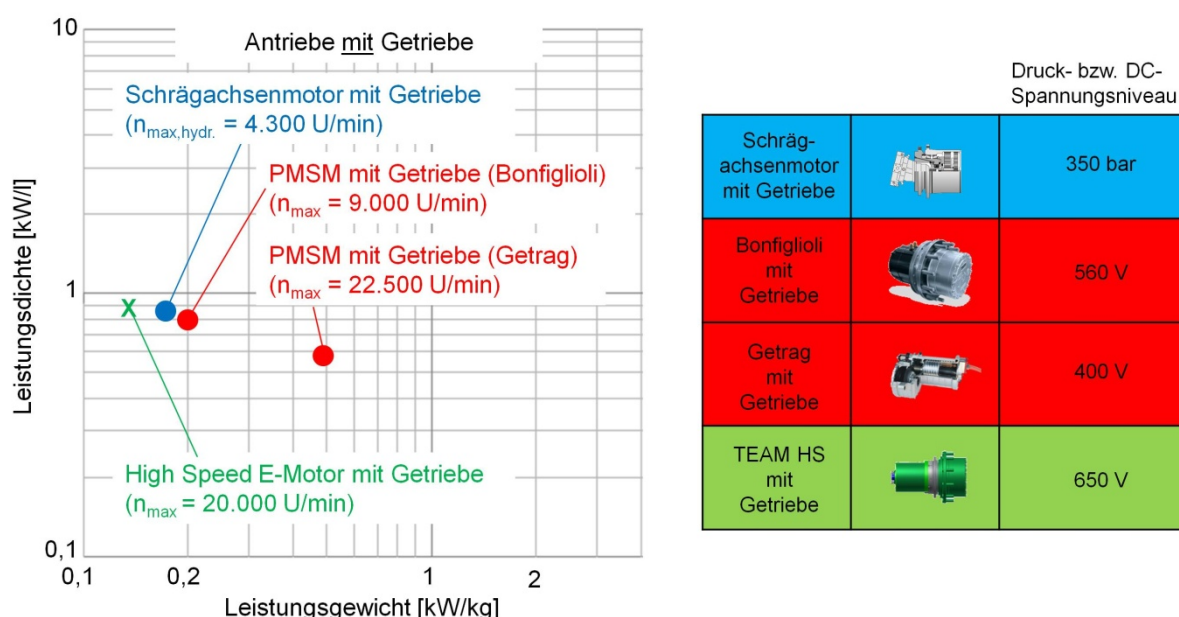


Bild 132: Vergleich der Leistungsdichte verschiedener Antriebsmaschinen im Leistungsreich 20-30 kW und Drehmomentbereich 10-13 kNm /Nn13a/ /Nn13b/

High-Speed-Antriebe ($n_{max} > 13.000$ U/min) wurden im Bau- und Landmaschinenbereich bisher nicht betrachtet.

3 Zielsetzung

Ziel des Teilprojekts war es das Potential schnelldrehender, elektrischer Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen aufzuzeigen. Der Fahrtrieb eines Ackerschleppers und der Bandantrieb einer Straßenfräse dienten als Beispielanwendungen für diese Antriebstechnologie, die vor allem im Hinblick auf gute Effizienz, hohe Leistungsdichte und Einsatztauglichkeit ausgelegt wurde.

4 Anforderungsanalyse/ Erstellung Pflichtenheft

In einem ersten Schritt wurden die Lastenhefte für den Bandantrieb sowie für den Fahrtrieb des Ackerschleppers gemeinsam mit allen Projektteilnehmern erarbeitet. Vollständige Lastenhefte werden auf Wunsch der Maschinenhersteller an dieser Stelle nicht vorgestellt.

Die Zieldrehzahl der Elektromotoren für den Bandantrieb ($P_{\max} = 22 \text{ kW}$) und den Vorderradantrieb ($P_{\max} = 20 \text{ kW}$) des Ackerschleppers beträgt $n_{\max} = 20000 \text{ U/min}$.

Weiterhin wurde die maximale Drehzahl des Elektromotors für den Hinterradantrieb zu $n_{\max} = 14.000 \text{ U/min}$ gewählt, da es sich hier um eine größere Leistungsklasse ($P_{\max} = 42 \text{ kW}$) handelt. Die größeren Abmessungen der Maschinenelemente führen zu einer vergleichbaren Belastung. Beispielsweise ist die Wellenumfangsgeschwindigkeit an der Dichtlippe der Radialwellendichtringe bei Vorder- und Hinterrad ungefähr gleich.

Die Zielfahrzeuge für den Bandantrieb der Straßenfräse sowie für den Fahrtrieb des Ackerschleppers sind in **Bild 133** dargestellt.



Wirtgen W150



Fendt Vario der 700er-Serie

Bild 133: Ausgewählte Zielfahrzeuge

Als Basis für die Getriebe- und Elektromotorauslegung des Bandantriebs diente ein Lastzyklus mit Angabe des zeitlichen Verlaufs der wesentlichen Betriebspunkte wie Leistung P , Antriebsmoment M und Drehzahl n .

Die Basis für die Getriebe- und Elektromotorauslegung des Fahrtriebs des Ackerschleppers bildete ein Lastkollektiv des Zielfahrzeugs (vgl. **Tabelle 5**). Aus den gestellten Anforderungen ging hervor, dass im Gegensatz zum gestellten Antrag drei anstatt zwei unterschiedliche Motoren für die Antriebe benötigt wurden. Die Anforderungen an Bandantrieb und Vorderradantrieb des Ackerschleppers sind für den Einsatz identischer Elektromotoren zu unterschiedlich. Für Getriebe und Elektromotor ergeben sich folgende Eckdaten:

Laut Lastenheft wurde für die Ackerschlepperantriebe der Differenzialsperrwert zu $S = 1,4$ gesetzt. Der Differenzialsperrwert S ist definiert nach Gleichung (9) und bestimmt somit das maximale Drehmoment der Antriebe.

$$S = 1 + \frac{|M_{\text{links}} - M_{\text{rechts}}|}{M_{\text{links}} + M_{\text{rechts}}} \tag{9}$$

Anwendung	Bandantrieb	Schlepper, Vorderrad	Schlepper, Hinterrad
Leistung	22 kW	20 kW	42 kW
Getriebe	IME + Zukaufteil	IME + Bosch Rexroth	Liebherr
Elektromotor	Heinzmann	Heinzmann	Liebherr
Leistungselektronik	Heinzmann	Heinzmann	Liebherr

Geforderte Motorkennlinie

Tabelle 5: Eckdaten für Getriebe und Elektromotoren

Wird das Antriebsmoment über beide Räder einer Achse gleich verteilt, so liegt ein Faktor $S = 1$ vor. Wird das gesamte Antriebsmoment über ein Rad einer Achse abgegeben, so beträgt der Faktor $S = 2$.

Die weite Verteilung der Betriebspunkte (Spreizung von bis zu 11,8) war speziell für die Auslegung des Elektromotors eine Herausforderung. So wird einerseits eine hohe Motordrehzahl für Transportfahrten gefordert und andererseits ein hohes Drehmoment bei niedrigen Drehzahlen für Feldarbeiten. Zudem ist der Bauraum bei Ackerschlepper stark limitiert.

5 Gesamtkonzeptentwicklung

Die Arbeitspakete 4 und 5 wurden teilweise parallel bearbeitet, da es zwischen diesen viele Schnitt- und Transferstellen gab. Inhaltlich ist es sinnvoll Teilinhalte von AP 5.1 an dieser Stelle – vor AP 4.1 – vorzustellen, da vor Beginn der Konzeption der Antriebskomponenten (Ebene

„Maschinenelemente“) das Gesamtantriebskonzept (Ebenen „Getriebe“ und „E-Motor“) entwickelt werden musste. Dies wird im Folgenden vorgestellt.

Getriebekonzept

Aus den in AP 1.1 genannten Anforderungen geht die, für die Motorzieldrehzahl benötigte Getriebeübersetzung hervor. Aufgrund des eingeschränkten Bauraums, welcher den Antrieben zur Verfügung steht, einigten sich alle Projektbeteiligten auf den Einsatz von Planetengetrieben. Die große benötigte Übersetzung bedingt dreistufige Planetengetriebe.

Zur Bestimmung der optimalen Getriebestruktur wurde in einem ersten Schritt eine Vielzahl an Getriebestrukturen generiert, indem die Planetengetriebewellen der drei notwendigen Planetengetriebestufen in allen möglichen Kombinationen verknüpft wurden und die Betriebsarten der Planetengetriebestufen variiert wurden. **Bild 134** veranschaulicht die vier möglichen Betriebsarten einer Planetengetriebestufe.

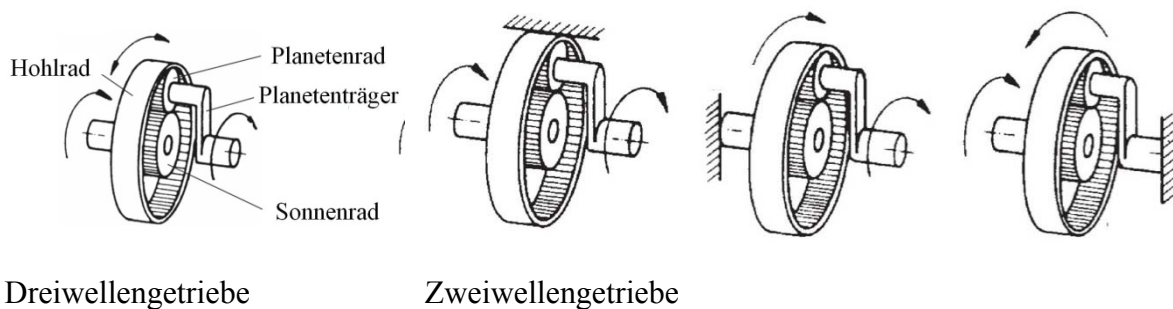


Bild 134: Betriebsarten einer Planetengetriebestufe /Jac12/

Unabhängig von der Betriebsart können die drei Planetengetriebestufen beliebig miteinander kombiniert werden. Mögliche Verbindungspunkte sind jeweils die Hohlradwelle, der Planetenträger und die Sonnenradwelle. Im nächsten Schritt wurde jede Strukturvariante mit Hilfe des Drehmomentplans /Ram13/ analysiert und anschließend bewertet. Durch Anwendung des Drehmomentplans können die Gesamtübersetzung und die Effizienz jeder Struktur bestimmt werden und als Bewertungskriterium herangezogen werden. Ergänzend zu diesen konkreten Kriterien wurden die Strukturen zudem bezüglich Entwicklungsrisiko und Integrationsmöglichkeit in marktverfügbare Getriebe bewertet. Die vier besten Strukturen sind in **Tabelle 6** aufgeführt.

Kriterium	Struktur a	Struktur b	Struktur c	Struktur d
Wirkungsgrad	96.2 %	96.4 %	96.4 %	96.2 %
Übersetzung	124	125	96	120
Entw.Risiko	hoch	hoch	niedrig	mittel
Integrations-möglichkeit	ja	nein	ja	ja

Tabelle 6: Vergleich von Getriebestrukturen

Für die langsamdrehenden Getriebestufen sollten marktverfügbare Getriebe verwendet werden. Strukturen c und d waren die Favoriten, da sich beide Strukturen in marktverfügbare Getriebe integrieren lassen und dabei gleichzeitig ein akzeptables Entwicklungsrisiko vorweisen. Die langsamdrehenden Getriebestufen wurden als Radgetriebe von Bosch Rexroth (Vorderrad) und Liebherr (Hinterrad) bereitgestellt. Für den Bandantrieb wurde ein marktverfügbares Getriebe zugekauft werden. Die eingesetzten Radgetriebe sind zweistufig und werden üblicherweise von Hydraulikmotoren angetrieben. Für den High Speed Antrieb wurde der Hydraulikmotor entfernt und durch die schnelldrehende Getriebestufe und den Elektromotor substituiert. Dadurch ist die schnelldrehende Getriebestufe von den langsamdrehenden Stufen getrennt und ermöglichte so die optimale Umsetzung des Lager- und Schmierungskonzepts bei einem akzeptablen Entwicklungsrisiko. Im Gegensatz zum sumpfgeschmierten Radgetriebe wird die schnelldrehende Getriebestufe einspritzgeschmiert. Die detailliertere Betrachtung der beiden Strukturen c und d wird im Folgenden diskutiert.

Strukturen c und d unterschieden sich lediglich in der Betriebsart der schnelldrehenden Getriebestufe. Daher wurde auch nur die schnelldrehende Getriebestufen näher untersucht. Die Betriebsart von Struktur d (Antrieb: Sonnenrad; Abtrieb: Planetenträger; Hohlrads fest) bestimmt die Getriebeübersetzung nach Gleichung (10) zu /Jac12/

$$i_d = 1 - i_{12} \tag{10}$$

Für die Betriebsart von Struktur c (Antrieb: Sonnenrad; Abtrieb: Hohlrads; Planetenträger fest) gilt Gleichung (11) /Jac12/

$$i_d = 1 - i_{12} \tag{11}$$

Die Standübersetzung i_{12} ist von der Betriebsart unabhängig und nach Gleichung (12) /Jac12/ definiert, wobei z_1 die Zähnezah des Sonnenrads und z_2 die Zähnezah des Hohlrads ist.

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} ; (z_1 > 0, z_2 < 0) \tag{12}$$

Aus Gleichungen (10), (11) und (12) ist ersichtlich, dass i_c immer kleiner als i_d sein muss. Daher ermöglicht Struktur d einen kompakteren Bauraum (bei gleicher Übersetzung) bzw. eine größere Übersetzung (bei gleichem Bauraum).

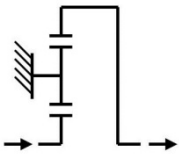
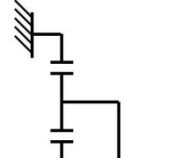
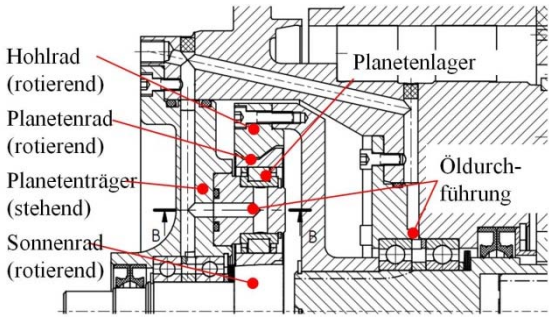
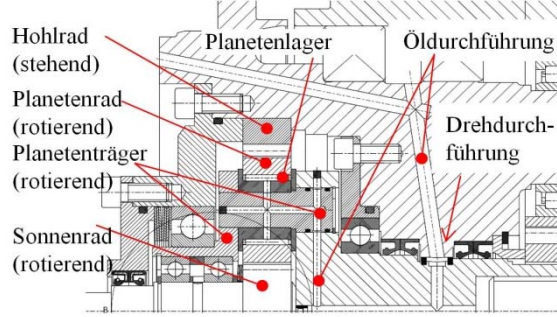
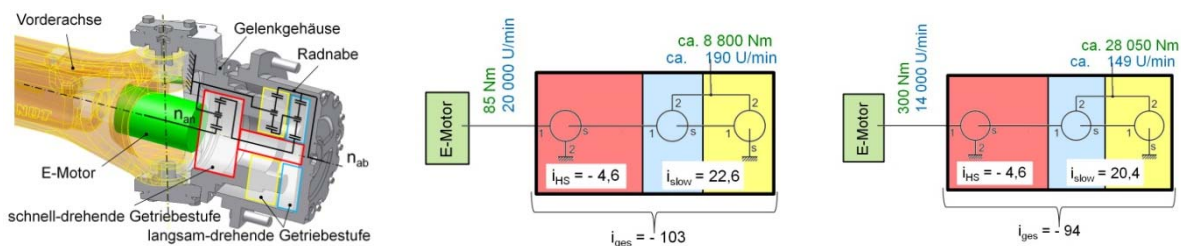
Abtrieb (HS-Getriebestufe von Struktur c)		Abtrieb (HS-Getriebestufe von Struktur d)	
Hohlrad		Planetenträger	
	- kompakte Umsetzung schwierig, da Stand-übersetzung $i = i_{12}$;		+ kompakte Umsetzung einfacher, da Stand-übersetzung $i = 1 - i_{12}$,
	+ einfaches Schmierungs-system		- komplexes Schmierungs-system
	+ keine Drehdurchführung notwendig		- Drehdurchführung notwendig
	+ keine Fliehkräfte auf Planetenlager		- Fliehkräfte auf Planetenlager
			

Tabelle 7: **Variantenvergleich für favorisierte Strukturen für die schnelldrehende Stufe** Letztlich bot Struktur c mehr Vorteile (vgl. **Tabelle 7**) und konnte mit der benötigten Übersetzung im verfügbaren Bauraum integriert werden. Struktur c wurde daher zur Umsetzung gewählt. **Bild 135** und **Bild 136** zeigen das gewählte Konzept für den Fahrtrieb des Ackerschleppers.

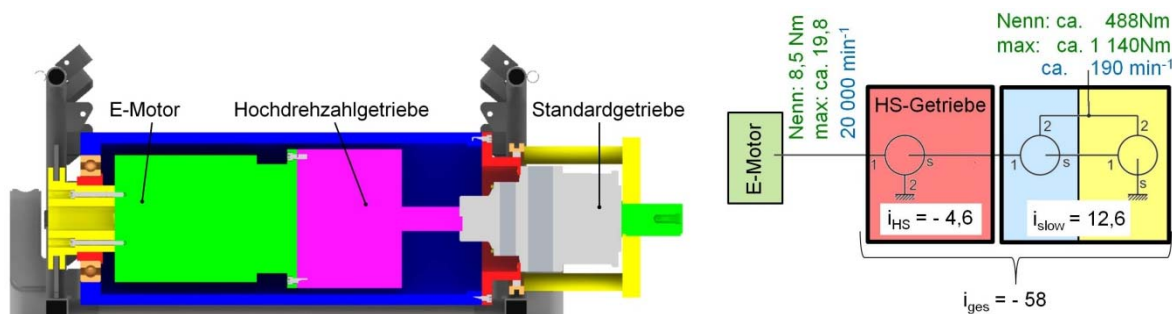


Eckdaten Vorderradantrieb

Eckdaten Hinterradantrieb

Bild 135: Konzepte der Fahrtriebe des Ackerschleppers

Der innere Aufbau der schnelldrehenden Getriebestufe des Vorderradantriebs wurde auch für den Bandantrieb exakt übernommen und in ein angepasstes Gehäuse integriert. Das Konzept für den Bandantrieb der Straßenfräse zeigt Bild 136.



Eckdaten Bandantrieb

Bild 136: Konzept des Bandantriebs der Straßenfräse

Elektromotorenkonzept und Berechnung der elektromagnetischen Verluste

In diesem Kapitel wird die Auswahl einer geeigneten Maschinenart für den Einsatz als Radnabenantrieb des Ackerschleppers sowie als Bandantrieb der Straßenfräse präsentiert. Dabei stehen die Anforderungen nach möglichst hohem Wirkungsgrad und geringem Bauraum im Mittelpunkt.

Anforderungen an die Elektromotoren

In der Konzeptphase wurden die Betriebsanforderungen an den Radnabenantrieb und den Bandantrieb sowie die Bauraumeinschränkungen untersucht. Für den Bandantrieb ergab sich eine Maximaldrehzahl von 20.000 U/min bei einem Bemessungsdrehmoment von 11,1 Nm und einem Maximaldrehmoment von 26 Nm. Das maximale Drehmoment wird beim Bandantrieb nur kurzzeitig (beim Beschleunigen) angefahren, in diesem Fall kann die Überlastfähigkeit der

elektrischen Maschine ausgenutzt werden. Folglich wird die elektrische Maschine auf maximale Drehzahl und Bemessungsdrehmoment ausgelegt.

In Tabelle 5 ist das Fahrprofil des Ackerschleppers dargestellt. Der in oben beschriebene Differenzialsperrfaktor bestimmt das maximale benötigte Drehmoment des elektrischen Antriebs und ist somit maßgeblich für die Auslegung des Fahrtriebs. Es ergibt sich ein maximales Drehmoment von 85 Nm. Der Betriebspunkt wird zum Beispiel beim Pflügen dauerhaft angefahren. Die maximale geforderte Drehzahl der Maschine beträgt 20.000 U/min. Eine hohe Drehzahlspitzung von 1:11,8 zwischen der Drehzahl bei maximalem Drehmoment und der maximalen Drehzahl erfordert ein Maschinendesign mit großem Feldschwäcbereich. Da die Drehzahlspitzung in der Regel bei der permanentmagnet erregten Synchronmaschine (PMSM) einem Verhältnis von 1:3-4 entspricht, ist dies eine besondere Herausforderung für die Maschinenauslegung. Zusätzlich ist der Bauraum stark limitiert. Das Konzept des Radantriebs und die Bauraumsituation sind in Bild 135 veranschaulicht.

Die Unterschiede zwischen den Anforderungen an den Bandantrieb und den Radantrieb sind wesentlich verschieden und in **Tabelle 8** zusammengefasst. Die Anforderungen an den Radantrieb sind aufgrund der großen, geforderten Drehzahlspitzung höher. Aus Kostengründen sollten die Blechschnitte beider Motoren (Stator und Rotor) identisch sein, womit jedoch kein optimaler Wirkungsgrad für beide Anwendungen gleichzeitig hätte erzielt werden können. Aufgrund des Projektziels – das Aufzeigen des Wirkungsgradpotentials der Antriebe – wurden zumindest die Statorblechschnitte unterschiedlich ausgeführt, da das Potential zur Wirkungsgradverbesserung durch eine Anpassung des Stators höher ist. Somit wurden die jeweiligen Maschinen doch speziell auf deren Anforderungen ausgelegt. Des Weiteren wurden die beiden Maschinen mit derselben Polpaarzahl, derselben Nutzahl und identischem Außendurchmesser gestaltet. Im folgenden Abschnitt ist die Auswahl des Motorkonzeptes dargestellt.

Bandantrieb	Radantrieb
Ein Betriebspunkt	Mehrere Betriebspunkte
Hohe Drehzahl und geringes Drehmoment	Hohe Drehzahlspitzung
Verbesserung des Wirkungsgrades in einem Betriebspunkt gefordert	Verbesserung des Wirkungsgrads über einen weiten Betriebsbereich gefordert

Tabelle 8: Unterschiede zwischen den Anforderungen an den Bandantrieb und an den Radantrieb

Auswahl der Maschinenart und der Rotortopologie

Ausgangspunkt für die Auswahl des geeigneten Maschinenkonzeptes ist der Drehschub σ der elektrischen Maschine, der dem Produkt aus Strombelag A und Luftspaltinduktion B proportional ist. Die groben Hauptabmessungen der elektrischen Maschinen lassen sich über den Drehschub abschätzen. Typische Werte für den Drehschub für unterschiedliche Maschinenarten sind in **Tabelle 9** aufgelistet /Mue08/. Folgende Maschinenarten werden betrachtet:

Maschinenart	Berechnung des Drehschubs	Typische Werte	Drehschub
Permanentmagneterregte Synchronmaschine (PMSM)	$\sigma = \frac{\zeta}{\sqrt{2}} * A * B * \cos \psi$	A = 40.000 A/m B = 1,2 T cos(ψ) = 1 ζ = 0,95	32,2 kN/m ²
Bürstenlose Gleichstrommaschine (BLDC)	$\sigma = \frac{2}{3} * A * B$	A = 40.000 A/m B = 1,2 T	32 kN/m ²
Asynchronmaschine (ASM)	$\sigma = \frac{\zeta}{\sqrt{2}} * A * B * \cos \phi * \eta$	A = 40.000 A/m B = 0,8 T cos(ψ) = 0,85 ζ = 0,95 η = 0,9	8,5 kN/m ²
Geschaltete Reluktanzmaschine (GRM)	$\sigma = \frac{1}{2} \frac{\zeta}{\sqrt{2}} * A * B * 2 \sin(p\varepsilon)$	A = 40.000 A/m B = 0,6 T sin($p\varepsilon$) = 1 ζ = 1,0	8,5 kN/m ²

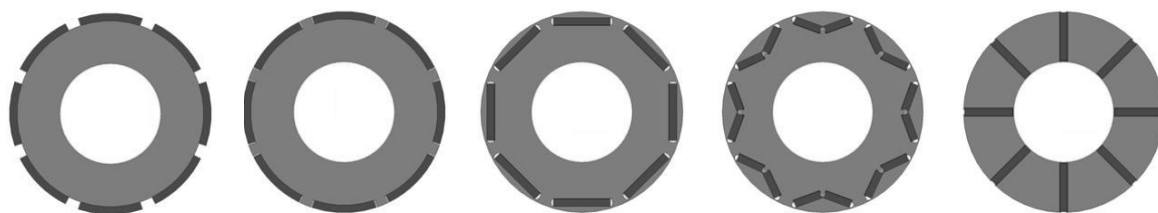
Tabelle 9: Typische Werte für den Drehschub unterschiedlicher Maschinenarten

Die PMSM besitzt den höchsten Drehschub und kann somit bei gleicher Leistung am kompaktesten ausgeführt werden. Daher wird diese Maschinenart für die vorliegende Anwendung ausgewählt. Es wurden unterschiedliche Rotortopologien untersucht und verglichen, die sich durch die Magnetanordnung unterscheiden (vgl. **Tabelle 10**).

Die Untersuchung hat gezeigt, dass für die Auslegung bei beschränktem Bauraum ein Rotor mit V-förmig vergrabenen Magneten folgende Vorteile aufweist /Fin10/:

- Hohes maximales Drehmoment
- Hohe magnetische Ausnutzung
- Hohe maximale Leistung
- Hoher maximaler Wirkungsgrad
- Hohe thermische Betriebsgrenzen

Aufgrund dieser Vorteile wurde eine PMSM mit V-förmig vergrabenen Magneten weiter behandelt.



Oberflächen-
magnete
(auf Rotorober-
fläche aufge-
klebt)

Eingelassen
(in Rotorober-
fläche einge-
lassen)

Vergraben
(im Rotor ver-
graben)

V-vergraben
(V-förmig im
Rotor vergra-
ben)

Sammler
(als Sammleran-
ordnung radial
vergraben)

Tabelle 10: Betrachtete Rotortopologien

Auswahl der Wicklungsart

Nach der Auswahl der Maschinenart und Rotortopologie wird die Wicklungsart festgelegt. Am Institut für Elektrische Maschinen (IEM) durchgeführte Vorarbeiten haben unterschiedliche Wicklungskonfigurationen untersucht /Fin11/. Folgende Wicklungsarten werden für den Antrieb des Ackerschleppers und für den Bandantrieb in Betracht gezogen:

- Konzentrierte Wicklung mit der Lochzahl $q=1/2$ (CW)
- Verteilte Wicklung mit der Lochzahl $q=1$ (DWq1)
- Verteilte Wicklung mit der Lochzahl $q=2$ (DWq2)

Die Lochzahl lässt sich mit folgender Bestimmungsgleichung berechnen:

$$q = N / (2 \cdot p \cdot m) \quad (13)$$

Dabei ist N die Statornutzzahl, p die Polzahl und m die Strangzahl der Maschine. Die verteilte Wicklung mit der Lochzahl $q = 2$ weist folgende Vorteile im Vergleich zu den anderen untersuchten Wicklungsarten auf:

- Hohes maximales Drehmoment
- Hohe magnetische Ausnutzung
- Hohe maximale Leistung
- Hoher maximaler Wirkungsgrad
- Hohe thermische Betriebsgrenzen

Aufgrund dieser Vorteile wurde eine verteilte Wicklung mit der Lochzahl $q = 2$ festgelegt.

Grobauslegung des Radantriebs des Ackerschleppers

In diesem Abschnitt wird die Grobauslegung des Radantriebs des Ackerschleppers dargestellt. Wie zuvor erwähnt, sind die Rotorblechschritte der beiden Maschinen identisch. Da die Anforderungen an den Radantrieb höher sind, wurden die Auswahl der Polpaarzahl und die Auslegung des Rotors am Beispiel des Radantriebs durchgeführt und waren dann konsequenterweise auch für den Bandantrieb gültig.

Um eine Maschine mit möglichst kleinem Bauraum zu entwickeln, wurden mittels analytischem Auslegungsverfahren Innen- und Außenläuferkonzepte verglichen und die groben Hauptabmessungen bestimmt. Die groben Hauptabmessungen sind in **Tabelle 11** zusammengefasst.

	Durchmesser (außen) [mm]	Volumen [mm ³]	Ausnutzungsfaktor [kW min/m ³]	Stromdichte [A/mm ²]	Leistungsdichte [kW/dm ³]	Nutwandbelastung [kA/m A/mm ²]
Innenläufer	239	8,44	3,98	9	8,18	324
Außenläufer	208	6,39	3,98	9	10,79	328

Tabelle 11: Bewertung der Maschinenkonzepte mit Innen- und Außenläufer

Aufgrund des geringeren Außendurchmessers erscheint das Außenläuferkonzept auf den ersten Blick als vorteilhaft. Allerdings stellt sich bei dem genaueren Vergleich zwischen diesen zwei Konzepten heraus, dass das Außenläuferkonzept aus folgenden Gründen nicht zum Einsatz im Ackerschlepper geeignet ist:

- Größere rotierende Masse
- Höhere Fliehkraftbelastung bei hohen Drehzahlen
- Aufwändigere Lagerung
- Notwendigkeit der Abdeckung rotierender Teile
- Erhöhter Platzbedarf
- Komplizierteres Kühlkonzept

Aus den oben genannten Gründen wird ein Innenläuferkonzept bevorzugt. Ein Maß für die thermische Beanspruchung einer elektrischen Maschine war die Nutwandbelastung. Diese war definiert als der Temperaturabfall über der Nutwandisolierung. Aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit der Isolation stellte sich in der Nut durch die Kupferverluste in den stromdurchflossenen Leitern eine Übertemperatur ein. Die Nutwandbelastung kann mit Hilfe der elektrischen Beanspruchung als Produkt aus Stromdichte und Strombelag beschrieben werden.

Die Richtwerte für die Nutwandbelastung liegen im Bereich zwischen 100 – 350 kA/m A/mm² /Mue08/.

Auswahl der Polpaarzahl

Ein weiterer Schritt bei der Auslegung des Elektromotors ist die Auswahl der Polpaarzahl. Wegen der Anforderung an eine große Drehzahlspannung für den Radnabenantrieb muss bei der Auswahl der Polpaarzahl ein Kompromiss gefunden werden. Die elektrische Maschine wird bei hohen Drehzahlen betrieben, was hohe Eisenverluste im Stator zur Folge hat. Eisenverluste sind frequenzabhängig und lassen sich dementsprechend durch die Polpaarzahl beeinflussen. Für einen hohen Wirkungsgrad bei den hohen Drehzahlen ist daher eine geringe Polpaarzahl sinnvoll. Die Anforderung an ein hohes Drehmoment erfordert im Gegenteil eine hohe Polpaarzahl. Aufgrund der widersprüchlichen Anforderungen an ein hohes maximales Drehmoment und eine hohe maximale Drehzahl sind sowohl eine geringe als auch eine hohe Polpaarzahl nicht geeignet. Es werden die zwei möglichen Polpaarzahlen $p = 2$ und $p = 3$ betrachtet. Sie werden unter der Randbedingung identischer Hauptabmessungen über den, mit den Zeitanteilen, gewichteten Wirkungsgrad miteinander verglichen. Dieser berechnet sich aus der Summe der Produkte der Wirkungsgrade der jeweiligen Betriebspunkte η_i und deren Zeitanteil k_i :

$$\eta_{\text{gewichtet}} = \sum \eta_i \cdot k_i \quad (14)$$

Somit konnte die Effizienz der Maschine über den gesamten Fahrbereich bewertet werden. Die Hauptabmessungen der beiden Maschinen sind in **Tabelle 12** zusammengefasst.

Polpaarzahl		p = 2	p = 3
Nutenzahl des Stators		24	36
Kupferfüllfaktor	[%]	55	55
Rotordurchmesser	[mm]	84	92
Aktive Länge (Stapelfaktor nicht betrachtet)	[mm]	109,2	129,5
Wickelkopflänge	[mm]	85,8	65,5
Außendurchmesser	[mm]	184	184
Gesamtlänge	[mm]	195	195
Luftspalthöhe	[mm]	0,7	0,7

Tabelle 12: Hauptabmessungen der untersuchten Maschinen mit unterschiedlicher Polpaarzahl

Aus den numerischen Simulationen ergeben sich die in **Bild 137** gezeigten Wirkungsgradkennfelder. Die Betriebsbereiche des Elektromotors sind grau gekennzeichnet. Aus den Kennfeldern

ist zu entnehmen, dass das Konzept mit der Polpaarzahl $p = 2$ einen schlechteren Wirkungsgrad im Grunddrehzahlbereich im Vergleich zur Maschine mit der Polpaarzahl $p = 3$ aufweist. Der Grund dafür ist die geringere Länge des Aktivteils, die sich aus den längeren Wickelköpfen bei identischer Gesamtlänge ergibt. Hohe Kupferverluste insbesondere bei hohen Drehmomenten sind die Folge. Das Konzept mit $p = 3$ hingegen besitzt einen niedrigeren Wirkungsgrad im Hochdrehzahlbereich aufgrund der höheren Eisenverluste. Die gewichteten Wirkungsgrade nach Gleichung (14) betragen:

- Polpaarzahl $p = 2$: 94,27 %
- Polpaarzahl $p = 3$: 94,05 %

Der Vergleich des gewichteten Wirkungsgrads hat als Ergebnis, dass das Konzept mit der Polpaarzahl $p = 2$ einen höheren gewichteten Wirkungsgrad besitzt, als das Konzept mit der Polpaarzahl $p = 3$. Da diese Erhöhung nicht signifikant ist, werden die Verluste in kritischen Betriebspunkten (bei maximalem Drehmoment und maximaler Drehzahl) näher betrachtet. In **Tabelle 13** sind die maximal auftretenden Verluste in den Betriebspunkten mit maximalem Drehmoment (85,3 Nm, 1.649 U/min) und mit maximaler Drehzahl (9,8 Nm, 20.000 U/min) für unterschiedliche Polpaarzahlen dargestellt. Für den Betriebspunkt mit maximalem Drehmoment sind die Kupferverluste dominant. Für den Betriebspunkt mit der maximalen Drehzahl dominieren hingegen die Wirbelstrom- und somit die Eisenverluste.

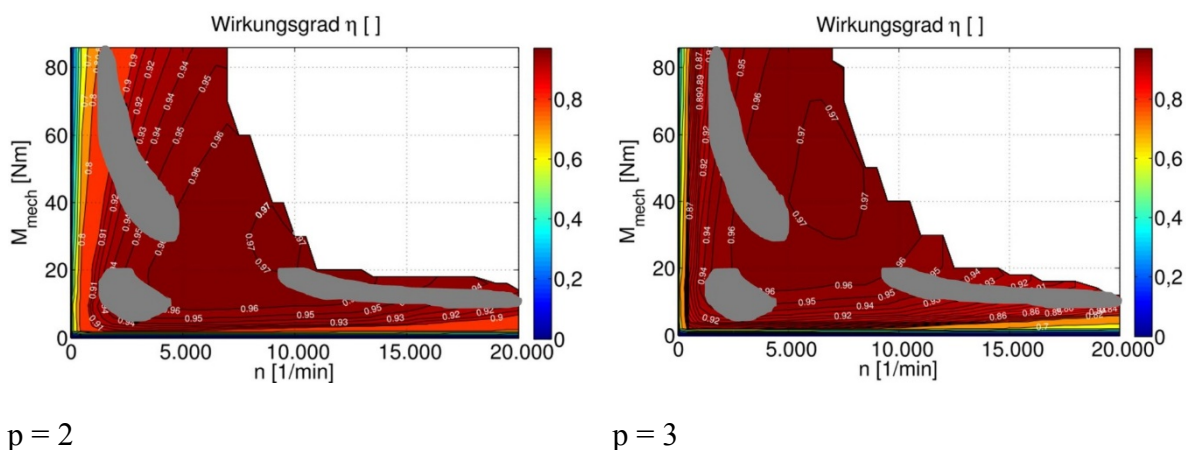


Bild 137: Wirkungsgradkennfeld der Maschinen mit $p = 2$ (links) und $p = 3$ (rechts)

Aus Tabelle 13 ist zu entnehmen, dass die Kupferverluste beim Konzept mit der Polpaarzahl $p = 2$ wesentlich höher sind, als bei der Polpaarzahl $p = 3$. Es erklärt sich dadurch, dass aufgrund der geringeren aktiven Länge eine höhere Stromdichte zur Erzeugung des Drehmoments benötigt wird. Es ergeben sich Stromdichten von $9,8 \text{ A/mm}^2$ ($p = 2$) bzw. $5,9 \text{ A/mm}^2$ ($p = 3$). Eine wassergekühlte Maschine erlaubt erfahrungsgemäß eine maximale Stromdichte von 9 A/mm^2 .

Betriebspunkt		Max. Drehmoment		Max. Drehzahl	
		p = 2	p = 3	p = 2	p = 3
Wirkungsgrad im Betriebspunkt	[%]	84	92	92	86
Kupferverluste	[W]	2705	1162		
Eisenverluste	[W]			949	2168
Stromdichte (effektiv)	[A/mm ²]	9,8	5,9		

Tabelle 13: Maximale Verluste in den kritischen Betriebspunkten

Die Stromdichte, die für das Konzept mit der Polpaarzahl $p = 2$ benötigt wird, überschreitet diesen Grenzwert. Für den Radantrieb ist ein gemeinsamer Kühlkreislauf für den Motor und das Getriebe gefordert. Daher wird als Kühlmedium Öl vorgesehen. Es stellt sich heraus, dass die hohen Kupferverluste ein thermisches Problem darstellen. Aus diesem Grund ist das Konzept mit der Polpaarzahl $p = 2$ für den Einsatz als Radantrieb nicht geeignet. Die Maschine lässt sich schlecht kühlen. Die Maschine mit der Polpaarzahl $p = 3$ besitzt deutlich höhere Eisenverluste bei maximaler Drehzahl. Allerdings lassen sich die Eisenverluste effektiver von der Maschinenoberfläche abführen. Zusätzlich werden die Maschinen mit unterschiedlichen Hauptabmessungen über den gewichteten Wirkungsgrad verglichen. Das Ziel ist herauszufinden, ob eine der betrachteten Maschinenvarianten einen wesentlichen Wirkungsgradvorteil aufweist. Die Ergebnisse sind in **Tabelle 14** zu sehen. D ist der Statoraußendurchmesser und L die Gesamtlänge der Maschine.

Geometrie	D=184mm, L=255mm		D=184mm, L=195mm		D=184mm, L=185mm	
	p = 2	p = 3	p = 2	p = 3	p = 2	p = 3
$\eta_{\text{gewichtet}}$	94,62 %	93,57 %	93,93 %	94,05 %	94,04 %	94,15 %

Tabelle 14: Weiterführende Untersuchung unterschiedlicher Polpaarzahlen

Der Stapelfaktor ist hierbei noch nicht betrachtet. Den höchsten gewichteten Wirkungsgrad besitzt die Maschine mit der Polpaarzahl $p = 2$ und der Gesamtlänge von 225 mm. Allerdings ist der Wirkungsgradvorteil nicht wesentlich und die Hauptabmessungen überschreiten das zur Verfügung stehende Volumen. Die Maschine mit $p = 3$ und der Gesamtlänge von 185 mm besitzt einen höheren gewichteten Wirkungsgrad im Vergleich zu der Maschine mit der Gesamtlänge von 195 mm. Dennoch erreicht bei dieser Geometrie die Stromdichte im Betriebspunkt des maximalen Drehmomentes den Wert 8 A/mm^2 , was aus den oben genannten Gründen kritisch sein kann. Unter Berücksichtigung des fertigungsbedingten Stapelfaktors wird ein noch

höherer Wert erwartet. Aus thermischen Gesichtspunkten und aufgrund der zulässigen Hauptabmessungen wird die Maschine mit einer Gesamtlänge von 195 mm und einer Polpaarzahl von $p = 3$ ausgewählt.

Auslegung des Rotors

Der wichtigste Parameter der Rotorauslegung ist der Rotoraußendurchmesser, da dieser entscheidenden Einfluss auf die Drehmomentbildung der Maschine hat. Der Kompromiss aus der Aufteilung zwischen Rotor- und Statorbauraum bei konstantem Statoraußendurchmesser wird ermittelt. Es werden numerische Simulationen für unterschiedliche Rotordurchmesser unter Berücksichtigung der Sättigung und Streuflüsse durchgeführt. Die Untersuchung zeigt, bei welchem Rotordurchmesser das maximale Drehmoment erreicht wird. Die eingepreßte Stromdichte bleibt konstant. Das Ziel ist den benötigten Strom bei hohem Drehmoment (für den Radantrieb) und somit die Kupferverluste zu reduzieren. Die Verringerung der Kupferverluste ist nicht nur wichtig für die Erhöhung des Wirkungsgrades der Maschine, sondern auch für die Reduktion der thermischen Belastung des Radantriebs bei maximalem Drehmoment. Aus **Bild 138** kann entnommen werden, dass bei dem Rotordurchmesser von 92 mm ein maximales Drehmoment erreicht werden kann. Der Rotordurchmesser von 92 mm wird daher gewählt und für beide Anwendungen festgelegt. Weitere Parameter sind neben dem Rotoraußenradius der Öffnungswinkel α der V-förmigen Anordnung, der Polbedeckungsfaktor α_p sowie die Höhe der Permanentmagnete h_m . Mit Hilfe der numerischen Berechnungen werden die Variationen dieser Parameter im Hinblick auf das maximal erreichbare Drehmoment im iterativen Verfahren durchgeführt. Das Ergebnis ist die angepasste Kombination aus den erwähnten geometrischen Parametern, mit der das höchstmögliche Drehmoment mit möglichst geringem Strombedarf und somit möglichst geringen Kupferverlusten erreichen lässt.

Aufgrund der hohen Drehzahlen kommt der mechanischen Auslegung des Rotors eine hohe Bedeutung zu. Auf einen rotierenden Körper wirkt eine Kraft, die vom Rotationszentrum nach außen gerichtet ist. Unter Annahme, dass der Rotor der elektrischen Maschine ein idealer Zylinder ist, errechnet sich die Fliehkraft F zu:

$$F = m \cdot \omega^2 \cdot R \quad (15)$$

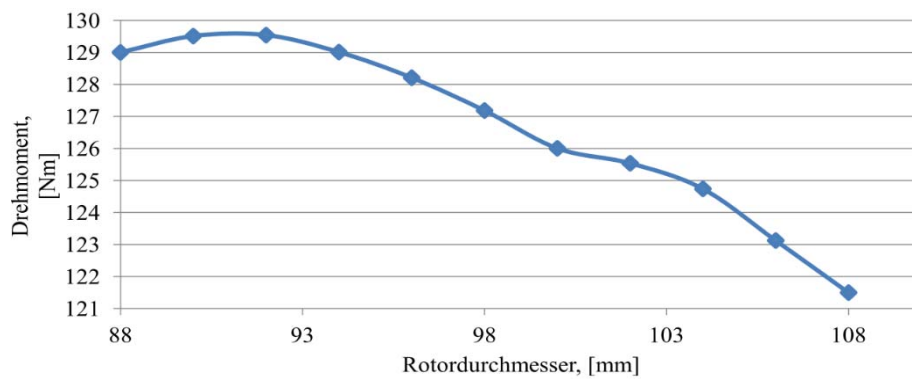


Bild 138: Variation des Rotordurchmessers

Dabei ist R ist der Rotoraußenradius, m die Masse des Rotors und ω die Kreisfrequenz. Insbesondere für hohe Drehzahlen geht durch die Abhängigkeit von ω^2 eine hohe Fliehkraftbelastung des Rotors einher. Die höchsten Belastungen treten dabei in den äußeren Stegen „1“ der V-förmigen Anordnung zwischen Magneten und Rotoraußenradius auf sowie in mittleren Stegen „2“ zwischen den beiden Magneten innerhalb einer V-Anordnung (**Bild 139**).

Aus elektromagnetischer Sicht ist es sinnvoll die Stege so dünn wie möglich zu gestalten, um eine hohe magnetische Ausnutzung zu erreichen, die Streuung zu minimieren und somit nicht unnötig viel Magnetmaterial einsetzen zu müssen. Jedoch müssen die Stege so dick ausgeführt werden, um die mechanische Festigkeit im gesamten Drehzahlbereich zu gewährleisten. Die Reduktion der Fliehkraft ist durch eine angemessene Auswahl des Rotoraußendurchmessers und der Stegbreiten möglich. Für den Einsatz als Rotormaterial wird das höherfeste Elektroblech 280-30AP von Thyssen Krupp vorgeschlagen. Die Festigkeit des Materials wird durch die maximale Streckgrenze $R_{p0,2}$ definiert, die materialspezifisch ist.

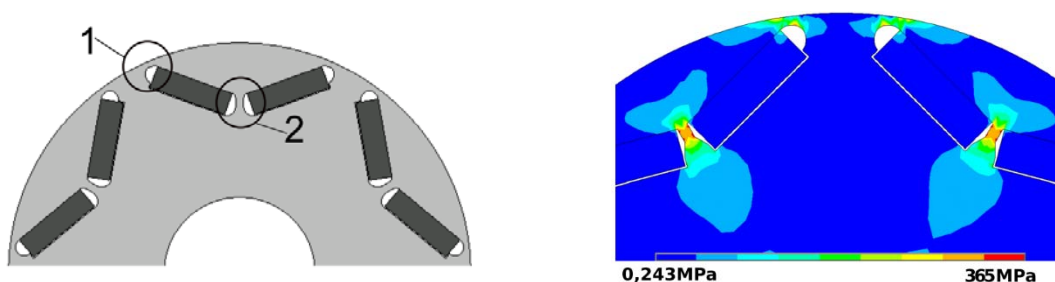


Bild 139: Links: Stege im Rotor einer PMSM; Rechts: Mechanische Rotorbelastung bei Schleuderdrehzahl

Für das Elektroblech 280-30AP beträgt die maximal zulässige Streckgrenze $R_{p0,2}$ 370 MPa /Tie13/.

Die Berechnung erfolgt für die Schleuderdrehzahl, die 20 % über der maximalen Betriebsdrehzahl liegt und bei der gegebenen Anwendung somit 24.000 U/min beträgt. Laut Norm muss jeder Motor vor Inbetriebnahme einer Schleuderprüfung bei dieser Drehzahl unterzogen werden /Din11/. Die auftretende mechanische Belastung für die gewählte Rotorgeometrie ist in Bild 139 gezeigt. Die maximal zulässige Rotorbelastung wird nicht überschritten. Die Fliehkraftberechnung wurde für jede im Projekt betrachtete Rotorgeometrie durchgeführt.

Verlustberechnung

Um bei der Auslegung den Wirkungsgrad der Maschine in jedem Betriebspunkt bestimmen zu können, ist es essentiell die auftretenden Verluste möglichst exakt vorherzusagen. Hier werden mechanische Verluste, ohmsche Verluste sowie Eisenverluste berücksichtigt. Für die Berechnung der ohmschen Verluste ist die Bestimmung des Wicklungswiderstands erforderlich. Der Widerstand wird für eine Betriebstemperatur von 150°C ermittelt. Diese Temperatur entspricht der maximalen Temperatur der Isolierstoffklasse F der Wicklung /Din08/ mit einer Sicherheitsspanne von 5°C. Die axiale Wickelkopflänge $l_{\text{wickelkopf}}$ ist wichtig für die Berechnung des Wicklungswiderstands und wird nach folgender Formel abgeschätzt /Mue08/:

$$l_{\text{wickelkopf}} = 1,3 \cdot \tau \quad (16)$$

Dabei ist τ die Polteilung, die nach Gleichung (17) berechnet wird.

$$\tau = \pi \cdot D/2p \quad (17)$$

Wobei D Rotorausendurchmesser und p die Polpaarzahl ist. Für die Berechnung der Eisenverluste wird die IEM-5-Parameter Formel verwendet /Egg12/, die folgende Anteile der Eisenverluste beinhaltet:

- Hystereseanteil: $P_{\text{hyst}} = a_1 \cdot B^2 \cdot f$
- Wirbelstromanteil: $P_{\text{eddy}} = a_2 \cdot B^2 \cdot f^2$
- Zusatzanteil: $P_{\text{excess}} = a_5 \cdot B \cdot 1,5 \cdot f \cdot 1,5$
- Sättigungsanteil: $P_{\text{sat}} = a_2 \cdot a_3 \cdot B^4 \cdot f^2$

Die gesamten Eisenverluste stellt das IEM-Eisenverlustmodell als die Summe aus diesen Anteilen dar:

$$P_{\text{iron}} = P_{\text{hyst}} + P_{\text{eddy}} + P_{\text{excess}} + P_{\text{sat}} \quad (18)$$

Wobei B der Scheitelwert der Flussdichte und f die Frequenz des elektromagnetischen Feldes sind. Die Parameter a1 bis a5 sind materialspezifisch und werden für jedes Elektroblech indivi-

duell am IEM-Prüfstand ermittelt. Die IEM-5-Parameter-Formel ermöglicht die genaue Verlustberechnung in einem erweiterten Flusssdichte- und Frequenzbereich. Das Ergebnis der Verlustberechnung ist in Form des Wirkungsgradkennfeldes für den Vorderradantrieb des Ackerschleppers in Bild 137 zu sehen.

6 Entwicklung der Antriebskomponenten

Nach der Konzepterstellung des gesamten Antriebs wurden im nächsten Schritt die einzelnen Maschinenelemente von E-Motor und Getriebe detailliert ausgelegt und eine Verlustrechnung durchgeführt. Mit den berechneten Einzelverlusten wurden die benötigte Kühlleistung des Planetengetriebes bestimmt, das Schmierungssystem ausgelegt und der rechnerische Antriebswirkungsgrad ermittelt. Die einzelnen Maschinenelemente umfassen die Verzahnung, die Lagerung, die Dichtung und das Öl.

6.1 Konzeption, Entwurf und Berechnung der Antriebskomponenten

Verzahnung

Die Standardtriebeteile der langsam drehenden Getriebestufen wurden nicht neu ausgelegt. Die Verzahnungen der schnelldrehenden Getriebestufen aller Anwendungen wurden am IME ausgelegt. Bosch Rexroth und Liebherr standen beratend zur Seite. Um bei den hohen Drehzahlen eine genügende Laufruhe zu erhalten, wurde entschieden eine schrägverzahnte Planetenstufe mit drei Planetenrädern zu verwenden. Die Verzahnungsauslegung erfolgte in den vier Schritten Anforderungsanalyse, Grobauslegung, Feinauslegung und Verzahnungskorrektur.

Für die Verzahnung der schnelldrehenden Getriebestufen wurde eine Zielübersetzung von $i_{HS} = 4,8$ mit einer zulässigen Abweichung von $\pm 5\%$ definiert. Gleichzeitig durfte ein maximaler Fußkreisdurchmesser des Hohlrads von 155 mm nicht überschritten und ein minimaler Fußkreisdurchmesser des Sonnenrads von 25 mm nicht unterschritten werden. Die Verzahnungsauslegung wurde mit der Berechnungssoftware *KISSsys* durchgeführt und der Festigkeitsnachweis gemäß DIN 3990 erbracht. Aus einer Vielzahl von generierten Verzahnungsvarianten konnten jeweils optimale Verzahnungen für Band-, Vorder- und Hinterradantrieb identifiziert werden, welche alle gestellten Anforderungen erfüllt. **Tabelle 15** zeigt einen Überblick der wichtigsten Eckdaten der Verzahnungen.

Geometrie	Band- und Vorderradantrieb			Hinterradantrieb		
	Sonne	Planet	Hohlrad	Sonne	Planet	Hohlrad
Normalmodul m_n [mm]	2			2,5		
Zähnezahl z [-]	14	25	-64	15	25	-69
Übersetzung i [-]	-4,571			-4,600		
Sicherheiten						
Zahnfußsicherheit S_F [-]	3,31	2,32/1,68	2,71	3,42	3,20/3,12	5,22
Flankensicherheit S_{HBD} [-]	1,13	1,13/2,09	2,09	1,76	2,08/2,83	2,81
Fresstragfähigkeit S_B [-]	1,456/6,74			1,182/3,547		
Fresstragfähigkeit S_{Sint} [-]	1,79/3,06			1,42/2,00		

Tabelle 15: Eckdaten der nach DIN 3990 (B) ausgelegten High Speed Verzahnungen

Mit der ausgelegten Verzahnung wurde für alle Betriebspunkte des Lastkollektivs die durch die Verzahnung verursachte Verlustleistung berechnet. Dies erfolgte in der Simulationssoftware AMESim. Die Verluste der Verzahnung setzen sich aus lastabhängigen und lastunabhängigen Anteilen zusammen. Lastabhängig sind die Verluste aus der Gleitbewegung der im Eingriff befindlichen Zähne. Sie wurden mit dem Coulombschen Gesetz als Integral über der Eingriffsstrecke dargestellt, wobei der Reibungskoeffizient nicht konstant ist /Nn12/. Die lastunabhängigen Anteile setzen sich aus den Verlusten der Wälzbewegung und den Verlusten durch Planschen zusammen. Die Verluste der Wälzbewegung sind abhängig vom Schmierfilmaufbau, die Berechnung der Planschverluste basierte auf der Theorie nach TEREKHOV /Ter75/.

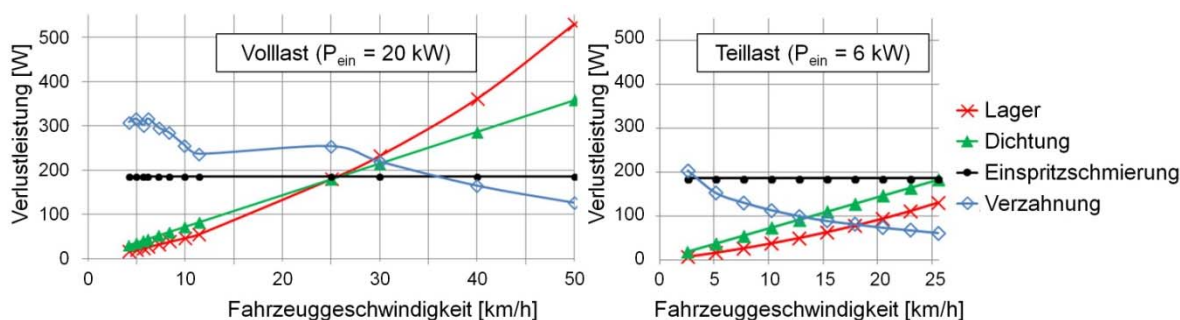


Bild 140: Berechnete Verluste der Komponenten (Vorderradantrieb)

Die Verzahnungsverluste sind beispielhaft für den Volllastbereich ($P_{an} = 20$ kW) und einen ausgewählten Teillastbereich ($P_{an} = 6$ kW) in **Bild 140** abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit

aufgetragen. Aufgrund der großen Zeitanteile der Betriebspunkte des Arbeitsbereichs (Fahrzeuggeschwindigkeiten $v < 25$ km/h) wurden die Verluste des Teillastbereichs nur für Fahrzeuggeschwindigkeiten $v < 25$ km/h ermittelt.

Neben den Verzahnungsverlusten sind in Bild 140 auch die entsprechenden Verluste der Lager, Dichtung und Einspritzschmierung enthalten. Deutlich erkennbar sind die Verlustwerte der Lager und Dichtungen vorrangig drehzahlabhängig und somit insbesondere im Teillastbereich dominant. Die Verzahnungsverluste sind im Wesentlichen lastabhängig, da aufgrund der Ölab-saugung keine drehzahlabhängigen Planschverluste anfallen. Die Berechnung dieser verlustbehafteten Komponenten wird in den folgenden Abschnitten zu den einzelnen Maschinenelementen beschrieben.

Lagerung

In diesem Projekt wurden folgende Lagerstellen als kritisch befunden, da diese extrem hohe Drehzahlen erfahren:

- Lagerung der E-Motorwelle ($n_{\max} = 20.000$ U/min)
- Lagerung der Sonnenradwelle der High-Speed-Getriebestufe ($n_{\max} = 20.000$ U/min)
- Lagerung der Planetenräder der High-Speed-Getriebestufe ($n_{\max} = 11.200$ U/min)

Aufgrund der Anforderung einer wartungsfreien Konstruktion aus dem Landmaschinenbereich wurde vom Einsatz fettgeschmierter Lager abgesehen, da diese ohne Nachschmierung keine Lebensdauer von geforderten zehn Jahren aufweisen. Somit werden alle Lager in Elektromotor und Getriebe mit Öl einspritzgeschmiert. Zum Einsatz kam ein niedrigviskoses Getriebeöl. Aufgrund des Einsatzes der Antriebe in der kostensensiblen Branche mobiler Arbeitsmaschinen wurde sowohl auf den Einsatz kostenintensiver Spindellager (nicht zerlegbare, einreihige Schrägkugellager mit eingeeengten Toleranzen, bestehend aus massiven Innen- und Außenringen sowie Kugelkränzen mit Massiv-Fensterkäfigen /Nn08/) als auch Lager mit Keramikwälzkörpern verzichtet. Des Weiteren sind Hochdrehzahllager für die rauen Umgebungsbedingungen und für die Wartung in Werkstätten eher ungeeignet. Für die im Projekt entwickelten Antriebe werden an den kritischen Lagerstellen marktverfügbare Komponenten, wie Wälzkörper, Rohlinge der Außen- und Innenringe, verwendet und entsprechend den Anforderungen modifiziert. Für die restlichen Lagerstellen konnten marktübliche Wälzlager verwendet werden.

Für hohe Drehzahlen bei gleichzeitig geringen Lasten sind Rillenkugellager gut geeignet. Gründe hierfür sind unter Anderem die geringe Masse sowie die geringe Verlustreibung. Aufgrund der guten Eignung wurden diese für die Lagerung der Elektromotorwelle verwendet. Aufgrund der hohen Drehzahl wurden die Lager ölgeschmiert und die Käfiggeometrie sowie die Laufbahngeometrie wurden modifiziert. Zum einen wurde der Käfig durch konstruktive Maßnahmen gewichtsreduziert und in radialer Richtung versteift ausgeführt. So wurde der Käfigverformung durch Fliehkraftbelastung bei hohen Drehzahlen entgegengewirkt. Zum anderen wurde die konstruktive Ausführung der Kugelanlagefläche des Käfigs und der Käfigführung am Außenring optimiert. Die Belastung der Lagerstelle entsteht in radialer Richtung durch das Eigengewicht des Rotors sowie durch die Rotorunwucht und war insgesamt als gering zu betrachten. Aufgrund der Anbindung des Elektromotors an das Getriebe mittels einer Passverzahnung wirkten keine axialen Kräfte auf die Motorwelle. Um dennoch stets die geforderte Mindestbelastung der Lager bereitzustellen und einen schlupffreien Lauf der Kugeln zu gewährleisten, brachte ein Tellerfederpaket eine definierte axiale Vorspannung auf die Fest-Loslagerung auf.

Sonnenradwelle ($n_{\max} = 20.000 \text{ U/min}$) und Hohlradwalwelle ($n_{\max} = 4.380 \text{ U/min}$) des High Speed Getriebes werden von Schrägkugellagern aufgenommen. Diese eignen sich ebenfalls für hohe Drehzahlen und können im Gegensatz zu einfachen Rillenkugellagern größere axiale Kräfte aufnehmen, welche hier aufgrund der Schrägverzahnung vorherrschen. Die radiale Belastung entsteht wie bei der Motorwellenlagerung vorrangig aus Eigengewicht und Unwucht. Wegen der drei gleichmäßig über dem Umfang angeordneten Planetenräder heben sich die radialen Verzahnungskräfte auf. Zur kompakten Ausführung der Konstruktion wurden die Lager in einer O-Anordnung angestellt und mittels Nutmuttern und Passscheiben vorgespannt.

Die Planetenräder ($n_{\max} = 11.200 \text{ U/min}$) werden von Kegelrollenlagern gehalten. Diese wurden ebenfalls in O-Anordnung angestellt und mittels Nutmuttern und Passscheiben vorgespannt. Im Gegensatz zur Lagerung von Sonnen- und Hohlradwalwelle erzeugen die axialen Kräfte ein signifikantes Kippmoment. Durch das zu übertragende Drehmoment der Getriebestufe wirken hohe radiale Kräfte auf die Planetenstege und somit auf die Kegelrollenlager.

Nach erfolgter Lagerauslegung erfolgte die Berechnung der Lagerverluste durch Schaeffler. Hierzu setzte Schaeffler das Berechnungsprogramm BEARINX ein. Die Bestimmung des Lagerverlustmomentes basierte auf einer empirischen Berechnung. Dieser Algorithmus berücksichtigte insbesondere Verluste der Wälzkontakte, Verluste der Gleitkontakte und Verluste in

der lastfreien Zone. Die Lagerverluste sind beispielhaft für den Vollastbereich ($P_{\text{an}} = 20 \text{ kW}$) und einen ausgewählten Teillastbereich ($P_{\text{an}} = 6 \text{ kW}$) in Bild 140 abhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit aufgetragen.

Wichtig für die Berechnung der Reibung an Wälzlagern ist die Berechnung der Lastverteilung im Lager und Druckverteilung an den einzelnen Kontaktstellen, wobei die Elastizität der Welle und die Innengeometrie der Lager zu berücksichtigen sind. Die ermittelten Druckverteilungen und die Schmierbedingungen bilden auch Eingangswerte für die Reibungsberechnung. Das Lagerreibungsmoment kann unter Berücksichtigung eines geeigneten rheologischen Modelles und der elasto-hydrodynamischen Theorie (EHL) berechnet werden. Die Reibungsmodelle verwenden eine Abbildung der gesamten Bereich der Stribeck-Kurve.

Die Reibung an den Roll- und Schleifkontakten kann sowohl für ölgeschmierte als auch für fettgeschmierte Kontakte berechnet werden. Im Gegensatz zu Öl wird Fettschmiermittel während der Überrollung auf die Seite und somit weg vom Wälzkörperkontakt gedrückt. Wegen seiner Fließeigenschaften wird dieser nicht auf die Kontaktfläche zurückzukehren. Aufgrund dieser Eigenschaft ist bei schnelldrehenden Lagern von einer Fettschmierung abzusehen.

Dichtung

Das entwickelte Antriebskonzept ergab zwei abzudichtende Stellen auf den Motorwellen, welche maximale Drehzahlen von 20.000 U/min (Vorderrad) bzw. 14.000 U/min (Hinterrad) vorsehen. Diese kritischen Dichtstellen dienen der Abdichtung des geschmierten Bereichs von E-Motor und Getriebe gegenüber den E-Motoraktivkomponenten (Blechpakete, Wickelköpfe, Luftspalt).

Konstruktiv bedingt ergibt sich für alle Antriebe eine maximale Umfangsgeschwindigkeit von $v_U = 36,7 \text{ m/s}$ an der Dichtlippe. Hinzu kommt ein möglicher Überdruck durch Wärmeausdehnungen innerhalb der Antriebseinheit von maximal 0,5 bar. Marktübliche Radialwellendichterringe sind für Umfangsgeschwindigkeiten von maximal $v_U = 21 \text{ m/s}$ ausgelegt und konnten somit nicht in dieser Antriebseinheit verwendet werden. Da auch hier auf kostenintensive Dichtungskonzepte verzichtet werden sollte, wurde entschieden nach Möglichkeit marktverfügbare Radialwellendichterringe zu verwenden und diese zu modifizieren. Hierzu arbeitete Schaeffler mit einem Dichtungshersteller zusammen.

Die Modifikation des Dichtsystems beinhaltet einerseits die Reduktion der Dichtlippenvorspannung sowie andererseits eine Verschärfung der einzuhaltenden Rundlauftoleranzen und

Oberflächenbeschaffenheit der Welle. Die Funktionsprüfung des Dichtungskonzeptes wurde im Rahmen der Komponentenerprobung (vgl. Kapitel 7.4) erbracht.

Die Werte zur Dichtungsverlustleistung wurden aus Herstellerangaben bezogen. Die dort angegebenen Werte zur Reibleistung sind jedoch nur bis zu Umfangsgeschwindigkeiten von $v_u = 25$ m/s validiert. Verlustwerte für höhere Umfangsgeschwindigkeiten bis zu $v_u = 36,7$ m/s wurden durch Extrapolation ermittelt. Die Dichtungsverluste sind in Bild 140 dargestellt. Die Dichtungsverluste sind drehzahlabhängig und unabhängig von der Eingangsleistung.

Auswahl des Schmiermediums

Als Schmiermedium für die schnelldrehenden Getriebestufen wurden niedrigviskose Getriebeöle eingesetzt, welche einen guten Kompromiss zwischen einem hohen Wirkungsgrad (Forderung: möglichst geringe Viskosität) einerseits und einer ausreichenden Tragfähigkeit (Forderung: möglichst hohe Viskosität) andererseits darstellten. Für den Bandantrieb wurde das auf der Straßenfräse vorhandene Hydrauliköl HVLP 46 verwendet. Für die Fahrtriebe kam RENOLIN ZAF B 32 HAT zum Einsatz.

Des Weiteren wurde das Schmiermedium beim Bandantrieb und beim Vorderradantrieb auch zur Kühlung des Elektromotors eingesetzt. Beim Hinterradantrieb wird der E-Motor aufgrund der größeren Leistungsklasse und den somit größeren, abzuführenden Wärmemengen wassergekühlt.

Die Auslegung des Einspritzschmierungssystems erfolgte in AP 5 (vgl. Kapitel 7). Durch den Einsatz einer Einspritzschmierung entstehen zusätzliche Verluste, die, begründet durch den niedrigen Einspritzdruck von $p_{\text{ein}} = 5$ bar, jedoch gering sind. Aus der Druckdifferenz ($\Delta p = 4$ bar) und dem eingespritzten Ölvolu-menstrom wurde die Verlustleistung berechnet. Die Einspritzschmierungsverluste sind in Bild 140 dargestellt. Erkennbar sind diese Verluste für jeden Betriebspunkt konstant, da ein Konzept ohne betriebspunktabhängige Schmierstoffmengenregulierung gewählt wurde (vgl. Kapitel 7).

6.2 Erprobung der Maschinenelemente

Um den zu testenden Maschinenelementen realistische Lasten und Umgebungsbedingungen aufzuprägen, wurden diese zusammen verbaut in der neu entwickelten High Speed Getriebestufe getestet. Zu erprobende Komponenten waren die Verzahnung des High Speed Getriebes, alle Lager des High Speed Getriebes und des E-Motors sowie die Radialwellendichtung des E-Motors.

Aufbau des Komponentenprüfstands

Damit das High Speed Getriebe in einer frühen Projektphase auch ohne den neuen High Speed E-Motor getestet werden konnte, wurden zwei High Speed Getriebe in einer sogenannten Back-to-back-Anordnung auf einem Verspannungsprüfstand gekoppelt. Die Getriebeausgangswellen (langsamdrehend) der beiden High Speed Getriebe wurden mit den Dynos des Verspannungsprüfstands verbunden, während die Getriebeeingangswellen (schnelldrehend) über eine Verbindungswelle miteinander verbunden wurden. Auf diese Weise konnten die Getriebeeingangswellen und die Verbindungswelle mit der Maximaldrehzahl von 20.000 U/min beaufschlagt werden. **Bild 141** zeigt den am IME realisierten Prüfstandsaufbau.

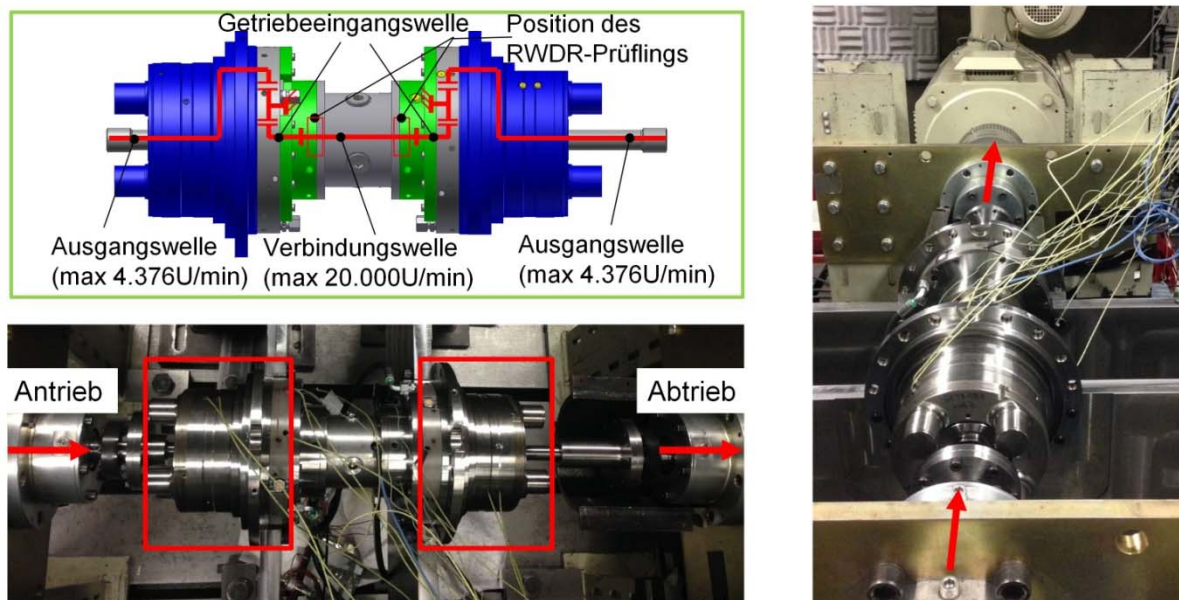


Bild 141: Prüfstandaufbaus zur Erprobung der Maschinenelemente

Die Komponentenerprobung beinhaltet neben den Funktionstests der eingesetzten Komponenten und des Einspritzschmierungs-system, auch die Effizienzermittlung des High Speed Getriebes. Die Betriebspunkte wurden stationär angefahren. Zur Effizienzbetrachtung wurde das gesamte Kennfeld des Antriebs gerastert abgefahren. Die Erprobung umfasste insgesamt 100 Betriebsstunden.

Für den Funktionsnachweis des hochdrehzahlbelasteten Radialwellendichtrings zeichnete ein Infrarot-Tempersensordie Temperatur im Bereich der Dichtlippe auf. Zusätzlich wurde die Dichtstelle mit einer Kamera (vgl. **Bild 142**) überwacht, sodass aus einem potentiellen Defekt der Dichtung resultierende Leckage detektiert werden konnte. Rückwirkend hätte so im Falle

eines Defekts auf den Zeitpunkt des Defekts und somit auf den Betriebspunkt und die vorherrschenden Bedingungen zurückgeschlossen werden können. Nach den Versuchen wurde weiterhin die Oberfläche der Dichtlippe charakterisiert.

Für den Funktionsnachweis der eingesetzten Lager wurden alle Lagertemperaturen mittels Thermoelementen gemessen. Die gemessenen Temperaturen dienten ebenfalls dem Funktionsnachweis der Einspritzschmierung. Überwacht wurden hierzu auch die Öl-Vor- und Öl-Rücklauf-temperatur sowie der Einspritzdruck.

Zur Effizienzmessung wurden An- und Abtriebsdrehmomente und die zugehörigen Drehzahlen an den Dynowellen gemessen. Die eingesetzten Messwellen maßen Drehmomente mit einer absoluten Abweichung von ca. $\pm 0,65$ Nm. Die zu erfassenden Drehmomentmesswerte lagen zwischen 43 Nm und 505 Nm, sodass eine maximale Abweichung der gemessenen Drehmomente von 1,5 % zu erwarten war.

Ergebnisse der Komponentenerprobung

Die einzelnen Ergebnisse zu der Dichtung, den Lagern und der Effizienzmessung werden im Folgenden vorgestellt.

Während der Tests trat keine Leckage auf und es wurde kein Schaden an den beiden Dichtungsprüflingen festgestellt. Die höchste, gemessene Temperatur im Bereich der Dichtlippe lag bei 109°C und ist somit unkritisch für den modifizierten Radialwellendichtring aus FKM. Somit wurde nachgewiesen, dass der eingesetzte Radialwellendichtring für den Einsatz in Hochdrehzahlantrieben geeignet ist. Erwartungsgemäß trat die Maximaltemperatur bei maximaler Drehzahl auf, wie in Bild 142 ersichtlich.

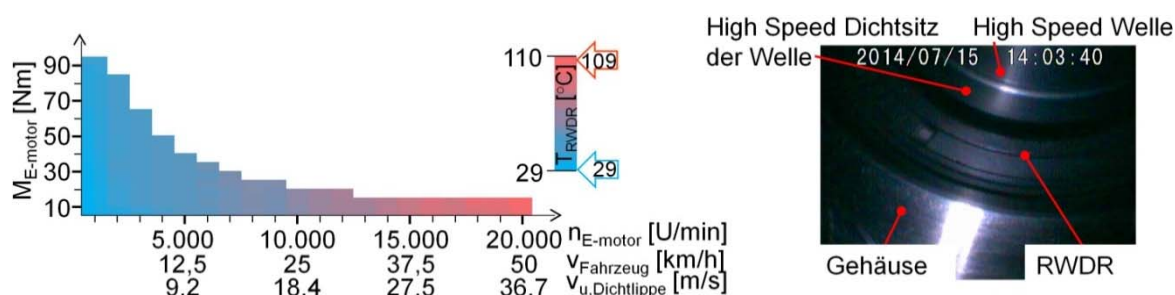


Bild 142: Temperaturkennfeld der Dichtlippe des Prüflings und Aufnahme der Kamera

Die Untersuchungen zeigten auch die Tauglichkeit der ausgewählten Lager für den Einsatz in Hochdrehzahlantrieben. Im gesamten Betriebsbereich traten keine kritischen Temperaturen an den Lagern auf (**Bild 143**).

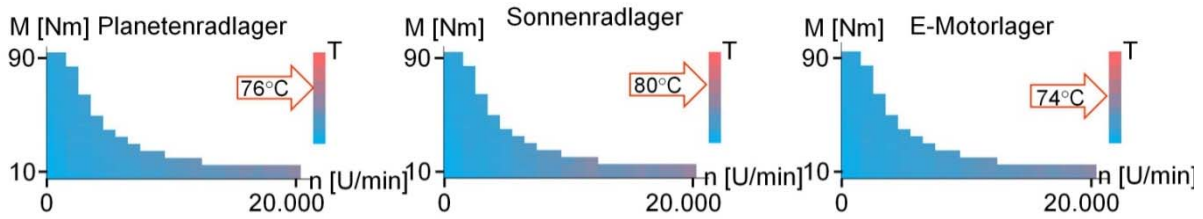


Bild 143: Temperaturkennfelder der Lager beider High Speed Getriebe

Für die Effizienzermittlung des High Speed Getriebes wurden eine Vielzahl von Betriebspunkten vermessen. Zur Erstellung des Wirkungsgradkennfelds wurde das Drehmoment (bezogen auf die schnelldrehende Welle) von 0 Nm bis 90 Nm in 5 Nm-Schritten variiert. Die Drehzahl wurde von 0 U/min bis 20.000 U/min in 1.000 U/min-Schritten variiert. Das gemessene Wirkungsgradkennfeld für ein High Speed Getriebe zeigt **Bild 144**.

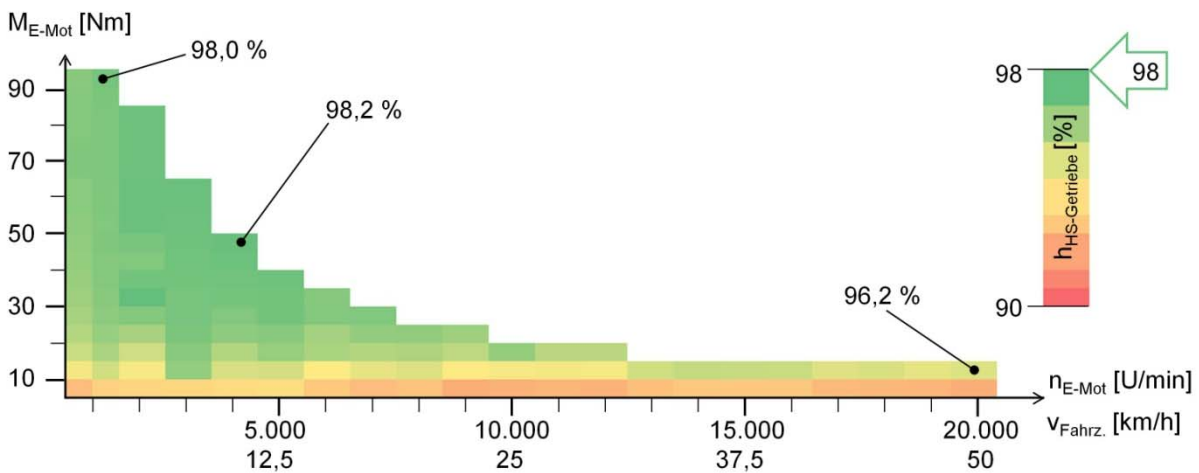


Bild 144: Gemessener Wirkungsgrad des High Speed Getriebes

Der höchste Wirkungsgrad wurde mit 98,2 % im Volllastbereich bei hohen Drehmomenten (Arbeitsbereich des Traktors) erreicht. Diese Betriebspunkte besitzen einen hohen Zeitanteil im Lastkollektiv des Traktorherstellers Fendt. Bei hohen Drehzahlen (Transportfahrten des Traktors) erreichte der Wirkungsgrad immer noch gute 96,2 %. Grund für den geringeren Wirkungsgrad in den Hochdrehzahlbereichen waren die, aufgrund des geringeren Drehmomentniveaus, hier dominanten lastunabhängigen Verluste. Die Validierung der berechneten Wirkungsgrade für das High Speed Getriebe zeigte eine gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten (vgl. **Bild 145**). Im Volllastbereich lag die maximale Abweichung bei 1,5 % und im Teillastbereich bei 3 %.

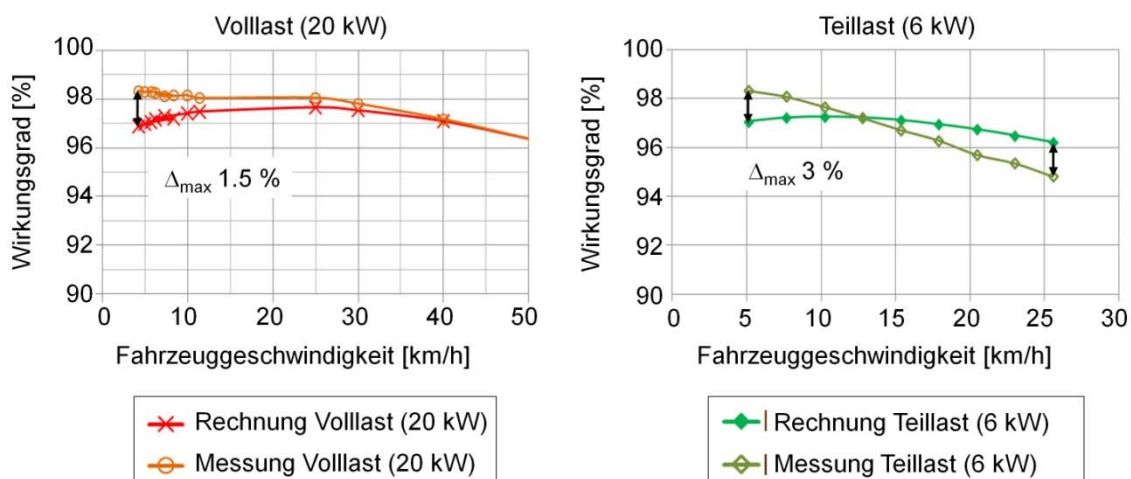


Bild 145: Vergleich berechneter und gemessener Wirkungsgrade für Voll- und Teillast

Fazit der Komponentenerprobung ist, dass die eingesetzten Maschinenelemente, die Einspritzschmierung und das High Speed Getriebe die Funktionstests bestanden haben. Zudem zeigen die berechneten und gemessenen Wirkungsgrade des High Speed Getriebes eine gute Übereinstimmung.

7 Antriebstechnologieentwicklung

7.1 Antriebstechnologieentwicklung - Konzeption

Im Rahmen der Antriebstechnologieentwicklung wurden die Gesamtantriebssysteme erarbeitet. Das Gesamtsystem bestehend aus Elektromotor und Getriebe wird im Folgenden als Antriebseinheit bezeichnet.

Die im ersten Schritt in AP5 erfolgte Konzeptionierung wurde oben vorgestellt. Im Folgenden werden Konzeptüberlegungen zum Einsatz eines Schaltgetriebes diskutiert sowie die Auslegung des Schmierungssystems.

Betrachtung eines Getriebekonzepts mit schaltbarer Getriebestufe

Gemäß des Lastkollektivs des Zielfahrzeugs beträgt die minimale Arbeitsgeschwindigkeit des Ackerschleppers 4,2 km/h und die maximale Geschwindigkeit für Transportfahrten 50 km/h, woraus sich eine hohe geforderte Spreizung von 11,8 ergibt (vgl. Tabelle 5, mitte). Eine weitere Anforderung an die Antriebseinheit zu Beginn war, dass die Fahrtriebe nur einen Fahrbereich vorweisen und somit keinen Schaltvorgang benötigen. Die ermittelten E-Motorwirkungsgradkennfelder (vgl. Kapitel 7.2) zeigen, dass der optimale Wirkungsgrad ($\eta = 97\%$) nicht über dem gesamten Fahr- und Arbeitsbereich vorliegt, sondern in den Randbereichen hin zu niedrigen

($n < 2.000$ U/min) sowie hin zu sehr hohen Drehzahlen ($n > 15.000$ U/min) abfällt. Es wurde untersucht, wie signifikant ein Getriebekonzept mit schaltbarer Getriebestufe diesem Nachteil entgegen wirkt und die Effizienz der Antriebseinheit verbessert.

Zum Vergleich und zur Bewertung der beiden Konzepte wurde der gewichtete Gesamtwirkungsgrad η_{ges} der E-Maschine herangezogen. Dieser Wert wurde durch Eintragen der Betriebspunkte mit den zugehörigen Zeitanteilen des Lastkollektivs in die Wirkungsgradkennfelder der E-Maschinen ermittelt. Zunächst wurde hierzu für jeden Betriebspunkt die zugehörige Leistung mit dem entsprechenden E-Motorwirkungsgrad multipliziert. Dann wurden die Betriebspunkte mit den Zeitanteilen gewichtet und schließlich ein Mittelwert für alle Betriebspunkte gebildet.

Der Konzeptvergleich wurde unter Einhaltung der folgenden Randbedingungen am Beispiel des Vorderradantriebs für den Ackerschlepper durchgeführt:

- Unverändertes Abtriebsdrehmoment und –drehzahl (am Rad des Ackerschleppers)
- Gleiche Länge der Antriebseinheiten (Getriebe + E-Motor) für beide Konzepte
- 60 mm längeres Getriebe beim Schaltgetriebekonzept (da zusätzliche Schaltstufe); entsprechend kürzerer E-Motor (vgl. Bild 146)
- Gleiches Motorkonzept (Polpaarzahl, Nutenzahl, Wicklungstyp, Wickelkopflänge, Außendurchmesser, Luftspaltweite, Stapelfaktor).
- Bis 25 km/h stufenlos fahrbarer Arbeitsbereich des Ackerschleppers (Forderung durch AGCO Fendt); Schaltvorgang somit bei 25 km/h

Ohne Schaltstufe

Mit Schaltstufe

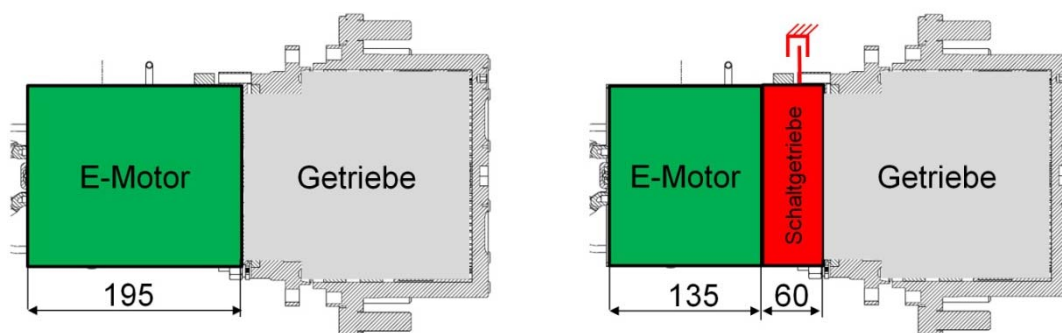


Bild 146: Randbedingung zum Konzeptvergleich

Durch die schaltbare Getriebestufe werden alle geforderten Betriebspunkte in einen engeren Drehzahl-Drehmomentbereich des E-Motors verschoben und somit die Spreizung verringert.

Zusätzlich war das Ziel, alle Betriebspunkte in einen besseren Wirkungsgradbereich zu verschieben. Ohne zusätzliche Schaltstufe beträgt die Spreizung 11,8. Mit einer zusätzlichen, schaltbaren Getriebestufe kann die Spreizung auf 5,9 gesenkt werden. **Bild 147** veranschaulicht diesen Effekt. In Bild 147 repräsentieren die Ringgrößen der Betriebspunkte den jeweiligen Zeitanteil.

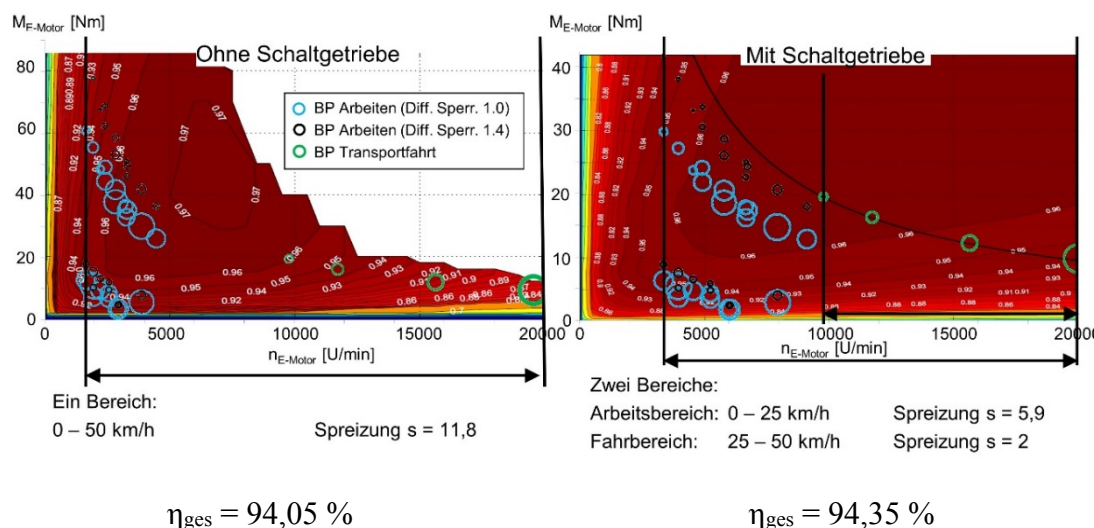


Bild 147: Vergleich der Antriebskonzepte (ohne Schaltgetriebe vs. mit Schaltgetriebe)

Das Ergebnis zeigt, dass der gewichtete Gesamtwirkungsgrad durch den Einsatz einer schaltbaren Getriebestufe nur geringfügig verbessert werden konnte:

- Ohne Schaltgetriebe: $\eta_{ges} = 94,05 \%$
- Mit Schaltgetriebe: $\eta_{ges} = 94,35 \%$

Unter Beachtung der Aspekte, dass durch den Mehraufwand zur Integration eines Schaltgetriebes und durch die Einteilung in zwei Fahrbereiche weitere Nachteile entstehen, wurde die Umsetzung des Getriebekonzepts ohne schaltbare Getriebestufe entschieden.

Auslegung des Schmierungssystems

Im Rahmen der Konzeptentwicklung wurde das Schmierungssystem, basierend auf die Berechnung der Komponentenverluste aus Arbeitspaket 4.2 (vgl. Kapitel 7.2), ausgelegt. Aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeiten der Getrieberäder von bis zu 31,2 m/s ist eine Einspritzschmierung erforderlich [Jac12]. Als Versorgungsdruck wurden 5 bar gewählt. So wurde sichergestellt, alle verlustbehafteten Komponenten mit ausreichend Öl zu versorgen. Zur Vermeidung von Planschverlusten wurde das eingespritzte Öl aus dem Getriebe abgesaugt. Um den Aufwand zur Bereitstellung mehrerer Schmier- und Kühlmedien gering zu halten, wurden

auch die Lager der Elektromotoren mit dem Getriebeöl des High Speed Getriebes gekühlt. Weiterhin wurde auf eine betriebspunktabhängige Schmierstoffmengenregulierung verzichtet, um weitere Komplexität zu vermeiden und somit das Entwicklungsrisiko für die ersten Prototypen gering zu halten. In allen Betriebspunkten wurde den Komponenten die, für den jeweiligen Antrieb größten Belastungsfall benötigte, maximal erforderliche Schmierstoffmenge zugeführt. Aus den Verlustbetrachtungen ergaben sich die für jeden Betriebspunkt der Lastkollektive ermittelten Verluste der einzelnen Maschinenelemente. Diese Verluste fallen in Form von Wärme an und müssen vom Getriebeöl abgeführt werden.

Mit der spezifischen Wärmekapazität $c_{\text{öl}} = 2.000 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ und der Dichte $\rho_{\text{öl}}$ des gewählten Getriebeöls (Renolin ZAF B32 HAT) und unter Annahme einer anliegenden Temperaturdifferenz beim Kühlen von $\Delta T = 6^\circ\text{C}$ (Erfahrungswert) wurde anhand Gleichung (19) der benötigte Ölvolumenstrom $V_{\text{öl}}$ für alle Einspritzdüsen ermittelt. Die durch das Öl von der jeweiligen Komponente abzuführende Wärmemenge $Q_{\text{öl}}$ ist gleich der anfallenden maximalen Verlustleistung der Komponente P_{verl} .

$$Q_{\text{öl}} = c_{\text{öl}} \cdot m \cdot \Delta T = c_{\text{öl}} \cdot \rho_{\text{öl}} \cdot V \cdot \Delta T = P_{\text{verl}} \quad (19)$$

Die Werte für den Vorderradantrieb sind in **Tabelle 16** zusammengetragen. Mit der Blenden-gleichung wurden die jeweils benötigten Düsendurchmesser berechnet.

Pos	Komponente	P_{verl} [W]	Düse	Anzahl [-]	$V_{\text{öl}}$ [l/min]	\varnothing [mm]
1	Lager E-Motor (A-Seite)	10,0	a	1	1,15	1,1
2	Dichtung E-Motor (A-Seite)	191,4				
3	Lager E-Motor (B-Seite)	10,0	b	1	1,15	1,1
4	Dichtung E-Motor (B-Seite)	191,4				
5	Lagerung Sonnenradwelle	319,1	c	1	1,85	1,4
6	Lagerung Planetenrad	128,3	d	3	0,25 pro Düse	0,5
7	Verzahnung (Sonne-Planet)	292,3	e	3	0,57 pro Düse	0,75
8	Verzahnung (Planet-Hohlrad)	292,3	f	3	0,57 pro Düse	0,75
9	Lagerung Abtriebswelle	42,2	g	1	0,45	0,7
10	Dichtung Abtriebswelle	34,6				

Tabelle 16: Benötigter Ölvolumenstrom der verlustbehafteten Maschinenelemente

7.2 Antriebstechnologieentwicklung - Simulation/ Berechnung

Das Arbeitspaket 5.2 umfasste die drei Aspekte Wirkungsgradbetrachtung, Schwingungsuntersuchung und die konstruktive Ausarbeitung der Konzepte.

Wirkungsgradbetrachtung

Zur Bestimmung des rechnerischen Gesamtwirkungsgrads des Antriebs wurden die Verluste der einzelnen Maschinenelemente (Verzahnung, Lager, Dichtung) genutzt. Hierfür existiert kein allumfassendes Simulationsmodell, welches alle Komponenten hinreichend genau beschreibt. Daher wurden die Verluste der einzelnen Komponenten mit unterschiedlichen Modellen und Berechnungstools berechnet und anschließend für jeden Betriebspunkt zusammengeführt. Zu beachten ist, dass die Berechnungsmodelle für hohe Drehzahlen bzw. Umfangsgeschwindigkeiten nicht validiert sind.

In **Bild 148** ist beispielhaft der rechnerisch ermittelte Wirkungsgrad für den Vorderradantrieb des Ackerschleppers sowohl für den Volllastbetrieb als auch für einen Teillastbereich dargestellt. Die Volllastkurve gilt für eine Antriebsleistung von $P_{an} = 20$ kW. Der Teillastkurve ist eine Leistung von $P_{an} = 6$ kW zugrunde gelegt. Aufgrund der großen Zeitanteile der Betriebspunkte des Arbeitsbereichs (Fahrzeuggeschwindigkeiten $v < 25$ km/h) sind die Verluste des Teillastbereichs nur für Fahrzeuggeschwindigkeiten kleiner als 25 km/h aufgetragen. In der Verlustbetrachtung enthalten sind die Verluste des Elektromotors, der mechanischen Komponenten, der Einspritzschmierung (und des Umrichters. Für den Umrichter wurde pauschal ein Wirkungsgrad von $\eta = 97$ % angenommen.

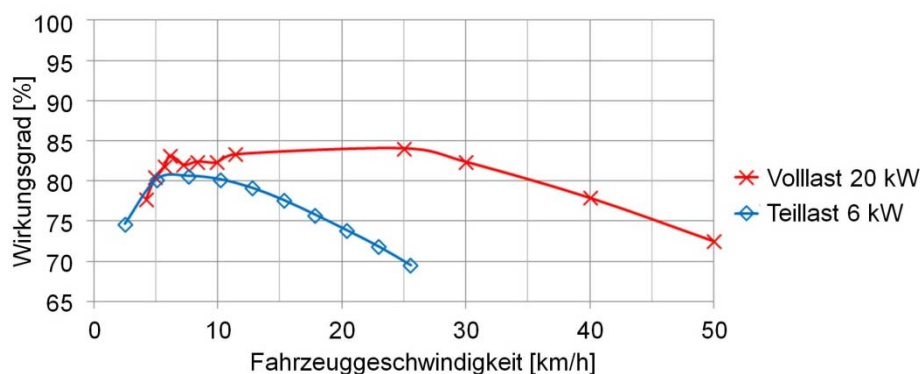


Bild 148: Rechnerischer Wirkungsgrad des Vorderradantriebs für den Ackerschleppers

Der rechnerische Wirkungsgrad der High Speed Getriebestufe für Band- und Vorderradantrieb wurde durch Prüfstandsversuche in AP 4.3 am IME validiert (Kapitel 7.3). Für die gesamte

Antriebseinheit erfolgte die Validierung der Ackerschlepper Fahrtriebe im Testcenter des IME und des Bandantriebs im Feld.

Drehschwingungsanalyse der Getriebeeinheit

Da bei schnelldrehenden elektrischen Antrieben ein großes Drehzahlband durchfahren wird, ist die Wahrscheinlichkeit hoch, im Betriebsbereich auf Resonanzstellen zu treffen. Weiter wurden aufgrund der hohen Drehzahl hochdynamische Anregungen erwartet. Mit Hilfe der Drehschwingungsanalyse wurden die Anregungen untersucht und Resonanzstellen aufgezeigt. So konnte im Vorfeld der Erprobung bereits auf potenziell kritische Betriebspunkte hingewiesen werden. Zusätzlich wurde die sich im Resonanzfall einstellende Belastung ermittelt und für kritisch erscheinende Bauteile der Dauerfestigkeitsnachweis erbracht. Die Analyse wurde mit dem am IME entwickelten Simulationstool *DRESP* durchgeführt.

In *DRESP* werden die einzelnen Komponenten des Antriebssystems durch Massenträgheiten abgebildet und mittels Torsionsfeder- und -dämpferelementen untereinander gekoppelt. Das Modell besitzt einen Freiheitsgrad. Zusätzlich wird das System mit äußeren Lasten beaufschlagt. **Bild 149** zeigt beispielhaft das Modellschema des Vorderradantriebs für den Ackerschlepper in der Benutzeroberfläche von *DRESP*.

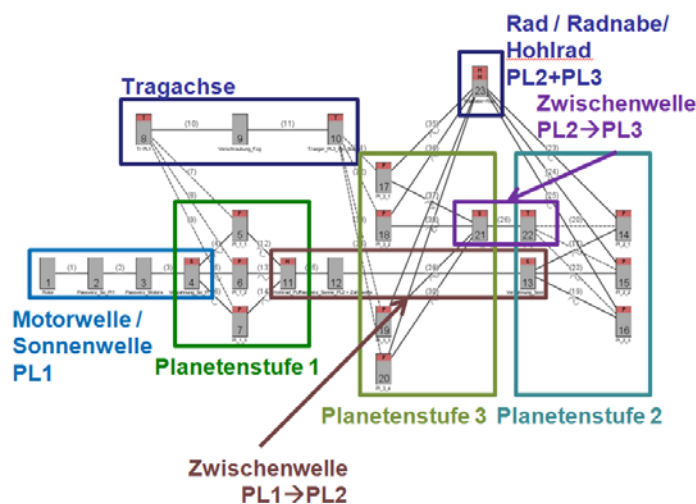


Bild 149: Schema des *DRESP*-Modells für den Vorderradantrieb des Ackerschleppers

An Motorwelle und Radnabe wurden An- und Abtriebsmoment aufgebracht, wodurch der Antriebsstrang verspannt wurde. Die Anregung durch den Elektromotor wurde nicht implementiert, da hierfür keine Daten bereitgestellt wurden. Das Simulationsmodell des Antriebsstrang erfuhr lediglich die innere Anregung aus den Zahneingriffen der drei Planetengetriebestufen.

Diese wurden bereits im Vorfeld analytisch bestimmt und in Form eines Campbell-Diagramms dargestellt (vgl. **Bild 150**).

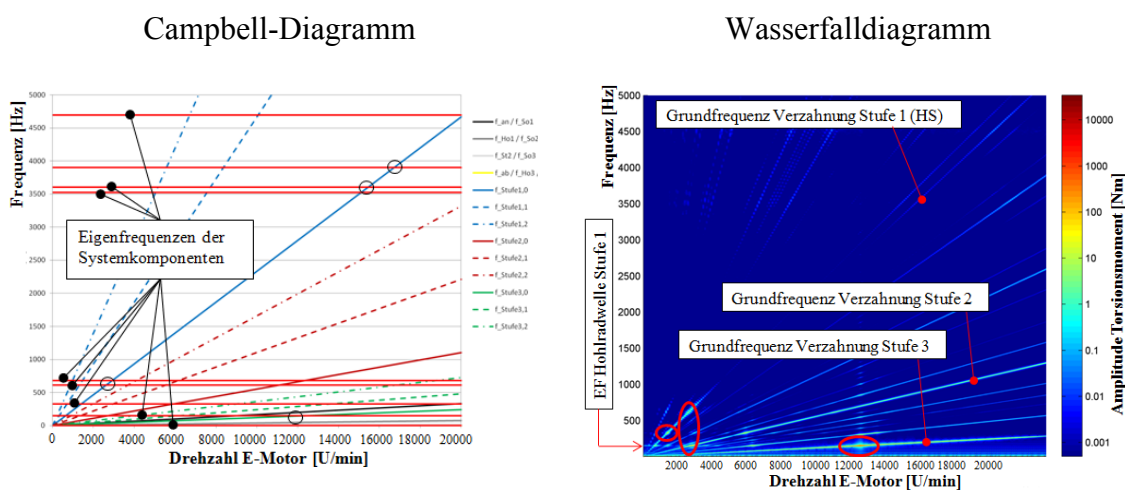


Bild 150: Campbell- und Wasserfalldiagramm der Torsionsmomentamplitude der Tragachse (Beispiel Vorderradantrieb)

Auf der horizontalen Achse ist die Drehzahl des E-Motors aufgetragen, vertikal die Eigenfrequenzen der einzelnen Komponenten. Da Eigenfrequenzen drehzahlunabhängig sind, verlaufen diese im Campbell-Diagramm horizontal. Die Anregungen der Zahneingriffe hingegen weisen einen drehzahlabhängigen Verlauf auf. An den Schnittstellen dieser beiden Verläufe kommt es jeweils zu Resonanzanregungen. Eine Aussage über die Intensität dieser Anregung in der Resonanzstelle ist aus der Simulation eines Hochlaufs abzuleiten. Hierzu wurde der Antriebsstrang durch An- und Abtriebsmoment verspannt und die Antriebsdrehzahl des E-Motors konstant von 0 U/min auf 20.000 U/min beschleunigt. Als Ergebnis wurden Zeitverläufe der an den Bauteilen anliegenden Torsionsmomente berechnet und aufgezeichnet. Kritische Resonanzstellen zeigen sich durch Erhöhungen der Torsionsmomentamplituden. Zur graphischen Darstellung werden die zeitlichen Momentenverläufe einer FFT-Analyse unterzogen. Hierdurch wurden die Momenterhöhungen in Ihre Frequenzspektren zerlegt, sodass für jede Frequenz die Momentenerhöhung bekannt wurde. Für jede Frequenz und Drehzahl wurde so eine Amplitude des Torsionsmoments zugeordnet. Die Amplitude wurde als weitere Dimension (farbliche Skalierung) im Campbell-Diagramm eingetragen. Das Ergebnis ist ein Wasserfalldiagramm. Bild 150 zeigt beispielhaft das Wasserfalldiagramm mit der Amplitude des Torsionsmoments der Tragachse.

Entlang der Grundfrequenzen der Verzahnungen und deren Harmonischen höherer Ordnung treten erkennbar höhere Amplituden des Torsionsmomentes auf. Treffen diese auf Eigenfrequenzen aus dem System kann es zu Resonanz erhöhungen kommen. Im Fall der Tragachse treten bei den Antriebsdrehzahlen von 3.000 U/min, 6.000 U/min und 13.000 U/min erkennbar höhere Torsionsmomentamplituden auf. Somit liegen mehrere Resonanzstellen im Drehzahlbereich des Ackerschleppers. Da diese mitten im Betriebsbereich auftreten, können keine konstruktiven Maßnahmen zu einer Verschiebung der Resonanzstellen aus dem Betriebsbereich führen. Somit werden diese Resonanzstellen im Betrieb auftreten. Die genauen Drehzahlen bei denen die Resonanzen getroffen werden, müssen durch einen Hochlauf am Prüfstand validiert werden. Diese Drehzahlen dürfen dann nicht stationär gehalten werden. Beim Bandantrieb hingegen wird lediglich ein kleines Drehzahlband (um die 20.000 U/min) genutzt. Beim Beschleunigen des Antriebs werden die Resonanzstellen durchfahren. Dies ist jedoch unkritisch, wenn diese zügig durchfahren werden.

Zwei Amplitudenerhöhungen bei 3.000 U/min und 13.000 U/min (siehe Markierung in Bild 150) erschienen aufgrund der Intensität als kritisch. Da die Tragachsen der Antriebe für den Ackerschlepper durch innere und äußere Kräfte am größten belastet werden und die in **Bild 151** markierten Querschnitte A-A und B-B (am Beispiel des Vorderradantriebs) die geringsten Sicherheiten bzgl. Dauerfestigkeit aufwiesen, wurde für diese Querschnitte der Festigkeitsnachweis nach DIN 743 unter zusätzlicher Berücksichtigung der erhöhten Torsionsbelastung in den kritischen Resonanzstellen erbracht.

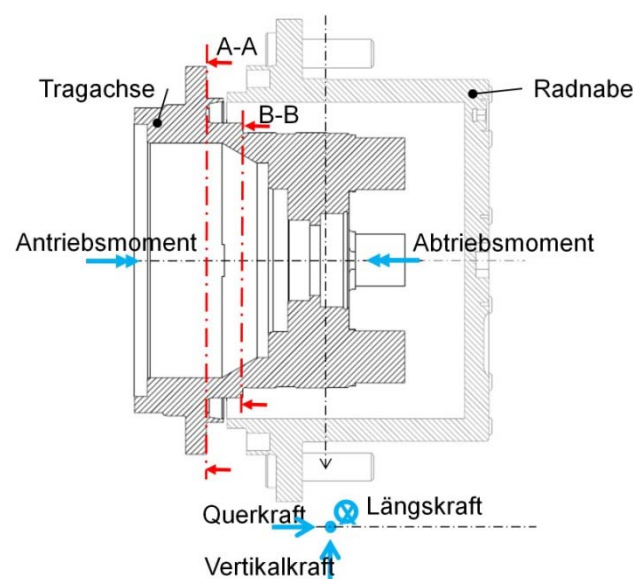


Bild 151: Kritische Querschnitte A-A und B-B der Tragachse

Das Ergebnis der Berechnung zeigt **Tabelle 17**. Die Tragachse ist auch für diese Belastungen dauerfest. Der geringe Einfluss auf die Sicherheiten ist auf die allgemein hohe Torsionsmomentenbelastung des Bauteils mit $T_{max} = 13091 \text{ Nm}$ zurückzuführen. Die absolute Amplitude des Moments beläuft sich in diesem Betriebspunkt auf $T_{max,a} = 131,3 \text{ Nm}$, was einer Erhöhung von einem Prozentpunkt entspricht. In einem weiteren Betriebspunkt mit $T = 1768,6 \text{ Nm}$ tritt eine Torsionsmomentenamplitude von $T_a = 365 \text{ Nm}$ auf, was einer um 21% erhöhten Belastung entspricht. Allerdings ist das absolute Moment mit $T = 2133,6 \text{ Nm}$ nicht kritisch.

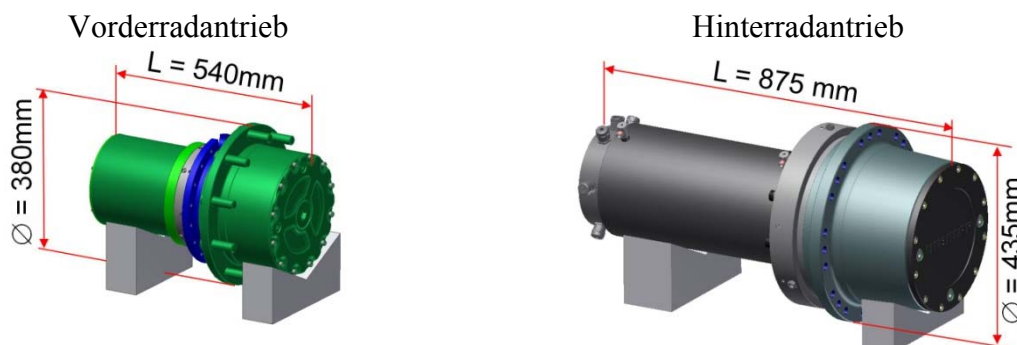
Schnitt	Sicherheit Dauerfestigkeit (ohne Berücksichtigung der erhöhten Belastung durch den Resonanzfall)	Sicherheit Dauerfestigkeit (mit Berücksichtigung der erhöhten Belastung durch den Resonanzfall)
A-A	1,97	1,95
B-B	1,34	1,33

Tabelle 17: Sicherheit Dauerfestigkeit der Tragachse des Vorderradantriebs

Alle anderen Bauteile beinhalten eine genügend große Sicherheit bzgl. Dauerfestigkeit, sodass diese nicht erneut untersucht wurden.

Konstruktive Ausarbeitung der Konzepte

Tabelle 18 zeigt die erarbeiteten Konzepte und die Eckdaten zu den Fahrtrieben für den Ackerschlepper.



Leistung	[kW]	20
Gewicht	[kg]	160
Max. Motordrehzahl	[U/min]	20.000
Max.Motordrehmoment	[Nm]	90
Getriebeübersetzung	[-]	104
Leistungsdichte	[kW/l]	0,83
Leistungsgewicht	[kW/kg]	0,13

Leistung	[kW]	42
Gewicht	[kg]	330
Max. Motordrehzahl	[U/min]	14.000
Max.Motordrehmoment	[Nm]	300
Getriebeübersetzung	[-]	94
Leistungsdichte	[kW/l]	0,69
Leistungsgewicht	[kW/kg]	0,13

Tabelle 18: Eckdaten der Fahrtriebe des Ackerschleppers

7.3 Aufbau Prototypengetriebe und –antriebe

In Bild 152, Bild 153 und Bild 154 sind exemplarisch einige montierte Komponenten (Hinterradgetriebe und Bandantrieb) dargestellt.



Bild 152: Montierter Hinterrad prototypenantrieb (links: Tragachse mit Hohlradscheibe; mitte: High Speed Planetenträger, rechts: fertig montiertes Hinterradgetriebe)

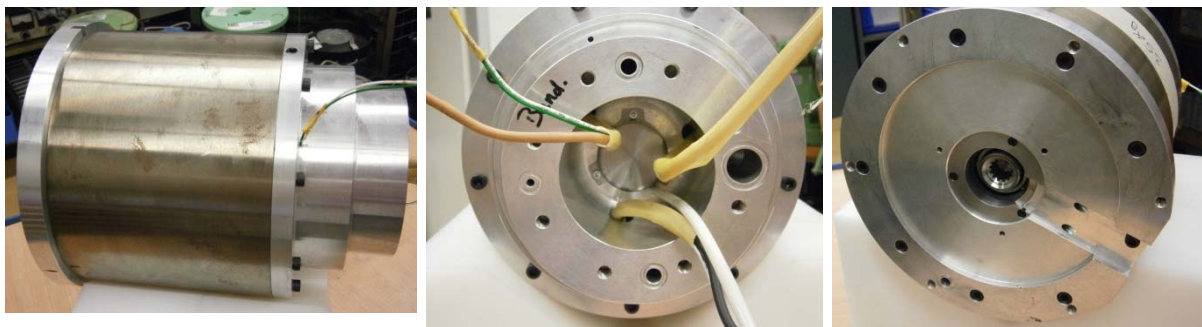


Bild 153: Montierter Bandantriebsmotor

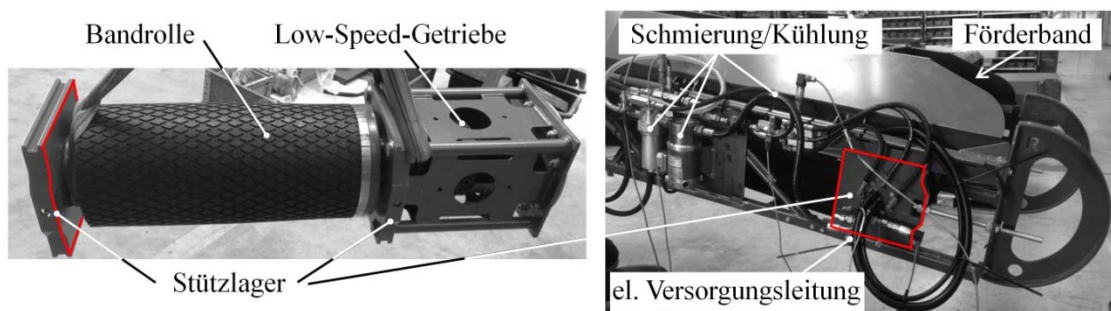


Bild 154: Bandantrieb (links: montierte Bandrolle mit integriertem Bandantrieb; rechts: Ausleger des Förderbands inkl. Aufnahme des Bandantriebs)

7.4 Erprobung der Getriebe und Antriebe

Dieses Arbeitspaket beinhaltete die Erprobung der Vorder- und Hinterradantriebe (E-Motor + Getriebe) im IME-Testcenter hinsichtlich Funktion und Effizienz sowie die Erprobung des Bandantriebs im Feld, welche von der Fa. Wirtgen durchgeführt wurde. Die Erprobung von Vorder- und Hinterradantrieb erfolgte jeweils als Modul und nicht zeitgleich.

Prüfstandserprobung der Ackerschlepper Fahrtriebe

Vor den Tests der gesamten Antriebseinheiten wurden die High Speed Getriebestufen für den Vorderrad- und den Bandantrieb am IME erprobt und vermessen. Der Hinterradelektromotor wurde durch Liebherr vermessen. Der Bandantriebsmotor wurde durch die Fa. Heinzmann in Betrieb genommen.

Prüfstandsaufbau und Inbetriebnahme

Bild 155 zeigt den Versuchsaufbau zur Inbetriebnahme des Vorderradantriebs im IME-Testcenter.

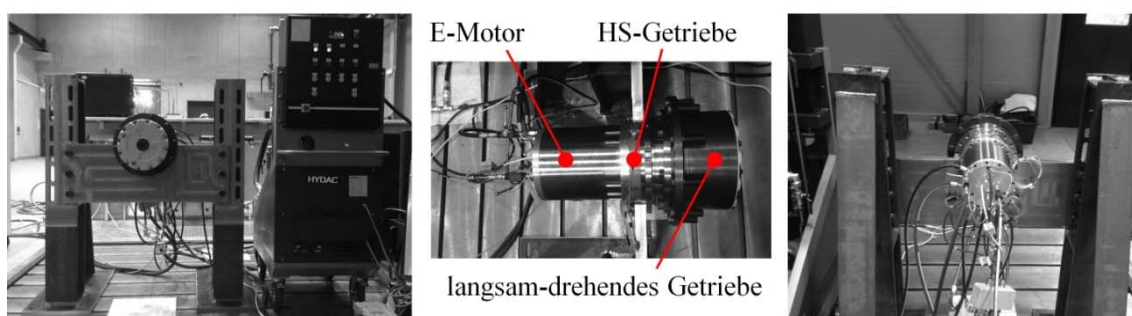


Bild 155: Aufbau zur Leerlaufinbetriebnahme im IME-Testcenter

Bei der Motorinbetriebnahme wurde der E-Motor einmalig in ausgewählten Drehzahlbereichen lastfrei betrieben, um den Umrichter korrekt zu parametrieren. Hierbei wurde für jede E-Motordrehzahl die vom Umrichter zu liefernde Betriebsspannung festgelegt. Auch wurde der Feldschwächebereich festgelegt. Das Konzept des Versuchsaufbaus zur Erprobung der Fahrtriebseinheiten zeigt **Bild 156**.

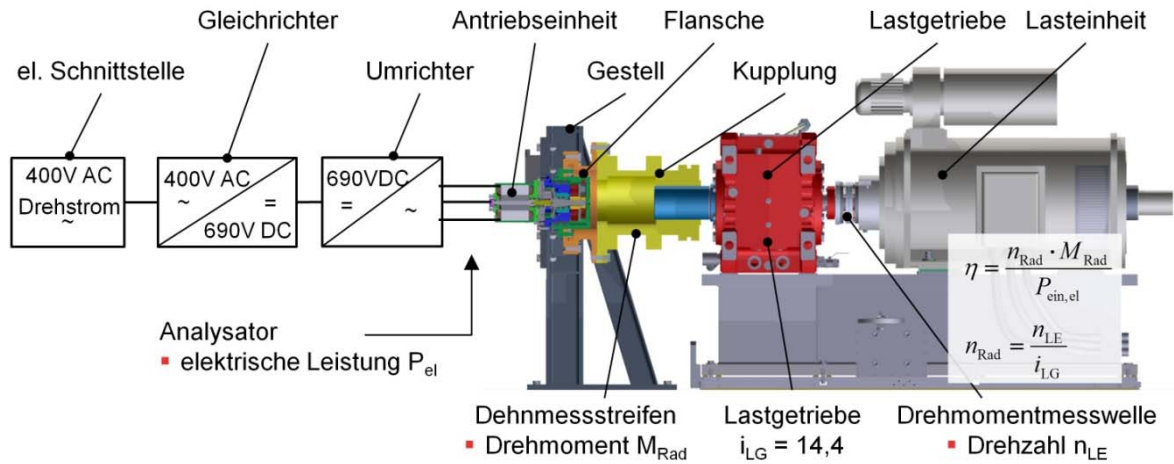


Bild 156: Prüfstands Aufbau im IME-Testcenter am Beispiel des Vorderradantriebs

Zur elektrischen Leistungsversorgung des Umrichters und des E-Motorprüflings wurde ein eigener Gleichspannungszwischenkreis eingerichtet. Hierzu wurde eine zusätzliche elektrische Schnittstelle (400 V 3AC mit 125 A-Sicherung) am Prüffeld des IME-Testcenters installiert. Zur Bereitstellung der geforderten Spannung für den Zwischenkreis war weiterhin ein Gleichrichter erforderlich. Bild 156 verdeutlicht den Aufbau. Für die Erprobung des Vorderradantriebs wurde von der Fa. Heinzmann ein passender Gleichrichter beschafft. Für den Hinterradantrieb konnte diese Einheit u.a. aufgrund der größeren Leistungsklasse nicht verwendet werden, sodass ein passender Gleichrichter beschafft wurde.

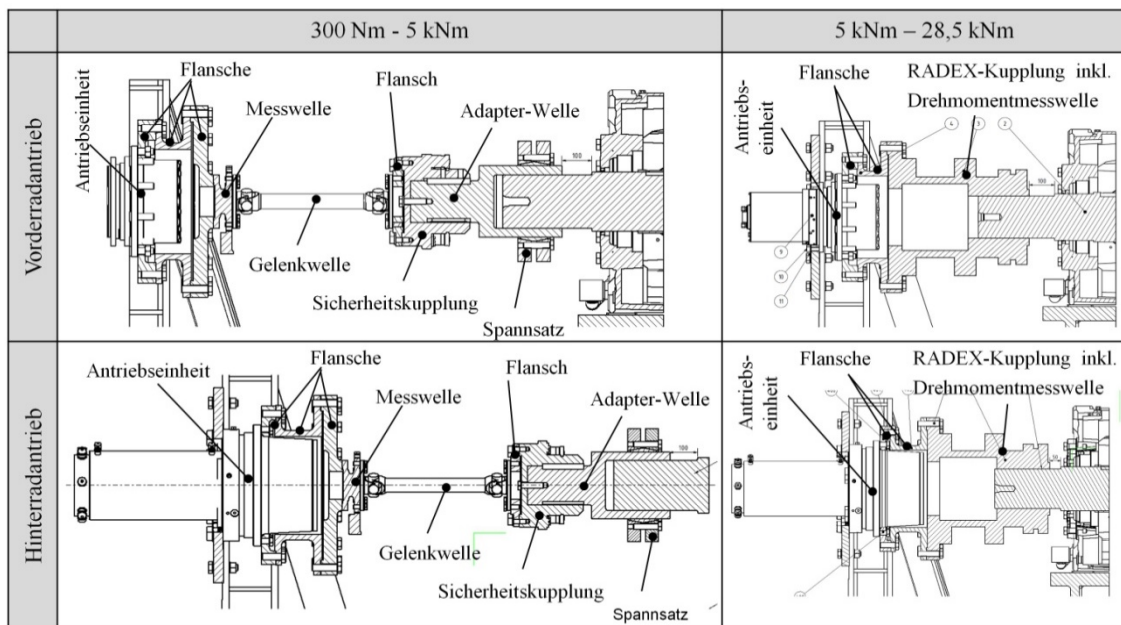


Bild 157: Konstruktion des Prüfstands aufbaus im IME-Testcenter für Vorder- und Hinterradantrieb

Die Prüfstandskonstruktion wurde so ausgeführt, dass für Vorder- und Hinterradantrieb der gleiche Versuchsaufbau und die gleichen Messmittel verwendet werden konnten (vgl. **Bild 157**).

Die Messung der elektrischen Eingangsleistung wurde mit Hilfe eines elektrischen Analysators durchgeführt. Die elektrische Eingangsleistung sowie die mechanische Ausgangsleistung wurden zeitsynchron aufgezeichnet, sodass der Wirkungsgrad der Antriebseinheit bestimmt werden konnte. Zusätzlich waren Temperatursensoren zur Funktionsüberwachung im High Speed Getriebe (nur Vorderradantrieb) sowie im Ölsumpf des langsamdrehenden Getriebes angebracht. Auch die Funktion des Einspritzschmierungs-systems wurde im Betrieb mit Temperatur- und Drucksensoren an Vor- und Rücklauf der Antriebseinheit überwacht. **Bild 158** zeigt den Prüfstandsaufbau für den Vorderradantrieb im IME-Testcenter.

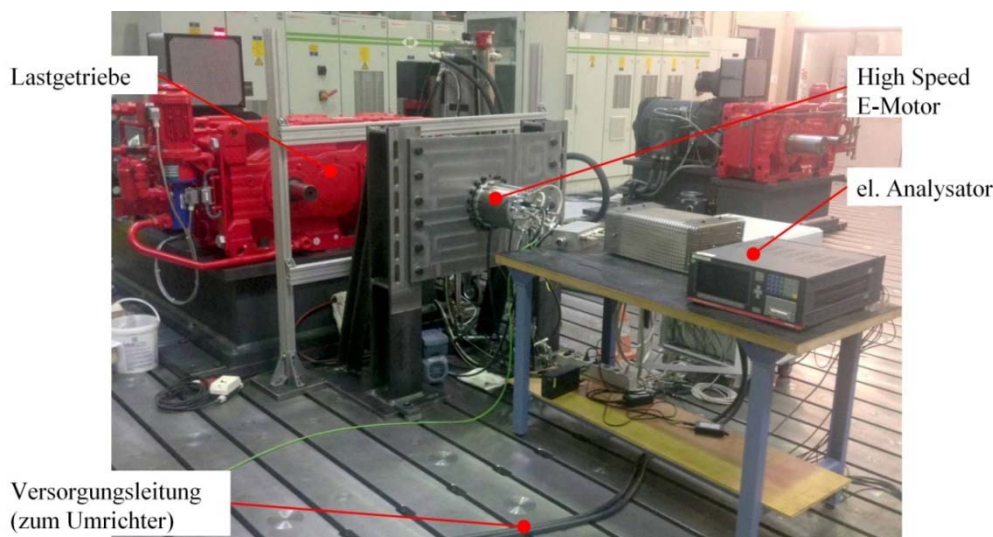


Bild 158: Foto des Prüfstandsaufbaus für den Vorderradantrieb im IME-Testcenter

Das Schema des, für den Prüfstand entwickelte und eingesetzte, Kühl- und Schmierungs-system ist in **Bild 159** abgebildet. Ein Hydraulikaggregat, bestehend aus einer Pumpe, einem integrierten Öltank und einer Ölheizung, stellte das Öl zur Schmierung des E-Motors und des High Speed Getriebes mit einer Temperatur von 56°C und einem Druck von 5 bar zur Verfügung. Durch einen hydraulischen Abgleich mittels manuell verstellbaren Drosseln wurden die korrekten Volumenströme der verschiedenen Schmierstellen eingestellt. Ein Druckbegrenzungs-ventil in der E-Motorkühlleitung stellt zur E-Motorkühlung einen verminderten Druck von ca. 2 bar zur Verfügung (nur Vorderradantrieb). Der Hinterradantrieb wurde über einen eigenenen Kühlkreislauf mittels Kühlwasser gekühlt. Um das aufgeschäumte Öl aus dem High Speed Getriebe ausreichend Beruhigungszeit zu gewähren wurde ein Zwischentank eingesetzt.

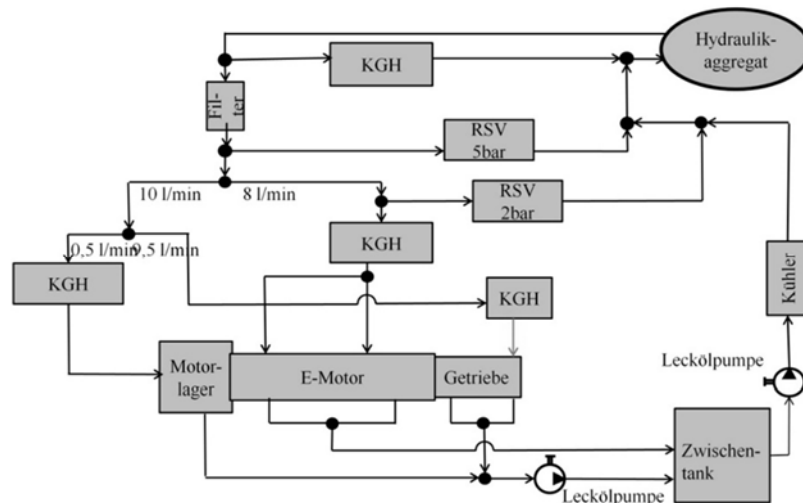


Bild 159: Schema des Kühl- und Schmierungssystem für den Prüfstands Aufbau im IME

Erprobung (Ackerschlepper Vorderradantrieb)

Bereits nach wenigen Betriebsstunden ist der E-Motorprüfling des Vorderradantriebs aufgrund fehlerhafter Leistungselektronik zu Schaden gekommen. Die von einer Drittfirma bereitgestellte Leistungselektronik (durch Fa. Heinzmann beauftragt) beaufschlagte den E-Motorprüfling betriebspunktunabhängig mit hohen, kurzzeitigen Spannungsspitzen. Grund hierfür war eine fehlerhafte Filterauslegung. Diese Spannungsspitzen führten zu hohen Strömen und somit hohen Temperaturen in der Motorwicklung, sodass es aufgrund dieser Überlast zu einem Schaden der Wicklungs- oder Leiterisolierung kam. So kam es letztlich zum Kurzschluss und Totalschaden des Motors. Eine Instandsetzung des E-Motorprüflings lehnte Fa. Heinzmann aufgrund des Budget- und Zeitrahmens ab, sodass der Vorderradantrieb nicht im Rahmen des Projektes erprobt werden konnte.

Bis zum Zeitpunkt des Schadenfalls erfolgten lediglich die Einlaufphase des Antriebs sowie drei stationäre Messungen zur Untersuchung der thermischen Beharrungstemperatur der Antriebseinheit. Wirkungsgradmessungen wurden zu diesem Zeitpunkt noch nicht durchgeführt.

	$n_{E\text{-Motor}}$ [U/min]	$M_{E\text{-Motor}}$ [Nm]	P_{ein} [kW]	Dauer [h]
Betriebspunkt 1	7.000	20	14,6	3 (Kaltstart)
Betriebspunkt 2	10.000	20	20,9	3 (Kaltstart)
Betriebspunkt 3	13.000	10	13,6	0,5 (vorher BP2 gefahren, daher kein „Kaltstart“)

Tabelle 19: Gefahrene Betriebspunkte zur Untersuchung der thermischen Beharrungstemperatur der Antriebseinheit

Die Beharrungstemperatur der Antriebseinheit wurde für die in **Tabelle 19** aufgelisteten Betriebspunkte nach jeweils drei Betriebsstunden erreicht. Dies ist sowohl an der Ölrücklauftemperatur, als auch an den Lagertemperaturen im High Speed Getriebe zu erkennen (vgl. **Bild 160** und **Bild 161**).

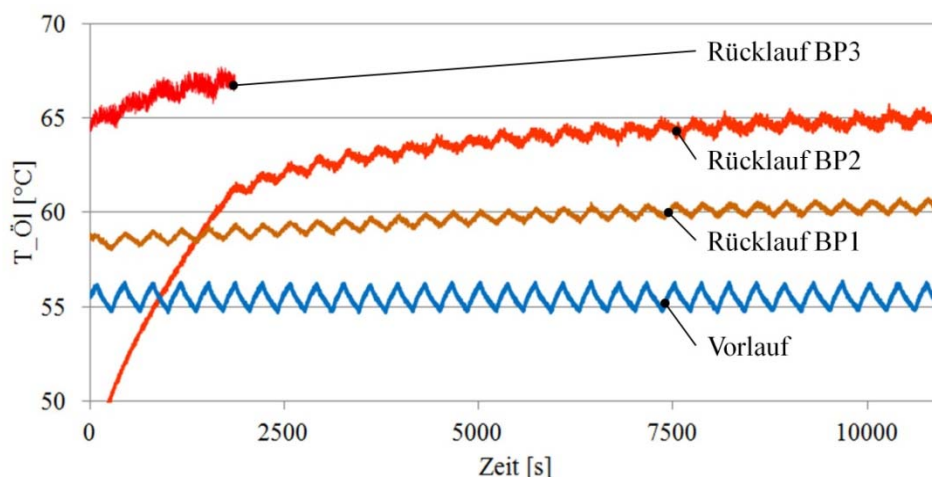


Bild 160: Gemessener Temperaturverlauf der Ölrücklauftemperatur

Die Ölvor- und Ölrücklaufemperaturen schwankten aufgrund des Schwimmerkonzepts der Ölversorgungseinheit. Abhängig vom Ölstand im Tank des Hydraulikaggregats wurde gekühltes Öl aus dem Zwischentank in den Tank des Hydraulikaggregats (vgl. Bild 159) gepumpt.

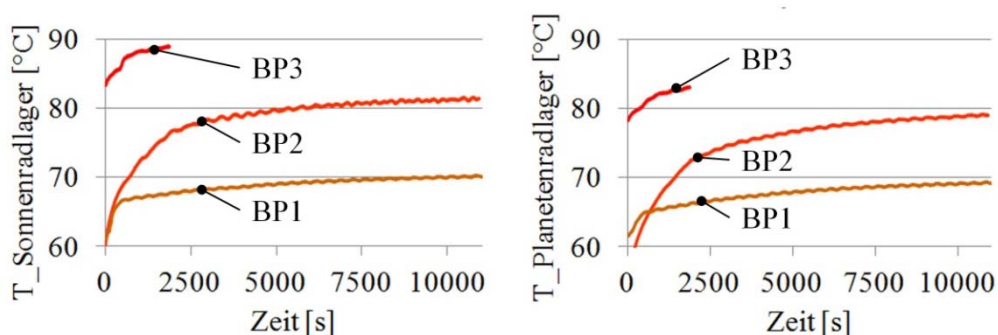


Bild 161: Gemessener Temperaturverlauf der Sonnen- und Planetenradlager des High Speed Getriebes

Bei Drehzahlen bis zu 10.000 U/min stellten sich im langsamdrehenden Getriebe unkritische Beharrungstemperaturen $< 110^{\circ}\text{C}$ ein (vgl. **Bild 162**). Bei 13.000 U/min übersteigt die Temperatur den kritischen Wert von 110°C , sodass bei der Maximaldrehzahl (20.000 U/min) höhere Temperaturen zu erwarten sind. Weitere Messungen waren aufgrund des E-Motorschadens leider nicht möglich. Die Angabe des kritischen Werts (110°C) ist eine konservative Herstellerangabe. Laut Hersteller können Temperaturen bis zu 150°C auftreten. Hinzu kommt, dass die

Flansche des Prüfstandaufbaus die Wärmeabfuhr behinderten. Im späteren Einsatz im Rad des Ackerschleppers ist eine bessere Wärmeabfuhr bei hohen Drehzahlen aufgrund des Fahrtwindes, welchem das Getriebegehäuse ausgesetzt ist, zu erwarten. Das Absenken des Ölstands sowie der Einsatz eines Gebläses am Prüfstand könnten hier Abhilfe schaffen, um auch Messungen im Hochdrehzahlbereich zu ermöglichen. An dieser Stelle sei angemerkt, dass das langsamdrehende Getriebe ein bereits existierendes Getriebe ist, welches nicht explizit für den hier entwickelten Antrieb ausgelegt bzw. optimiert wurde. Bei einer vollständigen Neuentwicklung des Antriebs kann das thermische Verhalten des langsamdrehenden Getriebes verbessert werden.

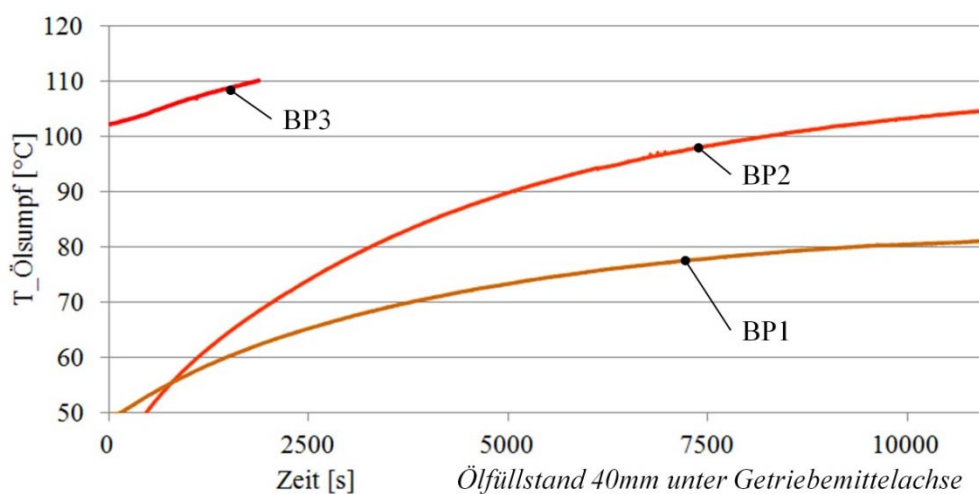


Bild 162: Gemessener Temperaturverlauf der Ölsumpftemperatur des langsamdrehenden Getriebes

Neben dem thermischen Verhalten des Getriebes wurde auch die Funktion des Einspritzschmierungssystems und der Motorkühlung im Teillastbereich aufgezeigt. Wie in Bild 161 und Bild 162 ersichtlich, traten keine kritischen Temperaturen in der Antriebseinheit auf. In der Entwicklungsphase wurde auch das Szenario betrachtet, dass die entstehende Verlustwärme des langsamdrehenden Getriebes (vgl. oben) nicht vollständig über das Gehäuse der Radnabe abgeführt werden kann und somit ein zusätzlicher Wärmeeintrag in das High Speed Getriebe erfolgt. Dies hätte zur Folge, dass ein größerer Ölvolu-menstrom zur Kühlung des High Speed Getriebes notwendig gewesen wäre, was wiederum zu mehr Verlustleistung geführt hätte. Die Ergebnisse zeigen jedoch, dass diese Vermutung nicht eintritt.

Erprobung (Ackerschlepper Hinterradantrieb)

Bild 163 zeigt den Prüfstands Aufbau des Hinterradantriebs.

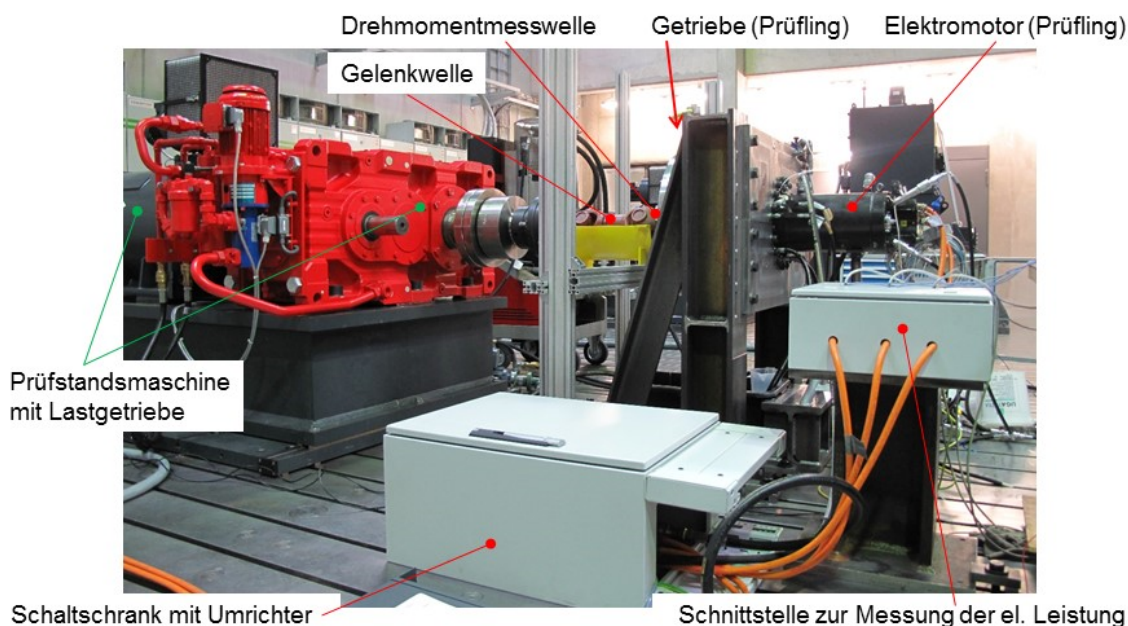


Bild 163: Foto des Prüfstands aufbaus für den Hinterradantrieb im IME-Testcenter

Die Erprobung des Hinterradantriebs wurde erfolgreich abgeschlossen. Der Antrieb hat den Funktionstest bestanden und die Effizienz wurde für den gesamten Betriebsbereich messtechnisch erfasst.

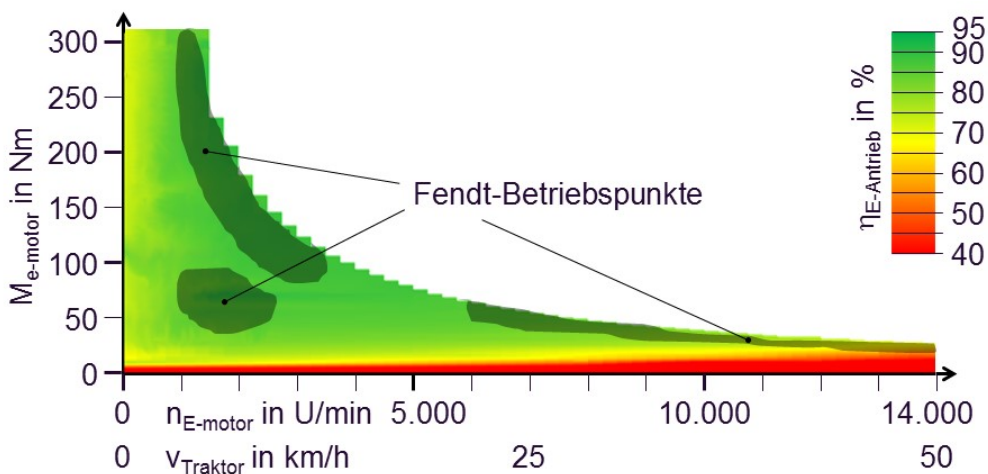


Bild 164: Gemessenes Wirkungsgradkennfeld des Hinterradantriebs (E-Motor + Getriebe)

Zur Effizienzmessung wurden die Betriebspunkte des Antriebs stationär angefahren. Die Drehzahl wurde hierbei in 1000er-Schritten sukzessive erhöht. Für jede Drehzahl wurde das Dreh-

moment in 15 Nm-Schritten angehoben. Zudem wurden alle Betriebspunkte des Fendt-Lastkollektivs stationär vermessen. Das Ergebnis der Effizienzmessung ist in **Bild 164** in Form eines Wirkungsgradkennfeldes dargestellt.

Aus dem jeweiligen gemessenen Wirkungsgrad der einzelnen Fendt-Betriebspunkte, gewichtet mit den zugehörigen Zeitanteilen, wurde ein zyklusbezogener, zeitlich gewichteter Wirkungsgrad des Antriebs in Höhe von 83,6 % ermittelt. Die gemessene Effizienz beinhaltet den Wirkungsgrad des Elektromotors sowie den Wirkungsgrad des dreistufigen Planetengetriebes (vgl. Bild 156).

Felderprobung des Bandantriebs

Bild 165 zeigt den aufgebauten Demonstrator „Elektrischer Bandantrieb“. Die Hauptkomponenten des elektrifizierten Bandantriebes sind der am Band angebrachte Schaltschrank, der den Umrichter inklusive Steuerung sowie den Isolationswächter enthält und der über einen Hydraulikmotor angetriebene Generator. Am Kopf des Bandes sitzt der Bandantrieb, welcher aus dem schnelldrehenden Elektromotor und den Getriebestufen besteht. Eine separate Absaugpumpe dient der Rückförderung des Schmier- und Kühlstoffes.



Bild 165: Elektrischer Bandantrieb auf Versuchsgelände in Windhagen



Bild 166: Links und Mitte: Generator, Rechts: Innenansicht des Schaltschranks

Bild 166 (rechts) zeigt das Innenleben des Schaltschranks. In der oberen Ecke erkennt man den Umrichter, darunter liegend die Umrichtersteuerung. Im unteren linken Teil ist der Isolationswächter platziert.



Bild 167: Absaugpumpe und Getriebe mit Ausgleichsbehälter

Bild 167 zeigt die Absaugpumpe (linkes Bild) sowie das langsamdrehende, zweistufige Zukaufgetriebe. Das Zukaufgetriebe wurde hierbei entgegen der normalen Verwendung so eingebaut, dass die Drehbewegung über das Gehäuse realisiert wurde, während die eigentliche Getriebeabtriebswelle fixiert wurde. Zusätzlich wurde die Ölfüllmenge des Getriebes auf Empfehlung des Herstellers auf 90% angehoben, um auch das Sonnenrad bei rotierendem Getriebegehäuse noch mit ausreichend Schmierstoff zu versorgen. Dies führte jedoch zu hohen Getriebeinnentemperaturen (wie unten noch weiter ausgeführt). Um die zulässigen Getriebeinnentemperaturen nicht zu überschreiten wurde das Getriebe für diesen Prototypenaufbau zusätzlich von außen mit Wasser gekühlt.

Die Inbetriebnahme erfolgte bei Fa. Wirtgen auf dem Firmengelände. **Tabelle 20** zeigt die bei der Inbetriebnahme in Windhagen aus der Umrichtersteuerung bestimmten Leistungsdaten bei

Leerlauf und 70 % Last. Tabelle 20 zeigt die bei der Inbetriebnahme gemessenen Gehäuse-
aussentemperaturen des zweistufigen Getriebes vor der Installation einer zusätzlichen Wasser-
kühlung. Die Temperaturhaushalte von Umrichter, Generator und E-Motor sind alle im Tole-
ranzbereich.

Leistungsdaten			Temperaturen [°C]	
Last [%]	0	70	Umrichter	28
Generatorleistung [kW]	8	18	Generator Außen	65
Umrichterausgangs-leistung [kW]	7	15,5	Kühlung Rücklauf	58
			Langsamdrehendes Getriebe (außen)	90

Tabelle 20: Inbetriebnahme, Links: Gemessene Leistungsdaten, Rechts: Gemessene Temperaturen



Bild 168: Baustellenerprobung des Bandantriebs

Nach der Inbetriebnahme und Vermessung des Bandantriebs in Windhagen erfolgten Baustellenversuche. Auf der Baustelle wurden Versuche mit realem Fräsbetrieb und Beladung von Lastkraftwagen durchgeführt (**Bild 168**). Aufgrund der Strombegrenzung konnte die maximale Produktivität der Fräse nicht abgerufen werden. Es konnte jedoch bei reduzierter Vorlauf- und Bandgeschwindigkeit ein Fräsbetrieb realisiert werden.

Bild 169 zeigt eine gemessene Hochlaufkurve des Bandes mit maximaler möglicher Beschleunigung. Beim Hochfahren kommt der Umrichter in die Stromabschneidung, sodass sich ein maximales Drehmoment des Motors von ca. 6 Nm und ein Leistungspeak des Motors von etwa 14 kW ergibt. Nach Erreichen der Solldrehzahl regelt der Umrichter die Ströme entsprechend runter, sodass mit einer Leistung von etwa 6-7 kW der Beladungsvorgang ausgeführt wird.

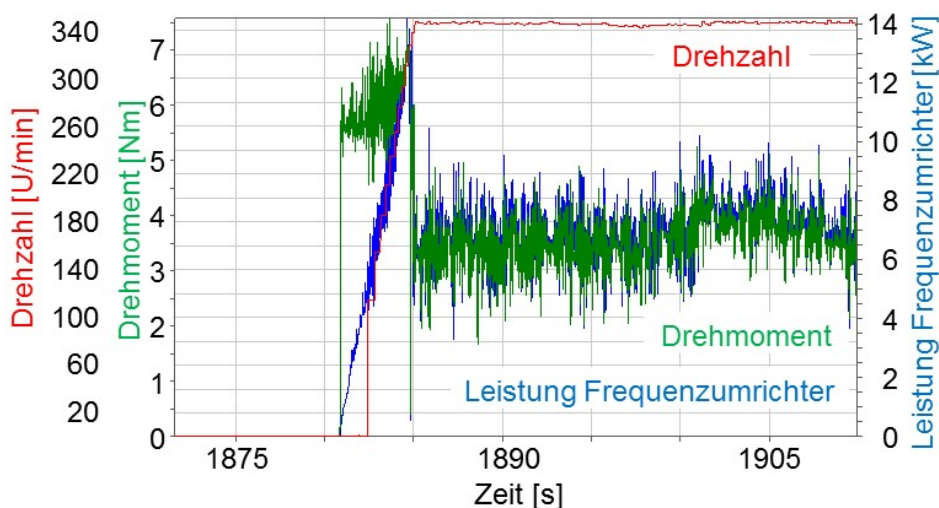


Bild 169: Anfahrkurve beladenes Band auf der Baustelle

8 Ergebnisauswertung und -transfer

Schnelldrehende elektrische Antriebe wurden für den Einsatz als Fahrtrieb eines Ackerschleppers und als Bandtrieb in einer Straßenfräse entwickelt und erprobt. Die Antriebe besitzen folgende wichtige technische Merkmale:

- stufenlose Einzelradantriebe trotz hoher Spreizung (11,8) realisierbar
- hoher Wirkungsgrad (Getriebe, E-Motor, Umrichter und Einspritzschmierung) von 70 bis 85 % im gesamten Betriebsbereich;
- Zyklusbezogener, gewichteter Wirkungsgrad von 83,6 % (Berücksichtigung aller Betriebspunkte des Fendt-Lastkollektivs gewichtet mit den jeweiligen Zeitanteilen)

- hohe Leistungsdichte von 0,83 kW/l, die im Bereich hydrostatischer Einzelradantriebe (0,87 kW/l) liegt
- funktionserprobtes Design weitestgehend beruhend auf Standardkomponenten

Der Vergleich der neu entwickelten elektrisch-mechanischen Antriebe mit bestehenden hydraulisch-mechanischen Antrieben zeigt das Potential der E-Antriebe klar auf. Für den Vergleich wurden beispielhaft hydr.-mech. Einzelradantriebe gleicher Leistungs- und Momentenklasse herangezogen. Der zyklusbezogene, gewichtete Wirkungsgrad des el.mech. Antriebs ist mit 74,8 % besser als der zyklusbezogene, gewichtete Wirkungsgrad des hydr.-mech. Antriebs mit 62,6 %. Der zyklusbezogene, gewichtete Wirkungsgrad basiert auf den Wirkungsgraden in den einzelnen Betriebspunkten des Fendt-Lastkollektivs gewichtet mit den Zeitanteilen.

Wirkungsgrad und Spreizung sind beim el.-mech. Antrieb besser als beim hydr.-mech. Antrieb, wie **Tabelle 21** zeigt.

	el.-mech. Antrieb	hydr.-mech. Antrieb
Spreizung	11,8	4,0 (Schaltgetriebe notwendig)
Wirkungsgrad	83,6 % (gemessen)	62,6 % (berechnet)

Tabelle 21: Inbetriebnahme, Links: Gemessene Leistungsdaten, Rechts: Gemessene Temperaturen

Der Kostenvergleich ist in **Tabelle 22** dargestellt. Die Kosten des el.-mech. Antriebs werden voraussichtlich höher sein als beim hydr.-mech. Antrieb. Dieser erste Kostenvergleich des Prototyps (el.-mech. Antrieb) mit einem etablierten, in Serie verfügbaren Produkt (hydr.-mech. Antrieb) ist positiv zu werten, bedarf aber einer weiteren Präzisierung im Rahmen der Fortsetzung des Produktentstehungsprozesses gemeinsam mit Industrieunternehmen.

Das Leistungsgewicht des el.-mech. Antriebs liegt (für den ersten Prototypen) unter dem des hydr.-mech. Antriebs. Hingegen liegt die Leistungsdichte bereits im Bereich des hydr.-mech. Antriebs. Beide Antriebe benötigen in etwa den gleichen Bauraum. Im Rahmen des Projekts konnten die el.-mech. Antriebe konstruktiv in einen Ackerschlepper der Fendt 700er Serie integriert werden.

Die el.-mech. Antriebe zeigen eine gute Regelbarkeit. So kann beispielsweise die Drehzahl sehr präzise gestellt werden. Es kommt bei einer Drehzahländerung zu keinem Einschwingen der Soll-Drehzahl, wie der Anfahrvorgang für den Bandantrieb zeigt (**Bild 171**, rote Kurve). Der unruhige Drehmomentverlauf (**Bild 171**, grüne Kurve) ist der Prozessbelastung des Bands

durch das Fräsgut geschuldet. Vorteilhaft gegenüber den hydr.-mech. Antrieben ist die geringere Drehmomentwelligkeit der E-Antriebe.

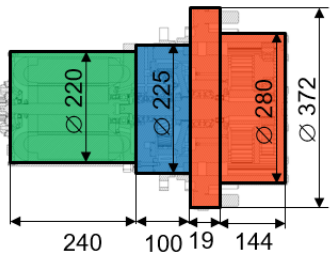
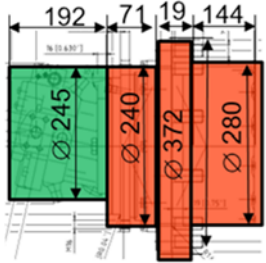
		Leistungs-dichte	Leistungs-ge-wicht	Kosten
el.-mech. Antrieb	Gesamt:	0,83 kW/l	0,13 kW/kg	4.900 €
	E-Motor	2,2 kW/l	0,4 kW/kg	3.000 €*
	High Speed Getriebe	5,0 kW/l	0,9 kW/kg	600 €*
	Radgetriebe (2-stufig)	1,8 kW/l	0,2 kW/kg	900 €
	Schmierungs-system	-	-	400 €
hydr.-mech. Antrieb	Gesamt:	0,87 kW/l	0,17 kW/kg	3.400 €
	Schrägachsenmotor	2,2 kW/l	0,8 kW/kg	2.500 €
	Radgetriebe (2-stufig)	1,4 kW/l	0,2 kW/kg	900 €
	-	-	-	-

Tabelle 22: Vergleich von Kosten, Leistungsdichte und -gewicht (* Schätzwert)

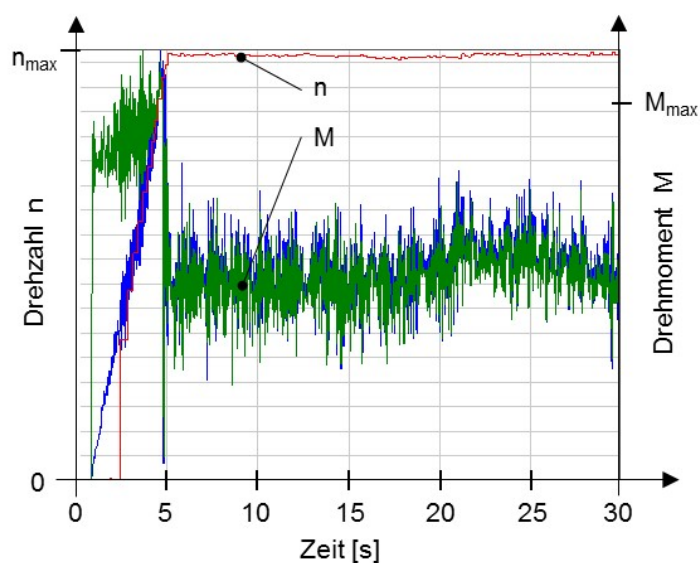


Bild 170: Regelbarkeit der Drehzahl des el.-mech. Antriebs (Quelle: Wirtgen)

Die Geräuschentwicklung des el.-mech. Antriebs wurde im Rahmen des Projekts aufgrund des messtechnischen Aufwands nicht erfasst. Die erste subjektive Bewertung von Frequenz und Pegel durch die Projektpartner und die Forschungsstelle war überraschend zufriedenstellend. Bei der Erprobung des Bandantriebs dominierten die Geräusche des Dieselmotors, sodass die Geräusche des Antriebs nur in direkter Nähe akustisch vernommen werden konnte.

Das Temperaturverhalten der el.-mech. Antriebe unterscheidet sich aufgrund der geringeren Verlustleistung von dem der hydr.-mech. Antriebe. Prinzipbedingt findet bei der Hydraulik eine Flüssigkeitskühlung statt. Die notwendige Flüssigkeitskühlung für die elektrischen Maschinen und für die schnelldrehenden Getriebestufen erfordert zusätzlichen Aufwand. Die elektrischen Maschinen besitzen einen Kühlmantel im Motorgehäuse. Als Kühlmedium dient das Öl der schnelldrehenden Getriebestufe (Band- und Vorderradantrieb) bzw. Wasser (Hinterradantrieb). Prinzipiell sind für alle Antriebe beide Medien zur Motorkühlung geeignet. Die elektrischen Maschinen sowie die schnelldrehenden Getriebestufen besitzen eine Einspritzschmierung und Schmierstoffabsaugung. So werden zum einen die Maschinenelemente geschmiert, zum anderen wird die Verlustwärme der mech. Komponenten aus dem Antrieb geführt und kann über einen externen Kühler abgegeben werden. Für die Integration der Antriebe muss auf den mobilen Arbeitsmaschinen ein zusätzlicher Kühl- und Schmiermittelkreislauf installiert werden. Für Getriebe und E-Motor ist eine Vorlauftemperatur des Kühl- und Schmiermittels von ca. 60°C akzeptabel, wohingegen die Vorlauftemperatur für die Kühlung des Umrichters niedriger sein muss. Beispielsweise darf die Vorlauftemperatur zur Kühlung des Umrichters für den Hinterradantrieb 35°C nicht überschreiten. Die Kühlvorlauftemperatur von mobilen Arbeitsmaschinen liegt in der Regel deutlich darüber.

Die el.-mech. Antriebe wurden auf eine Lebensdauer von 10.000 Betriebsstunden dauerhaft ausgelegt. Lebensdauertests wurden nicht durchgeführt. Bei der 100 Betriebsstunden umfassende Erprobung der mechanischen Komponenten trat kein Schaden auf.

Das größte Risiko zur Etablierung el.-mech. Antriebe ist der (noch) hohe Aufwand zur marktreifen Umsetzung sowie zur Generierung eines Kundennutzens elektrifizierter Arbeitsmaschinen für die OEM. Die Fahrzeuge benötigen ein ganzheitlich abgestimmtes Elektrifizierungskonzept, sodass die elektrische Energie systemintegriert genutzt werden kann. Hierzu müssen für die Bereitstellung der elektrischen Energie Dieselmotor, Generator und Gleichrichter in die mobile Arbeitsmaschine integriert werden. Für ein optimales Ergebnis sind neue Maschinenstrukturen notwendig. Zur Energieverteilung und Speicherung müssen der DC Zwischenkreis

und ein Energiespeicher implementiert werden. Auch die Fahr-, Arbeits- und Nebenantriebe inklusive Leistungselektronik müssen auf das System abgestimmt und in die Maschine integriert werden. Aufgrund der mangelnden Verfügbarkeit der oben genannten Komponenten für mobile Arbeitsmaschinen muss auf Lösungen aus anderen Branchen (z.B. Automotive) zurückgegriffen werden. Aufgrund unterschiedlicher Anforderungen (z.B. DC-Spannungsniveau) führt dies jedoch zu Kompromisslösungen (z.B. Überdimensionierung) oder zur Notwendigkeit marktverfügbare Lösungen zu modifizieren. Für den Einsatz abgestimmter Komponenten bedarf es Neuentwicklungen. Die Anpassung von vorhandenen Lösungen ist mit hohen Investitionskosten verbunden. Neuentwicklungen besitzen zudem ein hohes Entwicklungsrisiko. Auch muss Fachwissen im Bereich elektrischer Antriebe vorliegen, um eine Elektrifizierung erfolgreich umzusetzen. Betriebe, die in der Vergangenheit hauptsächlich auf mechanische und hydraulische Antriebe setzten, müssen dieses Know-How erst aufbauen.

Speziell für die im Projekt neu entwickelten el.-mech. Antriebe bestehen die möglichen Risiken zur Etablierung in den entstehenden Zusatzkosten durch die notwendige Leistungselektronik und aufgrund des notwendigen Kühl- und Schmierungssystems von E-Motor und schnelldrehender Getriebestufe. Eine Anpassung bzw. Neugestaltung der Kühl- und Schmierkreisläufe (Pumpen, Kühler, Filter, Ventile, Tank, Schmier- und Kühlmedium) auf dem Zielfahrzeug ist notwendig. Motor- und Getriebebauteile (Gehäuse, Lagerflansche, Planetenträger) sind aufgrund der benötigten Kühlkanäle und Bohrungen zur Schmiermittelführung fertigungstechnisch aufwendig zu gestalten.

9 Literatur

- /Din08/ DIN EN 60085 VDE 0301-1, “Elektrische Isolierung-Thermische Bewertung und Bezeichnung.”,2008
- /Din11/ DIN EN 60034-1 VDE 0530-1, “Drehende elektrische Maschinen.”, 2011
- /Egg12/ Eggers, D., Steentjes, S., Hameyer, K., “Advanced Iron-Loss Estimation for Nonlinear Material Behavior.”, IEEE Transactions on Magnetics., vol. 48, no. 11, 2012
- /Fin10/ Finken, T., Hombitzer, M., Hameyer, K., “Study and comparison of several permanent-magnet excited rotor types regarding their applicability in electric vehicles .”, Proc. Conf. Emobility - Electrical Power Train., pp. 1-7, 2010

- /Fin11/ Finken, T., “Fahrzyklusgerechte Auslegung von permanentmagneterregten Synchronmaschinen für Hybrid- und Elektrofahrzeuge.”, Dissertation IEM RWTH Aachen, Shaker Verlag., 2011
- /Gei11/ Geißler, M., Aumer, W., Lindner, M., et. al. *Elektrifizierter Einzelradantrieb für Landmaschinen*. In: VDI-Bericht Nr. 2138, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, Deutschland, 2011
- /Jac12/ Jacobs, G.: *Maschinengestaltung – Band II*. Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen, Druck & Verlagshaus Mainz, Aachen, Deutschland, S. 176 – 178, 207, 04/2012
- /Mue08/ Müller, G., Vogt, K., Ponick, B., “Berechnung elektrischer Maschinen.”, 6. Auflage, WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, Weinheim, 2008
- /Nn08/ N.N.: *Wälzlager HRI*. Katalog, Schaeffler KG, Deutschland, 10/2008
- /Nn12/ N.N.: *Teeth friction losses*. User documentation AMEHelp for software AMESim 11.1.0, LMS Imagine SA, 2012
- /Nn13a/ N.N.: *600 series wheel drive with BPD electric motor – Solutions for hybrid agricultural machinery*. Data sheet: Trasmital 600 series + Motor, Bonfiglioli Riduttori S.p.A., Bologna, Italien, 2013
- /Nn13b/ N.N.: Elektrische Antriebseinheit für rein elektrisches Fahren – Elektrische Antriebseinheit 2eDT100. <http://www.hybrid-autos.info/Antriebsstraenge/Elektrische-Antriebseinheit/getrag-2edt100.html>, besucht am 22. September 2013
- /Pfa11/ Pfab, H. *Antriebe für schwere Baumaschinen*. In: ATK 2011 – Antriebstechnisches Kolloquium (Präsentation), Aachen, Deutschland, 29.-30. März 2011
- /Ram13/ Ramm, M.; Körtgen, C.; Jacobs, G. Internal Power Split – An approach to improve economically the transmission efficiency. In: Antriebstechnisches Kolloquium ATK 2013, Aachen, Deutschland, 19.-20. März 2013.
- /Sch11/ Schmetz, R.: *Electrical Drives for Agricultural Tractors*. In: ATK 2011 – Antriebstechnisches Kolloquium, Aachen, Deutschland, 29.-30. März 2011
- /Täu11/ Täubner, F.: *Einsatz von Faserverbundwerkstoffen für hochtourige Rotoren*. In: 19. Kleinmaschinenkolloquium (Präsentation). Illmenau, Deutschland, 18. März 2011
- /Ter75/ Terekhov, A., S. *Hydraulic losses in gearboxes with oil immersion*. In: Russian Engineering Journal 55, 1975

-
- /Tie13/ Tietz, M., Herget, F., von Pfingsten, G., Steentjes, S., Telger, K., Hameyer, K., “Effects and advantages of high-strength non grain oriented (NGO) electrical steel for traction drives.”, Proc. Conf. Electric Drives Production Conference-Conf. Proc., pp. 1-6, 2013
- /Zie71/ Ziegler, H.: *Verzahnungssteifigkeit und Lastverteilung schrägverzahnter Stirnräder*. Dissertation RWTH Aachen University, Aachen, Deutschland, 1971

10 Projektpartner & Verantwortlichkeiten

Tabelle 23 zeigt eine Übersicht der beteiligten Projektpartner:

AGCO Fendt GmbH	Assoziierter Partner
Bosch Rexroth GmbH	Assoziierter Partner
Heinzmann GmbH & Co. KG	Geförderter Partner
Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung der RWTH Aachen	Geförderter Partner
Liebherr-Components Biberach GmbH	Assoziierter Partner
Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG	Geförderter Partner
Wirtgen GmbH	Geförderter Partner

Tabelle 23: Liste der Projektpartner

Verantwortlich für die Leitung von Themenschwerpunkt 4 „Schnelldrehende elektrische Antriebe“ war das Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung der RWTH Aachen. Die Entwicklung der Elektromotoren und der Steuerungstechnik erfolgte durch die Heinzmann GmbH & Co. KG in Zusammenarbeit mit dem Institut für Elektrische Maschinen (IEM) der RWTH Aachen (Bandantrieb und Vorderrad) sowie durch die Liebherr-Components Biberach GmbH (Hinterrad). Die Getriebeentwicklung wurde vom Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung (IME) der RWTH Aachen zusammen mit den beiden Firmen Bosch Rexroth AG (Vorderrad) und Liebherr-Components Biberach GmbH (Hinterrad) vorgenommen. Für die Auslegung der Komponenten Lager und Dichtung war die Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG zuständig. Der Bandantrieb der Straßenfräse wurde von der Wirtgen GmbH im Feld getestet, die Radantriebe wurden als Module auf dem Prüfstand im IME-Testcenter erprobt.

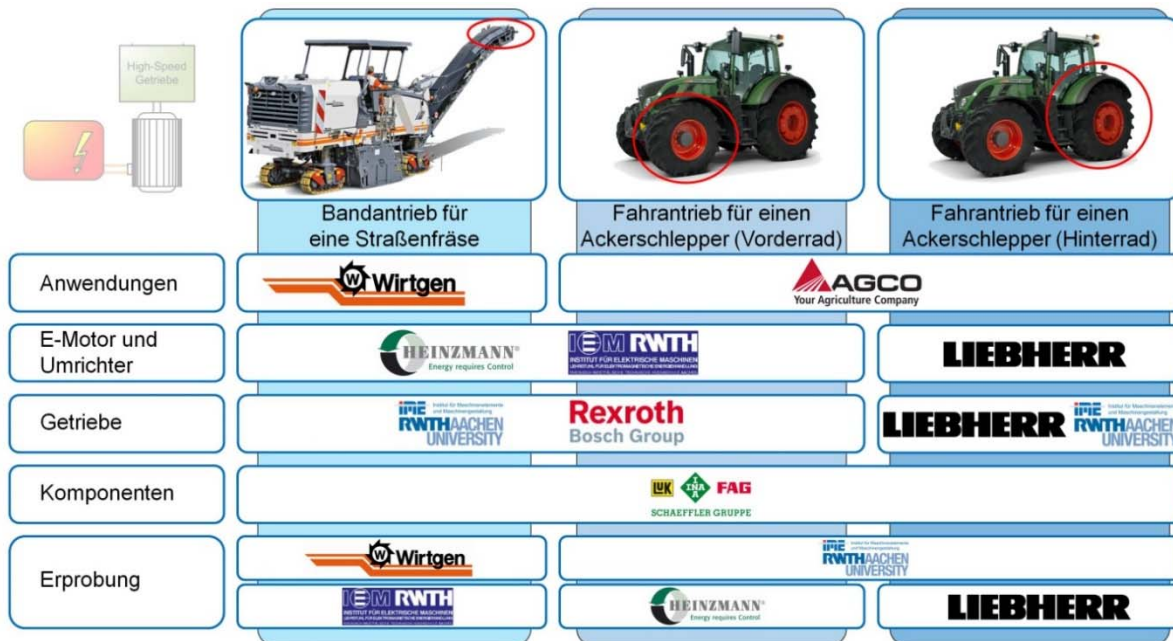


Bild 171: Projektkonsortium „Schnelldrehende Elektrische Antriebe“ und Verantwortlichkeiten

Themenschwerpunkt 5: Technologieträger „Grüner Radlader“



Forschungsstellen:

TU Dresden
Institut für Fluidtechnik (IFD)
01062 Dresden
Prof. Dr.-Ing. Jürgen Weber
M. Sc. Roman Ivantysyn
Dipl.-Ing. Oliver Koch
Dipl.-Ing. Markus Schneider

RWTH Aachen
Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung (IME)
52074 Aachen
Prof. Dr.-Ing. Georg Jacobs
Dipl.-Ing. Markus Bach

Projektpartner:

Argo-Hytos GmbH
76703 Kraichtal

Bosch Rexroth AG
89275 Elchingen

Caterpillar Global Mining HMS GmbH
44149 Dortmund

Danfoss Power Solutions GmbH & Co. OHG
24539 Neumünster

Hydac Technology GmbH
66280 Sulzbach/Saar

Hydrive Engineering GmbH
01594 Hirschstein

Liebherr Hydraulikbagger GmbH
88457 Kirchdorf

INHALTSVERZEICHNIS ZU THEMENSCHWERPUNKT 5

1	Einleitung	274
2	Stand der Technik	274
3	Zielsetzung	281
4	Radlader	282
4.1	Anforderungen.....	282
4.2	Konzept Antriebssystem.....	283
4.3	Konzept Steuerungssystem.....	284
4.4	Beschreibung der Subsysteme.....	286
4.4.1	Dieselmotor	286
4.4.2	Fahrtrieb.....	287
4.4.3	Verdrängergesteuerte Arbeitsausrüstung.....	289
4.4.4	Hybridmodul	293
4.4.5	Nebenfunktionen	296
4.4.6	Messdatenerfassung.....	297
4.5	Betriebsstrategie	298
4.5.1	Konventionelle Ansteuerungsstrategie.....	298
4.5.2	Gesamtmaschinenbetriebsstrategie des „Grünen Radladers“	299
4.5.3	Weiterführende Betriebsstrategien des „Grünen Radladers“	310
4.6	Systemsimulation zur funktionalen und energetischen Bewertung.....	314
4.6.1	Beschreibung der Simulationsmodelle.....	314
4.6.2	Energetische Bewertung der Gesamtmaschinenbetriebsstrategie	321
4.6.3	Energetische Bewertung der erweiterten Betriebsstrategien.....	327
4.7	Softwareentwicklung der Maschinensteuerung.....	331
4.7.1	Funktionale Anforderungen an die Maschinensteuerung.....	331
4.7.2	Softwarekonzept (Grundstruktur).....	332
4.7.3	Virtuelle Absicherung der Steuerungssoftware mittels Hardware-in-the-Loop Simulation	334
4.8	Inbetriebnahme und Erprobung.....	338

4.8.1	Vorgehen bei der Inbetriebnahme	338
4.8.2	Erprobung auf Komponentenebene.....	339
4.8.3	Erprobung auf Maschinenebene	344
4.9	Zusammenfassung und Ausblick.....	359
5	Tagebaubagger	363
5.1	Anforderungen.....	363
5.2	Heutiges System.....	364
5.2.1	Aufbau der Maschine	364
5.2.2	Betriebsstrategie	366
5.3	Systemsimulation	368
5.3.1	Beschreibung Simulationssystem.....	368
5.3.2	Validierung durch Messungen.....	370
5.3.3	Ist-Standsanalyse	370
5.4	Konzeption alternatives Antriebssystem	372
5.4.1	Aufdeckung der Potentiale	372
5.4.2	Verdrängersteuerung im offenen Kreis	373
5.4.3	Vorgeschlagenes alternatives Antriebssystem	374
5.5	Systemsimulation zur funktionalen und energetischen Bewertung.....	377
5.5.1	Funktionaler Aufbau.....	377
5.5.2	Ansteuerung.....	377
5.5.3	Motormanagement.....	379
5.6	Ergebnisse	379
5.6.1	Gemessener Referenzzyklus.....	379
5.6.2	Kraftstoffersparnis.....	382
5.7	Condition Monitoring Konzeption	384
5.7.1	Übersicht über potentielle Ausfallwahrscheinlichkeiten.....	384
5.7.2	Möglichkeiten zur Überwachung	385
5.7.3	Integration in die Maschine	385
5.8	Zusammenfassung und Ausblick.....	387

6	Literatur	389
7	Partner und Verantwortlichkeiten	392
7.1	„Grüner Radlader“	392
7.2	Tagebaubagger	394

Formelzeichen und Abkürzungen

1 Formelzeichen

a	m/s ²	Beschleunigung
D	m	Durchmesser, Dämpfungsmaß
E	kJ	Energie
F_{Zug}	kN	Zugkraft
FB	-	Fahrbereich
h	s	Simulationsschrittweite
K	-	Verstärkungsfaktor
M	Nm	Drehmoment
$M_{d,max}$	Nm	Maximalmoment des Dieselmotors
n	U/min	Drehzahl
p	bar	Druck
P	kW	Leistung
Q	l/min	Volumenstrom
r	-	ratio (inverse Getriebeübersetzung), Buslast
\vec{r}	-	Istwertvektor
\vec{s}	-	Sollwertvektor
SOC	%	Speicherladezustand (SOC)
T	%	relatives Drehmoment
Tr	-	Trigger, binäres Signal
T_k	s	Kommunikationsintervall
\ddot{u}	Bit/s	Baudrate
v	m/s	Geschwindigkeit
V_g	cm ³	Verdrängungsvolumen

x	mm	Weg, Position
α	°	Schwenkwinkel Verdrängereinheit
α_{thr}	-	Gaspedalsignal
β	°	Drehwinkel
β_{br}	-	Bremspedalsignal
λ	1/s	Eigenwerte der Systemmatrix
ϑ	°C	Temperatur
ω_0	1/s	Eigenkreisfrequenz

2 Indizes

1	Pumpe, minimaler Speicherbetriebsdruck
2	Motor, maximaler Speicherbetriebsdruck
A	Arbeitsanschluss A, Kolbenseite eines Hydraulikzylinders
ab	bezogen auf Abtriebswelle
$achs$	bezogen auf die Achse
ab	bezogen auf Abtriebswelle
AH	Arbeitshydraulik
AL	aktives Laden
an	bezogen auf Antriebswelle
$ANSKO$	bezogen auf Referenzdaten aus ANSKO-Projekt
av	verfügbar
B	Arbeitsanschluss B, Stangenseite eines Hydraulikzylinders, Boost
BB	Betriebsbereich
be	Strategie n_{be} , Drehzahlführung entlang optimaler Verbrauchslinie des Dieselmotors
Bed	Bedarf
BP	Betriebspunkt, betriebspunktabhängig

<i>Diesel</i>	Diesekraftstoff
<i>DB</i>	dynamischer Boost
<i>FA</i>	Fahrtrieb
<i>FZG</i>	Fahrzeug
<i>ges</i>	Strategie η_{ges} , opt. Betriebspunktkombination von Dieselmotor und Getriebe
<i>grenz</i>	Grenzwert
<i>GRL</i>	bezogen auf den „Grünen Radlader“
<i>HD</i>	Hochdruck
<i>HM</i>	Hybridmodul
<i>Hub</i>	Hubfunktion
<i>HVT</i>	Leistungsverzweigungsgetriebe HVT
<i>ist</i>	Istwert
<i>Kipp</i>	Kippfunktion
<i>konst</i>	Strategie n_{konst} , konstante Solldrehzahlvorgabe für den Dieselmotor
<i>konv</i>	konventionell
<i>Kühl</i>	Kühlmittel
<i>Leck</i>	Leckage
<i>Lenk</i>	Lenkung
<i>li</i>	links
<i>LL</i>	Leerlauf
<i>Lüfter</i>	Lüfterantrieb
<i>max</i>	Maximalwert
<i>min</i>	Minimalwert
<i>NV</i>	Nebenverbraucher
<i>opt</i>	optimal
<i>OS</i>	Überdrehzahlschutz

<i>PM</i>	Leistungsmanagement
<i>Pumpe</i>	bezogen auf Pumpe
<i>Rad</i>	bezogen auf das Rad
<i>re</i>	rechts
<i>red</i>	Reduktion, Überlastschutz
<i>Rek</i>	Rekuperation
<i>soll</i>	Sollwert
<i>Sp</i>	bezogen auf Speicher, Speisesystem
<i>stell</i>	Stellsystem
<i>theor</i>	theoretisch
<i>VKM</i>	Verbrennungskraftmaschine, Dieselmotor
<i>zul</i>	zulässig
<i>Zyl</i>	Zylinder

3 Abkürzungen

DKS	Doppelkolbenspeicher
DOC	Dieseloxydationskatalysator (Diesel Oxide Catalyst)
DPF	Dieselpartikelfilter
F1,2,3	Fahrer 1,2,3
PTO	Nebenabtrieb (Power Take Off)
SCR	Selektive katalytische Reduktion (selective catalytic reduction)
SOC	Speicherladezustand (state of charge)
VM	Vergleichsmaschine

1 Einleitung

Vor dem Hintergrund gesetzlicher Emissionsregularien (EU Stufe 4, US TIER 4 final) und zunehmender Betriebskosten steigt die Attraktivität neuer, energieeffizienter Antriebskonzepte in mobilen Arbeitsmaschinen. Bau- und Landmaschinen bieten insbesondere durch den Einsatz effizienter Komponenten und eine optimierte Abstimmung der Ansteuerung nach wie vor großes Energieeinsparpotential. In den letzten Jahren wurden für die verschiedenen Subsysteme eines Antriebsstranges bestehende Lösungen kontinuierlich weiterentwickelt und neue, innovative Konzepte entworfen. Entwicklungen wie Leistungsverzweigungsgetriebe /Mut13/, verdrängergesteuerte Arbeitsausrüstungen /Rah04/ und Hybridsysteme /Bau11/ haben ihr Potential bereits in praktischen Anwendungen gezeigt. Bisher wurden jedoch nur einzelne Antriebe durch neuartige Lösungen ersetzt. Ein konsequenter Austausch aller Subsysteme und deren ganzheitliche steuerungstechnische Verknüpfung sind bisher nicht öffentlich bekannt und diskutiert.

Der Themenschwerpunkt 5 hat genau dies zum Ziel. Anhand zweier Referenzbeispiele – einem Tagebaubagger und einem Radlader mit 24 t Einsatzgewicht und 200 kW installierter Motorleistung werden die genannten Technologien zum ersten Mal in einem Antriebsstrang vereinigt. Neben Effizienzvorteilen der einzelnen Systeme und Ihrem Energierückspeiservermögen sind Kraftstoffeinsparungen vor allem durch die steuerungstechnischen Freiheiten in der Abstimmung der Maschine zu erwarten. Während der Tagebaubagger ausschließlich als virtueller Prototyp in Simulationsstudien betrachtet wird, gilt es für den Radlader einen funktionsfähigen Demonstrator zu entwickeln und aufzubauen. Hierbei durchläuft die Entwicklungsmannschaft, bestehend aus den Industrievertretern der zu integrierenden Subsysteme und den Hochschulen, den vollständigen Entwicklungszyklus. Simulationsstudien stützen die Steuerungsentwicklung und geben erste Abschätzungen über zu erwartende Effizienzvorteile. In Praxisversuchen soll gezeigt werden, welche Kraftstoffeinsparung unter realen Einsatzbedingungen möglich ist.

2 Stand der Technik

Mobile Arbeitsmaschinen verfügen im Allgemeinen über mehrere Verbraucher, welche unabhängig und parallel vom Bediener gesteuert werden müssen. Wie in **Bild 172** zu erkennen, stellt typischerweise ein Dieselmotor die Primärenergiequelle dar. Für den Antrieb und die Steuerung der einzelnen Verbraucher haben sich unterschiedliche Systeme etabliert.

Das Getriebe im Fahrtrieb dient zur Anpassung der Betriebscharakteristik von Antrieb (Verbrennungsmotor) und Verbraucher. Im Gegensatz zu den PKW oder NFZ haben sich bei mobilen Arbeitsmaschinen hydraulische Getriebe durchgesetzt. Je nach dominierender Energieform unterscheidet man zwischen hydrodynamischen (kinetische Energie) und hydrostatischen (potentielle Energie) Getrieben. Betrachtet man beispielsweise die Maschine „Radlader“, so haben sich insbesondere Lastschaltgetriebe mit hydrodynamischem Drehmomentwandler („Wandlergetriebe“) und hydrostatische Getriebe z. T. in Verbindung mit mechanischen Summiergetrieben etabliert. Im Bereich bis 10 t Fahrzeuggewicht wird der Radladermarkt heute durch hydrostatische Antriebe dominiert. Im Bereich oberhalb 10 t kommen hydrodynamische und hydrostatische Getriebe zum Einsatz. Unter dem Aspekt, die Energieeffizienz weiter zu steigern, werden verschiedene Maßnahmen durchgeführt. Hydrodynamische Getriebe werden im Bereich mobiler Arbeitsmaschinen zunehmend mit einer Wandlerüberbrückungskupplung ausgestattet. Damit entsteht ein starrer und verlustarmer Durchtrieb vom Verbrennungsmotor bis zum Rad. Lediglich zum Anfahren öffnet die Überbrückungskupplung zur Nutzung der Charakteristik des hydrodynamischen Wandlers. Die Energieeffizienz hydrostatischer Getriebe wird derzeit mit Hilfe von effizienteren Verdrängereinheiten und leistungsverzweigten Getriebestrukturen verbessert. Eine Übersicht der Bauformen und eine Zuordnung zu den jeweiligen Anwendungen bieten /Loo96/, /Ren05/ und /Rin99/.

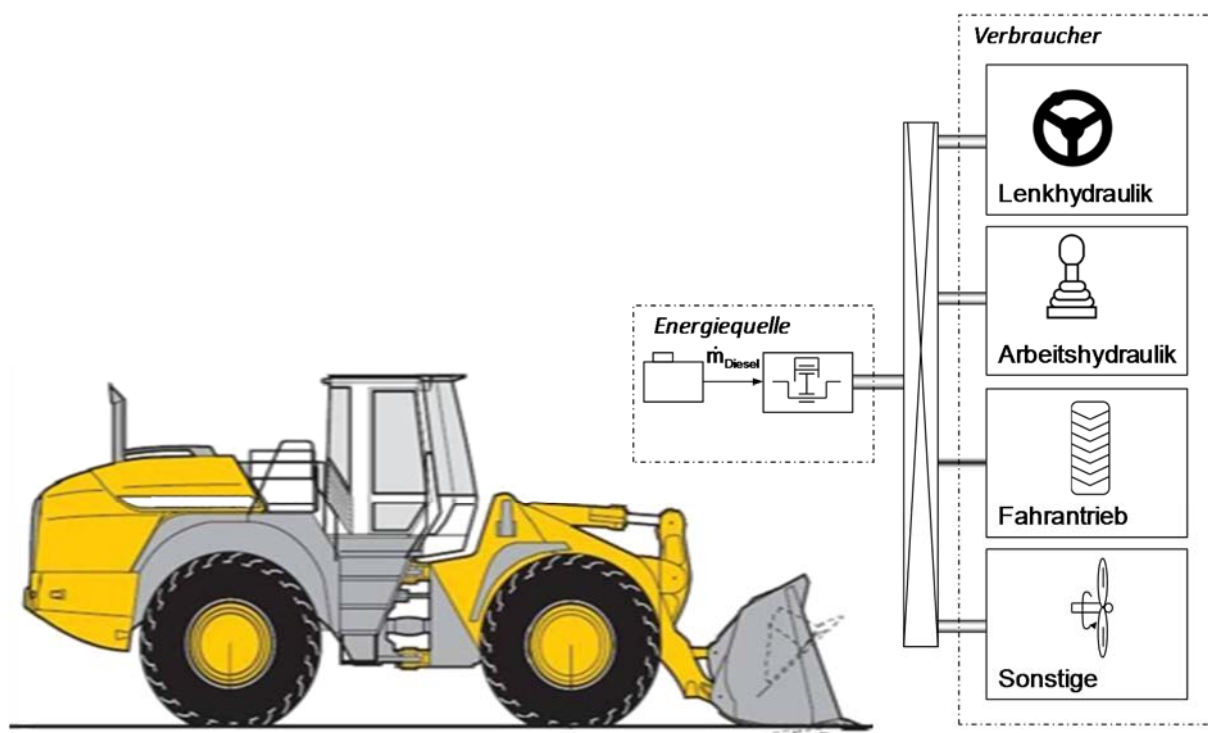


Bild 172: Hauptverbraucher des Radladers

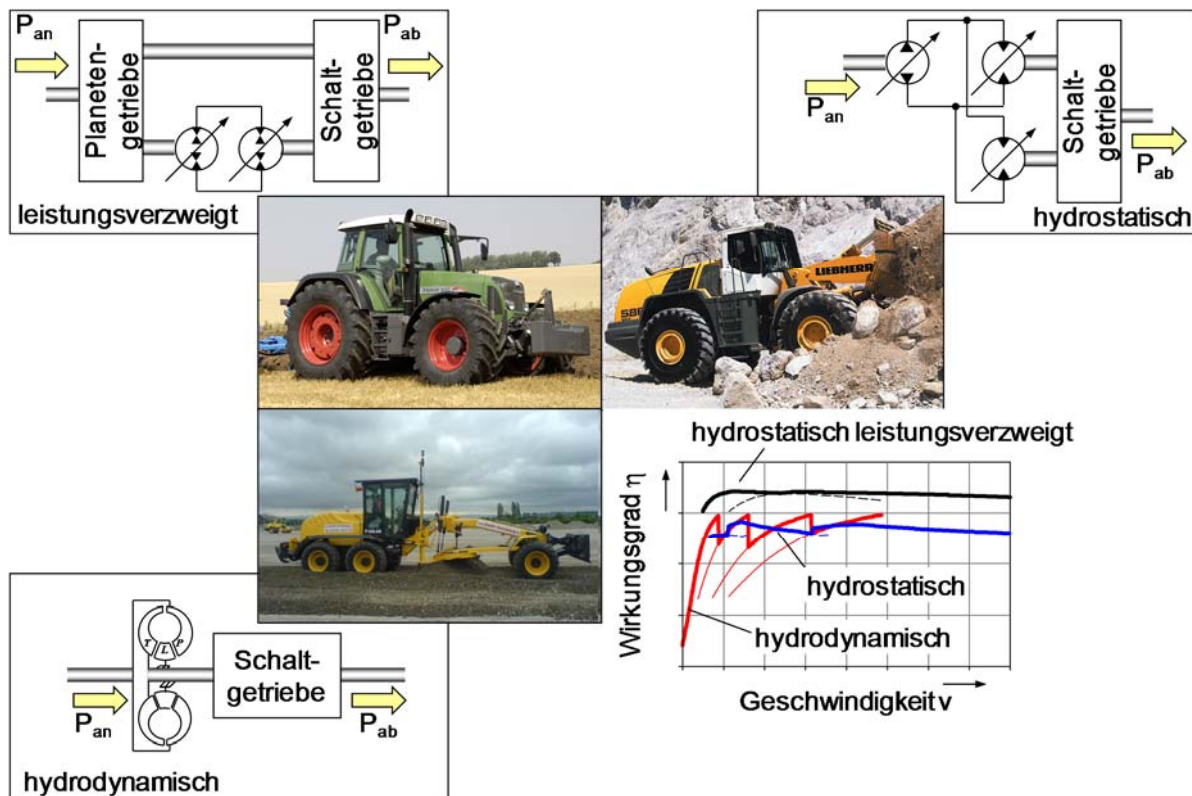


Bild 173: Wirkungsgrad hydrostatischer und hydrodynamischer Getriebe /Hel09/

Wie in **Bild 173** dargestellt, stellen vor allem leistungsverzweigte Getriebe besonders hohe Wirkungsgrade in Aussicht. Sie kombinieren die Stufenlosigkeit hydrostatischer Antriebe mit dem guten Wirkungsgrad rein mechanischer Antriebe. Seit über 15 Jahren wird diese Technologie im Landmaschinenbereich (Traktor) mit Erfolg eingesetzt. Eine Übersicht bieten /See05/ und /Ren05/. In Baumaschinen kommen sie derzeit nur vereinzelt serienmäßig zum Einsatz. Die Erweiterung des Einsatzbereiches auf diese Anwendungen steht jedoch im Fokus zahlreicher Forschungs- und Entwicklungsarbeiten. Eine systematische Untersuchung unterschiedlicher Ausführungen wird beispielsweise in /Koh08/ geboten. Konstruktive Ausführungen leistungsverzweigter Getriebe für den Baumaschinenbereich werden beispielsweise von Bosch Rexroth in /Qui09/ oder von ZF in /Reb10/ vorgestellt.

Die große Vielfalt der mobilen Maschinen und deren Anforderungen haben eine Vielzahl funktionaler Systemlösungen für den Antrieb der Arbeitsausrüstung hervorgebracht. Eine Übersicht bietet **Bild 174**.

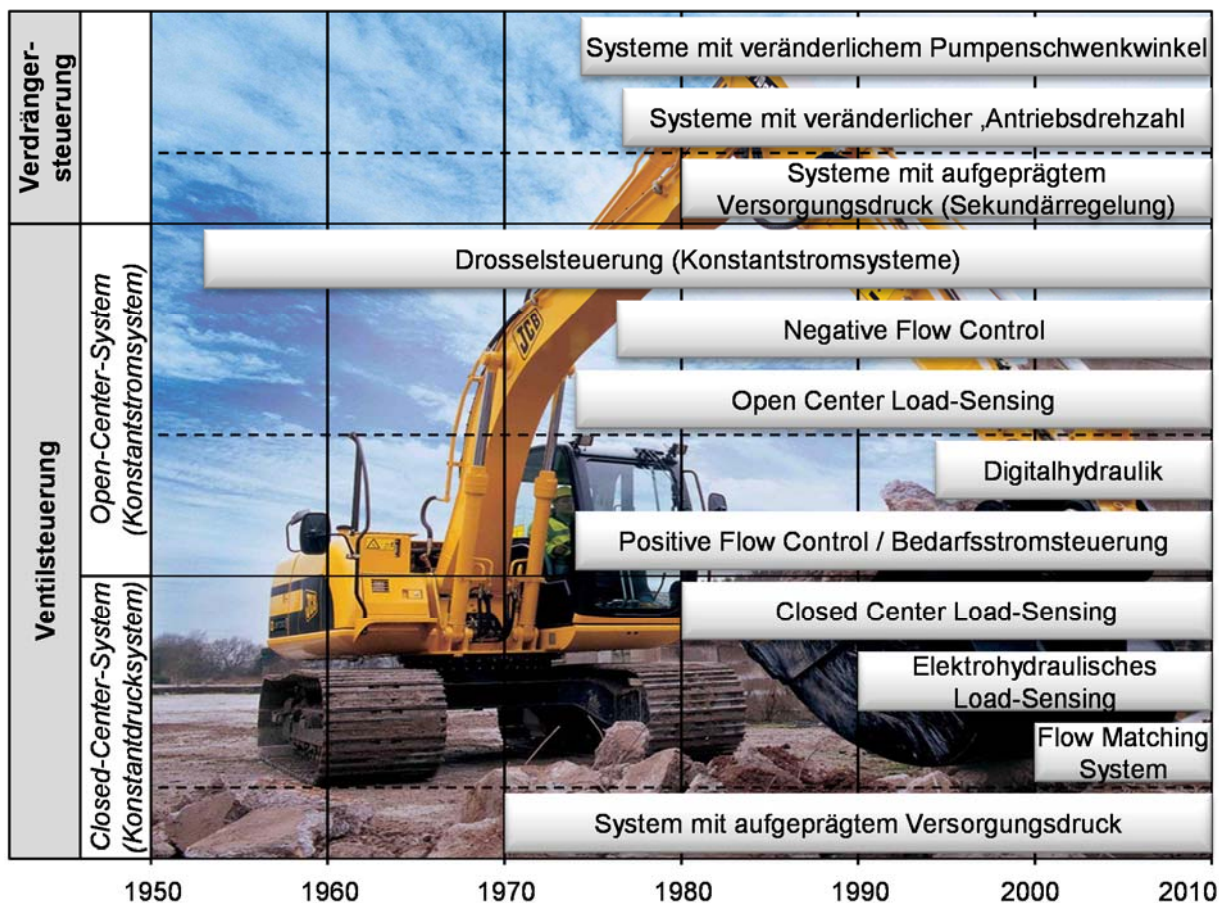


Bild 174: Steuerungssysteme mobiler Arbeitsmaschinen /F1/

Grundlegend kann man zwischen verdrängergesteuerten und ventilgesteuerten Systemen unterscheiden. In heutigen Baumaschinen finden insbesondere ventilgesteuerte Antriebssysteme, beispielsweise das Negative-Flow-Control (NFC) System, das Positive-Flow-Control (PFC) System sowie das hydraulisch-mechanische Load-Sensing System (HMLS), Anwendung. Anhand des in **Bild 175** dargestellten Leistungsschaubildes werden nachfolgend die Möglichkeiten zur Verbesserung der Energiebilanz vorgestellt.

Der Drucküberschuss lässt sich durch den Einsatz neuer elektrohydraulischer Steuerungssysteme auf ein technologisch notwendiges Minimum verringern /Fin09/. Ein System für die Arbeitshydraulik ist optimal, wenn keine Drosselverluste auftreten und die Pumpe(n) mit hohem Wirkungsgrad arbeiten. Die Drosselverluste am lastniederen Verbraucher treten systembedingt bei der Versorgung mehrerer Verbraucher mit einer Verdrängereinheit auf. Eine Möglichkeit diese zu eliminieren stellen verdrängergesteuerte Systeme dar /Roh04/. Diese eignen sich auch zur Rückgewinnung von Energie bei ziehenden Lasten. Hierbei wird die beim Senken frei werdende Energie (potenzielle Energie) in den Antriebsstrang zurück gespeist. Diese kann sofort

genutzt (regeneriert) oder gespeichert (rekuperiert) werden. Dabei können die Verbraucher in einem geschlossenen Hydraulikkreis betrieben werden.

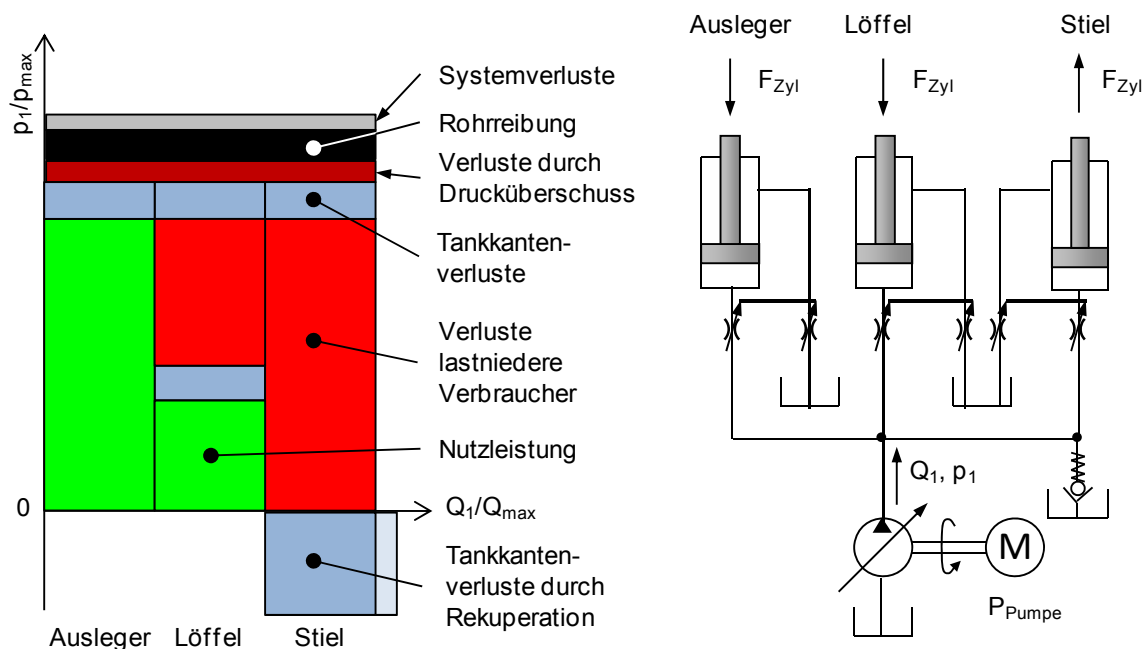


Bild 175: Leistungsbilanz eines ventilsteuerten Systems

Bekannte Konzepte für Verdrängersteuerungen sind Split-Flow und Valveless, dargestellt in **Bild 176**. Beim Split-Flow-Konzept werden mit einer Verdrängereinheit zwei unterschiedlich große Volumenströme in Abhängigkeit vom Flächenverhältnis des Hydraulikzylinders generiert. Dadurch wird der Arbeitszylinder im geschlossenen Hochdruckkreislauf beidseitig eingespannt und kann beim Ausfahren als auch beim Einfahren des Zylinders durch Umkehr der Förderrichtung aktiv bewegt werden.

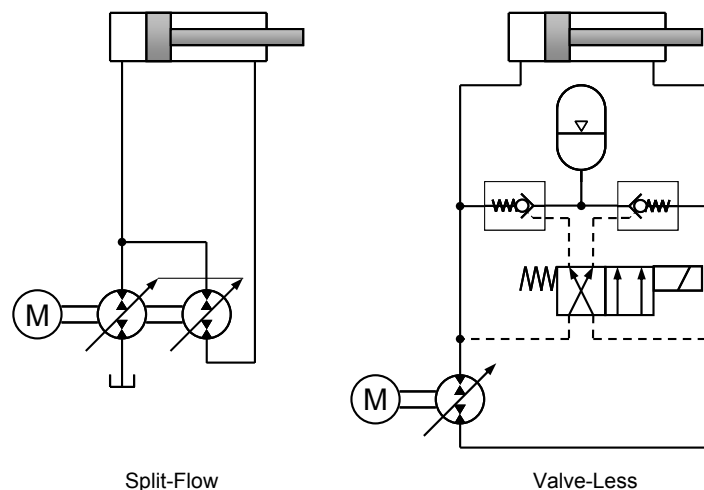


Bild 176: Gegenüberstellung von Split-Flow und Valveless /Iva04/

In einem Valveless-Konzept wird der Arbeitszylinder ebenfalls im geschlossenen Hochdruckkreislauf mit einer durchschwenkbaren Pumpe beidseitig aktiv bewegt. Im Gegensatz zum Split-Flow-Konzept wird der resultierende Differenzvolumenstrom (aufgrund des Flächenverhältnisses des Hydraulikzylinders) durch wenigstens zwei entsperre Rückschlagventile direkt der Niederdruckseite aufgeprägt. Lösungen gänzlich ohne Steuerventil, die als reine Verdrängersteuerung ausgeführt werden, sind bei Geräten mittlerer und kleiner Leistungsklassen nicht üblich. Bei häufig über sechs zu betätigenden hydraulischen Verbrauchern sind Bauraum und Kostengründe dafür verantwortlich. Vorschläge, wie man ohne Steuerventile mit mehreren Pumpen auskommt, werden in /Wil08/ gemacht.

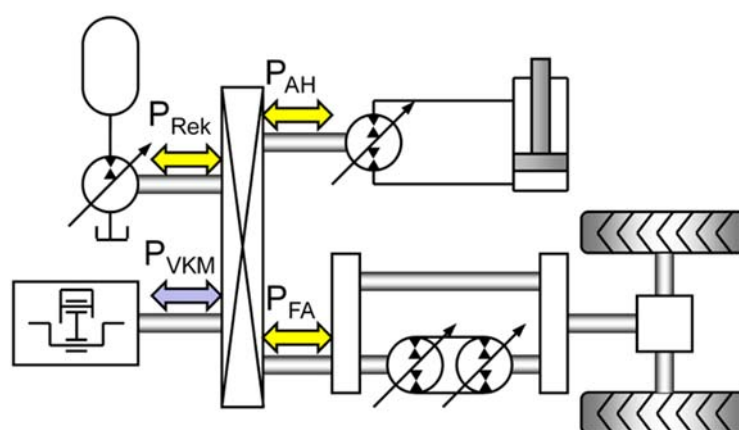


Bild 177: Beispiel eines regenerations- und rekuperationsfähigen Antriebssystems /Web04/ ergänzt um einen Hybridantrieb

Die Regeneration und Rekuperation von Energie bietet für mobile Arbeitsmaschinen ein hohes Potential zur Steigerung der Energieeffizienz, erfordert jedoch eine Anpassung des gesamten

Antriebssystems. Die Antriebe der einzelnen Verbraucher müssen in der Lage sein, dem Antriebssystem die frei werdende Bremsenergie energieeffizient zuzuführen (Regeneration) und gegebenenfalls zwischen zu speichern (Rekuperation). Ein mögliches Konzept ist in **Bild 177** dargestellt.

Serienreife oder seriennahe hybride Antriebssysteme für mobile Anwendungen finden sich derzeit in Maschinen oder Fahrzeugen mit einem Verbraucher (Fahrantrieb) /Höh07/. Viele Hersteller von Nutzfahrzeugen oder Bussen bieten Hybridantriebe als Option an. Diese sind vorwiegend in paralleler Bauart hydraulisch oder elektrisch ausgeführt /Jas09/, /Kli09/, /Tun09/. Bei Maschinen mit mehreren Verbrauchern werden derzeit sowohl hydraulische als auch elektrische Hybridantriebe in Betracht gezogen. In /Kli09/ und /Win07/ wird die besondere Eignung hydraulischer Energiespeicher für den Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen hervorgehoben. Als entscheidend für die Effizienz des hybriden Antriebssystems gehen aus allen Untersuchungen der Wirkungsgrad von Energiespeicher und Energieumformer, sowie das maschinen- und anwendungsspezifische Leistungsprofil hervor.

Nahezu alle heutigen mobilen Arbeitsmaschinen werden mit Verbrennungsmotoren angetrieben. Begründet wird dies unter anderem durch die hohe Energiedichte und die Verfügbarkeit von Kraftstoffen. Typischerweise kommen Diesel- oder Gasmotoren zum Einsatz. Hierbei gilt der Kraftstoffverbrauch als ein wesentliches Vergleichskriterium. Des Weiteren sind die Randbedingungen der Abgasgesetzgebung zu berücksichtigen. Deren Verschärfung führt zu immer komplexeren Systemen für die Abgasnachbehandlung.

Maschinen mit einem hybriden Antriebssystem bieten neben der Rekuperation der Bremsenergie auch die Möglichkeit einer Verlagerung des Betriebspunkts beim Verbrennungsmotor. Dies ermöglicht prinzipiell eine Verkleinerung des notwendigen Betriebsbereiches des Verbrennungsmotors und eine gezielte Optimierung des Verbrennungsmotors. Motoren mit eingeschränktem Betriebsbereich sind zurzeit im Bereich der Stationärmotoren, z. B. zur Stromerzeugung zu finden. Aufgrund der derzeit gültigen Gesetzgebung sind bei solchen Motoren in der Regel vereinfachte Einspritzsysteme, niedrige Aufladegrade, stark vereinfachte Ladeluftkühlsysteme, teilweise noch mechanische Steuerungen und Systeme ohne gekühlte Abgasrückführung Stand der Technik. Solche Stationärmotoren können die Anforderungen an niedrigste Rohemissionen in der zukünftigen Abgasgesetzgebung nicht erfüllen. Aggregate, deren Basis Motoren mit breitem Drehzahl-Lastkollektiv sind, werden zudem nicht gezielt auf den Punktbetrieb im Hybridverbund optimiert.

3 Zielsetzung

Das Ziel des Themenschwerpunkts „Grüner Radlader“ ist die Entwicklung, Bewertung und Erprobung neuer energiesparender Antriebstechnologien für mobile Arbeitsmaschinen. Unter Berücksichtigung aktueller Entwicklungen der Industrie sollen an den Beispielen eines Radladers und eines Tagebaubaggers neue Antriebslösungen für die Hauptverbraucher mobiler Arbeitsmaschinen konzipiert, bewertet und zusammengeführt werden. Während der Tagebaubagger ausschließlich Gegenstand simulativer Betrachtungen bleibt, dient der Radlader als Versuchsträger zur Validierung der Ergebnisse aus den übrigen Themenschwerpunkten. Für den Themenschwerpunkt sind folgende Teilziele formuliert:

Anforderungsspezifikation. Grundlage ist die Erarbeitung der Anforderungen an die zu entwickelnden Demonstratoren. Sie werden mit den Projektpartnern des Themenschwerpunkts gemeinsam erarbeitet, abgestimmt und in Form eines Lastenheftes dokumentiert.

Erarbeitung einer Antriebs- und Steuerungsarchitektur. Die Konzeption der Demonstratoren beinhaltet einerseits Fragestellungen zum konstruktiven Aufbau und zur Anordnung der Antriebskomponenten und der Peripherie. Andererseits sind Steuerungskonzepte zu erarbeiten und einheitliche Schnittstellen für alle Subsysteme zu definieren. Für die geplanten experimentellen Untersuchungen sind die geplanten Messstellen und –größen zu erarbeiten.

Maschinenkonstruktion und Subsystementwicklung. Notwendige konstruktive Änderungen am Versuchsträger werden durchgeführt und die Komponenten der alternativen Antriebstechnologien entwickelt und integriert. Der Demonstrator ist mit der notwendigen Messtechnik auszustatten.

Steuerungsentwicklung/Softwareentwicklung. Besonderes Augenmerk liegt auf dem Steuerungsentwurf. Die komplexen und domänenübergreifenden Zusammenhänge sollen mit Hilfe von Simulationswerkzeugen berechenbar und darstellbar gemacht werden. Die erarbeiteten Steuerungsalgorithmen sind in einen maschinentauglichen Code zu wandeln und zu testen. Die umfangreichen Änderungen im Antriebssystem erfordern ein strukturiertes Vorgehen bei der Softwareentwicklung und beim Softwaretest. Hierfür sind entsprechende Methoden und Werkzeuge zu erarbeiten.

Inbetriebnahme & Erprobung der Maschine. Den Abschluss bilden die Inbetriebnahme und die Erprobung der integrierten Antriebslösungen sowohl auf dem 1 MW-Verspannungsprüfstand des IME als auch unter realitätsnahen Einsatzbedingungen. Die Reproduzierbarkeit

am Prüfstand ermöglicht eine gezielte Optimierung der Steuerstrategien für das hybride Gesamtsystem. Fahrversuche im Feld mit geschultem Personal gewährleisten zudem die Bedienbarkeit der Maschine.

4 Radlader

4.1 Anforderungen

Die allgemeinen Anforderungen an einen Radlader können in Form einer Pyramide (siehe **Bild 178**) priorisiert dargestellt werden. Die Basis einer jeden Ebene bilden die darunter liegenden Schichten. Die Grundversorgung gewährleistet den Betrieb des Antriebssystems und bildet das Fundament. Hierzu gehören das Einhalten von Grenzdrehzahlen und -drehmomenten, die Kühlung sowie das Spül- und Speisesystem. Die zweite Ebene fasst die Leistungsfähigkeit der Fahr- und Ausrüstungsfunktionen der Maschine zusammen. Hierunter fallen alle funktionalen Aspekte der einzelnen Antriebskomponenten aber auch deren Leistungspotenzial. Erst mit der Gewährleistung einer entsprechenden Bedienbarkeit können zusätzliche Freiheitsgrade für die Effizienzsteigerung genutzt werden.



Bild 178: Funktionale Prioritäten des „Grünen Radladers“

Eine vollständige Effizienzbewertung der neuen Antriebstechnologien ist nur möglich, wenn die Vergleichbarkeit zu heutigen Serienmaschinen gegeben ist. Eine Einschränkung in der Leistungsfähigkeit des Radladers ist demnach nicht zulässig. Die Bedienung eines Radladers erfordert höchste Konzentration. Die Ladeleistung und auch die Effizienz sind stark von der Qualifikation des Fahrers abhängig. Zuverlässige Aussagen zum neuen Antriebsstrang können nur getroffen werden, wenn die Bedienbarkeit keine Einschränkung darstellt. Das meint in erster

Linie ein feinfühliges direktes Ansprechen bei kleinen Geschwindigkeiten, aber auch keine für den Fahrer unvorhergesehenen Änderungen der Antriebsgeschwindigkeiten zum Beispiel aufgrund von Effizienzlimitierungen.

Die universelle Einsetzbarkeit kennzeichnet einen Radlader. Eine der anspruchsvollsten und repräsentativsten Aufgaben stellt das kurze Ladespiel dar. Dabei sind beide Antriebstypen Fahrtrieb und Ausrüstung parallel in Verwendung. Sie werden in einem zyklischen und hochdynamischen Betrieb eingesetzt. Der Motor ist ständig wechselnden Belastungssituationen ausgesetzt. Das kurze Ladespiel ist ein idealer Referenzzyklus und soll innerhalb des Projekts für die Entwicklung und Erprobung des Antriebssystems herangezogen werden. Eine Beschreibung eines exemplarischen Ladespiels findet sich in Abschnitt 4.6.2.

4.2 Konzept Antriebssystem

Ausgehend von den beschriebenen Anforderungen wurde in enger Zusammenarbeit der beteiligten Projektpartner die Struktur des Antriebssystems definiert sowie die Dimensionierung der entsprechenden Komponenten vorgenommen. Ziel war es dabei, neben der Erfüllung der Spezifikation auf möglichst viele bestehende Komponenten und Gleichteile zurückzugreifen. Daraus resultieren verschiedene Kompromisslösungen, die das erreichbare energetische Einsparpotential verringern. Funktional sind jedoch keine Einschränkungen zu erwarten. **Bild 179** zeigt den entwickelten Aufbau des Antriebsstranges des „Grünen Radladers“.

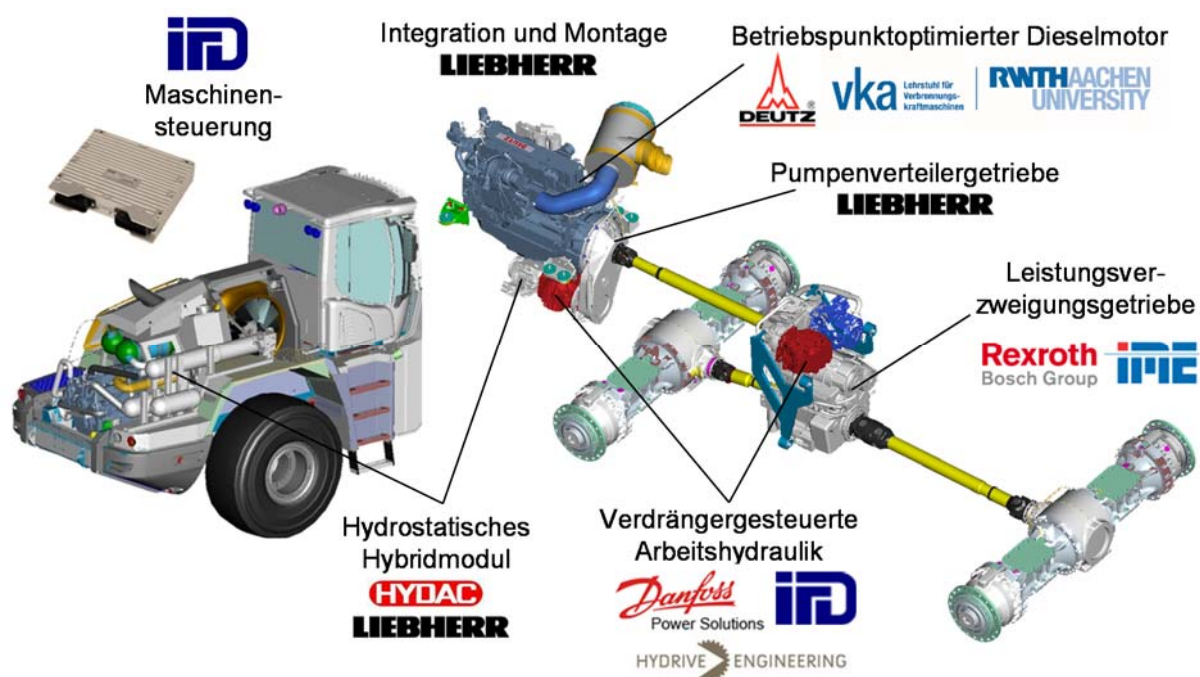


Bild 179: Antriebssystem des „Grünen Radladers“

Als Primärenergiequelle kommt der in Themenschwerpunkt 3 entwickelte „Punktmotor“ zum Einsatz (vgl. Themenschwerpunkt 3). Das für ein reduziertes Drehzahlband ausgelegte Aggregat befindet sich im Heck des Fahrzeuges. Über das Pumpenverteilergetriebe und eine Gelenkwelle treibt dieses das hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigte Fahrgetriebe HVT der Firma Bosch Rexroth (vgl. Abschnitt 4.4.2) an. Die Hub- und Kippfunktion der Arbeitsausrüstung werden verdrängergesteuert durch jeweils eine separate Pumpe der Firma Danfoss Power Solutions im geschlossenen Kreislauf gesteuert (vgl. Abschnitt 4.4.3). Um trotz der unterschiedlichen Volumenstromanforderungen der Ausrüstungsfunktionen baugleiche Verdrängereinheiten verwenden zu können, arbeiten die Pumpen bei unterschiedlichen Drehzahlen. Die Verdrängereinheit der Hubfunktion läuft am Pumpenverteilergetriebe mit großer Übersetzung ins Schnelle (1:1,41) bei hoher Drehzahl. Die Pumpe der Kippfunktion wird am Nebenabtrieb des Fahrgetriebes mit geringerer Übersetzung (1:1,174) betrieben. Für die Zwischenspeicherung rückgespeicherter Energie aus Verzögerungsvorgängen oder ziehenden Lasten am Hubgerüst steht ein hydrostatisches Parallelhybridsystem zur Verfügung. Aufbau und Parametrierung sind in Abschnitt 4.4.4 beschrieben. Die 4-Quadranten Verdrängereinheit der Firma Liebherr ist in Tandembauweise an der Hubpumpe der Arbeitsausrüstung angebracht und läuft mit der hohen Drehzahl des Pumpenverteilergetriebes. Die Energiespeicherung erfolgt in einem hydropneumatischen Doppelkolbenspeicher der Firma Hydac, der für das Versuchsfahrzeug über dem rechten Radkasten montiert ist.

Die Integration des beschriebenen Antriebssystems erfolgte auf Basis des Chassis eines Liebherr L576 Radladers mit 24 t Einsatzgewicht. Sicherheitskritische Systeme wie Lenkung und Bremskreislauf konnten mit geringfügigen Änderungen übernommen werden.

4.3 Konzept Steuerungssystem

Neben der Maschinensteuerung besitzt jedes der genannten Teilsysteme ebenfalls ein Steuergerät (siehe **Bild 180**). Damit bilden insgesamt fünf Controller die Gesamtsteuerung der Maschine. Die zentrale Recheneinheit verarbeitet die Bedieneingaben und generiert, entsprechend der implementierten Betriebsstrategie, die Sollwerte für die einzelnen Subsysteme. Sie übernimmt außerdem die Ansteuerung der Peripheriesysteme sowie zahlreiche Überwachungs- und Kalibrierfunktionen. Die Controller der Subsysteme setzen die Sollwerte entsprechend um. Zusätzlich sind subsystemspezifische Funktionen zur Datenerfassung und Überwachung implementiert. Der Datenaustausch erfolgt ausschließlich zwischen der Maschinensteuerung

und den Subsystemen. Eine gegenseitige steuerungstechnische Beeinflussung der Teilsysteme ist nicht zulässig.

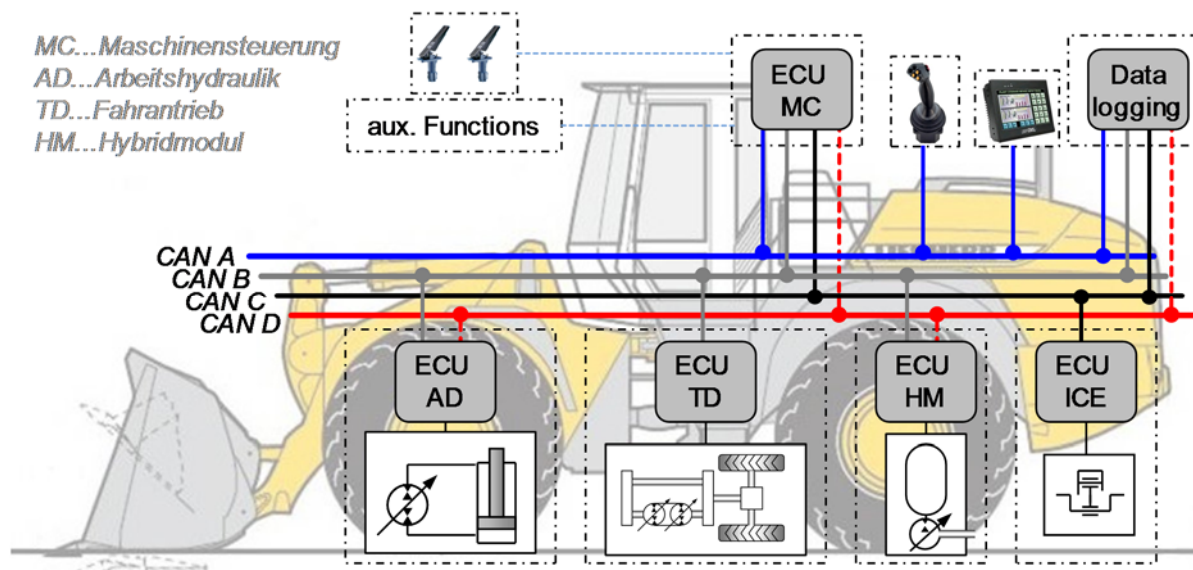


Bild 180: Steuerungs- und Kommunikationsstruktur

Der Datenaustausch zwischen Steuerung und Subsystemen erfolgt ausschließlich via CAN Bus. Dadurch können Kommunikationsschnittstellen bereits in einem frühen Entwicklungsstadium definiert werden, sind aber auch später noch leicht modifizierbar. Die Kommunikationsrate beträgt überwiegend 10 ms. Zur Gewährleistung einer annähernden Echtzeitfähigkeit ist während der Auslegung der CAN-Bus Struktur eine Buslast kleiner als 50 % einzuhalten.

$$r = \frac{1}{\ddot{U}} \cdot \sum_n \frac{m_{\text{Bit},n}}{T_K} = \frac{1}{\ddot{U}} \cdot \sum_n \frac{65 \text{ Bit} + 8 \text{ Bit} \cdot m_{\text{Data},n}}{T_K} \tag{20}$$

Eine Abschätzung ist mit Gl. (20) möglich, wobei \ddot{u} die Übertragungsrate, $m_{\text{Bit},n}$ die Anzahl der Bits in der Nachricht n , $m_{\text{Data},n}$ die Anzahl der übertragenden Datenbytes und T_K die Zykluszeit der Nachricht charakterisieren. Der Overhead einer CAN-Nachricht beträgt 65 Bit. Mit einer CAN-Message können maximal 8 Bytes an Nutzdaten übertragen werden. **Bild 181** zeigt hierfür exemplarisch die Berechnung der Busauslastung in Abhängigkeit der Baudrate und der Anzahl an Nachrichten mit der typischen Zykluszeit von 10 ms. Mit steigender Baudrate nehmen die Anzahl übertragbarer Daten zu, jedoch steigt auch die Anfälligkeit des Netzwerks gegenüber elektromagnetischer Störungen.

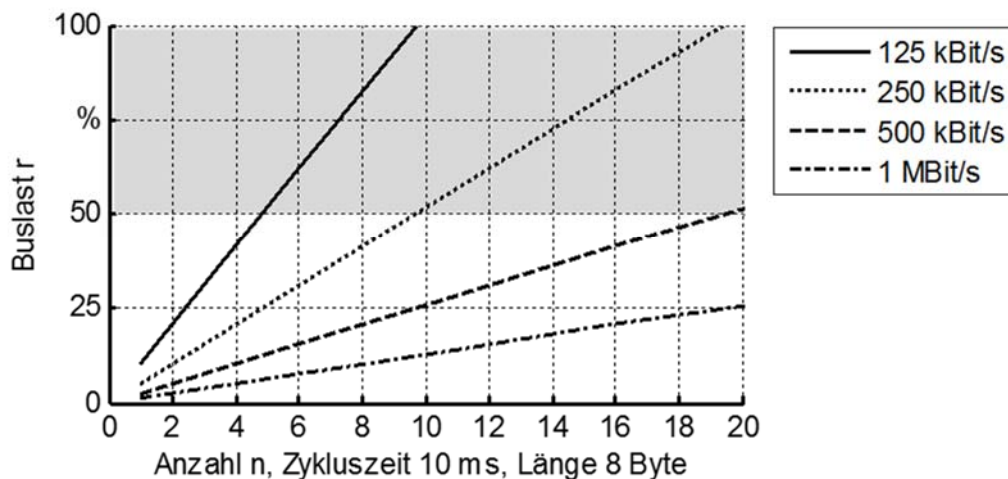


Bild 181: Theoretische Berechnung der Buslast in Abhängigkeit der Baudrate und der Anzahl der Nachrichten mit einer Zykluszeit von 10 ms

Da für die steuerungrelevante Kommunikation die Robustheit ein entscheidendes Kriterium darstellt, ist hierfür eine maximale Baudrate von 250 kBit/s festgelegt worden. Zur Gewährleistung des notwendigen Datenverkehrs benötigt der Demonstrator ein CAN-Netzwerk mit vier voneinander unabhängigen Busleitungen. Die Geräte zur Bedienerinteraktion sind über den CAN A mit der Maschinensteuerung verbunden. Der Dieselmotor verfügt ebenfalls aufgrund der auftretenden Datenmengen über einen separaten Anschluss (CAN C). Die übrigen Subsysteme nutzen den gemeinsamen Steuerbus (CAN B) zur Kommunikation mit der Maschinensteuerung. Zur Erfassung zusätzlicher, nicht steuerungstechnisch relevanter Daten ist der Datenbus (CAN D) mit einer Baudrate von 500 kBit/s vorgesehen. Das Übertragungsprotokoll ist proprietär auf Basis des SAE J1939 Standards entwickelt und erlaubt eine flexible Anpassung während der Entwicklung der Maschine.

4.4 Beschreibung der Subsysteme

4.4.1 Dieselmotor

Das im Themenschwerpunkt 3 „Punktmotor“ entwickelte Aggregat basiert auf dem 6-Zylinder Reihenmotor TCD 7.8L6 der Firma Deutz. Zur innermotorischen Verminderung der Stickoxidemission ist der Motor mit einer externen gekühlten Abgasrückführung ausgestattet. Mit Hilfe eines Abgasnachbehandlungssystems bestehend aus DOC, DPF und SCR-Katalysator erfüllt dieser die Abgasemissionsgrenzwerte der EU Stufe 4 / US TIER 4 final. **Bild 182** zeigt die Verbrauchskennfelder und Vollastkennlinien des Standardmotors sowie der angepassten Ausführung im Vergleich.

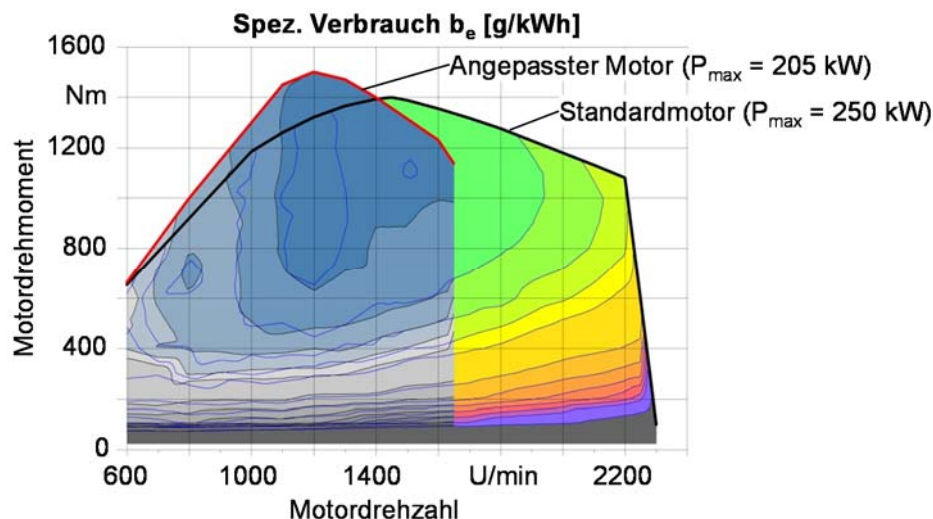


Bild 182: Kennfeldvergleich Standardmotor vs. angepasste Ausführung

Im Verbund des Antriebsstranges des „Grünen Radladers“ wird der Motor in Drehzahlregelung betrieben. Via CAN-Bus übermittelt die Maschinensteuerung die Solldrehzahl in Abhängigkeit der aktuellen Betriebsbedingungen. Der im Motorsteuergerät hinterlegte P-Grad beträgt 5 %. Die Maximaldrehmomentkurve (Dachkurve) des Motors kann per CAN-Bus Signal reduziert werden. So ist es möglich in der Erprobung die Dieselmotorleistung gezielt zu reduzieren und so Downsizingkonzepte in Verbindung mit dem Hybridmodul zu untersuchen. Ebenfalls per CAN-Bus übermittelt das Motorsteuergerät zahlreiche Messgrößen, die zur Steuerung der Maschine und zur energetischen Bewertung herangezogen werden. Die wichtigsten Größen sind:

- Aktuelle Motordrehzahl $n_{VKM,ist}$
- Aktuelle Auslastung des Dieselmotors, bezogen auf das Maximalmoment $M_{d,max}$
 $T_{VKM,Mdmax}$
- Aktuelle Auslastung des Dieselmotors, bezogen auf das maximal im aktuellen Betriebspunkt verfügbare Drehmoment $M_{VKM,BP,max}$ $T_{VKM,BP,max}$
- Aktueller Kraftstoffverbrauch Q_{Diesel}
- Kühlwassertemperatur $\vartheta_{Kühl}$

4.4.2 Fahrtrieb

Für den Fahrtrieb kommt das hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigte Getriebe HVT R3 von Bosch Rexroth zum Einsatz. In **Bild 183** ist die prinzipielle Getriebestruktur dargestellt /And12/. Das gewählte Getriebe ist konzipiert für eine Eingangsleistung $P_{FA,an}$ von 200 – 270 kW. Es ermöglicht Fahrzeuggeschwindigkeiten von 40 km/h bei einer Eingangs-drehzahl $n_{FA,an}$ von 1400 U/min und stellt ein maximales Abtriebsdrehmoment $M_{FA,ab,max}$ von

7000 Nm zur Verfügung /Mut13/. Im ersten Fahrbereich arbeitet das Getriebe rein hydrostatisch, im Zweiten und Dritten handelt es sich um eine eingangsgekoppelte leistungsverzweigte Struktur. Durch die Verstellung der Verdrängereinheiten kann so die Getriebeübersetzung kontinuierlich stufenlos verstellt werden. Beim Verzögern des Fahrzeuges oder Bergabfahrten speist das Getriebe die Bremsenergie zurück in den Antriebsstrang. Dort kann sie von anderen Subsystemen aufgenommen, in einem Hybridmodul zwischengespeichert oder als Schlepplverlust im Dieselmotor abgebaut werden. Das Getriebe verfügt über einen separaten, vom übrigen Antriebssystem unabhängigen Ölhaushalt.

Das getriebeeigene Steuergerät betätigt die verschiedenen Kupplungen und steuert die Schwenkwinkel der Hydrostaten. Neben der Umsetzung der reinen Getriebeunktionalität sind verschiedene Überwachungs- und Sicherheitsfunktionen integriert. Die Ansteuerung erfolgt mittels Vorgabe der gewünschten inversen Getriebeübersetzung (Ratio) $r_{FA,soll}$ (Gl. (21)) und dem maximal zulässigen Abtriebsdrehmoment $M_{FA,ab,max,zul}$ via CAN-Bus. Zusätzlich kann der maximal zulässige Fahrbereich $FB_{max,zul}$ begrenzt werden. Das Fahrverhalten und die verschiedenen Manöver wie Beschleunigen, Verzögern, Reversieren und Einstecken ins Haufwerk werden durch die zentrale Maschinensteuerung mittels dieser Größen gesteuert.

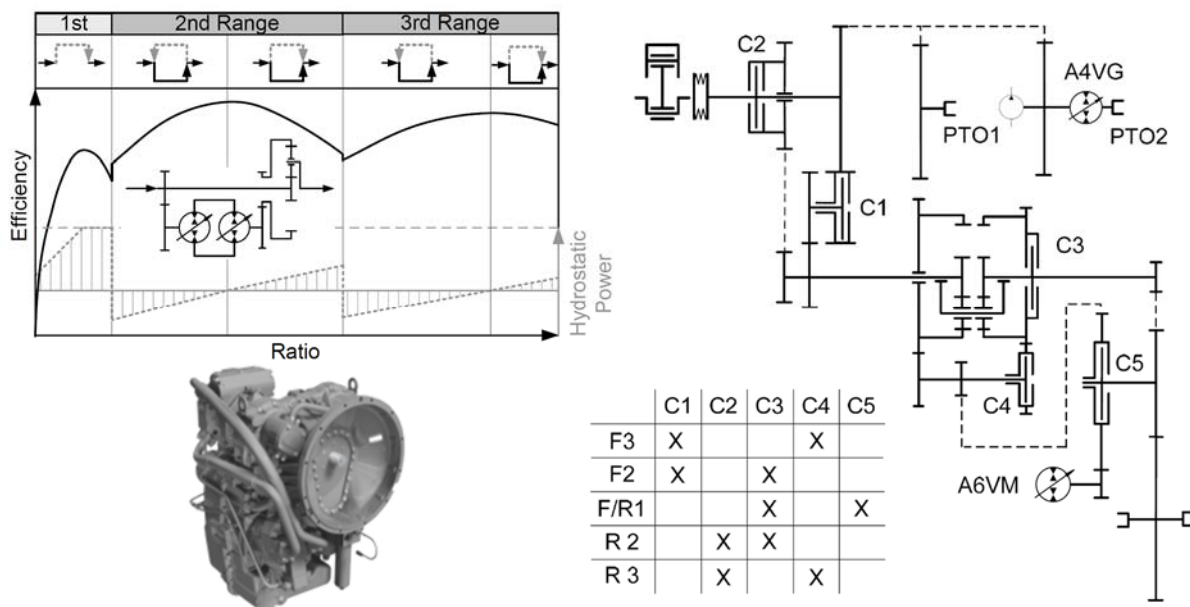


Bild 183: Getriebestruktur und Kupplungsschaltmatrix des HVT-R3 Getriebes /And12/

$$r = \frac{n_{FA,ab}}{n_{FA,an}} \quad (21)$$

Unter anderem werden folgende getriebeinterne Größen zu Mess- und Steuerungszwecken per CAN-Bus übermittelt:

- Aktuelle Getriebeeingangsdrehzahl $n_{FA,an}$ (entspricht der Dieselmotordrehzahl $n_{VKM,ist}$)
- Aktuelle Getriebeabtriebsdrehzahl $n_{FA,ab}$
- Aktueller Fahrbereich FB
- Aktuelles Getrieberatio $r_{FA,ist}$
- Aktuelles Getriebeeingangsdrehmoment (geschätzt) $M_{FA,an}$
- Aktuelles Getriebeabtriebsdrehmoment (geschätzt) $M_{FA,ab}$
- Aktuelle Getriebeöltemperatur ϑ_{FA}

4.4.3 Verdrängergesteuerte Arbeitsausrüstung

Die Hub- und Kippfunktion der Arbeitsausrüstung werden verdrängergesteuert durch zwei separate Hydrostaten im geschlossenen hydraulischen Kreislauf betrieben. Die Geschwindigkeitssteuerung der Zylinder erfolgt dabei direkt durch Verändern des Pumpenschwenkwinkels und der Antriebsdrehzahl. Drosselventile zur Geschwindigkeitsbeeinflussung sind nicht notwendig, die damit verbundenen Energieverluste entfallen. Beim Absenken des Hubgerüsts oder Ausleeren der Schaufel freigesetzte potentielle Energie wird über die Welle der Verdrängereinheit ins Antriebssystem zurückgespeist und steht dort für andere Verbraucher oder zur Zwischenspeicherung zur Verfügung. **Bild 184** zeigt die Struktur und das CAD Modell der im Rahmen des Forschungsprojektes von Danfoss Power Solutions entwickelten Verdrängereinheit zum Betrieb von Differentialzylindern im geschlossenen Kreis. Die 4-quadrantenfähige verstellbare Verdrängereinheit (1) treibt mit ihrem Volumenstrom direkt den Differentialzylinder (2) an. Das aus dem Zylinder rückströmende Öl wird der Pumpe am Niederdruckanschluss wieder zugeführt. Beim Ein- und Ausfahren des Differentialzylinders entsteht eine Differenz zwischen zu- und rückfließendem Volumenstrom, da das Volumen der Kolbenstange ausgeglichen werden muss. Dies geschieht mittels der entsperrbaren Rückschlagventile (3), die die jeweilige Niederdruckseite mit dem Niederdruckspeicher (4) und der Niederdruckversorgung (5) verbinden /Rah02/. Diese kompensiert die Leckageverluste der Verdrängereinheit und versorgt deren Stellsystem. Aufbau und Funktionsweise des Speisesystems sind in Abschnitt 4.4.5 beschrieben. Zusätzlich integrierte Funktionen sind Druckabschneidung und Primärdruckbegrenzung (nicht dargestellt), Sekundärdruckbegrenzung (7), Lasthalteventile (8) und Schwimmstellungsfunktion (9). Die dafür notwendige Ventiltechnik ist platzsparend in das Gehäuse der Verdrängereinheit integriert.

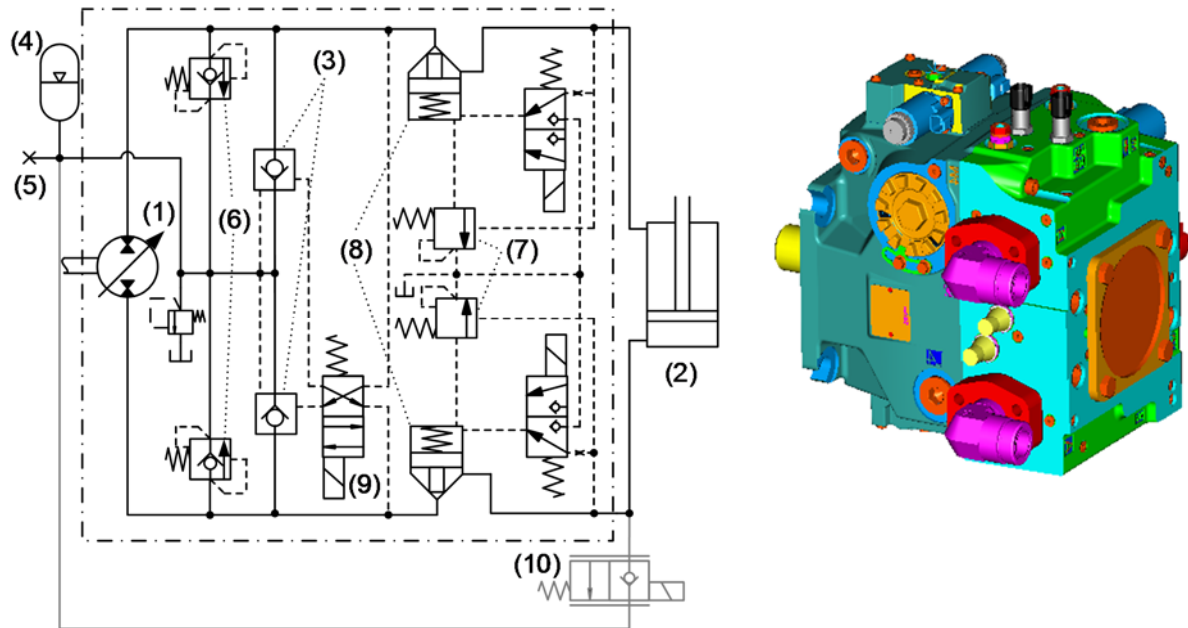


Bild 184: Struktur und CAD Modell der entwickelten Verdrängereinheit

Für die Auswahl der Verdrängereinheiten sind die geforderten Bewegungszeiten der Ausrüstung maßgeblich. **Tabelle 24** zeigt die Bewegungsanforderungen und die daraus resultierenden Volumenströme.

		Hubfunktion	Kippfunktion
Bewegungszeit	Heben / Auskippen	5,5 s	2,0 s
	Senken / Einkippen	3,5	keine spez. Anforderung
Geforderter Volumenstrom	Heben / Auskippen	305 l/min	200 l/min
	Senken / Einkippen	479 l/min	keine spez. Anforderung
PTO Übersetzung		0,708	0,8756
Pumpendrehzahl	$n_{VKM} = 1400 \text{ U/min}$	1977 U/min	1644 U/min
	$n_{VKM} = 1600 \text{ U/min}$	2260 U/min	1878 U/min
Notwendiges Verdrängungsvolumen	$n_{VKM} = 1400 \text{ U/min}$	154 cm ³ (Heben) 242 cm ³ (Senken)	122 cm ³
	$n_{VKM} = 1600 \text{ U/min}$	135 cm ³ (Heben) 212 cm ³ (Senken)	106 cm ³
Verwendetes Verdrängungsvolumen		130 cm ³	130 cm ³

Tabelle 24: Dimensionierung der Verdrängereinheiten der Arbeitsausrüstung

Aufgrund der zeitlichen und finanziellen Randbedingungen wurde im Rahmen des Projektes auf ein vorhandenes Pumpenverteilergetriebe sowie eine bestehende Nebenabtriebskonfiguration des Leistungsverzweigungsgetriebes zurückgegriffen. Außerdem entschied das Konsortium, die gleiche Pumpenbaugröße für beide Ausrüstungsfunktionen zu verwenden. Basis der Entwicklung bildet die Fahrtriebepumpe H1P130 von Danfoss Power Solutions mit

$V_g = 130 \text{ cm}^3$ Verdrängungsvolumen. Diese Konfiguration erfüllt die Anforderung der Hubzeit nahezu bei einer Dieselmotordrehzahl von $n_{VKM} = 1600 \text{ U/min}$. Die mit der gewählten Verdrängereinheit erzielbare Kippgeschwindigkeit überschreitet die Anforderung auch bei der niedrigeren Auslegungsdrehzahl des Dieselmotors von $n_{VKM} = 1400 \text{ U/min}$. Um die geforderte Senkgeschwindigkeit des Hubgerüsts zu erreichen, ist ein Verdrängungsvolumen von mindestens $V_g = 212 \text{ cm}^3$ notwendig. Aufgrund der Bauraumverhältnisse und der abnehmenden Pumpenwirkungsgrade im Teillastbereich ist es zweckmäßig, die Senkgeschwindigkeit mit einer kleineren Verdrängereinheit zu realisieren. Dazu kommt ein Schnellsenkventil in Parallelschaltung zur Pumpe zum Einsatz (Nr. (10) Bild 184). Das Ventil gibt beim Senken in Abhängigkeit der Joystickausrückung einen Strömungsquerschnitt zwischen dem Verdrängerraum des Hydraulikzylinders (Hochdruck) und dem Niederdruckspeicher (4) frei. Während der Hubbewegung ist das Ventil sitzdicht geschlossen. Die Nutzung des Schnellsenkventils verringert die Menge der rückgewinnbaren Energie beim Absenken der Arbeitsausrüstung, da ein Teil der potentiellen Energie an der Ventilkante abgedrosselt wird. Im typischen Radladereinsatz wird das Hubgerüst fast ausschließlich mit leerer Schaufel abgesenkt, so dass der Anteil rückgewinnbarer Energie ohnehin gering ist. Der Einfluss der Schaltungsvariante auf die Energiebilanz des Systems ist somit gering, der funktionale Vorteil überwiegt.

Die Verdrängereinheiten der Hub- und Kippfunktion sind starr mit dem Dieselmotor verbunden. Auch wenn die Arbeitsausrüstung über längere Zeit nicht zum Einsatz kommt, laufen die Pumpen bei hohen Drehzahlen im Nullhubbetrieb. Durch Reibungsverluste kann dies zu unter Umständen zu starker Erhitzung der Einheiten und zur Beschädigung der Einheiten kommen. Die Einbaubedingungen der Verdrängereinheiten in schlecht belüfteten Bereichen der Maschine und in unmittelbarer Nähe des Dieselmotors verschärfen dieses Problem. Um die Pumpen zu schützen ist daher eine externe Gehäusespülung vorgesehen. Dazu wird der Staudruck des Wärmetauschers und des Rücklauffilters genutzt, um kühleres Öl per Bypass in die Pumpengehäuse einzubringen und die Leckagetemperatur somit zu senken. Während des gesamten Erprobungsbetriebes lagen die gemessenen Werte mit max. 65°C im unkritischen Bereich, sodass in einer nächsten Iterationsstufe auf diese Schutzmaßnahme verzichtet werden kann.

In verdrängergesteuerten Arbeitshydrauliksystemen beeinflusst die Stelldynamik der Verdrängereinheiten maßgeblich das Bedienverhalten der Arbeitsausrüstung /Wil10/. Zur Veränderung des Verbrauchervolumenstroms muss mit der Schwenkwiege der Verdrängereinheit im Vergleich zu den konventionellen Ventilschiebern eine viel größere Massenträgheit überwunden werden. Zudem erhöht sich durch die bauliche Anordnung der Verdrängereinheiten in der Mitte

bzw. im Heck des Fahrzeuges das Leitungsvolumen, was zusätzlich die Systemdynamik verringert. Die H1P130 Basispumpe verfügt über ein Niederdruckverstellsystem mit hydraulisch-mechanischer Schwenkwinkelregelung und elektroproportionaler Sollwertvorgabe. Die Einheit ist für den Einsatz in hydrostatischen Fahrtriebssystemen optimiert, die erreichbare Verstell-dynamik daher gering. Um die Verdrängereinheit für den Einsatz in Arbeitsausrüstungssystemen zu qualifizieren, wurde im Forschungsprojekt eine Stellsystemvariante mit höherer Dynamik entwickelt. Laut beim Hersteller durchgeführten Simulationen konnte die Eckfrequenz des Systems so gegenüber der Standardausführung um 44 % auf 3,2 Hz gesteigert werden (**Bild 185**). Die erreichbare Dynamik ist für den üblichen Radladereinsatz im Ladebetrieb ausreichend. Sondersituationen wie zum Beispiel das „Ausklappen“ der Schaufel bzw. Dosieren von Material durch Werfen sind nicht möglich.

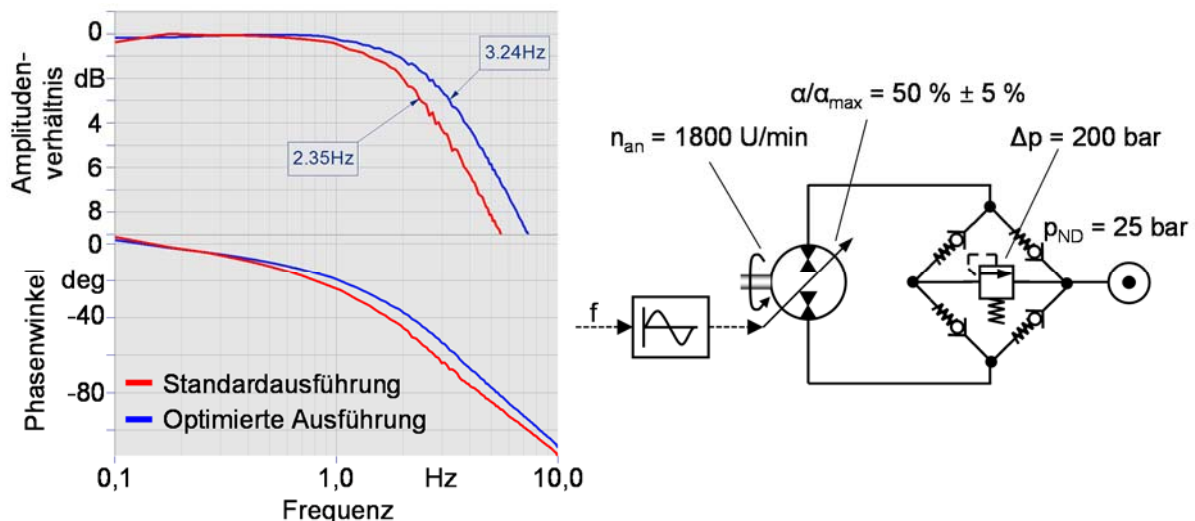


Bild 185: Steigerung der Pumpendynamik durch angepasstes Stellsystem

Wie die übrigen Subsysteme verfügt der Antrieb der Arbeitsausrüstung über ein eigenes Steuergerät und die zugehörige Steuerungssoftware. Diese steuert die Schwenkwinkel der Pumpen und die verschiedenen Ventile in Abhängigkeit der Bedienervorgaben und übernimmt verschiedene Sicherheits-, Mess- und Diagnoseaufgaben. Unter anderem werden folgende interne Größen zu Mess- und Steuerungszwecken per CAN-Bus übermittelt:

- Aktuelle Temperaturen an den Arbeitsanschlüssen $\vartheta_{AH,Hub}, \vartheta_{AH,Kipp}$
- Aktuelle Leckagetemperaturen der Verdrängereinheiten $\vartheta_{AH,Leck,Hub}, \vartheta_{AH,Leck,Kipp}$
- Aktuelle Temperatur des Niederdruckspeiseöls ϑ_{ND}
- Aktuelle Arbeitsdrücke der Verdrängereinheiten $p_{AH,Hub,A}, p_{AH,Hub,B}, p_{AH,Kipp,A}, p_{AH,Kipp,B}$

- Aktuelle Stelldrücke der Verdrängereinheiten $p_{AH,Stell,Hub,A}$, $p_{AH,Stell,Hub,B}$, $p_{AH,Stell,Kipp,A}$, $p_{AH,Stell,Kipp,B}$
- Aktuelle Schwenkwinkel der Verdrängereinheiten $\alpha_{AH,Hub}$, $\alpha_{AH,Kipp}$
- Magnetströme der verschiedenen Proportional- und Schaltventile
- Aktuelle Drehwinkel des Hubgerüsts $\beta_{AH,Hub}$, $\beta_{AH,Kipp}$

Da eine direkte Wegmessung der Hydraulikzylinder der Arbeitsausrüstung aufwendig und fehleranfällig ist, kommen Drehwinkelsensoren an der Kinematik zum Einsatz. Da die Kinematik der Arbeitsausrüstung bekannt ist, ist die Berechnung der Ausfahrlänge der Arbeitszylinder im Nachgang möglich. Die Signale werden vom Steuergerät der Arbeitsausrüstung ausgewertet und zur Messdatenerfassung bereitgestellt.

4.4.4 Hybridmodul

Sowohl Fahrtrieb als auch Arbeitsausrüstung des „Grünen Radladers“ sind in der Lage beim Verzögern des Fahrzeuges oder Absenken von Lasten Energie in das Antriebssystem zurückzuspeisen. Kann diese Energie nicht direkt zum Antrieb anderer Subsysteme genutzt werden, steht ein hydrostatisches Parallelhybridsystem für die Zwischenspeicherung zur Verfügung. Dieses besteht aus einer 4-Quadranten-Verdrängereinheit der Firma Liebherr und einem Doppelkolbenspeicher der Firma Hydac. **Bild 186** zeigt den Aufbau des Hybridsystems.

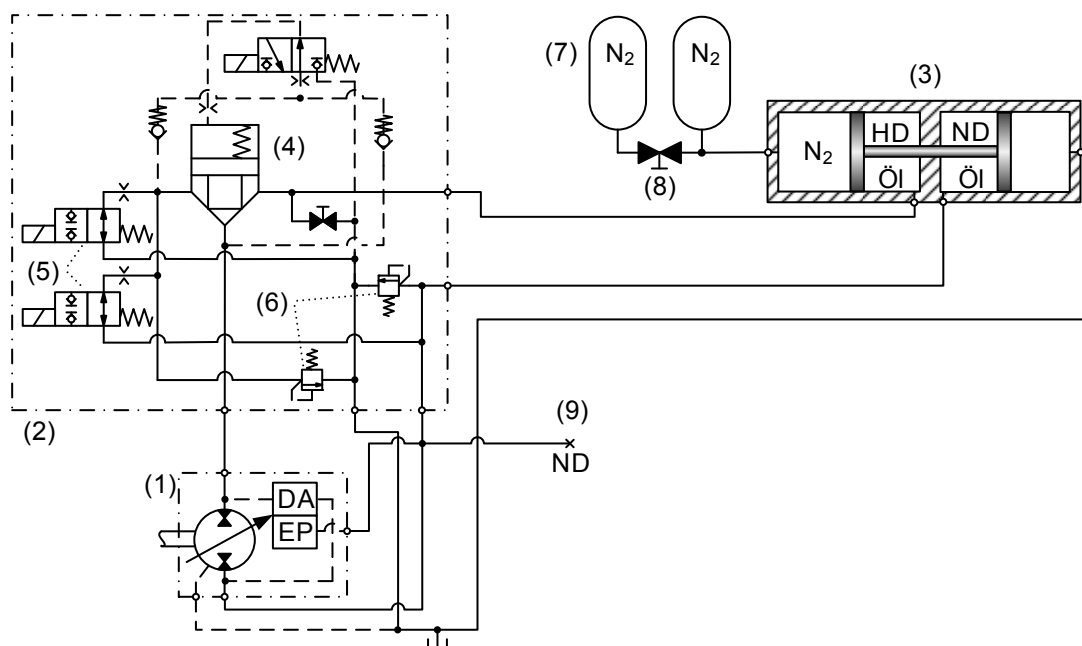


Bild 186: Aufbau des hydrostatischen Parallelhybridsystems

Die Verdrängereinheit (1) verfügt über eine elektro-proportionale Schwenkwinkelregelung mit hydraulisch-mechanischer Rückführung und eine überlagerte Druckabschneidung. Sie ist über den Ventilblock (2) mit dem Doppelkolbenspeicher (3) verbunden. Bei Nichtbenutzung des Hybriden trennt das vorgesteuerte Logikventil (4) die Hochdruckseite des Doppelkolbenspeichers von der Pumpe. Energieverluste im Druckhaltebetrieb der Pumpe werden dadurch vermieden. Zuschalt- bzw. Deenergetisierungsventile (5) und Druckbegrenzungsventile (6) sichern das System ab und schützen vor Überlastung. Die notwendige Energiespeicherkapazität des Hybridsystems ist stark abhängig vom Einsatzfall der Maschine und den genutzten Hybridfunktionalitäten. Eine möglichst große Energiekapazität ermöglicht die Abdeckung eines breiten Einsatzspektrums, stellt aber eine große Herausforderung hinsichtlich der baulichen Integration in das Fahrzeug dar. Um das Hybridmodul mit verschiedenen Energiespeicherkapazitäten untersuchen zu können, wurde der Doppelkolbenspeicher um zwei nachgeschaltete Gasvolumina (7) zur Energiespeicherung erweitert. Eines der Zusatzvolumina ist mittels gasdichtem Kugelhahn (8) abschaltbar, so dass die Energiekapazität des Speichers in zwei Stufen variiert werden kann. Zur Versorgung des Niederdruckstellensystems der Verdrängereinheit und den Ausgleich von Leckagen ist das Hybridmodul mit der Niederdruckversorgung (9) der Arbeitshydraulik verbunden. Aufbau und Funktionsweise des Speisesystems sind in Abschnitt 4.4.5 beschrieben. **Tabelle 25** zeigt die wichtigsten Kenndaten des hydrostatischen Parallelhybridmoduls.

		1 Gasnachschtvolumen aktiv	2 Gasnachschtvolumen aktiv
Ölverschiebevolumen des Doppelkolbenspeichers $\Delta V_{HM,\text{Öl}}$		25 L	
Gasvolumen $V_{HM,\text{Gas}}$		45 L	65 L
max. Energiekapazität $E_{HM,\text{max}}$		360 kJ	510 kJ
Druckbereich	Gasvorfülldruck $p_{HM,0}$	225 bar	
	min. Betriebsdruck ölseitig $p_{HM,1}$	230 bar	
	max. Betriebsdruck ölseitig $p_{HM,2}$	400 bar	
max. Verdrängungsvolumen $V_{g,HM,\text{max}}$		85 cm ³	
max. Verdrängerdrehmoment $M_{HM,\text{max}}$		490 Nm	
Maximalleistung $P_{HM,\text{max}}$	$n_{VKM} = 1400$ U/min	117 kW	
	$n_{VKM} = 1600$ U/min	139 kW	

Tabelle 25: Kenndaten des hydrostatischen Parallelhybridmoduls

Beim Doppelkolbenspeicher (DKS) der Fa. Hydac handelt es sich um ein speziell für den Einsatz in Hybridsystemen mobiler Arbeitsmaschinen entwickeltes Speichersystem /Bau11/. Da in

Hybridsystemen mobiler Maschinen große Leistungen hochdynamisch umgesetzt werden müssen, kommen häufig verstellbare Verdrängereinheiten im geschlossenen Kreislauf zum Einsatz. Diese erfordern eine Vorspannung der Niederdruckseite, um eine korrekte Funktion zu gewährleisten. Konventionelle Lösungen nutzen dafür zusätzlich zum Hochdruckenergiespeicher einen separaten Niederdruckspeicher. Diese Konfiguration bringt Nachteile hinsichtlich Bau- raum, Komponentenaufwand und Energiekapazität mit sich. Der Doppelkolbenspeicher eliminiert diese Nachteile. Doppelkolbenspeicher bestehen aus zwei zylindrischen Sektionen mit jeweils einem beweglichen Kolben. Die beiden Kolben sind durch eine Stange fest miteinander verbunden, wodurch insgesamt vier Sektionen entstehen, die volumetrisch gekoppelt sind, siehe **Bild 187**. Die niederdruckseitige Gasfüllung kann dadurch entfallen, die Gasseite ist gegen Atmosphäre entlastet. Für die notwendige Vorspannung sorgt eine Verbindung zum Speisesystem. Beim Laden des Speichers wird Öl durch die Pumpe von der Niederdruckseite des DKS in die Hochdruckseite gefördert. Der Hochdruck steigt durch Kompression der Gasfeder an, der Niederdruck bleibt konstant. Beim Entladen des Speichers verringert sich entsprechend der Hochdruck bei konstant bleibendem Niederdruck. Im Gegensatz zu konventionellen Lösungen mit zwei separaten Speichern, bei denen sowohl Hoch- als auch Niederdruck variabel sind, ist bei gleichem Verschiebevolumen eine höhere Energiespeicherkapazität verfügbar.

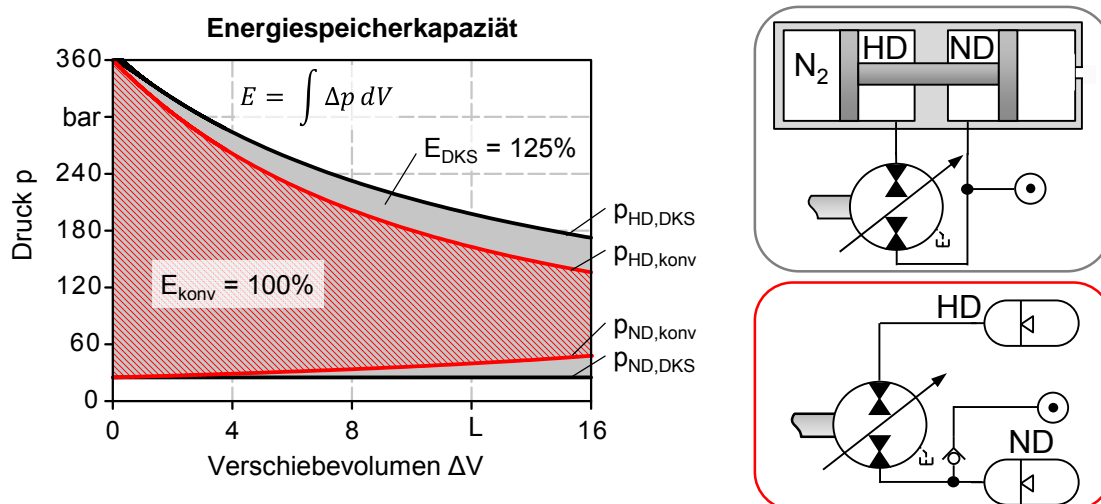


Bild 187: Beispielhafter Vergleich der Energiekapazität konventioneller Lösungen und des Doppelkolbenspeichers

Das Steuergerät und die zugehörige Software des Hybridmoduls aktuieren die verschiedenen Ventile und regeln mit Hilfe des Pumpenschwenkwinkels das abgegebene bzw. aufgenommene Drehmoment des Hybriden in Abhängigkeit der Vorgaben aus der Maschinensteuerung. Die Vorgabe kann als Drehmomentwunsch oder Leistungsanforderung erfolgen. Darüber hinaus

kann zur Erhöhung der Dynamik direkt ein Pumpenschwenkwinkel als überlagerte Vorsteuerung vorgegeben werden. Die Steuerung übernimmt weiterhin verschiedene Sicherheits-, Mess- und Diagnoseaufgaben. Unter anderem stehen folgende interne Größen zu Mess- und Steuerungszwecken auf dem CAN-Bus zur Verfügung:

- Maximal verfügbare Energiemenge $E_{HM,max,av}$
- Aktueller Speicherladezustand (SOC) SOC_{HM}
- Aktuell umgesetztes Drehmoment $M_{HM,akt}$
- Aktuell umgesetzte Leistung $P_{HM,akt}$
- Maximal aktuell verfügbares Drehmoment $M_{HM,max,av}$
- Maximal aktuell verfügbare Leistung $P_{HM,max,av}$
- Aktuelle HD-Öltemperatur $\vartheta_{HM,\ddot{O}l}$
- Aktuelle Leckagetemperatur $\vartheta_{HM,Leck}$
- Aktueller Gasdruck $p_{HM,Gas}$
- Aktuelle Öldrücke $p_{HM,HD,Sp}$, $p_{HM,HD,Pumpe}$, $p_{HM,ND,Pumpe}$,
- Aktuelle Position des Speicherkolbens $x_{HM,Kolben}$
- Aktueller Schwenkwinkel der Verdrängereinheiten $\alpha_{HM,Pumpe}$
- Magnetströme der verschiedenen Proportional- und Schaltventile

4.4.5 Nebenfunktionen

Zusätzlich zu den genannten Hauptbestandteilen des Antriebssystems sind verschiedene Nebenfunktionen für die korrekte Funktion des „Grünen Radladers“ notwendig. Der sicherheitskritische Bremskreislauf wurde unverändert von der Serienmaschine übernommen. Ebenso entspricht Antrieb der Knicklenkung in einem separaten Load-Sensing-Kreis weitestgehend der Serienausführung. Lediglich die Pumpe wurde aufgrund des verwendeten Dieselmotors und der verfügbaren Nebenabtriebe angepasst.

Um die geschlossenen hydrostatischen Kreisläufe der Arbeitsausrüstung und des Hybridmoduls mit Speisedruck zu versorgen, ist eine entsprechende Niederdruckversorgung notwendig. Eine konventionelle Ausführung mit separater Speisepumpe und Speisedruckbegrenzungsventil hat neben dem erhöhten Komponentenaufwand auch energetische Nachteile, da permanent Verlustleistung am Speisedruckbegrenzungsventil entsteht. Um dies zu vermeiden, wurde die Nie-

derdruckversorgung in den vorhandenen hydrostatischen Lüfterantrieb integriert. Dieser besteht aus einer Konstantpumpe (1) und dem Lüftermotor (2) mit integriertem Lüfterbypassventil (3), siehe **Bild 188**. Der von Motor und Bypassventil rückströmende Volumenstrom nimmt im konventionellen System über den Wärmetauscher den direkten Weg zum Tank. Mittel des Schaltventils (4) wird in der gewählten Schaltung der rückfließende Volumenstrom in den Niederdruckspeicher (5) umgeleitet. Dieser ist aufgrund der notwendigen Volumenkompensation der verdrängergesteuerten Arbeitsausrüstung ohnehin im System vorhanden. Durch Implementierung einer Speicherladeschaltung mit Hilfe des Drucksensors (6) kann so auf effiziente Weise die Niederdruckversorgung von Arbeitshydraulik und Hybridmodul sichergestellt und gleichzeitig eine ausreichende Kühlung des Systems gewährleistet werden. Der Speicherdruck variiert dabei zwischen 23 und 35 bar.

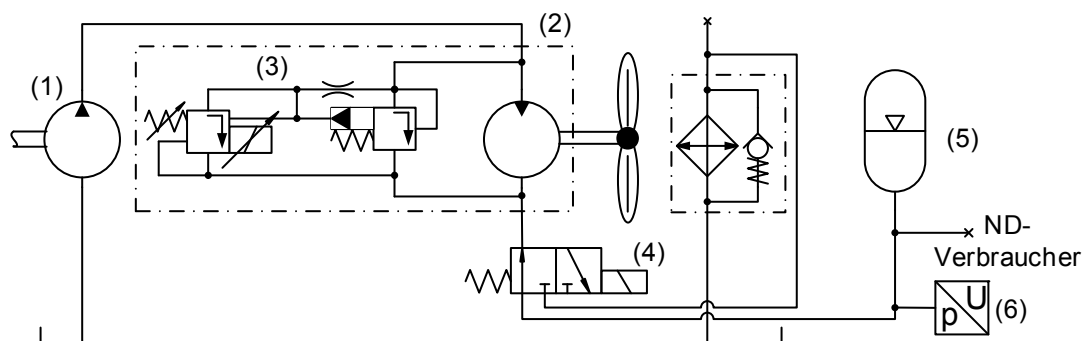


Bild 188: Lüfterantrieb mit integrierter Spisedruckversorgung

4.4.6 Messdatenerfassung

Zur Messdatenerfassung auf der Demonstratormaschine kommt ein cRio-System von National Instruments zum Einsatz. Das modular aufgebaute Messsystem erlaubt die Erfassung verschiedener Signaltypen. Mit Hilfe der vier CAN Busse der Demonstratormaschine (vgl. Abschnitt 4.3) erfasst das System die für die energetische und funktionale Bewertung relevanten Größen der Subsysteme. Darüber hinaus werden zur Ermittlung der Leistungsaufnahme der Nebenverbraucher folgende Messgrößen erfasst:

- Aktueller Druck der Bremspumpe $p_{NV,Bremse}$
- Aktueller Druck der Lüfterantriebspumpe $p_{NV,Lüfter}$
- Aktuelle Arbeitsdrücke der Lenkzylinder $p_{Lenk,Zyl,li}$, $p_{Lenk,Zyl,re}$
- Aktueller Druck der Lenkpumpe $p_{Lenk,Pumpe}$
- Aktueller Volumenstrom der Lenkpumpe $Q_{Lenk,Pumpe}$

4.5 Betriebsstrategie

Das Betriebsverhalten von Radladern ist geprägt durch zyklische, hochdynamische Bewegungen. Die beiden Hauptverbraucher Arbeitsausrüstung und Fahrtrieb sind ähnlich leistungsfähig und werden häufig gleichzeitig betätigt, wodurch sie um die zur Verfügung stehende Dieselmotorleistung konkurrieren. Um ein stabiles und effizientes Betriebsverhalten der Maschine zur gewährleisten, muss die Betriebsstrategie folgende Anforderungen erfüllen:

- Umsetzung der Bedieneingaben, einfache und feinfühlig Bedienung
- Verteilung der verfügbaren Antriebsleistung zwischen den Subsystemen
- Schutz des Dieselmotors vor Überlasten, Abwürgen und Überdrehzahl
- Effiziente Wandlung der umgesetzten Leistung

4.5.1 Konventionelle Ansteuerungsstrategie

Konventionelle Radlader verfügen meist über unabhängige Steuerungen für Arbeitsausrüstung und Fahrtrieb, die einzige Kopplung besteht im gemeinsamen Antrieb durch den Dieselmotor. Die prinzipielle Struktur des Steuerungssystems ist in **Bild 189** gezeigt.

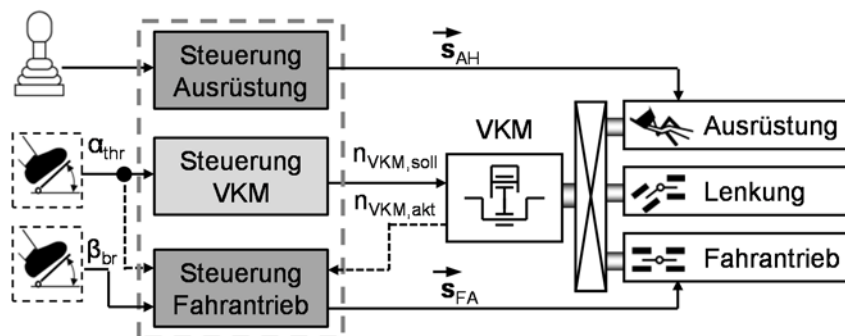


Bild 189: Struktur der Steuerungsstrategie konventioneller Radlader

Der Bediener steuert den Fahrtrieb mit Hilfe der Dieselmotorsolldrehzahl $n_{VKM, soll}$, die durch das Gaspedal α_{thr} vorgegeben wird. Die Steuerung der Arbeitsausrüstung erfolgt direkt durch Betätigen der Ventilschieber mittels Bedienhebel. Die Steuerventile verteilen den verfügbaren Pumpenvolumenstrom Q_I auf die einzelnen Ausrüstungsfunktionen. Der Pumpenvolumenstrom ist abhängig vom maximalen Fördervolumen der Pumpe $V_{g, max}$ und der aktuellen Dieselmotordrehzahl $n_{VKM, akt}$. Reicht dieser nicht aus, um die Bedieneranforderungen zu erfüllen, erhöht der Bediener mittels Gaspedal die Dieselmotordrehzahl. Der Einfluss auf die Fahrzeuggeschwindigkeit muss manuell durch das Brems-Inch-Pedal β_{br} ausgeglichen werden. Diese ge-

gegenseitige Beeinflussung der Subsysteme führt zu einer hohen Belastung des Maschinenführers, da dieser die Störungen ausregeln muss. Weiterhin ist die Steuerung der Dieselmotordrehzahl dem Bediener überlassen, was oft zu unnötig hohen Betriebsdrehzahlen führt. Die Effizienz und Produktivität des Radladers sind daher stark abhängig vom individuellen Können des Maschinenführers.

4.5.2 Gesamtmaschinenbetriebsstrategie des „Grünen Radladers“

Die Antriebs- und Steuerungsstruktur des „Grünen Radladers“ ermöglichen neue Ansätze in der Interaktion der Subsysteme, die es erlauben, die genannten Nachteile konventioneller Radladersteuerungen zu überwinden. Die Grundstruktur der im Rahmen des Forschungsprojektes entwickelten Betriebsstrategie ist in **Bild 190** gezeigt. Anstelle des Bedieners ermittelt die Maschinensteuerung die optimale Betriebsdrehzahl des Dieselmotors und die Zustände der Subsysteme. Somit kann das Drehzahlniveau des Antriebsstranges abgesenkt und der Einfluss des Maschinenführers auf Effizienz und Leistungsfähigkeit der Maschine gesenkt werden.

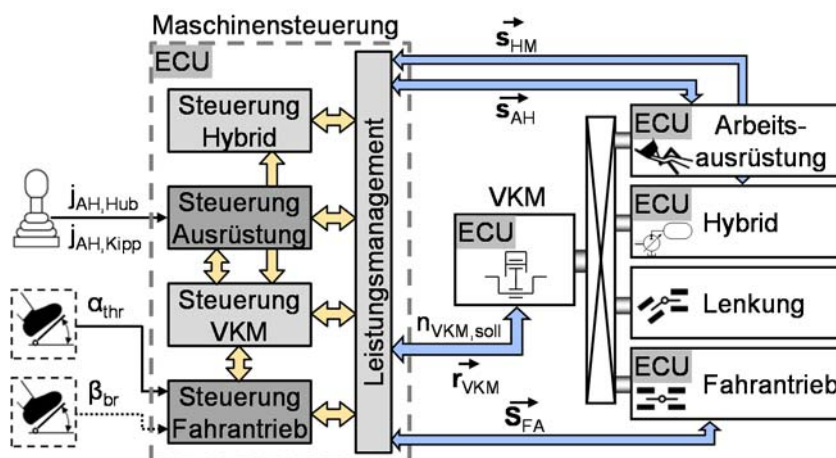


Bild 190: Grundstruktur der Betriebsstrategie des „Grünen Radladers“

Der Bediener gibt mittels Bedienhebelsignalen $j_{AH,Hub}$ und $j_{AH,Kipp}$ Sollgeschwindigkeiten für die Ausrüstungsfunktionen bzw. Fahrzeugsollgeschwindigkeit $v_{FZG,soll}$ und Zugkraftwunsch $F_{Zug,max}$ mit dem Fahrpedalsignal α_{thr} vor. Für jedes Subsystem ermittelt die Maschinensteuerung die minimal erforderliche Dieselmotordrehzahl, um die Bedieneranforderungen zu erfüllen. Ein separates Softwaremodul vergleicht und priorisiert die verschiedenen Drehzahlforderungen und generiert die Solldrehzahl des Dieselmotors $n_{VKM,soll}$, so dass alle Bedienervorgaben erfüllt werden. Basierend auf diesem Nominalwert berechnen die Softwaremodule für Fahrtrieb und Arbeitsausrüstung die Sollwerte \vec{s}_{FA} und \vec{s}_{AH} für die Ansteuerung der Subsysteme. Die Maschine kann somit immer auf der technisch möglichen niedrigsten Drehzahl arbeiten.

Das führt neben einer gesteigerten Auslastung des Motors und damit besserem Wirkungsgrad zu geringeren Schleppverlusten im Antriebsstrang. Zur Verbesserung der Dynamik und des Lastannahmeverhaltens wird der zulässige Betriebsdrehzahlbereich des Dieselmotors eingeschränkt. Im Ladebetrieb arbeitet der Motor in einem Solldrehzahlband von 1200 – 1600 U/min. Ein überlagertes Leistungsmanagement schützt das Antriebssystem vor Überlastung oder Überdrehen durch Eingriff in die Ansteuersignale der Subsysteme. In Abhängigkeit der aktuellen Betriebsbedingungen begrenzt es die zulässige Drehmomentaufnahme der Teilsysteme. Zusätzlich steuert das Leistungsmanagement das Hybridmodul als sekundäre Leistungsquelle bzw. –senke.

Die Maschinensteuerung ermittelt die Ansteuersignale der Subsysteme aus den Bedienervorgaben auf Basis der Dieselmotorsolldrehzahl $n_{VKM,soll}$ anstelle des Istwertes $n_{VKM,ist}$. Dadurch werden schwingungsanfällige geschlossene Regelkreise weitgehend vermieden. In Verbindung mit der Drückung des Dieselmotors unter Last führt dies außerdem zu einer gewissen Lastfähigkeit des Antriebssystems, die dem Bediener als Rückmeldung über den Betriebszustand der Maschine dient. Im Folgenden werden die Ansteuerstrategien der einzelnen Subsysteme erläutert /Sch14/.

Steuerung Arbeitsausrüstung:

Das Funktionsmodul des Antriebs der Arbeitsausrüstung hat folgende Hauptaufgaben:

- Umsetzung der Bedienereingaben durch Steuerung des Verdrängungsvolumens der Einheiten
- Ermittlung der entsprechenden minimal notwendigen Dieselmotordrehzahl
- Umsetzung der Vorgaben des Leistungsmanagements

Zusätzliche Funktionen wie Ansteuerung der Lalthalteventile, Schwimmstellung, Schnellsenken und Fahrschwingungsdämpfung des Hubgerüsts sind ebenfalls implementiert, im Rahmen dieses Berichts jedoch nicht ausführlich dargestellt. Die vereinfachte Struktur der Ansteuerung der Arbeitsausrüstung zeigt **Bild 191**.

Zur aktiven Verteilung der zur Verfügung stehenden Dieselmotorleistung übermittelt das Leistungsmanagement ein maximal zulässiges Antriebsmoment für die Arbeitsausrüstung $M_{AH,max,zul}$. Nach Gleichung (25) schätzt die Steuerung anhand der Druckdifferenz der Arbeitsanschlüsse und dem Sollschwenkwinkel das aktuell aufgenommene Drehmoment. Übersteigt dieses den zulässigen Grenzwert, wird mit Hilfe eines P-Reglers der Sollschwenkwinkel der Verdrängereinheit reduziert und so die Drehmomentaufnahme verringert. Führt eine hohe Belastung des Dieselmotors zu starker Drehzahlrückung, wird mit Hilfe der Leistungsmanagementschnittstelle $f_{AH,red}$ der Sollschwenkwinkel weiter verringert. Der Eingriff beider Schutzfunktionen erfolgt nur relativ, der Bediener kann weiterhin die Maschine entsprechend seiner Anforderungen steuern.

$$M_{AH,ist} = \alpha_{AH,soll} \cdot \frac{V_{g,max}}{2\pi} \cdot (p_A - p_B) \quad (25)$$

Steuerung Fahrtrieb:

Das Funktionsmodul des Fahrtriebes hat folgende Hauptaufgaben:

- Umsetzung der Bedienereingaben
- Einstellung des Fahrverhaltens
- Zugkraftdosierung
- Reversieren
- Berechnung der minimal erforderlichen Dieselmotordrehzahl
- Einbindung der Signale des Leistungsmanagements

Bild 192 zeigt die vereinfachte Steuerungsstruktur des Fahrtriebes.

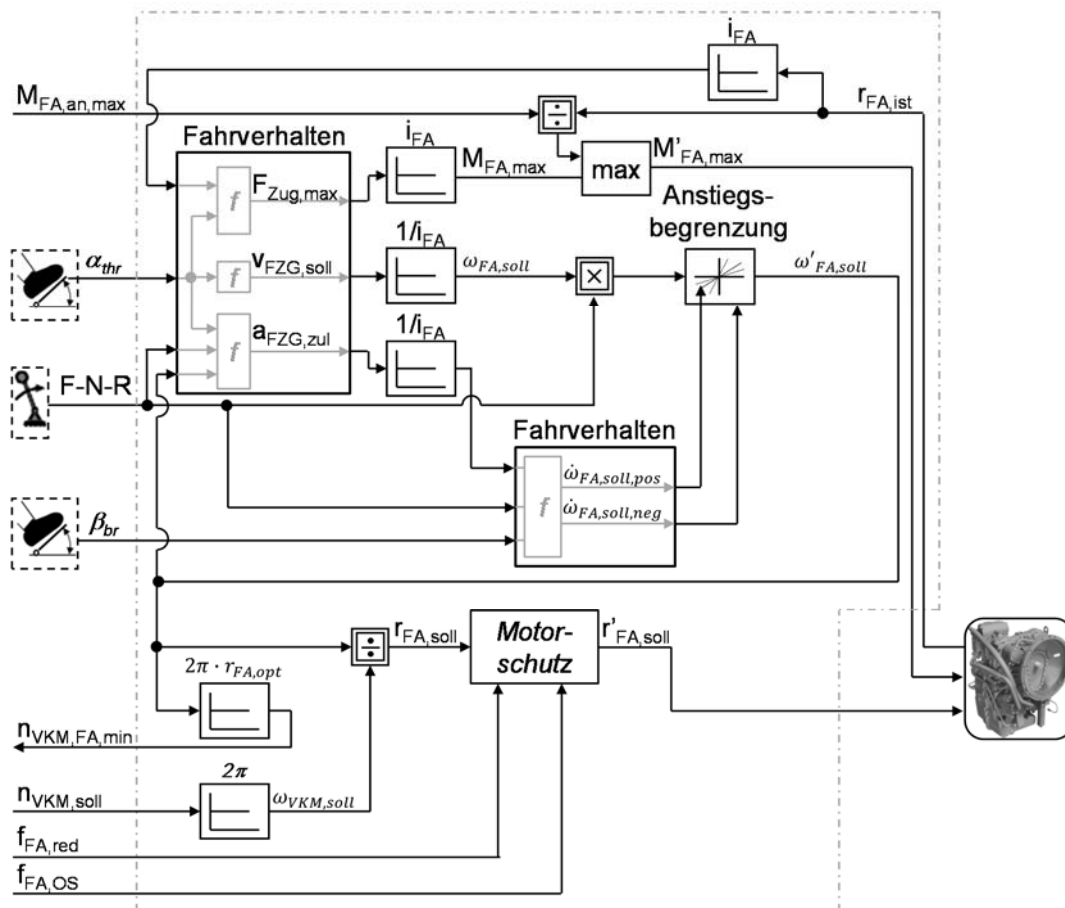


Bild 192: Grundstruktur der Fahrtriebssteuerung

Mittels folgender drei Eingabegeräte beeinflusst der Bediener das Fahrverhalten: Fahrpedal α_{thr} , Bremspedal β_{br} und Fahrtrichtungsschalter $F-N-R$. Durch das Fahrpedalsignal gibt der Bediener drei verschiedene Eingangssignale vor: die Fahrzeugsollgeschwindigkeit $v_{FZG,soll}$, die maximal zulässige Fahrzeugbeschleunigung $a_{FZG,zul}$ und die maximale Zugkraft $F_{Zug,max}$. Diese Größen und ihre Interaktion beeinflussen signifikant das Fahrverhalten und die Bedienbarkeit der Maschine. Sie werden anhand von Kennlinien und Übertragungsfunktionen ermittelt und parametrisiert, um eine Anpassung während der Abstimmung und Inbetriebnahme der Maschine zu gewährleisten. Anhand der festen Übersetzung des Fahrtriebes i_{FA} (Gl. (26)) werden die fahrzeugbezogenen Signale in getriebebezogene Größen umgerechnet.

$$i_{FA} = \frac{v_{FZG}}{\omega_{FA,ab}} = \frac{D_{Rad}}{2 \cdot i_{achs}} \tag{26}$$

Die vom Bediener vorgegebene Zielgeschwindigkeit $\omega_{FA,soll}$ hat entweder positives oder negatives Vorzeichen, in Abhängigkeit des Signals des Fahrtrichtungsschalters (1...0...-1). Eine Anstiegsbegrenzung steuert die Beschleunigung bzw. Verzögerung. Die zulässigen Geschwin-

digkeitsgradienten $\dot{\omega}_{FA,max,pos}$ und $\dot{\omega}_{FA,max,neg}$ werden anhand der maximal zulässigen Beschleunigung $a_{FZG,zul}$, des Fahrtrichtungssignals sowie des Bremspedals β_{br} ermittelt. Diese Struktur ermöglicht das Reversieren der Fahrtrichtung vergleichbar zu konventionellen Radladern. Die Zugkraftdosierung bei geringen Geschwindigkeiten, wie sie im Ladebetrieb notwendig ist, wird durch die Vorgabe des maximalen Getriebeabtriebsmomentes $M_{FA,ab,max,zul}$ in Abhängigkeit des Fahrpedals α_{thr} und der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit v_{FZG} dargestellt. Übersteigen die externen Lasten am Getriebeausgang diesen Grenzwert, verringern die getriebeinternen Funktionen selbsttätig die Übersetzung. Eine feinfühligere Steuerung der Zugkraft ist somit möglich.

Die minimal notwendige Dieselmotordrehzahl $n_{VKM,FA,min}$ wird anhand der modifizierten Fahrzeugsollgeschwindigkeit $\omega'_{FA,soll}$ anhand von Gleichung (27) berechnet. Die optimale Getriebeübersetzung $r_{FA,opt}$ ist so gewählt, dass zum einen das Getriebe im Bereich des höchsten Wirkungsgrades operiert und zum anderen die Dieselmotordrehzahl so gering wie möglich bleibt. Sie variiert zwischen 65% und 80% der maximalen Getriebeübersetzung. Anstelle von konstanten Werten für $r_{FA,opt}$ sind auch betriebspunktabhängige Strategien möglich. Ansätze dazu finden sich im folgenden Abschnitt.

$$n_{VKM,FA,min} = 2\pi \cdot \omega'_{FA,soll} \cdot r_{FA,opt} \quad (27)$$

$$r_{FA} = \frac{\omega_{FA,ab}}{\omega_{FA,an}} \quad (28)$$

Die notwendige Getriebeübersetzung $r_{FA,soll}$ zur Realisierung der Bedienereingaben wird mit Hilfe der tatsächlichen Dieselmotorsolldrehzahl $n_{VKM,soll}$ ermittelt. In Verbindung mit dem Motormanagement ist es so möglich, den Dieselmotor in einem weiten Betriebsbereich effizient bei hoher Auslastung zu betreiben und gleichzeitig hohe, dosierbare Zugkräfte bei kleinen Geschwindigkeiten bereitzustellen.

Leistungsmanagementfunktionen wie Überdrehzahlenschutz und Schutz vor Abwürgen des Dieselmotors werden durch Beeinflussung der Getriebesollübersetzung $r_{FA,soll}$ mit Hilfe der Signale $f_{FA,red}$, $f_{FA,OS}$ und $M_{FA,an,max}$ realisiert. Im Falle von Überlastung des Motors oder der Gefahr des Abwürgens reduziert $f_{FA,red}$ die Getriebesollübersetzung $r_{FA,soll}$ und verringert so die Belastung des Aggregates. Steigt die Motordrehzahl aufgrund von Schlepplasten signifikant an, beeinflusst $f_{FA,OS}$ das Getriebesollsignal und mindert dadurch die auftretenden Schublasten. Zur Verteilung der verfügbaren Motorleistung auf die Subsysteme wird in Abhängigkeit der Bedienereingaben vom Leistungsmanagement ein maximal zulässiges Getriebeeingangsdrehmoment

$M_{FA,an,max}$ berechnet und entsprechend der aktuellen Getriebeübersetzung $r_{FA,ist}$ das Abtriebsmoment limitiert. Ein sicherer und zuverlässiger Betrieb des Fahrtriebs bei kontinuierlich variierenden Betriebsbedingungen ist somit gewährleistet.

Steuerung Dieselmotor:

Das Motorsteuerungsmodul hat bezüglich Leistungsfähigkeit und Effizienz der Maschine eine Schlüsselstellung inne. Die Hauptaufgaben sind:

- Steuerung der Motordrehzahl in Abhängigkeit der Subsystemanforderungen
- Absenkung der Motordrehzahl im Leerlaufbetrieb

Der Dieselmotor arbeitet in Drehzahlregelung. Die lastabhängige Drückung wird als Bedienermeldung über die aktuelle Lastsituation und eine gewisse Lastfähigkeit des Antriebssystems genutzt. Außerdem dient die Drehzahlabweichung als Eingangssignal für verschiedene Leistungsmanagement- und Hybridfunktionen.

Wie in **Bild 193** gezeigt, ermittelt das Funktionsmodul aus den einzelnen Drehzahlanforderungen der übrigen Subsysteme den höchsten Wert. Neben den bedienergesteuerten Systemen Fahrtrieb und Arbeitsausrüstung können auch das Hybridmodul sowie die Nebenverbraucher Drehzahlanforderungen stellen. Dadurch ist gewährleistet, dass alle Subsystemanforderungen erfüllt werden. Um plötzliche Motordrehzahländerungen im Normalbetrieb zu vermeiden, führt eine Manipulation der Motorsolldrehzahl $n_{VKM,soll}$ zu weichen Drehzahlübergängen. Da die Motorsolldrehzahl $n_{VKM,soll}$ in einem weiten Bereich variieren kann, limitiert die Steuerung den gewünschten Betriebsbereich mittels $n_{VKM,BB,min}$ und $n_{VKM,BB,max}$. Dadurch wird der Motor im Bereich seines höchsten Wirkungsgrades betrieben, wie Bild 193 rechts zeigt. Die untere Betriebsdrehzahlgrenze $n_{VKM,BB,min}$ ist mit Bedacht zu wählen, um einen stabilen und zuverlässigen Betrieb der Maschine zu gewährleisten. Bei niedrigen Drehzahlen verschlechtern sich das Drehmomentvermögen und das Lastannahmeverhalten des Motors signifikant, was in verringerter Dynamik und Leistungsfähigkeit sowie der häufigen Gefahr des Abwürgens resultiert.

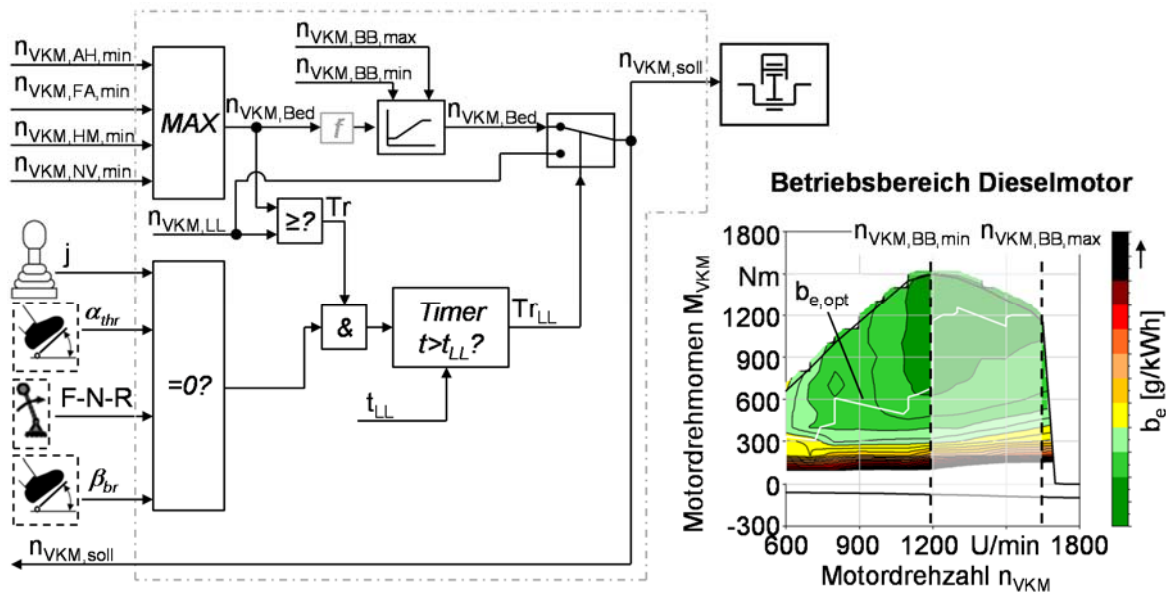


Bild 193: Grundstruktur der Ansteuerung des Dieselmotors

Während der Leerlaufphasen der Maschine reduziert die Steuerung die Dieselmotordrehzahl zur Kraftstoffeinsparung auf unteren Leerlauf $n_{VKM, LL}$. Der Übergang wird durch die Drehzahlanforderung der einzelnen Subsysteme $n_{VKM, i, min}$, die Bediener signale und die Verzögerungszeit t_{LL} gesteuert. Sobald der Maschinenführer eines der Eingabegeräte betätigt oder eine Drehzahlanforderung eines Subsystems vorliegt, wird der Antriebsstrang auf die Betriebsdrehzahl $n_{VKM, soll}$ beschleunigt.

Leistungsmanagement:

Das Leistungsmanagement hat eine übergeordnete Überwachungsfunktion, die den stabilen und zuverlässigen Maschinenbetrieb gewährleistet. Die Hauptaufgaben sind:

- Schutz des Dieselmotors vor Abwürgen und Überlastung
- Schutz des Antriebsstranges vor Überdrehzahl
- Verteilung der verfügbaren Leistung
- Aktivierung / Deaktivierung der Subsysteme im Fehlerfall
- Aktivierung / Deaktivierung des Hybridsystems

Das Leistungsmanagement arbeitet parallel zur Hybridsteuerung. Dadurch ist ein stabiler Maschinenbetrieb auch dann gewährleistet, wenn das Hybridsystem deaktiviert ist oder die verfügbare Leistung nicht ausreicht, die auftretende Lastsituation zu kompensieren. Die Dieselmotordrehzahl $n_{VKM, ist}$ dient zur Erkennung von Überlast- und Überdrehzahlsituationen. Wie in **Bild 194** gezeigt, werden die Vorgaben an die Subsysteme mit Hilfe der Größen $f_{AH, red}$ und

$f_{FA,red}$ reduziert, sobald die Motordrehzahl $n_{VKM,ist}$ die festgesetzte Grenzdrehzahl $n_{VKM,PM,grenz}$ unterschreitet. Die Belastung des Motors nimmt so ab und die Drehzahl kann sich erholen. Da Fahrtrieb und Arbeitsausrüstung in gleicher Weise beeinflusst werden, ist dem Bediener die Priorisierung der einzelnen Funktionen mit Hilfe der Eingabegeräte überlassen. Eine Bevormundung des Maschinenführers durch die Steuerung wird vermieden. Steigt die Motordrehzahl aufgrund von externen Schlepplasten über die Grenzdrehzahl $n_{VKM,max}$ an, greift die Steuerung mit Hilfe der Größen $f_{FA,OS}$ und $f_{AH,OS}$ ein und verringert das Schubmoment.

Um eine Überlastung des Dieselmotors möglichst frühzeitig zu vermeiden und auch die Wirkung des Hybridmoduls mit einzubeziehen, wird die zur Verfügung stehende Leistung auf die Subsysteme verteilt. Anhand der Dieselmotordrehzahl wird das Drehmomentvermögen des Motors $M_{VKM,max}$ ermittelt. Zusammen mit dem vom Hybridmodul übermittelten verfügbaren Moment $M_{HM,max,av}$ ergibt sich das maximal verfügbare Drehmoment im Antriebsstrang $M_{max,av}$.

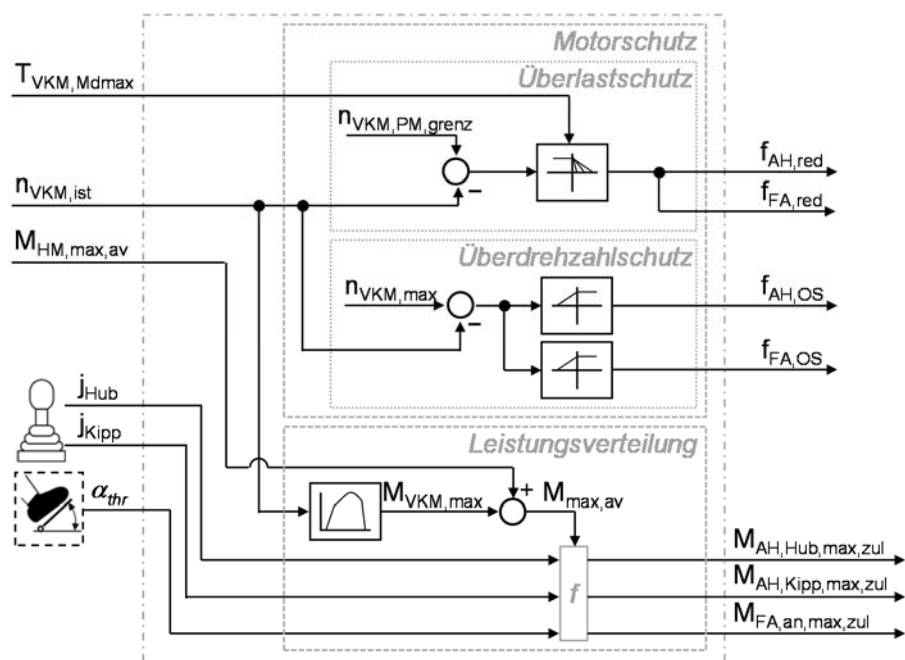


Bild 194: Grundstruktur des Leistungsmanagements

Darauf basierend ermittelt die Steuerung anhand der Bedieneringaben für jedes Subsystem ein maximal zulässiges Antriebsmoment. Übersteigt die aktuelle Drehmomentaufnahme eines Subsystems den Maximalwert, reduziert das jeweilige Funktionsmodul die Ansteuersignale und reduziert somit die resultierende Belastung des Dieselmotors.

Hybridmodul:

Die Steuerung des Hybridmoduls besteht aus den folgenden Teilfunktionen:

- Rekuperation rückgespeicherter Energie
- Boost bei hoher Leistungsabforderung und starker Belastung des Dieselmotors
- Dynamischer Boost zur Unterstützung bei plötzlichen Lastsprüngen und dynamischen Drehzahländerungen
- Aktives Laden des Speichers durch den Dieselmotor
- Aktivierung / Deaktivierung des Hybridmoduls, Schalten des Absperrventils

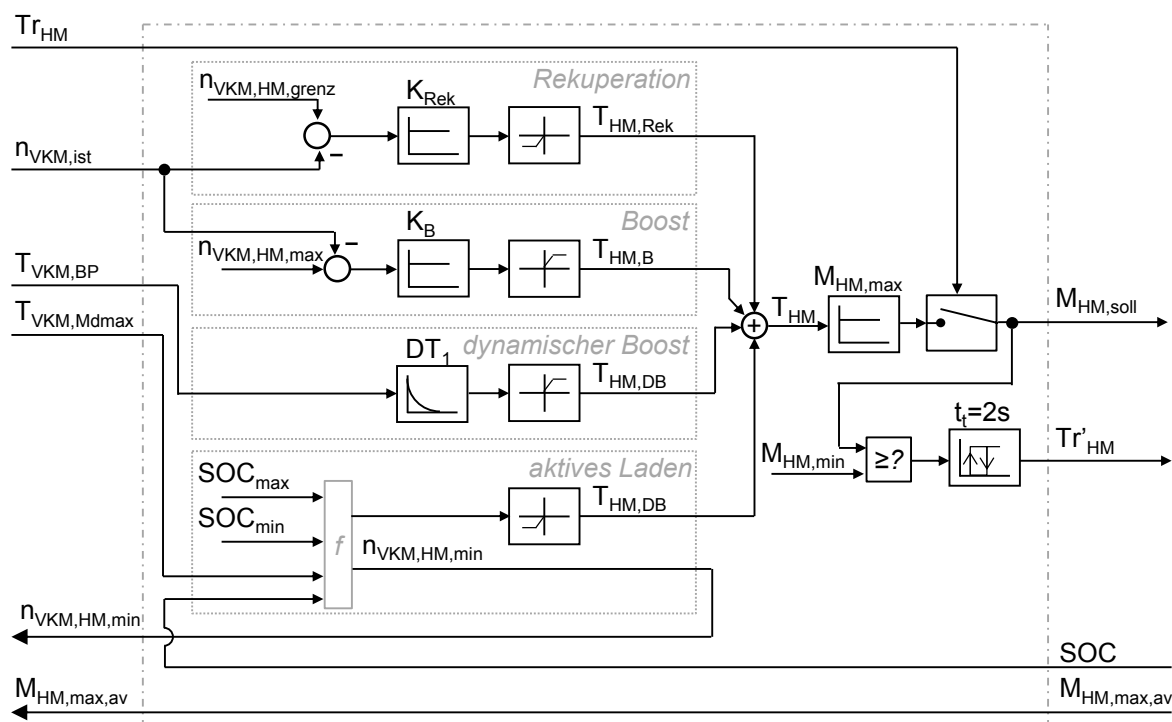


Bild 195: Grundstruktur der Ansteuerung des Hybridmoduls

Das Sollmoment des Hybridmoduls ergibt sich aus der Summe der Drehmomentanforderungen der einzelnen Hybridfunktionen. Im Gegensatz zu einer Ausführung als Zustandsautomat lässt diese Struktur eine Überlagerung verschiedener Funktionen zu. Das führt insgesamt zu einer stetigen Drehmomentvorgabe, was einen stabilen Maschinenbetrieb begünstigt. **Bild 195** zeigt die Grundstruktur der Ansteuerung des Hybridmoduls.

Für die Funktionen Rekuperation und Boost kommen einfache P-Regelkreise zum Einsatz. Proportional zur Differenz der Dieselmotordrehzahl $n_{VKM,ist}$ zu einer unteren $n_{VKM,HM,grenz}$ bzw. oberen $n_{VKM,HM,max}$ Drehzahlgrenze werden die Sollmomente der Teilfunktionen $T_{HM,Rek}$ und $T_{HM,B}$

berechnet. Somit ist gewährleistet, dass rückgespeiste Energie immer zuerst energieeffizient von anderen Subsystemen regeneriert wird, bevor es zur Einlagerung im Speicher kommt.

Die Funktion „dynamischer Boost“ soll helfen, die durch den Turbolader bedingte geringe Lastannahmedynamik des Dieselmotors zu kompensieren. Bei starker Änderung der Auslastung des Dieselmotors $T_{VKM,BP}$ approximiert ein DT_1 -Glied die Differenz zwischen dem statischem Dieselmotormoment im aktuellen Betriebspunkt und dem tatsächlichen Motormoment und prägt dies dem Hybridmodul als Sollwertvorgabe auf. Die Parameter des DT_1 -Gliedes sind abhängig von der aktuellen Motordrehzahl sowie der aktuellen Auslastung.

Wenn aufgrund der Betriebsbedingungen im Maschinenbetrieb keine Energie zur Zwischenspeicherung zur Verfügung steht, die Boostfunktionen aus funktionalen Gründen jedoch trotzdem verfügbar sein sollen, kann der Speicher mit Hilfe der Funktion „Aktives Laden“ durch den Dieselmotor gefüllt werden. Dazu prägt die Steuerung dem Hybridmodul ein konstantes Sollmoment auf. Ein hinterlegtes Zeitverhalten bei der Aufschaltung gewährleistet eine sanfte Belastung des Dieselmotors ohne signifikante Auswirkungen auf die Drehzahl. Steigt die Auslastung des Dieselmotors über eine definierte Grenze an oder erreicht der Speicherladezustand SOC den eingestellten Maximalwert SOC_{max} , wird die Funktion deaktiviert. Bei Unterschreitung der Grenze SOC_{min} aktiviert die Steuerung das aktive Laden erneut.

In Betriebssituationen, in denen kein Hybridmoment erforderlich ist, wird der Speicher aus von der Pumpe mittels des Abschaltventils (vgl. Abschnitt 4.4.4) getrennt. Anderenfalls führen die Leckageverluste der Verdrängereinheit dazu, dass die Speicherfüllung innerhalb kurzer Zeit verloren geht. Im Demonstratorfahrzeug sind Hybridhydrostat und Doppelkolbenspeicher räumlich getrennt, was zu großen Leitungsvolumina führt. Die Zu- und Abschaltvorgänge führen daher zu starken Druckstößen im Hybridsystem, was sich negativ auf das Betriebsverhalten der Maschine auswirkt. Aus diesem Grund schließt das Abschaltventil um die Verzugszeit t_t verzögert, wenn kein Hybridsollmoment mehr anliegt. So wird ein guter Kompromiss zwischen Betriebsverhalten und Effizienz erzielt.

Im Rahmen des Projektes wurden auch weitere Hybridfunktionen wie Phlegmatisierung oder Betriebspunktverschiebungen des Dieselmotors betrachtet. Aufgrund der mehrfachen Energie wandlung im Hybridmodul und der Betriebsweise des Radladers führen diese jedoch zu höherem Kraftstoffverbrauch im Vergleich zum Betrieb ohne Hybridsystem. Darum sind diese Funktionen nicht der Betriebsstrategie des „Grünen Radladers“ berücksichtigt. Eine zu Beginn

des Projektes vorgesehene Start / Stopp Funktion konnte nicht umgesetzt werden, da die konstruktive Ausführung der verwendeten Verdrängereinheit das Aufbringen großer Drehmomente im Stillstand nicht zulässt.

4.5.3 Weiterführende Betriebsstrategien des „Grünen Radladers“

Um eine möglichst energieeffiziente Abstimmung von Dieselmotor und Getriebe unabhängig vom Können des Fahrers zu erreichen wird wie vorher erläutert das vom Fahrer bediente Pedal von der Dieselmotordrehzahl entkoppelt. Anstelle des Gaspedals tritt ein Fahrpedal, mit dem der Fahrer einen Geschwindigkeitswunsch äußert, der von der Maschinensteuerung in Stellsignale an Dieselmotor und Getriebe gewandelt wird. Im Rahmen des Projektes wurden für die Steuerung des Fahretriebes drei aufeinander aufbauende Betriebsstrategien entwickelt, um aus dem Geschwindigkeitswunsch die erforderlichen Stellsignale zu generieren:

- I. Strategie n_{konst}
Betrieb des Dieselmotors bei einer konstanten, gegenüber dem konventionellen Betrieb abgesenkten Drehzahl
- II. Strategie n_{be}
Betrieb des Dieselmotors auf der Linie seines geringsten spezifischen Kraftstoffverbrauchs
- III. Strategie η_{ges}
Optimierung der Betriebspunkt Kombination von Dieselmotor und Getriebe für den geringsten absoluten Kraftstoffverbrauch

Ziel der Strategie n_{konst} ist der Betrieb des Dieselmotors bei einer gegenüber heutigen Antriebslösungen abgesenkten, konstanten Drehzahl. Dies führt aufgrund der besseren Motorauslastung zu einem Betrieb des Dieselmotors bei geringeren spezifischen Kraftstoffverbräuchen. Die Einstellung der Fahrgeschwindigkeit erfolgt anhand der Getrieberatio. Prinzipiell kann gesagt werden, dass eine Drehzahlabenkung des Dieselmotors durch Erhöhung der Auslastung zu geringeren Kraftstoffverbräuchen führt.

Bei der Strategie n_{be} soll der Dieselmotor im Punkt seines für die jeweilige Auslastung geringsten spezifischen Kraftstoffverbrauchs betrieben werden. Dabei wird die Drehzahl des Dieselmotors entlang seiner Ideallinie geführt, was durch Verschiebung der Betriebspunkte gegenüber n_{konst} zu nochmals niedrigeren Drehzahlen bei höheren Drehmomenten und einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs führt. In **Bild 196** ist das Kennfeld des im „Grünen Radlader“ einge-

setzten Dieselmotors abgebildet. Ausgehend von 1400 U/min ist beispielhaft eine Betriebspunktverschiebung bei konstanter Leistung dargestellt, die zu einer stetigen Verbesserung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs hin zur Ideallinie (weiß) führt.

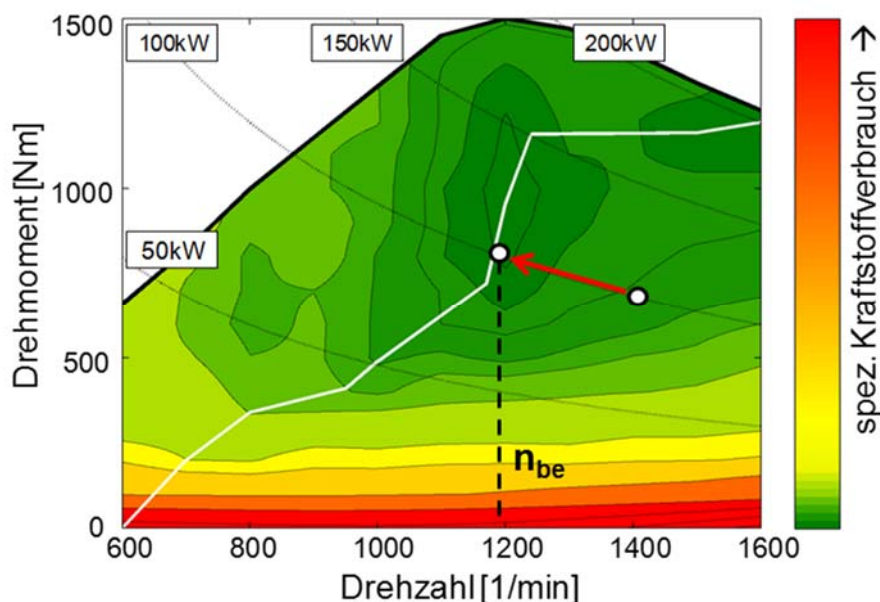


Bild 196: Kennfeld Punktmotor mit Kennlinie des geringsten Kraftstoffverbrauchs

Um die volle Einsatzfähigkeit des Radladers zu gewährleisten, müssen neben der Verbrauchsoptimierung auch funktionale Grenzen der eingesetzten Antriebsstrang-komponenten in der Maschinensteuerung berücksichtigt werden. Unter anderem benötigt das Leistungsverzweigungsgetriebe zur Realisierung des maximalen Abtriebsdrehmomentes eine Eingangsdrehzahl von 1400 U/min. Dabei handelt es sich um eine in der Getriebesteuerung hinterlegte Einstellung die einerseits den Dieselmotor vor dem Abwürgen schützen soll und andererseits die Schmierung des Getriebes bei hoher Last sicherstellt. In der in **Bild 197** dargestellten Steuerungslogik zur Drehzahlführung wird dies gezeigt. Die aktuelle Dieselmotorauslastung wird anhand einer Kennlinie ausgewertet, die die passende verbrauchsoptimale Drehzahl ausgibt. Gleichzeitig wird die für das aktuelle Getriebeabtriebsmoment erforderliche Eingangsdrehzahl des HVT ermittelt. Die größere Drehzahl wird nach einem Vergleich an den Dieselmotor als Solldrehzahl übermittelt.

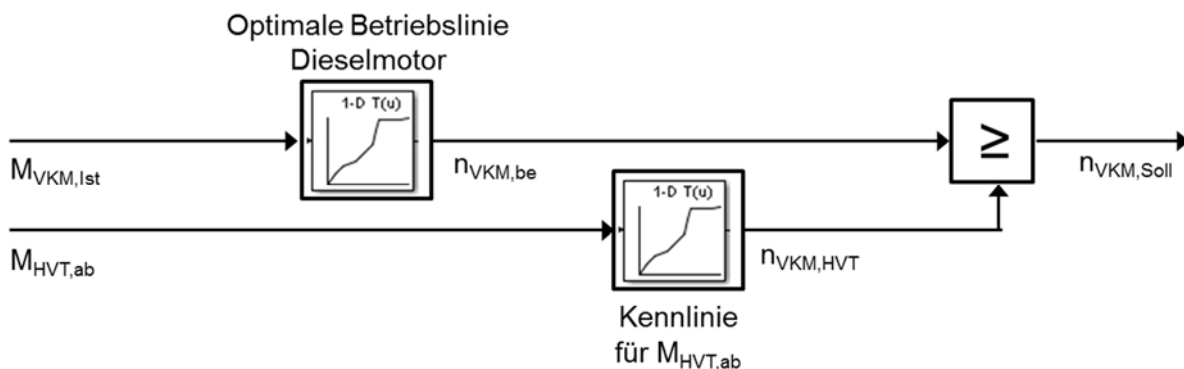


Bild 197: Steuerungslogik für die Strategie n_{be}

Aufgrund der leistungsverzweigten Getriebestruktur mit mehreren Fahrbereichen variiert der Wirkungsgrad des Getriebes entlang einer Leistungshyperbel bei konstanter Eingangsdrehzahl stark. **Bild 198** zeigt die mit dem in Kapitel 4.6.3 vorgestellten Simulationsmodell berechneten Wirkungsgrade im 2. und 3. Fahrbereich bei einer Eingangsdrehzahl von 1400 U/min. Dargestellt ist eine Betriebspunktverschiebung auf einer konstanten Leistungshyperbel, entlang der sich die Wirkungsgrade abhängig von der Getrieberatio stark unterscheiden. Zur Verbrauchsreduzierung sollte das Getriebe möglichst bei hohen Wirkungsgraden betrieben werden.

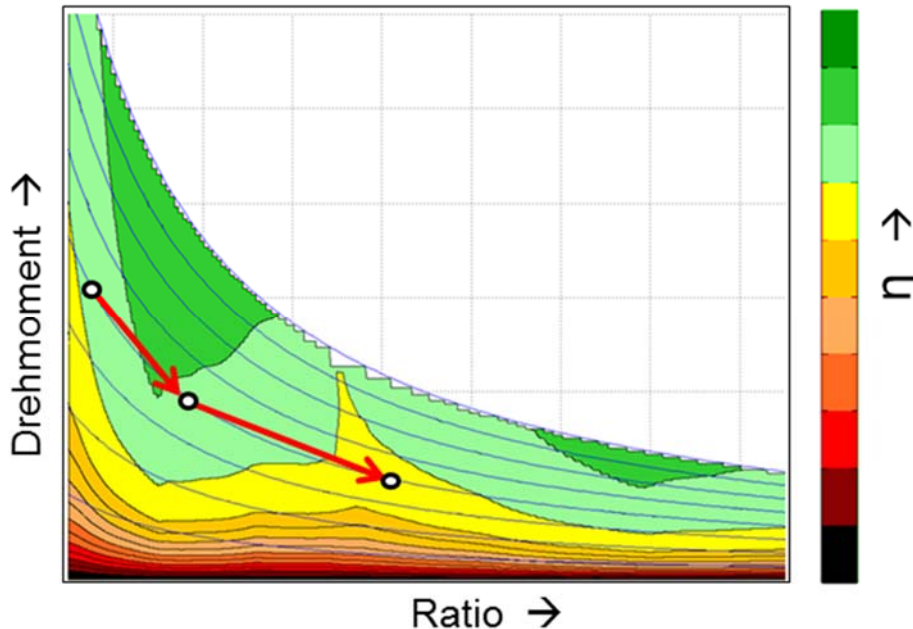


Bild 198: Betriebspunktverschiebung entlang Leistungshyperbel im 2./3. Fahrbereich des Leistungsverzweigungsgetriebes

Die Strategie η_{ges} berücksichtigt daher das Wirkungsgradverhalten des Getriebes um eine effizienzoptimale Betriebspunktanpassung von Getriebe und Dieselmotor zu erzielen. Hierfür berechnet die Steuerung im zugelassenen Drehzahlbereich des Dieselmotors für die vom Fahrer

gewünschte Fahrgeschwindigkeit potentielle Kombinationen von Motordrehzahl und Getrieberatio im Vorfeld der Verstellung. Durch Kenntnis des Lastmomentes am Getriebeausgang, z. B. ermittelt aus dem Druck des Hydraulikkreises, werden die entsprechenden Lastmomente inkl. Verluste am Dieselmotor berechnet. Die Leistungsbedarfe von Arbeitshydraulik, Lenkhydraulik und Nebenverbrauchern werden über die Gesamtlast am Motor mit einbezogen, sodass für jede Kombination von Drehzahl und Getrieberatio der dazugehörige theoretische Kraftstoffverbrauch berechnet und die für die jeweilige Lastsituation effizienzoptimale Kombination ermittelt werden kann.

Die entsprechende Steuerungslogik ist in **Bild 199** dargestellt. Eingangsgrößen sind Drehzahl und Drehmoment des Dieselmotors, An- und Abtriebsmoment des Getriebes sowie die vom Fahrer vorgegebene Sollgeschwindigkeit des Radladers. Anhand der aktuellen Motorauslastung wird die unterste zugelassene Motordrehzahl bestimmt und anschließend ein in 5 U/min-Schritten abgestufter Drehzahlvektor für den zugelassenen Drehzahlbereich erstellt. Gleichzeitig werden anhand des erforderlichen Abtriebsmomentes des Getriebes und der vom Fahrer gewünschten Sollgeschwindigkeit mit Hilfe eines dreidimensionalen Wirkungsgradkennfeldes die im zugelassenen Drehzahlbereich theoretisch auftretenden Getriebeleistungsbedarfe bestimmt. Diese werden mit den weiteren aktuellen Leistungsbedarfen verrechnet und fließen mit dem Drehzahlvektor in das Verbrauchskennfeld des Dieselmotors ein, das zu jeder potentiellen Motordrehzahl-Getrieberatio-Kombination den theoretischen Verbrauch berechnet. Die verbrauchsoptimale Drehzahl wird ermittelt und an den Dieselmotor gesendet sowie die Sollratio für das Getriebe bestimmt.

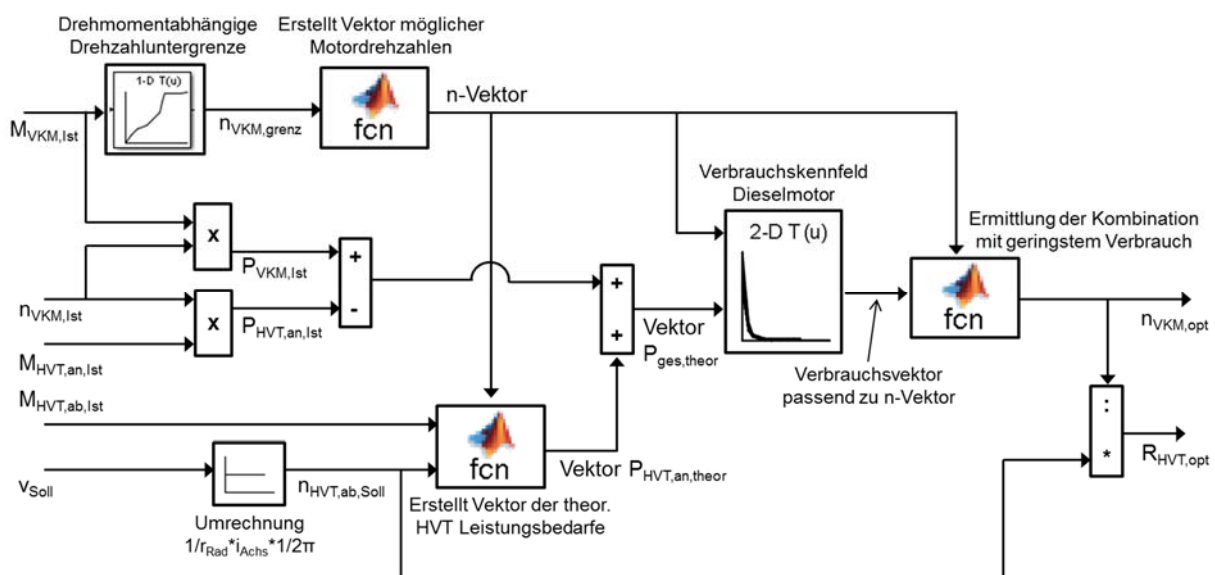


Bild 199: Steuerungslogik für die Strategie η_{ges}

Die Strategie η_{ges} wurde für das Zusammenspiel der Betriebspunkte von Dieselmotor und Getriebe untersucht, beispielhaft wird eine kombinierte Betriebspunktverschiebung in **Bild 200** gezeigt.

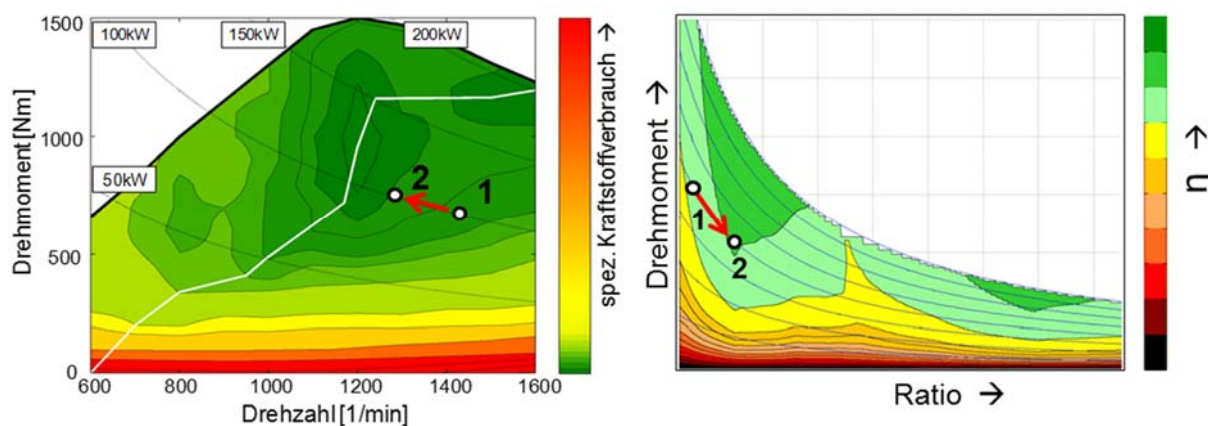


Bild 200: Gesamtoptimierte Betriebspunktverschiebung von Dieselmotor und Getriebe

Die vorgestellten Optimierungsansätze sind auf andere Fahrzeuge und Antriebsstränge übertragbar, solange der Antriebsstrang die entsprechenden Freiheitsgrade besitzt und die abhängig von der Optimierungsstrategie erforderlichen Informationen vorliegen. Es besteht zudem die Möglichkeit die weiteren Verbraucher in Zukunft sukzessive in den Optimierungsalgorithmus mit einzubeziehen.

4.6 Systemsimulation zur funktionalen und energetischen Bewertung

4.6.1 Beschreibung der Simulationsmodelle

Simulationsmodell zur Verlustanalyse des Leistungsverzweigungsgetriebes

Im Rahmen des Projektes ist das Leistungsverzweigungsgetriebe HVT des Projektpartners Bosch Rexroth im Radlader-Demonstrator eingesetzt worden. Zur tiefergehenden Analyse des Verlustverhaltens des Getriebes und als Basis für das Modell des Antriebssystems wurde vom IME ein detailliertes Simulationsmodell des Leistungsverzweigungsgetriebes aufgebaut. **Bild 201** zeigt das Simulationsmodell welches mit der Software AMESim erstellt wurde. Diese verfügt über eine umfangreiche Bibliothek mechanischer Getriebekomponenten mit hinterlegten Berechnungsalgorithmen, u.a. für die Schleppverluste der Lamellenkupplungen oder die auftretenden Roll- und Gleitreibungsanteile bei den Verzahnungsverlusten. Die mechanischen Getriebekomponenten wurden wo möglich anhand von Herstellerangaben parametrisiert, fehlende Parameter wurden anhand einfacher Auslegungsrechnungen für die übertragenen Leis-

tungen sinnvoll dimensioniert. Mit Hilfe dieser Parametrierung konnten sowohl die lastabhängigen als auch die lastunabhängigen Verluste der mechanischen Komponenten berechnet werden. Die für die Simulation des Leistungsverzweigungsgetriebes benötigten Modelle und Verlustkennfelder der hydrostatischen Verdrängereinheiten wurden vom Projektpartner Bosch Rexroth zur Verfügung gestellt.

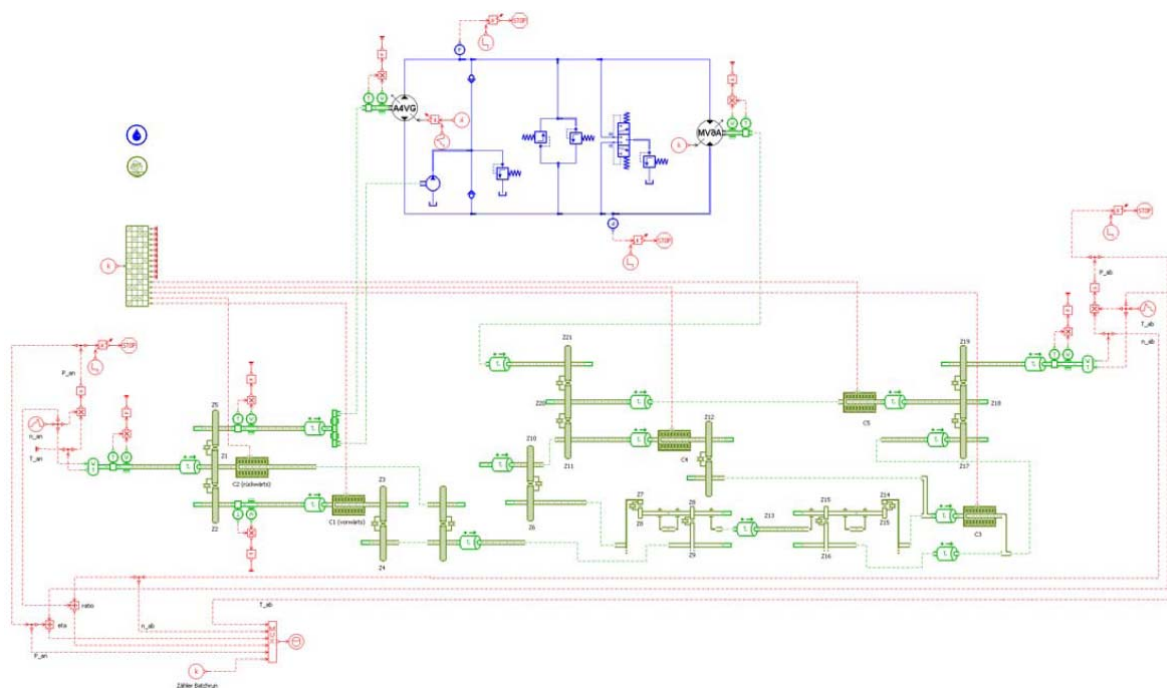


Bild 201: Simulationsmodell des Leistungsverzweigungsgetriebes in AMESim

Für das Wirkungsgrad- und Verlustverhalten wurde jeweils ein 4-Quadrantenkennfeld berechnet, das alle Betriebszustände (Vorwärts-/Rückwärtsfahrt, Zug-/Schubbetrieb) wiedergibt. Eine Gegenüberstellung der simulierten Kennfelder mit den gemessenen Kennfeldern erfolgt in Abschnitt 4.8.2.

Simulationsmodell zur Entwicklung und Bewertung der Gesamtmaschinenbetriebsstrategie

Zur Bewertung der Funktionalität der entwickelten Betriebsstrategie und der Energieeffizienz der Gesamtmaschine kommen detaillierte Simulationsmodelle zum Einsatz. Die Modelle enthalten eine vereinfachte funktionale Beschreibung des statischen und dynamischen Verhaltens der Subsysteme sowie das Verlustverhalten der einzelnen Antriebskomponenten. **Bild 202** gibt einen Überblick über die Modellstruktur:

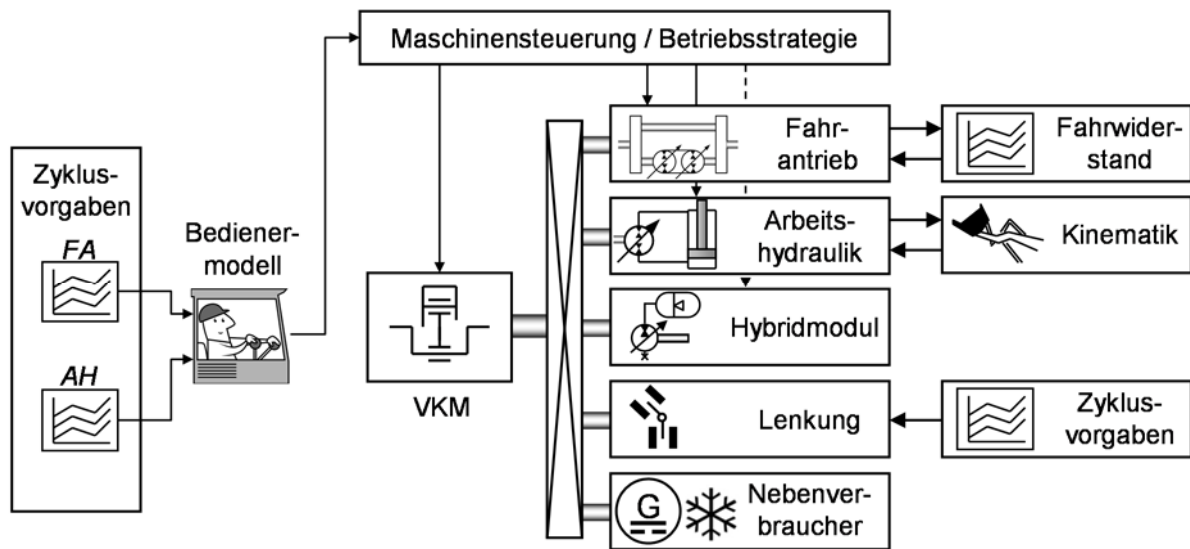


Bild 202: Vereinfachter Aufbau des Simulationsmodells

Für das Leistungsverzweigungsgetriebe des Fahrantriebes umfasst das Modell die nachstehend genannten Eigenschaften. Das hinterlegte Kennfeld des Verlustmomentes wurde mit Hilfe des oben beschriebenen detaillierten Simulationsmodells ermittelt.

- Kontinuierliche Einstellung der vorgegebenen Übersetzung
- Limitierung des Abtriebsmomentes im ersten Fahrbereich, Maximalmoment abhängig von Eingangsdrehzahl $n_{FA,an}$
- Vereinfachte Verstelldynamik als PT2-Verhalten mit konstanten Parametern
- Übersetzungsabhängiges Trägheitsmoment des Getriebes
- 4-Quadranten Verlustmomentkennfeld in Abhängigkeit von Antriebsdrehzahl $n_{FA,an}$, Getriebeübersetzung r_{FA} und Abtriebsmoment $M_{FA,ab}$

Für die Belastung des Fahrantriebes kommen verschiedene Ansätze zur Anwendung. Für die energetische Bewertung werden dem Getriebe auf Messungen basierende Zeitverläufe für Fahrzeuggeschwindigkeit und Zugkraft aufgeprägt. Für die funktionale Analyse kommen synthetische Fahrwiderstände zum Einsatz. Diese umfassen:

- Rollwiderstand
- Luftwiderstand
- Beschleunigungswiderstand
- Hangabtriebskraft (positive und negative Steigungen)
- Sonderereignisse, wegabhängige Widerstände (Haufwerkssimulation)

Das Modell der Verdrängereinheiten der Arbeitsausrüstung umfasst die im Folgenden genannten Eigenschaften:

- Funktionsumfang vgl. Abschnitt 4.4.3: Druckabschneidung, Primär- und Sekundärdruckbegrenzung, Nachsaugventile, Lasthalteventile, Schwimmstellungsfunktion, Schnellsenkventil, Volumenausgleich durch entsperrbare Rückschlagventile
- Verstellodynamik als anstiegsbegrenztes PT_2 -Verhalten in Abhängigkeit von Pumpendrehzahl $n_{AH,an}$, Hochdruck $p_{AH,HD}$ und Speisedruck $p_{AH,Sp}$
- Volumenstrombedarf des Stellsystems der Verdrängereinheit aus der Niederdruckversorgung durch vereinfachtes Stellkolbenmodell
- Druckverluste der Lasthalte-, Nachsaug- und Volumenausgleichsventile anhand von Herstellerangaben
- Verlustverhalten der Verdrängereinheit durch Kennfelder der Effektivvolumenströme $Q_{AH,eff,A}$, $Q_{AH,eff,B}$ und des Effektivmomentes $M_{AH,eff}$ in Abhängigkeit von Pumpendrehzahl $n_{AH,an}$, Druckdifferenz Δp_{AH} und Schwenkwinkel α_{AH}

Zur realistischen Abbildung der Belastungen ist im Simulationsmodell die Ausrüstungskinetik des Radladers in Form eines Mehrkörpermodells hinterlegt. Es basiert auf CAD Daten und enthält die Massen, Schwerpunktlagen und Trägheitstensoren aller relevanten Elemente. Zur Simulation verschiedener Beladungszustände kommt eine im Schwerpunkt der Schaufel positionierte Zusatzmasse zum Einsatz. Diese ist über Simulationszeit variabel, sodass das Füllen der Schaufel am Haufwerk sowie das Entleeren über dem Ablageort abgebildet werden kann. Die beim Einstechen ins Haufwerk auftretenden Schneid- und Eindringwiderstände sind vereinfacht in Form einer zeitlich variablen Kraftvorgabe realisiert. Diese greift in der Symmetrieebene der Schaufel an der Schneidkante parallel zum Schaufelboden an. Beim Durchdringen des Haufwerks durch die Schaufel bleibt die Orientierung in Bezug auf die Schaufel konstant. Somit ist in guter Näherung eine realitätsnahe Abbildung der Belastung der Arbeitsausrüstung möglich.

Das Modell des Hybridmoduls umfasst neben den Hardwarekomponenten Verdrängereinheit, Abschaltventil und Doppelkolbenspeicher die vereinfachte Steuerungslogik zum Ansteuern des Ventils und der Regelung des Drehmomentes. Die Verdrängereinheit ist analog zu den Einheiten der Arbeitsausrüstung modelliert, d. h. mit betriebspunktabhängigem Dynamik- und Verlustverhalten. Die Daten entstammen einem detaillierten Simulationsmodell der Einheit, das vom Hersteller zur Verfügung gestellt wurde. Das Modell des Abschaltventils umfasst die Drosselverluste an der Ventilkante sowie die Dynamik des Schaltvorganges und ist anhand von

Herstellerangaben parametrisiert. Der Doppelkolbenspeicher ist entsprechend konstruktiver Details modelliert, Reibungseffekte der Kolbendichtungen und der Kolbenstange können vernachlässigt werden. Der Stickstoff im Doppelkolbenspeicher und den Nachschaltvolumina wird als reales Gas mit Hilfe der modifizierten Bendergleichung /Rot93/ abgebildet. Die Zustandsänderungen werden als adiabat angenommen, ein Wärmetransport über die Wandungen an die Umgebung findet in der Simulation nicht statt.

Zur Abbildung des Dieselmotors kommt ein vereinfachtes Modell zum Einsatz, das die relevanten Eigenschaften Vollast- und Schleppkennlinie, Drückung unter Last entlang des P-Grades sowie Dynamik aufgrund der Massenträgheit umfasst. Ein integriertes messtechnisch ermitteltes Verbrauchskennfeld ermöglicht die Berechnung des Kraftstoffverbrauchs. Die Dynamik des Drehmomentaufbaus ist nicht im Modell enthalten, da eine Modellierung aufgrund der vielschichtigen Wechselwirkungen zwischen Verbrennungsprozess, Turbolader, Abgasnachbehandlung und Steuerung extrem aufwendig und nicht zielführend ist.

Das Lenksystem des „Grünen Radladers“ entspricht abgesehen von geringfügigen Modifikationen dem der Serienmaschine. Eine Interaktion mit der Maschinensteuerung ist nicht gegeben. Daher ist die Abbildung des Leistungsbedarfes nur für die energetische Betrachtung relevant. Zur Reduktion des Modellierungs- und Rechenaufwandes wurde darum auf eine detaillierte Modellierung verzichtet. Stattdessen kommen auf Messdaten basierende Zeitverläufe von Druck und Volumenstrombedarf zum Einsatz. Mit Hilfe des in **Bild 203** gezeigten Ersatzmodells kann daraus der Bedarf an mechanischer Leistung für das Lenksystem ermittelt werden. Das hydraulisch-mechanische und volumetrische Verlustverhalten der Lenkpumpe ist durch entsprechende betriebspunktabhängige Kennfelder berücksichtigt.

Nebenverbraucher wie Bremskreislauf, Lüfterantrieb, Generator usw. sind zu einem konstanten Leistungsbedarf von 10 kW zusammengefasst. In Abhängigkeit der aktuellen Dieselmotordrehzahl resultiert daraus nach Gleichung (29) ein entsprechendes Lastmoment.

Die Niederdruckversorgung von Arbeitshydraulik und Hybridmodul ist wie in Abschnitt 4.4.5 beschrieben in Form einer Speicherladeschaltung in den Lüfterantrieb integriert. Zur Überprüfung der Funktionalität der entwickelten Lösung sowie zur Abschätzung des energetischen Einflusses wurde dieser „Niederdruckteil“ des Lüfterantriebes detailliert abgebildet. Die Lüfterpumpe fördert dazu direkt über das Speicherladeventil entweder in den Niederdruckspeicher oder annähernd drucklos zum Tank. Das Verlustverhalten der Einheit ist in Form konstanter

tigt darüber hinaus die Ratio-Verstellodynamik unter Last sowie die rotatorischen Massenträgheiten. Mit Hilfe der vom Institut für Verbrennungskraftmaschinen im Themenschwerpunkt „Punktmotor“ gewonnenen Messdaten hat das IME ein Dieselmotor-Modell für die Systemsimulation aufgebaut. Es nutzt ein hinterlegtes Muscheldiagramm um den Kraftstoffverbrauch der Maschine zu ermitteln sowie die Kennlinie des maximalen Drehmomentes über der Drehzahl, um die Drückung des Dieselmotors bei hohen Lasten abzubilden. Zudem wurde eine kennlinienbasierte Dynamik des Drehmomentaufbaus des Dieselmotors hinterlegt. Das Simulationsmodell des Hybridmoduls wurde von der Firma Hydac zur Verfügung gestellt und für die Simulationen durch das IME angepasst. Es berücksichtigt Wirkungsgrade und Dynamiken der Hybridpumpe und des Doppelkolbenspeichers.

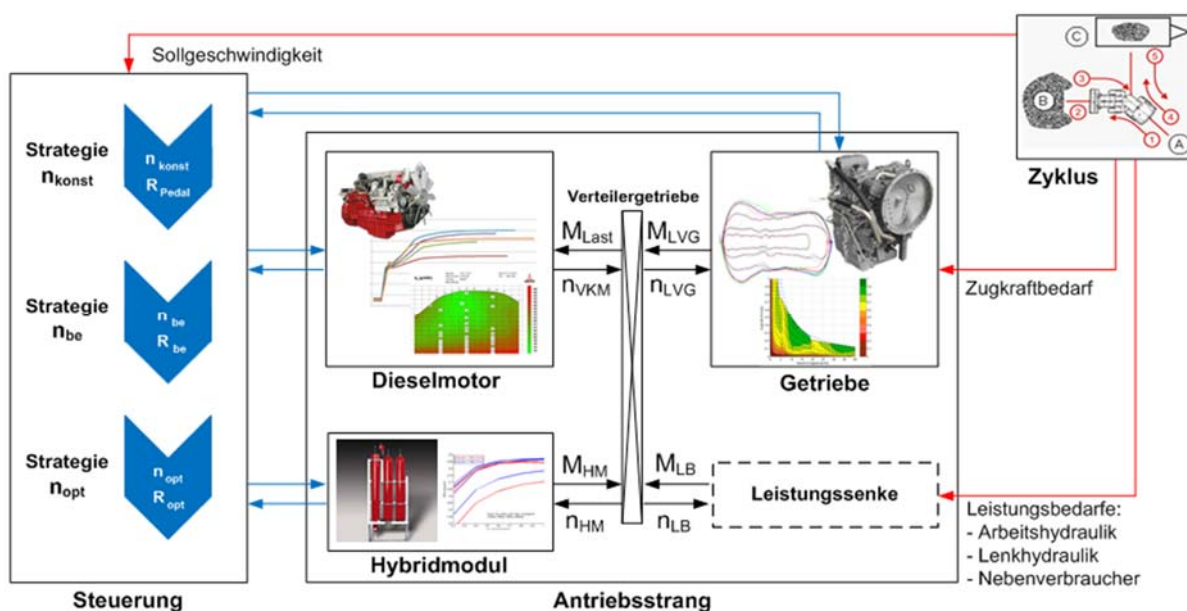


Bild 204: Simulationsmodell Antriebssystem

Zur Entwicklung der Betriebsstrategien wurden die Arbeitshydraulik, Lenkhydraulik und Nebenverbraucher als Leistungssinken in das Simulationsmodell integriert und nicht weiter detailliert. Die im ANSKO-Projekt simulierten und skalierten Leistungsbedarfe werden hier dem Antriebsstrang aufgeprägt, unter der Voraussetzung, dass die Volumenstromanforderungen stets erfüllt werden. Die während des Zyklus auftretenden Zugkräfte werden dem Leistungsverzweigungsgetriebe aufgeprägt und die Sollgeschwindigkeit als Fahrervorgabe an die Steuerung übermittelt. Mit Hilfe der in der Steuerung hinterlegten dynamischen Eigenschaften und Wirkungsgradkennfelder der Antriebsstrangkomponenten sowie den erfassten Zustandsgrößen ermittelt die jeweils genutzte Strategie geeignete Stellgrößen für einen energieeffizienten Be-

trieb des Radladers. Mit Hilfe des Simulationsmodells wurden die jeweiligen Kraftstoffeinsparungspotentiale der Betriebsstrategien bewertet. Basierend auf diesen Ergebnissen konnte eine Betriebsstrategie für die Implementierung in der Maschinensteuerung ausgewählt werden.

4.6.2 Energetische Bewertung der Gesamtmaschinenbetriebsstrategie

Für die energetische Bewertung des Antriebs- und Steuerungssystems des „Grünen Radlader“ kommen als typische Einsatzszenarien das kurze und lange Ladespiel zum Einsatz. Während im kurzen Ladespiel die zurückgelegte Strecke zwischen Haufwerk und Abladeort etwa 20 m beträgt und die Fahrzeuggeschwindigkeit 10 km/h kaum übersteigt, liegt im langen Ladespiel der Abstand bei etwa 120 m, die Maximalgeschwindigkeit bei 18 km/h. Aufgrund der begrenzten Kapazitäten im Forschungsprojekt konnte keine umfangreiche Messkampagne zur Ermittlung realitätsnaher Belastungsvorgaben stattfinden. Stattdessen wurden auf Basis der im Verbundforschungsvorhaben „Untersuchung und Weiterentwicklung von Antriebsstrangkonzepenten mobiler Arbeitsmaschinen – Entwicklung und Verifikation eines Softwaretools am Beispiel eines Radladers“ (ANSKO) /Mur07/ im Jahr 2006 ermittelten Daten synthetische Lastzyklen erzeugt. Im genannten Forschungsprojekt wurden für einen Radlader der Firma Liebherr mit 15 t Einsatzgewicht und einer Motorleistung von 120 kW zahlreiche Arbeitsspiele messtechnisch erfasst und die Belastungen der Subsysteme ermittelt. Die mit Hilfe der in /Dei09/ beschriebenen Methode daraus abgeleiteten Standardzyklen für das kurze und lange Ladespiel kommen zur Abschätzung des energetischen Verhaltens des „Grünen Radladers“ zum Einsatz. Dazu werden die ermittelten Zugkraft- und Volumenstromverläufe des Fahrantriebs und der Lenkung anhand Gleichung (30) im Verhältnis der Motorleistungen der betrachteten Maschinen skaliert, Geschwindigkeiten und Drücke werden beibehalten. Für die Belastung der Arbeitsausrüstung kommt das im vorherigen Abschnitt beschriebene Mehrkörpermodell zum Einsatz.

$$f_{\text{skal}} = \frac{P_{\text{VKM,GRL}}}{P_{\text{VKM,ANSKO}}} = \frac{200 \text{ kW}}{120 \text{ kW}} \quad (30)$$

Bild 205 zeigt exemplarisch die Zeitverläufe für die Fahrzeuggeschwindigkeit sowie die Zugkraft. Außerdem sind die Zylinderhübe der Arbeitsausrüstung sowie die Vorgaben für Schaufelzuladung und Schnittkraft dargestellt.

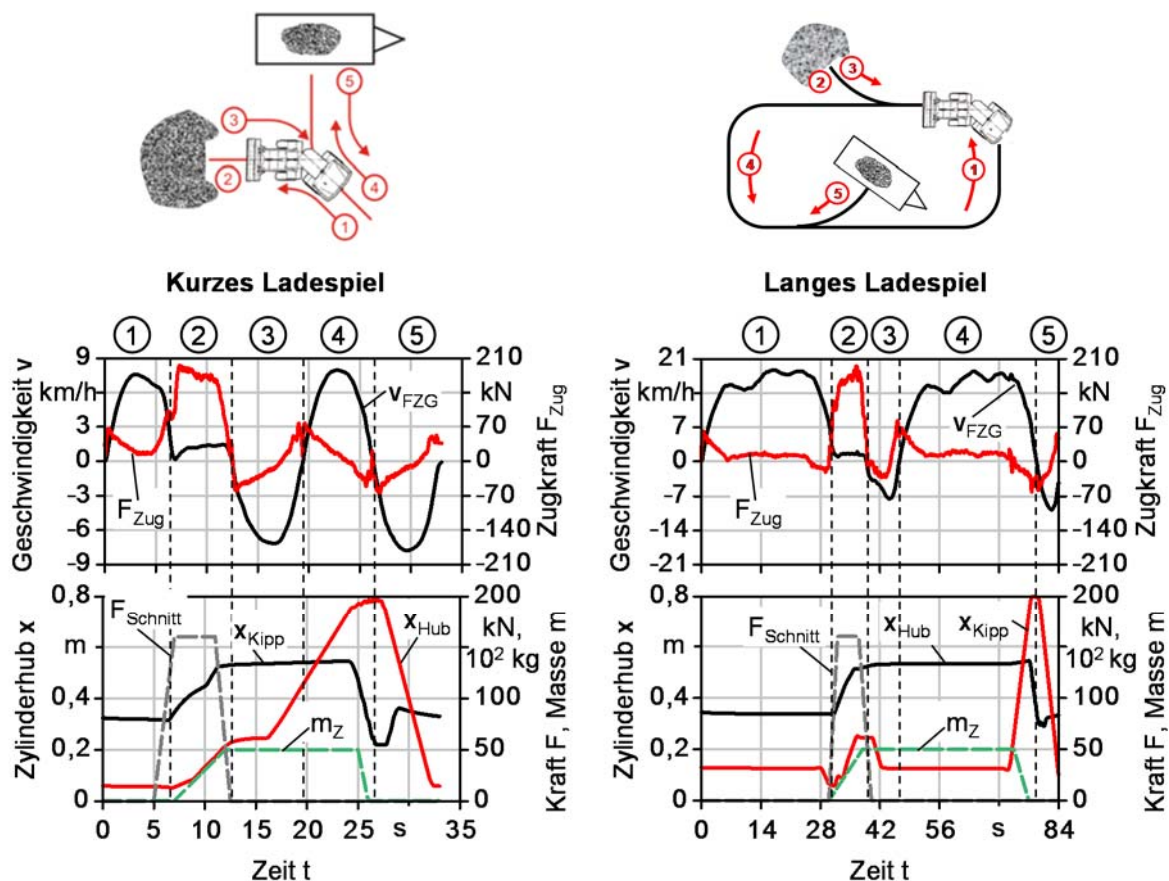


Bild 205: Belastungsvorgaben für das kurze und lange Ladespiel

Auf Basis der im ANSKO-Projekt betrachteten Systeme werden für den energetischen Vergleich des „Grünen Radladers“ zwei verbreitete Antriebskonfigurationen herangezogen. Das erste Vergleichssystem verfügt über einen hydrodynamischen Wandler mit feststehendem Leitrad und 4-Bereichs-Lastschaltgetriebe. In der Arbeitshydraulik kommt ein Load-Sensing-System mit nachgeschalteten Druckwaagen zum Einsatz. Im zweiten Referenzsystem ersetzt ein hydrostatisches Mehrmotorengetriebe mit 2 Verstellmotoren und 3 Fahrbereichen den Fahrtrieb. Die Arbeitsausrüstung bleibt unverändert. Zur Abschätzung der Leistungsbedarfe der Subsysteme wurden im Rahmen des ANSKO Projektes detaillierte Simulationsmodelle aufgebaut und der Energiebedarf für verschiedene Einsatzszenarien berechnet. Analog zu den Belastungsdaten der Subsysteme werden diese Werte anhand der Motorleistung entsprechend Gleichung (30) skaliert. In Anlehnung an handelsübliche Maschinen kommen für die Referenzsysteme Dieselmotoren mit größerem Hubraum im Vergleich zum „Grünen Radlader“ zum Einsatz. Für die relevanten Eigenschaften wie Verbrauchskennfeld und Drehmomentcharakteristik existieren an der Forschungsstelle entsprechende Daten /Jae13/.

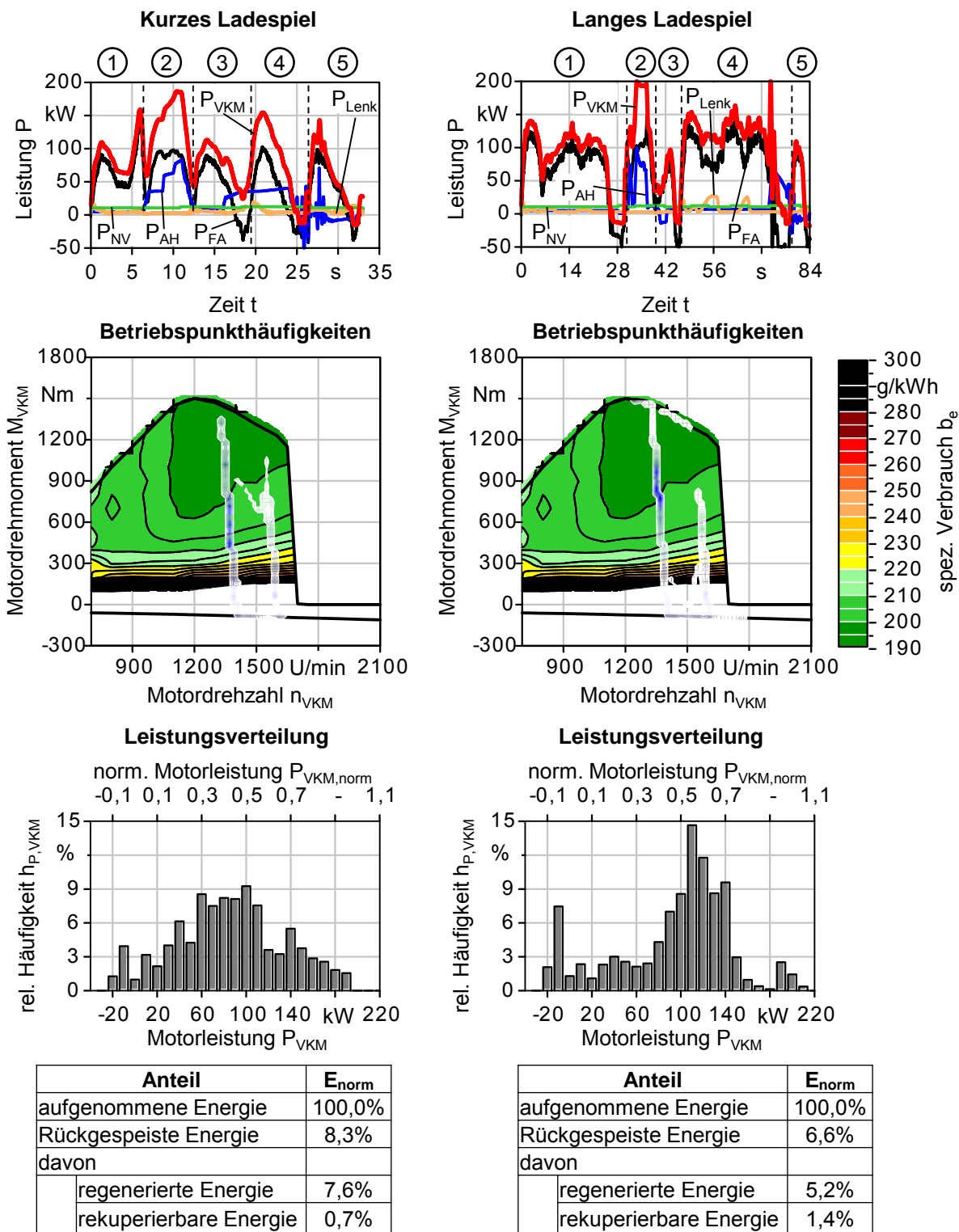


Bild 206: Simulierter Leistungsbedarf der Subsysteme des „Grünen Radladers“

Auf Basis der beschriebenen Modellierung und Einsatzszenarien wurde das energetische Verhalten des Antriebssystems des „Grünen Radladers“ mit der Gesamtmaschinenbetriebsstrategie abgeschätzt. **Bild 206** zeigt die Zeitverläufe der Antriebsleistungen der Subsysteme sowie der

Dieselmotorleistung für das kurze und lange Ladespiel. Das Hybridmodul ist an dieser Stelle noch nicht berücksichtigt, sein Einfluss wird im Folgenden diskutiert. Um einen stabilen Maschinenbetrieb zu gewährleisten, wird die minimale Betriebsdrehzahl mit $n_{VKM, BB, min} = 1400 \text{ U/min}$ so gewählt, dass diese oberhalb des Scheitelpunktes der Dachkurve liegt. Wie die Zeitverläufe zeigen, variiert der Leistungsbedarf der Subsysteme zeitlich stark. Trotz des relativ geringen zeitlichen Mittelwertes von 43 % im kurzen bzw. 47 % im langen Ladespiel wird in beiden Zyklen die Maximalleistung des Dieselmotors zeitweise abgerufen. In Verzögerungsphasen oder beim Absenken der Arbeitsausrüstung speisen Fahrtrieb und Arbeitshydraulik Leistung zurück ins Antriebssystem. Bezogen auf den Gesamtenergieumsatz der betrachteten Zyklen ist der Anteil mit 8,3 % (kurzes Ladespiel) bzw. 6,6 % (langes Ladespiel) relativ gering. Der Großteil dessen (90 % bzw. 78 %) wird ohne weitere Wandlungsverluste zum Antrieb anderer Subsysteme verwendet. Dies ist beispielsweise beim Verzögern mit voller Schaufel und gleichzeitigen Anheben der Arbeitsausrüstung der Fall. Nur ein Bruchteil der Energie kann nicht regeneriert werden und geht in den Schleppverlusten des Antriebssystems verloren. Das Potential für Zwischenspeicherung von Energie im Hybridspeicher ist sehr gering. Die Lenkung sowie die Nebenverbraucher beeinflussen die energetische Bilanz des Gesamtsystems nur geringfügig. Gemeinsam machen sie mit 20 % bzw. 18 % nur einen geringen Teil des Gesamtenergieumsatzes der Maschine aus.

Im Vergleich zu den gewählten Referenzsystemen zeigt die Simulation signifikante Kraftstoff einsparungen für den „Grünen Radlader“. Wie in **Bild 207** dargestellt, können 22 % Kraftstoff im kurzen Ladespiel bzw. 21 % im langen Ladespiel gegenüber dem hydrostatischen Mehrmotorengetriebe eingespart werden. Im Vergleich zum Antrieb mit hydrodynamischem Wandler fällt das Einsparpotential noch höher aus. Die Ersparnis setzt sich zusammen aus zwei Effekten. Zum einen verringern die eingesetzten Komponenten durch verbesserte Wirkungsgrade und Energierückspeisung den Energiebedarf. Zum anderen führt der Einsatz des kleineren und auf niedrige Drehzahlen optimierten Punktmotors zu besseren Wirkungsgraden des Verbrennungsmotors, was sich in verringertem Kraftstoffbedarf niederschlägt. Deutlich wird dies vor allem im langen Ladespiel, wo die hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten in der Simulation zu gesteigerten Dieselmotordrehzahlen führen. So kann trotz der geringen errechneten Energieersparnis von 6 % 21 % Kraftstoff im Vergleich zum hydrostatischen Antrieb eingespart werden.

Wie die Simulationen zeigen, bietet der „Grüne Radlader“ aufgrund seiner Betriebsweise und der direkten Regeneration rückgespeicherter Energie in den betrachteten Einsatzszenarien kaum

Potential für Rekuperation im Speicher, was vor Projektbeginn in diesem Umfang nicht zu erwarten war. Zur Steigerung der Dynamik und Leistungsfähigkeit der Gesamtmaschine ist ein aktives Laden des Speichers durch den Dieselmotor notwendig, was zu erhöhtem Kraftstoffverbrauch führt. Aus energetischer Sicht kann das Hybridmodul nur zur Beeinflussung der Betriebspunkte des Dieselmotors genutzt werden. Dies kann unter dynamischen Gesichtspunkten (Phlegmatisierung) oder unter dem Fokus des Downsizings des Dieselmotors geschehen. Die Effekte der Phlegmatisierung sind näher im Abschnitt 4.6.3 erläutert.

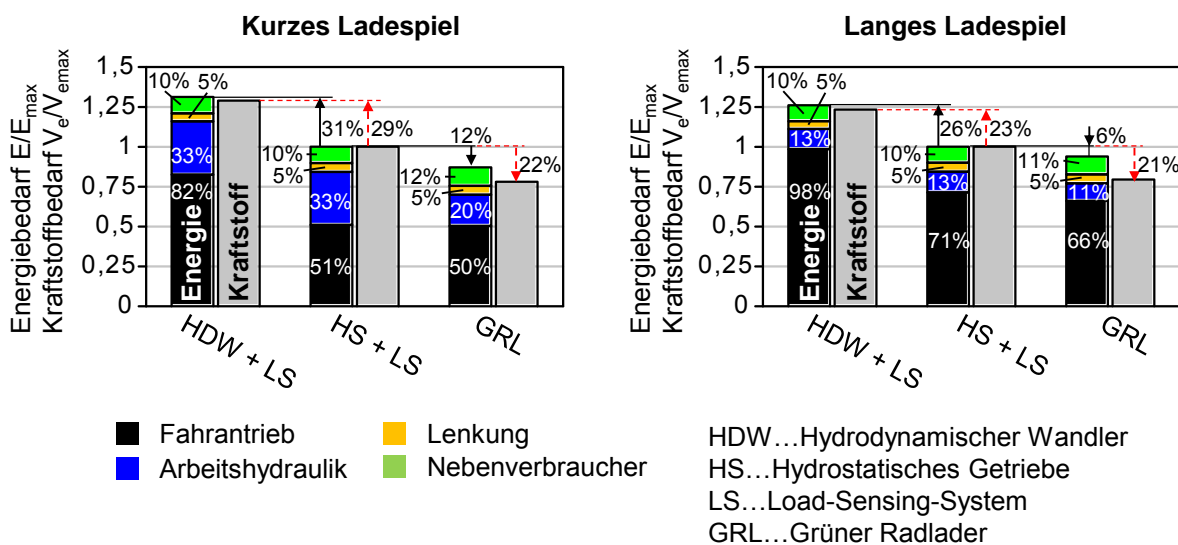


Bild 207: Simuliertes Energieeinsparpotential des „Grünen Radladers“

Wie die Häufigkeitsverteilung der Dieselmotorleistung in Bild 207 zeigt, werden überwiegend niedrige Leistungen von Dieselmotor abgefordert. In nur ca. 15 % der jeweiligen Zykluszeit sind Leistungen größer 150 kW erforderlich. Werden diese Lastspitzen durch das Hybridmodul abgedeckt, kann ein kleinerer Dieselmotor eingesetzt werden. Dieser bietet neben Kosten- und Bauraumvorteilen auch einen besseren Wirkungsgrad im Teillastbetrieb des Antriebsstranges. In der Simulation wurde das Downsizing des Dieselmotors auf eine Nennleistung von 160 kW untersucht. Die Leistungsreduktion um 20 % bietet zum einen noch genug Reserven, um einen überwiegenden Teil der Betriebspunkte durch den Dieselmotor abzudecken. Zum anderen ist in dieser Leistungsklasse der Einsatz eines 4-Zylindermotors denkbar, was sich in den genannten Vorteilen niederschlägt. Da ausreichende Daten für einen solchen Motor im Rahmen des Projektes nicht zur Verfügung standen, wurden die Volllastkennlinie und das Verbrauchskennfeld des im „Grünen Radlader“ eingesetzten Punktmotors anhand des Verhältnisses der Motorleistung skaliert. Um die Leistungsspitzen aus dem Hybridmodul decken zu können, ist ein aktives Laden durch den Dieselmotor notwendig. Analog der in Abschnitt 4.5.2 beschriebenen

Funktion wird der Hybridspeicher dabei im Zyklus geladen, sofern ausreichend Motordrehmomentreserve zur Verfügung steht.

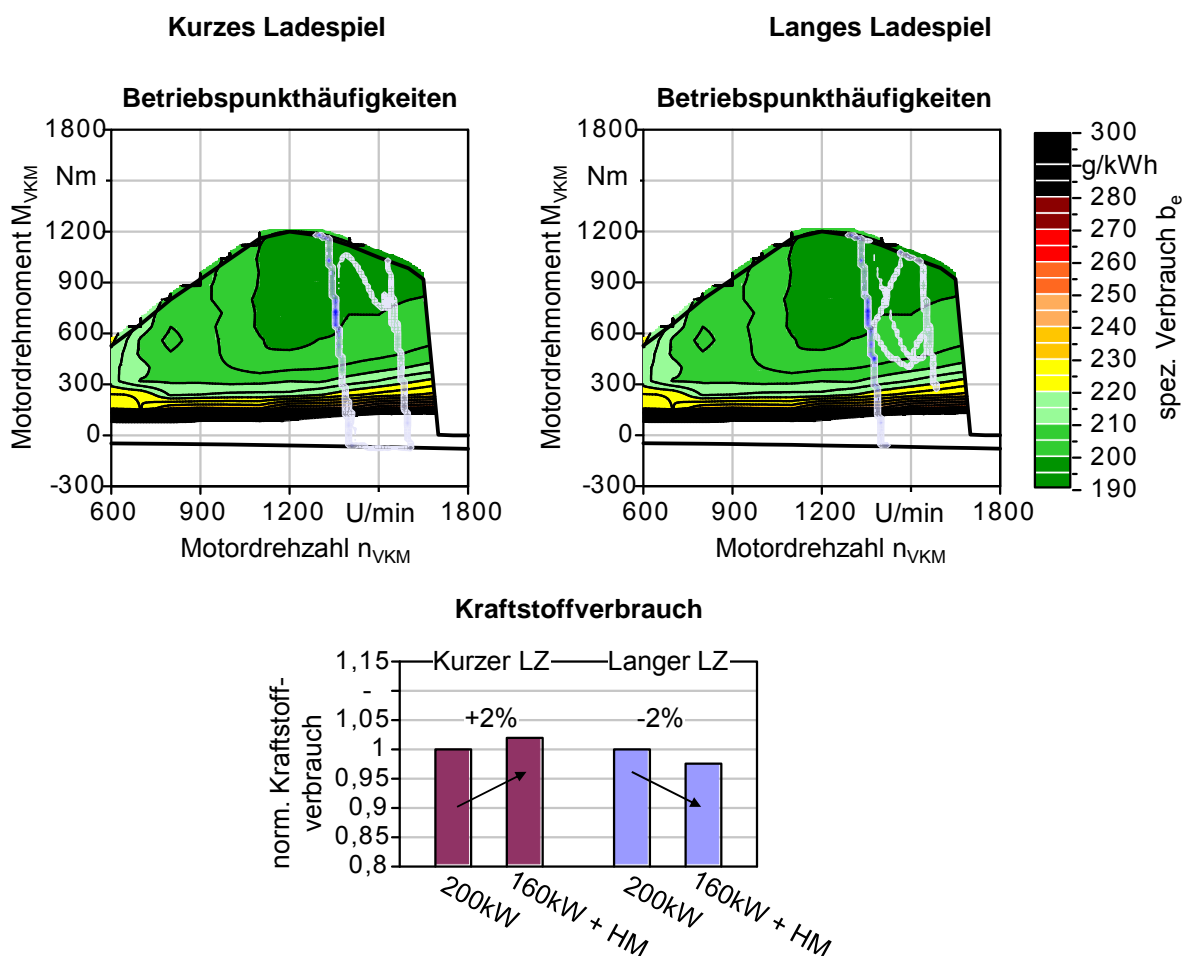


Bild 208: Betriebspunktverteilung des verkleinerten Dieselmotors

Bild 208 zeigt die Verteilung der Betriebspunkte des auf 160 kW verkleinerten Dieselmotors in Zusammenspiel mit dem Hybridmodul für die betrachteten Einsatzszenarien. Für beide Ladespiele ist der Antriebsverbund in der Lage, die Verbraucheranforderungen zu erfüllen. Der überwiegende Teil der Betriebspunkte liegt im Bereich hoher Motorauslastung bei gutem Wirkungsgrad. Auch im Fall hoher Lastanforderung wird die Motordrehzahl nicht signifikant gedrückt, das Hybridmodul ist in der Lage die Leistungsanforderungen zu bedienen. Bezogen auf den Kraftstoffverbrauch bietet die Downsizinglösung für die betrachteten Zyklen keine Vorteile. Zwar nimmt der Wirkungsgrad des Motors im Teillastbereich zu, die Betriebspunkte hoher Leistungsanforderung, die der größere Motor bei guten Vollastwirkungsgraden abgedeckt,

müssen aus dem Hybridmodul kompensiert werden. Die mehrfache Energiewandlung beim aktiven Laden des Speichers und nachfolgender Freisetzung der Energie führt zu Verlusten, die die Einsparungen des kleineren Motors kompensieren.

Das energetische Verhalten des Antriebsstranges ist stark abhängig von den Belastungsbedingungen sowie der hinterlegten Steuerung. Im hier vorliegenden Fall wurde nur ein kleines Spektrum von möglichen Einsatzszenarien berücksichtigt. Zudem gibt die implementierte Steuerungsstrategie noch Raum für Optimierung. Die Ergebnisse dieser Untersuchung können daher nicht verallgemeinert werden. Vor dem Hintergrund der vielfältigen Einsatzmöglichkeiten von Radladern ist es möglich, dass Belastungszyklen mit größerem Zeitanteil hoher Leistungsanforderungen auftreten. In diesem Fall kann ein Antriebssystem mit verkleinertem Dieselmotor von Nachteil sein, da unter Umständen die geforderte Funktionalität und Leistungsfähigkeit nicht gewährleistet ist. Vor diesem Hintergrund und dem geringen Einsparpotential ist der Einsatz eines verkleinerten Dieselmotors in Verbindung mit einem Hybridsystem genau zu prüfen und auf die Betriebsbedingungen der Maschine anzupassen.

4.6.3 Energetische Bewertung der erweiterten Betriebsstrategien

Einsparungspotential der Strategien für den Fahrtrieb

Bild 209 zeigt als ein Ergebnis der Simulationen die Häufigkeitsverteilungen der Betriebspunkte des Dieselmotors, in einem für Radlader typischen kurzen Ladezyklus, für die drei in Abschnitt 4.5.3 vorgestellten Strategien für den Fahrtrieb.

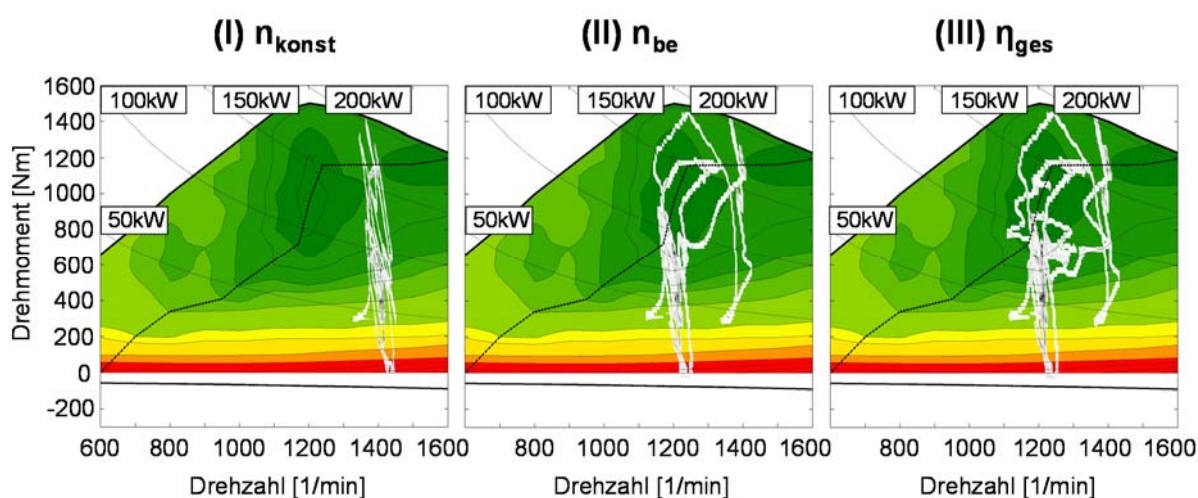


Bild 209: Betriebspunktverteilungen Dieselmotor

Bei Einsatz der Strategie n_{konst} verteilen sich die Betriebspunkte entlang der Soll-Drehzahl von 1400 U/min, bei der die Nennleistung des Dieselmotors bereitgestellt werden kann. Leichte Abweichungen der Drehzahl sind durch die Dynamik des Dieselmotors bedingt, der bei dynamischer Lastaufschaltung erst Moment aufbauen muss und dessen Drehzahl bei Lastwegnahme kurzzeitig überschwingt. Bei der Strategie n_{be} ist gegenüber n_{konst} eine deutliche Verschiebung der Betriebspunkte zu niedrigeren Drehzahlen des Dieselmotors zu sehen. Aufgrund der Drehzahlanforderungen des Getriebes im Radlader wurde auch in den Simulationen die untere Betriebsdrehzahl auf 1200 U/min begrenzt. Die Betriebspunkte häufen sich jeweils im Bereich der Drehzahluntergrenze und weichen abhängig von den Leistungsanforderungen nach oben ab. Eine weitere erkennbare Häufung tritt bei 1400 U/min auf. Dies resultiert aus der erforderlichen Betriebsdrehzahl des Getriebes zur Aufbringung der hohen Zugkräfte, die beim Einstechen ins Haufwerk erforderlich sind. Für die Strategie η_{ges} stellt sich eine ähnliche Betriebspunktverteilung mit Häufung an der Drehzahluntergrenze ein. Ein wesentlicher Grund für dieses Verhalten ist der maßgebliche Einfluss niedrigerer Drehzahlen auf den Kraftstoffverbrauch. Diese führen einerseits zur besseren Auslastung des Dieselmotors und andererseits zu geringeren Schleppverlusten im gesamten Antriebsstrang.

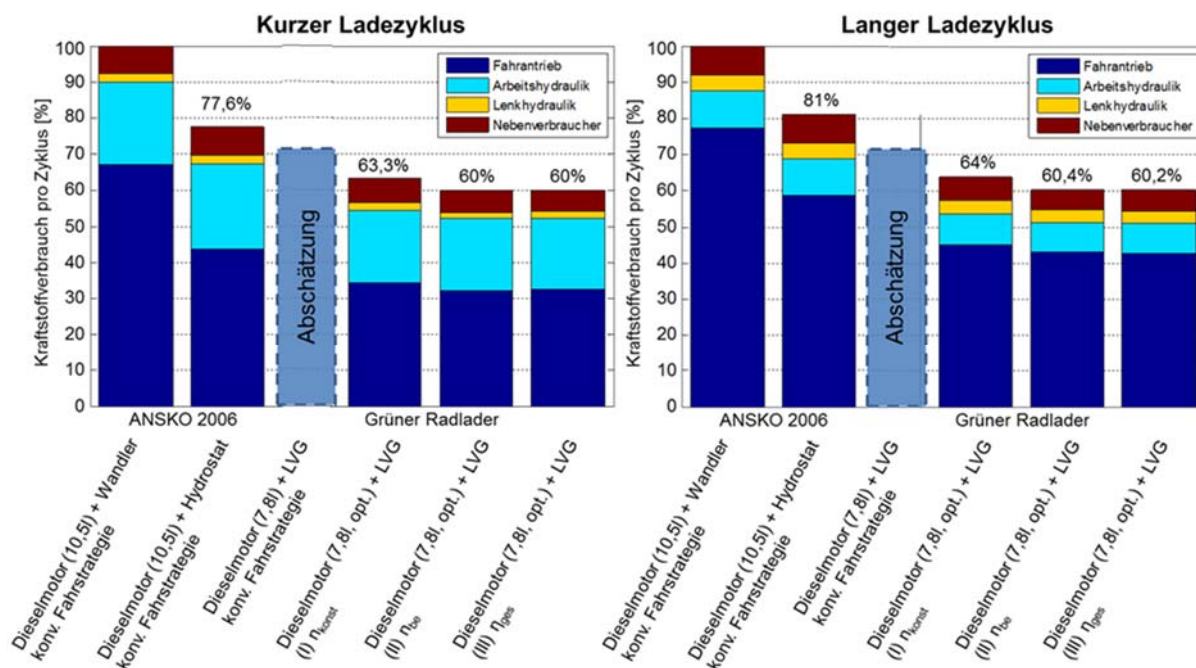


Bild 210: Kraftstoffverbräuche abhängig von Antriebsstrang und Betriebsstrategie

Bild 210 zeigt das Verhältnis der Gesamtkraftstoffverbräuche der jeweiligen Strategien ohne Hybridsystem für die betrachteten Zyklen. Als Referenzen sind die im ANSKO-Projekt simulierten und auf die Leistungsklasse des „Grünen Radladers“ skalierten Werte eines hydrostatischen Antriebs und eines Lastschaltgetriebes mit hydrodynamischem Wandler eingefügt, die auf dem technischen Stand im Jahr 2006 basieren. Die Balken zeigen den jeweiligen Kraftstoffverbrauch pro Zyklus mit den Anteilen der einzelnen Subsysteme.

Bereits im ANSKO-Projekt konnte durch Einsatz eines hydrostatischen Antriebsstrangs gegenüber dem Wandlerantrieb eine Einsparung von 22,4% im kurzen Ladezyklus und von 19% im langen Ladezyklus erzielt werden. Im kurzen Zyklus ergibt sich durch eine konstante Drehzahl von 1400 U/min eine Einsparung von 14,3% gegenüber dem hydrostatischen Referenz-Antrieb und 36,7% gegenüber dem Referenz-Wandlerantrieb. Da in den Betrachtungen des IME der Fokus auf dem Zusammenspiel von Dieselmotor und Fahrtrieb lag, wurde für die Arbeitshydraulik lediglich der Leistungsbedarf einer Load-Sensing-Hydraulik aufgeprägt, sodass die ermittelten Einsparungen aus dem guten Wirkungsgrad in den leistungsverzweigten Bereichen des Getriebes sowie dem geringeren Hubvolumen des Dieselmotors resultieren. Der Dieselmotor der Referenz-Antriebe besitzt ein in dieser Maschinenklasse übliches Motorhubvolumen von 10,5 l im Gegensatz zu 7,8 l des auf den reduzierten Drehzahlbereich optimierten Dieselmotors des „Grünen Radladers“. Würde der kleinere Dieselmotor mit 7,8 l Hubvolumen mit dem Leistungsverzweigungsgetriebe anhand einer konventionellen Betriebsstrategie eingesetzt wäre ein Kraftstoffverbrauchsniveau zwischen den Antriebssystemen aus dem ANSKO-Projekt und dem neuen Antriebssystem zu erwarten, im Bild angedeutet durch die gestrichelte Säule. Die Energieaufnahme des Fahrtriebs konnte mit dem Leistungsverzweigungsgetriebe um 7% gegenüber dem hydrostatischen Antrieb und um 36,5% gegenüber dem hydrodynamischen Antrieb gesenkt werden. Eine weitere Kraftstoffeinsparung von 3,3% ist durch eine Betriebspunktverschiebung zur Ideallinie des Dieselmotors möglich, da die Drehzahlabsenkung zu einer besseren Motorauslastung führt. Da die Absenkung der Dieselmotordrehzahl den wesentlichen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch darstellt ist mit Hilfe der Gesamtoptimierung eine weitere Verbrauchsreduzierung nur schwer möglich. Einzelne effizientere Betriebspunkt-kombinationen werden zwar erkannt, können aber aufgrund der dynamischen Lastwechsel oft nicht erreicht werden. Im langen Zyklus ist mit der Konstantdrehzahlstrategie eine Einsparung von 17% gegenüber dem hydrostatischen Referenz-Antrieb und 36% gegenüber dem Referenz-Wandlerantrieb möglich. Diese ergibt sich durch die langen Fahrwege mit hohen Fahrgeschwindigkeiten,

bei denen die beiden Vergleichsantriebe mit hohen Motordrehzahlen arbeiten. Die Energieaufnahme des Fährantriebs wird dabei um 7% gegenüber dem hydrostatischen Antrieb und um 28,5% gegenüber dem Wandlerantrieb gesenkt. Mit Hilfe der Dieselloptimierung können durch die Drehzahlabenkung weitere 3,6% eingespart werden. Die Gesamtoptimierung erreicht nur noch eine Steigerung von 0,2%. Insgesamt ist eine Verbrauchsreduzierung um ca. 21% gegenüber dem hydrostatischen Antrieb und ca. 40% gegenüber dem Wandlerantrieb möglich.

Für die Umsetzung auf der Maschine und die Programmierung eines Steuerungscode wurde die Strategie n_{be} , die Drehzahlführung des Dieselmotors entlang seiner idealen Verbrauchslinie, ausgewählt. Diese hat in den durchgeführten Simulationen die größte Kraftstoffeinsparung ermöglicht und lässt sich aufgrund des geringen Steuergeräte-Speicherbedarfs gut auf der Maschine umsetzen.

Einsparungspotential durch Hybridisierung

In den am IME durchgeführten Simulationen konnte mit dem Hybridmodul, aufgrund der zusätzlichen Schleppverluste der Hybridpumpe, keine Verbesserung des Kraftstoffverbrauches im betrachteten kurzen Ladezyklus erzielt werden. In den durchgeführten Simulationen konnte die mit dem Hybridmodul rekuperierte Energie maximal die Schleppverluste der zusätzlichen Hydraulikpumpe ausgleichen. Erwähnt werden muss hier, dass die dem standardisierten Zyklus zugrunde liegenden Messfahrten von einem erfahrenen Bediener durchgeführt wurden, der die Maschine so einsetzte, dass die Verzögerungsenergie regeneriert wurde. Der erreichbare Nutzen kann bei ungeübten Fahrern bzw. unsynchronen Abläufen ansteigen.

Bei Einsatz des Hybridmoduls zur Phlegmatisierung des Dieselmotors konnte die erforderliche Motorleistung in der Simulation von 205 kW auf 140 kW im kurzen Ladezyklus reduziert werden. Die sich bei Phlegmatisierung ergebende Betriebspunktverteilung des Dieselmotors (rechts) ist in **Bild 211** einer Betriebspunktverteilung ohne Phlegmatisierung (links) gegenüber gestellt. Das Hybridmodul kann somit ggf. den Einsatz eines kleineren und kostengünstigeren Motors ermöglichen. Der mit Dieselmotor, Getriebe und Hybridsystem des „Grünen Radladers“ erzielte Kraftstoffverbrauch lag dabei jedoch aufgrund der Wirkungsgradkette beim Laden und Entladen des Speichers 5% oberhalb des Betriebs ohne Hybridmodul. Bei Einsatz von entsprechend dimensioniertem und aufeinander abgestimmtem Dieselmotor und Hybridsystem ist eine Effizienzsteigerung zu erwarten.

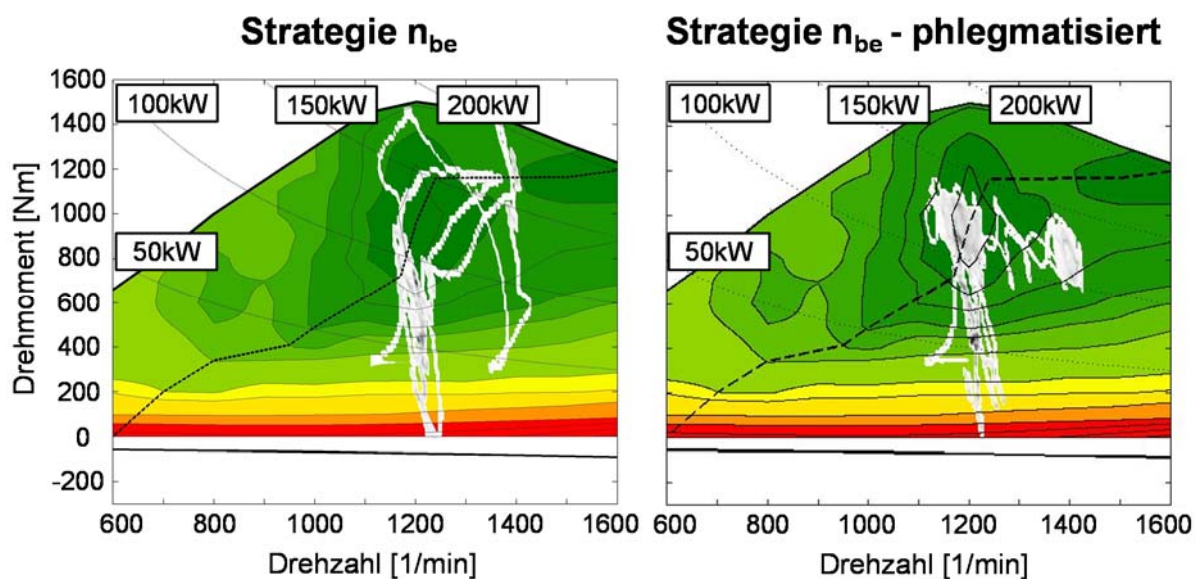


Bild 211: Betriebspunktverteilung ohne und mit Phlegmatisierung

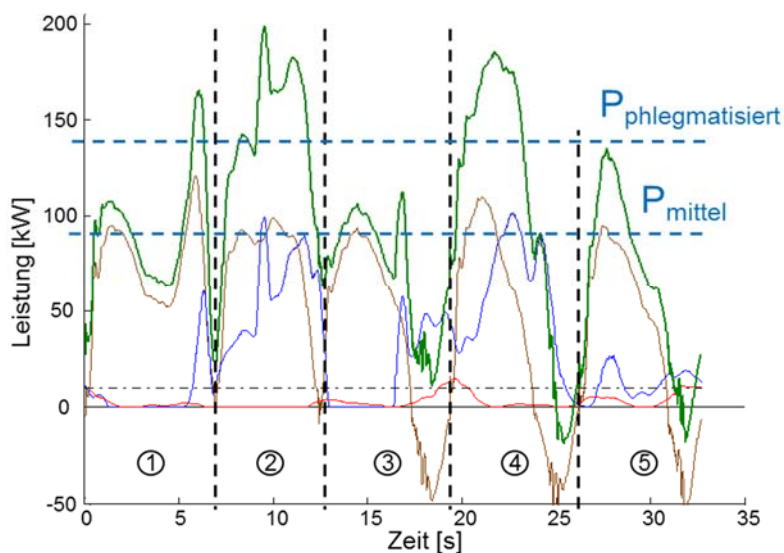


Bild 212: Vergleich mittlerer und phlegmatisierter Leistungsbedarf

Aufgrund der Wirkungsgradkette beim Laden und Entladen kann zudem die Motorleistung nicht bis zum mittleren Leistungsbedarf im Zyklus reduziert werden, sondern muss zum Ausgleich der Verluste entsprechend höher liegen, siehe **Bild 212**.

4.7 Softwareentwicklung der Maschinensteuerung

4.7.1 Funktionale Anforderungen an die Maschinensteuerung

Die Maschinensteuerung komplettiert die Teilsysteme zu einem funktionsfähigen Radlader. Sie bildet die Schnittstelle zwischen den Bedienvorgaben und den Antrieben. Bild 213 zeigt hierzu ihre grundlegenden Anwendungsfälle. Sowohl der Bediener als auch die Teilsysteme

fungieren in dieser Darstellung als Akteure, die mit der Steuerung in Interaktion treten. Neben der Sollwertermittlung spielt die Optimierung des Leistungsflusses der Maschine eine zentrale Rolle. Diese spiegelt sich in der Umsetzung der konkreten Ansteuerstrategie wider. Jeder Anwendungsfall beinhaltet eine Reihe weiterer Funktionen, die in der Softwarekonzeption zu berücksichtigen sind.

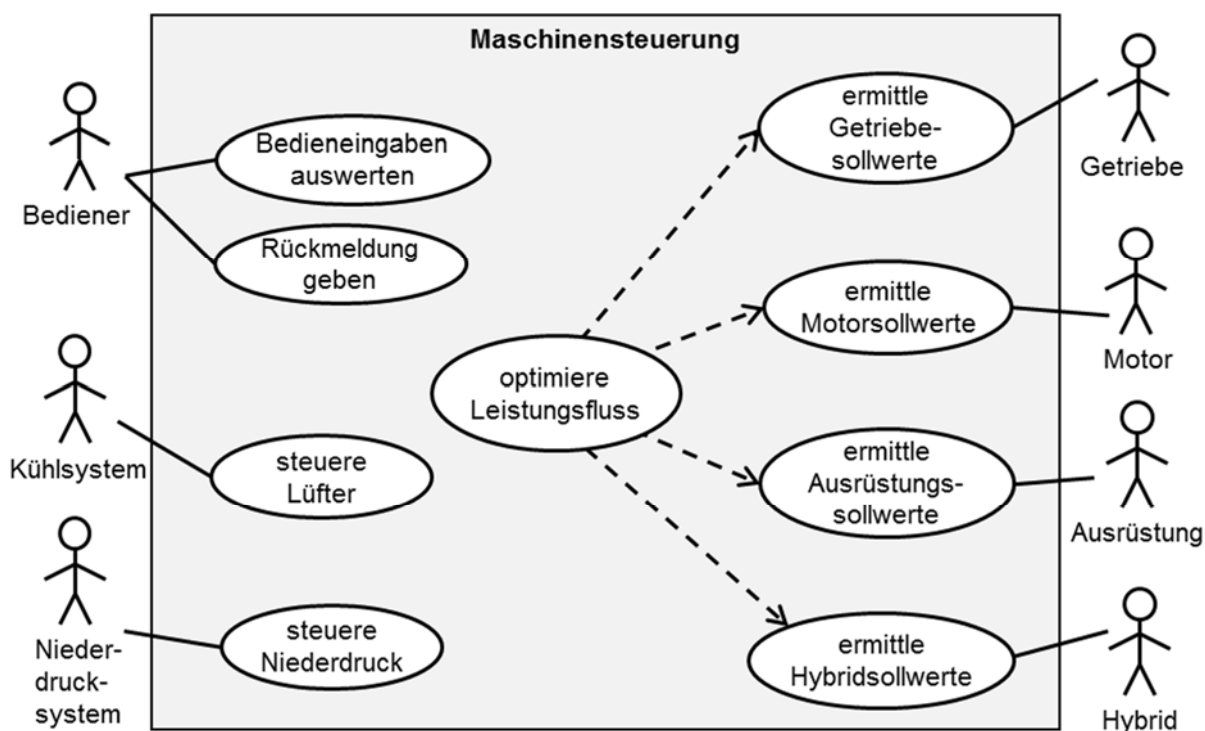


Bild 213: Grundlegende Anwendungsfälle für die Maschinensteuerung

4.7.2 Softwarekonzept (Grundstruktur)

Auf Basis der definierten funktionalen Anforderungen ist die in Bild 214 dargestellte Modulstruktur für die Software der Maschinensteuerung erarbeitet worden. Sie charakterisiert sich durch eine klare Trennung von Verantwortlichkeiten. Jedem Teilsystem ist ein Modul zugeordnet. Es setzt die spezifischen Funktionen zur Ansteuerung um und stellt Schnittstellen zur internen Kommunikation bereit. Zusätzlich übernimmt der Baustein Systemüberwachung die Zustandssteuerung der Maschine. Das Kommunikationsmodul dient als Schnittstelle zu den realen Teilsystemen. Es realisiert sowohl die CAN-Kommunikation als auch die Verarbeitung von analogen Sensoren und Aktoren.

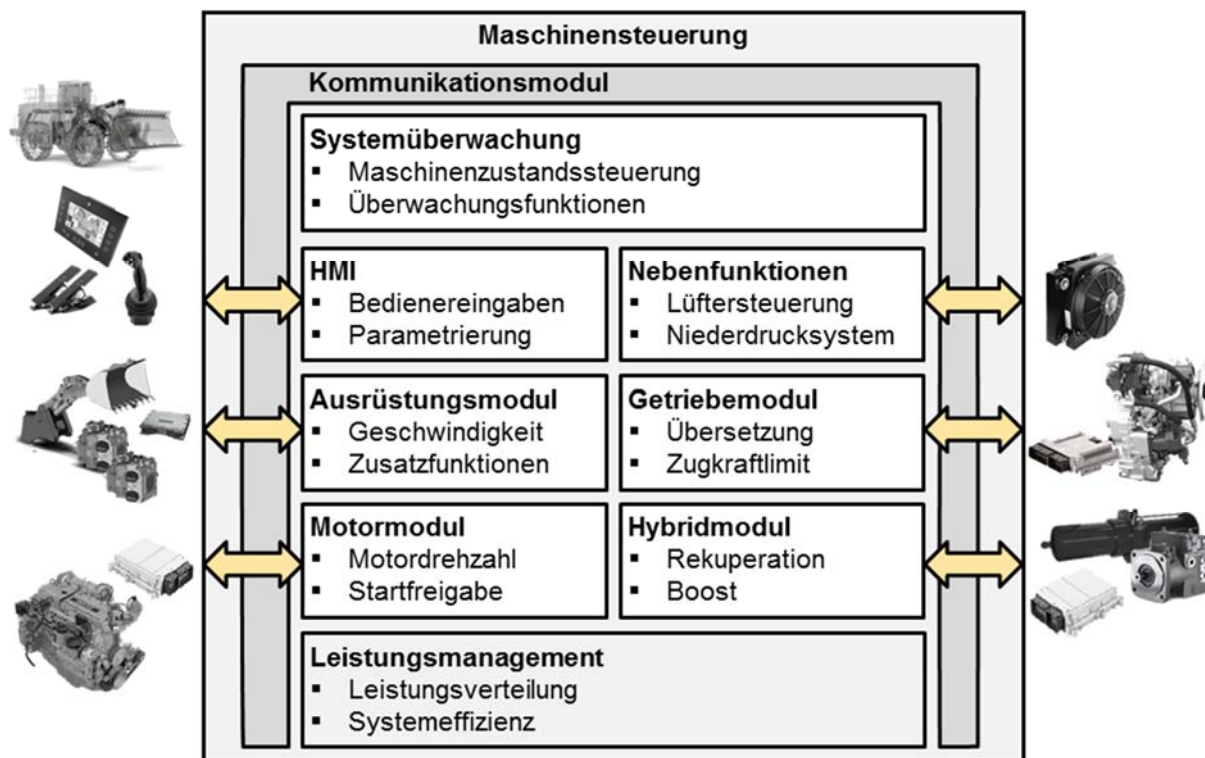


Bild 214: Modulstruktur und Grundfunktionen der Maschinensteuerung

Das grundlegende Verhalten eines jeden Moduls ist durch den in **Bild 215** dargestellten Zustandsautomaten definiert. Aktiviert der Bediener die Zündung, startet das Steuergerät. Alle Softwarekomponenten beginnen ihre Initialisierung im Zustand INIT. Hier werden Parameter aus dem Permanentenspeicher geladen oder mit ihren Standardwerten belegt. Anschließend wechseln die Bausteine regulär in den Zustand START ENGINE. Der Übergang zu NEUTRAL erfolgt nachdem der Bediener die Zündung des Motors betätigt und dieser erfolgreich anläuft. Danach sind alle Funktionen des jeweiligen Moduls aktiv und ignorieren zunächst die Bedienervorgaben. Erst im Zustand OPERATION verarbeiten die Softwarebausteine diese und leiten die ermittelten Sollvorgaben an die Antriebe der Maschine durch. Das Wegnehmen des Zündsignals veranlasst den Wechsel in den SHUTDOWN. Hier können Daten in den Permanentenspeicher geschrieben werden. Das Steuergerät fährt herunter. Zusätzlich besteht die Möglichkeit aus NEUTRAL in den Zustand CALIBRATION zu wechseln, um erforderliche Kalibrierroutinen auszuführen. Tritt während des Betriebs in einem der Zustände ein Fehler auf, so wechselt das Modul in den Modus ERROR und kann nur über einen Neustart wieder aktiviert werden. Jeder Softwarebaustein definiert individuell die Bedingungen für einen Zustandsübergang. Es gewährleistet eine individuelle Ablaufdefinition der einzelnen Antriebseinheiten. So ist es zum Beispiel möglich die Arbeitsausrüstung direkt nach dem Starten des Motors im OPERATION zu bewegen während der Fahrtrieb erst nach Freigabe der Parkbremse von

NEUTRAL in OPERATION wechselt. Dem Modul Systemüberwachung obliegt die übergeordnete Zustandskontrolle der Maschine. Wenn erforderlich versetzt es einzelne Module in einen definierten Zustand. Dieser Ansatz trennt die Verantwortlichkeiten und bietet ein großes Maß an Flexibilität in der Steuerungsentwicklung der Maschine.

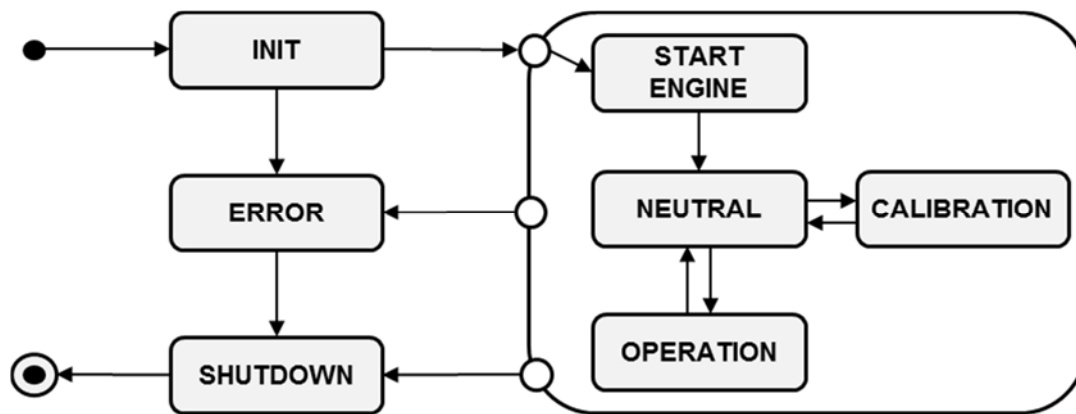


Bild 215: Zustandsdefinition

Das Hauptprogramm wird alle 10 ms ausgeführt und besitzt den in Bild 216 dargestellten Programmablauf. Es ist für die Initialisierung und die Ausführung der Softwaremodule verantwortlich. Die interne Kommunikation der Bausteine erfolgt durch gemeinsam genutzte Speicherbereiche. Dazu muss den Softwaremodulen einmalig während der Initialisierung der jeweilige Adressbereich mitgeteilt werden. Dieser Ansatz reduziert unnötiges Kopieren von Werten während der Programmabarbeitung und erhöht die Performance der Steuerung.

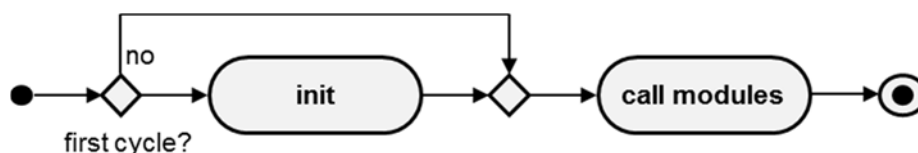


Bild 216: Ablauf des Hauptprogramms

4.7.3 Virtuelle Absicherung der Steuerungssoftware mittels Hardware-in-the-Loop Simulation

Für einen möglichst frühzeitigen Steuerungstest ist am Institut für Fluidtechnik der in Bild 217 dargestellte Hardware-in-the-Loop (HiL) Prüfstand erarbeitet worden. Dieser simuliert die Funktionalität der gesamten Maschine und bildet die Grundlage für eine effiziente und zielgerichtete Steuerungsentwicklung. Dabei interagieren reale, zu testende Hardwarekomponenten mit einer virtuellen Umgebung. Neben der Maschinensteuerung sind am Prüfstand sowohl die

Controller für die Arbeitsausrüstung und das Hybridmodul als auch die Bedienelemente integriert. Die hydraulisch-mechanischen Antriebskomponenten und die übrigen Steuerungen sind virtuell als Modell vorhanden. Die Schnittstelle zur Realität bildet die Signalkonditionierung. Die elektrischen Ausgänge der Steuergeräte werden gemessen und dienen als Eingangsgröße der Simulation. Strom- und Spannungsquellen emulieren die von der realen Hardware benötigten Sensoren.

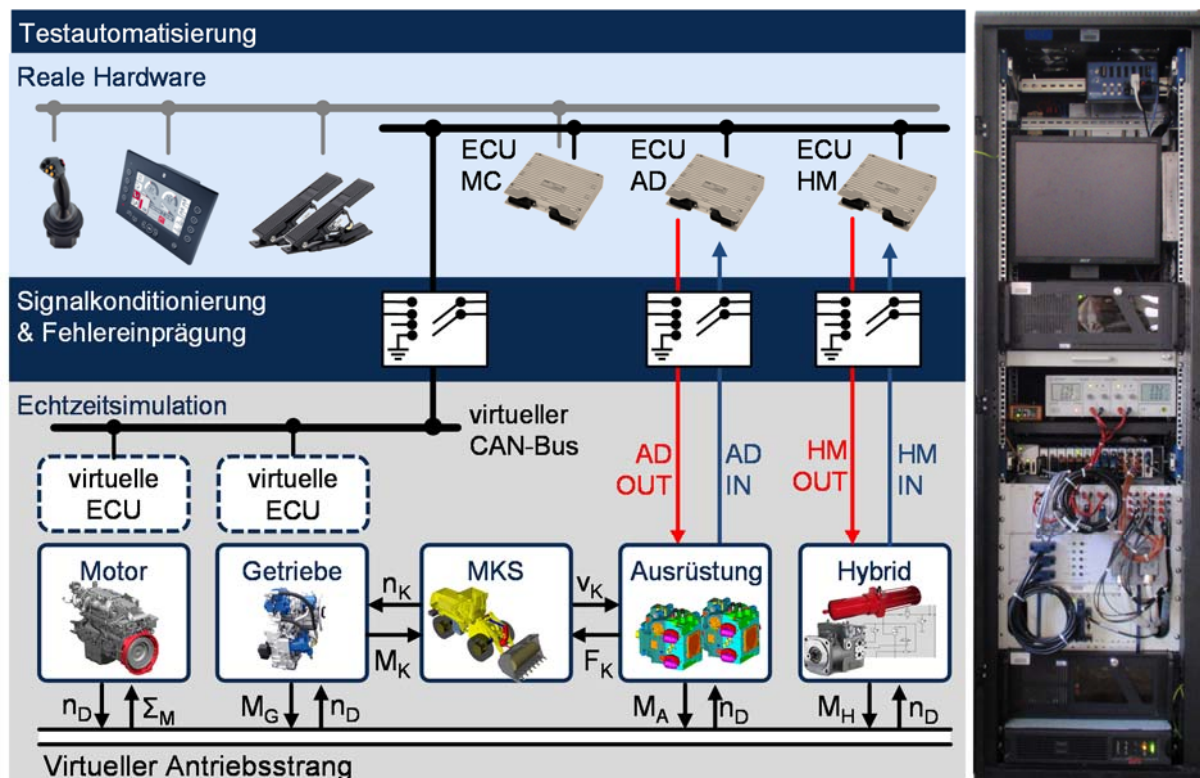


Bild 217: Hardware-in-the-Loop Prüfstand des „Grünen Radladers“

Die Ausführung der Software auf dem Steuergerät der Maschine in Kombination mit der virtuellen Umgebung des Radladers ermöglicht realitätsnahe Tests bereits vor dem Aufbau des Demonstrators. Eine Vielzahl an Fehlern können vorab entdeckt und behoben werden. Die so bereits ausgereifte Steuerung verkürzt maßgeblich die Zeit für die Inbetriebnahme.

Eine wesentliche Voraussetzung für die Anwendung der HiL-Simulation ist das Erarbeiten echtzeitfähiger Simulationsmodelle. Die realen Komponenten berechnen ihre Stellgrößen in Echtzeit und erwarten dementsprechend eine Reaktion in zeitlich gleicher Größenordnung. Der Begriff Echtzeit beinhaltet gemäß der DIN 44300 den Anspruch nach Recht- und Gleichzeitigkeit der Systemreaktion auf einen externen Prozess. Innerhalb einer von der Umgebung vorge-

geben Zeitspanne müssen alle externen Daten korrekt verarbeitet und sämtliche Ausgangssignale bereitgestellt werden. Bei folgerichtiger Auslegung des Echtzeitbegriffs bezogen auf die Simulation von technischen Systemen muss die für die Berechnung des nächsten Schrittes benötigte Zeit stets kleiner sein als die zugehörige Schrittweite. Der geforderte Determinismus beschränkt die Simulation auf explizite Lösungsverfahren mit einer festen Schrittweite. Im Rahmen der HiL-Simulation wird auf das explizite Euler-Verfahren zurückgegriffen. Dessen numerische Stabilität ist durch

$$|1 + h \cdot \lambda| \leq 1 \quad (31)$$

definiert, wobei h die Schrittweite des Verfahrens und λ einen in der Simulation enthaltenen Eigenwert bezeichnet. Die Eigenwerte entsprechen der Dynamik des im aktuellen Arbeitspunkt linearisierten Simulationsmodells. Zum Beispiel ergibt sich für ein lineares Verzögerungsglied 2ter Ordnung der konjugiert komplexe Eigenwert:

$$\lambda_{1,2} = -\omega_0(D \pm j\sqrt{1 - D^2}) \quad (32)$$

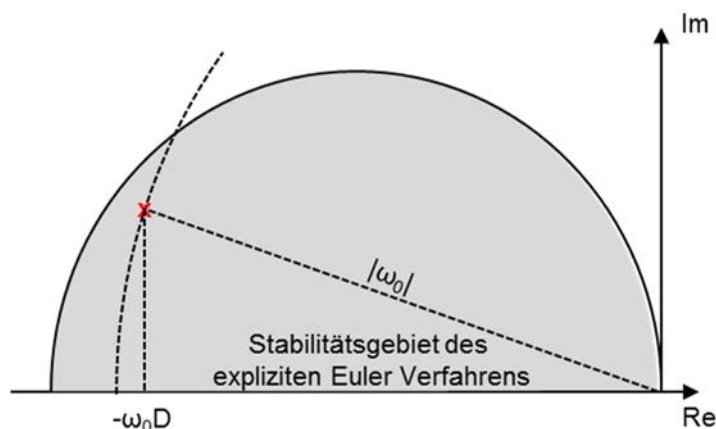


Bild 218: Euler Stabilitätsgebiet und Eigenwert eines Verzögerungselements zweiter Ordnung

Bild 218 zeigt hierzu den Zusammenhang zwischen dem Eulerstabilitätsgebiet und dem Eigenwert. Mit steigender Kennkreisfrequenz ω_0 erhöht sich dessen Betrag. Mit steigendem Dämpfungsmaß D wandern die Eigenwerte kreisförmig mit dem Radius der Kreisfrequenz zur realen Achse. Aufgrund von Nichtlinearitäten im Simulationsmodell verändern sich die Eigenwerte kontinuierlich. Für eine numerisch stabile Berechnung müssen im Verlauf der Simulation alle Eigenwerte innerhalb des Stabilitätsgebiets liegen. Für hochdynamische Modellanteile ist demnach eine entsprechend kleine Zeitschrittweite erforderlich. Dies erhöht maßgeblich den Rechenbedarf, so dass unter Umständen die Echtzeitbedingung nicht erfüllt werden kann. Damit

der HiL-Prüfstand alle von den Steuerungen wahrgenommenen Frequenzanteile abbildet, soll die maximale Schrittweite des Lösungsverfahrens mindestens zehnmal kleiner als das Kommunikationsintervall T_K sein. Zusammengefasst ergibt sich für die Zeitschrittweiten der HiL-Simulation die Restriktion für alle im Modell auftretenden Eigenwerte:

$$\frac{2 \cdot \operatorname{re}(\lambda)}{\operatorname{re}(\lambda)^2 + \operatorname{imag}(\lambda)^2} < h \leq \frac{T_K}{10} \quad (33)$$

Die Systemmodelle aus Abschnitt 4.6 enthalten Frequenzanteile, die das Steuergerät aufgrund seiner Abtastzeit nicht verarbeiten kann. Gerade diese begrenzen die maximale Schrittweite für die HiL-Simulation. Um gezielt auf zu hohe Frequenzen im Modell Einfluss zu nehmen, muss der Zusammenhang zwischen Modellgleichungen und Eigenfrequenzen hergestellt werden. Ein am Institut für Fluidtechnik entwickelter numerischer Ansatz ermöglicht eine Einflussfaktorenanalyse von Parametern und Elementen auf die im Modell vorhandenen Zeitkonstanten. Das Verfahren ist in /Koc14/ beschrieben. Für die Echtzeitsimulation kritische Elemente werden identifiziert. Damit können die Modelle mit geringem Aufwand für die Echtzeitsimulation am HiL-Prüfstand qualifiziert werden. **Bild 219** zeigt beispielhaft das echtzeitfähige Simulationsmodell des verdrängergesteuerten hydraulischen Differenzialzylinders der Arbeitsausrüstung. Es verdeutlicht die erreichbare Detailtiefe, die auch mit dem Anspruch an Echtzeitfähigkeit möglich ist. Grundsätzliche Funktionen der Steuerung der Ausrüstung (ECU AD) wie das Verstellen der Einheit, die Reaktion bei Überlast, die Schwimmstellung des Hubwerks, die automatische Grabpositionsrückstellung aber auch das Schalten der Lasthalteventile bei Nichtbenutzung der Ausrüstung lassen sich bereits allein mit diesem Teilmodell testen.

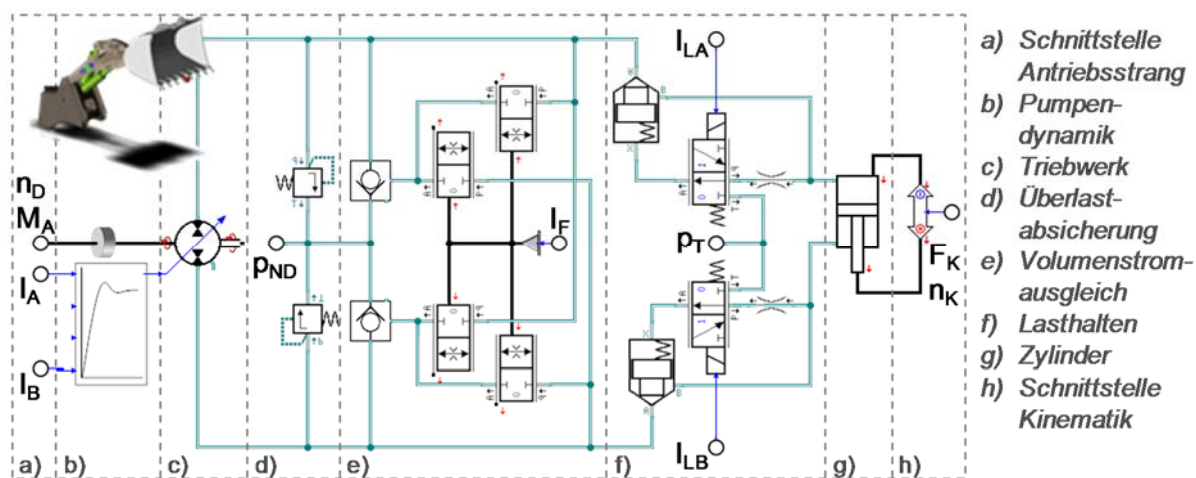


Bild 219: Echtzeitfähiges Simulationsmodell in SimulationX einer Antriebsachse der Arbeitsausrüstung

Mit dem erarbeiteten HiL-Prüfstand kann nun gezielt die Maschinensteuerung getestet werden. Für eine automatisierte Durchführung erfolgte die Programmierung der Tests mit dem Werkzeug *ECU-Test* der Firma *TraceTronic*. **Bild 220** zeigt beispielhaft die Visualisierung ausgewählter Prüfstandsgrößen sowie die Rückmeldung über gerade ausgeführte Testfälle. Insgesamt konnten in Zusammenarbeit mit der Firma *Hydrive Engineering* ca. 150 Tests automatisiert werden. Sie betreffen Grundfunktionalitäten der Ausrüstungs-, Fahr-, Hybrid- und Motoransteuerung. Der Prüfstand diente nach der Programmierung der Steuerung als effizientes Werkzeug in der Weiterentwicklung der Maschine. Insbesondere Softwaremodifikationen konnten so effektiv vorab geprüft werden.

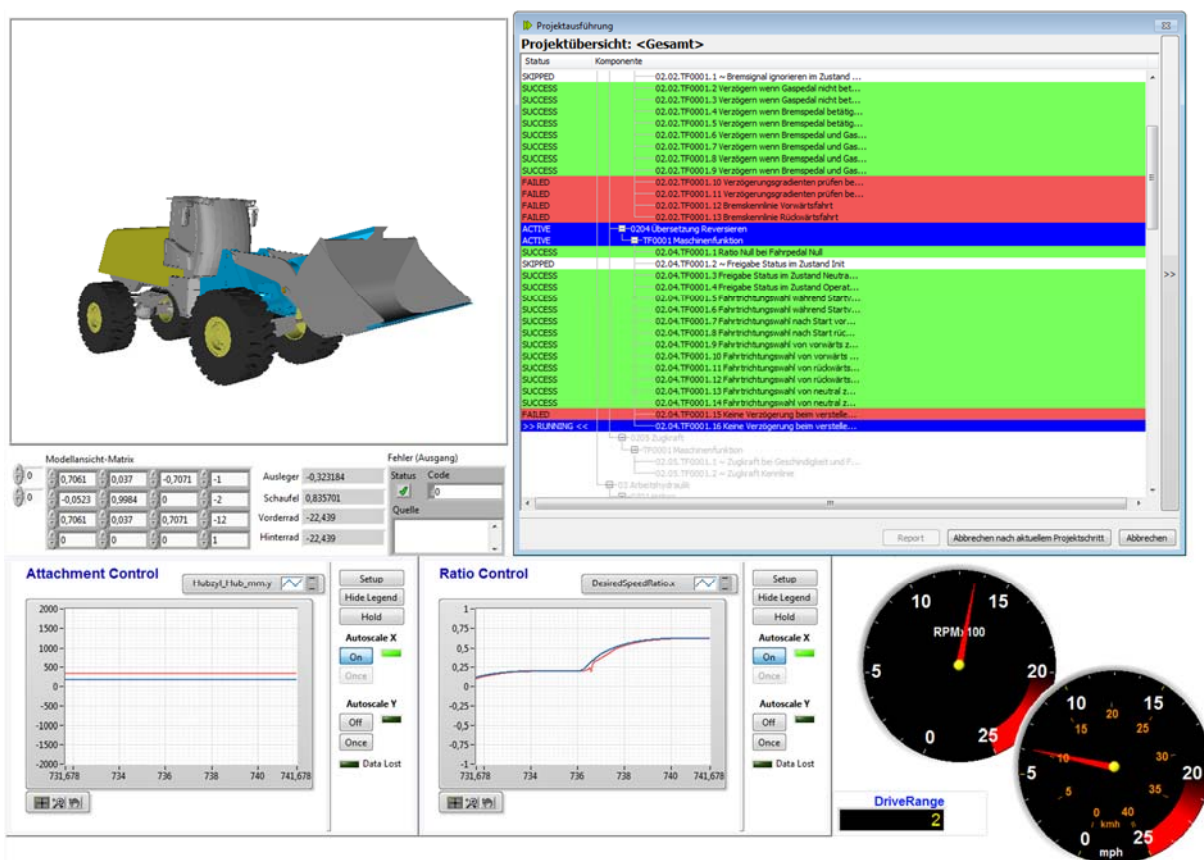


Bild 220: Automatisierte Testdurchführung am Prüfstand

4.8 Inbetriebnahme und Erprobung

4.8.1 Vorgehen bei der Inbetriebnahme

Im Anschluss an die Integration und Montage der Subsysteme überführte Liebherr den komplettierten Radlader nach Dresden (**Bild 221**). Die darauffolgende Inbetriebnahme teilte sich in zwei wesentliche Phasen. Zunächst erfolgte zusammen mit den jeweiligen Projektpartnern in einer Versuchshalle der TU Dresden die separate Inbetriebnahme der einzelnen Systeme. Dabei

standen die Ergänzung und Prüfung der Verkabelung, die korrekte Kommunikation zwischen den Steuerungen und das Sicherstellen der Grundfunktionalität der Antriebskomponenten im Vordergrund.



Bild 221: Aufbau und Inbetriebnahme

Anschließend wurden Schaufel und Gelenkwellen des Fahrtriebs montiert und die Maschine auf das angrenzende Außengelände überführt. Es erfolgten erste Tests unter Last im Zusammenspiel mit den Steuerungen und den Antriebseinheiten. Fehler in der steuerungstechnischen Abstimmung der Subsysteme konnten in Zusammenarbeit mit den Projektpartnern diskutiert und korrigiert werden.

4.8.2 Erprobung auf Komponentenebene

Lösungsschritte:

Zur Vorbereitung der Fahrzeugintegration und Validierung der zur Betriebsstrategieentwicklung genutzten Simulationsmodelle wurden das Leistungsverzweigungsgetriebe und das hydrostatische Hybridmodul losgelöst vom Fahrzeug auf dem Verspannungsprüfstand des IME unter realitätsnahen Lastbedingungen vermessen. Alle zur Montage des Antriebsstrangs auf dem Verspannungsprüfstand benötigten Anschlussteile und Halterungen wurden ausgelegt, konstruiert und gefertigt. **Bild 222** zeigt den realisierten Versuchsaufbau für das Leistungsverzweigungsgetriebe.

Der Dieselmotor wurde bei diesem Aufbau durch einen E-Motor des Prüfstandes ersetzt, der die erforderliche Antriebsleistung bereitstellt. Dabei wurde der E-Motor wie der Radlader-Dieselmotor in Drehzahlregelung betrieben. Abhängig vom Versuchslauf erfolgte die Drehzahlvorgabe konstant oder gemäß einem hinterlegten Simulationsmodell des Dieselmotors. Der Abtrieb des Getriebes wurde über zwei E-Motoren des Prüfstandes, die mit einem Summiergetriebe gekoppelt waren, belastet. Um das Abtriebsmoment genau zu erfassen wurden auf der

Gelenkwelle zwischen Leistungsverzweigungsgetriebe und Summiergetriebe Dehnungsmessstreifen appliziert. Die Abtriebsdrehzahl ist durch die feste Übersetzung des Summiergetriebes und die Drehzahl der E-Motoren bekannt.

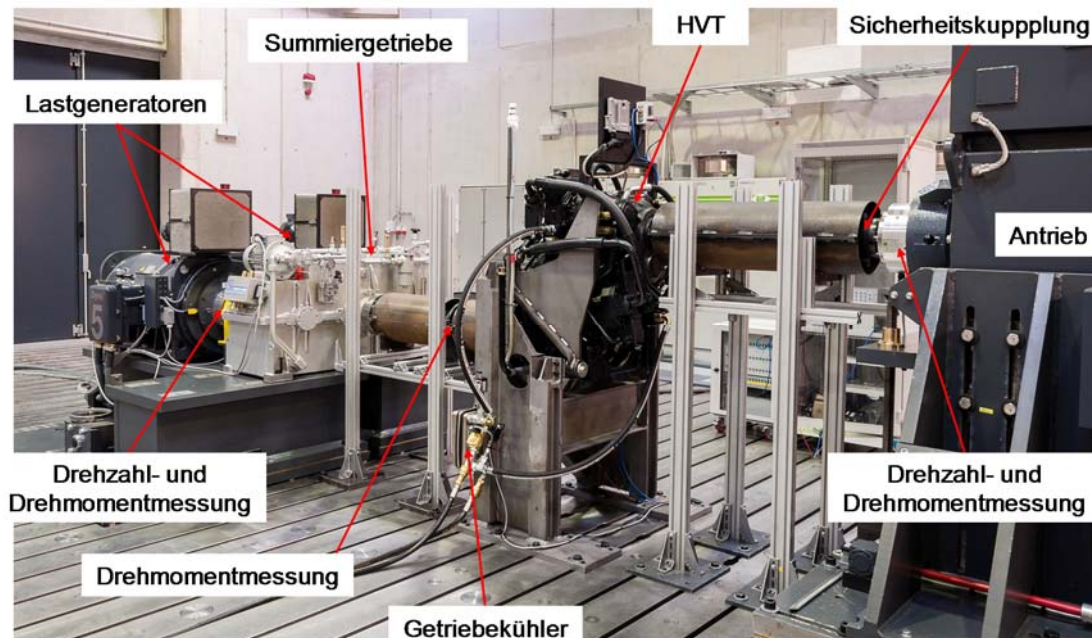


Bild 222: Versuchsaufbau Leistungsverzweigungsgetriebe HVT

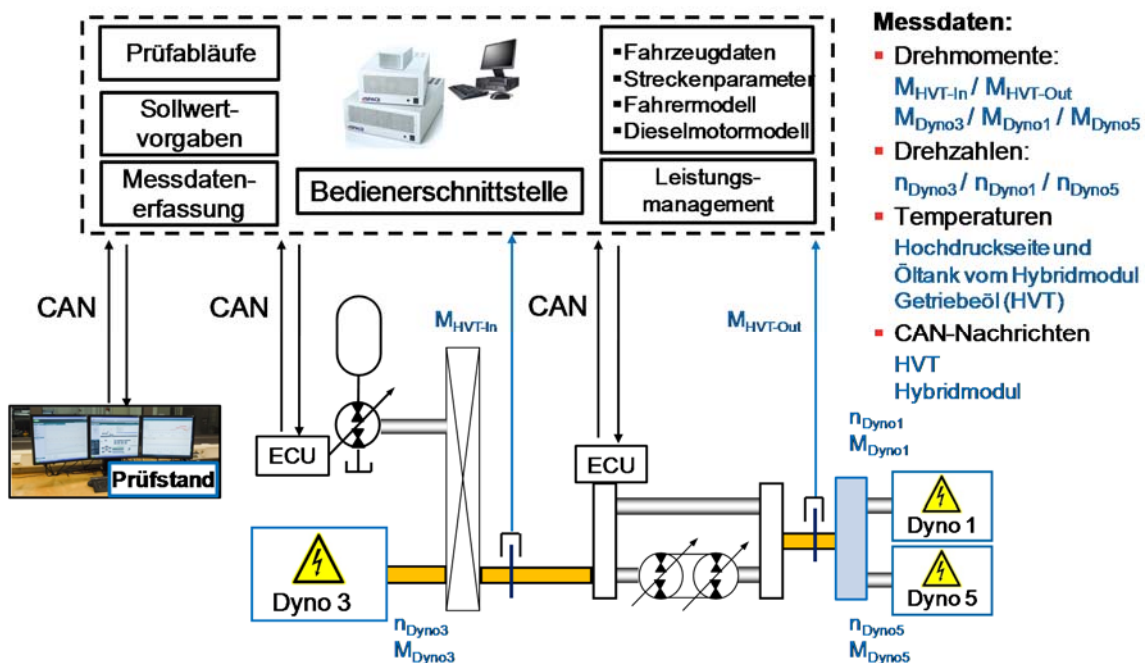


Bild 223: Schema der Prüfstandssteuerung und Datenerfassung

Zur Steuerung der Prüfläufe und Messdatenerfassung wurde ein Echtzeit-Rechensystem eingesetzt. Zusätzlich wurden das oben erwähnte Dieselmotormodell sowie Belastungsrechnungen

für den Getriebeabtrieb auf dem System ausgeführt. **Bild 223** zeigt einen schematischen Überblick über die Schnittstellen und erfassten Daten mit dem Echtzeit-Rechensystem als zentralem Knotenpunkt (gestrichelter Rahmen).

Gemeinsam mit der Fa. Bosch Rexroth, die das Leistungsverzweigungsgetriebe für die Versuche zur Verfügung gestellt hat, wurde das Getriebe auf dem Prüfstand mit seiner Steuerung in Betrieb genommen. Die Getriebe-Grundfunktionalität (Ratio-Verstellung, Zugkraftlimitierung und Sicherheitsfunktionen) wurde verifiziert. Es erfolgten Messungen zur Verstelldynamik der Getrieberatio sowie zum Wirkungsgrad- und Verlustverhalten des Getriebes.

Der Versuchsaufbau zur Untersuchung des Hybridmoduls ist in **Bild 224** dargestellt. Die Hardware und Steuerung des Hybridmoduls wurden auf dem Prüfstand gemeinsam mit der Fa. Hydac in Betrieb genommen. Die Hybridmodul-Grundfunktionalität wurde verifiziert und die Sicherheitsfunktionen überprüft. Es erfolgten Messungen zur Dynamik des Drehmomentaufbaus des Hybridmoduls, den Schleppverlusten sowie Wirkungsgradmessungen für dynamische Lade- und Entladezyklen.

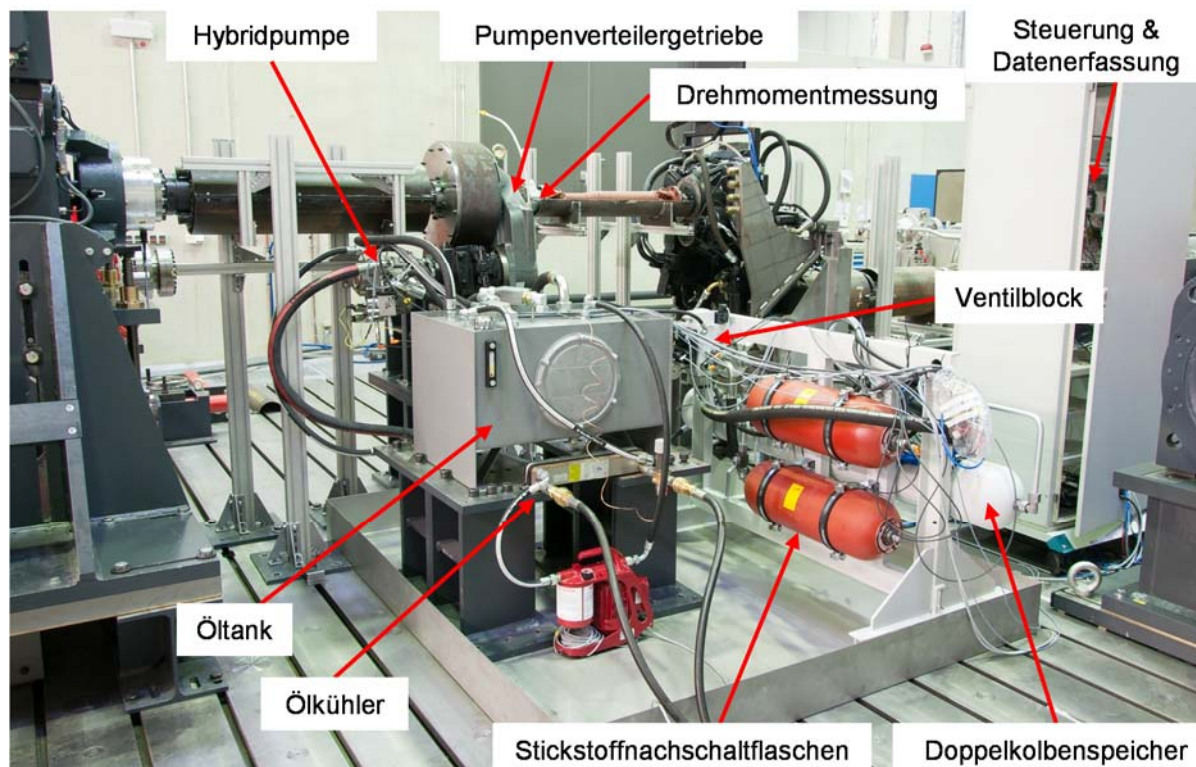


Bild 224: Versuchsaufbau Hybridmodul

Ergebnisse:

Im Rahmen der Prüfstandserprobung erfolgte eine Vermessung des Verlustverhaltens des Leistungsverzweigungsgetriebes in Abhängigkeit von Antriebsdrehzahl, Ratio und Abtriebsleistung des Getriebes für den Zug- und Schubbetrieb.

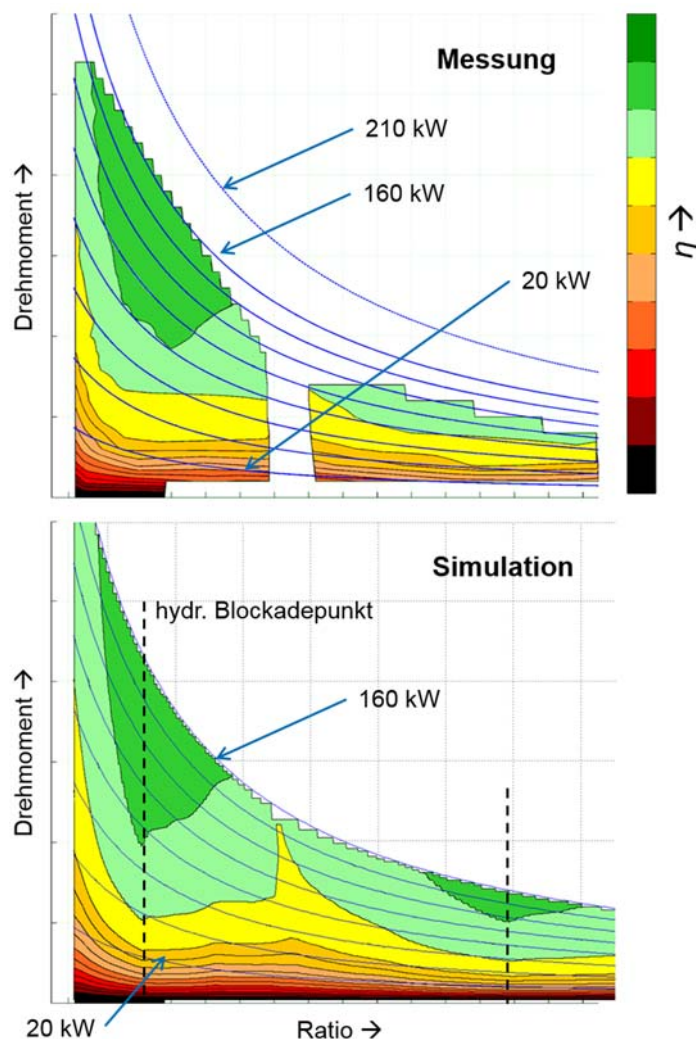


Bild 225: Wirkungsgradkennfelder des Leistungsverzweigungsgetriebes

Bild 225 zeigt exemplarisch das Wirkungsgradkennfeld des 2. und 3. Fahrbereichs des leistungsverzweigten Getriebes im Zugbetrieb. Auf der x-Achse ist die Ratio im 2. und 3. Fahrbereich aufgetragen, auf der y-Achse das Drehmoment am Getriebeabtrieb. Die blauen Linien stellen konstante Abtriebsleistungen dar, von 20 kW bis 160 kW in 20 kW Schritten. Zusätzlich ist die 210 kW Linie eingetragen, die typisch für den Volllastbetrieb des HVT ist. Da das Getriebe ursprünglich für eine Eingangsleistung von 270 kW (installierte Motorleistung im „Grünen Radlader“: 206 kW) ausgelegt wurde, wird das Getriebe immer im Teillastbereich eingesetzt. Die in der Simulation erkannten Vorteile der leistungsverzweigten Getriebestruktur,

größte Wirkungsgrade bei hohem Anteil mechanischer Leistungsübertragung, konnten auf dem Prüfstand bestätigt werden. Der hydrostatische Blockadepunkt (100% mechanische Leistungsübertragung) ist für den 2. und 3. Fahrbereich in Bild 225 gestrichelt markiert.

Das obere Kennfeld resultiert aus den Messungen auf dem Verspannungsprüfstand, das untere zeigt die Ergebnisse des in Kapitel 4.6.1 beschriebenen Simulationsmodells des IME. Im 3. Fahrbereich ergaben sich im Prüfstandsbetrieb bei hohen Abtriebsleistungen nicht immer stationäre Betriebspunkte, sodass dort das Kennfeld nicht bis zur 160 kW-Linie reicht. Die Validierung des Simulationsmodells hat ab einer Ausgangsleistung von 40 kW eine maximale Abweichung von +/- 4% für die dargestellten Fahrbereiche ergeben.

Des Weiteren erfolgte eine Untersuchung der Verstelldynamik der Getrieberatio. Diese hat einen wesentlichen Einfluss auf die Fahrzeugdynamik im Einsatz und muss daher bereits bei der Betriebsstrategieentwicklung berücksichtigt werden. Das Verstellverhalten wurde in Abhängigkeit der anliegenden Last und Ratio (Verhältnis n_{ab}/n_{an}) gemessen. **Bild 226** zeigt die Messergebnisse für die im 1. Fahrbereich möglichen Ratiogradienten (durchgezogene Linien) im Vergleich zu den im kurzen Ladezyklus erforderlichen Ratiogradienten (gestrichelte Linien) bei einer Antriebsdrehzahl von 1400 U/min und unterschiedlichen Abtriebslasten.

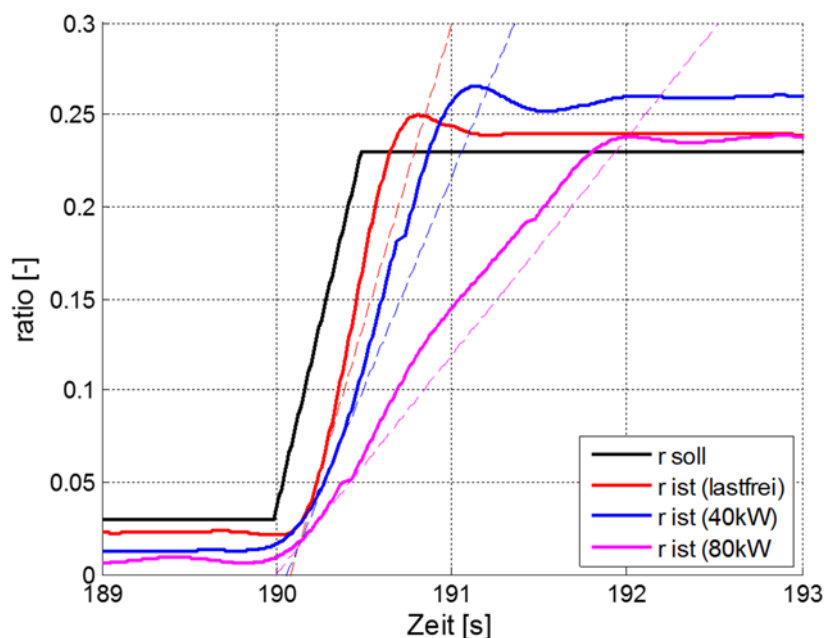


Bild 226: Verstelldynamik des Leistungsverzweigungsgetriebes

Bei den Prüfstandsmessungen wurde jeweils ein Sollgradient von 0,4 1/s für die Ratio vorgegeben. Abhängig von der jeweiligen Abtriebslast stellt sich der mögliche Ratiogradient ein. Die

Messungen zeigten, dass die möglichen Gradienten die, für die Erreichung der geforderten Beschleunigungen im kurzen Ladezyklus, benötigten lastabhängigen Gradienten übersteigen.

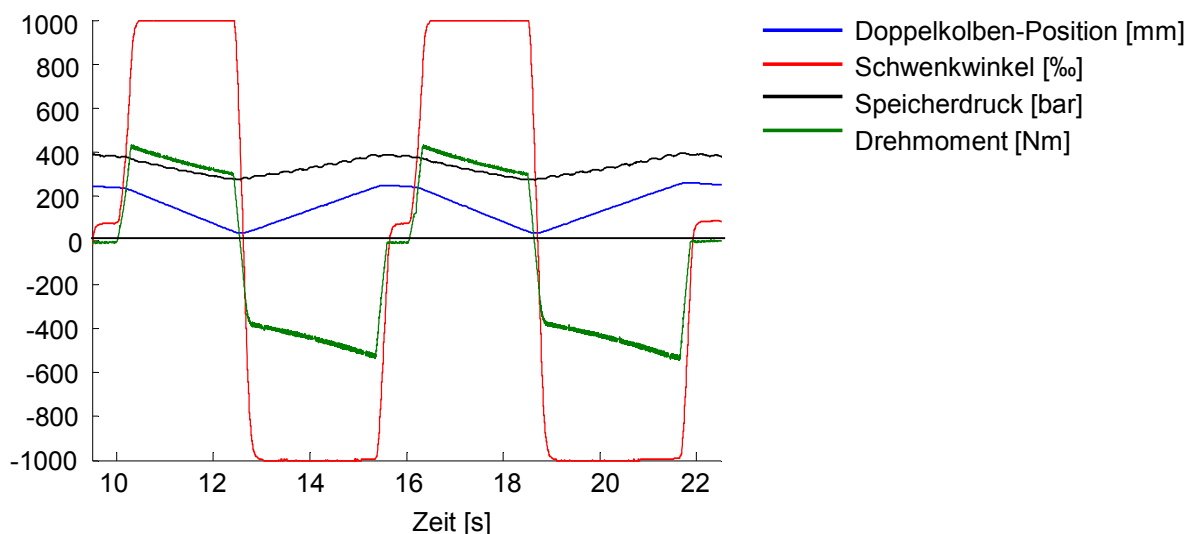


Bild 227: Messung eines dynamischen Lade- und Entladezyklus

Bild 227 zeigt einen Ausschnitt aus einer Messung für einen dynamischen Lade- und Entladezyklus bei maximalem Schwenkwinkel der Hybridpumpe. In diesem Zyklus ergab sich ein mittlerer Wirkungsgrad von ca. 65 % für einen vollständigen Lade- und Entladevorgang, d.h. 65 % der an der Antriebswelle der Hybridpumpe aufgenommenen Energie können wieder an der Welle entnommen werden. Bei 50% Schwenkwinkel wurde ein mittlerer Wirkungsgrad von ca. 52 % für den dynamischen Lade- und Entladevorgang erreicht.

4.8.3 Erprobung auf Maschinenebene

Kieswerk

Die praxistaugliche Abstimmung der Gesamtmaschine im realitätsnahen Einsatz ist ein wesentlicher Schwerpunkt im Projekt. Leidet die Bedienbarkeit oder sogar die erforderliche Funktionalität, schwindet die Akzeptanz. Ein aussagekräftiger Vergleich zu einer Referenzmaschine ist dann nicht möglich. Zu diesem Zweck wurde der in Betrieb genommene Radlader in ein Kieswerk in der Nähe von Dresden überführt (**Bild 228**). Hierbei wurden die Szenarien erprobt:

- Verzögern und Beschleunigen auf ebenem Gelände,
- Verzögern und Beschleunigen auf abschüssigem Gelände,
- Reversieren bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Schaufelbeladungen,
- Einstechen ins Haufwerk aus bis zu 10 km/h sowie

- das für den Radlader typische Y-Ladespiel



Bild 228: Erprobung im realen Einsatz

Die größte Herausforderung stellte das Ladespiel am Haufwerk dar. Es ist charakterisiert durch ein komplexes Zusammenspiel zwischen dem Bediener und des gesamten Antriebsstranges.

Bild 229 zeigt hierzu einen gemessenen Verlauf. Dargestellt ist unterhalb des Bildes der zeitliche Verlauf der Bedienvorgaben, der Fahrzeuggeschwindigkeit, der Motordrehzahl, des Eingriffs des Leistungsmanagements der Maschinensteuerung sowie die Drehmomentanteile der Hauptverbraucher bezogen auf die Motorwelle. Zudem zeigt das Diagramm neben dem Foto den Verlauf des Motordrehmomentes zur Motordrehzahl während des Grabens durch den Haufen.

Der Zyklus startet aus dem Reversiervorgang. Der Fahrer beschleunigt die Maschine innerhalb der ersten drei Sekunden auf eine Geschwindigkeit von ca. 15 km/h. Danach rollt diese für zwei Sekunden an den Haufen heran. Mit dem Berühren der Schneide beginnt der Einstechvorgang. Nahezu parallel lenkt der Bediener Fahrpedal und Joystick aus. Die damit verbundene Belastung der vorderen Achse durch die Ausrüstung ermöglicht das Übertragen der Zugkräfte und verhindert das Durchdrehen der Räder. Der schlagartige Anstieg des erforderlichen Drehmomentes des Motors in Kombination mit der vorherigen Entlastung ist der kritische Bereich im Zyklus. Die Turboaufladung ist abhängig von der aktuellen Belastungssituation. Durch den Schleppbetrieb im Verzögern der Maschine steht so zunächst nur das Saugmoment des Motors zur Verfügung (Turboloch). Übersteigt die Momentenforderung des Antriebsstranges das vom Motor maximal erzeugbare Drehmoment bricht die Drehzahl ein. Dem Fahrer ist die Belastungssituation der Maschine nicht bewusst. Verlangsamt sich der Antriebsstrang erhöht er im ungünstigsten Fall die Sollvorgaben. Die damit verbundene größere Übersetzung erhöht bei gleichbleibender Belastung das Drehmoment an der Antriebswelle und verstärkt den Effekt.

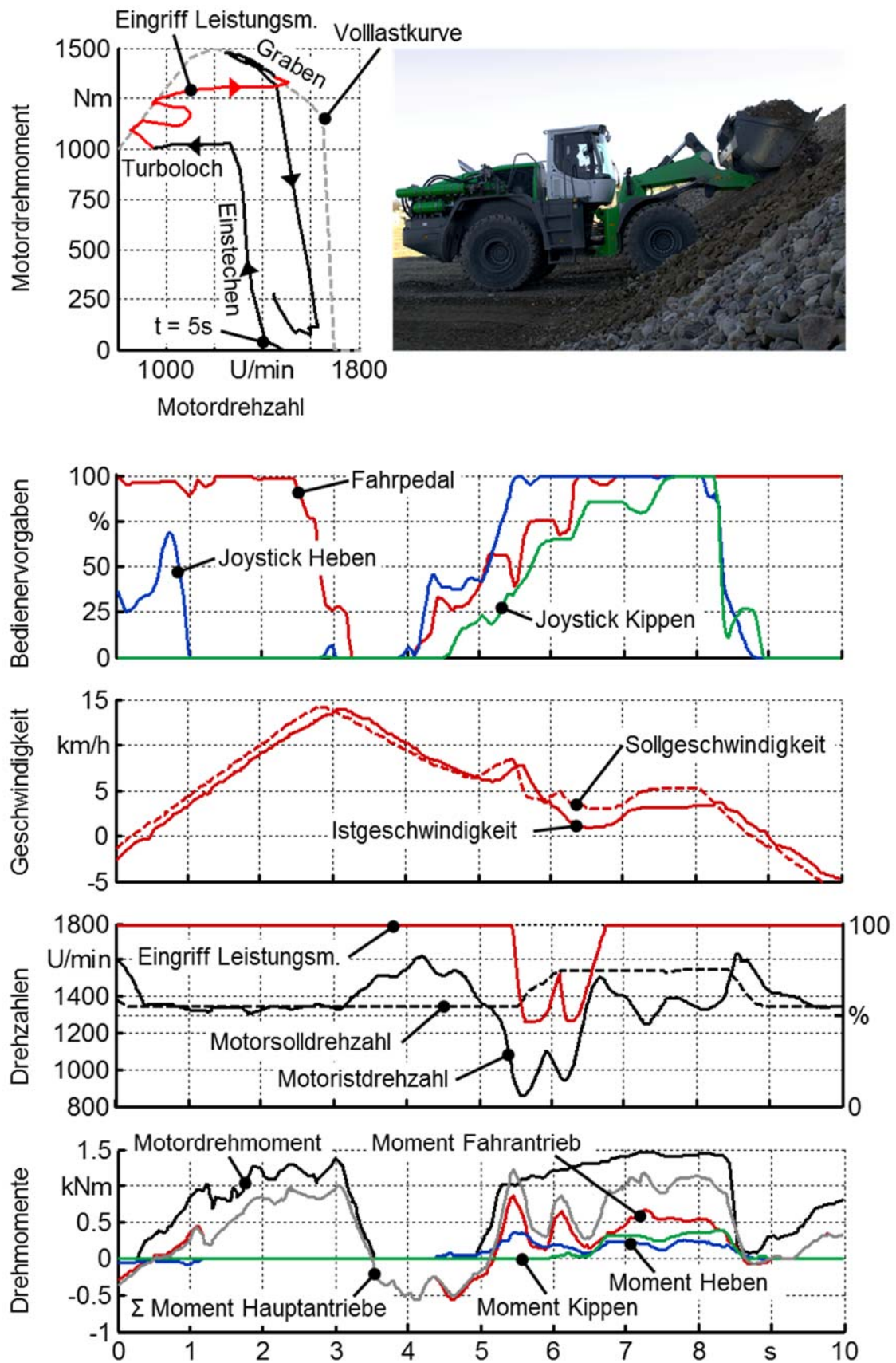


Bild 229: Messverlauf für das Einstechen in den Haufen

Im Rahmen der Erprobungen galt es hier das dafür vorgesehene Leistungsmanagement zu parametrieren. Dessen Aufgabe ist ein gezieltes Eingreifen in die Sollvorgaben der Antriebssysteme. Im dargestellten Zyklus greift es in der fünften Sekunde ein. Obwohl der Bediener das Fahrpedal vollständig durchtritt, sinkt die Sollübersetzung im Fahrtrieb. Die Drehmomentanforderung verringert sich. Der Motor wird vor dem Abwürgen geschützt, so dass sich die Drehzahl des Antriebsstranges erholen kann. Gräbt sich die Maschine durch das Material ist kein Eingriff in die Sollvorgaben erforderlich. Der Motor arbeitet entlang der Vollastkennlinie und wird in den Arbeitspunkt des maximalen Drehmoments gedrückt.

Im Rahmen der Erprobungen war das Leistungsmanagement so abzustimmen, dass bei einem Drehzahleinbruch infolge hochdynamischer Belastungen ein wirksamer Eingriff stattfindet. Kleine Lastspitzen in unkritischen Situationen dürfen sich nicht störend auf das Fahrverhalten der Maschine auswirken.

Prüfstand – Lösungsschritte

Zusätzlich zur Erprobung im Feld wurde der Radlader auf dem Verspannungsprüfstand des IME hinsichtlich seiner Funktionalität und seines Kraftstoffverbrauchs untersucht. Alle zur Montage des Demonstrators auf dem Verspannungsprüfstand benötigten Halterungen und Anschlussteile wurden ausgelegt, konstruiert und gefertigt. Auf der rechten Seite **Bild 230** sind die durchgeführten Festigkeitsberechnungen der Anschlussflansche für die Radnaben und Halterungsböcke, auf denen der Radlader abgestützt wird, dargestellt. Weiterhin wurde eine Kollisionsprüfung durchgeführt, um auch die Betätigung des Hubwerks auf dem Prüfstand zu ermöglichen. **Bild 230** zeigt links die zur Konstruktion und Kollisionsprüfung genutzten, vom Projektpartner Liebherr zur Verfügung gestellten, Fahrzeuggeometrien im 3D-Modell des Prüfstandsgebäudes.

Der auf dem Prüfstand montierte Radlader wird in **Bild 231** gezeigt. Die Räder des Radladers sind demontiert worden und an jede Radnabe wurde eine Lasteinheit angeflanscht, um der Maschine die bei einer Fahrt auftretenden Lasten aufzuprägen. Eine Belastung der Arbeitshydraulik wird durch Beladung der Schaufel erreicht. Zur Steuerung von Radlader und Prüfstand und zur Messdatenerfassung wird wie bei den Untersuchungen der Antriebsstrangkomponenten ein Echtzeit-Rechensystem eingesetzt. **Bild 232** zeigt einen schematischen Überblick über die Schnittstellen mit dem Echtzeit-Rechensystem als zentralem Knotenpunkt.

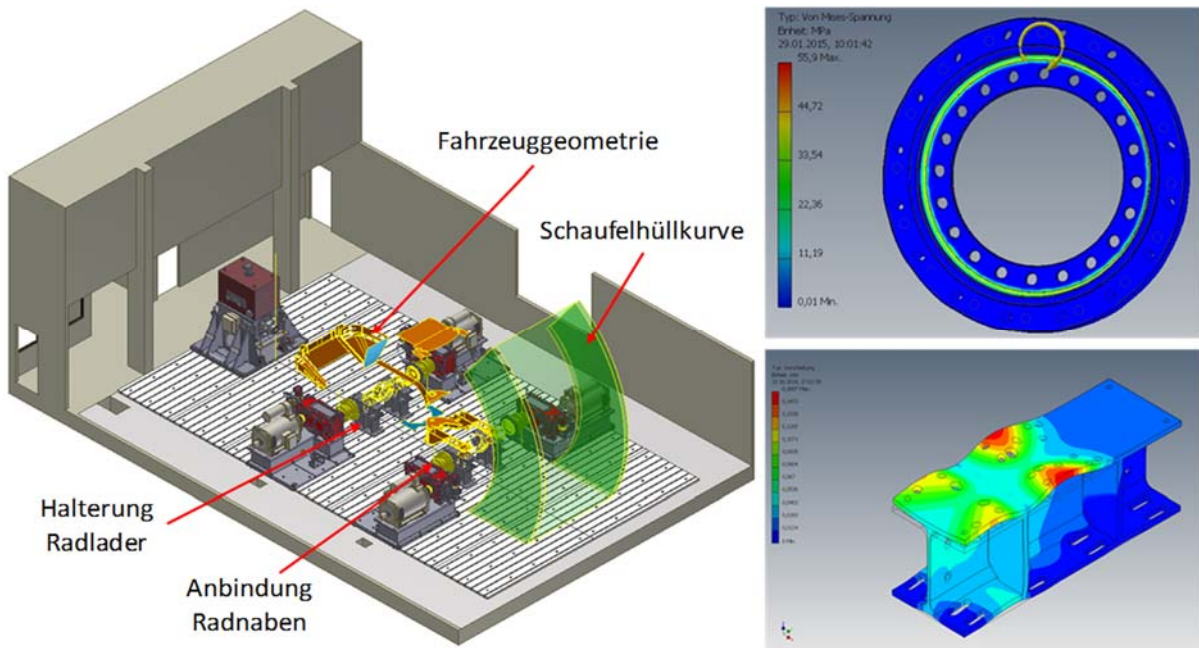


Bild 230: Kollisionsprüfung und Festigkeitsberechnung der Anschlusssteile

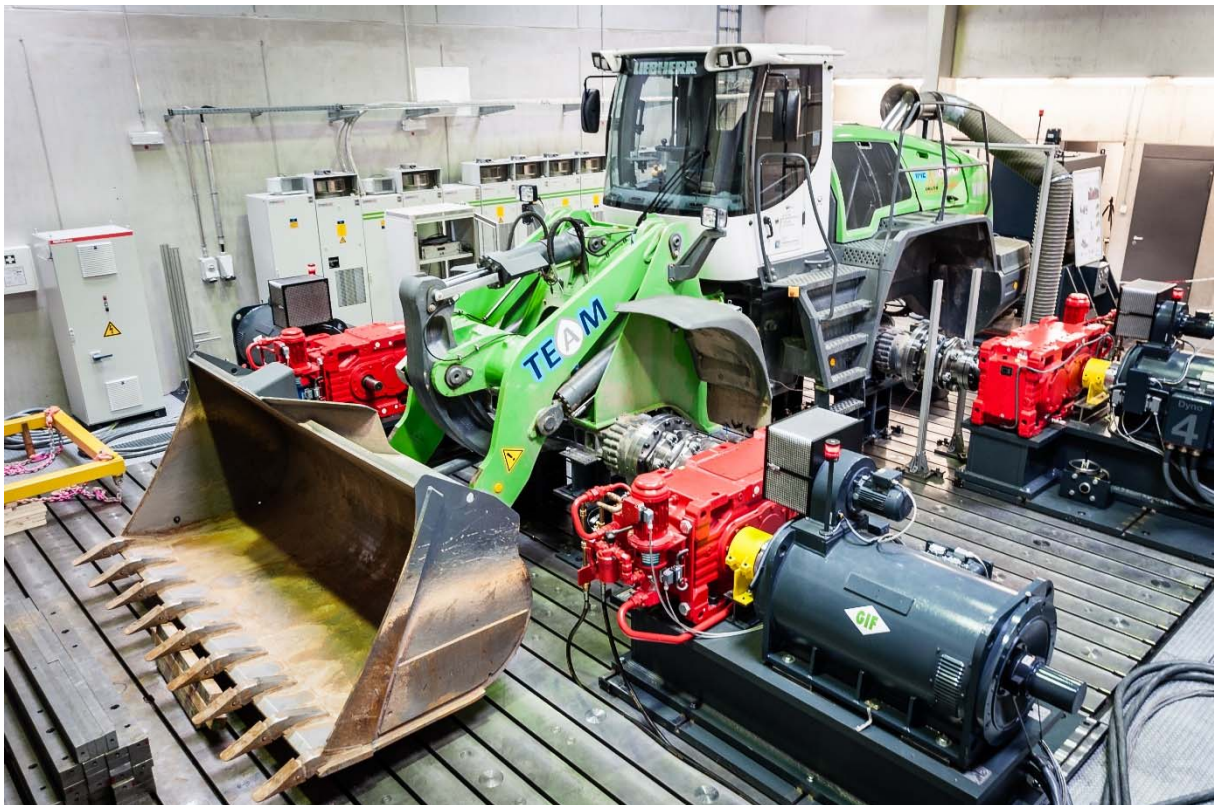


Bild 231: „Grüner Radlader“ auf dem Prüfstand

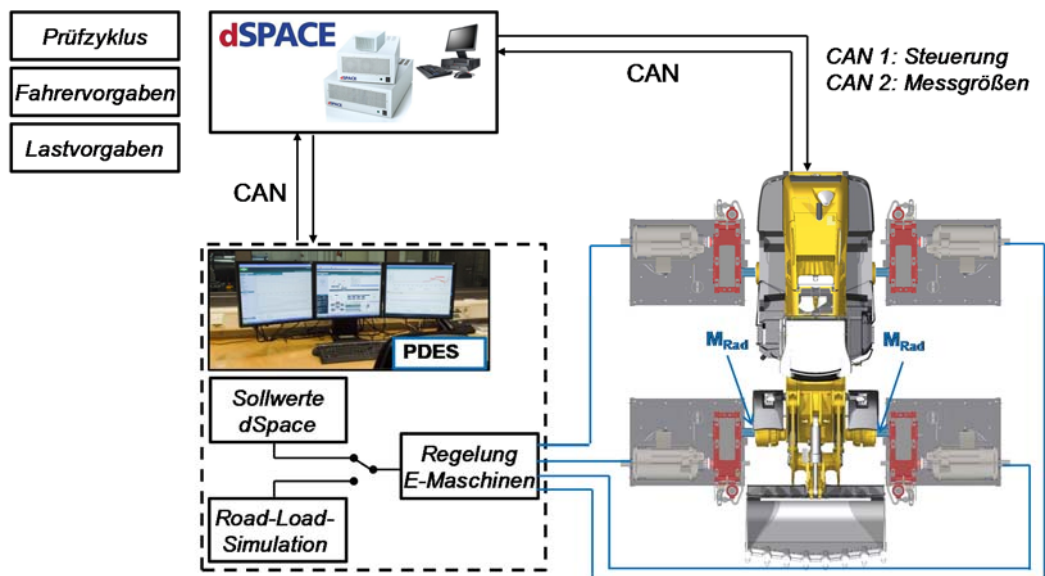


Bild 232: Schema der Prüfstandssteuerung und Datenerfassung

Automatisierte Prüfabläufe ersetzen im Prüfstandsbetrieb die Bedienung des Radladers durch einen Fahrer in der Kabine. Anstatt über Joystick oder Fahrpedal werden die Sollvorgaben direkt über CAN-Bus-Schnittstellen an die Maschinensteuerung vorgegeben. Reproduzierbare Lastbedingungen auf dem Prüfstand ermöglichen dabei eine gezielte Analyse und Optimierung der Steuerungsparameter unabhängig von Umgebungs- oder Fahrereinflüssen.

Prüfstand – Ergebnisse

Da bereits in den Simulationen die Dieselmotordrehzahl als größter Einfluss auf die Gesamteffizienz des Fahrtriebes ermittelt wurde, lag der Fokus der weiteren Untersuchungen auf deren Einfluss auf Funktionalität und Kraftstoffverbrauch. In **Bild 233** ist der Kraftstoffverbrauch bei unterschiedlichen Motordrehzahlen über die Fahrgeschwindigkeit aufgetragen. Die Fahrten wurden bei gleichen Fahrwiderständen durchgeführt und zur Bewertung das Erreichen einer quasistationären Fahrgeschwindigkeit abgewartet. Neben den Absolutwerten sind für jede Geschwindigkeit die relativen Änderungen des Kraftstoffverbrauchs gegenüber der niedrigsten Dieselmotordrehzahl von 1300 U/min eingetragen. Für alle Dieselmotordrehzahlen gilt, dass mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit der Kraftstoffverbrauch aufgrund des höheren Motorleistungsbedarfs ansteigt. Die bereits zuvor aufgezeigte Tendenz, dass der Kraftstoffverbrauch mit steigender Motordrehzahl ansteigt, bestätigt sich auch für die quasistationären Fahrversuche. Aus energetischer Sicht am Sinnvollsten erscheint daher der Betrieb des Radladers mit einer möglichst niedrigen Dieselmotordrehzahl.

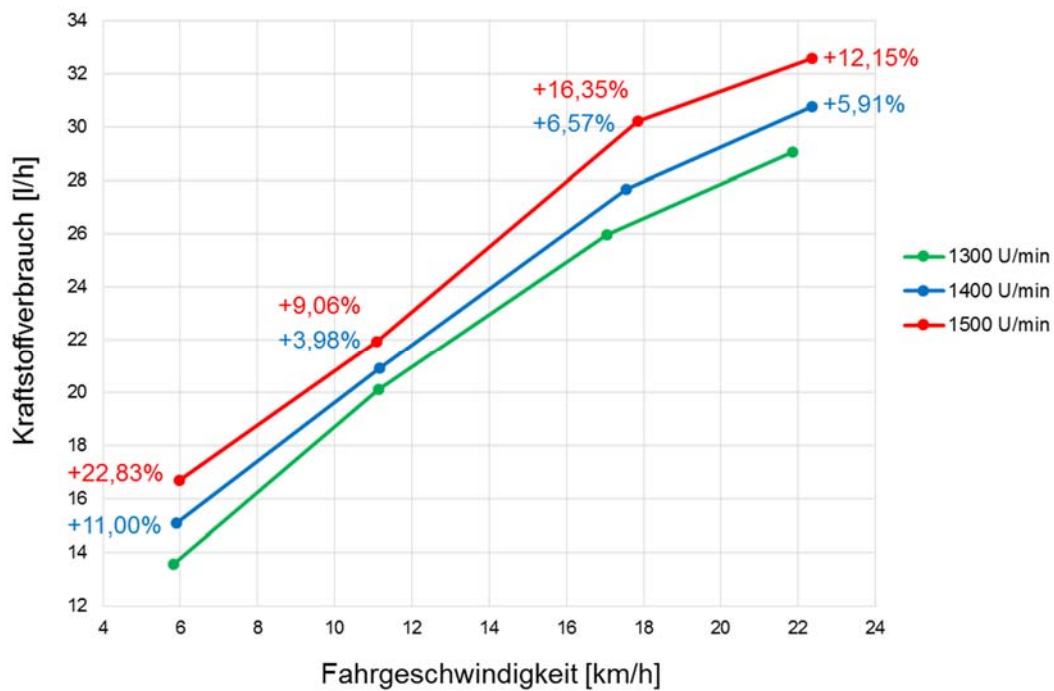


Bild 233: Kraftstoffverbräuche abhängig von Motordrehzahl und Fahrgeschwindigkeit

Neben der Fahrt in quasistationären Betriebspunkten wurden auch die in der Simulation eingesetzten Arbeitszyklen für Vergleichsmessungen am Prüfstand genutzt. Als Sollvorgabe für den virtuellen Fahrer in der Prüfstandssteuerung dienten dabei die Fahrgeschwindigkeitsprofile, die mit unterschiedlichen Strategien für den Fahrantrieb bei gleich eingestellten Fahrwiderständen durchfahren wurden. **Bild 234** zeigt links die gemessenen Kraftstoffverbräuche für den Grünen Radlader bei Einsatz der Strategien n_{konst} und n_{be} . Durch die bedarfsabhängige Drehzahlführung konnte eine Kraftstoffeinsparung von 5 % in den Zyklen, ohne Einsatz der Arbeitshydraulik, erzielt werden. Rechts dargestellt ist das am Prüfstand eingesetzte Kraftstoffverbrauchsmesssystem.

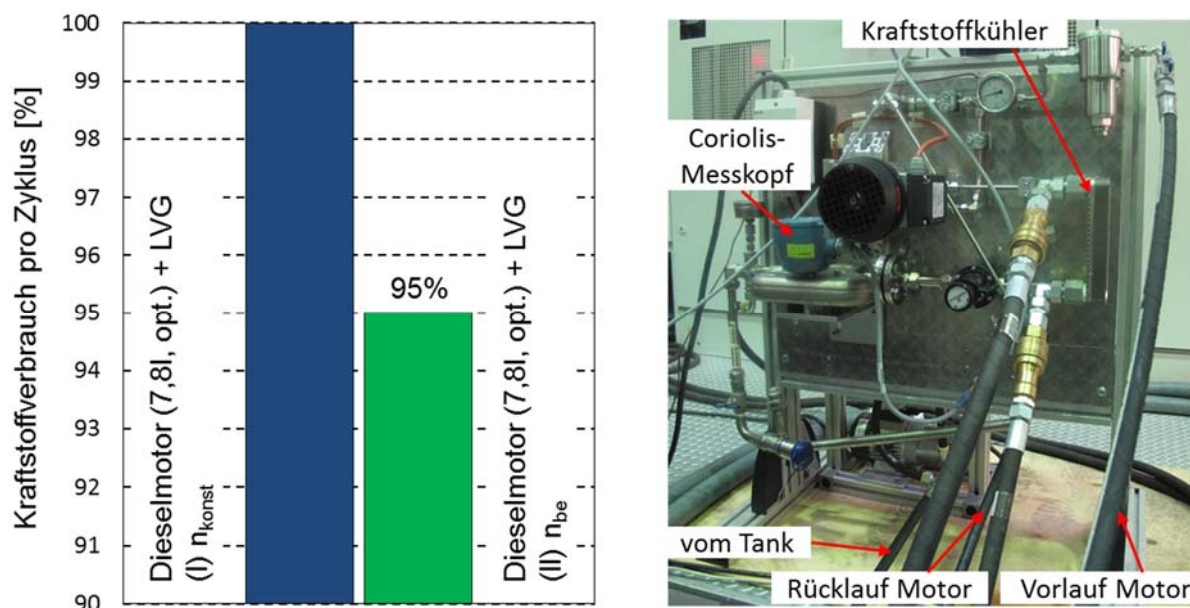


Bild 234: Kraftstoffverbräuche bei Einsatz unterschiedlicher Fahrstrategien

Für die durchgeführten Messungen im kurzen Ladezyklus zeigt **Bild 235** im oberen Teil die Drehzahlen und Drehmomente des Dieselmotors, in der Mitte die Fahrgeschwindigkeiten des Radladers und im unteren Teil die aufbrachten Zugkräfte bei Nutzung der Strategien n_{konst} bzw. n_{be} für den kurzen Ladezyklus, ohne Einsatz der Arbeitshydraulik.

Zu erkennen ist das insgesamt niedrigere Drehzahlniveau bei Einsatz der Strategie n_{be} , was in den Beschleunigungsphasen zu einer höheren Auslastung des Dieselmotors führt (grün markiert für den 1. Beschleunigungsvorgang). Beim Einstechen ins Haufwerk (blau markiert) steigt die Zugkraftanforderung in kurzer Zeit stark an und der Dieselmotor wird gegenüber seiner Soll-drehzahl um ca. 250 U/min gedrückt. Nachdem sich die Drehzahl erholt hat wird die Solldrehzahl bei Einsatz der Strategie n_{be} auf 1400 U/min angehoben, um die erforderliche Zugkraft mit dem Getriebe realisieren zu können.

Weiterhin ist zu erkennen, dass das Fahrzeug bei niedrigerer Drehzahl länger benötigt um den Schaltpunkt vom 1. in den 2. Fahrbereich zu durchqueren und somit dort langsamer beschleunigt als bei dem höheren Drehzahlniveau (rot markiert). Aufgrund des niedrigeren Drehzahl-niveaus muss das Getriebe schneller die Ratio verstellen, um die gleiche Fahrzeugbeschleunigung zu erreichen. Dadurch wird jedoch die Last auf den Dieselmotor stärker erhöht, dessen niedriges Drehzahlniveau sich negativ auf seine Drehmomentdynamik auswirkt. Aufgrund dessen wird der Dieselmotor stärker gedrückt und dadurch die Fahrgeschwindigkeit reduziert und gleichzeitig ein Überschwingen der Fahrgeschwindigkeit bei dem anschließenden Hochdrehen des

Dieselmotors ausgelöst. Zu sehen ist auch, dass der Dieselmotor im kurzen Ladezyklus selbst ohne Einsatz der Arbeitshydraulik nicht vollständig entlastet bzw. aufgrund von Schubbetrieb hochgedreht wird. Somit ist kein Rekuperationspotential in diesem Zyklus vorhanden, da die übrigen Verbraucher die durch den Fahrtrieb im Schubbetrieb zurückgespeiste Energie sofort wieder aufnehmen.

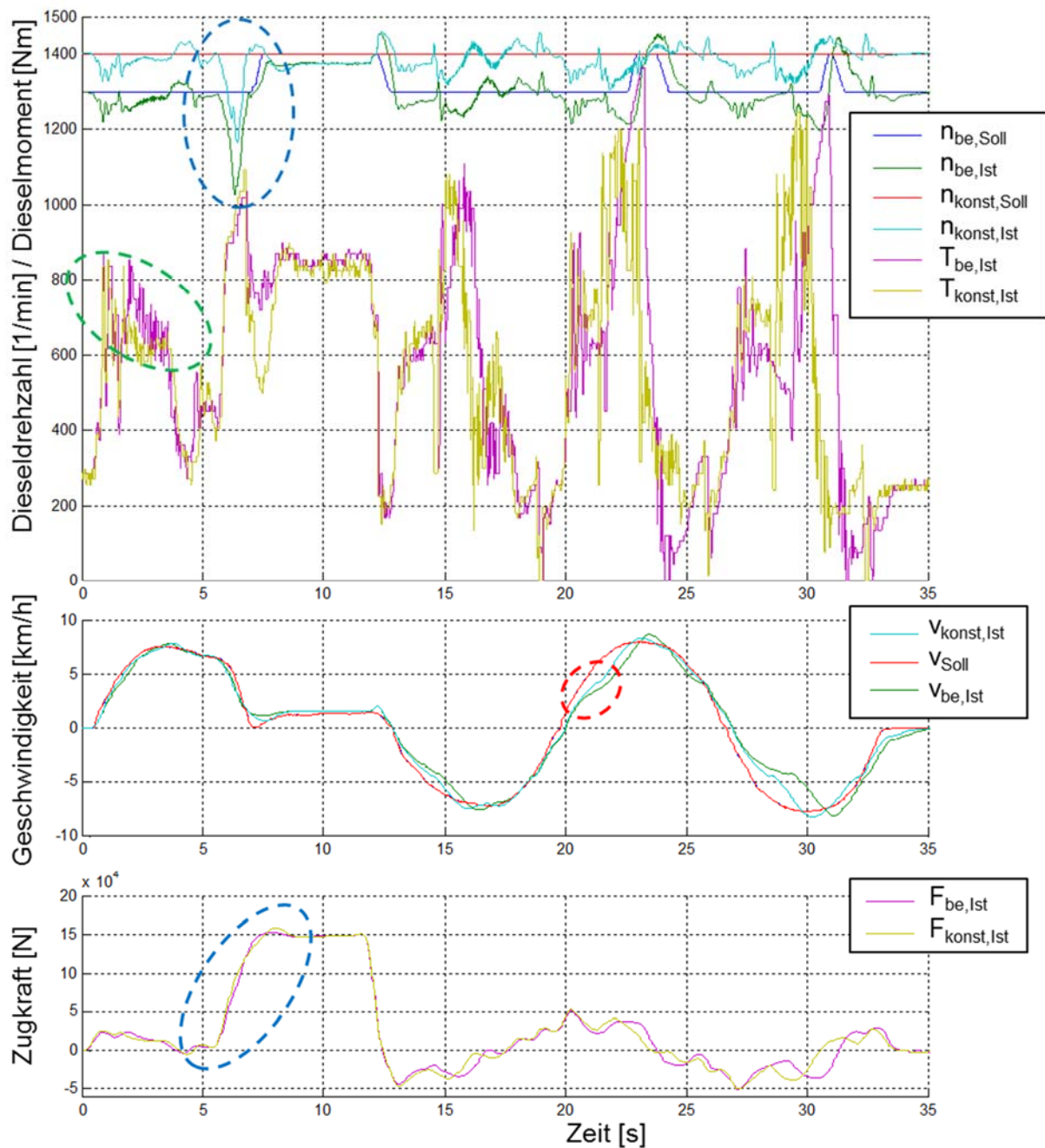


Bild 235: Messung des kurzen Ladezyklus mit den Strategien n_{konst} und n_{be}

Vergleichsfahrten

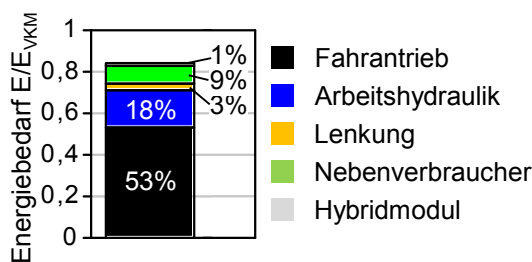
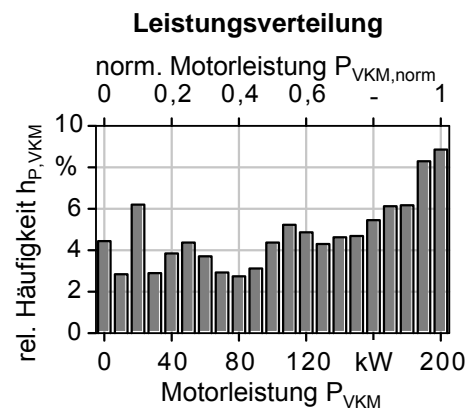
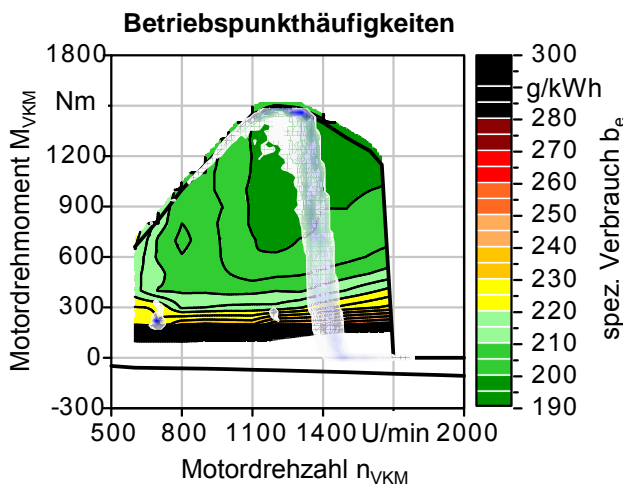
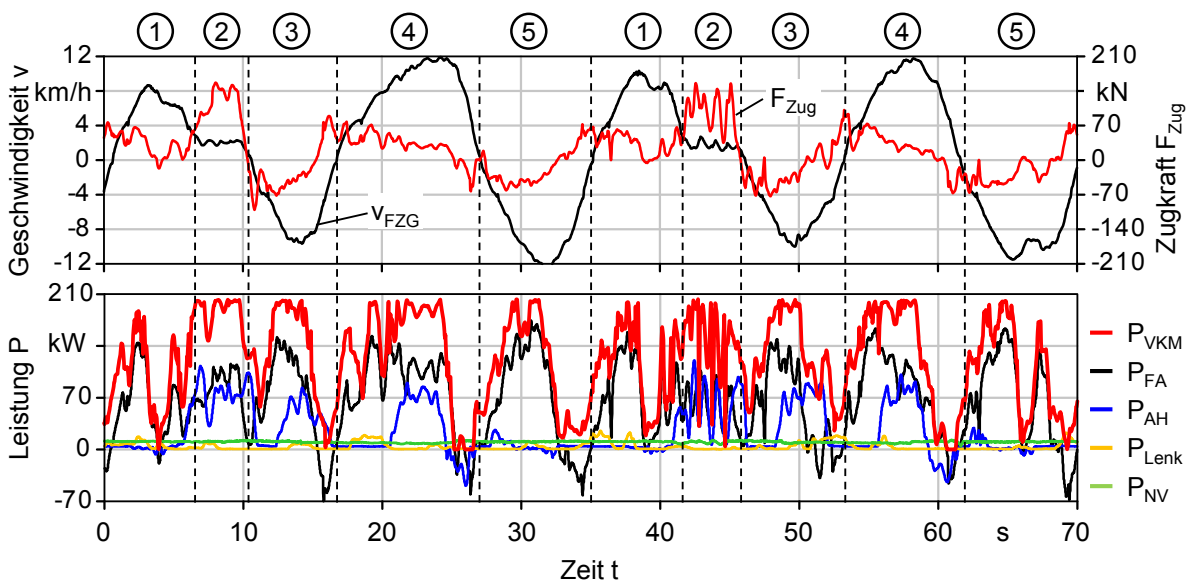
Um die Funktionalität und das energetische Verhalten des „Grünen Radladers“ mit der Gesamtmaschinenbetriebsstrategie unter realitätsnahen Bedingungen bewerten zu können, wurden direkte Vergleichsfahrten gegenüber einer Serienmaschine neuester Generation (Baujahr 2014) durchgeführt. Diese verfügt ebenso wie der „Grüne Radlader“ über einen Dieselmotor, der die Abgasemissionsgrenzwerte der EU Stufe 4 bzw. US TIER 4 final erfüllt. Die Maschine hat ein Einsatzgewicht von 24 t, der Dieselmotor mit 12,8 l Hubraum leistet 220 kW bei 1000 U/min. Im Fahrantrieb kommt ein hydrodynamischer Wandler mit Überbrückungskupplung und nachgeschaltetem 4-Bereichslastschaltgetriebe zum Einsatz. Im Gegensatz zu Konkurrenzprodukten verzögert die Vergleichsmaschine beim Reversieren mit Hilfe der Betriebsbremsen bis zum Stillstand, bevor das Fahrzeug wieder in die Gegenrichtung beschleunigt wird. Dadurch entfällt das Gegenbremsen durch den Dieselmotor, was einen verringerten Kraftstoffverbrauch zur Folge hat. In der Arbeitshydraulik kommt ein Zweipumpen-Load-Sensing-System ohne Druckwaagen zum Einsatz. Aus einer der Pumpen wird mittels Prioritätsventil das Lenksystem versorgt.



Bild 236: Versuchsanordnung für die Vergleichsfahrten

Als Vergleichszyklus dient das kurze Ladespiel, das beide Maschinen unter gleichen Bedingungen in einer Kiesgrube verrichten. Das aus lockerem, homogenem Haufwerk aufgenommene Material wird in 20 m Entfernung um 180° versetzt wieder abgelagert. Das verwendete Material ist Rohkies mit einer Dichte von $1,9 \text{ t/m}^3$. Der Untergrund besteht aus leicht verdichtetem Rohkies, was hohe Bodenwiderstandswerte zur Folge hat. Die Versuche wurden mit beiden Maschinen jeweils einzeln, sowie parallel in Synchronfahrt durchgeführt. **Bild 236** zeigt die Versuchsanordnung für die Vergleichsfahrten. Beide Maschinen wurden von professionellen Baumaschinenführern bedient. Jede Messreihe umfasst 30 Ladezyklen, zwischen den einzelnen Durchläufen wechselten die Fahrer die Maschinen.

Bild 237 zeigt beispielhaft die Zugkraft- und Geschwindigkeitsverläufe sowie den Leistungsbedarf der Subsysteme des „Grünen Radladers“ für 2 exemplarisch ausgewählte aufeinander folgende Ladespiele. Während der betrachteten Messfahrt war das Hybridmodul deaktiviert. Zugkraft- und Geschwindigkeitsverlauf resultieren aus den in Abschnitt 4.4.2 beschriebenen Messgrößen des Getriebes. Die Verläufe der Eingangsleistungen der Subsysteme wurden mit Hilfe der in 4.6.2 verwendeten Verlustkennfelder berechnet, da eine direkte Messung von Antriebsdrehmomenten auf der Demonstratormaschine nicht möglich ist.



Anteil	E_{norm}
aufgenommene Energie	100,0%
Rückgespeiste Energie	4,1%
davon	
regenerierte Energie	2,8%
rekuperierbare Energie	1,3%

Bild 237: Messergebnisse der Vergleichsfahrten

Beide Zyklen haben eine Dauer von ca. 35 s, der Durchschnitt aller ermittelten Zyklen lag bei 34,6 s. Die Maximalgeschwindigkeiten im Zyklus liegen mit 12 km/h deutlich höher als die im ANSKO-Zyklus angenommenen 8 km/h (vgl. Abschnitt 4.6.2). Der Zeitverlauf der Dieselmotorleistung zeigt, dass die Maschine überwiegend an ihrer Leistungsgrenze arbeitet. Beim Einstecken ins Haufwerk (Phase (2)) nehmen Fahrtrieb und Arbeitsausrüstung etwa gleich viel Leistung auf, das Leistungsmanagement beeinflusst die Subsystemvorgaben und hält den Dieselmotor im Bereich maximaler Leistungsabgabe. Aber auch während der Beschleunigung der Maschine (Phase (1), (3), (4) und (5)) steigt die Dieselmotorlast bis zum Maximum an. Auch hier greifen getriebeinterne Schutzmechanismen sowie das übergeordnete Leistungsmanagement ein, um eine Überlastung zu vermeiden. Dies kommt besonders in Phase (4) zum Tragen, wenn während des Beschleunigens hin zum Abladeort parallel auch die gefüllte Schaufel mit voller Geschwindigkeit gehoben wird. Die hohe Leistungsanforderung des Fahrtriebes ist neben der hohen gewünschten Fahrzeugbeschleunigung durch den schweren Boden mit hohen Rollwiderständen bedingt.

Die Häufigkeitsverteilung der Dieselmotorleistung in Bild 237 zeigt eine Häufung bei Leistungsanforderungen größer 160 kW, was die hohe Auslastung der Maschine unterstreicht. Der zeitliche Mittelwert über den Zyklusbetrieb ohne Leerlaufanteile zu Beginn und Ende des Zyklus beträgt 121 kW bzw. 60 % der Motorleistung. Der Hauptarbeitsbereich des Dieselmotors liegt bei Drehzahlen zwischen 1000 – 1450 U/min bei hoher Auslastung, der Hauptenergieumsatz erfolgt im Bereich des höchsten Motorwirkungsgrades. Dynamisch auftretende Drehzahleinbrüche beim Einstecken ins Haufwerk oder Wechsel vom Schleppbetrieb in den befeuerten Zustand beeinflussen dieses Gesamtbild nicht.

Wie auch in der Simulation (vgl. Abschnitt 4.6.2) speisen sowohl Fahrtrieb als auch Arbeitsausrüstung Energie zurück in das Antriebssystem. Beim Verzögern treten Rückspeiseleistungen bis zu 60 kW auf, allerdings nur für eine kurze Zeitdauer von 1 – 2 s. Die Arbeitsausrüstung speist Leistung vor allem beim Ausleeren der Schaufel zurück. In der Summe über alle 30 Zyklen der betrachteten Messreihe werden 4 % der Kurbelwellenenergie des Dieselmotors zurückgespeist. Der überwiegende Teil davon wird direkt im Antriebssystem regeneriert, nur 1 % steht zur Zwischenspeicherung im Hybridsystem zur Verfügung. Dieser Betriebsfall tritt nur beim Ausleeren der Schaufel über dem Abladeort auf, wenn sowohl Arbeitsausrüstung als auch Fahrtrieb Leistung zurückspeisen und als Leistungssenken nur die Nebenverbraucher und Schleppverluste des Antriebssystems zur Verfügung stehen. Der Dieselmotor ist dann vollständig entlastet, die überschüssige Leistung dissipiert in dessen Schleppverlusten. Zu Beginn des

Projektes war man von erheblich höherem Rekuperations- und damit Hybridisierungspotential ausgegangen. Der Anteil der übrigen Verbraucher wie Lenkung, Lüfterantrieb, Niederdruckversorgung sowie Bremskreislauf und weitere Nebenverbraucher belasten den Motor nur geringfügig.

Über die betrachteten 30 Ladespiele nimmt der Fahrtrieb etwa 53 % der Motorenergie auf. Auf die Arbeitsausrüstung entfallen 18 %, Lenkung und Nebenverbraucher verursachen 4 % bzw. 8 % des Energiebedarfs. Das Hybridmodul ist inaktiv und verursacht naturgemäß Schleppverluste, die mit 2 % Energiebedarf zur Belastung des Dieselmotors beitragen. Die Differenz von 15 % zwischen der messtechnisch ermittelten Motorenergie und den mit Hilfe von Kennfeldern rückgerechneten Energieaufnahmen der Subsysteme kann nicht eindeutig zugeordnet werden. Dieser Anteil beinhaltet die Reibungsverluste des Dieselmotors und des Pumpenverteilergetriebes sowie weitere Nebenverbraucher wie Generator, Kühlmittelpumpe usw. Weiterhin weicht das tatsächliche Verlustverhalten der Subsysteme von den genutzten Kennfeldern ab, wodurch Abweichungen entstehen. Zusätzlich basieren verschiedene genutzte Messgrößen wie z. B. das Getriebeabtriebsmoment auf Schätzungen aus den Zustandsgrößen des hydrostatischen Kreislaufs des Leistungsverzweigungsgetriebes, woraus zusätzliche Abweichungen resultieren. Prinzipiell spiegeln die Leistungsverläufe und die Energieverteilung die Erwartungen aus der Systemsimulation wieder, sodass diese zur Analyse des Antriebssystems aussagekräftig sind.

Die Ermittlung des Kraftstoffbedarfs des „Grünen Radladers“ und der Vergleichsmaschine erfolgte durch Wägung. Dazu wurde ein in Vor- und Rücklauf des Kraftstoffsystems eingebrachter mobiler Zusatztank vor Beginn und nach Ende der Messfahrt mit einer entsprechend genauen Waage (Fehler 0,05 % des Messbereiches) gewogen.

Bei den für die Versuchsreihen eingesetzten Fahrern handelt es sich überwiegend um professionelle Baumaschinenführer. Fahrer 1 (F1) ist als Werksfahrer mit der Durchführung von Vergleichsfahrten vertraut und geübt in der verbrauchsoptimalen Bedienung verschiedener Maschinen. Fahrer 2 (F2) ist als berufsmäßiger Radladerführer in einem Kies- und Asphaltwerk an eine Fahrweise mit möglichst hoher Verladeleistung gewöhnt. Fahrer 3 (F3) ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fluidtechnik der TU Dresden und ist mit der Bedienung eines Radladers vertraut, hat aber nicht die Erfahrung und Routine der beiden anderen Testpersonen.

Tabelle 26 zeigt die Zusammenfassung der relativen Kraftstoffverbräuche der verschiedenen Messfahrten. Als Normierungsbasis dient der Durchschnittsverbrauch zweier Fahrten mit der

Vergleichsmaschine (VM). In den ersten vier dargestellten Versuchsfahrten wurden die Maschinen jeweils unabhängig voneinander betrieben. Beide Antriebssysteme konnten dadurch ihre individuellen Vorteile und Stärken ausspielen. Im fünften gezeigten Versuch fuhren beide Geräte parallel und synchron. Die daraus resultierende zusätzliche Belastung der Fahrer und die Einschränkungen in der Durchführung des Ladespiels spiegeln sich im Kraftstoffverbrauch wider. Im direkten Vergleich spart der „Grüne Radlader“ je nach Fahrer und Messfahrt zwischen 4 % bis 9 % Kraftstoff gegenüber der Vergleichsmaschine. Die Schaufel der Vergleichsmaschine ist um 7 % kleiner als die des „Grünen Radladers“. Um über die gefahrenen 30 Ladespiele die gleiche Menge an Material zu bewegen, muss die Vergleichsmaschine 2 Zyklen mehr absolvieren. Wird der Durchschnittsverbrauch der 30 Zyklen herangezogen und auf die Umschlagmasse extrapoliert, ergibt sich eine Kraftstoffersparnis von 10 % bis 15 %.

Zyklus	Fahrer GRL	Fahrer VM	Verbrauch GRL	Verbrauch VM	Durchschnitt / Ersparnis	Ersparnis inkl. Schaufelkorrektur
Kurzes Ladespiel (30x), ohne Hybrid	-	F1	-	102,6%	100 %	-
	-	F1	-	97,4 %		
	F1	-	95,0 %	-	-5 %	-11,3 %
	F2	-	96,3 %	-	-3,7 %	-10,1 %
	F1	F2	103 %	113,6 %	-9,3 %	-15,4 %
Kurzes Ladespiel (30x), Hybrid ohne aktives Laden	F3	-	99,2 %	-	100 %	-
Kurzes Ladespiel (30x), Hybrid inkl. aktives Laden	F3	-	106,5 %	-	+7,4 %	-

Tabelle 26: Übersicht der Kraftstoffverbräuche der verschiedenen Messfahrten

Wie bereits eher dargestellt, ist aufgrund der geringen rekuperierbaren Leistung im betrachteten Einsatzszenario der Einsatz des Hybridmoduls unter energetischen Gesichtspunkten wenig erfolgversprechend. Die hohen Fahrwiderstände und der hohe Regenerationsanteil beschränken das Rekuperationspotential erheblich. Aus diesem Grund wurde die Mehrzahl der Versuche ohne aktives Hybridsystem durchgeführt. Da die Verdrängereinheit des Hybridmoduls fest mit dem Pumpenverteilergetriebe verbunden ist, wird diese auch bei deaktiviertem Hybridsystem mitgeschleppt und verursacht entsprechende Verluste. Eine Versuchsreihe über 30 Ladespiele mit aktivierten Hybridfunktionen, jedoch ohne Aktives Laden des Speichers durch den Dieselmotor bestätigt diese Annahme und die Aussagen der Systemsimulation. Der Anteil der rekuperierbaren Energie ist so gering, dass im Speicher praktisch keine Energie gespeichert wird.

Somit ist auch keine Unterstützung des Dieselmotors durch die Boostfunktionen möglich. Der ermittelte Kraftstoffbedarf bewegt sich im Bereich der Versuchsreihen ohne aktivem Hybrid, der Einfluss des weniger geübten Fahrers (F3) wirkt stärker als der Einfluss des Hybridsystems. Wird das aktive Laden des Speichers durch den Dieselmotor zugelassen, erhöht sich die Leistungsfähigkeit der Maschine durch das zusätzlich abrufbare Drehmoment. Besonders in Phasen der dynamischen und hohen Belastung des Dieselmotors werden Drehzahleinbrüche verringert, für das Graben im Haufwerk steht mehr Leistung zur Verfügung. Der Einfluss auf die Zyklusdauer der einzelnen Ladespiele ist gering, da die Beschleunigungs- und Verzögerungsdynamik maßgeblich von den Getriebegrenzen sowie dem in der Maschinensteuerung hinterlegten Fahrverhalten abhängig ist. Das aktive Laden des Hybridspeichers führt zu einem Kraftstoffmehrverbrauch von 7,4 % im Vergleich zur Messfahrt ohne aktiver Befüllung.

Gegenüber den Ergebnissen der Systemsimulation (vgl. Abschnitt 4.6.2) zeigen die Messungen Abweichungen. Dies liegt vor allem in der für die Simulationen verwendeten Datenbasis begründet. Die als Vergleichsmaschine verwendete Serienmaschine ist gegenüber dem den Simulationen zugrunde liegenden Stand der Technik wesentlich weiterentwickelt. Zudem bergen die angewandte Skalierung sowie der Rückgriff auf vorhandene simulierte Daten zusätzliche Unsicherheiten. Weiterhin unterscheiden sich die Belastungsbedingungen während der Vergleichsfahrten hinsichtlich Material, Bodenbeschaffenheit und Streuung der Betriebsparameter wesentlich von dem verwendeten standardisierten Zyklus.

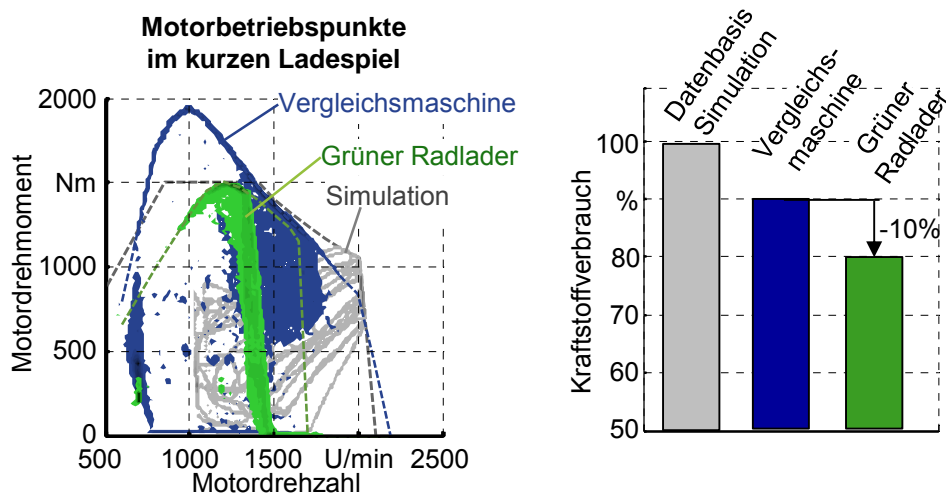


Bild 238: Vergleich der Motorbetriebspunkte in Vergleichsfahrt und Systemsimulation

Unter Berücksichtigung dieser Unterschiede ordnen sich die Ergebnisse der Vergleichsfahrten neben den Erwartungen aus der Systemsimulation ein. **Bild 238** zeigt die Betriebspunkte der

Dieselmotoren der verschiedenen untersuchten Szenarien in Versuch und Simulation. Die Betriebspunkte der in der Systemsimulation betrachteten Maschinenkonfiguration mit befinden sich überwiegend bei hohen Drehzahlen und hoher Auslastung, einen entsprechenden Kraftstoffverbrauch zur Folge hat. Die Vergleichsmaschine setzt demgegenüber den Großteil der Energie bei wesentlich niedrigeren Drehzahlen um und reduziert somit den Kraftstoffverbrauch bereits erheblich. Das Drehzahlband des „Grünen Radladers“ liegt demgegenüber noch einmal niedriger, was in der ermittelten Kraftstoffeinsparung resultiert.

Global gesehen werden die Aussagen der Simulation hinsichtlich Leistungsverteilung, Energieaufnahme der Subsysteme und Rückspeisepotential durch die Messergebnisse bestätigt. Die für die Auslegung und Entwicklung der Maschinensteuerung herangezogenen Annahmen und Modellansätze sind valide und für den Entwicklungsprozess geeignet.

4.9 Zusammenfassung und Ausblick

Die Forschungsarbeiten des Themenschwerpunktes „Grüner Radlader“ kombinieren erstmals die vielversprechendsten heute verfügbaren Antriebstechnologien für mobile Arbeitsmaschinen zu einem innovativen und energieeffizienten Gesamtsystem. Ein für ein eingeschränktes Drehzahlband optimierter Dieselmotor, ein Leistungsverzweigungsgetriebe für den Fahrantrieb, verdrängergesteuerte Arbeitsausrüstungsfunktionen und ein hydrostatisches Parallelhybridsystem werden durch eine neuartige Betriebsstrategie angesteuert. Die Hauptverbraucher des Antriebssystems bieten gegenüber konventionellen Technologien zusätzliche Freiheitsgrade in der Ansteuerung und Wahl der Betriebspunkte. Zudem sind sie in der Lage Energie zurückzuspeisen und anderen Verbrauchern zur Verfügung zu stellen. Die neu entwickelte Betriebsstrategie entkoppelt den Maschinenbediener von der direkten Steuerung des Dieselmotors und führt durch dessen Ansteuerung in Abhängigkeit der Anforderungen der Subsysteme und des Wirkungsgradverhaltens der Einzelsysteme zu Energieeinsparungen und geringerem Kraftstoffverbrauch.

Umfangreiche Simulationen auf Komponenten- und Systemebene unterstützten die Entwicklung und Bewertung der verschiedenen Betriebsstrategieansätze und die Abschätzung des Energieeinsparpotentials im Vergleich zu konventionellen Lösungen. In Simulationen des IME konnte durch Einsatz des optimierten Dieselmotors und Leistungsverzweigungsgetriebes in Kombination mit einer bedarfsabhängigen Drehzahlabenkung der Kraftstoffverbrauch um bis zu 21 % gegenüber einem hydrostatischen Referenz-Antrieb und um bis zu 40 % gegenüber einem Referenz-Wandlerantrieb gesenkt werden. Dabei lag der Fokus der Betrachtungen des

IME auf dem Zusammenspiel von Dieselmotor und Fahrtrieb, für die Arbeitshydraulik wurde lediglich der Leistungsbedarf einer Load-Sensing-Hydraulik aufgeprägt, sodass die ermittelten Verbrauchsverbesserungen auf Einsparungen im Fahrtrieb und eine bessere Auslastung des kleineren Dieselmotors zurückzuführen sind. Für die betrachteten Arbeitszyklen konnte mit dem Hybridsystem keine Kraftstoffeinsparung durch Energierückgewinnung erzielt werden. Das Rückgewinnungspotenzial erwies sich - im Gegensatz zu den Annahmen vor Projektbeginn - in der Praxis als äußerst gering. Rückgewinnbare Energie kann vielmehr zum größten Teil direkt "regeneriert", also anderen Verbrauchern zur Verfügung gestellt werden. Die Hybridisierung des Radladers erscheint vor diesem Hintergrund nicht sinnvoll, allerdings bietet sie abhängig vom Einsatzfall Potential zur Verkleinerung des Dieselmotors. Entsprechende Simulationen haben für diesen Betrieb jedoch eine Kraftstoffverbrauchserhöhung von 5 % gegenüber dem Antriebssystem ohne Hybridsystem ergeben, was in der Wirkungskette des Hybridsystems beim Laden und Entladen des Speichers begründet liegt. Die praktische Umsetzung und die Erprobung dieses Konzeptes unter funktionalen und energetischen Gesichtspunkten kann Gegenstand weiterführender Forschungsarbeiten sein. Die mit der Verdrängereinheit des Hybridmoduls verbundenen permanenten Schleppverluste können durch die Verwendung einer mechanischen Kupplung auf ein Minimum beschränkt werden.

Nachdem zu Beginn des Projektes in gemeinschaftlicher Abstimmung aller Projektpartner die Struktur des Antriebssystems sowie die Schnittstellen der Subsysteme definiert wurden, entwickelten die beteiligten Industriepartner die ihrem Aufgabenbereich zugeordneten Subsysteme und unterzogen diese umfangreichen Tests. Zusätzlich dazu sicherten Prüfstandsuntersuchungen von Leistungsverzweigungsgewichten und Hybridmodul die Funktionalität der Systeme ab und lieferten Daten für die Parametrierung der Simulationsmodelle. Nach dem erfolgreichen Test der Teilsysteme erfolgten deren Zusammenführung und der Aufbau des Demonstratorfahrzeuges. Bei der schrittweisen Inbetriebnahme gelang es durch die intensive Zusammenarbeit aller Projektpartner die zahlreichen Hindernisse und Herausforderungen zu überwinden und innerhalb kurzer Zeit die Grundfunktionalität der Maschine herzustellen.

Die im Rahmen des Forschungsprojektes komplett neu entwickelte Maschinensteuerungssoftware wurde auf einem handelsüblichen Steuergerät für mobile Arbeitsmaschinen umgesetzt. Sie umfasst neben der entwickelten Betriebsstrategie die Steuerung und Überwachung sämtlicher Nebenverbraucher der Maschine, die Auswertung der Bedieneingaben, das Erkennen und Reagieren auf Fehlerzustände sowie das Sicherstellen der Kommunikation zwischen den Subsystemen. Als Werkzeug zur effizienten und zielgerichteten Softwareentwicklung entstand

im Projekt ein Hardware-in-the-Loop (HiL) Prüfstand, der auf Basis echtzeitfähiger Simulationsmodelle das Maschinenverhalten emuliert einen Test der realen Steuerungshard- und –software erlaubt. Mit dessen Hilfe entstand innerhalb kurzer Zeit eine funktionierende, modulare und anpassbare Maschinensteuerungssoftware, die im Rahmen der Abstimmung und Erprobung des Demonstrators kontinuierlich erweitert wurde.

Nach Montage und Inbetriebnahme der Demonstratormaschine folgte die Erprobung und Abstimmung unter realitätsnahen Betriebsbedingungen in zwei Kiesgruben mit verschiedenen Umgebungsbedingungen. Zusätzlich dazu ermöglichten Versuche auf einem Verspannprüfstand die Analyse des Systems unter reproduzierbaren Laborbedingungen. Auf dem Prüfstand wurde ein Vergleich zwischen einer Fahrstrategie mit konstanter Drehzahlvorgabe für den Dieselmotor und einer Fahrstrategie mit lastabhängiger Drehzahlführung des Dieselmotors durchgeführt. Im kurzen Ladezyklus, ohne Einsatz der Arbeitshydraulik, wurde eine Kraftstoffeinsparung von 5% durch die bedarfsgerechte Absenkung der Drehzahl gemessen.

In umfangreichen Tests konnte die Funktionsfähigkeit der Demonstratormaschine nachgewiesen werden. Die Geschwindigkeits- und Beschleunigungssteuerung durch den Bediener mittels Fahrpedal funktionieren, die Zugkraft des Fahrantriebs ist bei kleinen Geschwindigkeiten feinfühlig steuerbar. Die Bedienung der verdrängergesteuerten Arbeitsausrüstung ist feinfühlig und erreicht mit geringen Einschränkungen die geforderten Hub- und Senkzeiten. Der im Vergleich zu konventionellen Maschinen kleinere Dieselmotor weist statisch gesehen keine Leistungsdefizite auf. Bei dynamischer Belastung aber wirkt sich das verringerte Saugmoment nachteilig auf das Maschinenverhalten aus. Ein gut abgestimmtes Leistungsmanagement ist erforderlich, um bei plötzlich auftretenden Lasten einen stabilen Betrieb der Maschine zu gewährleisten. Das Hybridmodul kann dynamisch zusätzliches Drehmoment zur Verfügung stellen, sofern ausreichend Energie im Speicher vorhanden ist.

Viele Anforderungen an das Steuerungssystem, vor allem hinsichtlich des Bedienverhaltens und der Dynamik des Antriebssystems, traten erst während der Erprobungsphase unter realen Bedingungen zutage. Die regelmäßigen Bewertungen erfahrener Testfahrer leisteten einen entscheidenden Beitrag für die kontinuierliche Verbesserung des Maschinenverhaltens. Die modulare Steuerungsstruktur der Maschine ermöglichte es flexibel auf neue Anforderungen zu reagieren ohne das grundsätzliche Konzept überarbeiten zu müssen.

In Vergleichsfahrten mit einer Serienmaschine neuester Generation konnte bereits im ersten Anlauf unter Berücksichtigung der aufgrund unterschiedlicher Schaufelgrößen abweichenden

transportierten Massen eine Ersparnis auf 10 % – 15 % erzielt werden. Die effizienten und rückspeisefähigen Hauptverbraucher Fahrtrieb und Arbeitshydraulik sowie die Einsatzcharakteristik des Radladers sorgen dafür, dass der überwiegende Teil der rückgewonnenen Energie direkt regeneriert und zum Antrieb anderer Verbraucher genutzt wird. Eine mit Wandlungsverlusten behaftete Zwischenspeicherung im Hybridsystem ist nicht notwendig. Dadurch kann das Hybridmodul die zu Beginn des Projektes erwarteten Einsparungen nicht realisieren.

Die Vergleichsfahrten sowie die Rückmeldung der Testfahrer zeigen, dass besonders hinsichtlich Bedienverhalten und Feinfühligkeit des „Grünen Radladers“ noch erhebliches Verbesserungspotential vorhanden ist, was vor dem Hintergrund des Prototypenstatus der Maschine nicht verwundert. Zudem offenbarte der Praxiseinsatz Ansätze zur Optimierung der Betriebsstrategie des Demonstrators, besonders hinsichtlich der Drehzahlführung des Dieselmotors und der Abstimmung des Bedienverhaltens des Fahrtriebs. Durch Anpassung der Steuerungsalgorithmen kann die Dieselmotordrehzahl bei gleichzeitiger Verbesserung der Lastannahmedynamik weiter abgesenkt werden, was weitere Kraftstoffeinsparungen ermöglicht. Mit den im Verlauf des Projektes gesammelten praktischen Erfahrungen ist eine gezielte Weiterentwicklung der Maschinensteuerung sowie die Erprobung modifizierter Betriebsstrategieansätze möglich.

5 Tagebaubagger

5.1 Anforderungen

Die Antriebssysteme der Arbeitsausrüstung von Tagebaubaggern zeichnen sich durch hohe Anforderungen hinsichtlich Robustheit, Zuverlässigkeit und Wartungsarmut aus. Die Energieeffizienz stand in diesem Kontext bisher nicht im Fokus der Entwickler. Im Rahmen der Anforderungsanalyse für neue, effizientere Antriebssysteme für Tagebaubagger war es daher zunächst notwendig, den Funktionsumfang und die Schaltungsstrukturen aktueller Antriebssysteme detailliert zu betrachten und die Kriterien für Robustheit und Zuverlässigkeit für alternative Antriebsstrukturen abzuleiten.

Robustheit und Wartungsarmut sind die obersten Kriterien im Miningbereich. Demzufolge müssen neuartige Konzepte, die heutige Antriebsstrukturen ersetzen oder verbessern sollen, in Betracht dieser Anforderungen entwickelt werden. Eine Ausfallanalyse ist nicht im Rahmen dieses Projektes vorgesehen, allerdings werden sinnvolle Faktoren beachtet, um der Robustheitsanforderung gerecht zu werden. Diese wurden mit dem Hersteller, CAT Mining, diskutiert und herausgearbeitet.

Neuartige Antriebssysteme sollten unter Rücksicht folgender Kriterien entworfen werden:

- Sowohl die Leistungsfähigkeit der Maschine als auch die vorgegebenen 30 s für einen 90 ° Grabzyklus müssen beibehalten werden.
 - o Schnelles Senken
 - o Heben mit vier Pumpen.
- Möglichst wenig strukturelle Änderungen bezogen auf die heutige Maschine.
 - o Wartungsteams müssen die Maschine schnell reparieren können.
- Redundanz sollte gewährleistet sein.
 - o Bei Ausfall einer Pumpe oder eines Motors, sollten Bewegungen/Arbeitszyklen noch möglich sein.
 - o Gegenseitige Beeinflussung von Komponenten sollte vermieden werden.
- Komponenten sollten simple wie möglich sein (einfache Wartung).
- Komponenten sollten extremen äußerlichen Bedingungen (Wasser, Staub, Hitze, Kälte) standhalten können.

- Komponenten sollten nicht neuartig sein, sondern sich schon auf dem Markt bewährt haben.
- Die Bedienung soll gleich dem heutigen System sein, d.h. der Bediener sollte sich nicht auf ein neues Maschinenverhalten einstellen müssen.

Im Bezug auf das Condition Monitoring (CM) System sind die Anforderungen ähnlich wie bei den Antriebssystemen, zudem gibt es noch folgende Ergänzungen:

- CM Systeme sollten nicht im direkten Arbeitskreis sitzen oder diesen beeinflussen.
- Bei Ausfall des CM Systems sollte die Maschine normal weiter benutzt werden können.
 - o Ersetzen und Warten des CM Elektronik sollte bei laufender Maschine / ohne Öffnung der Hydraulikleitungen stattfinden können.
- Installation des CM Systems sollte nicht starke strukturelle Änderungen an der Maschine bedeuten.

5.2 Heutiges System

Gemeinsam mit der Fa. Caterpillar wurde ein Tagebaubagger des Typs CAT 6030 (ehm. Bucyrus RH120) als zu betrachtende Beispielmachine gewählt. Der Bagger hat eine Hochlöf-felkonfiguration, d.h. die Maschine wird bevorzugt dazu benutzt Material vertikal aus einer Wand abzutragen. Die Maschine hat ein Einsatzgewicht von 290 t, 1140 kW Motorleistung und eine maximale Schaufelbeladung von 35 t. Der Bagger wird größtenteils in Kohle, Kupfer und Eisenminen genutzt. Die Mine besteht normalerweise aus einer oder zwei dieser Maschinen, die im 24 h Non-Stop-Betrieb fahren. Sie bilden das Herz der Abbaukette, bei einem Ausfall steht der gesamte Betrieb und immense Kosten werden verursacht.

5.2.1 Aufbau der Maschine

Das Antriebssystem der heutigen Maschine wird im offenen Kreis über Open-Center Ventile gesteuert. Diese verteilen die Leistung, die von den vier Arbeitspumpen zur Verfügung gestellt wird, an die vier Hauptverbraucher. Diese sind in **Bild 239** wie folgt gekennzeichnet (jeweils in Doppelausführung): Rot – Ausleger, Blau – Stiel, Grün – Schaufel, Orange – Klappe. Weitere Verbraucher der Maschine sind das Schwenksystem und der Raupenantrieb. Das Schwenksystem hat seinen eigenen Versorgungskreis und arbeitet derzeit schon in einer effizienten Verdrängersteuerung. Daher wird der Schwenkkreis nur aus energetischer Sicht abgebildet aber nicht verbessert.

In Bild 239 ist der hydraulische Schaltplan des Baggers gezeigt. Der Leistungsfluss ist wie folgt: Die Energiequelle im Antriebsystem bilden zwei Dieselmotoren mit jeweils 560 kW Leistung. Diese versorgen jeweils vier Axialkolbenpumpen, zwei im offenen Kreislauf für die Arbeitshydraulik und zwei für das Schwenkwerk die im geschlossenen Kreislauf agieren. Neben den Hauptverbrauchern versorgen die Dieselmotoren noch eine Reihe von Nebenverbrauchern. Diese versorgen die Kühlkreisläufe und andere wichtige Aggregate.

Zwischen den Arbeitshydraulikpumpen und den Verbrauchern sind noch einige Komponenten zwischengeschaltet. Hochdruckfilter schützen das System vor Kontaminierung bei einem eventuellen Ausfall der Pumpen. Bei einem Motorausfall sorgen Backup-Ventile für eine Verteilung des Volumenstroms, damit die Maschinenfunktion weiterhin möglich ist, allerdings nur mit der halben Leistung. OC-Schaltventile werden für die Fahrfunktion genutzt, d.h. die Maschine kann sich prinzipbedingt nicht während der Fahrt bewegen.

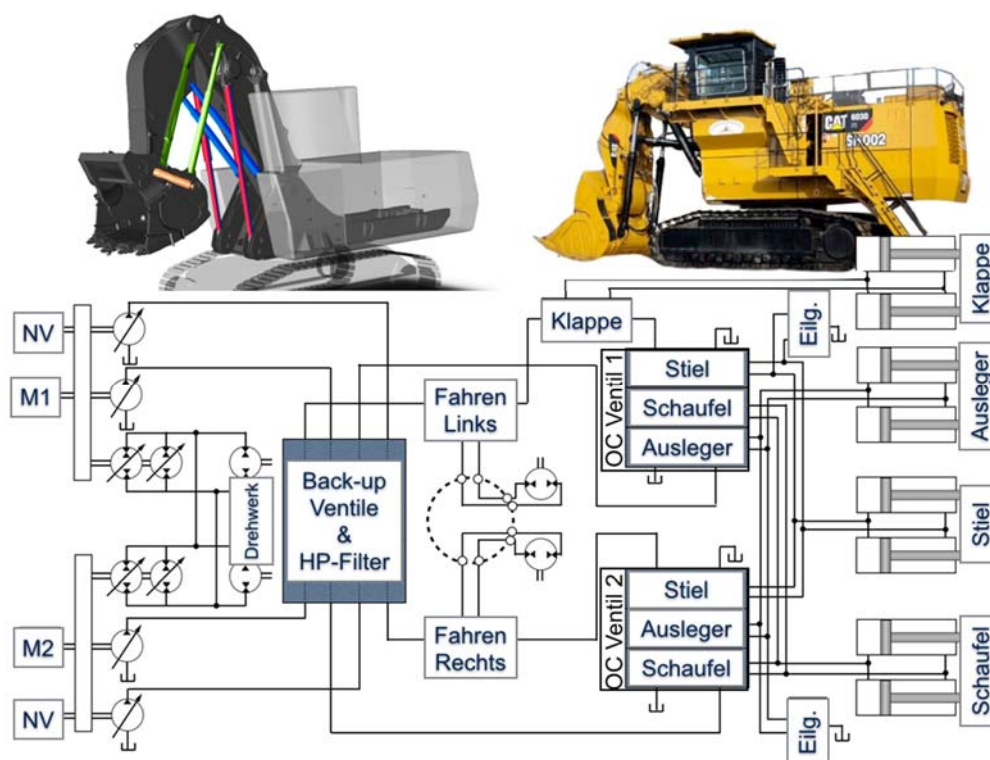


Bild 239: Schaltplan und Aufbau heutiger Maschine

Die zwei OC-Stetigventile bilden das Hauptglied im Hydraulikkreis. Sie werden jeweils von zwei Pumpenkreisen durchströmt und laufen noch vor den Verbrauchern zusammen und versorgen so die Aktuatoren. Somit ist es möglich mit Hilfe der OC-Ventile alle Pumpen für einen Verbraucher zur Verfügung zu stellen. Die Verteilung des Volumenstroms geschieht mit Hilfe

von Rückschlagventilen und gezielten Druckabfällen über die jeweiligen Open-Center Kanälen. Dies ist exemplarisch in **Bild 240** für den Stiel Einsatz dargestellt. Ein OC-Ventil besteht aus drei Ventilschiebern, welche jeweils dem Stiel, Schaufel und Ausleger zugewiesen sind. In Bild 240 wird Pumpe 1 und/oder 2 für den Stielzylinder zusammengeführt. Die Zusammenführung ist abhängig von den Drücken im jeweiligen Pumpenkreis, welche von Betriebspunkt und Schieberposition beeinflusst sind.

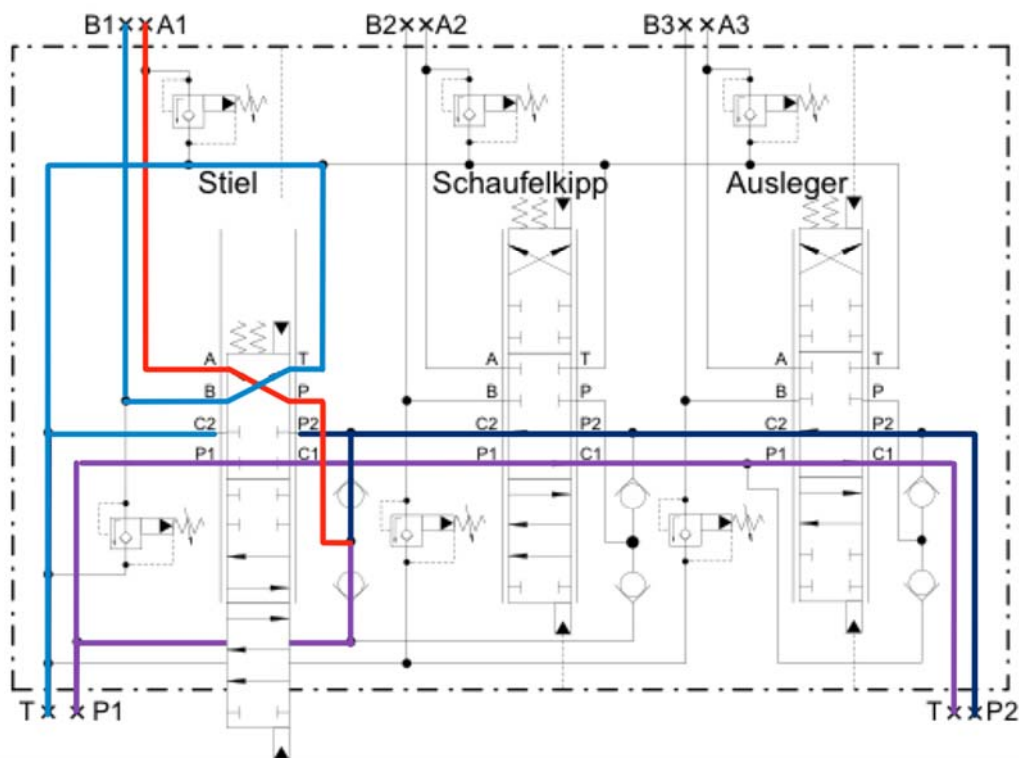


Bild 240: Open Center Ventil für Stiel Bewegung

5.2.2 Betriebsstrategie

Tagebaubagger dieser Größenordnung sind im 24 h Dauereinsatz. Der Betreiber der Mine versucht die Maschine völlig auszulasten und möglichst Unterbrechungen zwischen den Grabzyklen zu vermeiden. Der typische 30 s Zyklus der Maschine wird in **Bild 241** geschildert. Zunächst wird die Ausrüstung der Wand genähert, dann bricht man mit Hilfe des Stiels und der Schaufel Material aus der Wand, und hebt diese im nächsten Schritt mit den Auslegerzylindern. Gleichzeitig schwenkt die Maschine ca. 90 ° zu einem Muldenkipper. Sobald die Schaufel über diesem positioniert ist, entleert der Fahrer die Ladung und schwenk anschließend den Arm zurück. Hierbei wird die Ausrüstung so schnell wie möglich gesenkt.

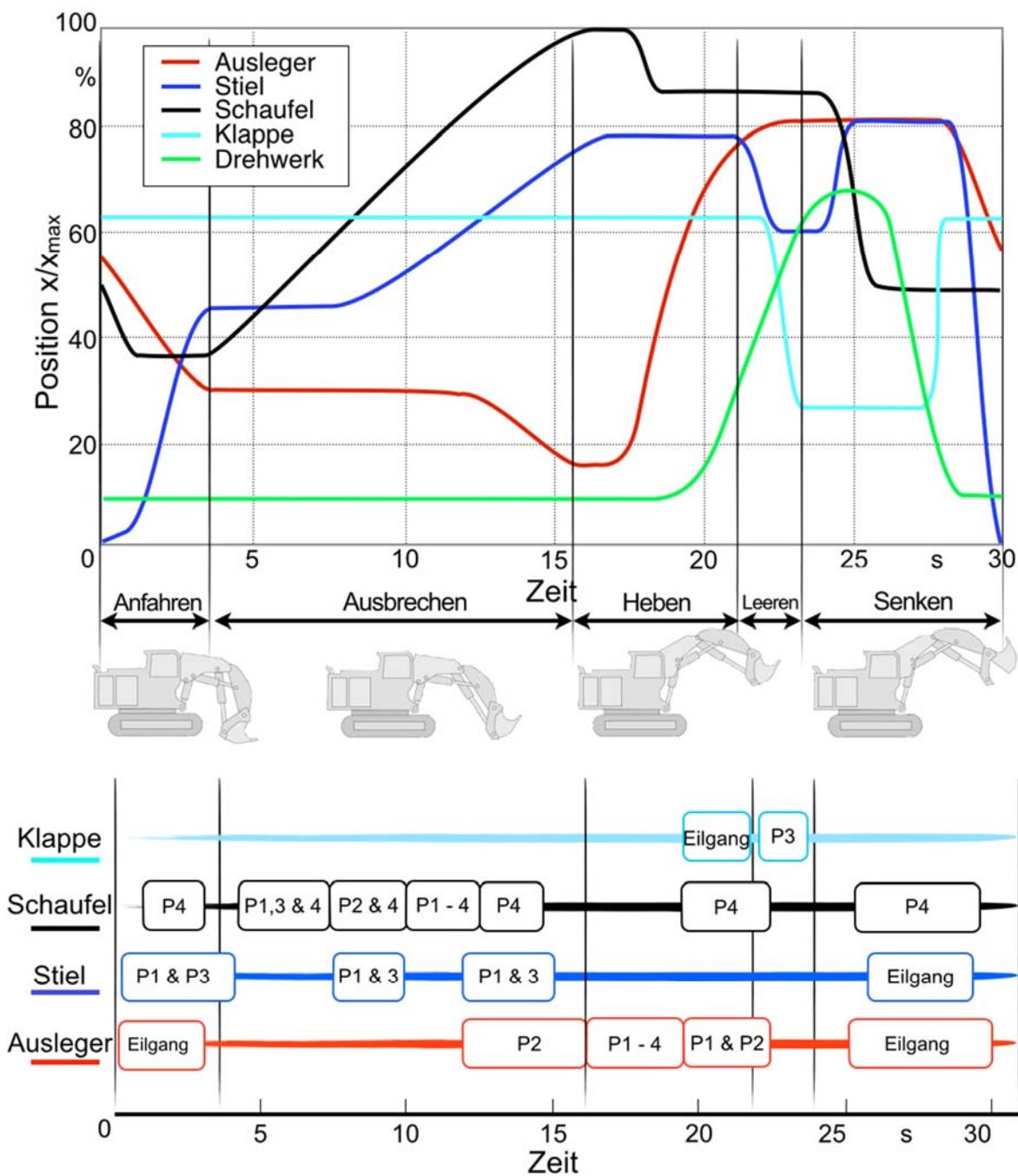


Bild 241: Typischer Grabzyklus und Pumpenaufteilung

Der Senkvorgang ist für diese Maschine durch ihre Kinematik speziell. Der Stiel und Ausleger sind während des Grabzyklus ständig drückenden Lasten ausgesetzt, welche es ermöglichen beim Senken die Zylinderkammern kurzzuschließen. Dieser Vorgang wird auch Eilgang genannt. Er beschleunigt den Senkvorgang und ermöglicht einen kürzeren Grabzyklus.

Die Maschinenansteuerung und Betriebsstrategie ist den in Abschnitt 5.1 geschilderten Anforderungen angepasst. Um Zykluszeiten zu minimieren, sind die OC-Ventile so ausgelegt, dass bei voller Lastabfrage (100% Joysticksignal) die Pumpenaufteilung so geschieht, dass jedem

Verbraucher mindestens eine Pumpe zugewiesen wird. Diese Pumpenaufteilung ist im unteren Teil von Bild 241 illustriert. Hier wird auch deutlich wie oft sich die Pumpenaufteilung während des Grabzyklus ändert. Aus der Pumpenverteilung wird ebenfalls deutlich, dass die OC-Ventile eine Priorisierung der verschiedenen Verbraucher durchführen. Der Stiel ist hier beispielsweise der Schaufel und dem Ausleger gegenüber bevorzugt, und der Ausleger der Schaufel. Diese Priorisierung muss in der Auslegung der Steuerung des Alternativsystems berücksichtigt werden.

5.3 Systemsimulation

Für die Ist-Standsanalyse wurde das heutige Antriebssystem simulativ abgebildet und auf seine Effizienz untersucht. Das Simulationsmodell wurde mit Messungen parametrisiert und validiert. Das Modell soll dazu dienen, die Verteilung der Energieverluste über alle relevanten Komponenten hinweg bis zu den Aktuator zu untersuchen. Als Input werden Grab und Ausbrechkräfte, sowie Joysticksingale vorgegeben.

5.3.1 Beschreibung Simulationssystem

Zur Abbildung der energetischen Verhältnisse der betrachteten Maschine wird ein nichtlineares Systemmodell in der Simulationsumgebung ITI® SimulationX verwendet. Eine allgemeine Struktur des zu erstellenden Modells mit den drei Hauptbestandteilen Mehrkörpermodell, hydraulisch-mechanisches Modell und Motormodell ist in **Bild 242** dargestellt. Die Steuerung des Modells basiert auf Joystickdaten als Eingangssignal. Hierzu wurden gemessene Joysticksingale als Parametrierung genutzt.

Das Hydraulikmodell wurde zunächst mit allen Komponenten, die auch im heutigen Antriebssystem zu finden sind, aufgebaut. Die entsprechenden Druckabfälle und Eigenschaften der Komponenten wurden durch Datenblätter und Messungen parametrisiert. Nachdem die Einflüsse der einzelnen Komponenten quantifiziert wurden, wurde das Modell auf seine Hauptkomponenten (Pumpe, Ventile, Verbraucher) reduziert und vereinfachte Ersatzmodelle für die entfallenden Komponenten implementiert. Die Nebenverbraucher wurden beispielsweise durch einen Abzug der entsprechenden Leistung an der Welle ersetzt. Komponenten wie Hochdruckfilter und Backup-Ventile wurden durch Drosseln ersetzt, die Druckabfälle wurden dafür aus den Messungen entnommen.

5.3.2 Validierung durch Messungen

Im Laufe des Projektes wurden mehrere Messungen von vereinzelt Bewegungen des Baggers getätigt. Diesen wurden zum Teil genutzt um das Modell zu parametrieren. Ausgiebige Tests wurden in Tuscon Arizona durchgeführt. Hier wurde eine Testmaschine durch mehrere Szenarien gefahren. Grabzyklen wurden mit unterschiedlichen Erdmaterialien und Testkonditionen nachgefahren. Ein solcher Zyklus, ähnlich wie in Bild 241 gezeigt, wurde als Referenzzyklus gewählt um die Maschine zu validieren.

5.3.3 Ist-Standsanalyse

Es wurden zwei Zyklen für die Ist-Standsanalyse verwendet. Ein idealer 30 s Zyklus und der vermessene Referenzzyklus. Beide Zyklen wurden simuliert und energetisch betrachtet. Hierdurch konnte man einen differenzierten Energieverlauf erstellen. Der Energiefluss im Referenzzyklus ist in Form eines Sankey-Diagramms in **Bild 243** gezeigt.

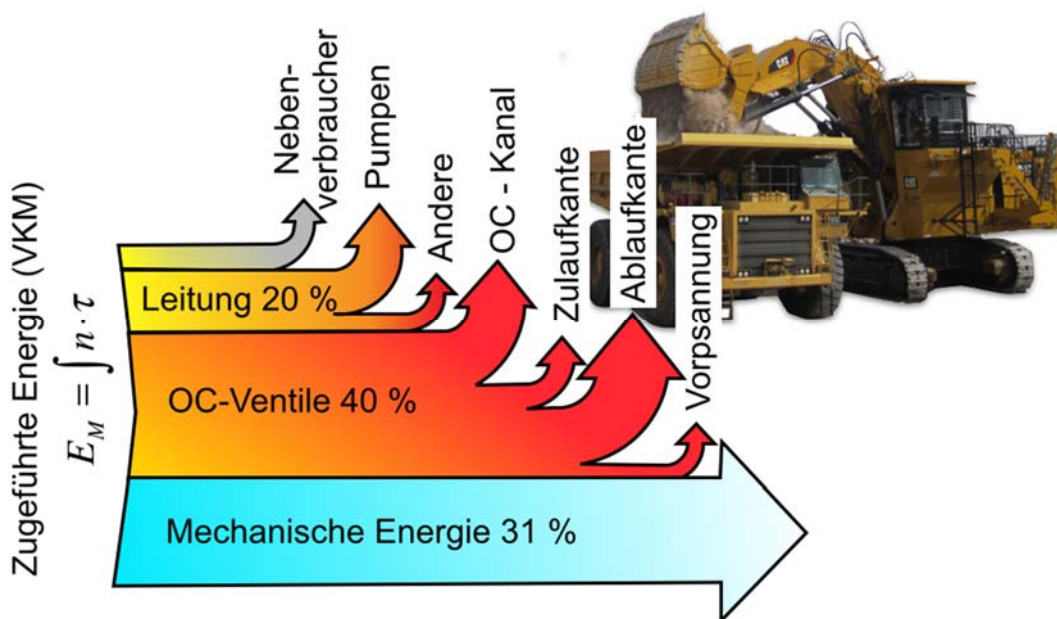


Bild 243: Referenzzyklus energetische Übersicht

Ausgehend von der Motorenergie, die an der Kurbelwelle anliegt (100 %), wurden hier die Verluste des Antriebsystems aufgezeigt. Die Nebenverbraucher (Motor- und Ölkühlung, Spülung, Stelldruckversorgung) betragen in diesem Referenzzyklus nur rund 8 % der Gesamtenergie. Die Pumpen- und Leitungsverluste betragen ca. 17 %. Hierzu zählen auch die Druckverluste der Backup-Ventile, als auch die OC-Fahrschaltventile und Hochdruckfilter. Die Hauptverlustquelle bildet das OC-Steuerventil mit rund 40 % Gesamtleistung. Diese teilen sich auf

7 % für die Zulaufkante, 17 % für die Ablauf und 16 % für den OC-Kanal. Rund 4 % der Energie werden dazu genutzt den Rücklauf vorzuspannen. Die Vorspannung dient der Kavitationsverhinderung beim Nachsaugen der Zylinder. Für den Referenzzyklus werden rund 31 % der Gesamtenergie für die Verbraucher (Zylinder) genutzt.

Die Referenzmessungen wurden an einer Maschine durchgeführt, welche ihre Betriebstemperatur noch nicht erreicht hatte. Zudem war der Bediener kein professioneller Fahrer, womit die Zykluszeiten um einiges länger als die üblichen 30 s betragen. Die OC-Ventile sind bei Teillast sehr viel ineffizienter, daher kann der Verlustanteil der Ventile bei einem verbesserten Fahrerverhalten gesteigert werden. Die Kühlaggregate sind für einen Dauereinsatz in Regionen mit hoher Außentemperatur ausgelegt. Damit kann die Kühlleistung bis zu 25 % der Gesamtleistung betragen, kombiniert mit weiteren Nebenverbrauchern kann somit die Gesamtleistung der Nebenverbraucher auf bis zu 35 % ansteigen.

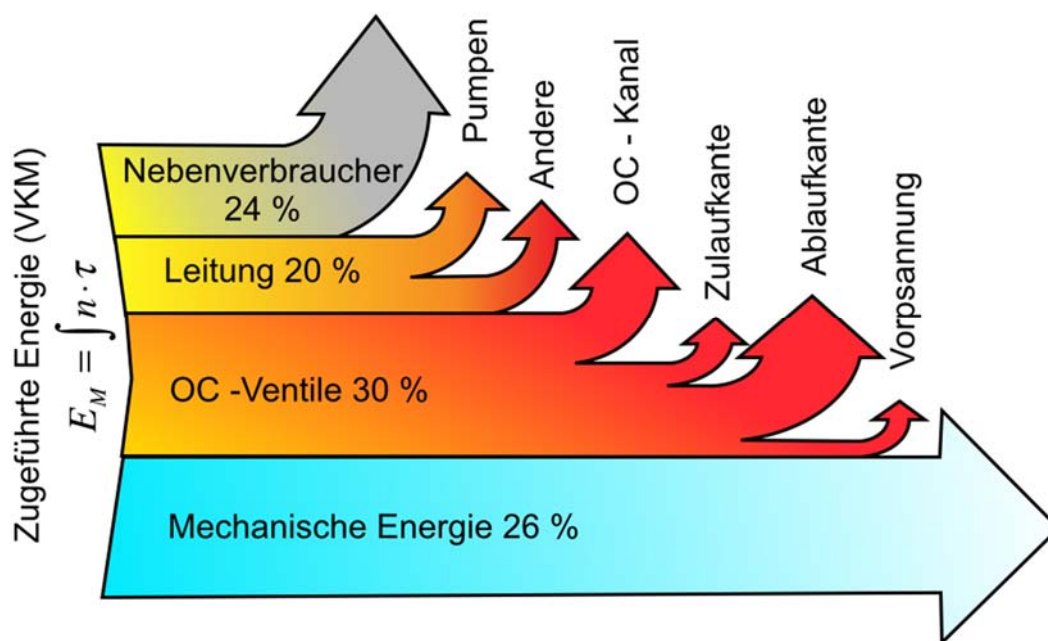


Bild 244: Energieübersicht 30 s Grabzyklus

Um das mögliche Einsparpotential für einen üblichen 30 s Grabzyklus im Feld abzuschätzen, wurde ein Zyklus mit Hilfe von Videoanalyse erzeugt. Dieser wurde mit Hilfe des Simulationssystems untersucht. Hierzu wurden Last und Nebenverbraucher abgeschätzt. Der resultierende Energieverlauf ist in **Bild 244** gezeigt. Es wird ersichtlich dass die bei einem Nebenverbraucheranteil von 24 % und einem deutlich kürzeren Zyklus die Verlustanteile der Ventile sinken. Dennoch sind ca. 30 % recht beträchtlich. Durch einen Verzicht auf die ständig durchströmten

mit den jeweiligen Zylinderkammern verbunden. Beim Einfahren des Zylinders wird das überschüssige Volumen in der Niederdruckversorgung zwischengespeichert. Durch diesen Antrieb können nicht nur die Drosselverluste der Steuerventile eingespart werden, sondern auch potentielle Energie der Verbraucher wieder zurückgewonnen werden. Hierzu ist eine 4-Quadrantenpumpe notwendig, die auch als Motor agieren kann. Seit der ersten Veröffentlichung wurde diese Prinzip auf weiteren Maschinen erfolgreich implementiert /Wil10, Zim11, Sch14/.

5.4.2 Verdrängersteuerung im offenen Kreis

Die Verdrängersteuerung auf mobilen Maschinen im offenen Kreis wurde 2006 von Heybroek vorgestellt /Hey06/. Im offenen Kreis ist die Niederdruckseite mit dem Tank verbunden, siehe **Bild 246**. Vorteilhaft am offenen Kreislauf ist, dass man nicht das Differenzialvolumen der Aktuatoren zwischenspeichern muss. Weitere Vorteile sind die Verwendung kostengünstigerer Pumpentechnologien, als auch die einfache Umsetzung von Eilgängen und Pumpensummationen. Nachteilhaft ist, dass man zusätzliche Schaltventile nutzen muss um die Richtung des Volumenstroms vorzugeben. Des Weiteren ist das Kontrollieren von schnell umschaltenden Lasten nicht trivial und bedarf einer intelligenten Steuerung.

Für die Applikation Tagebaubagger bietet sich die Verdrängersteuerung im offenen Kreislauf aus mehreren Gründen an. Aus Robustheitsaspekten ist es erwünscht, bewährte Teile im heutigen System zu erhalten. Das heutige Antriebssystem arbeitet im offenen Kreis, dadurch können ein Großteil der heutigen Komponenten erhalten bleiben. Des Weiteren sollen die heutigen Zykluszeiten aufrecht erhalten bleiben. Diese sind vor allem durch das schnelle Senken geprägt, was durch die Eilgangschaltung ermöglicht wird. Im offenen Kreis ist diese recht simple integriert. In Bild 246 ist der Eilgang in beiden Konfigurationen gezeigt, im offenen Kreis bleibt zudem noch die Möglichkeit den überschüssigen Volumenstrom entweder zum Tank oder über die Pumpe abzuführen, um Energie zurückzugewinnen. Diese Option ist in Bild 246 als gestrichelte Linie eingezeichnet. Zudem sollte die heutige Pumpensummierungsoption beibehalten werden, damit keine weitere Pumpeninstallation notwendig wird. Diese Summierung ist erheblich leichter im offenen Kreis umzusetzen, als in einem geschlossenen Kreislauf.

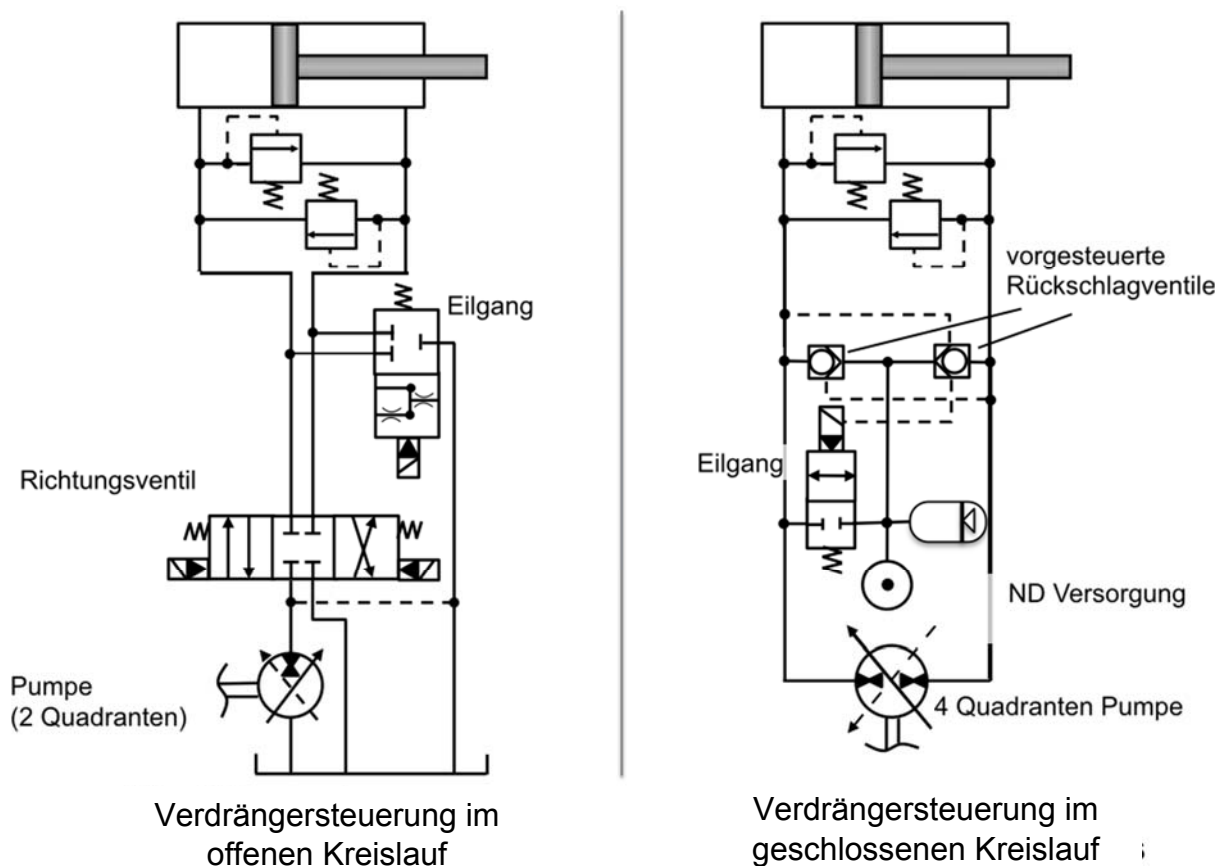


Bild 246: Verdrängersteuerung im offenen und geschlossenen Kreislauf

5.4.3 Vorgeschlagenes alternatives Antriebssystem

Das entwickelte System ist in **Bild 247** abgebildet. Basierend auf den bereits vorhandenen offenen 4x Kreislaufpumpen (1) und 3x Eilgangventilen (3) wurden noch folgende Komponenten hinzugefügt: 4x Richtungsventile (2), 3x Pumpensummierungsventile (4), 3x Druckstosshinderungen (5) und 2x Ablassventile. Zudem wurden die Fahrschaltventile als nicht ständig durchströmte Ventile ausgelegt. Alle verbauten Ventile sind Schaltventile und haben keine Steuerungseigenschaften. Jedem Verbraucher ist eine Pumpe zugewiesen. Dies garantiert, dass auf jedes Joysticksignal auch eine Bewegung folgt. Wie viele Pumpen ein Verbraucher zugeteilt werden, entscheidet die Ansteuerungslogik (siehe Abschnitt 5.5.2). Um bei einem gegebenen Dieselmotorausfall die Bewegung/Zyklus zu garantieren, sind die Dieselmotoren jeweils mit Pumpe 1/3 und 2/4 verbunden. Die CPU-Ansteuerung einzelner Elemente soll zeigen, dass für diese Elemente eine Logik erforderlich ist, welche aus Bediensignalen, Priorisierungen und Sensoren eine Entscheidung trifft.

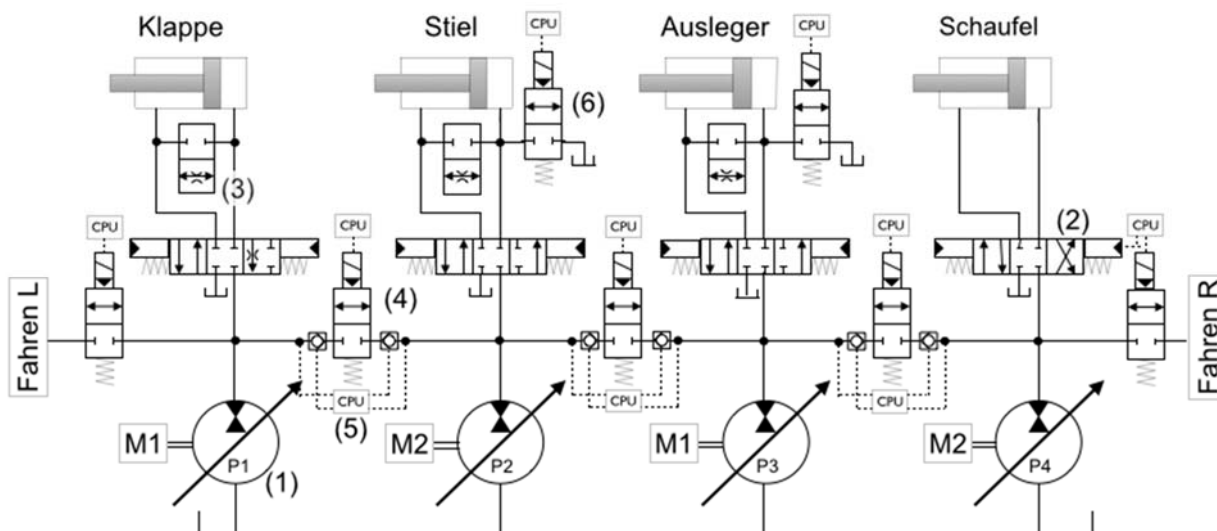


Bild 247: Alternatives Antriebsystem

Funktionsmuster dieses Antriebsystems sind in **Bild 248** und **Bild 249** gezeigt. Bild 248 zeigt die Ventilstellungen für den „Ausbrechen und Heben“ Abschnitt im Grabzyklus für das alternative Antriebsystem. In der heutigen Maschine werden dem Stiel zwei Pumpen, dem Ausleger eine und der Schaufel eine Pumpe zur Verfügung gestellt (siehe Bild 241). Das alternative Antriebsystem erreicht die gleiche Konfiguration durch die Öffnung des Pumpensummsventils zwischen Pumpe 1 und 2. Damit werden jeweils Ausleger und Schaufel von Pumpe 3 bzw. 4 verdrängergesteuert betrieben und der Stiel durch Pumpe 1 und 2.

Die Druckstossverhinderung verhindert Druckabfälle oder –stöße während eines Schaltvorgangs der Summationsventile. Hierzu sind entsperre Rückschlagventile implementiert. Die Entsperrung ist jeweils vom zu verbindenden Kreislauf gegeben. Um Beispielsweise Pumpe 1 dem Pumpenkreis 2 hinzuzufügen, öffnet das Summationsventil zwischen den Kreisen. Problematisch ist, wenn Pumpe 2 gerade den Stiel bei hohem Druck versorgt, aber Pumpe 1 noch bei einem niedrigem Druck ist. Wenn das Summationsventil geöffnet ist und $p_{P2} > p_{P1}$, dann wird das Rückschlagventil vor dem Schaltventil (siehe Bild 248) vom Druck in P2 entsperrt. Allerdings bleibt das folgende Rückschlagventil geschlossen bis Pumpe 1 den Druck vom Kreis der Pumpe 2 aufgebaut hat. Die CPU-Funktion ist für den Senkmodus mit Wiedergewinnung genutzt. Hierzu müssen beide Rückschlagventile entsperrt werden.

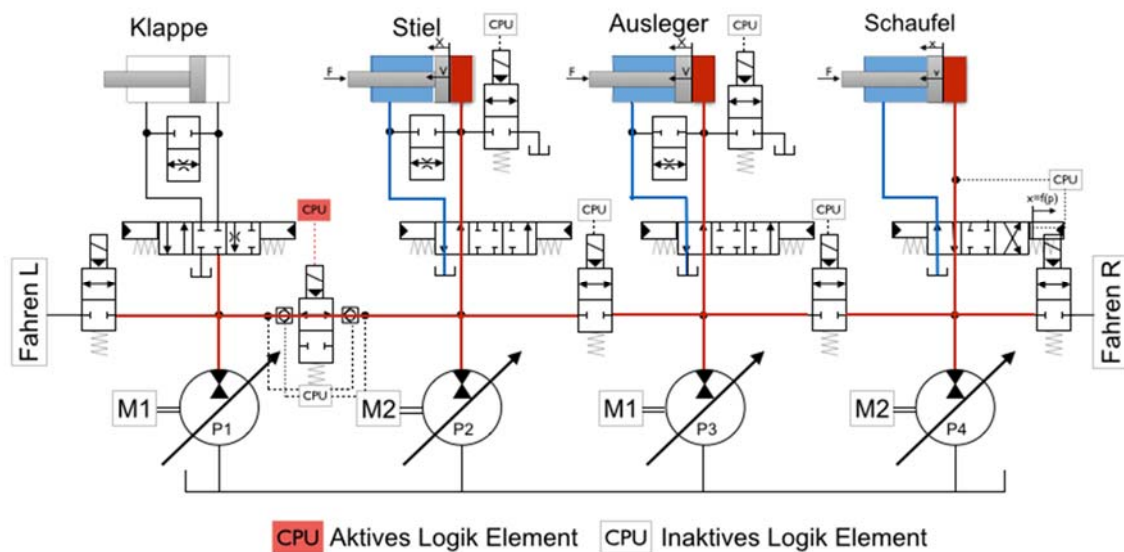


Bild 248: Drei aktive Verbraucher – Ausbrechen und Heben

Bild 249 illustriert die Konfiguration beim Senken der Ausrüstung. Ziel ist es, die Ausrüstung mit maximaler Geschwindigkeit zu senken und möglichst viel Energie zurückzugewinnen. Ähnlich wie beim Heben ist wieder das Pumpensummutationsventil zwischen P1 und P2 geöffnet. Die Pumpen 1, 2 und 3 arbeiten im Motormodus und rekuperieren potentielle Energie der Verbraucher. Beim Senken sind die Eilgänge von Stiel und Ausleger aktiviert. Dem Stiel stehen nun 2 Pumpen zur Verfügung und mit Hilfe des Eilgangs kann die geforderte Senkgeschwindigkeit erreicht werden. Gleichzeitig wird ein Teil der potentiellen Energie vom Stiel zurückgewonnen.

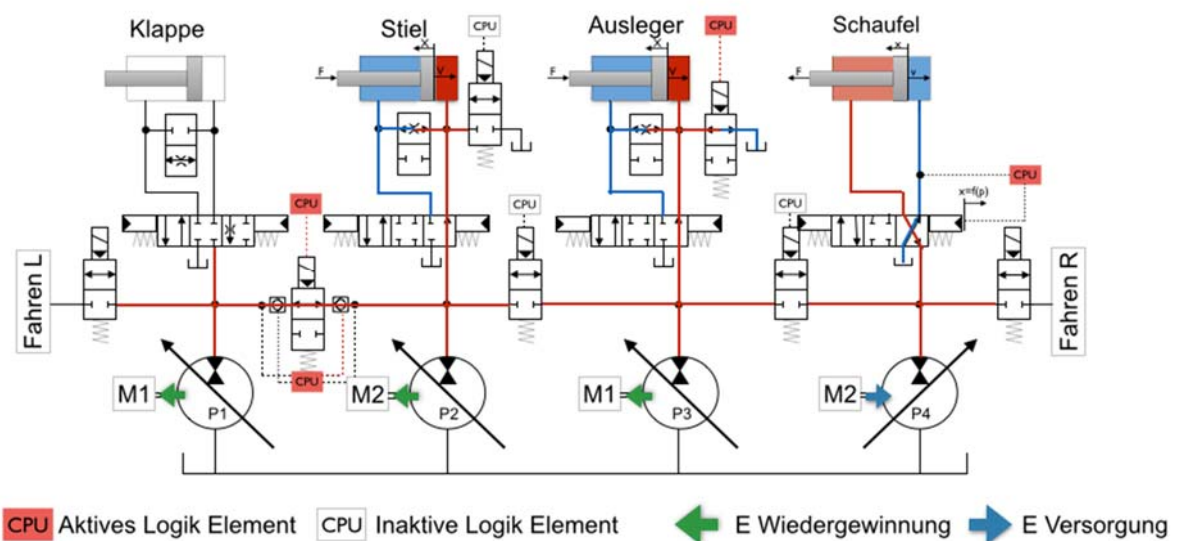


Bild 249: Arm senken – Rekuperation

Beim Ausleger reicht die eine verfügbare Pumpe in Kombination mit dem Eilgang nicht aus um die geforderte Senkgeschwindigkeit zu erreichen. Daher muss das Ablassventil (6) vom Auslegerzylinder geöffnet werden. Das Ventil ist so ausgelegt, dass es genau den Volumenstrom der sonst über eine Pumpe abfließen würde ersetzt. Vorteil an dieser Lösung ist, dass die gewünschten Senkzeiten aufrechterhalten werden können. Nachteilhaft ist allerdings, dass nur ein kleinerer Teil der Energie zurückgewonnen werden kann. Falls es dennoch gewünscht wird mehr Energie zurückzugewinnen, müsste zusätzliche Pumpenleistung installiert werden.

5.5 Systemsimulation zur funktionalen und energetischen Bewertung

Das vorgestellte alternative Antriebsystem wurde im nächsten Schritt in der Simulation abgebildet. Anschließend wurde das heutige System mit dem vorgestellten gegenübergestellt.

5.5.1 Funktionaler Aufbau

Das Simulationsmodell basiert auf dem selben Modell wie schon in Abschnitt 5.3.1 beschrieben. Im bestehenden Modell wurde das Hydrauliksystem mit OC-Ventilen mit der Verdrängersteuerung ersetzt. Die Motor- und Kinematikmodelle blieben erhalten. Neue Komponenten, wie die Schaltventile, wurden laut Datenblatt konfiguriert.

5.5.2 Ansteuerung

Die Herausforderung dieses Systems ist es, die Funktion der Maschine nicht zu beeinträchtigen. Hierzu muss die Ansteuerung der Pumpen und Ventile das Verhalten der OC-Ventile nachbilden.

Die heutige Ansteuerung ist in **Bild 250** illustriert. Der Bediener gibt Joysticksignale vor, welche direkt das OC-Ventil ansteuern. Die Pumpen schwenken alle auf vollen Volumenstrom, sobald mehr als ein Verbraucher angesteuert wird. D.h. im Grabzyklus laufen die Pumpen essentiell immer bei vollem Schwenkwinkel. Wie schon in Abschnitt 5.2 beschrieben fungieren die OC-Ventile nicht nur als Leistungsdrosseln, sondern agieren auch als Volumenstromverteiler. Diese Verteilung ist lastabhängig, joystickabhängig und unterliegt einer voreingestellten Priorisierung der Verbraucher.

Die beschriebenen Eigenschaften der OC-Ventile müssen nun durch die Steuerung der Pumpen, Richtungsventile, Pumpensummutationsventile, Eilgang und Ablassventile widergespiegelt werden. Diese Ansteuerungslogik ist exemplarisch für einen Verbraucher in **Bild 251** gezeigt. Aus dem Joysticksignal wird zunächst der geforderte Volumenstrom errechnet. Der geforderte Volumenstrom wird mit dem Verfügbarem der zugeteilten Pumpe verglichen. Falls mehr als eine

Pumpe gefordert ist, muss das Priorisierungsmodul entscheiden, ob Pumpen zur Verfügung stehen und wenn ja, wem diese zugeteilt werden.

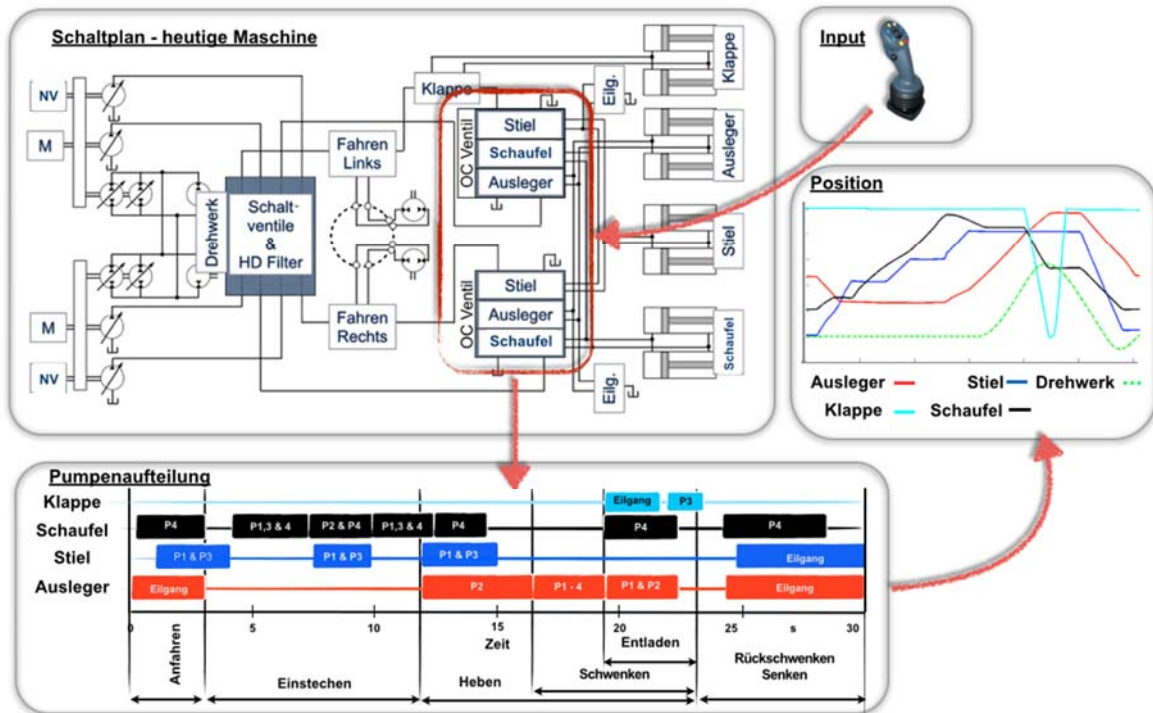


Bild 250: Heutige Ansteuerung

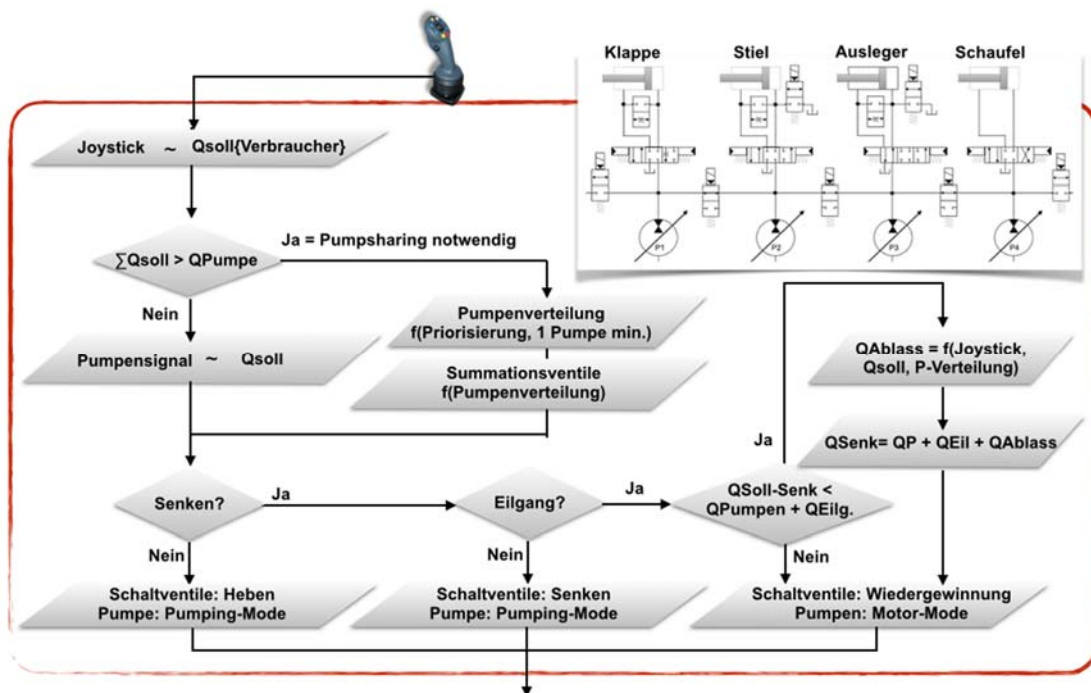


Bild 251: Ansteuerungslogik für einen Verbraucher

Im ersten Schritt wurden die Pumpensumme und die Pumpenvolumenströme bestimmt. Nun müssen die Richtungsventile entsprechend angesteuert werden. Hierzu gibt es drei Modi die unterschieden werden müssen:

1. Heben
2. Aktives Senken
3. Senken mit Wiedergewinnung

Heben bedeutet die Kolbenseite des Zylinders wird mit der Pumpe verbunden und die Pumpe ist im Pumpenmodus. Aktives Senken ist das Äquivalent zum Heben, nur dass die Stangenseite mit der Pumpe verbunden ist. Um dies zu aktivieren muss der Fahrer einen extra Knopf drücken, wie es auch heute schon auf der Maschine üblich ist. Senken mit Wiedergewinnung bedeutet, dass die Pumpen im Motormodus laufen und die jeweilige Ablaufkante drosseln. Beim Senkmodus mit Wiedergewinnung muss vorher noch entschieden werden, ob die Ablaufventile öffnen müssen oder die verfügbare Pumpenleistung ausreichend ist.

5.5.3 Motormanagement

Der Verbrennungsmotor der heutigen Maschine wurde zunächst nachgebildet. Die momentane Regelung versucht eine Nenndrehzahl von 1800 U/min zu halten. Bei Überbelastung des Motors werden die Pumpen zurückgeschwenkt.

Um das Motormanagement zu verbessern wurde die Konstantdrehzahl-Betriebsstrategie des Dieselmotors später durch eine Bedarfsoptimierte ersetzt. Hierzu entschied die Regelung basierend auf der geforderten Leistung, der Momentandrehzahl und dem Verbrauchskennfeld welches das Drehzahloptimum ist.

5.6 Ergebnisse

5.6.1 Gemessener Referenzzyklus

Um das heutige Antriebssystem mit dem vorgestellten verdrängergesteuerten System gegenüberzustellen, wurde zunächst der gemessene Referenzzyklus mit dem neuen Systemen simuliert. Hierzu wurden die gemessenen Joystickdaten als Vorgabe gegeben. Da die genaue Belastung beim Graben nicht bekannt ist, wurde das Kinematikmodell für diesen Teil nicht betrachtet. Alternativ wurden die gemessenen Drücke an den Aktuatoren als Randbedingung vorgegeben. Nun wurden die Joysticksignale leicht nachbearbeitet, damit die Zylinderpositionen übereinstimmen. Sobald die Positionen übereinstimmten, war die Vergleichbarkeit gegeben, denn durch die Druckvorgabe wurde somit die gleiche Arbeit geleistet.

In **Bild 252** sind die Zylinderpositionen, Leistungen aller Arbeitshydraulikpumpen und die resultierende mechanische Motorarbeit jeweils für die Messung (OC) und die Simulation des verdrängergesteuerten Systems (VS) gegenübergestellt. Aus den Zylinderpositionen wird deutlich, dass diese sehr ähnlich sind und damit die gleiche Arbeit vollzogen wird (die Kräfte der Messung sind der Simulation aufgeprägt).

Bei der Pumpenleistung wird ersichtlich, dass vor allem im Bereich der Teilleistung große Einsparungen möglich sind. Anhand der negativen Leistung kann man einschätzen wie viel Energie zurückgewonnen wird. Während der Hubphase können die negativen Leistungen den Motor entlasten. Lediglich während der Senkphase kommt so viel Energie zurück, dass diese nicht komplett wiederverwendet werden kann. Der Dieselmotor muss demnach diese Energie vernichten. Die Speicherung dieser Energie ist eine Option, dafür müsste allerdings eine Speicheroption, wie z.B. einen Blasenspeicher, installiert werden.

Die 48 % eingesparte Energie bezieht sich, wie schon erwähnt, auf den Referenzzyklus. Dieser ist etwas länger als ein regulärer Zyklus in einer Tagebaumine (ca. 30 s lang), daher ist die Maschine nicht voll ausgelastet und mehr in Teillast. Leider wurde in Tuscon kein 30 s Grabzyklus vermessen. Alternative wurden Joysticksignale im Feld mitgemessen. Diese Joysticksignale kombiniert mit einer Videoanalyse lieferten ein üblichen 30 s Zyklus. Um realistische Kraftstoffersparnisse zu liefern, wurde dieser 30 s Zyklus in der Simulation sowohl für die OC-gesteuerte Maschine als auch für die VS-Maschine abgefahren.

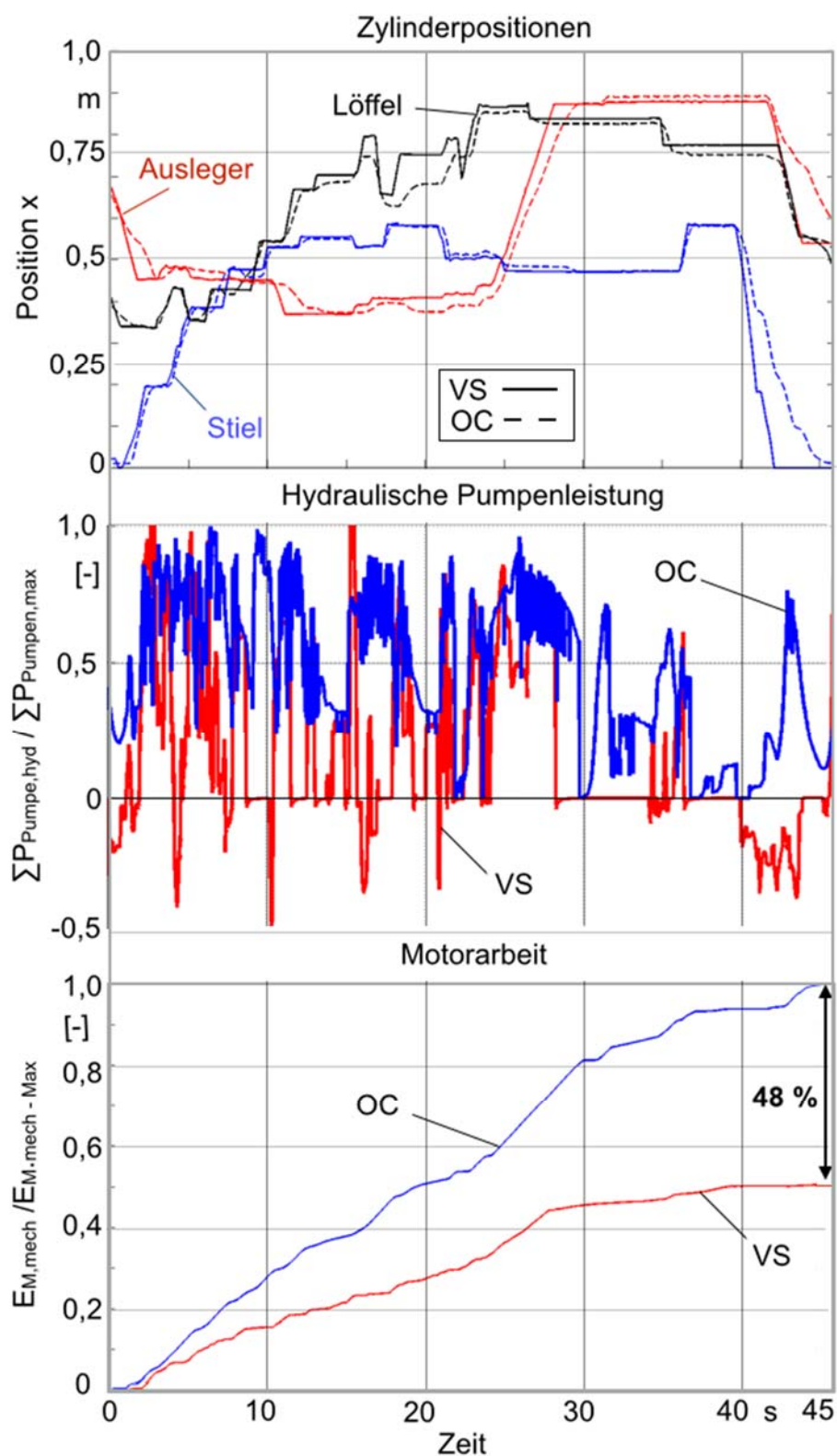


Bild 252: Vergleich zum Referenzzyklus – Messung (OC) gegen Simulation (VS)

5.6.2 Kraftstoffersparnis

Die Ergebnisse des 30 s Zyklus sind in **Bild 253** gezeigt. Es wird offensichtlich, dass bei einer besseren Ausnutzung der Maschinenleistung das Verbesserungspotential sinkt. Die Pumpenleistung ist nun besser ausgenutzt und weniger Energie geht über die Ventile verloren. Allerdings sind dennoch 28 % Kraftstoffersparnis (57.6 l/h) mit der vorgeschlagenen Verdrängersteuerung laut Simulation erreichbar. Dies wird zum größten Teil durch die fehlenden Ventile, aber auch durch weniger Leitungsverluste und verbesserte Laufkonditionen für die Pumpen erreicht.

Die Zylinderpositionen sind im oberen Teil von Bild 253 zu sehen. Die Positionen sind größtenteils vergleichbar zwischen dem heutigem (OC) und dem alternativen System (VS). Beim Ausleger gibt es bei Sekunde 20 eine etwas größere Abweichung. Allerdings ist die geleistete Arbeit am Ende des Zyklus gleich. Die Klappenposition ist aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht gezeigt, wurde allerdings implementiert und mit betrachtet. Zudem sollte erwähnt werden, dass das vorgeschlagene System durchaus in der Lage wäre den Zyklus in kürzerer Zeit zu absolvieren. Die gezeigten Kraftstoffersparnisse resultieren nur aus Einsparungen aus dem Hauptversorgungskreis der Arbeitshydraulik. Die reduzierte Abwärme der Hydraulik und die damit verringerte Kühlleistung sind nicht einbezogen.

Mit dem vorgestellten Antriebssystem ist es möglich den Zyklus in kürzer als 30 s zu absolvieren. Falls dies nicht gewünscht ist, ist es möglich die Motor- und damit auch Pumpendrehzahl zu reduzieren. Neben den weiteren Kraftstoffersparnissen würde dies auch eine Verlängerung der Motor- und Pumpenlebensdauer bedeuten.

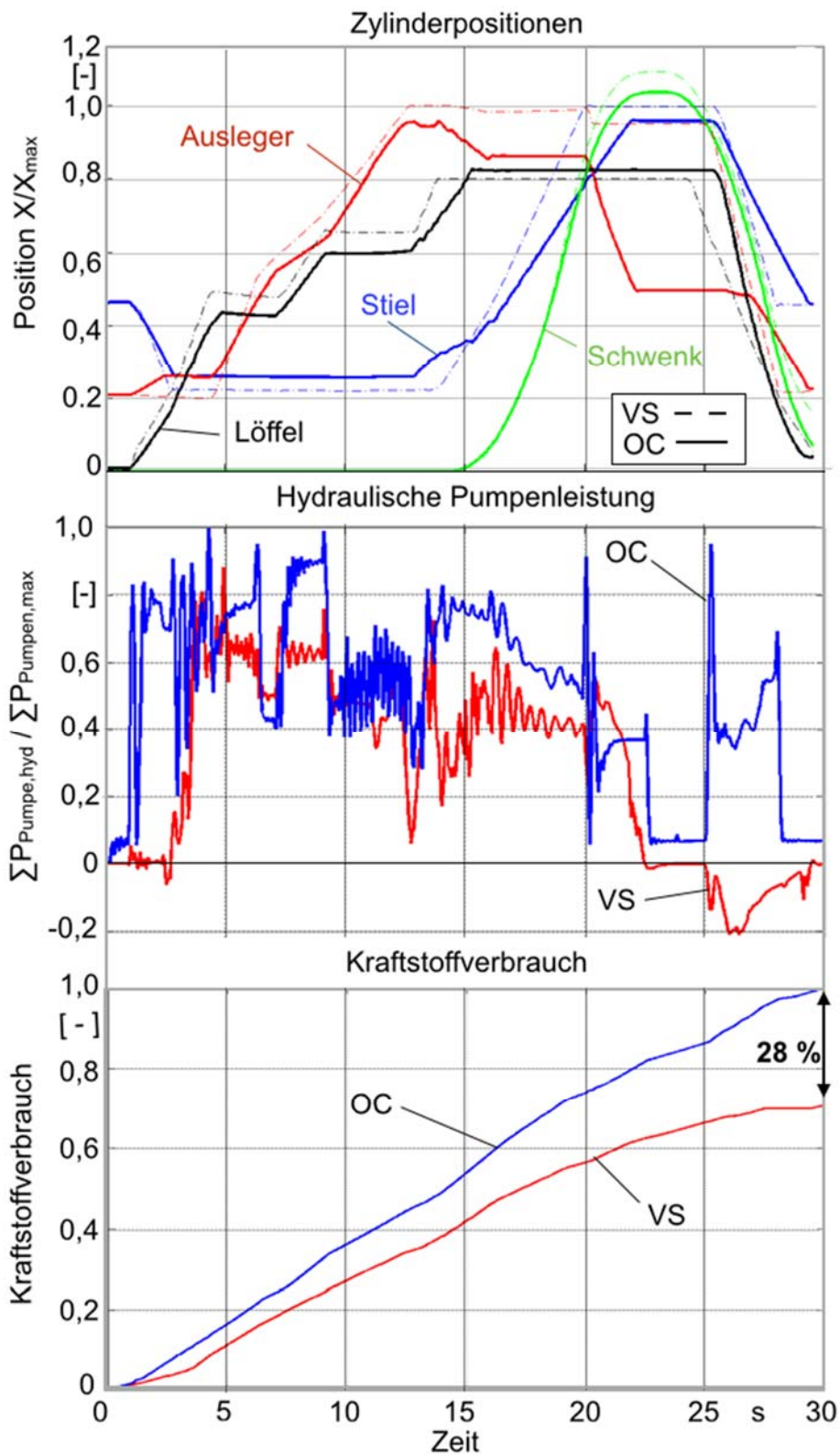


Bild 253: 30 Sekunden Grabzyklus – Simulative Gegenüberstellung – heutiges Open-Center System (OC) gegen vorgestellte Verdrängersteuerung (VS)

5.7 Condition Monitoring Konzeption

Tagebaubagger dieser Größenordnung sind das zentrale Element in einer Tagebaumine, dies ist in **Bild 254** verdeutlicht. Bei einem Ausfall der Maschine steht die gesamte Mine still und verursacht große Kosten. Durch den 24 h Dauereinsatz bei voller Leistung und den harten Anforderungen an die Maschine durch Umgebungseinflüsse wie Temperatur, Luftfeuchtigkeit oder Staub ist der Verschleiß der Komponenten stärker als bei anderen mobilen Maschinen. Die Komponenten einer solchen Maschine werden während ihrer Lebenszeit mehrfach ausgewechselt. Dafür gibt es geplante Wartungszyklen, welche von den Minenbetreibern durchgeführt werden. Außerplanmäßige Wartungen müssen unter allen Bedingungen vermieden werden. Nicht nur ist die reine Wartungszeit teuer, sondern oftmals müssen Teile bestellt werden. Bis die Ersatzteile die abgelegenen Einsatzgebiete erreicht haben, verstreichen wertvolle Tage.

Wie schon in Abschnitt 5.2.1 gezeigt ist die Maschine auf viele Ausfallszenarios gerüstet und kann durch Backup-Ventile sogar bei einem Motorausfall oder Pumpenausfall noch weiterarbeiten. Allerdings wäre eine vorzeitige Warnung eines imminenten Ausfalls vom Minenbesitzer äußerst erwünscht. Hierzu wurden im Laufe dieses Projektes einige Überlegungen geleistet welche Überwachungsmöglichkeiten möglich sind und wie diese genutzt werden können um Ausfälle zu vermeiden oder zumindest mit einer praktikablen Zeitspanne vorherzusagen.

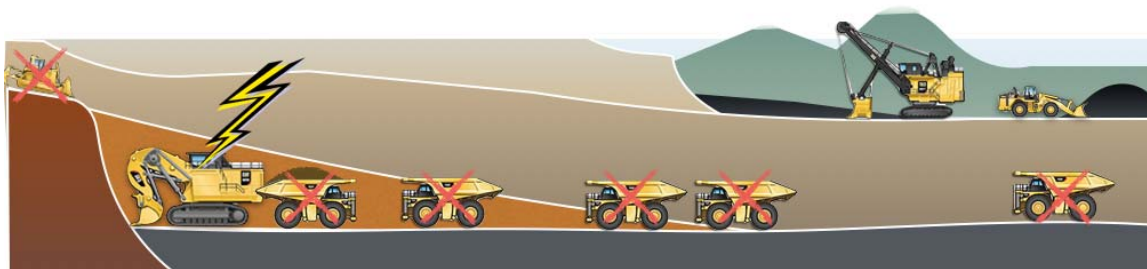


Bild 254: Das zentrale Element in der Ablauffkette

5.7.1 Übersicht über potentielle Ausfallwahrscheinlichkeiten

Zunächst ist es wichtig zwischen erwarteten und unerwarteten Ausfällen zu unterscheiden. Zu den erwarteten gehören Ölwechsel, Wechsel der Ölfilterelemente und generelle Wartungen der Teile, wie z.B. Schmierungen. Hierzu werden heute schon regelmäßig Wartungszyklen durchgeführt. Allerdings sind diese Zyklen fest geplant und nicht abhängig von dem wirklichen Verschleißgrad dieser Teile. Eine verlässliche Aussage über die restliche Lebenszeit des Öls könnte Wartungszyklen besser planbar machen.

Andere Komponenten wie der Dieselmotor und die Pumpen sind Verschleißteile welche üblicherweise nach einer bestimmten Zeit ausgetauscht werden. Diese Zeitspannen sind basierend auf Erfahrungswissen. Allerdings passiert es dennoch, dass diese Komponenten unerwartet ausfallen. Hier sind jegliche Indikatoren die diesen Event voraussehen können, sei es auch nur wenige Stunden vorher, äußerst Hilfreich um weitere Schädigungen an der Maschine zu vermeiden. Zudem können Ersatzteile bestellt werden, bevor diese kaputt gegangen sind, womit Ausfallzeiten deutlich verkürzt werden können.

Ein wichtiges Kriterium bei der Zustandsüberwachung ist, dass die Überwachung nicht die Maschinenleistung und Einsatzfähigkeit einschränkt. D.h. die letzte Entscheidung muss beim Fahrer liegen um z.B. die Leistung des Motors zu reduzieren um einen Ausfall hinauszuzögern.

5.7.2 Möglichkeiten zur Überwachung

Auf dem Markt gibt es bereits heute einige Sensoren die versuchen den Verschleißgrad des Hydrauliköls zu bestimmen. Hierzu gibt es auch vom Projektpartner Argo Hytos einige Sensoren. Wichtige Faktoren beim Öl sind: die Viskosität, der Verschmutzungsgrad, der Wassergehalt, die Temperatur, die Leitfähigkeit und die relative Dielektrizitätskonstante /Rie05/. Weitere Indikatoren sind der Füllstand des Öls und der Druckabfall über den Ölfilter. Durch die Kombination dieser Sensoren kann eine Aussage über den Verschleißgrad des Öls gemacht werden. Die Herausforderung ist allerdings, diese Sensoren in der Maschine unterzubringen, sie online zu überwachen und daraus eine verlässliche Aussage über die restliche Lebenszeit des Öls zu liefern.

Weitere Condition Monitoring Optionen liegen in der gezielten Überwachung von Komponenten wie z.B. den Pumpen. Hierzu gibt es in der Literatur zahlreiche Beispiele, welche zum Teil durch Schwingungsanalyse, Temperaturgradientenüberwachung oder Partikelmessungen den Verschleißgrad der Pumpe überwachen /Ort04, Opp07, Krä14/. Einerseits sind diese Ansätze vielversprechend, allerdings gibt es bisher noch keine Ansätze die reif für den Einsatz im Tagebau sind.

5.7.3 Integration in die Maschine

Als ersten Ansatz zur Integrierung in die Maschine wurde die Ölüberwachung gewählt. Der Arbeitseinsatz und damit das Hydrauliksystem darf nicht von der Zustandsüberwachung beeinflusst werden. Hierzu wurde eine Modulbauweise gewählt, siehe **Bild 255**. Das Sensormodul muss einmalig in die Hauptversorgungsleitung eingebaut werden.

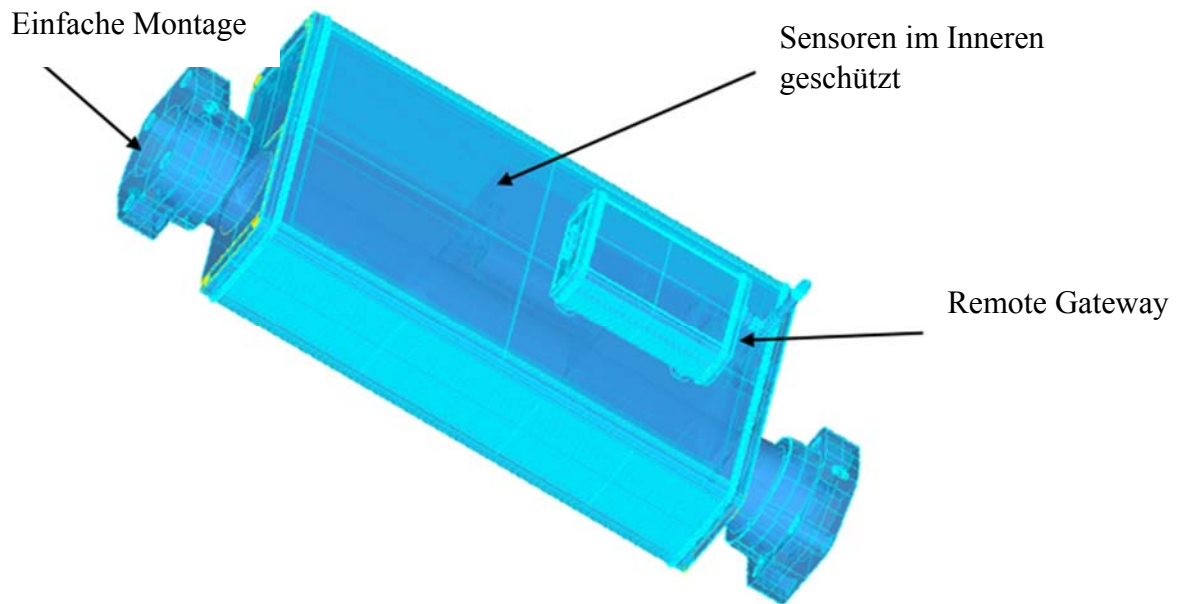


Bild 255: Modul mit Sensoren und Sender

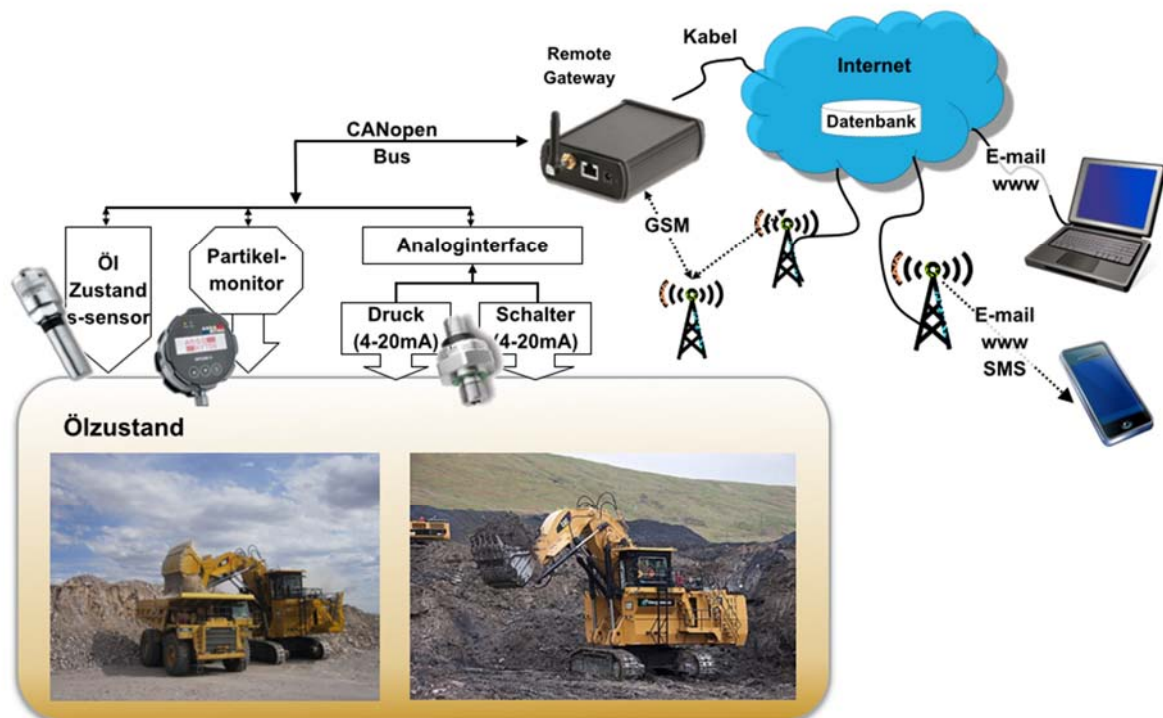


Bild 256: Systemlösung für Online Condition Monitoring

In diesem Modul sind alle notwendigen Sensoren verbaut um den Ölzustand zu messen und zu überwachen, siehe dazu **Bild 256**. Durch die robuste Bauweise sind die Sensoren vor Witte-

rungsbedingungen geschützt. Die Daten werden über das Remote Gateway zum Server gesendet. Dort werden diese ausgewertet und dem Betreiber zur Verfügung gestellt. Das Remote Gateway ist außerhalb montiert, damit es bei Störungen einen schnellen Zugriff geben kann ohne die Hydraulikleitung zu öffnen. Die Messgrößen werden online gespeichert und ausgewertet. Über Benutzerschnittstellen stehen sie dann dem Kunden zur Verfügung.

5.8 Zusammenfassung und Ausblick

Im Laufe dieses Teilprojektes wurde ein Tagebaubagger der Fa. Caterpillar mit einem Einsatzgewicht von 290 t untersucht. Dabei wurden zwei Grabzyklen bewertet. Zum einen ein vermessener Referenzzyklus und ein simulierter 30 s Grabzyklus. Der Referenzzyklus wurde dazu genutzt um das Simulationsprogramm zu validieren. Aus den Zyklen wurde ersichtlich, dass die heutige Maschine ein großes Verbesserungspotential aufweist. Gerade bei Teillast sinkt die Effizienz des Antriebssystems erheblich. Auch bei einer optimalen Nutzung der Maschine fallen rund 30 % der Gesamtleistung über die OC-Ventile ab.

Als Verbesserungsansatz wurde ein alternatives Antriebssystem konzipiert. Es basiert auf der Verdrängersteuerung im offenen Kreislauf. Bei der Auslegung wurde darauf geachtet, die Anforderungen in Bezug auf Robustheit, einfacher Wartung und Bedienbarkeit einzuhalten. Die Verdrängersteuerung basiert auf den heutigen Pumpen und bedarf keiner neuartigen Komponenten. Die Ansteuerung der Pumpen und Schaltventile wurden den Charakteristiken der heutigen OC-Ventile angepasst. Demnach bleibt das Maschinenverhalten der heutigen Maschine sehr ähnlich. Die Redundanz im System ist ebenfalls durch die strukturierte Anordnung der Pumpen und Schaltventile geblieben.

Die resultierenden Energieeinsparungen am Dieselmotor liegen bei dem Referenzzyklus bei 48 % und beim 30 s Grabzyklus bei 34 %. Beim dem 30 s Grabzyklus resultieren diese 34 % in einer Kraftstoffeinsparung von 28 %. Hierzu sollte man erwähnen dass das Motorkennfeld nur abgeschätzt ist. Die Einsparungen sind deutlich höher wenn der Bagger bei Teillast bedient wird. Die Einsparungen sind dem Verzicht auf die OC-Ventile, einer verbesserten Pumpensteuerung und der möglichen Energierückgewinnung zu verdanken. Der Dieselmotor wurde modelliert und mit in die Steuerungsalgorithmen einbezogen. Um den Verbrauch weiter zu senken wurde ein Optimierungsalgorithmus simuliert der die ideale Drehzahl, d.h. minimaler Verbrauch bei geforderter Leistung, einstellt. Das Potential für den 30 s Grabzyklus liegt bei weiteren 5 % Kraftstoffeinsparungen. Allerdings ist die Umsetzung stark Lastabhängig und bedarf einer häufigen Drehzahländerung, daher ist der Wert nur theoretisch zu betrachten. Dennoch

liegt ein Potential vor und sollte zusammen mit dem gemessenen Kennfeld des Motors weiter untersucht werden.

Verbesserungspotential gibt es sowohl auf der Ansteuerungsseite als auf der Systemseite. Steuerungstechnisch wurde versucht die Zykluszeiten aufrechtzuerhalten und das Maschinenverhalten nicht unnötig zu verändern. Die Motoransteuerung wurde hierzu schon angedeutet. Nicht nur die Kraftstoffeinsparung sondern auch die Lebenszeit sollte hier eine große Rolle spielen. Hierzu ist es nun möglich die Pumpen individuell anzusteuern und gegebenenfalls Überlastungen oder zu hohes Abstützen auf den Motor (Überdrehen) zu verhindern. Die Energierückgewinnung beim 30 s Grabzyklus liegt bei 3.2 % der Gesamtenergie, davon kann 54 % gleich wiederverwendet werden. Rund 46 % gehen ungenutzt verloren und überdrehen ggf. den Motor. Diese könnte durch ein Hybridmodul abgefangen werden und zu dazu genutzt werden den Motor bei Überlastszenarios zu entlasten. Ein anderer Ansatz ist die überschüssige Energie ins Kühlaggregat zu verlagern. Dies könnte die Kühlleistung ggf. verringern. Die Nebenverbraucher wurden in dieser Studie nicht optimiert, allerdings wird durch die gesteigerte Energieeffizienz auch der Kühlbedarf reduziert. Dies sollte zu einem zusätzlichen Kraftstoffersparnis führen, welcher aber im Rahmen dieses Projektes nicht abgeschätzt wurde. Die Implementierung eines sekundärgeregelten Schwenkkreises mit integrierten Blasenspeichern birgt ein weiteres Optimierungspotential.

Bei der Auslegung des Hydraulikkreises wurde versucht die Anzahl der Komponenten auf ein Minimum zu reduzieren. Systemtechnisch gibt es Optimierungspotential bei der Anzahl der verwendeten Pumpen. Durch eine weitere Pumpe könnte man noch weitere Energie zurückgewinnen. Durch zusätzliche Pumpensummutationsventile, um z.B. Pumpe P1 mit P4 direkt zu verbinden, ermöglichen sich weitere steuerungstechnische Lösungen, die es auf der heutigen Maschine nicht gibt.

Der Condition Monitoring Ansatz wurde leider nicht in Hardware umgesetzt. Dies hat auch den Grund, dass die Maschinen in dieser Größenordnung in geringen Stückzahlen gefertigt werden und der Kostenpunkt für einen Versuchsträger sehr hoch ist. Um die Technologie zu Testen müsste das System in einer Serienmaschine einbaut werden und im Feldeinsatz getestet werden. Dadurch einen ungewollten Ausfall zu riskieren, ist in dieser Branche ein Risiko, was Caterpillar zu dem jetzigen Zeitpunkt nicht tragen wollte. Dennoch wurden wertvolle Überlegungen getätigt, die für weitere Projekte sinnvoll genutzt werden können.

6 Literatur

- /And12/ Anderl, Th., Winkelhake, J., Scherer, M.: Powersplit transmission for construction machinery, 8. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium (IFK), Dresden, 26. – 28. März 2012
- /Bau11/ Bauer, F., Feld, D., Grün, S.: Doppelkolbenspeicher – Innovativer Hydraulikspeicher für mobile Arbeitsmaschinen, 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 17. Februar 2011
- /Dei09/ Deiters, H.: Standardisierung von Lastzyklen zur Beurteilung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen, Dissertation TU Braunschweig, 2009
- /Fin09/ Finzel, R.; Jähne, H.: Energieeffiziente Antriebssysteme für Mobile Arbeitsmaschinen. Fachtagung Baumaschinentechnik, Dresden, 2009
- /Hel09/ Helduser, S.; Herlitzius, T.: Fluid Power and Power Transmissions – Engineering for Mobile Machines. VDMA Verlag GmbH, Frankfurt am Main 2009
- /Hey06/ Heybroek, K.; Larsson, J.; Palmberg, J. O.: Open Circuit Solution for pump Controlled Actuators. Proceedings of the 4th FPNI – PhD Symposium, Vol. 1, pp. 27-38. Sarasota, Florida, USA, 2006
- /Höh07/ Höhn, B.-R.: CVT-Hybrid für PKW, Tagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2007
- /Iva04/ Ivantysynova M.; Lautner E.; Rahmfeld R.; Weber J.: WO2004/067969. Weltweites Patent, O&K, Ohrenstein und Koppel GmbH, 2004
- /Jae13/ Jähne, H.: Struktursystematik und Effizienzpotential hydraulischer Fahrtriebe unter Berücksichtigung der Applikation, Disseration TU Dresden, 2013
- /Jas09/ Jasche, J.; Golin, R.: Hydraulische und elektrische Hybridantriebe – konkurrierende oder komplementäre Systeme?, Tagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2009
- /Kli09/ Kliffken, M.; van Bracht, D.; Ehret, C.: Berechenbare Wirtschaftlichkeit: Hydraulischer Hybridantrieb im Feldversuch, Tagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2009
- /Koc14/ Koch O., Richter S., Weber J., Schubert C., Kunze G., Grätz U., Neubert T.: Real-time models for hardware-in-the-loop simulation of hydraulic drive and control systems, 9. IFK, Aachen, 2014

-
- /Krä14/ Krähling, R.; Dyck, H.: Integration of Online Condition Monitoring (OCM) Sensor Systems for Hydraulics in Remote Interrogative Systems. In: 9th International Fluid Power Conference (IFK), 2014
- /Koh08/ Kohmäscher, T.: Modellbildung, Analyse und Auslegung hydrostatischer Antriebsstrangkonzeppte. Dissertation, Aachen, 2008
- /Loo96/ Loomann, J. : Zahnradgetriebe, Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen, 3. Auflage, Springer Verlag, 1996, ISBN 3-540-60336-0
- /Qui09/ Quitter, D.: Antriebs- und Steuerungslösungen für mobile Arbeitsmaschinen, Konstruktionspraxis, 2009, Nr. 11
- /Mur07/ Murrenhoff, H.; Kohmäscher, T.; Helduser, S.; Jähne, H.; Harms, H.-H.; Deiters, H.: Untersuchung und Weiterentwicklung von Antriebsstrangkonzeppten mobiler Arbeitsmaschinen – Entwicklung und Verifikation eines Softwaretools am Beispiel eines Radladers, Abschlussbericht, Forschungsfonds Fluidtechnik im VDMA, Frankfurt a. M., 2007
- /Mut13/ Mutschler, S., Müller, M., Möller, D, Panizzolo, F.: HVT – The powersplit transmission for wheel loaders, Antriebstechnisches Kolloquium 2013, Aachen, 19. – 20. März 2013
- /Ort04/ Ortwig, H.: Infrarotthermografie zur Zustandsanalyse fluidtechnischer Anlagen. In: Proceedings of the 4th IFK Dresden, 2004
- /Opp07/ Oppermann, M.: An investigation into failure prediction for mobile hydraulic systems. Hamburg, TUHH, Hamburg, 2007
- /Rah98/ Rahmfeld, R.; Ivantysynova, M: Energy Saving Hydraulic Actuators for Mobile Machines. Proceedings of 1st Bratislavian Fluid Power Symposium, pp. 47-57. Častá – Píla, Slovakia, 1998
- /Rah02/ Rahmfeld, R.: Development and Control of Energy Saving Hydraulic Servo Drives for Mobile Systems, Dissertation Technische Universität Hamburg-Hamburg, 2002
- /Rah04/ Rahmfeld, R., Ivantysynova, M., Weber, J.: Displacement controlled wheel loader – a simple and clever solution. In: 4. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium, 4. IFK, Dresden, Germany, 2004.
- /Reb10/ Rebholz, W.: Neues hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigte CVT- Getriebe für den Einsatz in Baumaschinen, Tagung Getriebe in Fahrzeugen 2010, Friedrichshafen, 2010
- /Ren05/ Renius, K. Th., Resch, R.: Continuously Variable Transmissions. ASAE Distinguished Lecture Series No. 29, ASAE-AETC Meeting Louisville 14.-16. Februar 2005. St. Josef, MI, USA: ASAE-Verlag 2005

-
- /Rin99/ Rinck, S.: Moderne hydrostatische Antriebssysteme mit Mikroprozessor-steuerungen für mobile Arbeitsmaschinen, *Ölhydraulik und Pneumatik* 43 (1999) H. 3, S. 154-163
- /Rot93/ Rothhäuser, S.: Verfahren zur Berechnung und Untersuchung hydropneumatischer Speicher, Dissertation RWTH Aachen, 1993
- /Sch14/ Schneider, M., Koch, O., Weber, J.: "Green Wheel Loader - Operating Strategy of an Energy Efficient Hybrid Drive Train" SAE Technical Paper 2014-01-2400, 2014, doi:10.4271/2014-01-2400
- /See05/ Seeger, J: Leistungsverzweigte Getriebe in Traktoren, *O+P Ölhydraulik und Pneumatik* 4(2005) Nr.3, S. 138-145, ISSN 0341-2660
- /Tun09/ van der Tunk, T.: Elektrische Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Tagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2009
- /Web04/ Weber, J.; Lautner, E.: Intelligente Baumaschinensteuerungen und alternative Antriebssysteme, Fachtagung Baumaschinentechnik, Magdeburg, 2004
- /Wil08/ Williamson, C.; Ivantysynova, M.: Efficiency Study of an Excavator Hydraulic System based on Displacement- Controlled Actuators, Fluid Power and Motion Control Conference, Bath 2008, S. 291-307
- /Wil10/ Williamson, C.: Power Management for Multi-Actuator Mobile Machines with Displacement Controlled Actuators, Dissertation Purdue University, West Lafayette, 2010
- /Win07/ Winger, A.: Möglichkeiten und Grenzen der Senkung des Energieaufwands bei Hybridantrieben, Tagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2007
- /Zim11/ Zimmerman, J.; Hippalgaonkar, R.; Ivantysynova, M.: Optimal Control for the Series-Parallel Displacement Controlled Hybrid Excavator. ASME/Bath Symposium on Fluid Power and Motion Control

7 Partner und Verantwortlichkeiten

7.1 „Grüner Radlader“

Bosch Rexroth AG

Glockeraustraße 4, 89275 Elchingen

Die Bosch Rexroth AG war verantwortlich für Auslegung, Bereitstellung und Test des Leistungsverzweigungsgetriebes. Sie erarbeitete alle erforderlichen mechanischen und steuerungstechnischen Schnittstellen für die Integration des Getriebes in die Gesamtmaschine.

Danfoss Power Solutions GmbH

Krokamp 35, 24539 Neumünster

Als Kompetenzpartner für verdrängergesteuerte Antriebe mobiler Arbeitsmaschinen übernahm das Unternehmen Danfoss Power Solutions GmbH die Arbeiten zur Auslegung, der Entwicklung und des Test der Ausrüstungssteuerung.

Deutz AG

Ottostraße 1, 51149 Köln

Die Deutz AG stellte den Basismotor für den Themenschwerpunkt 3 zur Verfügung. Sie berieten in der Entwicklung des „Grünen Radladers“ bei allen Fragestellungen des zu integrierenden Punktmotors und unterstützten aktiv insbesondere während der Inbetriebnahmephase.

Hydac Technology GmbH

Industriegebiet, 66280 Sulzbach/Saar

Hydac Technology GmbH war der Ansprechpartner zu Fragestellungen des Hybridspeichers. Sie entwickelte das Konzept und die Steuerungssoftware für das Hybridmodul und stellte entsprechende Demonstratoren für den Systemtest am Prüfstand und die Integration in den Radlader zur Verfügung.

Hydrive Engineering GmbH

Neuhirschsteiner Straße 15, 01594 Hirschstein

Die Hydrive Engineering GmbH ist Spezialist auf dem Gebiet des Softwaretests und der Steuerungsentwicklung für mobile Arbeitsmaschinen. Sie unterstützte das IFD im Aufbau des Hardware-in-the-Loop Prüfstands und übernahm Aufgaben der Steuerungsprogrammierung für die Ausrüstungssteuerung.

Liebherr Hydraulikbagger GmbH*Liebherrstr. 12, 88457 Kirchdorf*

Als Maschinenhersteller stellte Liebherr Hydraulikbagger GmbH die Basismaschine zur Verfügung. Sie übernahm alle konstruktiven Maßnahmen zur Integration der neuen Antriebstechnologien und komplettierte den Radlader mechanisch. Zudem stellte Liebherr mit seinem Applikationsknowhow die Spezifikation der Anforderungen an den „Grünen Radlader“ bei. Weiterhin beteiligte sich Liebherr durch Auslegung und Beistellung der Verdrängereinheit am Teilsystem „Hybridmodul“.

RWTH Aachen, Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung (IME)*Schinkelstr. 10, 52056 Aachen*

Der Fokus des IME lag auf der Entwicklung von Betriebsstrategien für die Ansteuerung des Fahrtriebs. Es koordinierte alle Arbeiten am Verspannungsprüfstand und führte die Prüfstandsuntersuchungen der einzelnen Systeme in aufgelöster Bauweise und der Gesamtmaschine durch.

RWTH Aachen, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (VKA)*Schinkelstr. 8, 52062 Aachen*

Das VKA war Rahmen des Themenschwerpunkts 3 verantwortlich für die Entwicklung und Abstimmung des Punktmotors. Im Bereich des „Grünen Radladers“ fungierten sie zusätzlich als Ansprechpartner für Systemfragen zum Motor.

TU Dresden, Institut für Fluidtechnik (IFD)*Helmholzstr. 7a, 01069 Dresden*

Das IFD koordinierte den Themenschwerpunkt 5. Es war verantwortlich für die Entwicklung der Betriebsstrategien für die Gesamtmaschine und die steuerungstechnische Integration der Antriebskomponenten. Das IFD leitete die Arbeiten zur Inbetriebnahme und führte die Erprobung der Maschine durch.

7.2 Tagebaubagger

Caterpillar Global Mining HMS GmbH

Karl-Funke-Str. 36, 44149 Dortmund

Als Maschinenhersteller des Tagebaubaggers lieferte Caterpillar wichtige Maschinendaten sowie Messungen zur heutigen Maschine, die in die Auslegung und Validierung eingeflossen sind.

Argo-Hytos GmbH

Industriestraße 9, 76703 Kraichtal

Argo-Hytos hat das Condition Monitoring Konzept maßgeblich geführt. Durch das große Repertoire von Messsensorik und das immense Erfahrungswissen auf dem Bereich der Ölvermessung konnte Argo-Hytos hierzu sehr viel beitragen.

TU Dresden, Institut für Fluidtechnik (IFD)

Helmholzstr. 7a, 01069 Dresden

Beim Tagebaubagger erstellte das IFD die Simulationsmodelle und entwickelte das alternative Antriebssystem. Die Koordination des Daten- und Gedankenaustauschs zwischen den beteiligten Firmen wurde ebenso vom IFD geleitet.

Zusammenfassung und Ausblick (bezogen auf das Verbundvorhaben TEAM)

Analysen zeigen, dass mit neuen Technologien ein Energie- und Schadstoffeinsparpotenzial in Höhe von 20 bis 40 % zu erwarten ist. Dazu können effiziente Antriebstechnologien einen wichtigen Beitrag leisten. Teilweise existieren diese Antriebstechnologien für mobile Arbeitsmaschinen bereits heute als Funktionsmuster. Eine konsequente maschinenspezifische Zusammenführung dieser Technologien, der Praxistext sowie eine vergleichende Bewertung stehen aber bislang aus. Vielversprechend sind auch Entwicklungen aus dem Automotive-Bereich, beispielsweise schnelldrehende elektrische Antriebe oder optimierte Verbrennungsmotoren.

Integrierte Antriebssysteme erfordern bereits in der Entwurfsphase eine ganzheitliche Maschinenbetrachtung, die auch Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Antrieben und den prozessseitig bedingten Lasten berücksichtigt. Die Tatsache, dass die Expertisen typischerweise zwischen Hersteller und Zulieferern verteilt sind – meist beziehen die Maschinenhersteller die Subsysteme wie Fahrtrieb, Dieselmotor, Arbeitshydraulik oder Werkzeuge von Zulieferern –, steht einer ganzheitlichen Betrachtung der Maschine häufig entgegen. Moderne Simulationswerkzeuge stellen eine gute Basis für eine übergreifende Betrachtung dar.

Das vom BMBF geförderte Verbundforschungsvorhaben bot daher optimale Möglichkeiten alle Kompetenzen zu integrieren. Im TEAM-Projekt haben sich die Projektpartner folgende Ziele gesteckt:

- Analyse und Weiterentwicklung bestehender Systemlösungen
- Entwicklung von anwendungsspezifisch optimierten Antriebskomponenten
- Erarbeitung von Methoden und Werkzeugen zur ganzheitlichen Maschinenbetrachtung
- Schaffung einer Grundlage zur Effizienzbeurteilung in mobilen Arbeitsmaschinen
- Erprobung und Bewertung der Antriebstechnologien anhand von Demonstratoren

Innerhalb des Forschungsverbunds aus Unternehmen und Hochschulen wurden diese Ziele in folgende Arbeitspakete übersetzt:

- Entwicklung von Methoden und Instrumenten zur energetischen Beurteilung von Antriebssystemen: Schaffung einer wissenschaftlich belastbaren Grundlage zur Effizienzbeurteilung mobiler Arbeitsmaschinen, Durchführung umfangreicher Feldmessungen an konkreten Anwendungsbeispielen
- Entwicklung parametrierbarer Referenzmodelle zur Bestimmung des Prozesseinflusses:

Erarbeitung von Modellen zur Beschreibung der Interaktion Erdstoff / Maschine, Prognose des prozessseitigen Energiebedarfs bereits im Entwurfsprozess, prozessbezogene optimierte Auslegung

- Untersuchung und Weiterentwicklung von neuen Antriebstechnologien und deren Komponenten: verdrängergesteuerte Systeme der Arbeitshydraulik, leistungsverzweigte Getriebe, Hybridantrieb, Punktmotor, schnelldrehende elektrische Antriebe
- Systemintegration und praktische Erprobung: Zusammenführung neuer Antriebstechnologien, Konzeption und Konstruktion der Demonstratormaschinen, Erarbeitung geeigneter Steuerungsstrategien für das Gesamtsystem, Integration der neuen Antriebstechnologien, experimentelle Untersuchungen unter Praxisbedingungen, Validierung der theoretischen Betrachtungen

Das Projekt »TEAM – Entwicklung von Technologien für energiesparende Antriebe mobiler Arbeitsmaschinen« hat erreicht, dass das Verständnis der Wechselwirkungen innerhalb der Antriebssysteme mobiler Arbeitsmaschinen wesentlich verbessert werden konnte. Die Entwicklung neuer Technologien sowie die zugehörigen theoretischen und experimentellen Untersuchungen liefern auch über das Vorhaben hinaus neue Entwicklungsschwerpunkte und stellen so den Ausgangspunkt für weiterführende Aktivitäten dar.

Die Antriebe mobiler Arbeitsmaschinen müssen vergleichsweise hohe Anforderungen hinsichtlich Bedienbarkeit und Robustheit erfüllen. Unter diesem Gesichtspunkt stellen insbesondere die Ergebnisse der praktischen Erprobung eine wertvolle Basis für weiterführende Arbeiten dar.

Aus der Vielzahl der mobilen Arbeitsmaschinen wurden im Rahmen des Vorhabens einige exemplarisch herausgegriffen. Die erarbeiteten Methoden und Technologien lassen sich prinzipiell aber auf andere Maschinen übertragen. Die für die Entwurfsphase erarbeiteten Simulationswerkzeuge erlauben es, die Wechselwirkungen zwischen den Komponenten und den Systemen unter maschinen- und anwendungsspezifischen Einsatzbedingungen zu visualisieren. Dies bietet sowohl den Maschinenherstellern als auch den Systemlieferanten als auch den Forschungsinstituten die Möglichkeit, zielgerichtet neue, über das Verbundvorhaben hinausgehende Systemlösungen zu entwickeln.

IMPRESSUM

Technische Universität Dresden

01062 Dresden
Tel.: [++49] (0) 351 463-0
Fax: [++49] (0) 351 463-37168

Die Technische Universität Dresden ist eine
Körperschaft öffentlichen Rechts.
Sie wird durch den Rektor gesetzlich vertreten.

Die Adresse des Rektors ist

Technische Universität Dresden
Prof. Dr. Dr.-Ing. habil. Hans Müller-Steinhagen
01062 Dresden
rektor@rek.tu-dresden.de

Die zuständige Aufsichtsbehörde ist das

**Sächsisches Staatministerium
für Wirtschaft und Kunst**
Wigardstraße 17
01097 Dresden

Die Umsatzsteueridentifikationsnummer der
Technischen Universität Dresden lautet
USt.-IdNr. DE 18 83 69 99 1

Verantwortlich für Inhalt

Die Verantwortung für den Inhalt liegt bei den
jeweiligen Autoren der Teilberichte

Projekträger

Projekträger Karlsruhe
Produktion und Fertigungstechnologien (PTKA-PFT)
Karlsruher Institut für Technologien (KIT)

Dr.-Ing. Uwe Krause
Hermann-von-Helmholtz-Platz 1
76344 Eggenstein-Leopoldshafen
uwe.krause@kit.edu
www.produktionsforschung.de

Konzeption, Gestaltung und Realisierung

Fakultät Maschinenwesen, Institut für Fluidtechnik
Professur für Fluid-Mechatronische Systemtechnik

Prof. Dr.-Ing. J. Weber
Helmholtzstr. 7a
01062 Dresden

Bildnachweis

Die Urheberrechte der verwendeten Bilder liegen, so nicht anders
gekennzeichnet, bei den jeweiligen Verfassern der Artikel und ihrer
Partner.

Titelmotiv / Kapitelbilder
3D:it, Dresden



GEFÖRDERT VOM

Bundesministerium
für Bildung
und Forschung



BETREUT VOM

PTKA
Projektträger Karlsruhe
Karlsruher Institut für Technologie