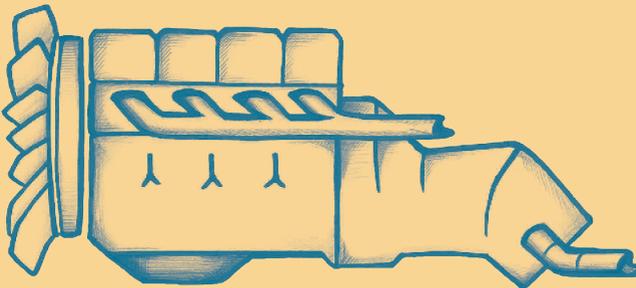


5. Fachtagung

Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen

25. Februar 2015, Karlsruhe



5. Fachtagung

**Hybride und energieeffiziente Antriebe
für mobile Arbeitsmaschinen**

25. Februar 2015, Karlsruhe

Herausgegeben von

Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima)

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA)

Dipl.-Ing. Peter-Michael Synek

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 30**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

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

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

Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen

5. Fachtagung

25. Februar 2015, Karlsruhe

Herausgegeben von

Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima)

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA)

Dipl.-Ing. Peter-Michael Synek

Impressum



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

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

www.ksp.kit.edu



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



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

Print on Demand 2015

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0323-1

DOI: 10.5445/KSP/1000044972

Vorwort

Die 5. Fachtagung: Ein kleines Jubiläum!

Meine sehr geehrten Damen und Herren,
im Februar 2015 veranstalten wir nun schon die 5. Fachtagung im Bereich der Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Dieses „kleine“ Jubiläum darf sicher als ein Erfolg für die Tagung gewertet werden!

Dies ist jedoch kein Grund, sich auf dem bisherigen Erfolg auszuruhen! Wir haben uns Ihr Feedback zur letzten Tagung genau angesehen. Vielfach wurde angemerkt, dass Tagungsbeiträge nicht unmittelbar zum Thema „Hybrid“ passen, aber dennoch für die Antriebstechnik in mobilen Arbeitsmaschinen wichtig sind. Der Programmausschuss hat dieses Feedback aufgegriffen und intensiv über eine Erweiterung des Tagungsfokus diskutiert. Das Ergebnis ist eine Ergänzung im Tagungsnamen und die Öffnung zu energieeffizienten Antrieben:

5. Fachtagung:

Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen

Die Beiträge der Tagung werden Betriebsstrategien, hydraulische, elektrische und hybride Antriebstechnik sowie Energie- und Leistungsspeicher in mobilen Arbeitsmaschinen beleuchten. Die Vorträge kommen aus der Wissenschaft, von OEMs und aus der Zulieferindustrie. Der Eröffnungsvortrag wird sich provokativ mit dem Thema des elektrischen Traktors beschäftigen. Sie sehen, wir bleiben dem Grundsatz

der Tagung treu, nutzen aber die Chance, für Sie hoffentlich wichtige Themen in die Tagung zu integrieren.

Nicht nur ich sondern der gesamte Programmausschuss ist sehr gespannt, wie Sie die „Jubiläumstagung“ bewerten, und wir freuen uns auf Ihre konstruktive Rückmeldung. Bitte nutzen Sie die Feedbackbögen, nur so können wir uns auch zukünftig weiterentwickeln und verbessern. Ich wünsche Ihnen viele konstruktive Gespräche, interessante Diskussionen und eine erfolgreiche Tagung.

Karlsruhe,
im Februar 2015

Prof. Dr. Marcus Geimer
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Inhaltsverzeichnis

Betriebsstrategien

Markus Bach, Felix Straßburger, Prof. Dr. Georg Jacobs

*Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung,
RWTH Aachen*

Markus Schneider, Oliver Koch, Prof. Dr. Jürgen Weber

Institut für Fluidtechnik, TU Dresden

Entwicklung und Erprobung eines energieeffizienten
Antriebs- und Steuerungssystems für den Grünen Radlader.....1

Benedikt Reick, Dr. Bastian Volpert, Tommy Ikonen

ZF Friedrichshafen AG, Friedrichshafen

Einfluss von Regelstrategien stufenlos leistungsverzweigter
Getriebe und Antriebsstrangkomponenten auf
Verbrauch / CO₂ Emissionen bei Traktoren.....19

Elektrische Antriebstechnik

Philipp Heymann

Claas Industrietechnik GmbH

Aufbau und Erprobung eines Hybridtraktors35

Dr. Martin Hoffmann, Thomas Münt

Liebherr-Components Biberach GmbH

Vergleich zwischen dem berechneten und dem messtechnisch
erprobten Betriebsverhalten eines High-Speed Elektromotors
für mobile Arbeitsmaschinen49

Dimitri Zimantovski

*Fakultät Maschinenbau der HTWG Konstanz /
University of Applied Sciences*

Untersuchung der Effizienz eines Elektroradladers65

Energie- und Leistungsspeicher

Manuel Thiel, Jules Carter

GKN Walterscheid GmbH, Lohmar

Schwungradenergiespeicher im On- und Offhighway-Bereich 85

Dr. Olaf Stelling, Andreas Lengnowski

Parker Hannifin Manufacturing Germany GmbH & Co. KG

Dr. Manfred Mager,

Parker Sales Company Germany

Leichtbau-Designkonzepte für Hydraulikspeicher zur

Steigerung der Energieeffizienz..... 95

Daniel Feld, Markus Keßler

Hydac International GmbH, Sulzbach / Saar

Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase: Leistungsspeicher

mit erhöhter Energiekapazität 107

Hybride Antriebstechnik

Sebastian Petri, Sascha Schönfeld, Peter Dittmann

Institute for Combustion Engines VKA, RWTH Aachen

Möglichkeiten zur Verbrauchs- und Kostenreduktion

durch eine gezielte Auslegung des Verbrennungsmotors

auf das Hybridsystem 127

Prof. Dr. Roland Schmetz

Fakultät Technologie & Bionik, Hochschule Rhein-Waal

Überschlägige Berechnung der Verluste in

elektrisch-serienhybriden Antriebssträngen..... 141

Christian Pohlandt, Prof. Dr. Marcus Geimer

*Karlsruher Institut für Technologie, Institut für
Fahrzeugsystemtechnik, Lehrstuhl für Mobile
Arbeitsmaschinen, Karlsruhe*

48 V Range Extender Konzept161

Hydraulische Antriebstechnik

*Lennart Roos, Johannes Untch, Prof. Dr. Ludger Frerichs
Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge,
TU Braunschweig*

Effizienzsteigerung durch 2-Pumpen-Versorgungseinheiten177

Jan Siebert, Prof. Dr. Marcus Geimer

*Karlsruher Institut für Technologie, Institut für
Fahrzeugsystemtechnik, Lehrstuhl für Mobile
Arbeitsmaschinen, Karlsruhe*

Steigerung der Energieeffizienz von LS-Systemen durch
Reduzierung der Druckverluste an Druckwaagen.....197

Entwicklung und Erprobung eines energieeffizienten Antriebs- und Steuerungssystems für den Grünen Radlader

Markus Bach, Felix Straßburger,

Prof. Dr. Georg Jacobs

Institut für Maschinenelemente und Maschinengestaltung,

RWTH Aachen University,

E-Mail: bach@ime.rwth-aachen.de

Markus Schneider, Oliver Koch,

Prof. Dr. Jürgen Weber

Institut für Fluidtechnik, TU Dresden

Kurzfassung

Aufgrund steigender Kraftstoffkosten gewinnt die Steigerung der Energieeffizienz mobiler Arbeitsmaschinen zunehmend an Bedeutung. Großes Potential zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauches liegt im Einsatz neuer energieeffizienter Antriebstechnologien und der Optimierung deren Zusammenspiels. Dieser Beitrag gibt einen Überblick über den Antriebsstrang und die entwickelten Betriebsstrategien des „Grünen Radladers“. Ergebnisse aus Systemsimulationen sowie die Erprobung von Antriebsstrang und Fahrzeug werden vorgestellt.

1 Einleitung

Im Antriebsstrang eines Radladers sind der Fahrtrieb und die Arbeitshydraulik die beiden Hauptverbraucher. Der Dieselmotor versorgt zusätzlich die Lenkung und weitere Nebenverbraucher mit Leistung. Als Fahrtrieb kommen heute meist Lastschaltgetriebe mit hydrodynamischem Drehmomentwandler oder hydrostatische Getriebe zum Einsatz, als Arbeitshydraulik ein Load-Sensing-System. Im Betrieb gibt der Bediener über die Betätigung des Gaspedals dem Dieselmotor einen direkten Drehzahlwunsch vor. Entsprechend seiner Schaltlogik wählt das Getriebe dann die passende Einstellung selbsttätig aus [1]. Die Arbeitshydraulik wird vom Fahrer über einen Joystick angesteuert. Ist die Pumpe der Arbeitshydraulik voll ausgeschwenkt, der Volumenstrom aber noch nicht ausreichend, hebt der Fahrer die Motordrehzahl mit dem Gaspedal an. Um dabei den Radlader nicht zu beschleunigen, reduziert der Fahrer die Leistungsaufnahme des Fahrtriebs durch das sogenannte Inch-Pedal. Er gibt somit alle Stellgrößen vor, sodass die Effizienz der Gesamtmaschine maßgeblich von seinem Können abhängig ist. [8]

Für den Antriebsstrang mobiler Arbeitsmaschinen wurden in den vergangenen Jahren verschiedene Konzepte und Entwicklungen zur Effizienzverbesserung vorgestellt. Dazu gehören Leistungsverzweigungsgetriebe für den Fahrtrieb [1] und verdrängergesteuerte Hydrauliksysteme für die Arbeitsausrüstung [2]. Zudem gibt es Ansätze, den Kraftstoffverbrauch durch Optimierung des Dieselmotors auf einen eingeschränkten Betriebsbereich zu reduzieren sowie mit Hilfe von Hybridsystemen [3] weitere Kraftstoffeinsparungen durch Energierückgewinnung zu erzielen.

Im Rahmen des Teilprojektes „Grüner Radlader“ des Verbundforschungsvorhabens „TEAM“, zu dem sich 20 Industrieunternehmen und 5 Forschungsstellen zusammengeschlossen haben, wird ein Radlader mit den genannten Antriebstechnologien und einer darauf abgestimmten Maschinensteuerung ausgestattet. [8]

2 Antriebsstrang

Abb. 1 zeigt den Antriebsstrang des Grünen Radladers im Überblick. Als Primärenergiequelle wird ein auf ein reduziertes Drehzahlband optimierter Dieselmotor eingesetzt. Er basiert auf einem Standardmotor der Firma Deutz und wurde im Teilprojekt „Punktmotor“ des Verbundvorhabens „TEAM“ entwickelt [4]. Als Fahrtrieb wird ein hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigtes Getriebe der Firma Bosch Rexroth eingesetzt. Im ersten Fahrbereich arbeitet das Getriebe rein hydrostatisch, beim zweiten und dritten Fahrbereich handelt es sich um eine eingangsgekoppelte leistungsverzweigte Struktur [5]. Die Hub- und Kippfunktion sind als Verdrängersteuerung mit jeweils einer eigenen Hydraulikpumpe ausgeführt. Die Einheiten der Firma Danfoss Power Solutions erlauben dabei die Rückspeisung potentieller Energie im 4-Quadrantenbetrieb. Des Weiteren ist ein hydrostatisches Hybridsystem mit einer Spitzenleistung von 70 kW in paralleler Anordnung in den Antriebsstrang integriert. Das Hybridsystem arbeitet im geschlossenen Kreislauf und besteht aus einer Axialkolbenpumpe der Firma Liebherr und dem für Hybridanwendungen entwickelten Doppelkolbenspeicher der Firma Hydac [6].

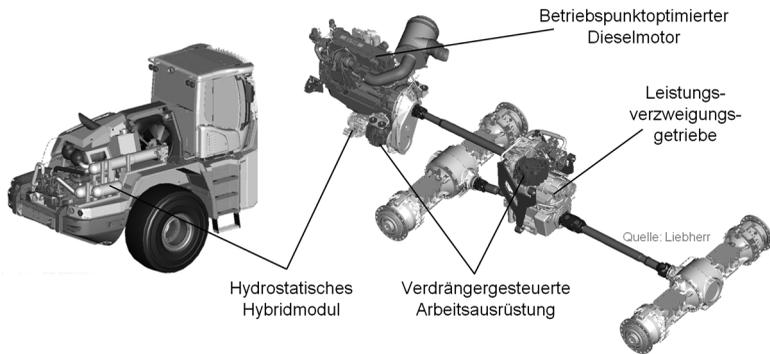


Abb. 1: Antriebsstrang des Grünen Radladers [7]

3 Erprobung Antriebsstrang

Zur Vorbereitung der Fahrzeugintegration und Validierung der zur Betriebsstrategieentwicklung genutzten Simulationsmodelle, wurde das Leistungsverzweigungsgetriebe auf einem Verspannungsprüfstand unter realitätsnahen Lastbedingungen vermessen sowie erste Tests des Hybridsystems durchgeführt. Beispielhaft wird hier auf die Untersuchungen des Leistungsverzweigungsgetriebes eingegangen, siehe Abb. 2.

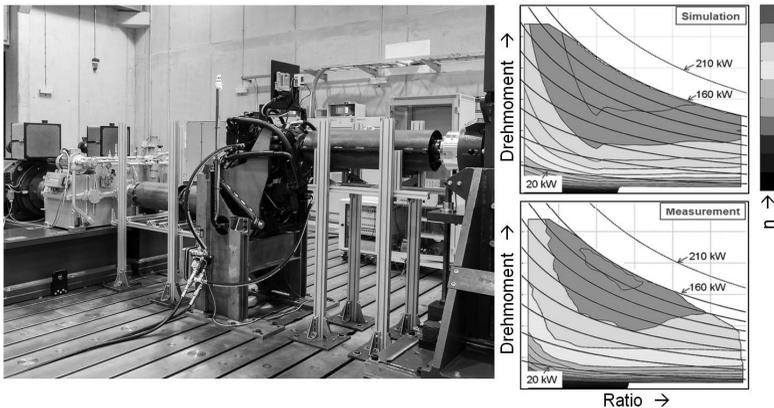


Abb. 2: Erprobung Leistungsverzweigungsgetriebe [8]

Auf dem Prüfstand erfolgte eine Vermessung des Verlustverhaltens im Zug- und Schubbetrieb. Abb. 2 zeigt das Wirkungsgradkennfeld des 2. Fahrbereichs des leistungsverzweigten Getriebes im Zugbetrieb. Das untere Kennfeld resultiert aus den Messungen auf dem Verspannungsprüfstand, das obere zeigt die Ergebnisse eines Simulationsmodells, welches am IME im Laufe des Projektes aufgebaut wurde. Es berücksichtigt die

Verluste der Verdrängereinheiten anhand hinterlegter Kennfelder, die vom Hersteller zur Verfügung gestellt wurden. Die weiteren Getriebe-
komponenten wurden wo möglich anhand von Herstellerangaben param-
etriert, fehlende Parameter wurden sinnvoll abgeschätzt. Die Validie-
rung des Simulationsmodells hat ab einer Ausgangsleistung von 40 kW
eine maximale Abweichung von +/- 4% für den dargestellten 2.Fahrbe-
reich ergeben. [8]

Des Weiteren erfolgte eine Untersuchung der Verstelldynamik der
Getrieberatio. Diese hat einen wesentlichen Einfluss auf die Fahrzeugdy-
namik im Einsatz und muss daher bereits bei der Betriebsstrategieent-
wicklung berücksichtigt werden. Das Verstellverhalten wurde in Abhän-
gigkeit der anliegenden Last und Ratio (Verhältnis n_{ab}/n_{an}) gemessen.
Abb. 3 zeigt die Messergebnisse für die im 1. Fahrbereich möglichen Ra-
tiogradienten im Vergleich zu den im kurzen Ladezyklus [9] erforderli-
chen Ratiogradienten bei einer Antriebsdrehzahl von 1400 U/min und un-
terschiedlichen Abtriebslasten.

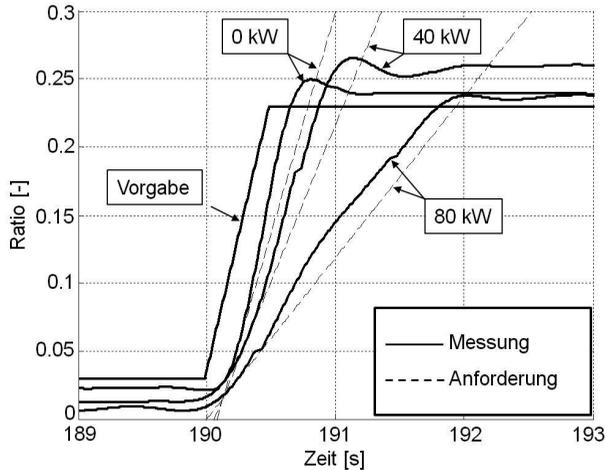


Abb. 3: Verstelldynamik Leistungsverzweigungsgetriebe

Bei den Prüfstandsmessungen wurde jeweils ein Sollgradient von $0,4 \text{ 1/s}$ 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.

4 Betriebsstrategie

Um eine effiziente Abstimmung der einzelnen Antriebsstrangkomponenten unabhängig vom Können des Fahrers zu ermöglichen, zielt die Betriebsstrategie des Grünen Radladers darauf ab, die Vorgabe der Dieselmotordrehzahl von den Bedieneingaben zu entkoppeln. Abb. 4 zeigt den prinzipiellen Aufbau der am IFD entwickelten Steuerungsstruktur für das Gesamtfahrzeug.

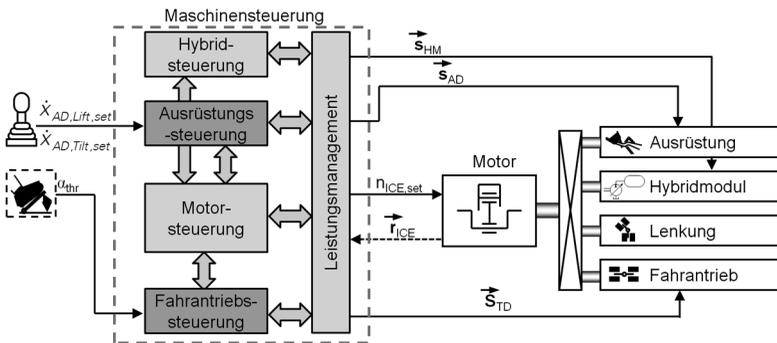


Abb. 4: Steuerungsstruktur des Grünen Radladers [7]

Für den Betrieb des Dieselmotors ist im Grünen Radlader eine Standardbetriebsdrehzahl von 1400 U/min implementiert, die abhängig von den Fahrerwünschen auf 1600 U/min angehoben werden kann. Die Maschinensteuerung ermittelt dafür die zur Erfüllung der Bedieneingaben minimal erforderliche Drehzahl und sendet diese an das Dieselmotorsteuergerät. Basierend auf diesem Sollwert werden Getrieberatio und Pumpenschwenkwinkel vorgegeben. Ein übergeordnetes Leistungsmanagement

schützt das Antriebssystem vor Überlast um ein „Abwürgen“ des Dieselmotors zu verhindern. Des Weiteren steuert es die Leistungsaufnahme bzw. –abgabe des Hybridsystems abhängig vom Betriebszustand des Radladers. Mit Hilfe eines Simulationsmodells, welches den Antriebsstrang und die beschriebene Strategie abbildet, wurde für die in [9] vorgestellten Ladezyklen eine Kraftstoffersparnis von 22% gegenüber einem hydrostatischen Referenzantrieb ermittelt [7].

Um die Potentiale einer weiteren Drehzahlabsenkung zu ermitteln hat das IME verschiedene Strategien zur Drehzahlvorgabe in Abhängigkeit der aktuellen Motorauslastung simulativ untersucht [8]. Im ersten Ansatz wird der Dieselmotor in seinem für die jeweilige Leistungsanforderung verbrauchsoptimalen Punkt betrieben. Die Drehzahlvorgabe folgt dabei der idealen Verbrauchslinie, was durch Verschiebung der Betriebspunkte gegenüber der Standardbetriebsdrehzahl zu niedrigeren Drehzahlen bei höheren Drehmomenten und einer Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs führt. Ein weiterer Ansatz berücksichtigt darüber hinaus das Wirkungsgradverhalten des Getriebes um eine effizienzoptimale Betriebspunktabstimmung von Getriebe und Dieselmotor für den aktuellen Fahrzustand zu erzielen. Hierfür berechnet die Steuerung im zugelassenen Drehzahlbereich des Dieselmotors für die gewünschte Fahrgeschwindigkeit potentielle Kombinationen von Motordrehzahl und Getrieberatio im Vorfeld der Verstellung. Anhand hinterlegter Kennfelder wird für jede Kombination der theoretische Kraftstoffverbrauch berechnet und die Drehzahl geringsten Verbrauches vorgegeben. Mit den gewählten Ansätzen konnte der Kraftstoffverbrauch des Radladers um bis zu 27% gegenüber dem hydrostatischen Referenz-Antrieb und um bis zu 43% gegenüber einem

Referenz-Wandlerantrieb gesenkt werden. 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 Verbrauchsverbesserungen auf Einsparungen im Fahrtrieb und eine bessere Auslastung des Dieselmotors zurückzuführen sind [8]. Die gewählten Referenzdaten spiegeln dabei den technischen Stand im Jahr 2006 wider. Die Validierung der simulativ ermittelten Verbrauchsverbesserungen erfolgt am Prüfstand und im Feldeinsatz. In den Simulationen konnte die Drehzahl abhängig vom Betriebszustand bis auf 1200 U/min abgesenkt werden. Im Rahmen der Fahrzeugerprobung werden die praktische Umsetzbarkeit und der Einfluss der Drehzahlabsenkung auf die Maschinendynamik untersucht.

5 Einsatz des Hybridsystems

Aus energetischer Sicht können Hybridsysteme u. a. zur Energie-reaku- peration oder für eine gezielte Verschiebung des Motorbetriebspunktes ge- nutzt werden. Eine Analyse der Leistungsflüsse im kurzen Ladezyklus hat gezeigt, dass der Fahrtrieb bei Verzögerungsvorgängen kurzzeitig bis zu 50 kW in den Antriebsstrang zurückspeist.

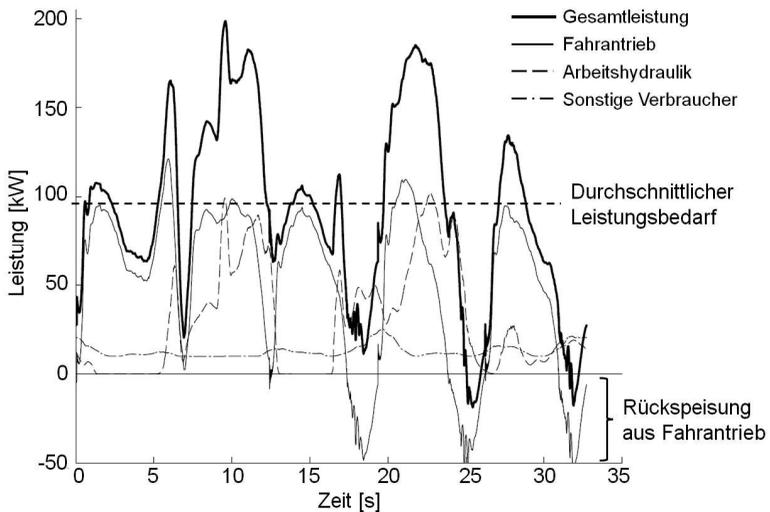


Abb. 5: Leistungsflüsse kurzer Ladezyklus [8]

Diese Leistung wird jedoch zum größten Teil regeneriert, also direkt von den weiteren Verbrauchern genutzt. Eine Rekuperation bzw. Zwischenspeicherung der Leistung im Hybridsystem ist aufgrund der Verluste bei der mehrfachen Energiewandlung nur sinnvoll, wenn der Dieselmotor vollständig entlastet ist. 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. Dabei muss erwähnt werden, dass der in der Simulation verwendete standardisierte Zyklus [9] auf Messfahrten eines erfahrenen Bedieners basiert, der durch seine Fahrweise einen Großteil der Verzögerungsenergie regeneriert. Bei ungeübten Fahrern bzw. unsynchronen Abläufen steigt das Potential. [8]

Ein weiterer simulativ untersuchter Ansatz die Effizienz zu steigern, ist eine gezielte Betriebspunktverschiebung des Dieselmotors zur Phlegmatisierung der Leistungsverläufe. Bei geringem Leistungsbedarf wird der Speicher geladen, um spätere Spitzenlasten ausgleichen zu können. Dies bietet, aufgrund des deutlich unterhalb der installierten Motorleistung liegenden durchschnittlichen Leistungsbedarfes, das Potential einen kleineren Motor einzusetzen. In der Simulation konnte die erforderliche Motorleistung bei konstanter Dieselmotordrehzahl von 205 kW auf 140 kW im kurzen Ladezyklus reduziert werden [8]. 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 der konstanten Drehzahlstrategie ohne Hybridmodul.

Aus funktionaler Sicht kann das Hybridsystem zur Produktivitätssteigerung des Radladers und zur Drehzahlstabilisierung des Dieselmotors bei plötzlichen Leistungsanforderungen genutzt werden. Beispielsweise kommt es beim Einstechen ins Haufwerk, abhängig von der Geschwindigkeit der Maschine und der Beschaffenheit des Materials, zu einem

sprungartigen Lastanstieg, bei dem die Gefahr des „Abwürgens“ besteht. Dies begründet sich in der beschränkten Dynamik eines Dieselmotors beim Drehmomentaufbau, der zudem vom Betriebszustand des Turboladers abhängig ist. Hier kann das Hybridsystem unterstützen, da es sehr dynamisch ein Boostmoment bereitstellen kann [7]. Vor dem Hintergrund der abgesenkten Drehzahl des Dieselmotors und der daraus resultierenden geringen Drehzahlreserve bis zur Motorvolllast ist die Abstimmung von Dieselmotor und Hybridsystem ein wichtiger Aspekt der Fahrzeugerprobung.

6 Erprobung Fahrzeug

Den erläuterten theoretischen Vorbetrachtungen und den experimentellen Untersuchungen unter Laborbedingungen schließt sich die Erprobung der Gesamtmaschine unter realen Einsatzbedingungen an. Die Inbetriebnahme der Maschine erfolgt in zwei Schritten: Im ersten Schritt testete das IFD – verantwortlich für die Maschinenfunktionalität - zusammen mit den jeweiligen Projektpartnern auf einem Testgelände der TU Dresden jedes Teilsystem (Dieselmotor, Hybridmodul, Arbeitsausrüstung, Getriebe) individuell auf die korrekte Funktionweise. Neben den grundlegenden Steuerungsfunktionen konnten ebenfalls alle notwendigen elektrischen und mechanischen Schnittstellen geprüft werden. Im zweiten Schritt findet die Abstimmung der Gesamtmaschinensteuerung in einem Kieswerk unter realen Einsatzbedingungen statt. Hier können typische Arbeitsaufgaben des Radladers wie beispielsweise das in Abb. 6 dargestellte Einstecken ins Haufwerk und das Füllen der Schaufel erprobt werden. Dabei soll eine an eine Serienmaschine angelehnte Bedienung sowie ein optimales Zusammenspiel der Teilsysteme erreicht werden, welches aufgrund der universellen Einsetzbarkeit der Maschine eine nicht zu unterschätzende Herausforderung darstellt.

Zusätzlich zur Erprobung im Kieswerk ist eine Optimierung des Leistungsmanagements auf dem Verspannungsprüfstand des IME geplant.



Abb. 6: Inbetriebnahme des „Grünen Radladers“ in einem Kieswerk in der Nähe von Dresden

Reproduzierbare Lastbedingungen ermöglichen hier eine gezielte Analyse und Optimierung verschiedenster Steuerungsparameter. Abschließend sollen Verbrauchsmessungen der dann optimierten Maschine im realen Einsatz die tatsächliche Kraftstoffersparnis nachweisen.

Danksagung

Das Verbundforschungsprojekt „TEAM“ wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) im Rahmenkonzept „Forschung für die Produktion von morgen“ gefördert und vom Projektträger Karlsruhe (PTKA) betreut.

Literaturverzeichnis

- [1] Jähne, H.: Struktursystematik und Effizienzpotential hydraulischer Fahrtriebe unter Berücksichtigung der Applikation. Dresden, Technische Universität, Dissertation, 2013
- [2] Rahmfeld, R.; Ivantysynova, M.; Weber, J.: Displacement controlled wheel loader – a simple and clever solution. Dresden, 4. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium, 2004
- [3] Thiebes, Ph.: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2011
- [4] Schönfeld, S.; Günther, M.: Verbundprojekt TEAM: Mehr Motor mit weniger Diesel?, In: Mobile Maschinen, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz, 3/2014, pp. 10-13
- [5] Mutschler, S., Müller, M., Möller, D, Panizzolo, F.: HVT – The power-split transmission for wheel loaders. In: Antriebstechnisches Kolloquium 2013, Aachen, Germany, pp. 743-759, March 19-20, 2013.
- [6] Bauer, F., Feld, D., Grün, S. Doppelkolbenspeicher – Innovativer Hydraulikspeicher für mobile Arbeitsmaschinen. In: 3rd Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, Germany, pp. 137-149, February 17, 2011.
- [7] Schneider, M.; Koch, O.; Weber, J.; Bach, M.; Jacobs, G.: Green Wheel Loader – Development of an energy efficient drive and control system. Aachen, 9. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium, 2014
- [8] Bach, M.; Jacobs, G.; Schneider, M.; Weber, J.: Energieeffizienter hybridisierter Antriebsstrang für Radlader, In: ATZ offhighway, Springer Automotive Media, Wiesbaden, pp. 38-49, 2014
- [9] Kohmäscher, T.; Murrenhoff, H.; Jähne, H.; Helduser, S.; Deiters, H.; Harms, H.-H.: Untersuchung und Weiterentwicklung von Antriebsstrangkzepten mobiler Arbeitsmaschinen – Entwicklung eines Softwaretools. Abschlussbericht, Forschungsfonds Fluidtechnik im VDMA, Frankfurt a. M., 2007

Regelstrategien stufenlos leistungsverzweigter Getriebe

Benedikt Reick, Dr. Bastian Volpert,

Tommy Ikonen

ZF Friedrichshafen AG

Ehlersstraße 50, 88045 Friedrichshafen

E-Mail: benedikt.reick@zf.com

Kurzfassung

Traktoren mit Stufenlosgetriebe (CVT) ermöglichen das Einstellen des Motorbetriebspunktes in Abhängigkeit der anliegenden Lasten. Durch das CVT in Kombination mit einer optimalen Fahrstrategie können die Leistungsfähigkeit, der Komfort und auch der Verbrauch des Traktors ideal eingestellt werden.

Mit Hilfe von dynamischen und quasistatischen Simulationstools wurde für die ZF TerraMatic Getriebebaureihe in der 200 PS Leistungsklasse eine Performance- und Verbrauchsuntersuchung zu Regelstrategien durchgeführt. Ziel war es, zwei bestehende CVT Regelstrategien auf ihre Potentiale zu prüfen und die Vor- und Nachteile hinsichtlich Verbrauch und Performance darzustellen.

Hierzu wurde eine detaillierte Kennfeldanalyse und eine Verbrauchsaufschlüsselung durchgeführt um eine praktikable und verbrauchsoptimale Fahrstrategie anhand der DLG Powermix Fahrzyklen ableiten zu können. Abschließend wurde eine dynamische Simulation aufgebaut, welche zwei existierende ZF Regelstrategien in ausreichender Güte abbilden konnte. Nach der Validierung dieser Simulation mit Hilfe von Messdaten, erfolgte eine Bewertung der Regelstrategien mit Blick auf Verbrauch und Performance anhand der DLG Powermix Fahrzyklen.

1 Einleitung

Die integrierte Funktionalität und damit die Regelstrategie spielt bei der Entwicklung neuer Getriebesysteme eine entscheidende Rolle [1]. Durch das CVT in Kombination mit einer optimalen Regelstrategie können die Leistungsfähigkeit, der Komfort und auch der Verbrauch ideal eingestellt werden. Durch ein stufenloses automatisches Verstellen der Getriebeübersetzung wird dem Fahrer die volle Konzentration auf den Arbeitsprozess ermöglicht und die Prozessqualität verbessert [2]. Der Nachteil durch einen zunächst schlechteren Getriebewirkungsgrad gegenüber gestuften Getriebevarianten wird durch die Regelstrategie und den zusätzlichen Freiheitsgrad des CVT auf der Gesamtfahrzeugebene bzw. Arbeitsprozessebene merklich verringert [3]. In Teillast kann durch ein CVT Kraftstoff gespart werden, indem die Motordrehzahl möglichst weit abgesenkt und auf niedrigem fahrbarem Niveau gehalten wird. Bei Volllast ermöglicht das CVT maximale Motorleistung über einen breiten Fahrzeuggeschwindigkeitsbereich. Es bieten sich also messbare Vorteile, die einen deutlichen Mehrnutzen für den Anwender darstellen. Aufgrund der genannten Vorzüge breiten sich stufenlose hydraulisch leistungsverzweigte Getriebesysteme nun bis in die unteren Leistungsklassen aus [4]. Aufgrund der anhaltenden Relevanz von stufenlosen Getriebesystemen werden regelmäßig Neuentwicklungen vorgestellt [5].

2 Grundlagen – Verwendete Simulationsmodelle

Untersuchungen zur Fahrzeuglängsdynamik lassen sich generell in einen dynamischen und einen quasistatischen Ansatz unterteilen [6]. Aufgrund der gestellten Anforderungen wurden für die Untersuchung eine *quasistatische Rückwärtsrechnung* und ein *dynamisches Simulationsmodell* verwendet.

Die dynamische Simulation, wie in Abb. 1 schwarz skizziert, ist eine Vorwärtsrechnung. Mit diesem Ansatz ist es möglich die Dynamik realer Systeme in verschiedenen Detaillierungsstufen nachzubilden.

Bei der quasistatischen Simulation (grauer Pfad in Abb. 1) wird die Berechnungsrichtung umgekehrt. Die Optimierung, also die Berechnung des Grenzpotenzials verschiedener Regelstrategien bei gleicher Performance, ist mit diesem Ansatz einfach umsetzbar. Der Fahrereinfluss ist dabei komplett eliminiert.

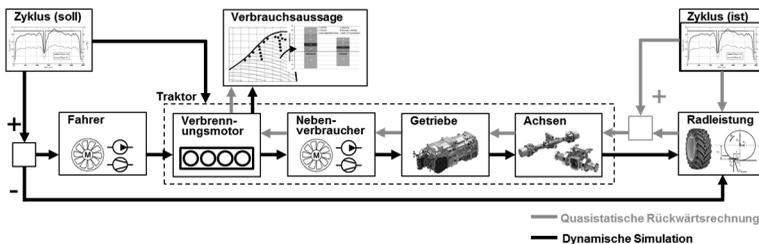


Abb. 1: Dynamische Simulation und quasistatische Rückwärtsrechnung

3 Finden einer betriebs- optimalen Regelstrategie

Ein wichtiges Entwicklungsziel ist es eine Regelstrategie zu finden, die bei möglichst vollständiger Systembetrachtung gute Performance des Traktors bei geringem Kraftstoffverbrauch liefert. Um dieses Ziel zu erreichen, bietet sich ein schrittweises Vorgehen an.

- Detaillierte *Verbrauchskennfeldanalyse* auf Antriebsstrangebene
- *Quasistatische Simulation* der optimalen Betriebspunkte im abgeleiteten Verbrauchskennfeld
- *Dynamische Simulation* existierender Regelstrategien und Bewertung von nutzbaren Potentialen, Verbrauch und Performance

3.1 Performance oder Verbrauch?

Regelstrategien bieten die Möglichkeit den Antriebsstrang performant oder kraftstoffsparend zu betreiben. Diese zwei Entwicklungsziele stehen bei CVTs in Konkurrenz zueinander, sodass ein Kompromiss gesucht werden muss, wie Abb. 2 verdeutlicht [7].

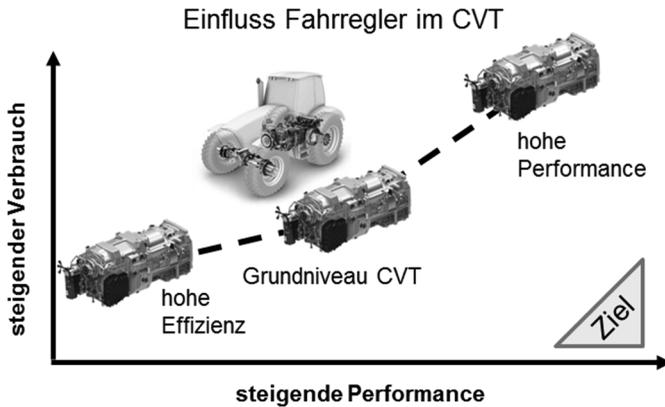


Abb. 2: Optimierungsziele heutiger Fahrregler: Kraftstoffverbrauch und Performance

3.2 Verbrauchskennfeldanalyse

Aufgrund steigender Anforderungen an die Effizienz genügt es heute nicht mehr bei der Suche nach optimalen Regelstrategien ausschließlich das Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors zu betrachten. Daher wurde zu Beginn der Untersuchung eine ausführliche Kennfeldanalyse aus Leistungsmessungen, Kennlinien und Kennfeldern vorgenommen. Folgende Komponenten wurden berücksichtigt:

- Motorlüfter
- Verbrennungsmotor
- Hydraulisch leistungsverzweigtes CVT (ZF TerraMatic)
- Achsen

Der Gesamtwirkungsgrad ergab sich für die Kennfeldanalyse zu:

$$\eta_{Ges} = \eta_{NV}(n_{ICE}) \cdot \eta_{CVT}(P_{ICE}, n_{ICE}, n_{Ab}) \cdot \eta_{Achse}(n_{Ab})$$

Berücksichtigt man den Gesamtwirkungsgrad im leistungsbezogenen normierten Verbrauchskennfeld des Verbrennungsmotors, erhält man ein abtriebsleistungbezogenes 4D-Kennfeld, wie in Abb. 3 für eine konstante Abtriebsdrehzahl dargestellt.

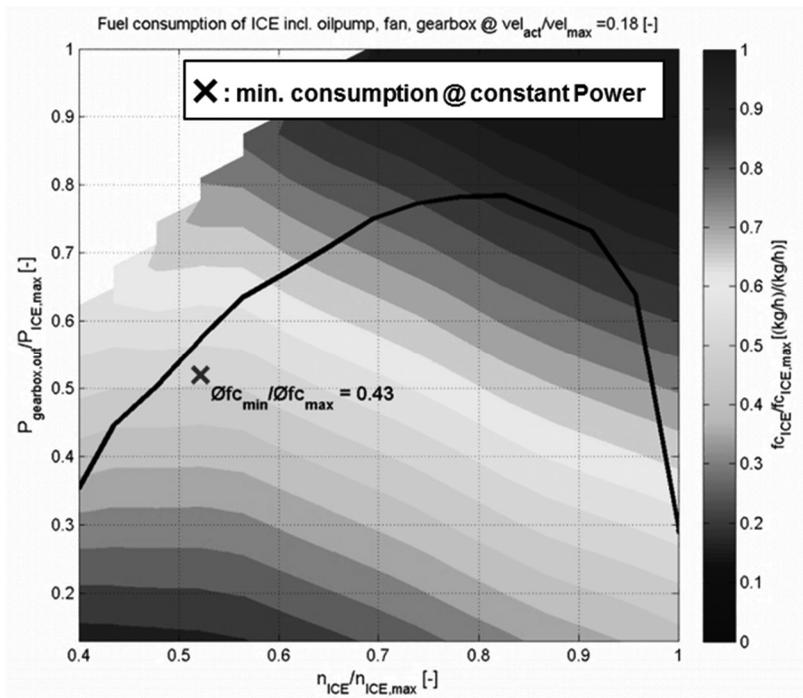


Abb. 3: Normiertes 4D-Verbrauchskennfeld in Leistungsdarstellung über $P_{Getriebe,aus}/P_{ICE,max}$, $n_{ICE}/n_{ICE,max}$ und $V_{Fzg}/V_{Fzg,max} = 0.16$

Ein Verbrauchsoptimaler Betriebspunkt ist im Kennfeld für eine gewählte Abtriebsleistung exemplarisch markiert. Im Kennfeld kann für weitere Abtriebsleistungen direkt ein verbrauchsoptimaler Motorbetriebspunkt aus dem Diagramm abgelesen werden. Bei Änderung der Abtriebsgeschwindigkeit ergibt sich ein neues Kennfeld mit veränderten Verbrauchswerten (4D).

3.3 Grenzpotenzialbetrachtung

Die Berechnung eines Grenzpotenzials erfolgte mit Hilfe der quasistatischen Rückwärtsrechnung. Dabei wurden im Programm folgende Fahrstrategien umgesetzt und bewertet:

- Minimaldrehzahl (Realitätsnahe Strategie)
- Minimalverbrauch (Optimum und damit Grenzpotential)

In Abb. 4 ist die Verlustaufschlüsselung der beiden genannten Strategien auf dem DLG Pflügen 100 Zyklus [8] dargestellt. Auf der x-Achse sind die oben genannten betrachteten Strategien dargestellt. Bei beiden wird das Verbrauchskennfeld nahezu optimal ausgenutzt, da die Getriebespreizung (Powered zero - d.h. stehende Räder bei laufendem Motor und minimale Getriebeübersetzung) optimal auf einen solchen Fahrzyklus abgestimmt ist. Der skizzierte Mehrverbrauch zu einem idealen CVT und verlustlosem Antriebsstrang zeigt, dass die Verluste in den Achsen aufgrund der identischen Performance im Zyklus für beide Strategien identisch sind. Der Getriebemehrverbrauch ist unterteilt in einen mechanischen und

einen hydraulischen Anteil, auch hier zeigen sich nur sehr kleine Unterschiede bei beiden Strategien. Die Leistungsaufnahme der Getriebeölpumpe und die des Lüfters sind drehzahlabhängig, daher ergibt sich ein geringer Mehrverbrauch bei der Minimalverbrauchsstrategie.

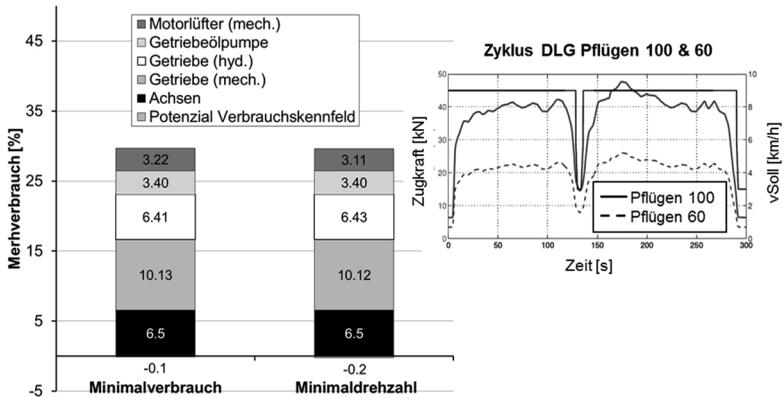


Abb. 4: Verbrauchsaufschlüsselung auf dem DLG Pflügen 100 Zyklus

Dieser Vorteil kehrt sich allerdings durch das nicht genutzte Potenzial im Verbrauchskennfeld um. Insgesamt zeigte sich in der Untersuchung auf dem DLG Zyklus Pflügen 100 kein Verbrauchsnachteil bei der Minimaldrehzahlstrategie im Vergleich zur Minimalverbrauchsstrategie.

3.4 Analyse und Bewertung

Mit Hilfe der dynamischen Simulation wurden zwei ZF Regelstrategien bewertet und analysiert. Die grundlegende Funktionalität wurde nachgebildet und eine Validierung der Simulation fand anhand vorhandener Messdaten statt.

In Abb. 5 ist der wesentliche Unterschied beider Regelstrategien skizziert.

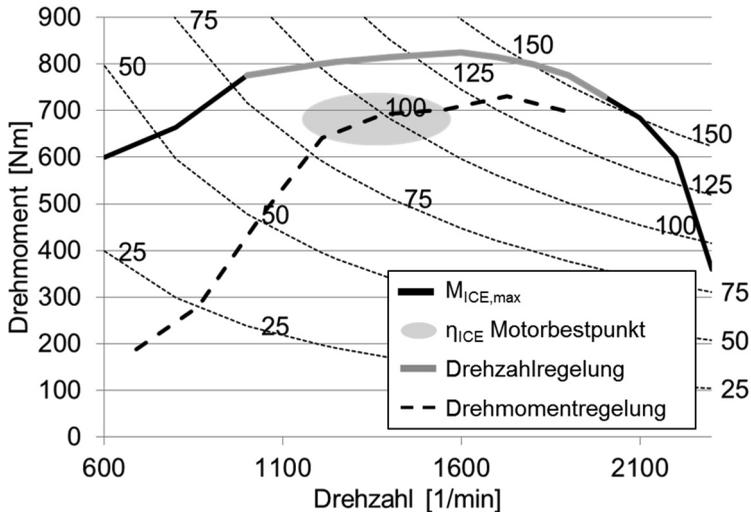


Abb. 5: Vereinfachte Funktionsweise: Drehzahlregelung und Drehmomentregelung

Bei der Drehzahlregelung handelt es sich um ein Minimaldrehzahlkonzept welches versucht den Motor bei hohen Auslastungen bei hohem Drehmoment zu betreiben. Die Drehmomentregelung ermöglicht eine gezielte Führung des Betriebspunktes durch das Verbrauchskennfeld des

Motors. Dabei wird stets eine Drehmomentreserve gesichert um eine verbesserte Performance zu gewährleisten.

3.4.1 Modellbildung

Die modularen und parametrierbaren Verbrauchssimulationsmodelle wurden in Dymola für jede Regelstrategie aufgebaut.

3.4.2 Validierung

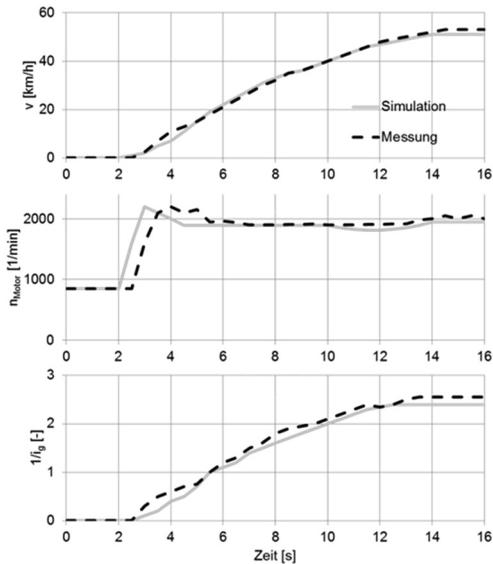


Abb. 6: Validierung des Simulationsmodells

Eine Validierung der Verbrauchssimulationsmodelle erfolgte anhand vorhandener Messdaten. Besonders interessant waren plötzliche Lastanstiege um die Dynamik der beiden Fahrregler und die des Verbrennungsmotors

abzugleichen. In Abb. 6 ist der Abgleich einer Beschleunigungsfahrt auf der Ebene dargestellt. Der Vergleich von Messschrieben und Simulationen zeigt ein ähnliches Verhalten sowie eine gute Übereinstimmung.

3.4.3 Bewertung und Analyse

Die in Abb. 7 dargestellten Ergebnisse zeigen einen Vergleich der drehmomentgeregelten und der drehzahlgeregelten Fahrstrategie.

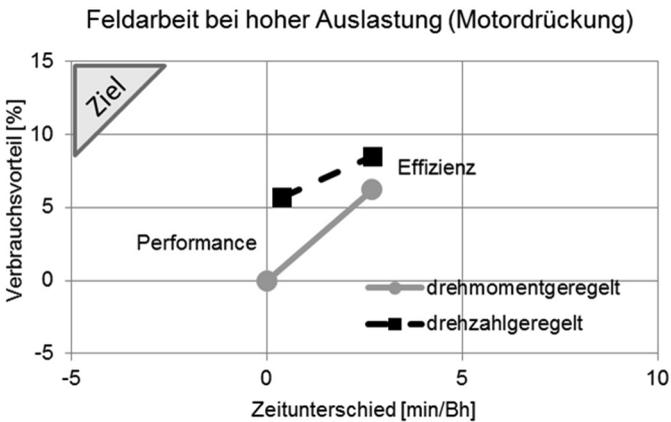


Abb. 7: Vergleich der Fahrregler auf den DLG Pflügen Zyklen

Die Ergebnisse der dynamischen Simulationsmodelle auf den in Abb. 4 gezeigten DLG Pflügen 100 und 60 Zyklen zeigen Performancevorteile der Drehmomentregelung. Diese entstehen durch die bessere Lastbewältigung aufgrund der vorhandenen Drehmomentreserve. Allerdings zeigt die Drehzahlregelung mit möglichst geringer Motordrehzahl bei der Per-

formanceeinstellung deutliche Verbrauchsvorteile gegenüber der Drehmomentregelung. Sind beide Fahrregler auf Effizienz eingestellt verschwindet der Performancevorteil der Drehmomentregelung nahezu.

4 Ergebnis und Ausblick

Mit Hilfe einer detaillierten Kennfeldanalyse konnte gezeigt werden, wie sich der Kraftstoffverbrauch, bezogen auf den Antriebsstrang, darstellt. Die Einflüsse der Verlustquellen konnten nachvollzogen und mit Hilfe einer quasistatischen Rückwärtsrechnung bewertet werden. Auf den DLG Powermix Zyklen wurde das Grenzpotenzial bestimmt und eine umsetzbare Strategie (Minimaldrehzahl) abgeleitet.

Abschließend wurden bereits bestehende ZF Regelstrategien mit Hilfe einer dynamischen Simulation anhand von Verbrauch und Performance bewertet. Die Simulationsmodelle wurden mit Messdaten validiert und ergaben realistische Ergebnisse. In einzelnen Fahrsituationen lieferte die Drehmomentregelung Vorteile bei der Performance allerdings stets zu Lasten des Verbrauchs. Die Drehzahlregelung, welche über den Drückungsregler ein Minimaldrehzahlkonzept verfolgt, zeigte sich hierbei als guter Kompromiss aus Verbrauch und Performance. Über die Drückungseinstellung der Drehzahlregelung waren zyklusabhängig Verbrauchseinsparungen von bis zu 8% möglich. Aktuell setzt ZF bei Serienanwendung auf genau eine solche Drehzahlregelung.

Eine weitere Detaillierung der Datenbasis z.B. Lastabhängigkeit der Lüfterleistung, bisher wurde diese nur drehzahlabhängig betrachtet, das Ableiten energieoptimaler Fahrzeuggeschwindigkeiten und der Vergleich mit verschiedenen Motortechnologien können zur weiteren Verbesserung der vorgestellten schrittweisen Methodik beitragen.

Literaturverzeichnis

- [1] H. Beck, Interviewee, Bei 20% Kraftstoff einsparung kommt keiner an der CVT-Technik vorbei. [Interview]. August 2014.
- [2] H.-H. Harms und A. Schumacher, „Potenzial von Traktormanagementsystemen mit leistungsverzweigten Getrieben,“ Tagungsband "Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen", Karlsruhe, 2007.
- [3] R. Resch, Leistungsverzweigte Merzbereichsfahrertriebe mit Kettenwandlern, München: TU München, 2004.
- [4] K. Grad, G. Bailly und M. Haas, „Stufenloses Getriebekonzept für Klein- und Schmalspurtraktoren,“ *ATZ Offhighway*, 2013.
- [5] M. Geimer und K.-T. Renius, „Motoren und Getriebe bei Traktoren,“ *Jahrbuch Agrartechnik*, 2013.
- [6] M. Back, Prädiktive Antriebsregelung zum energieoptimalen Betrieb von Hybridfahrzeugen, Karlsruhe: KIT, 2005.
- [7] A. Schumacher, Best Point Control - Energetisches Einsparpotential eines Antriebsstrang Managementsystems, Friedrichshafen: VDI-Fachkonferenz Getriebe in mobilen Arbeitsmaschinen, 2011.
- [8] DLG ev., „Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft,“ 24 11 2014. [Online]. Available: <http://www.dlg.org>. [Zugriff am 24 11 2014].

Aufbau und Erprobung eines Hybridtraktors

Philipp Heymann

CLAAS Industrietechnik GmbH (CIT), 33106 Paderborn

E-Mail: Philipp.Heymann@claas.com

Kurzfassung

Die Vorteile elektrischer Antriebe sind bekannt und werden in der heutigen Industrie branchenübergreifend genutzt. Aber auch dort, wo die Anbindung an das öffentliche Versorgungsnetz nicht möglich ist, werden elektrische Antriebe zunehmend verwendet, um komplexe Antriebslösungen effizient und präzise realisieren zu können. So auch in landtechnischen Maschinen und Geräten.

Es gibt bereits erste Prototypen, welche sich die Vorteile elektrischer Antriebe in unterschiedlichen Anwendungen zu Nutzen machen. Die Bereitstellung elektrischer Energie im Traktor wird daher in den kommenden Jahren mehr und mehr an Bedeutung gewinnen. Um Erfahrungen mit den sich daraus ergebenden Herausforderungen sammeln zu können, wurde bei CLAAS ein Gespann aus Traktor und Anbaugerät elektrifiziert und erprobt [1]. Der Traktor ist als Hybridfahrzeug mit integrierter Hochvoltbatterie aufgebaut. Es können somit nicht nur die Erzeugung und Bereitstellung elektrischer Energie für interne Verbraucher und Anbaugeräte, sondern auch Hybridfunktionen und die zugehörigen Regelungen, erprobt werden.

1 Projektziele und Motivation für eine Elektrifizierung und Hybridisierung bei CLAAS

1.1 Treiber der Elektrifizierung

Elektrische Antriebe in mobilen Arbeitsgeräten sind grundsätzlich nicht neu, allerdings werden sie als Serienkomponente nur im Bereich kleiner Leistung in landwirtschaftlichen Maschinen eingesetzt. Grund dafür ist die verfügbare elektrische Leistung bzw. das zur Verfügung stehende Spannungsniveau (12V bzw. 24V DC), welches die Leistung begrenzt. Die Vorteile der einfachen und präzisen Regelbarkeit macht man sich z.B. bei Stellmotoren für Variatoren oder Hydrostaten heute schon zu Nutze. Dabei wird eine große Leistung, mechanisch oder hydraulisch, übertragen, aber elektrisch geregelt. Die Elektrik hat aber nicht nur Vorteile in Bezug auf ihre Regelbarkeit, sondern ist gegenüber der Hydraulik in einigen Bereichen auch energieeffizienter. Die Übertragung elektrischer Energie und der Betrieb elektrischer Antriebe im Teillastbereich stellen dabei die wesentlichen Ansatzpunkte zur Energieeffizienzsteigerung dar.

Um Antriebe höherer Leistung nicht nur elektrisch zu regeln, sondern rein elektrisch betreiben zu können, muss eine elektrische Energiequelle mit einem höheren Spannungsniveau und dem entsprechenden Sicherheitskonzept auf dem Fahrzeug integriert werden.

1.1.1 Elektrifizierung eines Traktors

Das Angebotsportfolio von CLAAS umfasst sowohl selbstfahrende Erntemaschinen als auch Traktoren und Anbaugeräte für die Grünfütterernte. Die selbstfahrende Erntemaschine stellt, auf den ersten Blick, aufgrund der Vielzahl an integrierten Antrieben und Prozessen, die voneinander abhängig sind, eine gute Basis als Versuchsträger dar. Sowohl Feldhäcksler als auch Mähdescher haben aber im Vergleich zu Traktoren nur eine begrenzte Einsatzzeit, wodurch sich die mögliche Erprobungszeit nur auf wenige Wochen im Jahr beschränkt. Eine selbstfahrende Erntemaschine kann (abgesehen vom Erntevorsatz) als ein gekapseltes System angesehen werden, sodass keine Interaktion mit einem fremden Anbaugerät notwendig ist. Um die technischen Anforderungen, die sich durch eine offene Schnittstelle zu unterschiedlichen Anbaugeräten ergeben, kennen zu lernen und praktisch zu lösen, wurde im Rahmen des Projektes ein Traktor und ein Anbaugerät von CLAAS elektrifiziert.

1.1.2 Elektrifizierung eines Schwaders

In Kapitel 1.1.1 sind die Gründe für die Elektrifizierung einer Traktor–Anbaugerätekombination genannt worden. Auf der Seite der Anbaugeräte hat sich der Schwader als geeignetes Funktionsmuster für die Elektrifizierung herauskristallisiert. Der mechanisch betriebene Schwader hat vier Kreisel, die über Gelenkwellen betrieben werden. Die maximale Arbeitsbreite beträgt 15m. Durch den Einsatz elektrischer Antriebe direkt an den Kreiseln des Schwaders wird nicht nur eine Entkopplung und eine individuelle Regelbarkeit der Kreiseldrehzahlen untereinander erreicht, sondern

auch Gelenkwellen und Winkelgetriebe eingespart. Die Leistung der einzelnen Kreisel liegt bei etwa zehn kW, sodass sich eine elektrische Gesamtleistung von 40 kW ergibt. Der Schwader bietet aufgrund seiner Größe außerdem genug Platz, um elektrische Standardkomponenten aus der Industrie integrieren zu können. Für die Elektrifizierung des Anbaugerätes sollten keine Komponenten entwickelt werden. Im Fokus stand die Realisierung und Erprobung eines elektrisch betriebenen Funktionsmusters, mit dem Ziel Felderfahrten in Bezug auf

- die Kommunikation zwischen Traktor und Anbaugerät
- die Integration der Regelung auf dem Anbaugerät
- den potentiellen Nutzen der Elektrifizierung des Gesamtsystems

zu sammeln.

1.2 Gründe für die Integration einer HV Batterie

Durch den Einbau eines elektrischen HV Systems auf dem Traktor ergeben sich neue Möglichkeiten in Bezug auf die Anordnung der Komponenten auf dem Fahrzeug. So können beispielsweise Verbraucher, die zuvor mechanisch betrieben worden sind an anderer Stelle des Fahrzeugs verbaut und dort elektrisch betrieben werden. Eine Nennenswerte Energieeffizienzsteigerung ist durch eine Elektrifizierung der Nebenaggregate allerdings nicht zu erwarten.

Potentiale bietet das elektrische System aber auch durch die Möglichkeit Energie in Batterien oder Kondensatoren (jeglicher Bauart) relativ

einfach zu speichern um dadurch Hybridfunktionen realisieren zu können. Diese Möglichkeit besteht grundsätzlich auch bei hydraulischen und mechanischen Systemen, allerdings eignen sich Druckspeicher und Schwungräder aufgrund ihrer geringen Energiedichte pro Volumen nicht für solche Anwendungen.

Mit Hilfe des Funktionsmusters sollen verschiedene Anwendungen auf ihr Hybridisierungspotential untersucht werden. Dazu zählt zum einen der „stand alone“ Betrieb des Traktors in unterschiedlichen Fahrsituationen, zum anderen der Betrieb von elektrischen Anbaugeräten, aber auch der Betrieb konventioneller Anbaugeräte mit dem hybridisierten Traktor.

2 Aufbau des Traktors

Im Folgenden wird der Aufbau des elektrischen Systems auf dem Traktor beschrieben. Als Basismaschine dient ein Arion 650 mit dem CLAAS eigenen Stufenlosgetriebe EQ 200. Im Antriebsstrang ist eine permanent erregte Synchronmaschine zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe integriert (serieller Hybrid). Der Generator verfügt eingangsseitig über eine Kupplung, die es erlaubt sowohl rein elektrisch, hybrid oder konventionell mit dem Fahrzeug zu arbeiten.

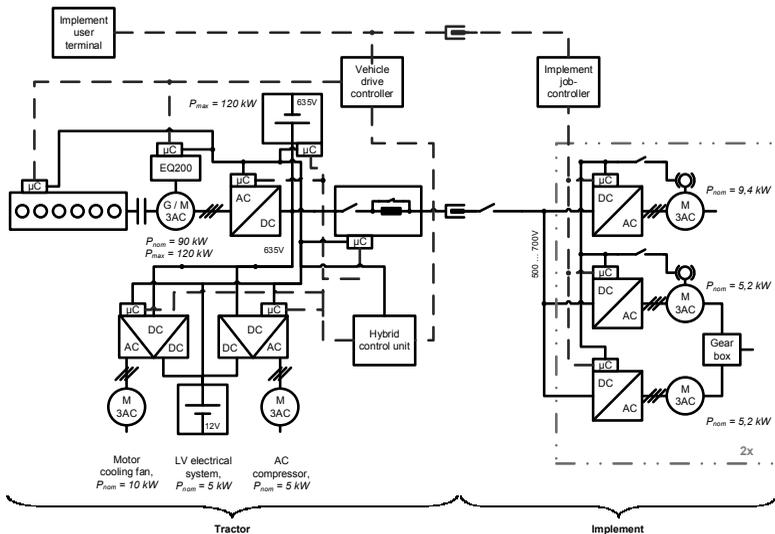


Abb. 1: Blockschaltbild des elektrischen Systems

Zusätzlich sind auf dem Traktor noch der Motorlüfter und der Klimakompressor elektrisch betrieben. Die Lichtmaschine ist durch zwei DC/DC Wandler mit je 200A @ 12V ersetzt worden. Die DC/DC Steller sind in

Form zweier Dualwechselrichter verbaut. Beide Wechselrichter betreiben je eine E-Maschine und versorgen mit einem zweiten integrierten Leistungsteil das Bordnetz. Dadurch ist die Versorgung des Bordnetzes auch nach Ausfall eines der beiden Umrichter gewährleistet. In Abb. 1 ist das elektrische HV System, deren 12V Versorgung und die Kommunikation zwischen den Steuergeräten untereinander skizziert.

2.1 Integration der Komponenten

Abb. 2 zeigt die Anordnung der elektrischen Komponenten auf dem Traktor. Alle Kabel an denen Spannungen anliegen, die größer als die Schutzkleinspannung sind, sind orange gekennzeichnet und so verlegt, dass sie für den Maschinenführer schwer zugänglich sind.

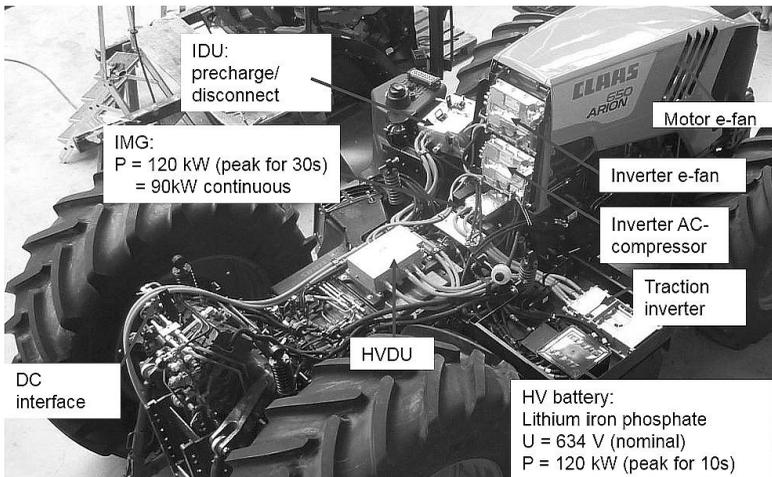


Abb. 2: Integration der elektrischen Komponenten im Traktor

3 Hybridfunktionen des Traktors

Der in Abb. 1 gezeigte Aufbau erlaubt die folgenden Hybridfunktionen:

- elektrisches Boosten und Rekuperieren
- Start / Stopp
- rein elektrischer Betrieb (auch mit elektrischem Anbaugerät).

Die elektrische Boostfunktion ist weniger dazu gedacht die Gesamtleistung des Traktors zu erhöhen, als die VKM bei niedriger Drehzahl im Teillastbereich bei einem Lastanstieg zu stützen. Im konventionellen Traktor wird im Teillastbereich über die Getriebeübersetzung die VKM entlastet, damit diese die Drehzahl und damit die Leistung erhöhen kann. Anschließend wird die Getriebeübersetzung nachgeführt. Durch die Unterstützung des Generators kann das Drehmoment an der Welle auch bei geringer Drehzahl erhöht werden, sodass die Getriebeübersetzung konstant bleiben kann, und der Traktor seine Geschwindigkeit nicht reduzieren muss. Die VKM wird entlastet und kann je nach Leistungsbedarf den Arbeitspunkt neu einstellen. Bei aktiviertem Start / Stopp wird die VKM je nach Betriebszustand automatisch abgeschaltet und die Leerlaufdrehzahl wird durch den Generator auf ca. 600 1/min eingestellt, um den Hydraulikdruck am Traktor aufrecht zu erhalten. Beim Anfahren wird zunächst rein elektrisch gefahren und parallel dazu die VKM gestartet, sodass sich keine Verzögerung durch das Starten ergibt.

4 Gesamtsystem / Schnittstelle

Die Regelung von Traktor und Anbaugerät im gemeinsamen Betrieb war eine der Hauptaufgaben des Projektes. Aus Abb. 1 ist zu entnehmen, dass das Anbaugerät, über eine auf dem Traktor installierte Vorladeschaltung, direkt mit dem Zwischenkreis des Traktors verbunden ist. Daraus ergibt sich, dass seitens des Traktors die Stromaufnahme des Anbaugerätes nicht aktiv begrenzt, sondern lediglich abgeschaltet werden kann.

Die Verantwortlichkeiten sind bei der von CLAAS gewählten Schnittstelle klar getrennt. Der Traktor ist zuständig für das Energiemanagement und sorgt für einen stabilen Zwischenkreis. Das Anbaugerät ist zuständig für den Arbeitsprozess. Damit man diese Trennung realisieren kann ist es zwingend erforderlich, dass die beiden Teilsysteme (Traktor und Anbaugerät) miteinander kommunizieren. Der Isobus ist der verwendete Standard auf Traktoren und Anbaugeräten. Über diesen, CAN basierten, Feldbus werden die benötigten Informationen übertragen. Der Traktor gibt dem Anbaugerät einen maximal zulässigen Strom vor und hat damit die Möglichkeit die Leistungsaufnahme des Anbaugerätes zu begrenzen. Das Anbaugerät selber muss eigenständig eine Priorisierung der elektrischen Antriebe vornehmen. Dies kann z. B. eine lastabhängige Drehmomentbegrenzung der einzelnen Antriebe sein, oder das Abschalten einzelner Verbraucher zur Folge haben.

5 Erprobung und Ergebnisse

Das Gespann aus Traktor und Schwader ist erstmals im Frühjahr 2014 als Gesamtsystem erprobt worden. Zuvor wurden die Grundfunktionen des Traktors ausgiebig getestet und weiterentwickelt. Der Schwader ist bereits im Jahr 2013 mit Hilfe eines Zapfwellengenerators im Feld in Betrieb genommen worden. Durch den Einsatz des Zapfwellengenerators konnte die parallele Entwicklung der beiden Maschinen voneinander entkoppelt werden. Während der Entwicklung des Energiemanagements auf dem Traktor konnte die HV Batterie ein Ungleichgewicht der Ströme aus Sicht des Zwischenkreises ausgleichen und so eine konstante Zwischenkreisspannung gewährleisten. In Abb. 3 ist ein solches Verhalten dargestellt. Der geforderte Strom des Anbaugerätes „Idu_CurAct“ wird durch einen negativen Batteriestrom kompensiert. Die Lastwechsel wirken sich folglich nicht direkt auf den Antriebsstrang aus, sondern werden über ein längeres Zeitintervall kompensiert.

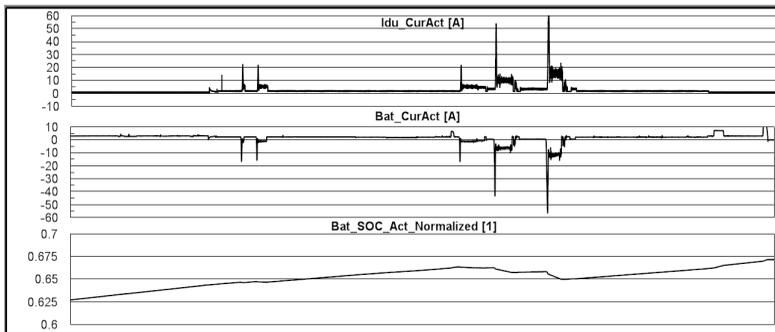


Abb. 3: Ausgleich von Lastwechseln durch die HV Batterie

Das anschließend implementierte Energiemanagement ist in der Lage, auch einen ungepufferten Zwischenkreis stabil betreiben zu können. Zu diesem Zweck ist, wie in Abb. 4 dargestellt, der Batteriestrom bei konstant bleibendem SOC der Batterie zu Null geregelt worden. Durch den noch verbleibenden Batteriestrom, der bei starken Lastschwankungen auftritt, lässt sich leicht die maximal erforderliche Energiemenge berechnen, die der Zwischenkreis ausgleichen muss, um ein stabiles Fahrverhalten gewährleisten zu können.

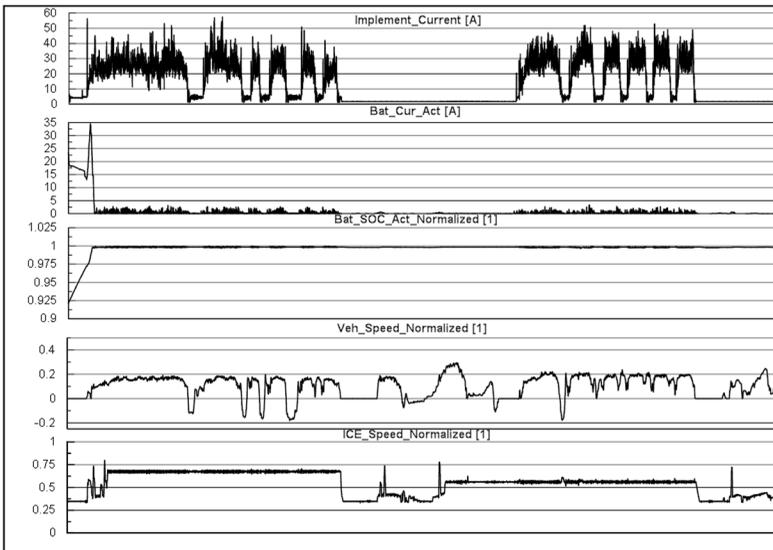


Abb. 4: Regelung des Batteriestroms unter Last

Auf diese Weise lässt sich das Systemverhalten eines elektrifizierten Traktors, ohne zusätzlichen Energiespeicher, mit Hilfe des hybridisierten Funktionsmusters erproben.

Literaturverzeichnis

- [1] S. Tetzlaff, „Konzept und Erprobung des elektrischen Antriebsstranges eines Großflächenschwaders,“ Internationale Tagung LAND TECHNIK, Berlin, 2014.

Vergleich zwischen dem berechneten und dem messtechnisch erprobten Betriebsverhalten eines High-Speed Elektromotors für mobile Arbeitsmaschinen

Dr. Martin Hoffmann, Thomas Münt

Liebherr-Components Biberach GmbH,

88400 Biberach an der Riss

E-Mail: Martin.Hoffmann@liebherr.com

Kurzfassung

Von elektrischen Antrieben, die in mobilen Arbeitsmaschinen eingesetzt werden, erwarten Anwender eine kompakte Bauweise, eine hohe Drehmomentdichte und einen umfangreichen Betriebsbereich, in dem eine konstante Leistung zur Verfügung steht. Um diese Anforderungen zu erfüllen, eignet sich der Einsatz von permanentmagneterregten Synchronmotoren mit vergrabenen Magneten. Bei der Auslegung des Elektromotors sind das elektromagnetische und das thermische Verhalten sowie die mechanische Festigkeit des Rotors zu berücksichtigen. Außerdem wird ein Berechnungsmodell zur Bestimmung des Betriebsverhaltens des Elektromotors benötigt, um eine last- und drehzahlabhängige Regelung ermitteln zu können. Die Ergebnisse des berechneten Betriebsverhaltens werden mit den Ergebnissen der experimentellen Funktionsmustererprobung vergleichend diskutiert.

Stichworte

Permanentmagneterregter Synchronmotor, Drehmomentdichte, TEAM

1 Einleitung

Zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs von Antrieben, die in mobilen Arbeitsmaschinen eingesetzt werden, bietet sich die Hybridisierung, d.h. der Einsatz eines Antriebsstrangs an, der aus einem Verbrennungsmotor, einem Generator, einem Gleichrichter und mehreren Wechselrichtern besteht. Zusätzlich werden in diesem Antriebskonzept je zwei Elektromotoren als Einzelradantriebe in einer Antriebsachse verwendet. Im Gegensatz zu konventionellen Antriebsausführungen wird der Verbrennungsmotor dauerhaft in einem Arbeitsbereich betrieben, in dem dieser einen hohen Wirkungsgrad aufweist. Für den Generator und die Umrichter können Komponenten ausgewählt werden, die zum Industriestandard zählen und die über eine ausgezeichnete Energieeffizienz verfügen.

Elektrische Einzelradantriebe haben die Anforderungen an eine wirtschaftliche Lösung und einer kompakten Bauweise zu erfüllen. Die Integration von Elektromotoren einer mobilen Baumaschine in den begrenzten Einbauraum der Antriebsachse und die Minimierung des Rotorträgheitsmoments zur Verringerung des Energieverbrauchs während der Beschleunigung der Arbeitsmaschine, setzen den Einsatz eines elektrischen Antriebs mit einer hohen Leistungsdichte voraus.

Im Folgenden wird der Berechnungsansatz eines permanentmagneterregten Synchronmotors vorgestellt, dessen Drehzahlbereich sich von 0 bis 14000 U/min erstreckt. Anschließend werden die Berechnungsergebnisse mit den Messergebnissen eines Funktionsmusters gegenübergestellt.

2 Anforderungen der Arbeitsmaschine und Auswahl des Elektromotors

Zur Elektrifizierung bzw. Hybridisierung von Bau- und Landmaschinen wird das Drehmoment-Drehzahlkennfeld, Abb. 1, ausgehend von den auftretenden Arbeitsprozessen definiert. Auf Grundlage dieser Untersuchung können ein zentraler elektrischer Antrieb, zwei Antriebe je Antriebswelle oder die Radnabenantriebe dimensioniert werden. Als Applikationsbeispiel für die Funktionsmustersauslegung wird ein Einzelradantrieb der Hinterachse eines Traktors [1] ausgewählt. Die Lastkennlinie kennzeichnet einen weiten Feldschwächebereich und ein hohes Anfahrmoment im unteren Drehzahlbereich. Aufgrund dieses Lastprofils wird der Elektromotor mit einem Rotor ausgelegt, der über eingebettete Magnete verfügt. Im oberen Drehzahlbereich wird der Wirkungsgrad des elektrischen Antriebs durch die Eisenverluste in den Motoraktivteilen maßgeblich beeinflusst.

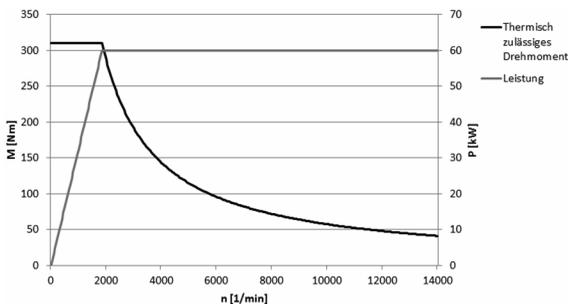


Abb. 1: Geforderte Lastkennlinie der Arbeitsmaschine

Um Arbeitsaufgaben zu verrichten, benötigen Land- und Baumaschinen bei geringen Fahrgeschwindigkeiten eine große Zugkraft. Deswegen müssen elektrische Antriebe von Arbeitsmaschinen, im Vergleich zu Elektromotoren in der Automobilindustrie, ein größeres Dauerdrehmoment im unteren Drehzahlbereich aufbringen. Zur Steigerung der Drehmomentdichte des Elektromotors wird zum einen ein permanentmagneterreger Synchronmotor mit vergrabenen Magneten verwendet [2] und zum anderen wird das Statorgehäuse mit einer Flüssigkeitskühlung ausgeführt. Da das thermisch zulässige Drehmoment das Temperaturverhalten des Elektromotors bestimmt, wird durch diese Maßnahme eine höhere elektromagnetische Ausnutzung erzielt.

Die Anforderungen der Applikation geben ab der Eckdrehzahl von 1800 U/min eine konstante Wellenleistung vor, den Feldschwächebereich. Die Rotorausführung mit den, in das Rotorblechpaket eingelassenen Magneten bildet die Voraussetzung, den Elektromotor in einem weiten Feldschwächebereich betreiben zu können. Die Auslegung eines Elektromotors mit einem Feldschwächebereich reduziert den Strombedarf, der zur Generierung eines geforderten Wellendrehmoments im unteren Drehzahlbereich zwischen 0 und 1800 U/min zur Verfügung stehen muss. Ein Wechselrichter mit einem kleineren Maximalstrom kann aus gesucht werden, wodurch sich die Wirtschaftlichkeit des gesamten Antriebssystems erhöht.

Durch die hohen Umfangsgeschwindigkeiten des Rotors üben die Permanentmagnete eine intensive mechanische Beanspruchung auf das Rotorblechpaket aus. Die mechanische Festigkeit des Rotors ist bei der

Auslegung nachzuweisen. Die Auswertung der mechanischen Beanspruchung des Rotors dient zur iterativen Optimierung der elektromagnetischen Auslegung des elektrischen Antriebs.

3 Berechnungsmodelle

3.1 Elektromagnetischer Berechnungsansatz

Für die elektromagnetische Auslegung eines permanentmagneterregten Synchronmotors und die Übergabe eines Look-up Tables an den Wechselrichter zur Regelung des Antriebs, muss das elektromagnetische Betriebsverhalten bestimmt werden. Die Spannungsgleichung [3], [4]

$$\underline{U}_1 = R_1 \cdot \underline{I}_1 + j \cdot \omega \cdot L_\sigma \cdot \underline{I}_1 + j \cdot \omega \cdot L_q \cdot \underline{I}_q + j \cdot \omega \cdot L_d \cdot \underline{I}_d + \underline{U}_p \quad (1)$$

wird nach dem reellen und imaginären Anteil in die beiden Spannungsgleichungen

$$U_d = R_1 \cdot I_d - \omega \cdot L_\sigma \cdot I_q - \omega \cdot L_q \cdot I_q \quad (2)$$

$$U_q = R_1 \cdot I_q + \omega \cdot L_\sigma \cdot I_d + \omega \cdot L_d \cdot I_d + U_p \quad (3)$$

aufgeteilt und für unterschiedliche Betriebspunkte ausgewertet. Der Statorstrom

$$\underline{I}_1 = \underline{I}_d + \underline{I}_q \quad (4)$$

wird in den feldbildenden Anteil \underline{I}_d und den drehmomentbildenden Anteil \underline{I}_q zerlegt. Die Polradspannung kennzeichnet die Größe \underline{U}_p . Die Induktivitäten L_d und L_q sind von der magnetischen Beanspruchung eines Arbeitspunkts abhängig. Die Streuinduktivität wird als L_σ bezeichnet und R_1 entspricht dem elektrischen Widerstand eines Wicklungsstrangs.

Das innere Drehmoment des Elektromotors der Polpaarzahl p wird mit der Formel

$$M_i = \frac{3}{2 \cdot \pi \cdot n} \cdot [2 \cdot \pi \cdot p \cdot n \cdot (L_d - L_q) \cdot I_d \cdot I_q + U_p \cdot I_q] \quad (5)$$

berechnet.

In jedem Betriebspunkt wird, unter Einhaltung der Spannungs- und Stromgrenze des Wechselrichters, das maximale Drehmoment für ein Wertepaar von I_d und I_q mit einer konstanten Stromamplitude gesucht. Bei der Drehmoment- und den Spannungsgleichungen besteht ein nicht-linearer Zusammenhang zwischen den Induktivitäten L_d und L_q bzw. der Polradspannung U_p und den feld- und drehmomentbildenden Strömen I_d und I_q , der mit Hilfe eines numerischen Berechnungsmodells ermittelt wird.

3.2 Optimierungsproblem

Als Optimierungsproblem [5] für den unteren Drehzahlbereich ist das maximale Drehmoment mit der Nebenbedingung einer konstanten Stromamplitude zu bestimmen (MMPA)

$$I_1 = \sqrt{I_d^2 + I_q^2} \quad (6)$$

In diesem Betriebsbereich des Elektromotors ist die Stromgrenze einzuhalten. Die Spannungsbegrenzung stellt keine Beschränkung dar.

Ab dem Eckpunkt der Motorauslegung wird die maximale Strangspannung erreicht, die von der Zwischenkreisspannung des Wechselrichters

abhängt. Zu berechnen ist das maximale Drehmoment, das aus der Kombination der feld- und drehmomentbildenden Ströme I_d und I_q , unter Einhaltung der Stromgrenze (MMPA) und der Spannungsgrenze (MMPV),

$$U_{1,max} \leq \sqrt{U_d^2 + U_q^2} \quad (7)$$

erzielt werden kann.

Bei der Auslegung der Prototypen ist im oberen Drehzahlbereich, ab einer Drehzahl von 10000 U/min, die Spannungsgrenze (MMPV) die relevante Restriktion zur optimierten Regelung des Elektromotors.

3.3 Thermische Berechnung und mechanische Festigkeit des Rotors

Das thermische Verhalten des Elektromotors wird mit einem analytischen Modell ermittelt. Zur Bestimmung der Wärmeübergangs- und Wärmedurchgangswiderstände werden einzelne Arbeitspunkte mit einem numerischen Modell thermisch berechnet. Als Eingangsgrößen für das analytische und das numerische Modell dienen die auftretenden Verluste in den Statorspulen, im Stator- und Rotorblechpaket und in den Permanentmagneten. Zur Modellierung der Wärmeabfuhr des Rotors, die sich mit zunehmender Winkelgeschwindigkeit erhöht, wird dessen Drehbewegung in den beiden Modellen berücksichtigt.

Aufgrund der Fliehkräfte der Magnete und der unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten des Rotorblechpakets und der Seltenerd-magnete treten mechanische Spannungen, in Form von schwellenden Belastungen, im Rotorblechpaket auf. Bei der mechanischen Auslegung des

Rotors wird darauf geachtet, dass für lokale Bereiche, in denen die mechanischen Spannungen die Streckgrenze überschreiten, die maximale Dehnung unterhalb 0,3% liegt. Für das Rotorblechpaket ist eine hinreichende Sicherheit gegen Dauerbruch bei unterschiedlichen Lastkollektiven gegeben.

4 Experimentelle Erprobung des Funktionsmusters

Um Arbeitspunkte im gesamten Betriebsbereich des Elektromotors, Abb. 2, anfahren zu können, wird für die experimentelle Erprobung ein Wechselrichter verwendet, der last- und drehzahlabhängig die Grundschiebungsamplitude der Statorströme und den Phasenwinkel zwischen der Strangspannung und den Statorströmen einprägt. Mit der Modellierung des Betriebsverhaltens des elektrischen Einzelradantriebs, Kapitel 3.1 und 3.2, werden die Grundschiebungsamplitude und die Phasenwinkel der Statorströme als Eingabeparameter des Umrichters, in Abhängigkeit von der Drehzahl und des geforderten Drehmoments, hinreichend genau ermittelt. Die numerische Berechnung der elektrischen Ersatzschaltbildelemente, in Abhängigkeit von der Grundschiebungsamplitude und den Phasenwinkeln der Statorströme, bildet dafür die Grundlage. Daraus werden anschließend die Phasenströme und -winkel, die minimale Stromwärmeverluste für ein gefordertes Drehmoment verursachen, für jeden Betriebspunkt mit einem analytischen Modellansatz bestimmt. Durch die Vorgabe eines Look-up Tables, dessen Werte an den Wechselrichter übergeben werden, ist eine drehmomentoptimale Regelung gewährleistet.

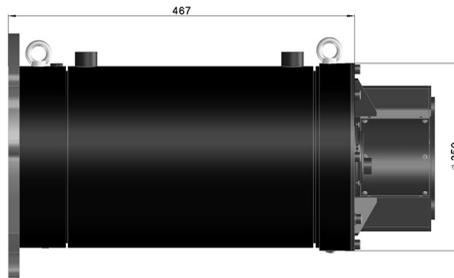


Abb. 2: Projektierter Elektromotor als Fahrtrieb für mobile Arbeitsmaschinen

In Abb. 3 wird das berechnete und das messtechnisch ermittelte Wirkungsgradkennfeld des Elektromotors verglichen. Die Ergebnisse des Berechnungsmodells weisen eine ausreichende Genauigkeit auf, um auf das Betriebsverhalten der Funktionsmuster schließen zu können.

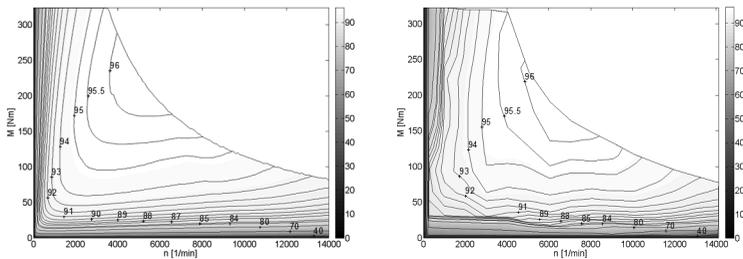


Abb. 3: Berechnetes (links) und messtechnisch ermitteltes (rechts) Wirkungsgradkennfeld des Elektromotors

Für die Endanwendung sind die Arbeitsbereiche, Tab. 1, zur Effizienzbeurteilung relevant, in denen der Elektromotor eine geringe Drehzahl und ein hohes Drehmoment oder eine hohe Drehzahl und ein niedriges

Drehmoment aufweist. In beiden Arbeitsbereichen wird ein Wirkungsgrad zwischen 87,5% bis 92,5% erreicht.

	Arbeitsbereich 1	Arbeitsbereich 2
Drehzahl [1/min]	0 - 2000	12000 - 14000
Drehmoment [Nm]	250 - 300	30 - 45

Tab. 1: Arbeitsbereiche, die einen entscheidenden Einfluss auf die Effizienzbeurteilung aufweisen

5 Zusammenfassung und Ausblick

Die Elektrifizierung bzw. Hybridisierung von Arbeitsmaschinen wird zur Steigerung der Energieeffizienz zunehmend gefordert. Aufgrund dessen sind Komponenten gefragt, die auf die spezifischen Anforderungen der Applikation abgestimmt sind. Eine geeignete Auslegung der Komponenten und die Optimierung des Betriebsverhaltens, auf der Grundlage von Berechnungsmodellen, sind von entscheidender Bedeutung.

Ein permanentmagneterregter Synchronmotor mit vergrabenen Magneten, eignet sich als elektrischer Traktionsantrieb für Anwendungen mit einem begrenzten Bauraum und einem weiten Feldschwächebereich. Dieser Antrieb erfüllt die Anforderungen an eine hohe Drehmomentdichte und verfügt in einem großen Arbeitsbereich über eine gute Energieeffizienz. Die Eignung und die Funktionsweise des projektierten Elektromotors konnte durch den Prototypenbau und die messtechnische Erprobung nachgewiesen werden. Das vorgestellte Berechnungsmodell dient zum einen dazu, einen optimierten Elektromotor zu projektieren und zum anderen zur Bestimmung des Betriebsverhaltens mit minimalen Stromwärmeverlusten.

Um ein elektrisch-mechanisches Antriebssystem zur Verfügung stellen, werden weitergehende Versuche mit einem Getriebe durchgeführt. Mit dem Getriebe werden die hohen Drehzahlen des Elektromotors in einen Drehzahlbereich übersetzt, der für die Abtriebswelle mobiler Arbeitsmaschinen maßgeblich ist.

Literaturverzeichnis

- [1] B. Pichelmaier, T. Buchner und K. Hafner, „Leistungsflussmessung Traktor als Grundlage der Konzeption hybrider Antriebe,“ 4. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2013.
- [2] S. Zhitkova, B. Riemer, D. Frank und K. Haymeyer, „Hochdrehmotoren für mobile Arbeitsmaschinen,“ Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2013.
- [3] D. Schröder, Elektrische Antriebe - Grundlagen. 4. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2009.
- [4] W. Peters, O. Wallscheid und J. Böcker, „A precise Open-Loop Torque Control for an Interior Permanent Magnet Synchronous Motor (IPMSM) considering Iron Loss,“ in *IECON 2012 - 38th Annual Conference on IEEE Industrial Electronics Standard.*, 2012.
- [5] D. Schröder, Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen. 3. Auflage, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2009.

Untersuchung der Effizienz eines Elektro-Radladers

Dimitri Zimantovski

Fakultät Maschinenbau, HTWG Konstanz / University of applied sciences

E-Mail: D.Zimantovski@htwg-konstanz.de

Kurzfassung

Konventionelle, von Dieselmotoren angetriebene Radlader beeinträchtigen die Lebensqualität der Menschen in ihrer unmittelbaren Umgebung mit Lärm- und Schadstoffemissionen. Das vom BMBF geförderte Forschungsvorhaben „Emissionsarmer Elektroradlader“ verfolgt das Ziel, die lokalen Emissionen von Radladern deutlich herabzusetzen und die Effizienz des Fahrzeugs zu steigern. Im Rahmen des Vorhabens wurde ein konventioneller Radlader auf elektrische Antriebe umgerüstet. Als Energiespeicher dient eine LiFeYPO₄-Batterie, die für eine Betriebsdauer von vier Stunden ausgelegt ist.

In ersten praktischen Untersuchungen wurde die Energiebilanz des emissionsarmen Elektro-Radladers mit der des konventionellen Serienfahrzeugs verglichen. Dazu wurde ein modifizierter Y-Arbeitszyklus entworfen, der sich an den üblichen Arbeitsaufgaben des Radladers orientiert und sich durch eine hohe Reproduzierbarkeit auszeichnet.

Für die vollständige Bewertung wird die komplette Kette der Energieumwandlung betrachtet, beginnend mit der Energie im Kraftstoff bzw. der dem Stromnetz entnommenen Energie, bis zur mechanischen Arbeit, die das Gerät verrichtet. Daraus lassen sich Rückschlüsse auf die unterschiedlichen CO₂-Emissionen beider Fahrzeuge ableiten.

1 Motivation

Die Elektromobilität gewinnt heutzutage mehr und mehr an Bedeutung. Während bei den Automobilherstellern insgesamt ein Trend zur Elektromobilität zu erkennen ist [18], beschäftigen sich aber nur wenige Hersteller von mobilen Maschinen mit der Entwicklung von Fahrzeugen, die komplett ohne Verbrennungsmotor auskommen, wie z.B. der eHoftrac der Firma Weidemann [13] oder der Elektrobagger der Affentranger Bau AG [14]. Argumente, die gegen einen rein elektrischen Antrieb ins Feld geführt werden, beziehen sich auf eine fehlende Infrastruktur, eine noch nicht ausgereifte Batterietechnik oder eine höheren Umweltbelastung bei der ganzheitlichen Well-to-Wheel Betrachtung der eingesetzten Energie [15].

Der letzte Punkt wird in der vorliegenden Veröffentlichung ausführlich behandelt. Als Grundlage für die Diskussion dient eine vergleichende Untersuchung zwischen einem konventionellen Radlader mit Dieselmotor und hydrostatischem Antrieb und dem Emissionsarmen Radlader der Hochschule Konstanz HTWG, der im Rahmen des gleichnamigen Forschungsvorhabens, gefördert durch das BMBF, entwickelt wurde.

2 Energieeffizienzbewertung

2.1 Systemgrenzen

Unter Energieeffizienz versteht man im Allgemeinen die Fähigkeit, einen vordefinierten Nutzen bei eingeschränktem Ressourceneinsatz zu erreichen. Analog zu der bei Fahrzeugen üblichen Well-to-Wheel Betrachtung, umfasst die Effizienzbetrachtung einer Baumaschine nicht nur ihren Wirkungs- und Nutzungsgrad [7] sondern vielmehr den gesamten Umwandlungsprozess vom Rohstoff in die Nutzarbeit.

Wie in Abb. 1 dargestellt, kann die Energieumwandlungskette grundsätzlich in zwei Teilbereiche aufgeteilt werden: die Energie-Bereitstellung und die Energie-Umsetzung.

Die genannten Teilbereiche dienen der Definition von Systemgrenzen für die im Rahmen dieser Arbeit zu vergleichenden Radlader. Dabei wird die dem Elektro-Radlader zugeführte Energie als elektrische Energie aus dem Ladegerät angesehen, während der konventionelle Radlader die aus der Verbrennung des Dieselmotors freigesetzte chemische Energie in die Nutzarbeit umwandelt.

Für die Bewertung der Energiebereitstellungskette verwendet man die auf dem direkten und indirekten Wege freigesetzte Kohlendioxidmenge, bezogen auf die dabei erzeugte Endenergie. Die Effizienz der Energieumsetzung lässt sich durch den Energienutzungsgrad [7] beschreiben.

Nach dem Betrachten der einzelnen Teilbereiche kann anschließend die komplette Energieumwandlungskette bewertet werden, indem die Kohlendioxidmenge auf die Nutzenergie bezogen wird.

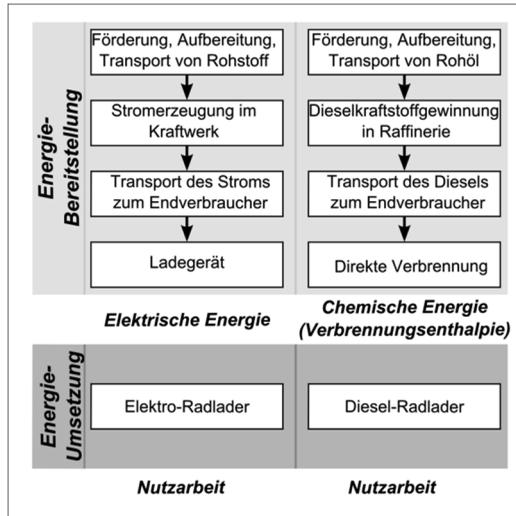


Abb. 1: Energieumwandlungskette

2.2 Energie- und CO₂-Bilanzierung

Der Diesel-Radlader erzeugt seine Nutzarbeit aus der chemischen Energie, die durch die Verbrennung des Kraftstoffs freigesetzt wird. Der Dieseldieseltstoff wird in der Raffinerie aus Rohöl produziert und mit der Bahn und dem LKW zum Verbraucher transportiert. Auch die Rohölförderung ist mit Energieaufwand verbunden. Sowohl die Herstellung des Dieseldieseltstoffs, wie auch seine Verbrennung führen zur Freisetzung von CO₂. Die entsprechenden Anteile zeigt Abb. 2

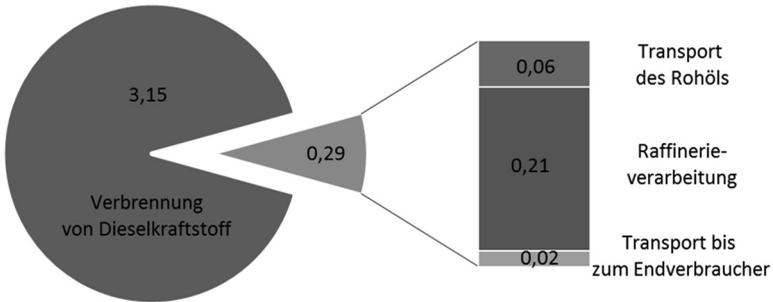


Abb. 2: Emissionsfaktoren in kg CO₂ pro kg Dieselkraftstoff [16]

Der Elektro-Radlader wird dagegen mit elektrischer Energie aus dem Stromnetz gespeist. Zu den derzeit meistverwendeten Primärenergieträgern gehören fossile, regenerative und nukleare Energieträger. Legt man die in Abb. 3 für Deutschland dargestellte Aufteilung der Stromerzeugungsarten zu Grunde, wird klar, dass die elektrische Energie für den Elektro-Radlader zu einem erheblichen Anteil aus fossilen Primärenergieträgern erzeugt wird.

Da die Nutzung von fossilen Rohstoffen die Freisetzung von CO₂ zur Folge hat, wird in Rahmen dieser Veröffentlichung die Energieeffizienz aus der Sicht der vergleichenden CO₂-Bilanzierung betrachtet.

Aufgrund von erheblichen Unterschieden in den Förderarten und dem Energiegehalt der eingesetzten Rohstoffe sowie dem Wirkungsgrad der Anlagen, hängt der spezifische CO₂-Ausstoß eines Landes stark von der zur Stromerzeugung eingesetzten Technologie ab. Abb. 3 zeigt die spezifischen äquivalenten CO₂-Emissionen für ausgewählte Primärenergieträger.

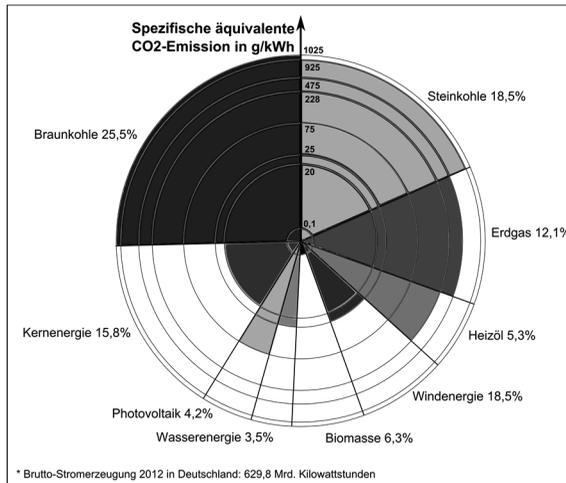


Abb. 3: Bruttostromerzeugung in Deutschland [11] und Spezifische CO₂-Emission [17]

Unter Berücksichtigung des inländischen Stromverbrauchs, der Bruttostromerzeugung, des Kraftwerkseigenverbrauchs, der Leistungsverluste, des Pumpenstromverbrauchs und des Stromhandelssaldos, lagen die spezifischen äquivalenten CO₂-Emissionen in Deutschland im Jahr 2012 bei 563 g CO₂/kWh [12].

2.3 Nutzenergie

In einem idealisierten Radlader, bei dem die Verluste vernachlässigt werden, ergibt sich der Gesamtenergiebedarf aus der Summe der Nutzenergien für das Fahren, Lenken und Laden. Die Nutzenergie zum Fahren wird zur Beschleunigung des Fahrzeugs, zur Überwindung von Höhenun-

terschieden sowie zur Überwindung des Roll-, Luft- und Schubwiderstandes eingesetzt. Die relativ niedrigen Geschwindigkeiten und das im vorliegenden Fall flache Einsatzgelände erlauben eine Vernachlässigung des Luftwiderstandes und der Änderung der potenziellen Energie.

Die Betrachtungen werden dadurch vereinfacht, dass die Aktoren der Arbeitshydraulik und der hydraulischen Lenkung gegenüber dem Serienfahrzeug unverändert sind. Damit sind die im Zyklus auftretenden hydraulischen Energien, identische Bewegungsabläufe vorausgesetzt, vergleichbar. Tab. 1 beinhaltet die einzelnen erforderlichen Nutzenergien eines Radladers und deren Ermittlung.

Beschleunigungswiderstandsenergie:	$E_{Bescht.} = m_{Fzg.} \cdot \int_{t=0}^{t_1} a(t) \cdot e(t) \cdot v_F(t) \cdot dt$
Rollwiderstandsenergie:	$E_R = m_{Fzg.} \cdot g \cdot f_R \cdot \int_{t=0}^{t_1} v_F(t) \cdot dt$
Schubwiderstandsenergie:	$E_{Schub} = \int_{t=0}^{t_1} F_{Schub}(t) \cdot v_F(t) \cdot dt$
Lenkutzenergie:	$E_{Lenk} = \int_{t=0}^t \Delta p_{Lenk}(t) \cdot Q_{Lenk}(t) \cdot dt$
Hubnutzenergie:	$E_{Hub} = \int_{t=0}^t \Delta p_{Hub}(t) \cdot Q_{Hub}(t) \cdot dt$

Tab. 1: Energiebedarf

Die aufgeführten Größen sind unabhängig vom Antriebskonzept und dienen zur Bestimmung des Energiebedarfs der jeweiligen mobilen Maschine.

3 Vergleichende Untersuchung

3.1 Zu untersuchender Radlader

In seiner konventionellen Ausführung wird der betrachtete Mini Radlader 350 von einem Dieselmotor mit 27 kW bei 2600 min⁻¹ angetrieben. Nur ein Teil der durch Verbrennung freigesetzten chemischen Energie des Kraftstoffs steht als mechanische Arbeit an der Kurbelwelle zur Verfügung. Sie wird im Wesentlichen für den hydrostatischen Fahrtrieb, die Arbeitshydraulik und die Lenkung genutzt.

Dem gegenüber steht eine im Rahmen des Forschungsvorhabens „Emissionsarmer Elektroradlader“ auf dezentrale elektrische Antriebe für die Hydraulikpumpe und die Fahrtriebe umgerüstete Maschine. Das Fahrzeug wird von einer LiFeYPO₄-Batterie, die mit Hilfe eines Ladegerätes vom Stromnetz aufgeladen wird, mit Energie versorgt. Abb. 4 zeigt die Antriebskomponenten des Elektro-Radladers und ihre Energie- bzw. Leistungsdaten.



Abb. 4: Antriebskomponenten des Elektro-Radladers

3.2 Arbeitszyklus

Der übliche Arbeitszyklus eines Radladers besteht aus fünf Phasen. Der Radlader fährt von seiner Ausgangsposition auf den Schüttguthaufen zu und richtet dabei die Schaufel aus. Danach erfolgt ein Beladevorgang, indem die Schaufel in den Schüttguthaufen hineingeführt wird. Nachdem die Schaufel gefüllt ist, bewegt sich der Radlader im Rückwärtsgang zu seiner Ausgangsstellung. Nach einem erneuten Reversieren fährt der Radlader zu einer Entladestelle, z. B. einem LKW, hebt die Schaufel hoch und entleert sie. Abschließend bewegt er sich wieder an seine Ausgangsposition zurück [2].

Um verschiedene Fahrzeuge anhand dieses Arbeitszyklus vergleichen zu können, sind reproduzierbare Messergebnisse erforderlich. Sie sind nur dann zu erzielen, wenn die beschriebenen Arbeitsvorgänge vom Fahrer möglichst natürlich ausgeführt werden, die Schaufel immer gleich befüllt wird, die Schüttgutdicke homogen ist und die Bodenbeschaffenheit gleich bleibt. Vor diesem Hintergrund wurde ein Arbeitszyklus entwickelt, der nicht nur die reproduzierbaren Messergebnisse gewährleisten, sondern auch eine typische Arbeitsaufgabe des Radladers abbilden soll. Zur Verbesserung der Reproduzierbarkeit wird die Ladung nicht in Form eines losen Schüttgutes sondern in einer Gitterbox nach DIN 15155/8 - UIC 435 – 3 transportiert, wobei das Gewicht der Ladung gleich bleibt. Das Befüllen der Schaufel wird durch das Schieben der Transportbox und einer Schiebebox nachgebildet. Während die Transportbox an eine andere Stelle befördert wird, dient die Schiebebox der Simulation des Widerstands beim Schiebevorgang.

Der modifizierte Arbeitszyklus besteht aus sechs unterschiedlichen Schritten, die in Abb. 5 dargestellt sind. Die darauffolgenden weiteren sechs Arbeitsschritte stellen eine spiegelbildliche Anordnung der vorhergehenden Arbeitsschritte dar, die eine zyklische Wiederholung des Arbeitszyklus ermöglichen. Im ersten Schritt fährt der Radlader aus der Ausgangsstellung (1) zu der Beladestelle (2). Dann werden die beiden Boxen um ca. 1,4 m verschoben (3) und die Transportbox aufgeladen. Danach folgt eine kurze Rückwärtsbewegung (4). Nach der Beförderung der Transportbox zu der Abladestelle (5) wird die Box auf 2 m angehoben und anschließend abgelegt. Für die Energiebilanz spielt das Absenken der Schaufel mit oder ohne Zusatzgewicht keine Rolle, da sie sich unter ihrem Eigengewicht absenkt. Anschließend folgt die Rückwärtsfahrt in die Ausgangsstellung zurück (1).

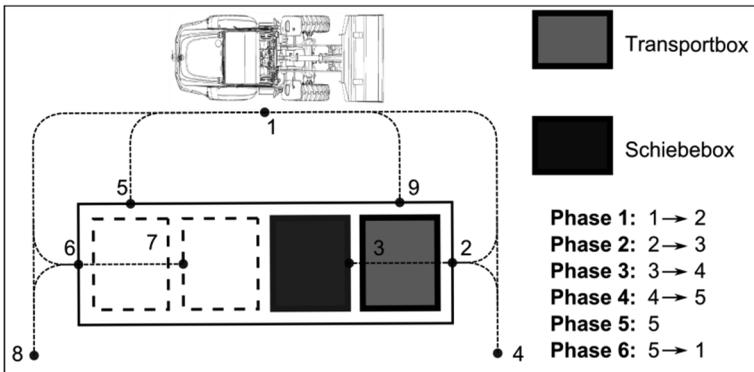


Abb. 5: Modifizierter Arbeitszyklus

4 Ergebnisse und Diskussion

Die praktische Untersuchung besteht aus zwei Teilen: der Bewertung des Arbeitszyklus und der vergleichenden Effizienzbeurteilung. Dafür werden die Ergebnisse aus den Versuchsfahrten einer ersten Vorstudie eingesetzt. Die Grundlage für die präsentierten Auswertungsergebnisse bilden jeweils fünf einstündige praktische Einsätze des Diesel- und zwei einstündige Arbeitseinsätze des Elektroradladers. Die dabei gewonnenen Ergebnisse sollen richtungsweisend sein und möglichen Optimierungsbedarf aufzeigen.

4.1 Arbeitszyklus

Inwiefern ein Arbeitszyklus für eine Effizienzbewertung geeignet ist, wird anhand der Reproduzierbarkeit der Messergebnisse analysiert. Dazu sollen die Arbeitszyklusdauer sowie der Energiebedarf der Arbeitshydraulik und des Fahrtriebes betrachtet werden. Für die Visualisierung der Ergebnisse wird auf die Methode des Box-Whisker-Plots zurückgegriffen. Die Höhe der Box entspricht dabei dem Interquartilsabstand und stellt ein Maß für die Streuung dar. Der Median wird durch einen Strich innerhalb der Box angegeben. Die Länge der Whisker außerhalb der Box wird bei der gewählten Variante nach Tukey auf das 1,5-fache des Interquartilsabstandes begrenzt. Werte, die außerhalb der Whisker liegen, werden als Ausreißer interpretiert. Auf den unten abgebildeten Diagrammen wer-

den die Ergebnisse aus der Auswertung anhand von jeweils zwei beispielhaften Arbeitseinsätzen dargestellt. Der Box-Whisker-Plot wird durch die einzelnen Werte ergänzt, um die Ausreißer hervorzuheben.

Energiebedarf der Arbeitshydraulik

Der Energiebedarf der Arbeitshydraulik lässt sich für eine idealisierte Maschine mit der Nutzenergie gleichsetzen. Wie im Kapitel 3.3 behandelt, wird die Nutzenergie der Arbeitshydraulik aus der hydraulischen Energie des Hubzylinders errechnet.

Die Analyse des Zylinderhubs während der Phase 5 zeigt, dass die Ladeanlage des Elektro-Radladers unterschiedlich hoch angehoben wurde, während die Hubhöhe mit dem konventionellen Fahrzeug bei den betrachteten Arbeitseinsätzen gut reproduziert werden konnte.

Zur besseren Vergleichbarkeit wird der Energiebedarf der Arbeitshydraulik auf die Hubhöhe bezogen und in der Abb. 6. als spezifischer Energiebedarf dargestellt.

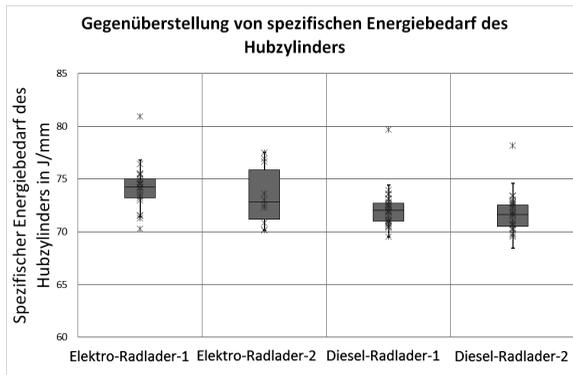


Abb. 6: Spezifischer Energiebedarf des Hubzylinders

Da die Druckverlustbeiwerte in den Leitungen für beide Radlader keine signifikanten Unterschiede aufweisen, können die geringen Unterschiede im spezifischen Energiebedarf auf die höheren Reibungsverluste in den Drehgelenken der Ladeanlage zurückgeführt werden.

Die hohen Whisker-Boxen beim Elektro-Radlader deuten auf eine hohe Streuung der Messwerte hin. Die Ursache dafür kann in den unterschiedlichen Steuerungskonzepten liegen. Beim Diesel-Radlader wird die Fördermenge der Hydraulikpumpe durch die Änderung der Drehzahl des Dieselmotors realisiert. Mit Hilfe des Joysticks wird das Ventil betätigt, das den Anteil des Volumenstroms, der in die Arbeitshydraulik geleitet wird, steuert. Im Elektro-Radlader werden gleichzeitig die Drehzahl der Hydraulikpumpe und der Anteil des Volumenstroms, der in die Arbeitshydraulik geleitet wird, durch den Joystick vorgegeben. Um die gleiche Hubgeschwindigkeit zu erreichen, ist eine andere Joystick-Position als beim Diesel-Radlader erforderlich. An dieser Stelle besteht Optimierungsbedarf, um die Bedienung an die des Serienfahrzeugs anzugleichen.

Energiebedarf des Fahrantriebs

Der Energiebedarf des Fahrantriebes für eine idealisierte mobile Maschine lässt sich mit der Nutzenergie gleichsetzen. Der auf die Masse bezogene Energiebedarf soll eine Aussage bezüglich der Vergleichbarkeit der Arbeitszyklen vom Elektro- und Diesel-Radlader erleichtern.

Die vergleichende Betrachtung des spezifischen Beschleunigungsenergiebedarfs in der Abb. 10 zeigt, dass der Diesel-Radlader aufgrund von höheren Geschwindigkeits- und Beschleunigungswerten mehr Energie braucht.

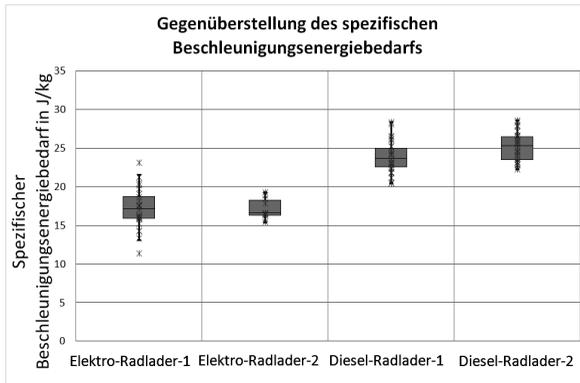


Abb. 7: Spezifischer Beschleunigungsenergiebedarf

Der spezifische Rollwiderstandsenergiebedarf liegt bei beiden Radladern in der Abb. 8 auf dem vergleichbaren Niveau. Die höhere Streuung kann durch Unterschiede in der zurückgelegten Strecke erklärt werden.

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass die Versuchsreihen mit dem Diesel-Radlader reproduzierbare Messergebnisse liefern. Ein Beleg dafür, dass der entwickelte Fahrzyklus die Anforderung nach Reproduzierbarkeit erfüllt. Die Abweichungen zum Elektro-Radlader bzw. zwischen den Arbeitseinsätzen des Elektro-Radladers sind in der mangelnden Routine des Fahrers im Umgang mit dem Fahrzeug zu sehen. Als Maßnahme soll das Verhalten des Elektro-Radladers deutlicher an das Serienfahrzeug angepasst werden. Dazu soll die Drehzahlregelung für die Pumpe der Arbeitshydraulik mit Hilfe zusätzlicher Drucksensoren optimiert werden.

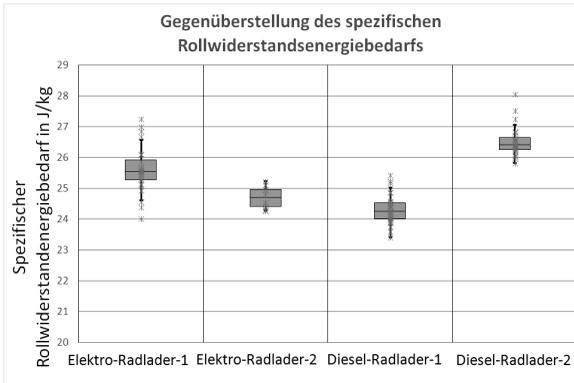


Abb. 8: Spezifischer Rollwiderstandsenergiebedarf

4.2 CO₂-Bilanz

Die in Abb. 9 dargestellten Ergebnisse zur CO₂-Bilanz zeigen die gesamtliche Effizienz beider Antriebssysteme im Vergleich. Daraus wird ersichtlich, dass der Diesel-Radlader im Arbeitszyklus 4433 gCO₂/kWh verursacht, während der Elektro-Radlader 2596 gCO₂/kWh freisetzt. Das bedeutet eine Reduktion der bezogenen CO₂-Emissionen um ca. 41% gegenüber dem konventionellen Fahrzeug.

Für eine belastbare vergleichende Untersuchung bezüglich der Energieeffizienz ist der gleiche Nutzenergieanteil eine wichtige Voraussetzung. Aufgrund der mangelnden Routine des Fahrers im Umgang mit dem Elektro-Radlader und des noch bestehenden Optimierungsbedarfs wurde diese Voraussetzung im Rahmen der Vorstudie nur ansatzweise erfüllt. Infolgedessen können die Ergebnisse der Vorstudie nur als richtungsweisend betrachtet werden, die durch weitere Untersuchungen zu konkre-

sieren sind. Durch eine Optimierung der Bedienung des Elektro-Radladers in Richtung des Serienfahrzeugs soll die Abhängigkeit vom Fahrer verringert und die Vergleichbarkeit auf die absoluten Energien, die für einen Zyklus erforderlich sind, erweitert werden.

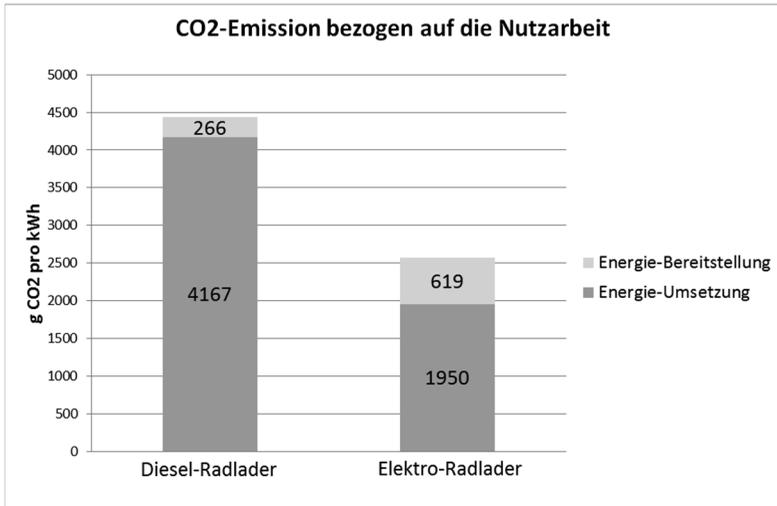


Abb. 9: CO₂-Bilanz für definierten Arbeitszyklus

Die Ergebnisse der Vorstudie bezüglich der gesamten Energieeffizienz des Elektro-Radladers zeigen eindeutig, dass die Elektrifizierung des Serienfahrzeugs das Potenzial für einen bedeutenden Beitrag zur Emissionsreduzierung, nicht nur vor Ort sondern auch im übergreifenden Kontext, eröffnet. Die Stromerzeugungstechnologie spielt dabei eine bedeutende Rolle. Der Umstieg auf regenerative Energien wird den Elektroantrieb noch attraktiver machen.

Literaturverzeichnis

- [1] Arning, J. ; Mayer, W. ; Wiedemann, J. : Die Fahrzeugenergieeffizienzkennzahl. Der „Wirkungsgrad“ des Fahrzeugs. Automobiltechnische Zeitschrift 109 (2007) H. 5, S. 430-437
- [2] Dorer, C. : Effizienzbestimmung von Fahrweisen und Fahrerassistenz zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs unter Nutzung telematischer Informationen. Dissertation, Universität Stuttgart, 2003
- [3] Deiters, H. : Standardisieren von Lastzyklen zur Beurteilung der Effizienz mobiler Arbeitsmaschine. Aachen: Shaker, 2009
- [4] Jähne, H. ; Deiters, H. ; Kohmäscher, T.;Bliesener, M. : Antriebskonzepte mobiler Arbeitsmaschinen. Dresden: Fachtagung Baumaschinentechnik, 2006
- [5] Kosiedowski, U. ; Butsch, M. ; Zimantovski, D. : Technologie Transfer : Hydrauliksystem eines Elektro-Radladers. Konstanz : FORUM Das Forschungsmagazin der Hochschule Konstanz, 2012-2013
- [6] Palmen, A. ; Murrenhoff, H. : Experimentelle Wirkungsgraduntersuchungen am Beispiel einer Axialkolbenpumpe. Beitrag aus O+P 9 / 2007
- [7] Sturm, C. ; Geimer, M. ; Cochoy, O. ; Tischler, K. ; Heemskerk, E. : Methodik zur Bewertung der Energieeffizienz hydraulischer Antriebssysteme für mobile Arbeitsmaschinen. Dresden : 5.Fachtagung Baumaschinentechnik, 2012
- [8] http://wupperinst.org/uploads/tx_wupperinst/energieeffizienz_definition.pdf, aufgerufen am 28.September 2014
- [9] VDI-Richtlinie 4661 : Energiekenngrößen, Definition – Begriffe – Methodik, 2003
- [10] Pehnt, M. : Energieeffizienz: Lehr- und Handbuch. Springer: Berlin, Heidelberg, 1. Auflage, 2010
- [11] BDEW, AG Energiebilanzen Stand 12.2013

- [12] VET-Bericht: Kohlendioxidemissionen der emissionshandelspflichtigen stationären Anlagen und im Luftverkehr in Deutschland im Jahr 2012. Deutsche Emissionshandelsstelle im Umweltbundesamt.
- [13] <http://www.weidemann.de/de/unternehmen/innovationen/ehoftrac.html>, aufgerufen am 11.12.2014
- [14] http://www.ntb.ch/uploads/media/20140829_ABAG_ETH-Zuerich_NTB_Elektrobagger_Presseinformation.pdf, aufgerufen am 11.12.2014
- [15] <http://web1.karlsruhe.de/Wirtschaft/img/standort/profile/down773a.pdf>, aufgerufen am 11.12.2014
- [16] Reinhard, G.A. : Energie- und CO₂-Bilanzierung nachwachsender Rohstoffe. Wiesbaden:Vieweg,1993
- [17] Prof. Dr.-Ing. Wagner, H.-J. ; Prof. Dr.-Ing. Koch, M. K. ; Dipl.-Ing Burkhard, J. ; Dipl.-Ing. Große Böckmann, T.: CO₂-Emission der Stromerzeugung. BWK Bd. 59 (2007) Nr. 10
- [18] Gnann, T. ; Glötz, P.: Status Quo und Perspektiven der Elektromobilität in Deutschland. Fraunhofer ISI, Working Paper Sustainability and Innovation No. S 14/2011

Schwungradenergiespeicher im On- und Offhighway-Bereich

Manuel Thiel, Jules Carter

GKN LAND SYSTEMS, 53797 Lohmar

E-Mail: manuel.thiel@gkn.com

Kurzfassung

Für Hybridsysteme wurde ein Schwungradenergiespeicher entwickelt, in welchem kinetische Energie hochdynamisch gespeichert bzw. entnommen werden kann. Vorteile gegenüber Batterie und/oder Kondensatorsystemen sind die geringen Herstellungskosten, die hohe elektrische und mechanische Belastbarkeit sowie die lange Lebensdauer von über 1.000.000 Zyklen.

Im vorliegenden Beitrag wird der Aufbau des Schwungradenergiespeichers erläutert und anhand eines Beispiels die Integration in ein Hybridsystem gezeigt. Ebenfalls wird die Wirtschaftlichkeit des Systems beleuchtet.

Im Ausblick werden Anregungen und Ideen für die Nutzung des Schwungradenergiespeichers im Nutzfahrzeubbereich gegeben.

Stichworte

Akku, Batterie, Energiespeicher, Schwungradenergiespeicher, Powercap, Elektrifizierung, Hybrid, Baumaschine, Landmaschine, Nutzfahrzeug.

1 Einleitung

Im Jahr 2009 wurden in der Formel 1 erstmalig KERS (Kinetic Energy Recovery System) und hybride Antriebssysteme zugelassen [1]. Williams Hybrid Power entwickelte daraufhin einen Schwungradenergiespeicher, welcher in Hybridsystemen eingesetzt werden kann. Im Formel 1 Rennsport wurde das Schwungrad jedoch nicht eingesetzt, stattdessen aber z.B. im Audi R 18 e-tron Quattro beim 24 Stunden Rennen von Le Mans.

Williams Hybrid Power wurde schließlich im Jahr 2014 von GKN übernommen und als GKN Hybrid Power in den Konzern integriert. Gleichzeitig wurde die Fokussierung von Rennsport auf Industrieapplikationen und insbesondere den Nutzfahrzeugmarkt erweitert.

2 Schwungradenergiespeicher

2.1 Aufbau und Funktionsprinzip

Der Schwungradenergiespeicher ist vom Grundprinzip wie eine elektrische Maschine aufgebaut. Er besteht im Wesentlichen aus einem Gehäuse (1), einem Stator (2) und einem Rotor (3), siehe Abb. 1. Das Gehäuse wird in einem speziellen Verfahren aus Aluminium hergestellt. Hierdurch wird eine sehr hohe Festigkeit erreicht, die im Fehlerfall sicherstellt, dass selbst bei Explosion des Rotors keine Teile das Gehäuse verlassen können. Zur Minimierung der Reibungsverluste herrscht im Gehäuse (Schwungradenergiespeicher) Vakuum. Der Stator ist zentral im Gehäuse angeordnet. Drei nach außen geführte Kontakte (4) ermöglichen den Anschluss an die Phasen des Stators. Um den Stator herum befindet sich ein im Gehäuse gelagerter Rotor.

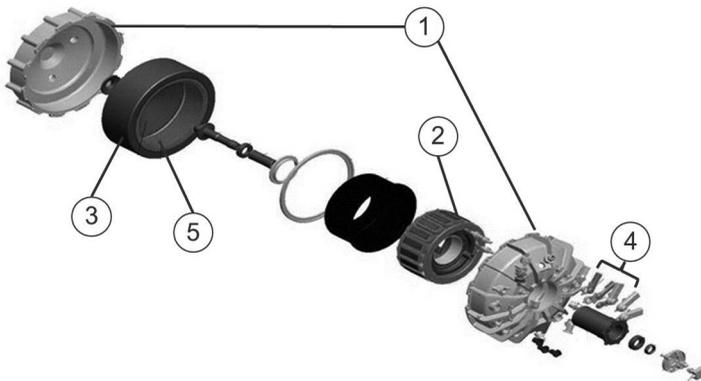


Abb. 1: Bauteilübersicht Schwungradenergiespeicher

Das Herzstück des Schwungradenergiespeichers ist dieser Rotor, welcher aus kohlenstoffhaltigem Verbundwerkstoff hergestellt wird. Im Inneren befindet sich ein Glasfaserverbundring (5), angereichert mit magnetischen Partikeln.

Wird nun an den drei Phasen eine Spannung angelegt, so beschleunigt sich der Rotor. Hierbei wird elektrische Energie in kinetische Energie umgewandelt und gespeichert. Diese Energie kann dann zurückgewandelt und in Form von elektrischer Energie entnommen werden. Speichersysteme dieses Typs sind für die kurzzeitige Speicherung (bis ca. 0,75 h) von Energie geeignet.

2.2 Vergleich unterschiedlicher Energiespeicher

Im Bereich der hybriden Antriebe werden in der Regel drei verschiedenartige Energiespeicher eingesetzt. Dies sind Schwungradenergiespeicher, Powercap (boostcap) und Li-Ionen Batterien. In der nachfolgenden Tab. 1 sind wesentliche Eigenschaften der unterschiedlichen Systeme aufgeführt.

In typischen Hybridsystemen wird die Effizienz durch die Rekuperation von Energie gesteigert. Ein gängiges Beispiel ist die Nutzung von Bremsenergie zum erneuten Beschleunigen eines Fahrzeugs. Für eine solche Anwendung, in welcher innerhalb kurzer Zeit viel Energie für eine geringe Zeitdauer zwischengespeichert werden soll, bietet ein Schwungradenergiespeicher erhebliche Vorteile gegenüber anderen Systemen.

	Schwungrad- energiespeicher (GKN HP MK 4)	Li-Ionen Batterie (Wettbewerber A)	Powercap (Wett- bewerber B)
Kontinuierliche Eingangsleistung [kW]	120	120	120
Gewicht [kg]	55	240	370
Lebensdauer [Zyklen]	> 1.000.000	~ 1.000	~ 1.000.000
Speicherdauer	0	++	+
Relative Kosten [%]	50	200	100

Tab. 1: Eigenschaften unterschiedlicher Energiespeicher

2.3 Anwendungsbeispiel aus der Praxis

Im nachfolgenden Beispiel wird ein Doppeldeckerlinienbus behandelt, in den ein (Parallel-) Hybridsystem mit Schwungradenergiespeicher nachgerüstet werden kann. Hierzu wird in den Antriebsstrang zwischen Differential und Dieselmotor ein zusätzliches Getriebe mit einer angeflanschten elektrischen Maschine eingebaut. Diese wird mittels Leistungselektronik an den Schwungradenergiespeicher angeschlossen. Hierdurch wird es möglich, den Bus elektrisch abzubremsen und elektrisch unterstützt wieder zu beschleunigen. Die nachfolgende Abb. 2 zeigt den schematischen Aufbau des Hybridbusses.

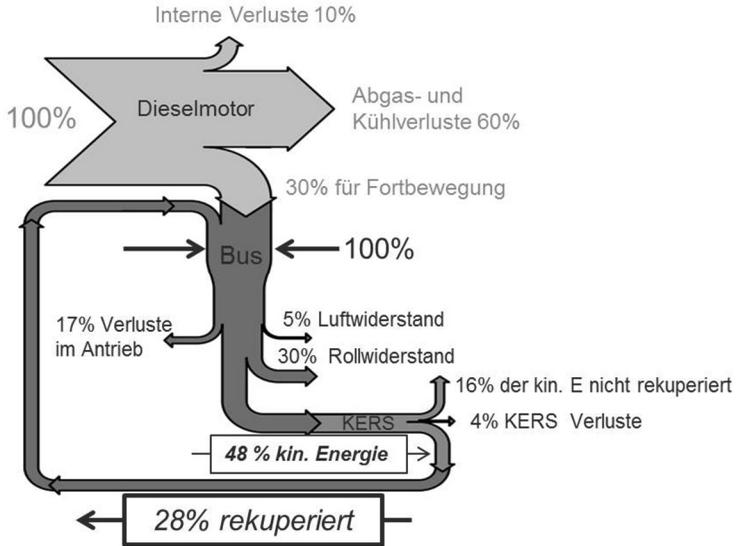


Abb. 3: Energiefluss im Hybridbus

3 Zusammenfassung und Ausblick

Am Beispiel eines in London eingesetzten Busses wird gezeigt, dass bei einem Start-Stopp Zyklus der Einsatz eines Hybridsystems mit integriertem Schwungradenergiespeicher zu erheblichen Kraftstoffeinsparungen führen kann. Durch Simulation konnte diese bereits im Vorfeld sehr genau abgeschätzt werden.

Im Offhighway-Bereich haben erste Analysen für einen Y-Ladezyklus eines Radladers vielversprechende Ergebnisse für den Einsatz eines ähnlichen Hybridsystems geliefert. Weitere Analysen sollen nun zeigen, inwiefern Downsizing des Dieselmotors möglich ist. Ein positiver Nebeneffekt ist die verfügbare Leistungsreserve. Dies ist besonders interessant vor dem Aspekt der geringen Drehmomentreserve aktuell verfügbarer Dieselmotoren (Abgasstufe IV / TIER IV final) in Bereich des optimalen Kraftstoffverbrauchs unter Volllast.

Parallel zu den Analysen wird untersucht, wie groß ein zweckmäßiger Schwungradenergiespeicher für den Markt der mobilen Arbeitsmaschinen sein sollte. Dies kann auch die Kombination mehrerer Schwungradenergiespeicher bedeuten.

Literaturverzeichnis

- [1] „Internetpräsenz Dekra Motorsport,“ November 2014. [Online].

Leichtbau-Designkonzepte für Hydraulikspeicher zur Steigerung der Energieeffizienz

Dr. Olaf Stelling, Andreas Lengnowski

Parker Hannifin Manufacturing Germany GmbH & Co. KG

E-Mail: olaf.stelling@parker.com

Dr. Manfred Mager

Parker Sales Company Germany

Kurzfassung

Zur Erreichung der stetig wachsenden Ansprüche der Reduzierung des Energieverbrauchs steht neben der Entwicklung innovativer neuer Antriebskonzepte oftmals auch die Gewichtsoptimierung der einzelnen Komponenten im Fokus. Zur Erprobung der Leichtbau-Designkonzepte für die Anwendung in Hydraulikspeichern und deren Verifizierung des Betriebsverhaltens wurden umfangreiche Tests unter verschiedensten Umgebungsbedingungen durchgeführt. So wurden Blasen-speicher verschiedener Größe unter Nutzung der Potenziale moderner Fertigungsverfahren für Stahlwerkstoffe entwickelt und bezüglich ihrer hydraulischen Performance getestet. Für Kolbenspeicher wurde das Lightraulics®-Designkonzept mit reinem Composite-Rohr erprobt. Anhand von Verschleiß- und Falltests konnte erfolgreich gezeigt werden, dass Kolbenspeicher mit reinem Composite-Rohr selbst bei extremer äußerer Beanspruchung eingesetzt werden können.

Die durchgeführten Untersuchungen belegen, dass sich durch Einsatz von Leichtbau-Designkonzepten signifikante Gewichtseinsparungen für hydraulische Speicher erzielen lassen, ohne Einbußen in der technischen Performance der Produkte in Kauf nehmen zu müssen. Derartige Produkte eröffnen hierdurch die Möglichkeit der weiteren Energieeffizienzsteigerung auch in Hinblick auf mobile Arbeitsmaschinen und befinden sich momentan als Prototypen im Feldtest.

1 Hintergrund

Bei der Neuentwicklung von Fahrzeugen steht für die OEM heutzutage fast ausschließlich die Reduzierung der Gesamtkosten für den Endverbraucher im Fokus, um Wettbewerbsvorteile für die eigenen Produkte zu erzielen. Ein Ansatzpunkt hierfür ist die Steigerung der Energieeffizienz und der Produktivität. Aus diesem Grund gibt es zahlreiche Beispiele, bei denen Hydraulikspeicher neuerdings immer häufiger neben den klassischen Aufgaben wie der Pulsationsreduzierung in der Arbeitshydraulik oder die Energieaufnahme in passiven Dämpfungssystemen zur Reduzierung von Systemschwingungen auch dort zum Einsatz kommen, wo Energie kurz- oder mittelfristig gespeichert und zu einem späteren Zeitpunkt wiederverwendet werden soll. Ein Beispiel hierfür ist das von Parker in Serienproduktion eingesetzte Runwise-System in Abb. 1, bei welchem die Bremsenergie eines Fahrzeuges in einem Hydraulikspeicher aufgenommen und anschließend zur Beschleunigung wieder verwendet wird. Mit diesem System werden Energieersparnisse von bis zu 50% erzielt [1].

Für Hydraulikspeicher konzentriert sich ein wesentlicher Anteil des Gewichts auf die Außenhülle. Grundsätzlich lassen sich durch Kombination von modernen Fertigungsmethoden [2], [3], Designoptimierung [4] und unter Verwendung hochfester metallischer Leichtbauwerkstoffe [5], [6] Gewichtoptimierungen erreichen, welche durch den Einsatz von Composite-Werkstoffen, insbesondere faserverstärkten Kunststoffen, zusätzlich erhöht werden kann. Die maximale Gewichtsreduzierung und somit

größte Energieersparnis in mobilen Anwendungen liegt für Kolbenspeicher durch Verwendung eines reinen Composite-Rohrs bei bis zu 80% [7].

Anhand der vorgestellten Untersuchungen sollte gezeigt werden, dass durch entsprechende Leichtbau-Designkonzepte für Hydraulikspeicher eine Gewichtersparnis ohne Reduzierung der Performance bzw. bei gleichzeitiger Optimierung des Versagensverhaltens erreicht werden kann. Das Hauptaugenmerk lag hierbei neben dem Materialleichtbau durch Verwendung von faserverstärkten Kunststoffen auf der gezielten Anwendung moderner Umformtechnologien für metallische Werkstoffe.



Abb. 1: Parker Runwise-System zur Bremsenergie rückgewinnung

2 Untersuchungen

Abhängig von den zu prüfenden Eigenschaften wurden verschiedene Speicher untersucht. Die in Tab. 1 aufgeführten Blasenspeicher weisen aufgrund ihrer sehr dünnen Wandstärken, welche durch spezielle Umformtechniken hergestellt wurden, deutliche Gewichtsersparnisse gegenüber gängigen Standardspeichern auf. In Tab. 2 sind die analysierten Kolbenspeicher mit reinem Composite-Rohr zusammengefasst.

Bezeichnung	B-S-S-160	B-S-S-210
Bauart	Blase	Blase
Material	Stahl	Stahl
Probentyp	Speicher	Speicher
Betriebsdruck	210 bar	15 bar
Innendurchmesser	160 mm	210 mm
Länge	1271 mm	739 mm
Volumen	21 Liter	22 Liter
Masse	32 kg	10 kg
Gewichtersparnis gegenüber Parker-Standardspeicher	42 %	47 %

Tab. 1

Bezeichnung	K-C-R-110	K-C-S-075	K-C-S-150	K-C-S-200
Bauart	Kolben	Kolben	Kolben	Kolben
Material	Composite	Composite	Composite	Composite
Probentyp	Rohr	Speicher	Speicher	Speicher
Betriebsdruck	380 bar	380 bar	380 bar	380 bar
Innendurchmesser	110 mm	75 mm	150 mm	200 mm
Länge	290 mm	840 mm	1140 mm	1946 mm
Volumen	2,8 Liter	2,2 Liter	13,2 Liter	56,2 Liter
Masse	1,4 kg	15,8 kg	64,9 kg	83,2 kg
Gewichtersparnis gegenüber Parker-Standardspeicher	-	28 %	32 %	65%

Tab. 2

2.1 Statische Druckprüfung

Die in Tab. 3 angegebenen Speicher wurden bezüglich ihres Verhaltens gegenüber statischem Überdruck geprüft. Hierzu wurden die Probekörper mit kontinuierlich ansteigendem Innendruck bis zum plötzlichen Druckabfall beaufschlagt. Tab. 3 fasst die Ergebnisse zusammen.

	B-S-S-160-1	B-S-S-210-1	K-C-S-150-1	K-C-S-200-1
Max. Testdruck	760 bar	82 bar	1272	930 bar
Sicherheitsfaktor gegenüber Betriebsdruck	3,62	5,47	3,35	2,45
Versagensmodus	Bersten Stahlhülle	Bersten Stahlhülle	Leckage Endkappendichtung	Leckage Endkappendichtung

Tab. 3

Durch Finite-Elemente-Simulationen wurde das Verformungsverhalten der Balsenspeicher analysiert. Hierbei wurde der Fertigungsprozess der Außenhülle anhand der Simulationsergebnisse derart optimiert, dass selbst bei mehrfacher Drucküberhöhung eine Leckagefreiheit im Bereich des Anschlusses sichergestellt ist. Wie simuliert trat das Versagen für beide Blasenspeicher in Form eines Längsrisses in der Außenhülle auf.

Im Falle der Composite-Kolbenspeicher wird die Produktsicherheit durch ein Design erhöht, welches eine kontrollierte Leckage über die Endkappendichtungen vor Erreichen des theoretischen Berstdrucks sicherstellt und somit ein fatales Versagen grundsätzlich ausschließt. Die Ergebnisse belegen, dass durch die Anwendung entsprechender Leichtbau-Designkonzepte eine maßgebliche Reduzierung des Gefahrenpotenzials im Überlastungsfall bei gleichzeitiger Gewichtsoptimierung möglich ist.

2.2 Zyklische Druckprüfung

Insbesondere für der Anwendung von Speichern in Energiebremsrückgewinnungssystemen stellen hohe Zyklenzahlen eine große Herausforderung dar. Zur Prüfung der zyklischen Performance wurden an den Probekörpern aus Abb. 2 entsprechende Druckprüfungen durchgeführt.

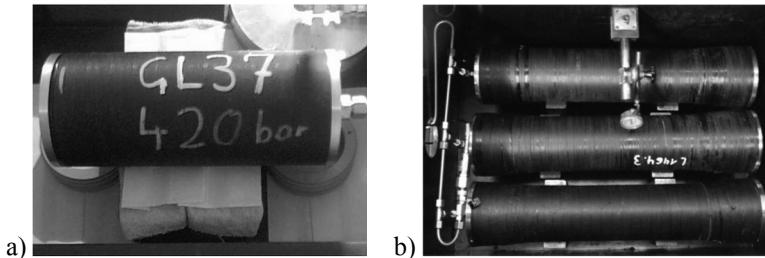


Abb. 2: Probekörper zyklische Druckprüfung a) K-C-R-110-1, b) K-C-S-150-2

Tab. 4 fasst die Versuchsparameter zusammen. Nach Erreichung der angestrebten Zyklenzahlen wurden die Probenkörper optisch begutachtet.

Probe	K-C-R-110-1	K-C-S-150-2
Druckniveau	20 – 420 bar	140 – 630 bar
Zyklenzahl	5.850.000	1.000.000

Tab. 4

Für alle untersuchten Probekörper wurden die zyklischen Tests erfolgreich durchgeführt. Es kam in allen Fällen über den gesamten Versuchszeitraum zu keinerlei nachweislicher Ermüdungserscheinung, Leckage oder Einschränkung der Performance.

2.3 Verschleißprüfung

Neben den aus den hydraulischen Druck resultierenden, mechanischen Anforderungen stellt das Verschleißverhalten der Innenlauffläche gegenüber den Kolbenelementen ein wesentliches Auslegungskriterium für Kolbenspeicher mit reinem Composite-Rohr dar. Der Probekörper K-C-S-075-1 wurde mit 1.000.000 Kurzhubzyklen bei einem Kolbenverfahrweg von 10 mm beaufschlagt. Die Testbedingungen wurden in Anlehnung an eine Anwendung des Speichers als Schwingungsdämpfer gewählt. Es konnte nachgewiesen werden, dass nach Abschluss der Kurzhubtests kein erhöhter Verschleiß und keine Einschränkung der Funktion des Speichers vorlag.

2.4 Falltest

Faserverstärkte Kunststoffe besitzt üblicherweise im Vergleich zu Metallen eine geringere Duktilität [4]. Falltests gemäß EN 12245 [8] wurden am Probekörper K-C-S-200-2 durchgeführt, um die Robustheit des Kolbenspeichers mit Composite-Rohr zu verifizieren. Abb. 3 zeigt die äußerlichen Beschädigungen am Probekörper K-C-S-200-1 nach dem Falltest.

Im Anschluss an den Falltest wurde der Prüfling zum Nachweis der Dichtig- und Funktionsfähigkeit erfolgreich mit einem statischen Druck von 570 bar beaufschlagt.

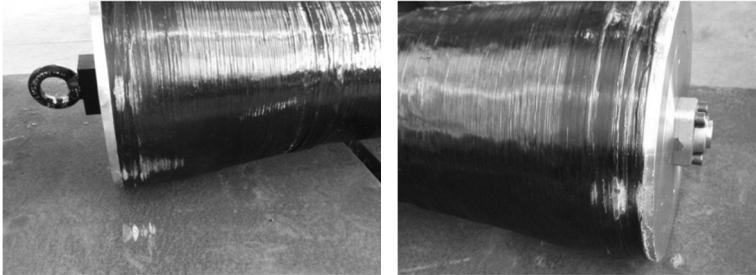


Abb. 3: Äußere Beschädigungen am Probenkörper K-C-S-200-1 nach dem Falltest

2.5 Gasdichtigkeit

Während gängige metallische Speicherwerkstoffe als gasdicht gelten, ist dies für faserverstärkte Kunststoffe nicht grundsätzlich gegeben. Aus diesem Grund wurde der Probenkörper K-C-L-110-2 bei einem gängigen Speichervorspanndruck von 180 bar mit Stickstoff befüllt. Über einen Zeitraum von 18 Monaten wurden Temperatur und Innendruck aufgenommen. Die Ergebnisse aus Abb. 4 zeigen, dass über den kompletten Untersuchungszeitraum lediglich Druckveränderungen aufgrund von thermischer Effekte auftraten. Hiermit konnte nachgewiesen werden, dass das gewählte Harzsystem eine ausreichende Gasdichtigkeit für Speicheranwendungen aufweist.

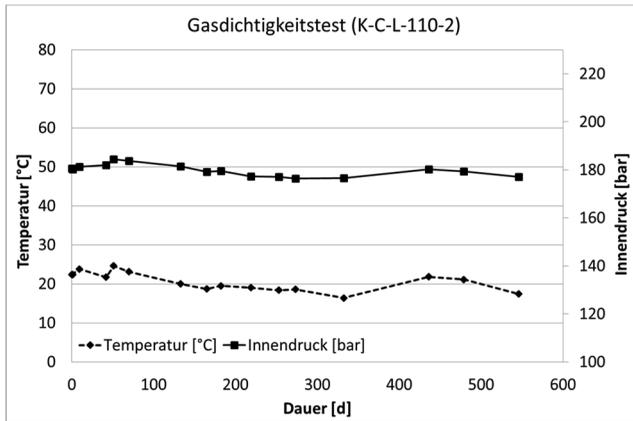


Abb. 4: Ergebnisse Gasdichtigkeitstest

Literaturverzeichnis

- [1] Parker Hannifin, „Parker Hannifin - Runwise System,“ 2014. [Online].
- [2] B. Striewe, N. Grittner, A. von Hehl, M. Hunkel und O. Stelling, „Characteristics of the bonding zone of co-extruded aluminium-titanium-compounds,“ *Materials Science and Engineering Technology, Vol. 43, No. 4*, pp. 315-320, 2012.
- [3] R. Kocik, Analyse und Bewertung der mechanisch-technologischen Eigenschaften von geschweißten Mischverbindungen aus Aluminium und Titan, Aachen: Shaker Verlag, 2009.
- [4] B. Klein, Leichtbau-Konstruktion, Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2007.
- [5] J. Royset und N. Ryum, „Scandium in aluminium alloys,“ *International Materials Reviews, Vol. 50*, pp. 19-50, 1 2005.
- [6] F. Jeglitsch und R. Ratzl, „Strength and toughness of high-strength Al-alloys,“ *Materials Science Forum, Vol 13/14*, pp. 157-174, 1987.
- [7] B. Otte, O. Stelling und C. Müller, „High pressure lightweight hydraulic fully composite piston accumulators,“ 2012. [Online].
- [8] European Committee for Standardization, *Transportable gas cylinders – Fully wrapped composite cylinders*, 2009.

Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase: Leistungsspeicher mit erhöhter Energiekapazität

Daniel Feld, Markus Keßler

HYDAC International GmbH, Industriegebiet,

66280 Sulzbach/Saar

E-Mail: daniel.feld@hydac.com

Kurzfassung

Energiekapazität und Wirkungsgrad von Hydrospeichern sind vor dem Hintergrund der Verwendung bei hydraulisch hybridisierten mobilen Arbeitsmaschinen und Nutzfahrzeugen von zentraler Bedeutung. Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase bieten abhängig vom jeweiligen Betriebszyklus diesbezüglich enorme energetische Vorteile. Die Hauptgründe für diese Verbesserungen im Vergleich zu Standard-Hydrospeichern sind die zusätzliche Wärmekapazität im Blaseninneren sowie die Isolationswirkung des Schaummaterials in Bezug auf die Umgebung.

Die Steigerungspotenziale hinsichtlich der Energiekapazität und des Wirkungsgrades werden mit Hilfe von Simulationsmodellen vor einem applikationsbezogenen Hintergrund quantifiziert. Die Simulationsergebnisse bezüglich eines repräsentativen Bagger-Zyklus zeigen, dass Schaum-Speicher, verglichen mit Standard-Speichern, ca. 18 % mehr Energie bei den Entladevorgängen abgeben können. Bei dem untersuchten Stadtbus-Zyklus, der durch lange Haltephasen geprägt ist, beträgt die entsprechende Steigerung der Entladeenergie ca. 30 %. Durch die Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase kann der gaseitige Wirkungsgrad in diesem Fall von ca. 91 % beim Standard-Speicher auf nahezu 100 % erhöht werden.

1 Einleitung

In den letzten Jahren ist ein zunehmender Trend in Richtung Hybridisierung bei mobilen Arbeitsmaschinen und Nutzfahrzeugen zu beobachten. Wie im Automobilbereich resultiert die Motivation hierzu unter anderem aus gesetzlichen Vorgaben hinsichtlich des Ausstoßes von Abgas-Schadstoffen, dem Wunsch nach möglichst niedrigen Gesamtbetriebskosten bzw. Kraftstoffverbrauchswerten sowie zunehmendem Umweltbewusstsein.

In Serienmaschinen und –fahrzeugen haben sich elektrische und hydraulische Hybridsysteme jüngst etabliert. Aufgrund diverser Vorteile fällt die Wahl oft auf die hydraulischen Lösungen. Die Maschinen- bzw. Fahrzeughersteller besitzen hinsichtlich der Hydraulik bereits oft große Erfahrung. So sind hydraulische Antriebsysteme (z.B. Fahrtriebe) häufig auf den Maschinen bzw. Fahrzeugen bereits vorhanden und seit Jahrzehnten bewährter Standard. Große Vorteile der Komponenten hydraulischer Hybridantriebe liegen dabei sicherlich auch in deren hohen Servicefreundlichkeit sowie in der Tatsache, dass diese als robuste Serienkomponenten seit Jahrzehnten verfügbar sind.

Eines der Hauptargumente für den „hydraulischen Hybrid“ stellt sicherlich die hohe Leistungsdichte der hydraulischen Antriebskomponenten, wie beispielsweise der Axialkolbeneinheiten oder der Hydrospeicher dar. Letztere sind standardmäßig zum Laden und Entladen mit hohen Leistungen sehr gut geeignet. Die ölseitigen Ventile sind als Verbindung zum hydraulischen System von Haus aus für hohe Volumenströme konzipiert. Betrachtet man beispielsweise Blasenspeicher der Nenngrößen 10

bis 50 Liter von HYDAC, so ergibt sich bei einem zulässigen Volumenstrom von 900 l/min und einem beispielhaften Druck von 400 bar eine Leistung von 600 kW. Bei der sogenannten High-Flow-Variante der Ölventile sind 1800 l/min und damit 1200 kW möglich. Diese Leistungswerte liegen weit über den typischen Anforderungen der zuvor beschriebenen Hybridsysteme, sodass für Hydrospeicher getrost auch der Begriff „Leistungsspeicher“ verwendet werden kann.

Darüber hinaus stehen die Energiedichte und der Wirkungsgrad der Energiespeicher in Hybridsystemen stets im Fokus. Die volumetrische Energiedichte ist vor allem vor dem Hintergrund von Bauraumknappheit relevant. Die gravimetrische Energiedichte soll häufig aufgrund von Limitierungen bzgl. des zulässigen Gesamtgewichts von Nutzfahrzeugen maximiert werden. Neben der Erhöhung der Energiekapazität kann in diesem Zusammenhang auch das Gewicht der Hydrospeicher durch verschiedene Leichtbaumaßnahmen reduziert werden. Entsprechende gewichtsreduzierte Hydrospeicher-Varianten sind standardmäßig von HYDAC verfügbar. Der Wirkungsgrad der Energiespeicher als Teil einer Wirkungsgradkette beeinflusst maßgeblich die Effizienz der Hybridsysteme.

Um die Energiedichte und den Wirkungsgrad der Hydrospeicher zu erhöhen, existieren verschiedene Ansätze. Bei den von HYDAC entwickelten Blasenspeichern ist die Elastomerblase mit einem offenzelligem, hochporösen, elastischen Schaum gefüllt. Diese zusätzliche Wärmekapazität auf der Gasseite ermöglicht eine signifikante Erhöhung der Energiekapazität und damit der Energiedichte der Blasenspeicher. Außerdem

wird durch diese Technologie eine enorme Steigerung des gaseitigen Wirkungsgrades auf Werte nahe 100 % erreicht.

Aufgrund thermodynamischer Gesetzmäßigkeiten sind die genannten positiven Effekte abhängig vom Lastzyklus. Neben der Länge der Zeitabschnitte für das Laden bzw. das Entladen der Blasenspeicher hat in erster Linie die Dauer der Haltephasen Einfluss auf die Energiekapazität und den gaseitigen Wirkungsgrad.

Im Folgenden wird die Technologie der Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase näher erläutert. Anschließend werden die Ergebnisse einer Simulationsstudie zur Ermittlung der zyklusabhängigen Vorteile hinsichtlich der Energiekapazität sowie des gaseitigen Wirkungsgrades im Vergleich zu Standard-Blasenspeichern vorgestellt. Hierfür wurden beispielhaft Lastzyklen der beiden folgenden, als hybridisiert angenommen Applikationen herangezogen:

- 1.) Bagger-Zyklus
- 2.) Stadtbus-Zyklus

Um die entsprechenden Potenziale aufzuzeigen, werden damit die beiden Extreme eines hochdynamischen „Speicher-Lastzyklus“ mit sehr kurzen Haltephasen auf der einen und einer Betriebscharakteristik mit sehr ausgeprägten Haltephasen auf der anderen Seite abgedeckt.

2 Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase

Bei den Hydrospeichern mit schaumgefüllter Blase handelt es sich im Prinzip um „Standard-Blasenspeicher“, deren Elastomerblase mit einem speziellen offenzelligem, hochporösen, elastischen Schaum gefüllt sind (s. Abb. 1). Hierbei reicht bezogen auf das Speichervolumen ein geringer Volumenanteil Schaum aus, um die oben beschriebenen Effekte hinsichtlich Energiekapazität und gasseitigen Wirkungsgrad zu erzielen. Die Menge des „Energiespeichermediums“ Stickstoff wird also nur unwesentlich reduziert.

Das Konzept der schaumgefüllten Blasen wird im Forschungsbereich schon seit einigen Jahrzehnten untersucht, so z.B. von Otis (vgl. [1]) und Rupprecht (vgl. [2]). Ein maßgebliches Problem bestand bisher in der Dauerfestigkeit der gasseitig eingebrachten Schaumstrukturen. Dieses Problem wurde von HYDAC nun gelöst.

Die Gründe für die Erhöhung der Energiekapazität und des gasseitigen Wirkungsgrades liegen in der zusätzlichen Wärmekapazität des Schaumes C_S und dessen Isolationswirkung hinsichtlich des Wärmeaustausches mit der Umgebung. Abb. 2 zeigt in diesem Zusammenhang die für die thermodynamischen Prozesse relevanten Größen. Von entscheidender Bedeutung für die energetischen Vorteile der Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase ist zusätzlich die Minimierung des Wärmestroms Φ_{th} , der aus dem Temperaturgradienten zwischen dem Blaseninneren (Stickstoff und Schaummaterial) und der Umgebungsluft resultiert. In diesem Zusammenhang kommt erneut die Schaumstruktur zum Tragen, die trotz der

Offenzelligkeit Konvektionsprozesse des Gases weitestgehend verhindert und somit den Wärmeaustausch mit der Umgebung hemmt.

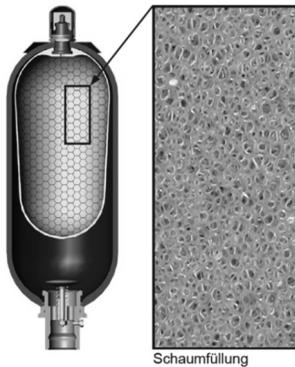


Abb. 1: Schnittdarstellung eines Hydrospeichers mit schaumgefüllter Blase

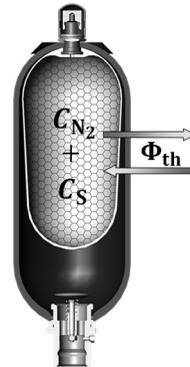


Abb. 2: Schematische Darstellung der Wärmeflussprozesse bei Hydrospeichern mit schaumgefüllter Blase

Die energetischen Vorteile der Schaum-Speicher zeigen sich in besonderem Maße bei der druckgesteuerten Betriebsweise, die für hydraulische Hybridsysteme charakteristisch ist. Dabei variiert der Speicherdruck zwischen dem minimalen Betriebsdruck p_1 und dem maximalen Betriebsdruck p_2 .

Abb. 3 verdeutlicht die oben beschriebenen Effekte auf der Basis eines für Hybridanwendungen typischen thermodynamischen Kreisprozesses, der im Folgenden anhand eines Standard-Blasenspeichers erläutert wird. Bei einem schnellen, quasi-adiabaten Ladeprozess (①→②) auf p_2 wird Energie gespeichert ($W_{\text{Standard,laden}}$). Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist dieses Integral als Fläche im Diagramm nicht explizit dargestellt.

Es folgt eine Haltephase (②→③), in der der Ölvolumenstrom in den bzw. aus dem Hydrospeicher gleich Null ist. Das durch den Kompressionsprozess erwärmte Gas in der Speicherblase gibt Wärmeenergie an die Umgebungsluft ab, wodurch der Druck sinkt. Der Energieverlust steigt dabei mit der Dauer der Haltephase. Beim anschließenden Entladeprozess (③→④) wird Ölvolumen (quasi-adiabat) bis zum Druck p_1 entnommen. Die dabei abgegebene Energie ($W_{\text{Standard,entl.}}$) steht, abgesehen von äußerst geringen, vernachlässigbaren Strömungsverlusten, am Speicherventil „hydraulisch“ zur Verfügung. Während einer weiteren Haltephase (④→①) steigt der Gasdruck an, da Wärmeenergie aus der Umgebung aufgenommen wird.

Die Fläche zwischen der Lade- und der Entladekurve stellt die verlorene Wärmeenergie ($W_{\text{Standard,Verlust}}$) dar und ist gleichzeitig die Differenz zwischen $W_{\text{Standard,laden}}$ und $W_{\text{Standard,entl.}}$.

Abb. 3 zeigt auch den entsprechenden typischen Kurvenverlauf für Schaum-Speicher. Dieser unterscheidet sich wesentlich von dem der Standard-Speicher. So verläuft die Kurve bei den Lade- bzw. Entladeprozessen erheblich flacher (Isothermisierungseffekt, s. oben). Da der Wärmeaustausch mit der Umgebung aus den erläuterten Gründen äußerst gering ist, findet bei den typischen Hybrid-Zyklen nur ein äußerst geringer Druckabfall (vgl. ②→③ beim Standard-Speicher) statt. Aufgrund dessen hat die Entladekurve fast den gleichen Verlauf wie die Ladekurve, weshalb diese Linien in den Darstellungen in der Regel nicht unterschieden werden können. Auch der Druckanstieg nach dem Entladen (vgl. ④→① beim Standard-Speicher) ist verschwindend gering.

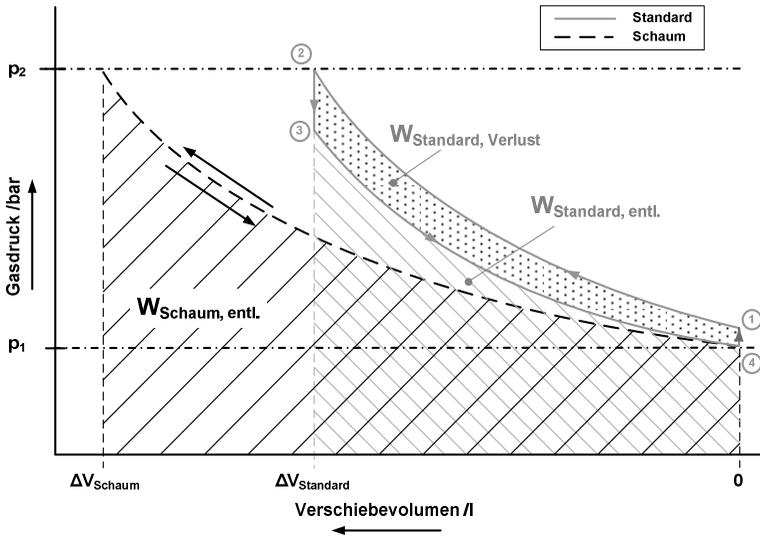


Abb. 3: Schematische Darstellung von typischen Betriebszyklen (Schaum- und Standard-Speicher) im Gasdruck-Verschiebevolumen-Diagramm

Für die folgenden Betrachtungen ist es von Bedeutung, den Begriff der „Energiekapazität“ zu präzisieren. Für Hybrid-Applikationen ist vor allem jene Energie entscheidend, die dem Prozess wieder zugeführt werden kann und somit effektiv nutzbar ist. Dabei handelt es sich um die Entladeenergie $W_{entl.}$, die bei den weiteren Untersuchungen unter anderem im Fokus stehen wird.

Daneben spielt auch der gaseitige Wirkungsgrad eine entscheidende Rolle. Er ergibt sich aus dem Quotienten:

$$\eta_{Gas} = \frac{W_{entl.}}{W_{laden}} \quad (2.1)$$

Die beschriebenen Effekte bei den Hydrospeichern mit schaumgefüllter Blase führen dazu, dass in diesen mehr Ölvolumen gespeichert werden kann. ΔV_{Schaum} ist in der Regel erheblich größer als $\Delta V_{\text{Standard}}$. Zusammen mit der Tatsache, dass durch den Verlust an Wärmeenergie (②→③) beim Standard-Speicher der Entladeprozess bei einem tieferen Druck als p_2 beginnt, führt dies dazu, dass $W_{\text{Schaum,entl.}}$ größer als $W_{\text{Standard,entl.}}$ ist. Auch bzgl. des gaseitigen Wirkungsgrads zeigt sich naturgemäß eine ähnliche Tendenz.

Bei den durchgeführten simulativen Untersuchungen wurde ein von HYDAC entwickeltes Schaum-Speicher-Modell verwendet. Das Modell basiert dabei auf dem in der Praxis bewährten ASP (Accumulator Simulation Programm) von HYDAC. Durch die Verwendung eines komplexen Realgasmodells und der präzisen Abbildung des Energieaustauschs des Speichergases mit der Umgebung werden äußerst realitätsnahe Simulationsergebnisse erzielt. Das Modell von ASP wurde nun um die durch das Schaummaterial im Blaseninneren entstehenden thermodynamischen Effekte erweitert. Das Schaum-Speicher-Modell wurde umfassend experimentell verifiziert.

3 Simulativer Vergleich von Hydrospeichern mit schaumgefüllter Blase und Standard-Hydrospeichern

Ziel der folgenden Untersuchungen ist die Quantifizierung der energetischen Vorteile von Hydrospeichern mit schaumgefüllter Blase gegenüber Standard-Blasenspeichern auf der Basis praxisrelevanter Lastzyklen.

Dazu wird einerseits ein typischer Bagger-Zyklus aus [3] herangezogen, der vor dem Hintergrund einer als hydraulisch hybridisiert angenommenen Maschine als Beispiel für einen hochdynamischen Prozess mit kurzen „Speicher-Haltephasen“ dient. Andererseits sind bei der zweiten ausgewählten Applikation, dem Stadtbus (vgl. [4]), im Gegensatz zum Bagger die Haltephasen für einen hypothetisch eingesetzten Hybrid-Hydrospeicher relativ lange. Mit den beiden ausgewählten Anwendungen wird also ein möglichst breites Spektrum bezüglich der Applikationszyklen abgedeckt.

Nachfolgend werden zunächst die Annahmen und Vereinfachungen erläutert, bevor auf die beiden Beispiel-Applikationen und die jeweiligen Simulationsergebnisse eingegangen wird.

3.1 Annahmen und Vereinfachungen

Die Topologie der jeweiligen Hybridansätze (z.B. parallel oder seriell) und damit die Einbindung der Hydrospeicher in die potenziellen Hybridsysteme ist für die vorliegenden Untersuchungen von sekundärer Natur. Entscheidend ist die Länge der Zeitabschnitte der Betriebszustände, in denen sich die hydraulischen Systeme – und damit die Hydrospeicher – in Abhängigkeit der Lastzyklen befinden. Dabei wird vereinfachend angenommen, dass die Volumenströme zum Laden bzw. Entladen der Hydrospeicher in den entsprechenden Phasen konstant sind.

Für die vergleichenden Simulationen wurde beispielhaft jeweils ein Speichervolumen von $V_0 = 20 \text{ l}$ mit einem maximalen Betriebsdruck von $p_2 = 400 \text{ bar}$ gewählt, wobei davon ausgegangen wird, dass die Hydrospeicher bei den Energiespeicherprozessen stets komplett geladen werden.

Eine weitere Annahme besteht in der optimalen energetischen Ausnutzung der Standard-Hydrospeicher, wobei die diesbzgl. Auslegung nach [5] bzw. [6] vorgenommen wurde. Daraus resultiert der Vorfülldruck bei 20°C zu $p_0 = 111 \text{ bar}$ und $p_1 = 123 \text{ bar}$. Für die Schaum-Speicher wurde aus Gründen der Vergleichbarkeit die gleiche Parametrierung verwendet.

3.2 Bagger-Zyklus

Bei dem ausgewählten repräsentativen Bagger-Zyklus (vgl. [3]) wird mit einer Maschine der 30t-Klasse grabfähiges, homogenes Bodenmaterial

mit der Schaufel aufgenommen. Nach einer 90°-Schwenkbewegung wird die Schaufel über einem Ablageplatz entleert und das Drehwerk wieder zurück geschwenkt. Im Rahmen der durchgeführten Simulationen wurde von einer hydraulischen Hybridisierung des Drehwerks ausgegangen. Bei Beschleunigungsvorgängen des Drehwerks wird der jeweilige Hydrospeicher entladen, bei Verzögerungsvorgängen geladen. Wird das Drehwerk mit konstanter Winkelgeschwindigkeit bewegt oder befindet es sich in Ruhe, so ist der Speicher-Volumenstrom gleich null.

Abb. 4 zeigt die entsprechenden Prozessphasen eines Arbeitszyklus mit einer Gesamtlänge von ca. 13 Sekunden.

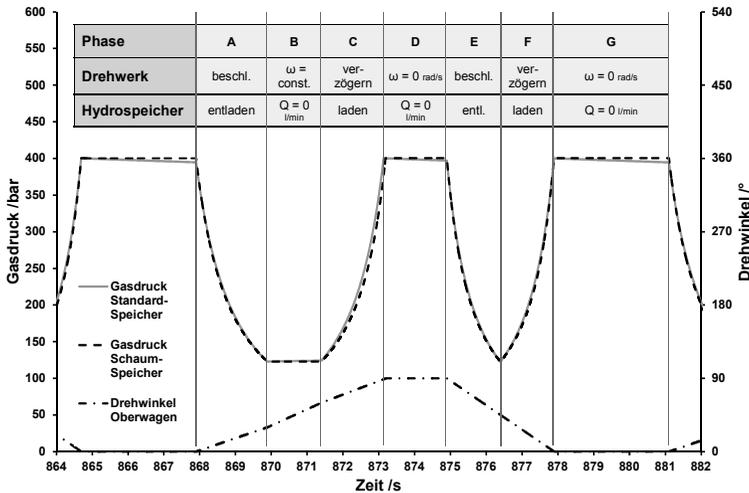


Abb. 4: Bagger-Zyklus: Speicher-Drücke und Oberwagen-Drehwinkel

Die Hydrospeicher befinden sich bei dem gezeigten Simulationsausschnitt im thermodynamisch eingeschwungenen Zustand, nachdem eine

große Anzahl von aufeinanderfolgenden gleichen Zyklen simuliert wurde. Speichergas an die Umgebungsluft abgegeben werden. Der Druckabfall fällt auch bei den Standard-Speichern in diesem Fall recht gering aus.

Das entsprechende Druck-Volumen-Diagramm bzgl. der Hydrospeicher ist in Abb. 5 dargestellt. Die Berechnung der relevanten Energiewerte erfolgte akkumuliert über den betrachteten Zeitabschnitt (s. Abb. 4), d.h. die Lade- bzw. Entladeenergien der verschiedenen Phasen wurden jeweils addiert. Beim Bagger-Zyklus entspricht auch beim Standardspeicher die Entlade- nahezu der Ladeenergie, weshalb eine Verlustenergie auch rein optisch nicht zu erkennen ist.

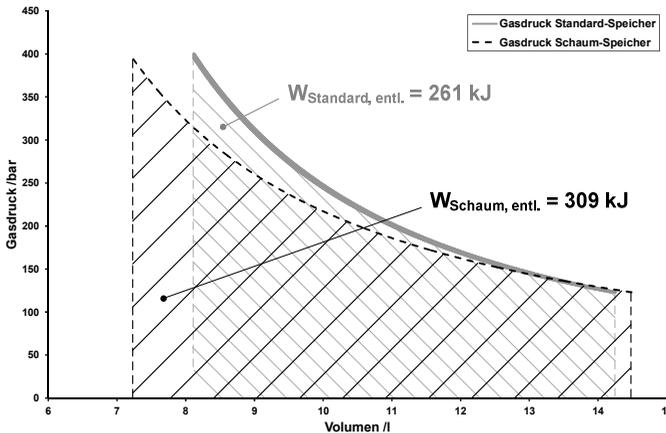


Abb. 5: Bagger-Zyklus: Druck-Volumen-Diagramm

Wie Abb. 6 zeigt, wird mit den Schaum-Speichern eine Steigerung der Entladeenergie von 261 kJ um 18 % auf 309 kJ erreicht, was hauptsächlich auf den oben beschriebenen Isothermisierungseffekt der Schaum-

Speicher zurückzuführen ist (flacherer Kurvenverlauf, größeres Verschiebevolumen).

Der gasseitige Wirkungsgrad (Abb. 7) wird nur unwesentlich von 99,0 % auf 99,9 % gesteigert. Aufgrund der kurzen Haltephasen weist hier auch der Standard-Speicher einen sehr hohen Wert auf.

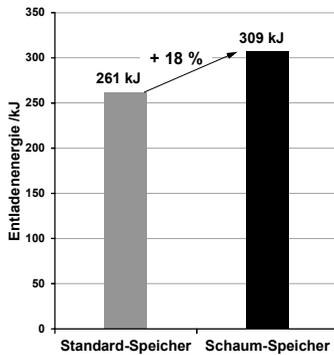


Abb. 6: Bagger-Zyklus: Vergleich der Entladeenergien

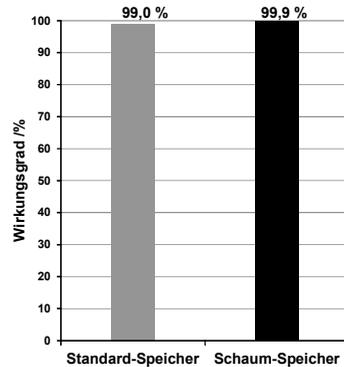


Abb. 7: Bagger-Zyklus: Vergleich des gasseitigen Wirkungsgrads

3.3 Stadtbus-Zyklus

Der betrachtete Stadtbus-Zyklus basiert auf dem in [4] veröffentlichten Referenzzyklus, der sich auf den Einsatz in New York City bezieht. Für die vorliegende Simulationsstudie wurde das in [4] vorgestellte Geschwindigkeitsprofil des Stadtbusses vereinfacht (s. Abb. 8). Die Zeitspanne für einen Zyklus beträgt ca. 50 Sekunden.

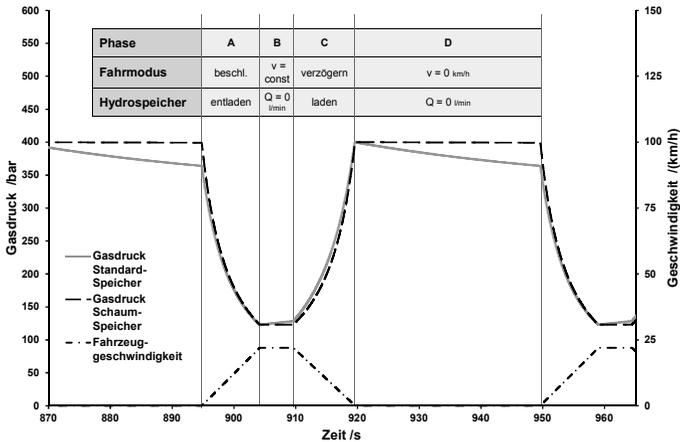


Abb. 8: Stadtbus-Zyklus: Speicher-Drücke und Fahrzeuggeschwindigkeitsprofil

Charakteristisch sind die langen Haltephasen des Busses von ca. 30 Sekunden nach vorherigen Bremsvorgängen. Die „Standphasen“ mit vollem Hydrospeicher sind in diesem Fall stark ausgeprägt, was einen hohen Verlust von Wärmeenergie an die Umgebungsluft verursacht. Der damit einhergehende Druckabfall beträgt am Ende von Phase D ca. 30 bar.

Der Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase kann bei dem betrachteten Stadtbus-Zyklus im Vergleich 30 % mehr Energie beim Entladen zur Verfügung stellen (s. Abb. 9 und Abb. 10). Bzgl. des gasseitigen Wirkungsgrades wird eine Steigerung von 91,3 % auf 99,8 % erreicht (s. Abb. 11).

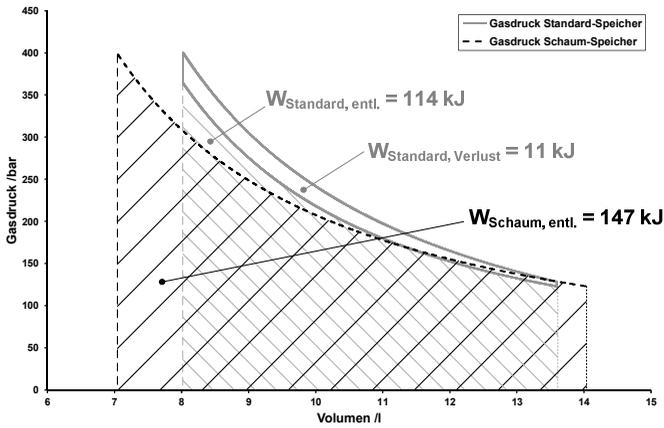


Abb. 9: Stadtbuss-Zyklus: Druck-Volumen-Diagramm

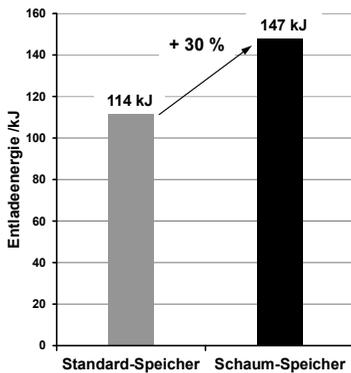


Abb. 10: Stadtbuss-Zyklus: Vergleich der Entladeenergien

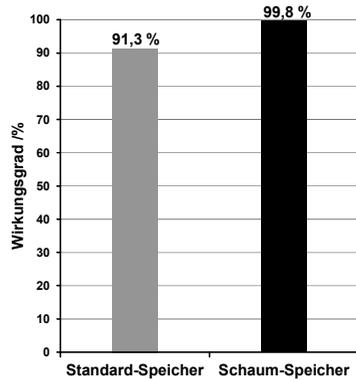


Abb. 11: Stadtbuss-Zyklus: Vergleich des gaseitigen Wirkungsgrads

4 Zusammenfassung und Ausblick

Die Steigerung der volumetrischen und der gravimetrischen Energiedichten von Hydrospeichern kann hinsichtlich der Integration in mobile Arbeitsmaschinen und Nutzfahrzeuge mit Hybridsystemen zu einem entscheidenden Vorteil führen. Hydrospeicher mit schaumgefüllter Blase bieten gegenüber Standard-Speichern höhere Energiekapazitäten und verbesserte gasseitige Wirkungsgrade. Diese Effekte sind aufgrund thermodynamischer Gesetzmäßigkeiten abhängig von den Lastzyklen, mit denen die Hydrospeicher betrieben werden. Um die energetischen Vorteile zu quantifizieren, wurde hinsichtlich zweier hydraulischer Hybrid-Applikationen (Bagger, Stadtbus) eine auf die Hydrospeicher bezogene Simulationsstudie durchgeführt. Besonders deutlich wird die Steigerung der Energiekapazität beim Stadtbus-Referenzzyklus, der durch lange Haltephasen gekennzeichnet ist. Mit Hilfe der Schaum-Speicher-Technologie wird die Energiekapazität in diesem Fall um 30 % gesteigert, der Wirkungsgrad um 8,5 Prozentpunkte auf nahezu 100 %. Selbst beim hochdynamischen Bagger-Zyklus wird die Energiekapazität um 18 % erhöht.

Prototypentests in realen Mobil- und Industrieanwendungen bestätigen die oben quantifizierten energetischen Vorteile von Hydrospeichern mit schaumgefüllter Blase. Mit Hilfe der Simulationsmodelle für Standard- und Schaumspeicher kann auf Basis von maschinen- bzw. fahrzeugbezogenen Referenzzyklen analysiert werden, welche Steigerungen der Energiekapazität bzw. des gasseitigen Wirkungsgrades durch den Einsatz

von Schaumspeichern zu erwarten sind. Durch automatisierte Parametervariationen ist außerdem eine optimale Anpassung der Speicher-Parameter, wie z.B. des Nennvolumens und der Betriebsdrücke, an das jeweilige Hybridsystem möglich. Zur Verfügung stehende Bauräume können auf diese Art bestmöglich genutzt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] D. Otis and A. Pourmovahed, "Energy Storage Capacity and Thermal Losses in Hydraulic Accumulators using Elastomeric Foams in the Charge-Gas Volume," in *Fluid Power Symposium*, Hangzhou, 1985.
- [2] K.-R. Rupprecht, "Hydrospeicher - Experimentelle und analytische Untersuchungen zur Energiespeicherung," Aachen, 1988.
- [3] C. Holländer, "Untersuchungen zur Beurteilung und Optimierung von Baggerhydrauliksystemen," VDI Verlag GmbH, Riedwihl, 1998.
- [4] T. J. Barlow, S. Latham, I. S. McCrae and P. G. Boulter , "A reference book of driving cycles for use in the measurement of road vehicle emission," IHS, 2009.
- [5] F. Korkmaz, *Hydrospeicher als Energiespeicher*, Berlin: Springer-Verlag, 1981.
- [6] H. Murrenhoff, *Grundlagen der Fluidtechnik - Teil 1: Hydraulik*, Aachen: Shaker Verlag, 2012.

Möglichkeiten zur Verbrauchs- und Kostenreduktion durch eine gezielte Auslegung des Verbrennungsmotors auf das Hybridsystem

Sebastian Petri, Sascha Schönfeld, Peter Dittmann

*Institute for Combustion Engines (VKA), RWTH Aachen
University*

E-Mail: Petri_s@vka.rwth-aachen.de

Kurzfassung

Durch die aktuelle Abgasgesetzgebung sind die Schadstoffemissionen für Verbrennungsmotoren in industriellen Anwendungen drastisch limitiert worden. Gleichzeitig wird eine deutliche Reduktion der CO₂ Emissionen erwartet. Auch für mobile Arbeitsmaschinen wie z.B. Radlader bietet sich hierfür die Hybridisierung des Antriebstrangs an. Die Vorteile eines Hybridantriebes bezüglich CO₂ Emissionen liegen in der Rekuperation beim Bremsen und Absenken der Last, dem Start-Stopp für häufig auftretende Leerlaufphasen und nicht zuletzt in der Möglichkeit, Modifikationen des Verbrennungsmotors zur Verbrauchsverbesserung (z.B. Downsampling) vorzunehmen.

Der nächste logische Schritt in der Optimierung des Verbrennungsmotors ist der Betrieb als sogenannter „Punktmotor“¹. Dabei wird der Betriebsbereich, ähnlich wie bei Generator Sets, auf eine Nenndrehzahl eingeschränkt und ausschließlich auf dessen Lastband bewegt. Diese Drehzahlbegrenzung bietet neben den bereits genannten Vorteilen die Möglichkeit, durch Vereinfachung des Motoraufbaus und gezieltere, optimierte Auslegung der Abgasnachbehandlung Kosten zu reduzieren. Der Betrieb in einem reduzierten Operationsbereich vermindert außerdem den Aufwand in der Motorregelung (z.B. Kalibrieraufwand, Hard-/Softwareinsatz).

Die EU Richtlinien (97/68/EG) beschreiben die Randbedingungen für diese Anwendung. Daraus ergeht, dass das Fahrzeug „mit einem Kompressionszündungsmotor ausgestattet sein [muss], [...] der mit einer konstanten Drehzahl betrieben wird“. Als Prüfzyklus wird nur der NRSC Typ D2 vorgeschrieben. Damit diese vorteilhafte Einstufung greift, muss einerseits die Drehzahl fest eingestellt sein (im Bereich +/- 15 % der Nenndrehzahl) und der Leerlaufbetrieb weniger als

¹ Der Punktmotor ist ein Themenschwerpunkt des Forschungsvorhabens TEAM des BMBF

15 % der gesamten Betriebszeit ausmachen. Mit Blick auf einen durchschnittlichen Betriebsablauf eines Radladers, der nach Angaben der Hersteller bis zu 40 % Leerlaufanteil aufweisen kann [1], wird jedoch ersichtlich, dass eine Implementierung von Start-Stopp unabdingbar ist, um lange Leerlaufphasen zu vermeiden.

Ziel dieser Untersuchungen ist, das Potential zur Kosten- und Verbrauchsreduktion (TCO) aufzuzeigen, dass durch gezielte Auslegung des Verbrennungsmotors auf einen verbrauchsoptimalen Betriebspunkt mit anschließender baulicher Vereinfachung sowohl der Peripherie am Motor (u.a. Einspritzsystem, Turbolader), als auch der Abgasnachbehandlung (z.B. Katalysatorgrößen) entsteht. Als Referenzzyklen werden sowohl der gesetzlich geforderte Stationärzyklus, als auch ein typischer Radlader-Arbeitszyklus bewertet.

Im Gegensatz zum seriellen Range-Extender, welcher bei PKW-Anwendungen durchaus vielversprechend ist, erscheint es im Bereich eines Nutzfahrzeugs wenig sinnvoll, einen rein elektrischen oder hydraulischen Betrieb darzustellen. Daher sind die Untersuchungen auf eine parallele Hybridstruktur fokussiert.

Zunächst werden der Betriebsbereich des Motors durch Anpassung der Kalibrierung eingeschränkt und mögliche Veränderungen an den Motorkomponenten definiert. Diese Modifikationen werden am Prüfstand real untersucht und umfassen die Variation des Raildrucks, der AGR-Rate und des Einspritzbeginns, sowie verschiedene Einspritzdüsen und die Turboladergröße. Dabei bleibt das Potential, durch gezielte Elektrifizierung der Peripherie weitere Einsparungen zu erzielen, unbeachtet.

Zusätzlich zu den Fahrversuchen am Motorprüfstand und auf Basis der dort gemessenen Ergebnisse wird dann eine Simulation eines parallelen elektrischen Hybridsystems mit verschiedenen Ansätzen zur Betriebsstrategie durchgeführt. Abschließend wird die richtige Dimensionierung der Abgasnachbehandlungsanlage mit besonderem Blick auf den SCR Katalysator überprüft.

1 Optimierung des Verbrennungsmotors

1.1 Motivation

In den vergangenen Jahren gab es zahlreiche Bestrebungen, um Antriebsstränge in mobilen Arbeitsmaschinen effizienter zu gestalten. Neben der Hybridisierung wird auch die Entwicklung einer abgestimmten automatischen Maschinensteuerung im Rahmen des Forschungsvorhabens TEAM durchgeführt [1]. Dabei wird unter anderem auch der Verbrennungsmotor in Bereichen des optimalen Kraftstoffverbrauchs betrieben. Durch die relativ gut vorhersagbare Leistungsanforderung von mobilen Arbeitsmaschinen wie dem Radlader kann eine dementsprechende Effizienzsteigerung erwartet werden.

1.2 Vom Vollmotor zum Punktmotor

1.2.1 Dynamik steht Kraftstoffverbrauch entgegen

Ein herkömmlicher Verbrennungsmotor wird in einem großen Drehzahl- und Lastbereich betrieben, wobei sich der Bestverbrauch nur in einem kleinen Betriebsbereich erzielen lässt. Um ein gutes Dynamikverhalten im Drehmomentaufbau bereitzustellen, werden Verbrennungsmotoren im Allgemeinen bei hohen Drehzahlen betrieben.

Ausgehend von einem Industriemotor mit 250 kW wurde ein Downscaling auf eine mit dem Grünen Radlader vergleichbare Motorleistung (ca. 205 kW → Tab. 1) durchgeführt.

	Basismotor		Referenzmotor	
Nennleistung	250	kW	205	kW
Nenndrehzahl	2200	min ⁻¹	2200	min ⁻¹
Max. Drehmoment (1450 min ⁻¹)	1400	Nm	1200	Nm

Tab. 1

Dieser Motor dient als Referenz für die folgenden Untersuchungen. Der Motor verfügt über eine gekühlte Abgasrückführung mit einem 2000 bar Common-Rail Einspritzsystem und einem Abgasnachbehandlungssystem bestehend aus einem DOC, DPF und SCR.

1.2.2 Downsampling

Die Nenndrehzahl des Referenzmotors wurde im nächsten Schritt bei gleichbleibender Leistung von 2200 min⁻¹ auf 1600 min⁻¹ gesenkt. Dadurch steigt das Volllastdrehmoment des Motors entsprechend an und das Lastkollektiv liegt entsprechend im höheren verbrauchsgünstigeren Bereich. (Abb. 1).

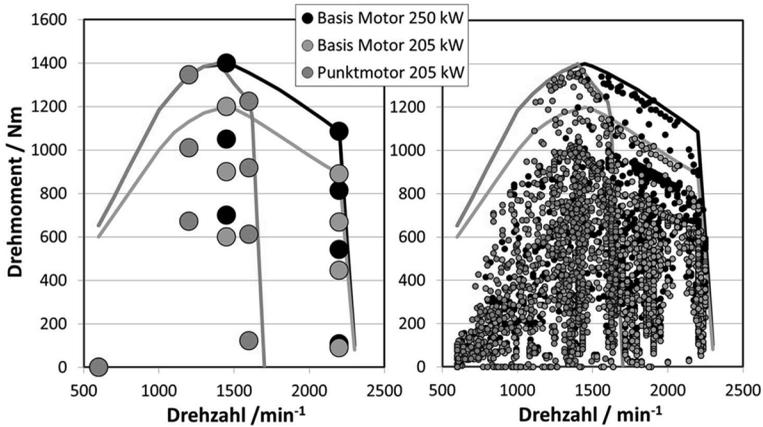


Abb. 1: Zykluspunkte des NRSC Stationärzyklus (links) und des NRTC Transientzyklus (rechts) für die Motorvarianten

Die größten Effekte beim Downsampling basieren auf der reduzierten Reibung und der günstigeren 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.

1.2.3 Bauteiländerungen

Wegen des reduzierten Drehzahllevels bei gleichzeitig höherem Drehmoment ist eine Anpassung der Motorkonfiguration sinnvoll. Durch die Absenkung der Nenndrehzahl verringert sich der Luftdurchsatz, weshalb ein entsprechend kleinerer Turbolader verbaut werden kann. Die reduzierte Drehzahlspannung ermöglicht so eine effizientere aber auch kostengünstigere Auslegung des Turboladers.

Wegen der reduzierten Leistung und Drehzahl wurden auch Einspritzdüsen mit kleinerem hydraulischen Durchfluss untersucht.

1.2.4 Verbrauchersparnis

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 [2].

Der untersuchte Dieselmotor erreicht durch das Downspeeding bei gleicher Leistung eine Verbrauchsverringering von etwa 7 % im stationären NRSC und im transienten NRTC Zertifizierungszyklus (Abb. 2). Die Anpassung der Einspritzdüsen zeigte tendenziell die erwartete Verbesserung bei der Partikelemission weil sich durch die kleineren Einspritzlöchern die Kraftstoffaufbereitung verbessert. Allerdings konnte auch nach Anpassung der Kalibrierung keine Verbesserung beim Kraftstoffverbrauch erzielt werden.

Durch den verkleinerten Turbolader konnte der Kraftstoffverbrauch bei diesem Motor um ein weiteres Prozent verringerte werden (Abb. 2). Die Verbrauchsverringering basiert dabei auf einer erhöhten Luftzufuhr bei gleichzeitig reduzierten Ladungswechselverlusten. Das höhere Verbrennungsluftverhältnis wirkt sich wiederum positiv auf die Verbrennung aus.

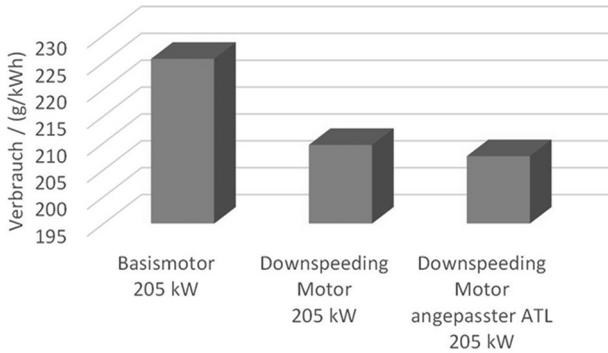


Abb. 2: Verbrauchsvorteil [3]

Insgesamt konnte durch das Downspeeding eine deutliche Kraftstoffverbrauchsreduzierung und damit verbunden auch eine erhebliche CO₂-Einsparung erreicht werden. Aufgrund der Verbrauchersparnis verringern sich auch die entsprechenden verbrauchsbedingten Betriebskosten. Bei einer Gesamtbetriebszeit von 8000 h würden sich z.B. bei einer Auslastung von 40 % und einem Kraftstoffpreis von 1,35 € eine Ersparnis von etwa 19.000 € ergeben.

2 Simulation

2.1 Elektrischer Hybrid

2.1.1 Gründe für den hybriden Radlader

Mobile Arbeitsmaschinen zeichnen sich durch sich häufig wiederholende Betriebszyklen aus. Beim Radlader ist der Y-Ladezyklus (Abb. 3) ein typischer Anwendungsfall [3]. Zusätzlich treten lange Leerlaufphasen auf, in denen der Radlader z.B. auf ein neues Transportfahrzeug wartet.

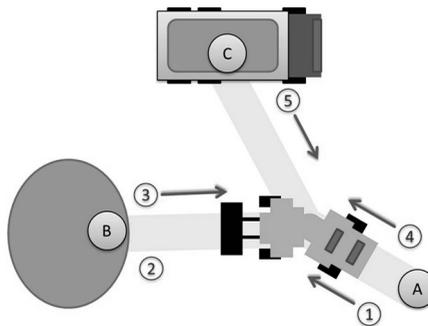


Abb. 3: 1. Fahren von (A - Ausgangspunkt) nach (B - Haufwerk), Schaufel absenken. 2. Schaufel füllen: Fahren in das Haufwerk (B), gleichzeitig Heben und Kippen der Schaufel. 3. Fahren von (B) zurück nach (A), Schaufel anheben. 4. Fahren von (A) nach (C - Transportfahrzeug), Schaufel weiter anheben, über (C) entleeren. 5. Fahren von (C) zurück nach (A), Schaufel senken

Durch den Einsatz von Hybridtechnologien ist es möglich, einerseits bei einer niedrigen Betriebsdrehzahl durch Drehmomentunterstützung die Dynamik zu erhöhen und zusätzlich für die Leerlaufphasen ein Start-Stopp System zu implementieren. Neben dem Vorteil, dass dadurch weniger Kraftstoff verbraucht wird, reduzieren sich bei Stillstand die Abkühlung des Abgassystems und somit auch der Heizbedarf bei Neustart.

2.1.2 Konstante Drehzahl und Lastpunktanhebung

Ein Downspeeding Konzept, wie es im vorausgegangenen Abschnitt beschrieben wird, ermöglicht eine Änderung des Antriebskonzeptes im Fahrzeug, welches auf einen verbrauchsoptimierten Betrieb des Verbrennungsmotors eingestellt werden kann. Dies kann unter anderem durch die Auslegung als „Punktmotor“ mit einem stark eingeschränkten Betriebsbereich erreicht werden. Auf stationärer Drehzahl betriebene Motoren werden von der Gesetzgebung ähnlich wie Generator Sets behandelt. Das bedeutet, dass als Prüfzyklus nur der Stationärzyklus NRSC Typ D2 vorgeschrieben ist. Durch den verminderten Entwicklungsaufwand ist hier eine weitere Kostenreduzierung zu erwarten. Damit diese vorteilhafte Einstufung greift, muss einerseits die Drehzahl in jedem Betriebspunkt (auch im Leerlauf) fest eingestellt sein (Schwankungen im Bereich $\pm 15\%$ der Nenndrehzahl sind erlaubt) und der Leerlaufbetrieb weniger als 15% der gesamten Betriebszeit ausmachen.

Betrachtet man das Verbrauchskennfeld des Motors, wird deutlich, dass der spezifische Verbrauch z.B. bei der Drehzahl von 1400 min^{-1} mit zunehmender Last bis etwa 700 Nm immer besser wird und danach konstant bleibt (s. Abb. 4).

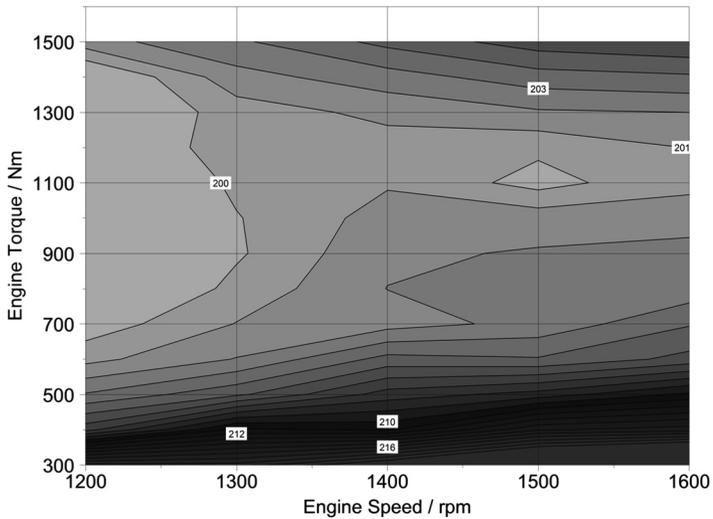


Abb. 4: Spezifischer Kraftstoffverbrauch des Motors

Sollte nun also die Lastanforderung unterhalb dieses optimalen Bereichs liegen, so kann eine Lastpunktverschiebung zum Laden der Batterie genutzt werden, bis der maximale Ladestrom die Leistungsaufnahme begrenzt. Sollte die Lastanforderung oberhalb dieser Grenze liegen, muss die Entscheidung zur weiteren Lastanhebung abhängig von anderen Anforderungen getroffen werden (z.B. Temperatur der Abgasanlage zu niedrig).

2.1.3 Verbrauchersparnis

Für die Untersuchungen wird nun ein synthetischer Arbeitszyklus erzeugt, der aus sechs Y-Ladezyklen und einer Leerlaufphase mit 30 % Anteil besteht. Dieser Arbeitsablauf wird sieben Mal wiederholt, was einer Dauer von 1981 s entspricht.

Die Simulationen haben gezeigt, dass der Benefit im Kraftstoffverbrauch hauptsächlich durch die Anwendung des Start-Stopp-Betriebs zustande kommt, da die elektrischen Verluste (z.B. Wirkungsgrade der Wandler) den Vorteil der Lastanhebung annähernd aufheben. Insgesamt tritt eine Verbrauchsreduzierung von 2 % (bei gleichzeitiger NO_x Neutralität) im simulierten Zyklus auf (s. Tab. 2).

	Basismotor	Punktmotor	Hybrid
Arbeit [kWh]	39.09	38.48	39.13
Kraftstoffverbrauch [kg]	7.99	7.92	7.83
Kraftstoffverbrauch [g/kWh]	204.57	205.85	200.18
Kraftstoffverbrauch (%)	100	-0.9	-2
NO _x [g]	45.40	46.69	45.42
NO _x [g/kWh]	1.16	1.21	1.16
NO _x (%)	100	+2.8	~0

Tab. 2

2.2 Optimierung der Abgasnachbehandlung

Als Folge der festen Drehzahl ist bei den Katalysatoren mit nahezu konstanten Raumgeschwindigkeiten zu rechnen. Außerdem hilft die Vermeidung des High Idle, die Auskühlung des Abgassystems zu reduzieren. Dadurch ist es möglich, die Katalysatoren zu vereinfachen bzw. zu verkleinern, um weitere Kosten (z.B. Bauraum, Coating) zu sparen. Bei einer simulativen Variation des SCR Katalysators, wurde hinsichtlich der NO_x Konvertierung festgestellt, dass bei einer Reduzierung des Volumens um 75 % maximale Raumgeschwindigkeiten bis ca. 93000 l/h zu erwarten sind. Dies liegt für den stationären Betrieb sehr gut im Arbeitsbereich des Katalysators. Es sind damit immer noch hohe Konvertierungsraten erreicht worden (unter der Annahme einer optimalen Regelungsstrategie). Die Erfahrung am Motorenprüfstand bestätigt dieses Ergebnis, da häufig die Dynamik der transienten Zyklen einer Reduzierung der Katalysatorgrößen entgegensteht.

2.3 Fazit

Die Optimierung des Verbrennungsmotors hinsichtlich des Betriebsbereichs bietet ein großes Potential zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. Die Auslegung als Punktmotor in Verbindung mit einem Hybridsystem führt diesen Ansatz weiter und bringt zusätzlich die Möglichkeit, Motorkomponenten kostengünstiger auszulegen.

Literaturverzeichnis

- [1] Volvo Construction Equipment, „Volvo Construction Equipment,“ 02 2008. [Online]. Available: http://www.volvoce.com/SiteCollectionDocuments/VCE/Documents%20Global/wheel%20loaders/brochureHybridloader_21A1004471_2008-02.pdf. [Zugriff am 12 01 2015].
- [2] M. Bach, G. Jacobs, M. Schneider und J. Weber, „Energieeffizienter hybridisierter Antriebsstrang für Radlader,“ *ATZ offhighway*, pp. 28-49, August 2014.
- [3] M. Schuckert und R. Krukenberg, „CO₂ /FE regulatory developments around the world,“ in *EC/ICCT Workshop on CO₂ emissions from Heavy Duty Vehicles*, Brussels, 2011.
- [4] S. Schönfeld und M. Günther, „Hybridantrieb - Neues Optimierungspotential für den Dieselmotor,“ *Mobile Maschinen*, März 2014.
- [5] H. Jähne , H. Deiters, T. Kohmäscher und M. Bliesener, „Antriebsstrangkonzeppte mobiler Arbeitsmaschinen,“ in *Fachtagung Baumaschinentechnik*, Dresden, 2006.

Überschlägige Berechnung der Verluste in elektrisch serienhybriden Antriebssträngen

Prof. Dr. Roland Schmetz

Hochschule Rhein-Waal (HSRW) , Kleve

E-Mail: Roland.Schmetz@hochschule-rhein-waal.de

Kurzfassung

In der jüngeren Literatur über landwirtschaftliche Traktoren wird der Wirkungsgrad elektrisch serienhybrider Antriebsstränge (ESA) häufig als schlechter als der Wirkungsgrad mechanisch-hydraulisch leistungsverzweigter Antriebsstränge (MHLA) dargestellt [1, 2, 3, 4]. Bei näherer Betrachtung werden aber oft systematische Fehler wie ungleiche Bilanzgrenzen, vernachlässigte Größeneinflüsse und Nichtlinearitäten, Nichtbeachtung neuerer technische Entwicklungen und Normungen oder fehlerhafte Übertragung von Forschungsergebnissen hinsichtlich MHLA auf ESA evident. Daher werden hier exemplarisch die Verluste zweier ESA mit 50 kW und 150 kW Leistung überschlägig berechnet und den Verlusten eines Vergleichs-MHLA gegenübergestellt. Obwohl dabei zum Zwecke der besseren Vergleichbarkeit auf die Einbeziehung der zusätzlicher Einsparpotentiale bei ESA durch Elektrifizierung der Motorperipherie und weiterer Baugruppen sowie Downsizing verzichtet wird, zeigt diese Gegenüberstellung, daß

- ein ESA mit einer Leistung von 50 kW im Hauptarbeitsbereich mindestens den Wirkungsgrad des Vergleichs-MHLA erreicht,
- ein ESA mit einer Leistung von 150 kW im Hauptarbeitsbereich den Wirkungsgrad des Vergleichs-MHLA deutlich übertrifft und,
- ein mechanisch-elektrisch leistungsverzweigter Antriebsstrang (MELA) zumindest ab einer Leistung von 50 kW keine Verbesserung des Wirkungsgrads gegenüber einem ESA bringt.

1 Einleitung

In jüngeren Abhandlungen über mobile Arbeitsmaschinen, vor allem über landwirtschaftliche Traktoren, wird der Wirkungsgrad elektrisch serienhybrider Antriebsstränge (ESA) häufig als schlechter als der Wirkungsgrad mechanisch-hydraulisch leistungsverzweigter Antriebsstränge (MHLA) dargestellt [1, 2, 3]. Morselli kommt gar zu dem Ergebnis, daß die Effizienz elektrischer Antriebe zum einen so gut sei, daß der Wirkungsgrad eines mechanisch-elektrisch leistungsverzweigten Antriebsstrangs (MELA) schon bei einem 50 kW-Traktor schlechter sei als der eines ESA; zum anderen sei aber der Wirkungsgrad eines MELA bei demselben Traktor noch um 5% höher als bei ebendiesen ESA [4]. Alle diese Darstellungen stehen aber im Widerspruch zu der überwiegenden Lehrmeinung hinsichtlich elektrischer und hydraulischer Antriebe. Dieser Widerspruch soll im Folgenden einmal exemplarisch für je einen ESA mit 50 kW und mit 150 kW Leistung untersucht werden. Dazu werden zunächst ein allgemeines Modell eines ESA und - als Vergleichsantriebsstrang - ein allgemeines Modell eines typischen MHLA erstellt und die Bilanzgrenzen für die Untersuchungen festgelegt. Alsdann werden die Verluste des Vergleichsantriebsstrangs berechnet und verifiziert. In zwei weiteren Schritten erfolgen die Analyse der einzelnen Komponenten des ESA sowie überschlägige Berechnungen der durch sie verursachten Verluste. Aus dem anschließenden Vergleich werden dann die Kernaussagen dieses Beitrags abgeleitet.

2 Modellbildung

Dem Vergleich wird trotz der Fülle anderer hybrider Fahrzeugantriebe ein ESA zugrundegelegt, so wie er als (Notfahr-) Antriebsstrang in batteriegetriebenen Fahrzeugen oder Fahrzeugen mit einer Energiezufuhr von außen (zum Beispiel Trolleybusse, Straßenbahnen mit induktiver Energiezufuhr und eHighway-Lastkraftwagen [5, 6, 7]) üblich ist, während klassische Fahrzeughersteller eher parallelhybride, elektrisch leistungsverzweigte oder serienhybride Antriebsstränge mit elektrischen Einzelradantrieben propagieren. Die Vorteilhaftigkeit einzelner Systeme hängt aber stark vom jeweiligen Anwendungsfall ab. Für größere landwirtschaftliche Traktoren sind laut [8] ESA am besten geeignet, gegebenenfalls in Kombination mit Triebachsen. Anhand weiterführender Berechnungen kann ferner gezeigt werden, daß elektrische Einzelradantriebe entgegen [3] für Standardtraktoren nicht von Vorteil sind. Wesentliche Vorteile von ESA für größere Traktoren sind:

- Sehr gute Integrierbarkeit in bestehende Traktorkonzepte
- Sehr gute Eignung für elektrische Maschinen hoher Effizienz
- Sehr gute Auslastung der elektrischen Maschinen
- Sehr gute Auslastung der Leistungselektronik
- Sehr gute Regelbarkeit des Antriebsstrangs
- Kostengünstige Lösung
- Sehr gutes Verhältnis technischer zu wirtschaftlicher Wertigkeit

Zur Berechnung der Verluste in einem ESA und zum Vergleich mit einem MHLA eignet sich am besten der Antriebstrang des ELTRAC® (erster Traktor mit ESA mit moderner Umrichtertechnik [9]) laut Abb. 1. Dieser Antriebsstrang hat einen typischen Traktormotor und einen typischen Endantrieb mit einem Kegelrad- und Differentialgetriebe sowie zwei Planetengetrieben für die Hinterräder. Der typische Abtrieb zur Vorderachse ist nicht dargestellt. Bei geradlinigen Fahrbewegungen kann das Differentialgetriebe als stillstehend oder gesperrt angenommen und deshalb vernachlässigt werden. Beim Vergleich sind also sowohl der Traktormotor als auch der Endantrieb austauschbar. Nur die elektrische Motor-Generatoreinheit mit Gleich- und Wechselrichter in der Bilanzgrenze und das Zweistufengetriebe außerhalb bedürfen noch adäquater Pendanten. Der Vergleich kann daher auf den Bereich zwischen Motor und Endantrieb beschränkt werden. Bei Vorhandensein eines austauschbaren Zweistufengetriebes kann auch dieses ausgeklammert werden. Ferner wird auf die Einbeziehung der Einsparpotentiale (siehe [8, 9]) verzichtet, die bei einem ESA über den Wirkungsgrad hinaus erzielbar sind. Das Modell des Vergleichs-MHLA weist die gleichen Baugruppen wie Agco-Traktoren der mittelgroßen Fendt-Vario-Baureihe auf, über die hinreichende Informationen verfügbar sind (Abb. 2). Dadurch ist eine gute Vergleichbarkeit gegeben. Der Vergleich kann wegen des ebenfalls vorhandenen Zweistufengetriebes sogar auf den Vergleich der elektrisch-serienhybriden mit der mechanisch-hydraulisch leistungsverzweigten Einheit beschränkt werden.

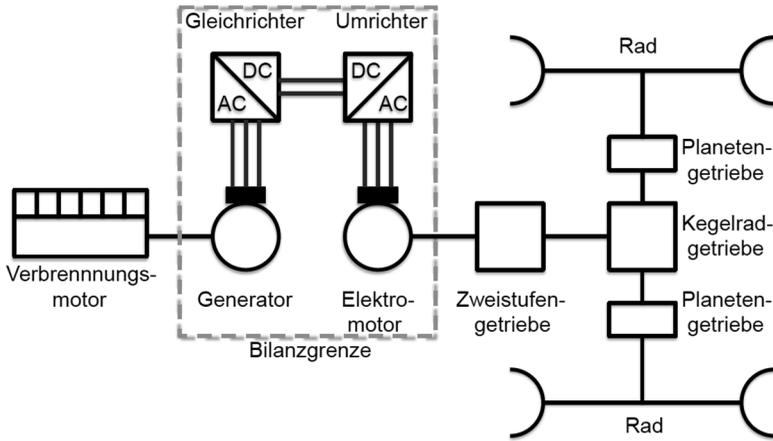


Abb. 1: Elektrisch serienhybrider Antriebsstrang

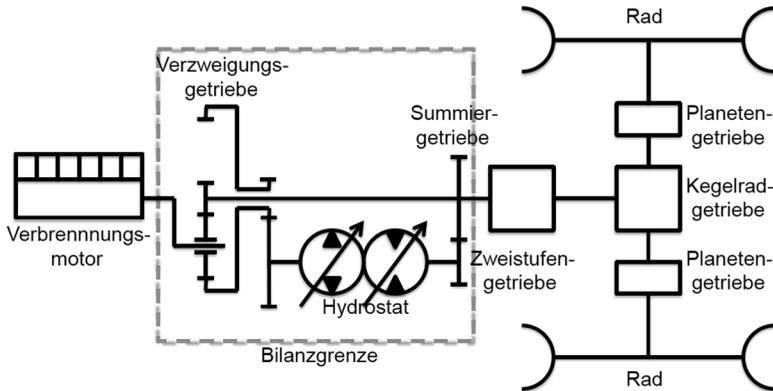


Abb. 2: Vergleichsantriebsstrang

3 Überschlägige Berechnung der Verluste im Vergleichsantriebsstrang

Die Effizienz des MHLA beträgt $\eta_{\text{MHLA}} = [S \cdot \eta_{\text{M}} + (1 - S) \cdot \eta_{\text{H}}]$. Dabei gibt der Splitfaktor S ($0 \leq S \leq 1$) den Anteil der mechanisch und der Term $(1 - S)$ den Anteil der hydraulisch übertragenen Leistung an. Die Wirkungsgrade η_{M} und η_{H} berücksichtigen die jeweiligen Verluste in dem M(echanischen) und dem H(ydrau-lischen) Ast. Bei einem Wirkungsgrad von 97% für das Verzweigungsgetriebe (Planetenge triebe mit einem angetriebenen Steg, drei inneren Wälzkontakten und einer Wellendurchführung) und einem Aufwand von 1% für die Druckschmierung, das Ölplanschen und die Reibung (z.B. durch Lager und Dichtringe) ergibt sich $\eta_{\text{M}} = \sim 0,97 \cdot 0,99 = \sim 0,96$. Der Wirkungsgrad η_{H} setzt sich aus den mechanischen Verlusten $\eta_{\text{H-M(echanisch)}}$ im hydraulischen Ast, den volumetrischen und hydromechanischen Verlusten der Hydraulikpumpe und des Hydraulikmotors des Hydrostaten sowie dem Aufwand für die N(ebenverbraucher) zusammen, also $\eta_{\text{H}} = \eta_{\text{H-M}} \cdot \eta_{\text{Vol(umetrisch)-P(umpe)}} \cdot \eta_{\text{H(ydro)M(echanisch)-P}} \cdot \eta_{\text{Vol-M(otor)}} \cdot \eta_{\text{HM-M}} \cdot \eta_{\text{N}}$. Mit einem Wirkungsgrad von 98% für das Verzweigungsgetriebe (Planetenge triebe mit einem angetriebenen Steg und drei äußeren Wälzkontakten), je 99% für die beiden Stirnradgetriebe (Hydrostatvorgelege und Summiergetriebe) sowie einem Aufwand von 1% für die Druckschmierung, das Ölplanschen und die Reibung beträgt $\eta_{\text{H-M}} = \sim 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = \sim 0,95$. Der Aufwand für die Neben-

verbraucher des hydraulischen Astes wie die Verluste der Füllpumpe sowie der Überlast-, Filter- und Kühlkreisläufe des Hydrostaten wird durch den Wirkungsgrad $\eta_N = 98\%$ erfaßt. Nicht berücksichtigt sind die Verluste für die Lüfter des Kühlkreislaufes. Offen ist noch der Wirkungsgrad des Hydrostaten. Laut Rahmfeld und Skirde beträgt der beste, jüngst gemessene Wirkungsgrad eines Hydrostaten 96% im Bestpunkt [2]. Beim Studium der publizierten Meßergebnisse fällt aber auf, daß sie unter nicht normgerechten Bedingungen erzielt wurden (Prüfstand nicht entsprechend ISO 4409; Messungen mit Zweiwellen-Elektromotor statt mit zwei Elektromaschinen, d.h. keine unterschiedlichen Pumpen- und Motordrehzahlen möglich; Füllpumpe fördert in die Druckseite des Hydrostaten; Messungen mit Öl ISO-VG 11 statt mit dem laut Hersteller für den Hydrostaten des Vergleichsantriebsstrangs vorgesehenen Öls ISO-VG 46). Wegen dieser Mängel ist die Effizienz eines Hydrostaten tatsächlich geringer. Laut anderen Quellen haben Hydrostaten allenfalls einen Wirkungsgrad von 90% im Bestpunkt [1, 10, 11, 12]. Im Folgenden wird daher mit dem immer noch sehr guten Hydrostat-Wirkungsgrad $\eta_{\text{Hydrostat}} = \eta_{\text{Vol-P}} \cdot \eta_{\text{HM-P}} \cdot \eta_{\text{Vol-M}} \cdot \eta_{\text{HM-M}} = \sim 0,9$ gerechnet. Für den hydraulischen Ast des Vergleichsantriebsstrangs beträgt damit der Wirkungsgrad $\eta_H = 0,95 \cdot 0,9 \cdot 0,98 = 0,84$ und für das mechanisch-hydraulisch leistungszweigete Getriebe in der Bilanzhülle gemäß Abb. 2 $\eta_{\text{MHLA}} = [S \cdot 0,96 + (1 - S) \cdot 0,84]$. In Abhängigkeit des Splifaktors S ergeben sich die Wirkungsgrade des Vergleichsantriebsstrangs gemäß Tab. 1. Dabei liegt der Hauptarbeitsbereich eines Traktors meist um $S \approx 0,25$ mit hoher Motorauslastung und die maximale Transportgeschwindigkeit meist um $S \approx 1$ mit

deutlich geringerer Motorauslastung. Die maximal übertragbare Leistung nahe $S \approx 0$ ist durch die Baugröße des Hydrostaten begrenzt.

Splitfaktor S	Wirkungsgrad η_{MHLA}
0	0,84
0,25	0,87
0,5	0,90
0,75	0,93
1	0,96

Tab. 1: Wirkungsgrade des Vergleichsantriebsstrangs

Nicht berücksichtigt ist, daß die Effizienz auch bei $S = 1$ zusätzlich durch die nicht zu vermeidenden Leerlaufverluste des Hydrostaten negativ beeinflusst wird. Darüber hinaus wurde auf die Einbeziehung von Betriebsbereichen mit positiven ($S < 0$) und negativen ($S > 1$) Kreisflüssen gänzlich verzichtet. Die vorstehenden Berechnungen werden durch eine jüngst veröffentlichte Leistungsmessung der Prüfstelle der Deutschen Landwirtschaftsgesellschaft in Groß-Umstadt bestätigt [13]. Dort wurde für einen Agco-Traktor, Typ Fendt 828 Vario mit einem Antriebsstrang gemäß Abb. 2 bei einer maximalen Motorleistung von 207,9 kW bei 1800 1/min eine maximale Zugleistung von 164,8 kW entsprechend einem Wirkungsgrad von 0,79 gemessen. Korrigiert man diesen Wirkungsgrad um die Verluste des Zweistufengetriebes, des Kegelradgetriebes und der beiden Planetengetriebe, die laut [3] ca. 6...7% betragen, ergibt sich eine gute Übereinstimmung mit dem in Tab. 1 berechneten Wirkungsgrad im Hauptarbeitsbereich, in dem die maximale Zugleistung erbracht werden sollte.

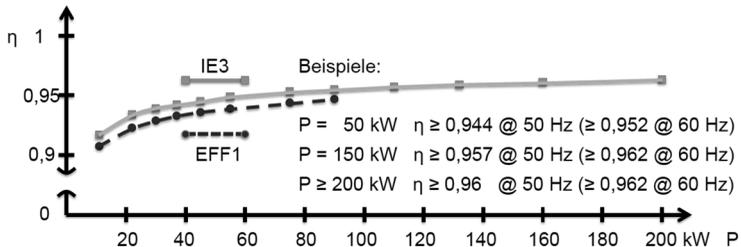
4 Komponenten des elektrisch serienhybriden Antriebsstrangs

Laut Abb. 1 befinden sich innerhalb der Bilanzgrenze des ESA ein Generator, ein Gleichrichter, ein Umrichter und ein Elektromotor.

4.1 Elektromaschinen

Wegen des Umfangs kann hier nicht näher auf den Generator und den Elektromotor eingegangen werden. Wichtig ist, daß die früheren CEMEP-Effizienzklassen (European Committee of Manufacturers of Electrical Machines) seit dem Jahr 2010 nicht mehr gelten (unter anderem übertrafen viele Elektromaschinen inzwischen die höchste Effizienzklasse EFF1) und ohnehin auf Elektromaschinen bis 90 kW beschränkt war. Vielleicht auch deshalb fanden größere Elektromaschinen trotz ihrer Fähigkeit, im Umrichterbetrieb über große Betriebsbereiche konstante Leistungen mit hoher Effizienz abzugeben, in Antriebssträngen für Off-road-Anwendungen bisher nur wenig Beachtung. Statt der alten Klassifizierung gelten seit dem 16.06.2011 die neuen IE-Effizienz-klassen gemäß IEC 60034-30 (IEC: International Electrotechnical Commission) für Elektromaschinen bis zu einer Leistung von 375 kW. Laut dieser Norm entsprechen die früheren EFF1- nun den neuen IE2-Elektromaschinen. Gemäß der neuen Norm gibt es inzwischen auch IE3-Elektromaschinen (Abb. 3). Die Normierung eines IE4-Standards ist in Vorbereitung und es

gibt auch bereits Elektromaschinen, die selbst diesen zukünftigen Standard schon übertreffen. Ebenso steigen die Wirkungsgrade auch mit zunehmender Drehzahl (zumindest anfänglich) an (Frequenz 60 Hz statt 50 Hz). Wegen der Normung können die in der Abb. 3 explizit angegebenen (Mindest-) Wirkungsgrade bei 50 Hz sowohl für den Generator als auch für den Elektromotor in überschlägige Berechnungen übernommen werden. Allerdings werden vierpolige Drehstrom-Asynchrongeneratoren bei ESA nur in Sonderfällen verwendet. Üblicher und effizienter sind Drehstrom-Synchrongeneratoren, die schon bei einer Leistung von 50 kW Wirkungsgrade von ca. 96% haben.



- EFF-Klassifizierung nach CEMEP/ZVEI seit 2010 ungültig (galt nur für $P \leq 90$ kW)
- EFF1-Maschinen = IE2-Maschinen (EFF1 > IE2 nur aufgrund neuer Meßverfahren)
- IE3-Wirkungsgrade @ 60 Hz > IE3-Wirkungsgrade @ 50 Hz
- Normierung von IE4-Wirkungsgraden in Vorbereitung
- Elektromaschinen mit noch besseren Wirkungsgraden in Entwicklung

Abb. 3: Vollast-Wirkungsgrade vierpoliger IE3-Drehstrom-Asynchromotoren gemäß IEC-Norm 60034-30 bei einer Netzfrequenz von 50 Hz

4.2 Leistungsteil

Die gebräuchlichste Konfiguration des Leistungsteils eines ESA (ohne Rekuperation von Bremsenergie) ist in Abb. 4 dargestellt. Diese enthält

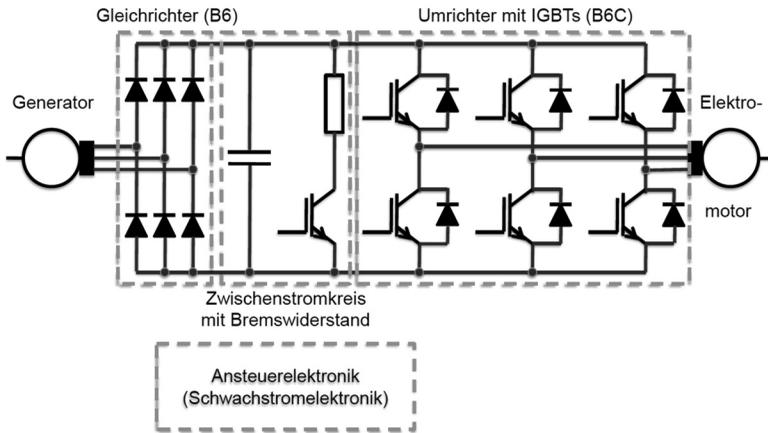


Abb. 4: Leistungsteil eines elektrisch serienhybriden Antriebsstrangs

einen Gleichrichter, einen Gleichstrom-Zwischenkreis mit Glättungskondensator und Bremswiderstand sowie einen Umrichter mit IGBTs mit Freilaufdiolen. Die je zwei pro Phase benötigten IGBTs mit Freilaufdiolen sind inzwischen als fertige Module (alle zusammen sogar als Sixpack) erhältlich, die man nur noch mit einer Schwachstromelektronik verbinden muß. Diese erzeugt die je nach Betriebszustand benötigten pulsweitenmodulierten Ansteuersignale. Ein weiterer IGBT wird für den Bremswiderstandes benötigt. Hinter einem Drehstrom-Synchron-generator kann ein ungesteuerter Gleichrichter verwendet werden. Üblich ist ein B6-Brückengleichrichter mit sechs Leistungsdioden. Die typische Charakteristik eine Leistungsdiode ist in Abb. 5 dargestellt. Bei der Gleichrichtung eines einphasigen Wechselstroms mit einer Spannung von 500 V und einem Strom 30 A entstehen an einer typischen Leistungsdiode während der Durchleitung der positiven Halbwelle 27 W

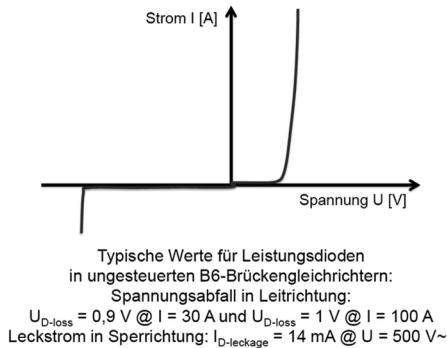


Abb. 5: Charakteristik einer Leistungsdiode

Verlust und bei der der Sperrung der negativen Halbwelle 7 W Verlust. Dabei ist aber zu beachten, daß ein B6-Brückengleichrichter nicht die volle verfügbare Leistung durchlassen kann. Das wird durch den sogenannten Leistungsfaktor λ ausgedrückt. Für einen B6-Brücken-gleichrichter gilt $\lambda = 0,955$. Das heißt, daß ein Generator auf eine Scheinleistung von ca. 52,5 kW ausgelegt sein muß, um über einen B6-Brückengleichrichter trotz der erheblichen geringeren Verluste eine Leistung von 50 kW in einen Gleichstrom-Zwischenkreis abgeben zu können. In besonderen Fällen können daher Drehströme mit mehr als drei Phasen erzeugt und Brückenleichrichter mit mehr als sechs Pulsen eingesetzt werden. Der Gleichstrom aus dem Zwischenkreis wird anschließend durch die sechs IGBTs wieder zu einem Drehstrom, nun aber eines solchen einstellbarer Amplitude und Frequenz umgewandelt. Das vereinfachte Schaltverhalten und typische Daten eines IGBTs sind in der Abb. 6 illustriert. Beim Schalten eines IGBTs ändern sich die Spannung und der Strom nicht schlagartig. In der Realität treten kurze Totzeiten

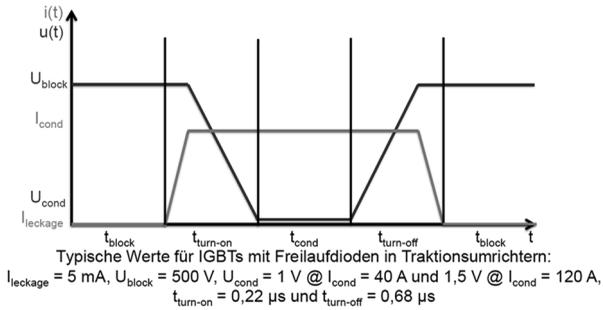


Abb. 6: Vereinfachtes Schaltverhalten eines IGBTs

und ein etwas verzögerter Spannungsabfall zum Ende des Einschaltvorgangs sowie ein etwas verzögerter Stromabfall zum Ende des Ausschaltvorgangs auf [14]. Eine Freilaufdiode ist erforderlich, um unzulässige Spannungsspitzen in Sperrichtung zu vermeiden. Dadurch treten während des Schaltens der einzelnen IGBTs, das bei Drehstrom-Asynchronmotoren der hier betrachteten Baugrößen mit Modulationsfrequenzen von 1 ... 4 kHz erfolgt, im Gegensatz zu einer passiven Leistungsdiode merklich höhere Verluste auf. Demgegenüber sind die Verluste während der Durchlaß- und Sperrzeiten nur geringfügig höher als bei einer Leistungsdiode. Darüber hinaus erfordert auch die Ansteuerung des M(e)tal)O(xide)S(emiconductor)-Gates eines IGBTs eine elektrische Leistung, die zu berücksichtigen ist. Diese ist aber im Verhältnis zu der Ansteuerleistung, die konventionelle Halbleiter benötigen, sehr gering. Für überschlägige Berechnungen der Verluste in ESA reicht das in der Abb. 6 dargestellte Schaltverhalten mit den darin angegebenen typischen Werten bereits völlig aus.

5 Überschlägige Berechnung der Verluste in elektrisch serienhybriden Antriebssträngen

5.1 50 kW-Antriebsstrang

Die Eingangsleistung des 50 kW-ESA beträgt $P_{V(\text{erbrennungs})M(\text{otor})} = 50 \text{ kW}$. Die nominelle Leistung des Drehstromgenerators berechnet sich dann für eine Spannung von $U_{G(\text{enerator})} = 500 \text{ V } (\Delta)$ und eine Effizienz von $\eta_G = 0,943$ zu $P_G = P_{VM} \cdot \eta_G = 47,15 \text{ kW} = 3 \cdot U_G \cdot I_G / \sqrt{3}$ ($\rightarrow I_G = 54,44 \text{ A}$). Die Verluste in dem B6-Brückengleichrichter betragen unter der Voraussetzung, daß stets das Äquivalent einer Diode je Phase leitend und sperrend ist $P_{R(\text{ectifier})\text{-loss}} = 3 \cdot U_{D\text{-loss}} \cdot I_G / \sqrt{3} + 3 \cdot U_G \cdot I_{D\text{-leakage}} = 110 \text{ W}$. Damit beträgt die Ausgangsleistung des B6-Brückengleichrichters $P_R = 47,04 \text{ kW}$ und sein Wirkungsgrad $\eta_R = 0,998$ (ohne Einfluß des Leistungsfaktors λ_R). Ferner ergeben sich im Gleichstrom-Zwischenkreis die Spannung $U_{Z(\text{wischenstromkreis})} = U_G \cdot \sqrt{2} = 500 \text{ V} \cdot \sqrt{2} = 707 \text{ V}$ und der Strom $I_Z = P_R / U_Z = 66,44 \text{ A}$. Die Leckverluste des Zwischenkreis-Kondensators zur Glättung der verbleibenden Welligkeit des Gleichstroms und des IGBTs mit Bremswiderstand können bei überschlägiger Berechnung vernachlässigt werden, da sie unter 10 W liegen. Ferner wird davon ausgegangen, daß der IGBT vor dem Bremswiderstand nur angesteuert wird, wenn aufgrund plötzlicher Bremsvorgänge in dem Elektromotor Strom

erzeugt wird, der nicht anders (zum Beispiel durch Aufladen des Kondensators) abgeleitet werden kann. Solche Bremsvorgänge kommen bei der bestimmungsgemäßen Verwendung größerer Traktoren aber relativ selten vor, so daß auch dafür keine Verluste berücksichtigt werden müssen. Die Frequenz der pulsweitenmodulierten Ansteuerung der IGBTs des Umrichters wird mit $f = 4 \text{ kHz}$ zur sicheren Seite hin abgeschätzt, ebenso wie der typische Leistungsbedarf $P_{G(ate)E(mitter)} = 50 \text{ W @ } I_{\text{cond}} = 40 \text{ A}$ dafür, wobei während einer vollen Periode pro IGBT je ein Ein- und ein Ausschaltvorgang erfolgt. Die maximale Leitdauer je IGBT beträgt daher $t_{\text{cond}} < 50\%$ einer vollen Periode ($t_{\text{cond}} \leq T/2 - t_{\text{turn-on}} - t_{\text{turn-off}}$). Korrelierend beträgt die minimale Sperrdauer je IGBT $t_{\text{block}} \geq 50\%$ einer vollen Periode ($t_{\text{block}} \geq T/2$). Damit ergeben sich die Verluste im Umrichter zu $P_{I(\text{inverter})\text{-loss}} = f \cdot [6 \cdot U_1 \cdot I_Z/\sqrt{3} \cdot (t_{\text{turn-on}} + t_{\text{turn-off}}) + 6 \cdot U_{\text{cond}} \cdot I_Z/\sqrt{3} \cdot t_{\text{cond}} + 6 \cdot P_{\text{GE}} \cdot T/2 + 6 \cdot U_1 \cdot I_{\text{leakage}} \cdot t_{\text{block}}]$. Mit $T/2 = t_{\text{turn-on}} + t_{\text{cond}} + t_{\text{turn-off}} = t_{\text{block}} = 1/(2 \cdot f)$ und $f = 4 \text{ kHz}$ und $U_1 = U_Z/\sqrt{2}$ folgt dann $P_{I\text{-loss}} = 690 \text{ W}$. Damit beträgt die Ausgangsleistung des Umrichters $P_I = 46,35 \text{ kW}$ und sein Wirkungsgrad $\eta_I = 0,985$. Der Leistungsfaktor λ_I wird bei einem Umrichter in der Regel so eingestellt, daß $\lambda_I = 1$ gilt. Die nominelle Leistung des Drehstrom-Asynchronmotors, der mit der Ausgangsspannung des Umrichters $U_I = 500 \text{ V } (\Delta)$ in Dreieckschaltung betrieben wird und eine Effizienz von $\eta_{E(\text{lektromotor})} = 0,942$ hat, kann dann ausgehend von der Ausgangsleistung des Umrichters zu $P_E = P_I \cdot \eta_E = 43,66 \text{ kW}$ berechnet werden. Damit ergibt sich der Wirkungsgrad $\eta_{S(\text{erienhybrid})\text{-50}}$ eines 50 kW-ESA zu $\eta_{S\text{-50}} = \eta_{G\text{-50}} \cdot \eta_{R\text{-50}} \cdot \eta_{I\text{-50}} \cdot \eta_{E\text{-50}} \cdot \eta_{N\text{-50}} = 0,943 \cdot 0,998 \cdot 0,985 \cdot 0,942 \cdot 0,995 = 0,87$. Ein 50 kW-ESA erreicht also im Hauptarbeitsbereich mindestens

den Wirkungsgrad des Vergleichs-MHLA. Lediglich im Transportbereich ist der Wirkungsgrad etwas geringer.

5.2 150 kW-Antriebsstrang

Die Verluste in einem 150 kW-ESA können in gleicher Weise berechnet werden. Mit $P_{VM} = 150 \text{ kW}$, einer Spannung von $U_{G(\text{generator})} = 500 \text{ V}$ (Δ) und einer Effizienz von $\eta_G = 0,958$ beträgt die nominelle Leistung des Drehstromgenerators $P_G = 143,7 \text{ kW}$ ($\rightarrow I_G = 165,9 \text{ A}$). Die Verluste im B6-Brückengleichrichter ergeben sich zu $P_{R-\text{loss}} = 310 \text{ W}$. Damit beträgt die Ausgangsleistung des B6-Brückengleichrichters $P_R = 143,39 \text{ kW}$ und sein Wirkungsgrad ebenfalls $\eta_R = 0,998$ (ohne Einfluß des Leistungsfaktors λ_R). Im Gleichstrom-Zwischenkreis ergeben sich wiederum die Spannung $U_Z = 707 \text{ V}$, aber Strom der $I_Z = 202,8 \text{ A}$. Die Leckverluste des Zwischenkreis-Kondensators und des IGBTs mit Bremswiderstand können wiederum vernachlässigt werden. Unter sonst gleichen Randbedingungen, aber mit einer maximalen Ansteuerleistung $P_{GE} = 60 \text{ W}$ @ $I_{\text{cond}} = 120 \text{ A}$ ergeben sich die Verluste im Umrichter dann zu $P_{I-\text{loss}} = 1980 \text{ W}$. Damit beträgt die Ausgangsleistung des Umrichters $P_I = 141,41 \text{ kW}$ und sein Wirkungsgrad $\eta_I = 0,986$. Der Leistungsfaktor beträgt wiederum $\lambda_I = 1$. Die Leistung des Drehstrom-Asynchronmotors mit $U_I = 500 \text{ V}$ (Δ) und $\eta_E = 0,956$ beträgt $P_E = 135,19 \text{ kW}$. Damit ergibt sich der Wirkungsgrad η_{S-150} eines 150 kW-ESA zu $\eta_{S-150} = \eta_{G-150} \cdot \eta_{R-150} \cdot \eta_{I-150} \cdot \eta_{E-150} \cdot \eta_{N-150} = 0,958 \cdot 0,998 \cdot 0,986 \cdot 0,956 \cdot 0,995 = 0,9$. Ein ESA mit einer 150 kW Leistung übertrifft also im Hauptarbeitsbereich den Wirkungsgrad des Vergleichs-MHLA deutlich.

6 Vergleich

Aus dem Vergleich der beiden hier untersuchten ESA mit einem Vergleichs-MHLA können die folgenden Aussagen abgeleitet werden:

- Ein ESA mit einer Leistung von 50 kW erreicht im Hauptarbeitsbereich mindestens den Wirkungsgrad des Vergleichs-MHLA. Nur im Transportbereich ist der Wirkungsgrad etwas geringer.
- Ein ESA mit einer Leistung von 150 kW übertrifft im Hauptarbeitsbereich den Wirkungsgrad des Vergleichs-MHLA deutlich.
- Durch die Verwendung effizienterer (IE4-) Elektromaschinen, aber auch mit weiter optimierten Umrichtern sind noch signifikante Verbesserungen der Wirkungsgrade der ESA möglich.
- Ferner kann gezeigt werden, daß ein MELA mit einer 50 kW Generator-Elektromotorheit mit einer Effizienz von 87% den gleichen Wirkungsgrad wie ein Vergleichs-MHLA mit einer 50 kW-Hydrostateinheit mit einer sehr hohen Effizienz von 90% hätte, da ein MELA einen höheren mechanischen Wirkungsgrad hat, wenn der Generator direkt an den Verbrennungsmotor angebaut und die Leistungsverzweigung elektrisch durchgeführt wird [15].
- Ein MELA bringt also zumindest ab einer Leistung von 50 kW keine Verbesserung des Wirkungsgrads gegenüber einem ESA.
- ESA ab einer Leistung von 100 kW haben kein Wirkungsgradproblem. ESA haben allenfalls ein Kosten- und Akzeptanzproblem.

Literaturverzeichnis

- [1] Renius, Karl Th., Resch, Rainer
Continuously Variable Tractor Transmissions
ASAE Publication No. 913C0305, 2005, S. 14-22
- [2] Rahmfeld, Robert, Skirde, Eckhard
Efficiency Measurement and Modelling -
Essential for Optimizing Hydrostatic Systems
7th International Fluid Power Conference Aachen, 2010,
Proceedings Vol III, S. 53-66
- [3] Renius, Karl Th., Geimer, Marcus
Motoren und Getriebe bei Traktoren
Jahrbuch Agrartechnik 2012, S. 69-74
- [4] Morselli, Riccardo
Electrification in Ag
Vortrag auf dem 5th International Colloquium Electrical Drives
in Agricultural Machines, Dresden, 2014
- [5] Kirsch Energy Systems
Referenzliste Antriebssysteme
Herausgeber: Kirsch GmbH, Trier 2011, S. 3-9
- [6] Primove-System
Sichere, induktive Energieübertragungen für Straßenbahnen
Druckschrift Nr. 11082/SYS/05-2012/de
Herausgeber: Bombardier Transportation, Berlin 2012, S. 2f
- [7] Into the future - with eHighway
Innovative solutions for road freight traffic
Druckschrift Nr. A19100-V350-B135-X-7600
Herausgeber: Siemens AG, München 2012, S. 6f
- [8] Schmetz, Roland
Elektrische Traktorantriebe
In: Antriebstechnisches Kolloquium, S. 77-101
Aachen: Apprimus-Verlag 2011

- [9] Schmetz, R., Kett, J.
Neue Produkttechnologien im Traktorenbau,
insbesondere elektromechanische Traktorgetriebe
in: Tagung Landtechnik 1998 (VDI-Bericht Nr. 1449), S. 1-6
Düsseldorf: VDI-Verlag 1998
- [10] Ivantysin, Jaroslav
Hydrostatische Pumpen und Motoren
Konstruktion und Berechnung
Vogel-Verlag, Würzburg, 1993, S. 461-491
- [11] Renius, Karl Th., Vahlensieck, B.
Wirkungsgrade stufenloser Traktor-Fahrertriebe
in: Landtechnik, 51. Jahrgang (1996) Nr. 5, S. 248f
- [12] Murrenhoff, Hubertus
Grundlagen der Fluidtechnik, Teil 1: Hydraulik
Shaker-Verlag, Aachen 2012, S. 348-368
- [13] Wilmer, H.
Mehr Power mit Doppel-Turbo
in: Profi, 26. Jahrgang (2014) Nr. 12, S. 20-28
- [14] De Doncker, Rik W.
Power Electronics - Fundamentals, Topologies, Analysis
Lecture Notes
Herausgeber: Institut für Stromrichtertechnik und Elektrische
Antriebe, RWTH Aachen, 2011, S. 17f
- [15] Schmetz, R.
Landwirtschaftliches Nutzfahrzeug mit mechanisch-elektrisch
leistungsverzweigtem Getriebe
Patentschrift DE 44 25 387
Herausgeber: Deutsches Patentamt, München, 1999

48 V Range Extender Konzept

Christian Pohlandt, Prof. Dr. Marcus Geimer

*Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Lehrstuhl für Mobile
Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie,
E-Mail: christian.pohlandt@kit.edu*

Kurzfassung

Der vorliegende Beitrag stellt die Entwicklung eines innovativen 48V Range Extender Systems für ein Kommunalfahrzeug mit 12kW Antriebsleistung und 10kWh Batteriesystem vor. Der Entwicklungsprozess folgt dabei durchgängig einem modellbasierten Ansatz, von der Modellierung einzelner Antriebsstrangkomponenten bis zur Validierung des gesamten Antriebssystems am Prüfstand.

Der Aufbau eines dynamischen Simulationsmodells des Antriebssystems erfolgt in der objektorientierten Simulationsumgebung Dymola/Modelica und liefert die Grundlage zur eingehenden Analyse der Leistungsflüsse. Auf dieser Basis werden die einzelnen elektrischen Komponenten des 48V Systems sowie die Antriebsarchitektur ausgelegt und aufeinander abgestimmt.

Die Validierung des Gesamtsystems erfolgt in der virtuellen Test- und Integrationsumgebung IPG TruckMaker mittels der X-in-the-Loop Methode. Hierzu werden einzelne Simulationsmodelle durch eine FMI Schnittstelle integriert und sukzessive durch reale Komponenten ersetzt. Ein manöverbasiertes Testen durch Vorgabe von Kundeneinsatzprofilen und Fahrstrecken macht den Einsatz von standardisierten Lastzyklen überflüssig.

Die Entwicklung und Implementierung von verschiedenen Betriebsstrategien erfolgt parallel zur Auslegung des elektrischen Antriebssystems. Durch die Einbindung von Fahrpedalerie, Lenkrad und Bedienelementen ist eine visuelle Erlebbarkeit der Betriebsstrategie und des Fahrverhaltens des Range Extender Fahrzeugs in realitätsnahen Arbeitsszenarien möglich.

Stichworte

Range Extender, elektrisches Antriebssystem, modellbasierte Entwicklung, X in the Loop, Betriebsstrategie, 48 V

1 Einleitung und Motivation

Im Bereich der Antriebstechnik von kommunalen Arbeitsmaschinen ist der Markt primär geprägt von Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor. Der Grund dafür sind die vergleichsweise günstigen Komponenten und der geringe Konstruktions- und Steuerungsaufwand. Mit steigenden Umwelt- und Emissionsbeschränkungen werden zunehmende Anforderungen definiert, die vorwiegend nur durch elektrische Antriebe abgedeckt werden können. Gefordert sind hierbei insbesondere:

- Reduktion der Schadstoffemissionen (CO₂ Emissionen)
- Lokale Schadstoffemissionsfreiheit (Zero Emission)
- Reduktion der Lärmemissionen
- Erhöhter Fahr- und Arbeitskomfort

Zur Erreichung der gewählten Ziele müssen entsprechende Betriebsstrategien entwickelt werden. Die Umsetzung und Auswahl einer geeigneten Strategie hängt sehr stark von den vorhandenen Komponenten und den gewünschten Funktionalitäten des Fahrzeugs ab. Folglich kommt einer Betriebsstrategie eine besondere Stellung zu.

Das weit gefasste Einsatzprofil der betrachteten Fahrzeuge liegt je nach Kundenanforderung in der kommunalen Landschaftspflege, der Straßen- und Gehwegreinigung, dem Winterdiensteinsatz oder dem Transporteinsatz. Durch eine Vielzahl von unterschiedlichen Anbaugeräten ist ein sehr flexibler Einsatz der Fahrzeuge möglich. Typische Leistungsbereiche dieser Fahrzeuge liegen zwischen 10kW und 25kW dieselmotorischer Antriebsleistung.

2 Systemarchitektur

Die 48V Spannungsebene bietet den Einstieg in das Segment der Hybridantriebe mit dem sich Leistungen im Bereich der 12kW abbilden lassen. Dieses Spannungsniveau liegt in der PKW Antriebstechnik im Bereich der Mild-Hybrids womit sich erste Hybridfunktionalitäten integrieren lassen. Nach [1] ist durch die zusätzliche Einführung von 48V Systemen in den PKW Markt mit einer entsprechenden Kostenreduktion durch hohe Stückzahlen zu rechnen. Neben den bisherigen Komponenten des 12V Bordnetzes werden sukzessive weitere Verbraucher auf das 48V Spannungsbordnetz gelegt. Dies gilt ebenfalls für den Einsatz von Li-Ionen Batteriesystemen auf der 48V Spannungsebene. Die Leistungsfähigkeit eines 48V Bordnetzes führt auf eine entsprechend hohe Strombelastbarkeit der Bauteile und Verbindungselemente, vgl. Abb. 1. Mit einer Auslegung auf fahrzeugtypische 250A Dauerstrom lassen sich Leistungen von bis zu 12kW realisieren. Ein Vergleich mit einem HV Bordnetz von 400V führt auf Leistungen von 100kW. Wird das standardmäßige 12V Bordnetz zu Grunde gelegt ergibt sich eine Leistungsübertragung von 3kW. Anhand dieser überschlägigen Berechnungen ist eine 48V Systemarchitektur für diesen Fahrzeugtyp ausreichend.

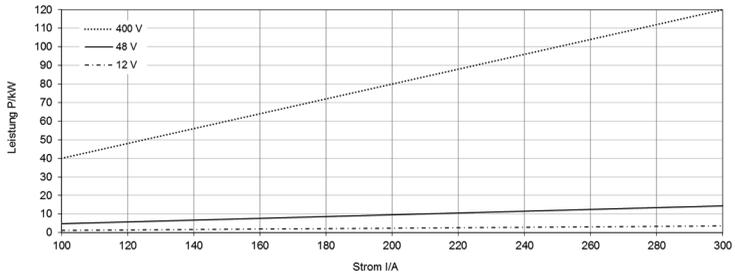


Abb. 1: Leistungsverfügbarkeit unterschiedlicher Spannungsebenen

Unter der Betrachtung sicherheitsrelevanter Fragestellungen ergibt sich bei der Verwendung einer 48V Architektur ein weiterer Vorteil bezogen auf kostenintensive Sicherheitsvorkehrungen. Unterhalb der kritischen 60V DC Spannungsgrenze müssen keine besonderen zusätzlichen Schutzmaßnahmen hinsichtlich des elektrischen Gefährdungspotentials berücksichtigt werden. So kann auf einen aufwendigen Berührungsschutz in den Steckverbindungen, einen gesonderten Potentialausgleich und eine Isolationsüberwachung verzichtet werden [2]. Ebenso ist kein elektrotechnisches Fachpersonal für Wartung und Reparatur an HV Systemen erforderlich.

Das Konzept des Range Extenders wird folglich mit einer 48V Systemarchitektur realisiert und als serieller Hybridstrang ausgeführt. Der Betriebsbereich des Fahrzeugs bewegt sich in einem Spannungsbereich von 36V bis 52V mit entsprechenden Grenzen des State of Charge (SOC) des Batteriesystems, vgl. Abb. 2.

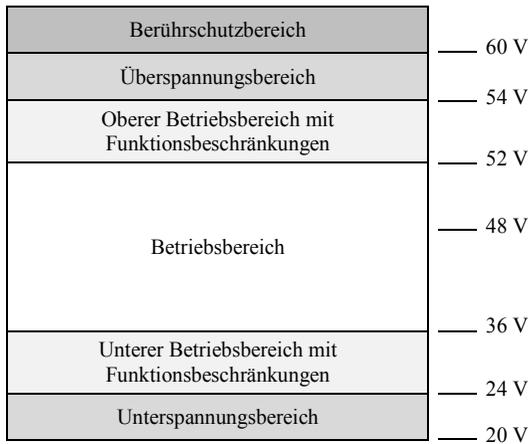


Abb. 2: Spannungsbereiche im 48 V System [3]

Die Systemskizze ist in Abbildung 3 aufgezeigt. Als wesentliche Baugruppen sind das Range Extender Modul bestehend aus Verbrennungsmotor mit Generator, die Speichereinheit, der Fahrtrieb und der Arbeitsantrieb festgelegt. Zur Speisung der standardmäßig zum Fahrzeug gehörigen 12V Bordnetzkomponenten ist ein zusätzlicher DC/DC Wandler eingesetzt. Der Fahr- und Arbeitsantrieb wird von einem 48V Gleichspannungszwischenkreis gespeist, der von einer Li-Ionen Batterie versorgt wird. Das Range Extender Modul stellt entsprechend der Betriebsstrategie zusätzliche Energie bereit bzw. lädt die Batterie. Somit ist neben

dem konventionellen Laden an einer Ladeinfrastruktur auch ein Laden der Batterie im Feldeinsatz gewährleistet. Ebenfalls ist der aus Kundensicht kritische Fall eines Liegenbleibens im Arbeitseinsatz durch einen Fahrbetrieb mit niedrigem Batterieladezustand und Range Extender Modul abgedeckt. Dieser Betriebsmodus ist allerdings nach Abb. 2 mit entsprechenden Funktionseinschränkungen versehen. Die Versorgung der Nebenaggregate, wie die hydraulische Lenkhilfspumpe ist ebenso integriert, wie auch eine hydraulische Schnittstelle zu möglichen Anbaugeräten.

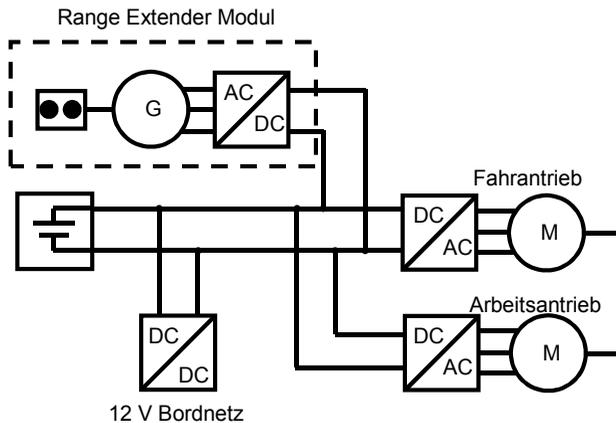


Abb. 3: Systemarchitektur

3 Modellbasierte Entwicklung

Die Auslegung des elektrischen Antriebssystems, des Range Extender Moduls und die Implementierung einer geeigneten Betriebsstrategie des Fahrzeugs erfolgen mittels modellbasierter Entwicklung. Dieser methodische Gesamtsimulationsansatz ist geeignet für die Entwicklung von mechatronischen E/E Systemen mit dem Auslegungsziel einer energieeffizienten Antriebstechnologie. Um einzelne Komponenten und Subsysteme in unterschiedlichen Entwicklungsstadien im gesamten Entwicklungsprozess des V-Modells [4] berücksichtigen zu können und frühzeitig Aussagen über deren Eignung zu treffen, wird der verifizierte Systementwurf, also das Simulationsmodell mittels X-in-the-Loop gegen die Integrations- und Validierungsphase abgesichert [5]. Da standardisierte Lastzyklen für den Fahrzeugtyp nicht vorhanden sind, wohl aber Kundeneinsatzszenarien, erfolgt die Validierung durch manöverbasierte virtuelle Testfahrten, analog zu aufwendigen und kostenintensiven Feldversuchen [6]. Je nach Verfügbarkeit kommen Simulationsmodelle und Steuergerätesoftware oder reale Fahrzeugkomponenten und Steuergeräte auf dem Prüfstand zum Einsatz.

3.1 Dynamisches Simulationsmodell

Da es sich bei dem Antriebssystem des Range Extenders um ein multiphysikalisches System handelt wird die Methode der akausalen Modellierung mit objektorientiertem Modellierungsansatz in Modelica/Dymola

genutzt [7]. Die Auslegung der Antriebsstrangkomponenten und die Bestimmung des Energiegehaltes der Batterie erfolgt durch das Simulationsmodell Abb. 4. Außerdem lassen sich Aussagen zu Systemfunktionen und der Performanz des Fahrzeugs treffen.

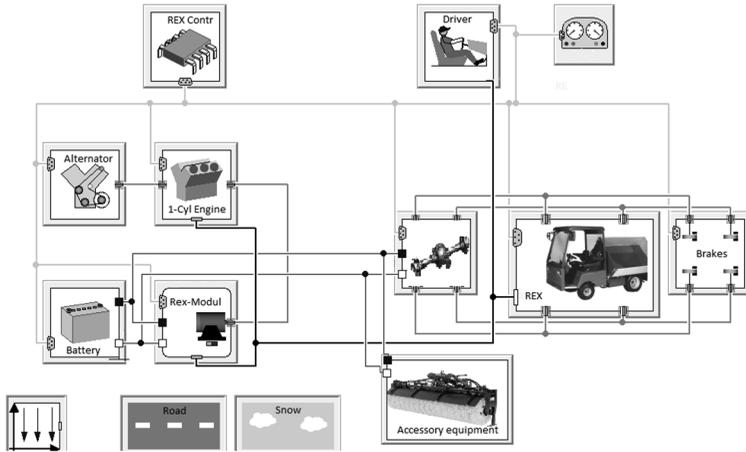


Abb. 4: Dynamisches Simulationsmodell (Quelle: Pohlandt, Dymola)

3.2 X-in-the-Loop Ansatz

Durch die virtuelle Integration einzelner Komponenten in eine virtuelle Gesamtfahrzeugsimulation lassen sich Erkenntnisse zum Systemverhalten und der relevanten Wirkzusammenhänge ermitteln noch bevor alle notwendigen Hardwarekomponenten vorhanden sind. Grundlage für dieses Vorgehen ist das dynamische Simulationsmodell des Antriebssystems Abb. 4, welches durch geeignete FMI Schnittstellendefinitionen in die offene Integrations- und Testplattform IPG TruckMaker integriert

wird [8]. Unter Berücksichtigung der Modellkomplexität lässt sich das Fahrzeugverhalten in Echtzeit simulieren, um Aussagen über die Leistungsflüsse und deren Abhängigkeiten von der Betriebsstrategie zu untersuchen. Dabei werden einzelne Modellkomponenten sukzessive durch reale Komponenten und Steuergeräte am Prüfstand ersetzt.

Neben der Vorgabe definierter Lastzyklen ist auch die Vorgabe einer Arbeitsaufgabe bzw. eines Fahrprofils nach einer Kundenanforderung möglich. Hierzu ist ein entsprechender Fahrereingriff mittels Lenkrad, Fahrpedalerie und Bedienelementen vorgesehen.

4 Betriebsstrategie

Um die geforderten Ziele einer Emissionsreduktion des Fahrzeugs zu erfüllen, vgl. Kap.1, werden die folgenden Betriebsmodi in der Betriebsstrategie des Fahrzeugs umgesetzt.

Grundlegende Betriebsmodi des Fahrzeugs

- Zero Emission
- Best-Punkt-Betrieb des Range Extender Moduls
- Rekuperation von kinetischer Energie
- Regeneration von Leistung aus Fahr-/Arbeitsantrieb

Ein Zero Emission Betrieb ermöglicht ein rein elektrisches Fahren z. B. bei Indooreinsätzen. Zur Steigerung der Kraftstoffeffizienz des Range Extender Moduls werden die Betriebspunkte der Verbrennungskraftmaschine in den Punkt minimalen Kraftstoffverbrauchs verschoben. Durch einen bidirektionalen Leistungsfluss im Antriebssystem kann überschüssige Energie beim Abbremsen des Fahr- oder Arbeitsantriebs in der Batterie gespeichert werden. Es ist allerdings auch möglich die Energie direkt zu regenerieren und einem weiteren Antrieb zur Verfügung zu stellen. So lässt sich die Energie aus einer Verzögerung der Fahrgeschwindigkeit unverzüglich einer Arbeitsfunktion bereitstellen.

Die Umsetzung der Betriebsmodi erfolgt mittels heuristischer Betriebsstrategie [9]. Dabei wird die Leistung des Range Extender Moduls $u(t)$ in Abhängigkeit vom State of Charge des Batteriemoduls (SOC) gesetzt:

$$u(t) = f(\text{SOC})$$

Es werden je nach SOC drei Betriebsbereiche (Abb. 6) definiert in denen unterschiedliche Leistungsflüsse im elektrischen Antriebssystem vorherrschen:

$u = 0$	REX Modul-Betrieb
$0 < u < 1$	Hybridmodus
$u = 1$	Batterieelektrischer-Betrieb

Im REX Modul-Betrieb wird die Leistung primär vom Verbrennungsmotor aufgebracht und über Generator und E-Motor dem Fahrtrieb bereitgestellt. Somit kann das Fahrzeug bei sehr niedrigem SOC mit verminderter Fahrleistung zur Ladeinfrastruktur gefahren werden. Im Hybridmodus sorgt das REX Modul für eine entsprechende Ladung der Batterie. Bei batterieelektrischem Betrieb wird die zur Verfügung stehende Energie der Batterie genutzt. Überlagert werden können alle Betriebsbereiche durch eine entsprechende Rekuperation.

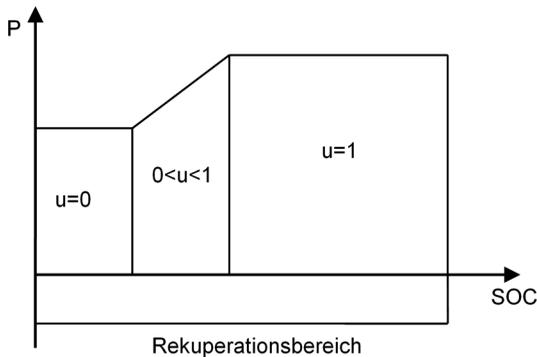


Abb. 5: Definition der Betriebsbereiche $u = f(SOC)$

5 Ergebnisse

Der Ausschnitt eines virtuellen Fahrversuchs ist in Abb. 6 dargestellt. Ein realer Fahrer hat hierbei eine entsprechende Arbeitsaufgabe zu erfüllen auf die die implementierte Betriebsstrategie entsprechend reagiert. Bei geladener Batterie, entsprechend einem SOC von 100% wird rein elektrisch gefahren. Verzögert das Fahrzeug so wird die rekuperierte Energie in der Batterie gespeichert und der SOC steigt an. Sobald die Batterie einen Ladezustand von 30% erreicht wird das Range Extender Modul aktiviert um die Batterie zu unterstützen. Die Betriebsstrategie des Fahrzeugs befindet sich im Hybridmodus bis der Ladezustand der Batterie wieder ausreichend ist um rein elektrisch weiterzufahren.

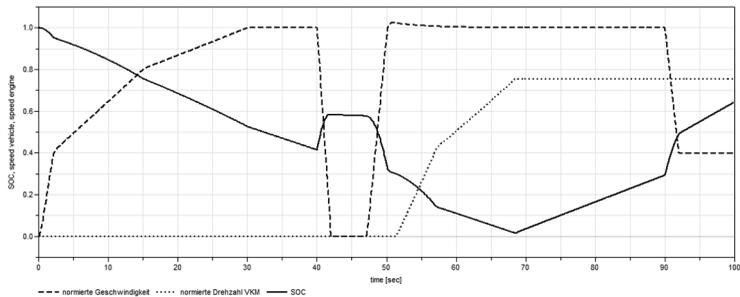


Abb. 6: Ergebnis eines virtuellen Fahrversuchs

6 Zusammenfassung

Ein 48V Antriebssystem ist für die Anwendung in einem Kommunalfahrzeug der 12kW Leistungsklasse geeignet und stellt ausreichend Leistung bereit um die geforderten Arbeitseinsätze zu bewältigen. Es kann auf serientaugliche Fahrzeugkomponenten zurückgegriffen werden um die Kosten angemessen zu halten.

Durch die starke Wechselwirkung zwischen dem 48V Bordnetz und den Antrieben ist ein durchgängiger Systemansatz zur Entwicklung notwendig. Die modellbasierte Entwicklung zur Gesamtsystemauslegung hat sich als zielführende Methode erwiesen. Der X-in-the-Loop Ansatz ermöglicht es Modelle der Steuerungssoftware einer Betriebsstrategie, die entsprechenden Hardwarekomponenten bis hin zum gesamten Fahrzeugsystem in ein virtuelles Gesamtfahrzeug zu integrieren und zu visualisieren.

Um die elektrischen Antriebssysteme im Markt zu etablieren muss der Kundennutzen entsprechend beworben werden. Fahrkomfort und Fahrspaß müssen in den Vordergrund rücken um die Emotionen beim Kunden zu wecken. Durch eine virtuelle Gesamtsimulation des Fahrzeugs mit entsprechenden Eingriffsmöglichkeiten eines Fahrers in realen Fahr-szenarien wird die Betriebsstrategie zum erlebbaren Feature und fördert die notwendige Change of Mind Situation beim Kunden.

Danksagung

Teile des Beitrags sind im Rahmen eines Kooperationsprojektes entstanden, welches gefördert ist durch das Programm „Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand“.

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Literaturverzeichnis

- [1] Zusätzlich 48V Migration in Märkte. ATZelextronik 05/2013
- [2] ZVEI: Spannungsklassen in der Elektromobilität. 2013
- [3] Kuypers, M.: Application of 48 Volt for Mild Hybrid Vehicles and High Power Loads. SAE Technical Paper, 2014
- [4] VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. 2004
- [5] Düser, T.: X-in-the-Loop – an integrated validation framework for vehicle development using powertrain functions and driver assistance systems. Dissertation, Karlsruhe 2010
- [6] Schyr, C.: Modellbasierte Validierung von mobilen Arbeitsmaschinen. 5.Fachtagung Baumaschinentechnik 2012, Dresden
- [7] Pohlandt, C.: Akausale Modellierung elektrischer Antriebe unter dynamischen Belastungskollektiven. 72. Internationale Landtechnik Tagung, Berlin 2014
- [8] Ziegler, S.; Höppler, R.: Extending the IPG CarMaker by FMI Compliant Units. 8th International Modelica Conference, Dresden 2011
- [9] Guzzella, L; Sciarretta, A.: Vehicle Propulsion Systems. Springer Verlag, 2007

Effizienzsteigerung durch 2-Pumpen-Versorgungseinheiten

Lennart Roos, Johannes Untch,

Prof. Dr. Ludger Frerichs

Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, Technische Universität Braunschweig

E-Mail: l.roos@tu-braunschweig.de

Kurzfassung

Zur Versorgung der Arbeitshydraulik mobiler Arbeitsmaschinen werden häufig Verstellpumpen eingesetzt, die aufgrund wechselnder Einsatzprofile sowie spontaner Überlasten nennenswerte Leistungsreserven aufweisen müssen. Durch diese Dimensionierung fördern solche 1-Pumpensysteme häufig bei kleinen Schwenkwinkeln, wobei sie konstruktionsbedingt eine geringe Effizienz aufweisen; bei sehr niedrigen und sehr hohen Drücken zeigt sich dies besonders deutlich. Arbeitet das System oft in diesen Bereichen und weist zusätzlich lange Stand-By-Phasen auf, entstehen hohe Energieverluste.

Im vorliegenden Beitrag wird ein Ansatz zur Betriebspunktverschiebung von Verstellpumpen durch die gezielte Interaktion mit einer zusätzlichen Konstanteinheit vorgestellt, die zwecks Drehzahlentkopplung elektrisch angetrieben wird. Es wird dargelegt, welcher energetische Gewinn durch die Verwendung einer kleineren Verstellpumpe erzielt werden kann, wenn die Konstanteinheit parallel oder in Reihe geschaltet wird oder inaktiv ist. Genauso zeigen sich aber bei großer hydraulischer Leistungsanforderung auch energetische Nachteile. Diese vergleichenden Untersuchungen beziehen sich auf den Betriebsbereich des konventionellen 1-Pumpensystems, das als Referenz dient. Ferner wird dargelegt, welche Komponenten in Abhängigkeit des hydraulischen Betriebspunktes maßgeblich zum Verlustverhalten beitragen.

1 Arbeitshydraulik im Teillastbetrieb

Die Herausforderung an die Antriebstechnik mobiler Arbeitsmaschinen sind die wechselnden Einsatzbedingungen, die u.a. von äußeren Bedingungen abhängen und zudem nur schwer präzifizierbar sind. Daher müssen die Komponenten für spontane Lastspitzen dimensioniert werden. Diese Aspekte führen dazu, dass die häufig hydraulisch ausgeführten Antriebe aufgrund ihrer Überdimensionierung vielfach im Teillastbetrieb und auch zeitweise bei Nulllast betrieben werden.

Verstellpumpensysteme im offenen Kreis wie Load-Sensing-Systeme oder Negative-/Positive-Flow-Control stellen als typische höherwertige Arbeitshydrauliksysteme von mobilen Maschinen [1] wesentliche Leistungsverbraucher der Gesamtmaschine dar. Bei wechselnden Druck- und Volumenstromforderungen sind Konzepte mit Verstellpumpen energetisch von Vorteil, da die bereitgestellte Leistung durch eine entsprechende Steuerung/Regelung des Fördervolumens variiert werden kann. Sie werden daher vorzugsweise in Betriebsprofilen mit wechselnden Druck- und Volumenstromforderungen eingesetzt. Die Pumpe arbeitet dabei in ihrem gesamten Verstellbereich. Weist das Profil häufig einen niedrigen Volumenstrombedarf auf, fördert die Pumpe oft bei nur kleinen Schwenkwinkeln. Gerade bei kleinen Schwenkwinkeln und sehr großen oder sehr kleinen Drücken weist die Verstellpumpe aber konstruktionsbedingt eine sehr geringe Effizienz auf.

In diversen Forschungsarbeiten wurde die Verbesserung von Dynamik und Effizienz von oder gegenüber Load-Sensing-Systemen angestrebt, z.B. [2], [1], [3], wobei oft das Gesamthydrauliksystem modifiziert wurde. Konzepte zum gezielten Ersatz der einen Verstellpumpe durch ein Mehrpumpensystem sind in dem o.g. Kontext nicht bekannt.

Der zunehmende Einsatz elektrischer Antriebstechnik in mobilen Maschinen eröffnet neue Möglichkeiten zur Kombination verschiedener Antriebstechnologien. Aufgrund der technischen Fortschritte bezüglich Leistungselektronik und Energiedichte der elektrischen Maschinen werden zunehmend auch rotatorische Arbeitsantriebe elektrifiziert, was bei anspruchsvollen Regelungsaufgaben zu Komfortsteigerungen führen kann. Beispiele für jüngere Entwicklungen hin zu einer elektrischen Leistungsversorgung auf mobilen Maschinen sind die Entwicklung von Zapfwellengeneratoren [4], [5], die Integration von elektrischer Leistungsbereitstellung in die Gesamtmaschine [6], [7] sowie die Definition einer elektrischen Schnittstelle für Anbaugeräte [8]. Auch elektrische (Zusatz-)Fahrantriebe von Landmaschinen [9], [4] werden diskutiert und im Baumaschinenbereich [10] elektrische Antriebe bereits eingesetzt.

Die oben genannten Entwicklungen lassen erwarten, dass zukünftige mobile Arbeitsmaschinen auch eine elektrische Leistungsversorgung besitzen, um noch gezielter die Spezifikationen der verschiedenen Antriebe bedienen zu können. Daher ist in Forschungsarbeiten zu untersuchen, in wieweit sich Synergieeffekte durch die kombinierte Nutzung der oben beschriebenen Hydrauliksysteme und eines elektrischen Hochvolt-Netzes ergeben.

2 2-Pumpen-Versorgungseinheit

Das in diesem Beitrag vorgestellte Konzept einer 2-Pumpenversorgungseinheit hat primär eine Effizienzsteigerung im Teilleistungsbereich durch Betriebspunktverschiebungen im hydraulischen System zum Ziel. Möglicherweise sind weitere Vorteile durch einen gezielten Energieaustausch mit einem Hochvolt-Bordnetz zu erreichen. Eine Betriebspunktverschiebung von hydrostatischen Verdrängereinheiten ist dann möglich, wenn mindestens zwei Pumpen zur Leistungsversorgung verwendet werden. Werden dabei mehrquadrantenfähige Verdrängereinheiten eingesetzt, können die Betriebspunkte der einzelnen Einheiten innerhalb deren Betriebsgrenzen frei gewählt werden. Die benötigten Freiheitsgrade bieten hierbei Verstellereinheiten oder drehzahlvariable Konstanteinheiten. Wird der drehzahlvariable Antrieb elektrisch ausgestaltet, ist eine Schnittstelle zu einem elektrischen (Hochvolt-)Bordnetz geschaffen.

Das in Abb. 1 gezeigte Konzept sieht daher vor, anstatt einer großen Verstellpumpe zwei Einheiten einzusetzen: Eine kleinere Verstellpumpe, die weiterhin mit der Verbrennungskraftmaschine (VKM) mechanisch gekoppelt ist („Hauptpumpe“) und eine drehzahlvariable Konstanteinheit, die in allen vier Quadranten arbeiten kann, also als Pumpe und als Motor und jeweils in beide Drehrichtungen („Hilfspumpe“). Die Hilfspumpe ist zwecks Drehzahlentkopplung als elektrisch angetriebene Konstantpumpe ausgeführt. Die Verwendung einer kleineren Hauptpumpe führt dazu, dass diese häufiger bei größeren Schwenkwinkeln betrieben werden kann und damit vielfach in effizienten Betriebspunkten arbeitet. Durch diesen

Ansatz soll also ein komponentenspezifischer Nachteil durch einen systemtechnischen Ansatz reduziert werden.

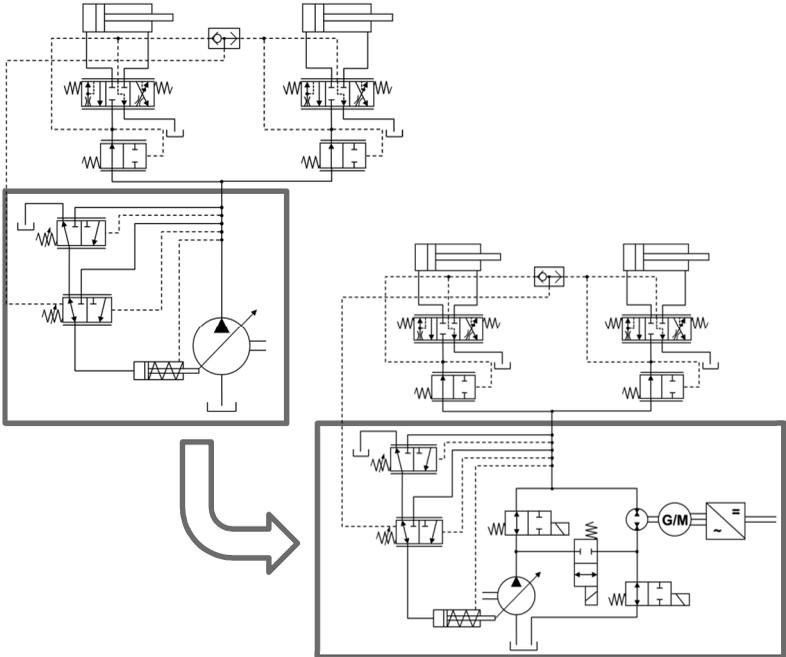


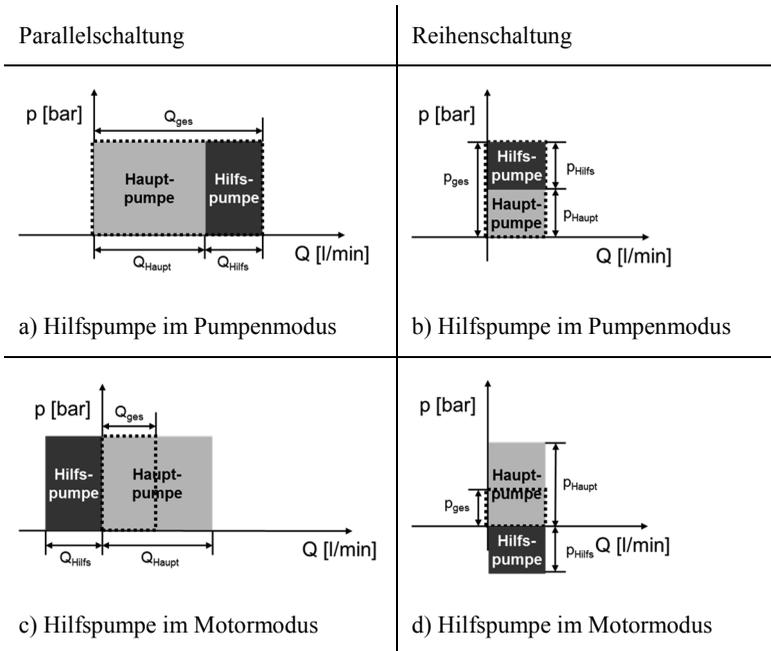
Abb. 1: Eine kleinere Verstellpumpe und eine Konstanteinheit ersetzen eine große Verstellpumpe, hier am Beispiel eines LS-Systems

Die Hilfspumpe kann die Hauptpumpe auf unterschiedliche Weise unterstützen. Durch den motorischen Betrieb der Hilfspumpe ist eine Rückspeisung in das elektrische Bordnetz möglich. Die Abbildung zeigt am Beispiel einer Closed-Center Load-Sensing-Schaltung ein vereinfachtes Schema des Systems. Die konventionelle Versorgung (links) und die neue Versorgung (rechts) befinden sich jeweils innerhalb des Kastens.

Im Beispiel wird die Regelungsfunktion zur bedarfsgerechten Druck- und Volumenstromversorgung weiterhin durch den hydraulisch-mechanischen Förderstromregler der Verstelleinheit übernommen. Die zusätzliche Hilfspumpe wird allein in Abhängigkeit der hydraulischen Leistungsgrößen gesteuert und stellt aus regelungstechnischer Sicht eine Vorsteuerung dar.

Wie aus Tab. 1 hervorgeht, können die beiden Pumpen parallel oder in Reihe verschaltet werden. Dadurch werden entweder Volumenströme addiert/subtrahiert (Parallelschaltung) oder Drücke addiert/subtrahiert (Reihenschaltung). Im Falle sehr großer Volumenstrombedarfe wird die voll ausgeschwenkte Hauptpumpe durch zusätzlichen Volumenstrom unterstützt (Fall a)). Im Fall b) unterstützt die Hilfspumpe durch zusätzlichen Druck in Reihenschaltung. Da die Hilfspumpe auch im Motorbetrieb arbeiten kann, ist für Lastanforderungen innerhalb der Betriebsgrenzen von Hauptpumpe und Hilfspumpe eine beliebige Leistungsaufteilung zwischen Hauptpumpe und Hilfspumpe möglich. Dies verdeutlicht Fall c) für die Parallelschaltung und Fall d) für die Reihenschaltung.

Auch ein alleiniger Betrieb der Hilfspumpe ist möglich, bei dem die Hauptpumpe auf Null geschwenkt ist.



Tab. 1

3 Statisches Verlustmodell

Zur Untersuchung dieses Konzeptes wurde ein statisches kennfeldbasierte Simulationsmodell aufgebaut, in welchen die wesentlichen verlustbehafteten Komponenten entlang der Leistungsflüsse berücksichtigt wurden.

Die an die VKM gekoppelten Verstellpumpen wurden als Schrägscheiben-Axialkolbenpumpen abgebildet, deren volumetrischer und hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad von Drehzahl, Druckdifferenz und dem Fördervolumen abhängen. Die Hilfspumpe wurde als Außenzahnradmaschine modelliert und das Verlustverhalten hier abhängig von Drehzahl und Druckdifferenz abgebildet. Der Elektroantrieb wird als frequenz geregelter Asynchronmotor abgebildet, dessen Wirkungsgrad von Drehmoment und Drehzahl abhängt. Für den zugehörigen Frequenzrichter wurde ein generisches Modell gewählt, bei dem sich der Gesamtverlust aus ohmschen Verlusten, Schaltverlusten und Leitungsverlusten zusammensetzt. Die elektrische Leistung des angenommenen (nicht modellierten) Gleichspannungszwischenkreises muss über eine entsprechende Generator-Gleichrichtereinheit generiert werden. Deren Effizienz ist ebenfalls von den jeweiligen Betriebspunkten abhängig, die jedoch zusätzlich von der Leistungsaufnahme unbekannter elektrischer Verbraucher bestimmt werden. Deswegen wird für die Generator-Gleichrichtereinheit ein konstanter Wirkungsgrad von 0,8 angenommen. Aufgrund der unbekannt elektrischen Betriebspunkte wird die ggf. von der Konstanteinheit zurückgespeiste Energie mit einem Nutzungsgrad von eben-

falls 0,8 gewichtet. Damit soll berücksichtigt werden, dass wegen fehlender Simultanität diese Energie nicht in vollem Umfang genutzt werden kann.

Als Referenz dient stets eine größere konventionelle Verstellpumpe (1-Pumpensystem) gleichen Typs wie die Hauptpumpe des 2-Pumpensystems, deren Kennfeld jedoch entsprechend skaliert wird.

Als Eingangsgrößen in die Simulation, dienen verschiedene hydraulische Systembetriebspunkte, welche auch die hydraulische Ausgangsleistung beschreiben. Als wesentliches Ergebnis und als Bewertungskriterium wurde die Gesamtverlustleistung des jeweiligen Systems gewählt, um einen absoluten Vergleich zu ermöglichen. Abb. 2 zeigt einen Auszug der Ein- und Ausgangsgrößen der Simulation.

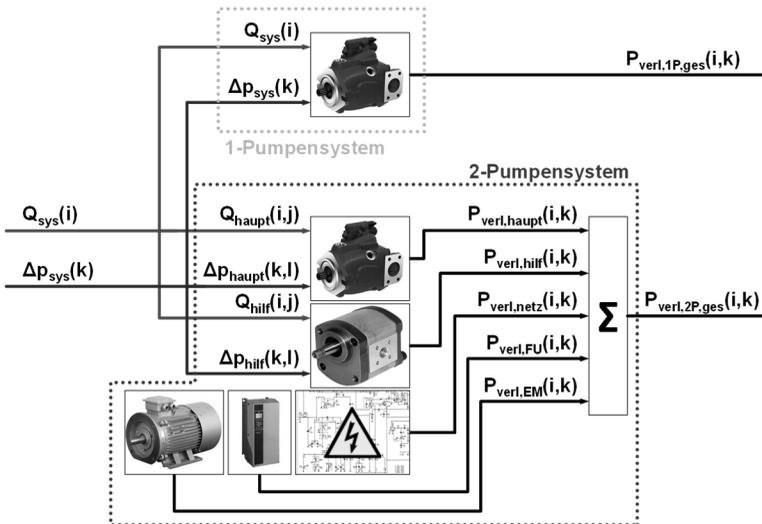


Abb. 2: Hydraulische Systembetriebspunkte dienen als Eingangsgrößen, die Gesamtverlustleistungen u.a. als Ausgangsgrößen der Simulation

4 Simulationsergebnisse

Im Folgenden werden exemplarisch einige Simulationsergebnisse gezeigt und diskutiert, welche ausdrücklich qualitativen Charakter haben. Bei Untersuchungen zu Betriebspunktverschiebungen ist offensichtlich, dass deren Wirksamkeit stark vom konkreten Verlustverhalten der Komponenten sowie der umgesetzten Leistung ist. Daher sollen in diesem Beitrag auf Basis typischer Komponenten sowie typischer hydraulischer Leistungsanforderungen der Arbeitshydraulik allgemeine Aussagen für einen möglichen effizienten Betrieb der 2-Pumpen-Versorgungseinheit getroffen werden. Es wurden bei den Simulationen keine Zeitanteile oder zeitgestützte Leistungszyklen berücksichtigt. Durch die Wahl anderer Komponenten können Konstellationen auftreten, bei denen die beschriebenen Effekte stärker oder weniger stark auftreten.

Die relative Aufteilung der Verluste auf die Komponenten des 2-Pumpensystems wird anhand der nachfolgenden Diagramme diskutiert. Dargestellt ist jeweils in einer 3D-Grafik die relative Differenzverlustleistung in Abhängigkeit der in Abschnitt 3 angesprochenen Systembetriebspunkte als Kombination von Druckdifferenz und Volumenstrom (beide normiert). Die relative Differenzverlustleistung ist dabei die Differenz zwischen der Verlustleistung des 2-Pumpensystems und des 1-Pumpensystems, die auf die maximale Verlustleistung des 1-Pumpensystems bezogen wird. Die Verlustleistung des 2-Pumpensystems setzt sich aus den fünf Teilverlusten der beteiligten Komponenten zusammen:

$$\Delta P_{Verlust,rel}(\Delta p, Q) = \frac{\sum_{i=1}^5 P_{Verlust,2P}(\Delta p, Q)_i - P_{Verlust,1P}(\Delta p, Q)}{\max(P_{Verlust,1P})} \quad \text{F. 4.1}$$

Zusätzlich ist bei der relativen Differenzverlustleistung gleich Null eine halbtransparente Ebene eingefügt. Im negativen Bereich, unterhalb der Ebene, weist das 2-Pumpensystem eine geringere Verlustleistung auf, im positiven Bereich zeigt das konventionelle 1-Pumpensystem geringere Verluste.

Die vier Kreissektorendiagramme zeigen jeweils für 15% bzw. 85% normierter Druckdifferenz und normierten Volumenstroms die Zusammensetzung der Gesamtverlustleistung des 2-Pumpensystems auf die einzelnen Komponenten.

In Abb. 3 sind die Ergebnisse einer Simulation mit gleichem Hubvolumen von Haupt- und Hilfspumpe gezeigt. Die Verstellpumpe im 1-Pumpensystem (Index „1P“) und im 2-Pumpensystem (Index „2P“) dreht mit derselben Drehzahl, sodass sich folgende Verhältnisse ergeben:

$$\frac{V_{2P,Haupt,max}}{V_{2P,Hilf}} = 1 \qquad \frac{n_{1P}}{n_{1P,max}} \approx 0,72 \qquad \frac{n_{2P,Haupt}}{n_{2P,Haupt,max}} \approx 0,56$$

Es ist zu erkennen, dass das 2-Pumpensystem bis zur Hälfte des Maximalvolumenstroms (Q_{max}) geringere Leistungsverluste aufweist als das 1-Pumpensystem. Über weite Bereiche werden geringere Verluste von 10-21% der maximalen Verlustleistung des 1-Pumpensystems erreicht.

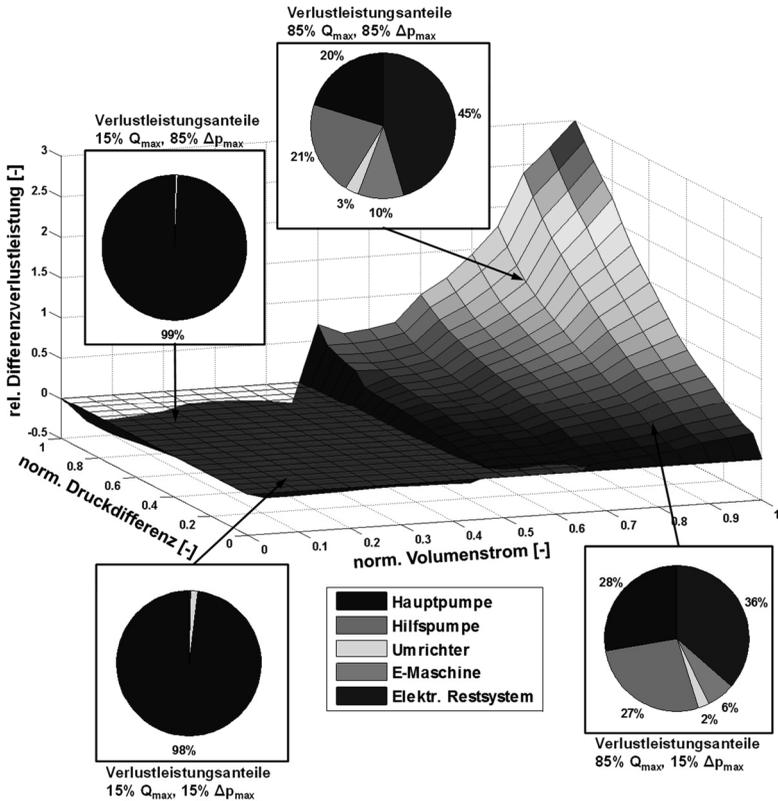


Abb. 3: Relative Differenzverlustleistung in Abhängigkeit des hydr. Systembetriebspunkts bei gleicher Dimensionierung von Haupt- und Hilfspumpe

Bei geringem Volumenstrom und hohem Druck ($> 80\% p_{max}$) beträgt die Differenz über 29%. In diesem Volumenstrombereich wird die Hilfspumpe nicht angetrieben, weshalb auch kein elektrischer Leistungsbedarf besteht. Die Standby-Verluste des Frequenzumrichters sind vernachlässigbar und werden durch den effizienten Betrieb der im Vergleich zum Referenzsystem weiter ausgeschwenkten Hauptpumpe überkompensiert.

Bei geringen Drehzahlen ergeben sich sogar größere Vorteile, weil die Wirkungsgradcharakteristik der Verstelleinheiten hier sehr empfindlich gegenüber kleinen Schwenkwinkeln ist und sie deswegen noch ineffizienter fördern.

Ab Volumenströmen von 50% Q_{\max} kehrt sich das Verlustverhalten jedoch offensichtlich um. Wegen der kleiner dimensionierten Verstellpumpe muss im 2-Pumpensystem die Hilfspumpe parallel geschaltet werden, wodurch das 2-Pumpensystem bei großer hydraulischer Systemleistung aufgrund mehrfacher Leistungswandlung im elektrischen Pfad deutlich ineffizienter arbeitet. In diesen Betriebspunkten verursachen die E-Maschine, der Frequenzumrichter und die elektrische Leistungsquelle des Restsystems aufgrund ihrer Wirkungsgradkette hohe Verluste. Besonders die Bereitstellung der elektrischen Leistung weist mit steigendem Leistungsbedarf einen hohen Anteil auf.

In Abb. 4 sind Ergebnisse bei Verwendung einer kleineren Hilfspumpe und/oder einer größeren Hauptpumpe bei folgender Parametrierung dargestellt:

$$\frac{V_{2P,Haupt,max}}{V_{2P,Hilf}} = 3,5 \qquad \frac{n_{1P}}{n_{1P,max}} \approx 0,72 \qquad \frac{n_{2P,Haupt}}{n_{2P,Haupt,max}} \approx 0,68$$

Den Ergebnissen ist zu entnehmen, dass das 2-Pumpensystem bis zu einem Systemvolumenstrom von ca. 75% Q_{\max} effizienter ist, was ebenfalls auf die höhere Auslastung der Hauptpumpe zurückzuführen ist. In weiten Bereichen ergeben sich geringere Verluste in der Größenordnung von 5-16% der maximalen Verlustleistung des 1-Pumpensystems.

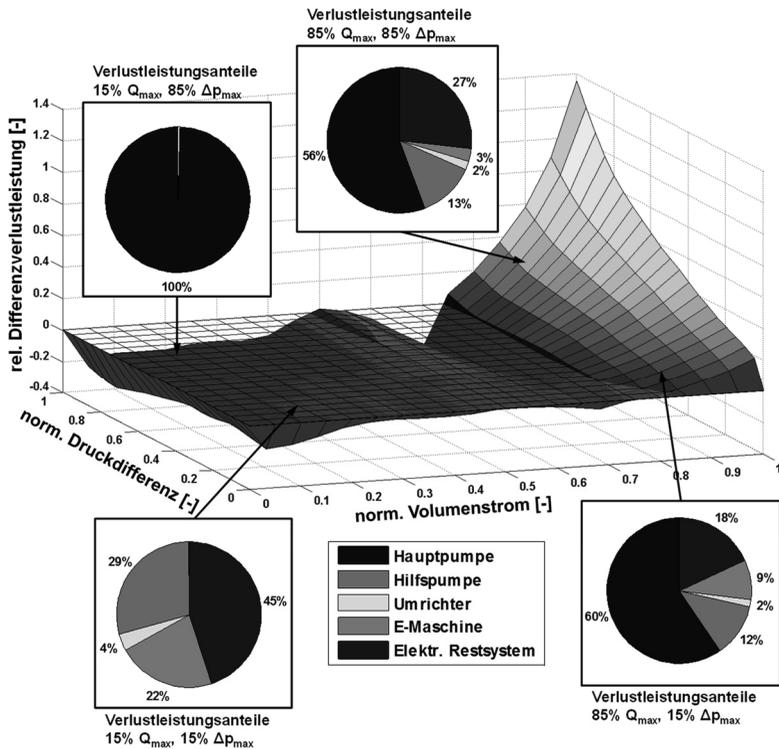


Abb. 4: Relative Differenzverlustleistung in Abhängigkeit des hydr. Systembetriebspunkts bei 3,5fach höherem Fördervolumen der Hauptpumpe gegenüber der Hilfspumpe

Eine Ausnahme bilden die Betriebspunkte zwischen 45-50% Q_{max} und 70-100% Δp_{max} . Der ausgeprägte Rücken in diesem Betriebsbereich resultiert aus der Charakteristik der hinterlegten Kennfelder, aus denen hervorgeht, dass der Effizienzgewinn durch einen größeren Schwenkwinkel der Hilfspumpe geringer ausfällt als die Verluste durch die relativ geringere Drehzahl. Der Wirkungsgrad der Verstellpumpe im 1-Pumpensystem ist hier minimal höher als bei der im 2-Pumpensystem; bei letzterem kommen bei

der Verlustbetrachtung noch die Standby-Verluste des Frequenzumrichters hinzu. Schwenkt die Verstellpumpe im 2-Pumpensystem weiter gegen maximales Fördervolumen (bei ca. 70% Q_{\max}) kehren sich die Verhältnisse um und es ergibt sich ein deutlich sichtbarer Effizienzgewinn für das 2-Pumpensystem.

Oberhalb des maximalen Hauptpumpenvolumenstroms muss die Hilfspumpe zwangsläufig parallel geschaltet werden, was bei großer hydraulischer Nutzleistung zu hohen Verlustleistungen führt (s.o.).

Bei geringen Volumenströmen ($< 20\% Q_{\max}$) und geringem Druck ist eine Verschaltung der Pumpen in Reihe attraktiver, weil hier der Wirkungsgrad von Verstellpumpen stark abfällt. In diesem Betriebsbereich kann es trotz zusätzlicher Verluste an den elektrischen Komponenten effizienter sein, die Verstellpumpe weniger am Leistungsfluss zu beteiligen, indem die Druckdifferenz über der Einheit reduziert wird. Bei geringem Volumenstrom und hohem Druck ist aber wiederum ein alleiniger Betrieb der Hauptpumpe deutlich effizienter (s. Abb. 4).

Der Vergleich mit dem Diagramm aus Abb. 3 lässt erkennen, dass bei steigendem Verhältnis von $V_{2P,Haupt,max} / V_{2P,Hilf}$ über einen größeren Betriebsbereich Effizienzvorteile erzielt werden können, die allerdings mit sinkendem Verhältnis stärker ausfallen. Dies liegt daran, dass sich bei steigendem Verhältnis die Volumina der Verstellpumpen im 1- und 2-Pumpensystem annähern und sich dadurch auch das Verlustverhalten der beiden Systeme angleicht.

5 Fazit und Ausblick

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass das Verlustverhalten des vorgestellten 2-Pumpensystems stark betriebspunktabhängig ist. Bei geringen Volumenströmen weist das 2-Pumpensystem geringere Leistungsverluste auf als das konventionelle 1-Pumpensystem, während bei großer hydraulischer Systemleistung sich das Verhältnis deutlich umkehrt. Besonders bei kleinen Volumenströmen und hohem Druck weist das 2-Pumpensystem signifikant geringere Leistungsverluste auf, was primär darauf zurückzuführen ist, dass die kleinere Verstellpumpe für denselben Systemvolumenstrom bei einem größeren Schwenkwinkel arbeitet. In diesem Betriebsbereich wird durch die Abschaltung der Hilfspumpe potentiell vorhandenes Fördervolumen nicht verwendet. Die großen Verluste im Bereich der Eckleistung ergeben sich aufgrund der längeren elektrischen Wirkungskette bzw. der zusätzlichen Leistungswandlung. Zu beachten ist hierbei, dass die Verluste im elektrischen Netz sowie die Bereitstellung elektrischer Energie einen großen Anteil annehmen, diese jedoch nur pauschal modelliert wurden. Für verlässlichere Aussagen müsste parallel ein elektrisches Leistungsprofil betrachtet und das Verlustverhalten des Generators realitätsnäher abgebildet werden.

Je kleiner die Hauptpumpe ausgelegt wird, desto häufiger fördert sie effizient bei großem Schwenkwinkel. Für denselben Maximalvolumenstrom folgt daraus eine hohe Hilfspumpendrehzahl und/oder ein großes Fördervolumen der Hilfspumpe. Beides führt zu einer gesteigerten Leistungsübertragung über den elektrisch-hydraulischen Pfad mit größeren Verlusten durch die mehrfache Leistungswandlung.

In weiterführenden Arbeiten werden die Möglichkeiten zu Einflussnahme auf das dynamische Verhalten durch eine gezielte Ansteuerung der Hilfspumpe untersucht. Durch die gezielte Generierung zusätzlicher (negativer) Druckdifferenzen oder Volumenströme soll das Regelverhalten der Verstellpumpe beeinflusst werden. Dafür ist u.a. der Betrieb der Hilfspumpe in den motorischen Quadranten erforderlich.

Mit diesem Beitrag soll das grundsätzliche Potential zur Steigerung der Effizienz von 2-Pumpensystemen gegenüber konventionellen Lösungen dargestellt werden. Es wurde hervorgehoben, dass eine große Abhängigkeit vom individuellen Verlustverhalten der Komponenten, von den Betriebsparametern sowie der relativen Dimensionierung besteht. Die Diskussion über das konkrete Energiesparpotential für mögliche Applikationen soll und kann daher an dieser Stelle noch nicht geführt werden. Generell ist aber festzuhalten, dass von der vorgestellten Verlustcharakteristik des 2-Pumpensystems Anwendungen mit wechselnden Betriebspunkten und nennenswerten Arbeitsanteilen im Teilleistungsbereich profitieren.

Das vorgestellte Konzept und die Simulationsergebnisse bilden die Grundlagen für ein am IMN vorbereitetes Forschungsprojekt. Der Forschungsfonds Fluidtechnik im VDMA wird dieses zukünftig finanziell unterstützen.

Literaturverzeichnis

- [1] R. Finzel, Elektrohydraulische Steuerungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen, Dissertation, Aachen: Shaker Verlag, 2011.
- [2] T. Fedde, Elektrohydraulische Bedarfsstromsysteme am Beispiel eines Traktors, Dissertation, Aachen: Shaker Verlag, 2008.
- [3] B. Grösbrink, Load-Sensing mit adaptiver Pumpenregelung, Dissertation, Aachen: Shaker Verlag, 2011.
- [4] K. Hartmann und al., „Trends bei Landmaschinen und Traktoren,“ *O+P*, pp. 33-37, Jan./Feb. 2012.
- [5] M. Thiel und al., „Development of a PTO driven generator for electrical drives in agricultural machinery,“ in *Agricultural Engineering VDI-MEG, Land. Technik AgEng 2001 Agricultural Engineering, VDI Berichte, Nr. 2124*, Düsseldorf, 2011.
- [6] J. Sobotzik und B. Shi, „Electric drives for tractors and agricultural implements – an innovative approach and its opportunities,“ in *Agricultural Engineering VDI-MEG, Land. Technik Agricultural Engineering, VDI Berichte, Nr. 2173*, Düsseldorf, 2012.
- [7] M. Götz und al., „Electrification of a tractor and implement – The ZF project ElecTra,“ in *Agricultural Engineering VDI-MEG, Land. Technik AgEng 2011 Agricultural Engineering*, Düsseldorf, 2011.
- [8] AEF, 2013. [Online]. Available: <http://www.aef-online.org/de/aef-projekte/isobus/die-projektgruppen.html>. [Zugriff am 01 11 2013].
- [9] W. Aumer, „Entwicklung eines neuartigen diesel-elektrischen Einzelradantriebes für Traktoren und selbstfahrende Erntemaschinen. Abschlussbericht zum Forschungsprojekt,“ 2009. [Online]. Available: http://www.fischer-elektromotoren.de/Abschlubericht_Entwicklungsprojekt_TUDresden.pdf. [Zugriff am 01 11 2013].
- [10] S. Hanke und al., „Trends in der Bau- und Baustoffmaschinenindustrie,“ *Mobile Maschinen*, pp. 10-15, Mai 2013.

Steigerung der Energieeffizienz von LS-Systemen durch Reduzierung der Druckverluste an Druckwaagen

Jan Siebert, Prof. Dr. Marcus Geimer

*Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeug-
systemtechnik, Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen,
Karlsruhe*

Kurzfassung

Load-Sensing-Systeme haben prinzipbedingt hohe Verluste, wenn mehrere parallel geschaltete Verbraucher bei unterschiedlichen Druckniveaus betrieben werden [1]. Der in den Sektionen überschüssige hydraulische Druck wird an den Sektionsdruckwaagen abgedrosselt und dem Öl in Form von Wärme zugeführt.

Im folgenden Beitrag wird eine Möglichkeit vorgestellt, die prinzipbedingten Druckverluste an Druckwaagen von Load-Sensing-Systemen zu reduzieren. Eine neuartige, rein hydraulische Schaltung ermöglicht es, durch serielle Verschaltung der einzelnen Verbrauchersektionen mit einem Hydrospeicher den Druck in den geringer belasteten Sektionen anzuheben und dadurch die über die Druckwaage abfallende Druckdifferenz zu reduzieren. Die gespeicherte hydraulische Energie kann dann an geeigneter Stelle und in einer nutzbaren Form in das System zurück gespeist werden.

Stichworte

Load-Sensing, Druckwaagen, Druckverluste, Effizienzsteigerung, Rekuperation

1 Grundlagen

1.1 Einleitung und Motivation

Load-Sensing-Systeme ermöglichen den gleichzeitigen Gebrauch parallel geschalteter Verbraucher bei geringen Energieverlusten. Durch eine hydraulische Meldekette wird der lasthöchste Verbraucher ermittelt und dessen Drucksignal an die LS-Pumpe übertragen. Der Systemdruck stellt sich daraufhin auf ein Niveau p_0 ein, welches um die LS-Druckdifferenz Δp_{LS} über dem des lasthöchsten Verbrauchers p_{LS} liegt. Alle weiteren Verbraucher werden aufgrund der Parallelschaltung ebenfalls mit dem am lasthöchsten Verbraucher orientierten Systemdruck gespeist. Daher muss in jeder Sektion der Systemdruck auf den entsprechenden Sektionsdruck abgedrosselt werden. [1]

Zentrale Komponenten hierbei sind die Individual- oder Sektionsdruckwaagen, die als hydraulische Widerstände in den einzelnen Leistungspfaden dienen. Load-Sensing-Systeme können mit vor- oder nachgeschalteten Druckwaagen ausgeführt werden. (Vorgeschaltete) Druckwaagen haben zwei Hauptaufgaben:

- das Systemdruck- und das Sektionsdruckniveau zu vergleichen und die notwendige Anpassung der Drücke vorzunehmen
- die Druckdifferenz über die Sektionswegestufe konstant zu halten und so einen lastunabhängigen Volumenstrom zu ermöglichen

Die Vor- und Nachteile der beiden Varianten sind aus der Literatur hinreichend bekannt (siehe z.B. [1], [2]) und sollen daher an dieser Stelle

nicht weiter vertieft werden. Stattdessen wird der Fokus der Betrachtung auf die an den Druckwaagen anfallenden Verluste gelenkt.

Trotz ihrer im Vergleich z.B. zu Konstantstromsystemen gesteigerten Energieeffizienz weisen Load-Sensing-Systeme immer dann systembedingt Energieverluste auf, wenn Verbraucher mit stark differierendem Lastdruck gleichzeitig betätigt werden [3]. In Abb. 1 ist beispielhaft der Leistungsbedarf von drei Verbrauchern dargestellt. Die hellgrau hinterlegte Fläche stellt die systembedingten Verluste an den Wegestufen und den Druckwaagen der drei Verbraucher dar. Im linken Bildteil ist die Situation für ein heute übliches LS-System dargestellt.

Im rechten Bildteil werden die Verbraucher 2 und 3 mit einem Speicher in Reihe geschaltet, so dass eine Lasterhöhung der einzelnen Sektionen realisiert wird. Durch die Speicherung von hydraulischer Energie wird die Verlustleistung reduziert.

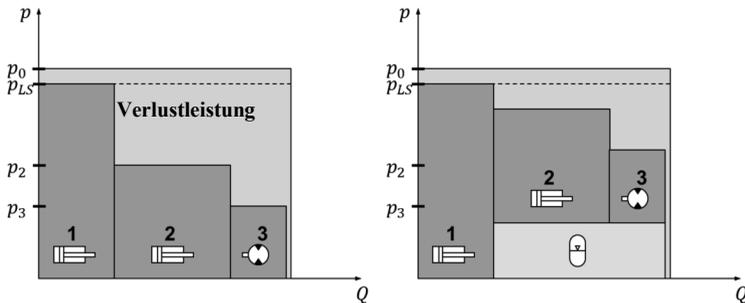


Abb. 1: Verlustleistung eines konventionellen LS-Systems (links) und bei Reihenschaltung eines Speichers bei zwei Verbrauchern (rechts)

Im Rahmen des durch den Forschungsfonds Fluidtechnik des VDMA geförderten Forschungsprojektes „Reduzierung systembedingter Druckverluste an Druckwaagen von Load-Sensing Systemen“ wird eine Schaltung entwickelt, die die prinzipbedingten, d.h. an den Druckwaagen anfallenden, Verluste in Load-Sensing-Systemen reduzieren soll. [4]

Als Zielanwendung für die Schaltung werden Ein-Kreis-Load-Sensing-Systeme mit mehreren gleichzeitig arbeitenden hydraulischen Verbrauchern gesehen, die z.B. bei Kompaktmaschinen aller Art, Hydraulikbaggern der mittleren Leistungsklasse, bei Land- und Forstmaschinen oder bei Kommunalfahrzeugen zum Einsatz kommen.

Die Durchführung des Projektes erfolgt in mehreren Schritten. Durch Simulation werden die grundlegenden Zusammenhänge der Schaltung ermittelt sowie Voruntersuchungen durchgeführt. Basierend auf den so gewonnenen Erkenntnissen soll anschließend ein Prototyp der entwickelten Schaltung als Prüfstand aufgebaut und untersucht werden. Zum Ende des Projektes sollen die Ergebnisse von Simulation und Versuchen miteinander verglichen werden, um das weitere Vorgehen, z.B. die Applikation der Schaltung auf einen Versuchsträger, festlegen zu können.

1.2 Grundlagen der Schaltung

Das Grundprinzip der Schaltung stellt folgende Abb. 2 dar. Gezeigt ist die Sektionswegestufe eines (Linear-)Verbrauchers. Im Gegensatz zur klassischen Load-Sensing-Konfiguration ist der Tankanschluss der Wege-

stufe allerdings nicht direkt mit dem Tank, sondern mit einem zusätzlichen Ventil verbunden, welches im Folgenden als Tank-/Speicher-Logikventil (T/S-Logikventil) bezeichnet wird.

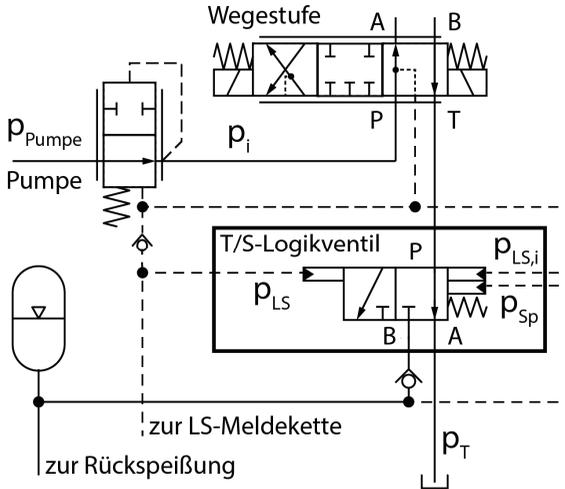


Abb. 2: Grundprinzip der Schaltung (nach [4])

Das Ventil verbindet über seine beiden Arbeitsanschlüsse (A, B) die Rückleitung der Verbrauchersektion je nach Steuerdruckverhältnis entweder mit dem Tank oder mit dem Hydraulikspeicher.

Die Wahl der vorherrschenden Schaltungsstellung des Ventils erfolgt durch die Beaufschlagung der Steueranschlüsse des T/S-Logikventils mit Druck gemäß folgender Schaltbedingung:

$$p_{LS} * A > p_{Sp} * A * x_A + p_{LS,i} * A + F_{Feder}$$

Das Ventil vergleicht über seine Steuerflächen A den maximalen LS-Druck p_{LS} mit dem individuellen Verbraucherdruck $p_{LS,i}$ der entsprechenden Sektion, einer Federkraft F_{Feder} und dem Speicherdruck p_{Sp} . Solange die Bedingung erfüllt ist, verbindet das T/S-Logikventil den Verbraucher rücklaufseitig mit dem Hydrospeicher (Verbindung P – A am T/S-Logikventil). Der Speicherdruck wirkt am Linearverbraucher dadurch wie eine zusätzliche, von außen aufgeprägte Last, was zum Ansteigen des pumpeseitigen Sektionsdrucks vor dem Verbraucher führt. Dadurch verringert sich die notwendige Druckdifferenz über der Druckwaage.

Die vorgestellte Schaltung kann sowohl für Linear- als auch für Rotationsverbraucher verwendet werden. Der Faktor x_A in der Gleichung stellt das Flächenverhältnis eines Differentialzylinders dar. Bei einem Gleichgangzylinder oder bei einem rotatorischen Verbraucher würde dieser Faktor zu eins werden, da diese im Gegensatz zum Differentialzylinder nicht über druckübersetzende Eigenschaften verfügen.

1.3 Das Load-Sensing-System in neuer Konfiguration

Abb. 3 zeigt ein Load-Sensing-System mit vorgeschalteten Druckwaagen, welches um die beschriebene Schaltung erweitert wurde. Jede Sektion verfügt über eine separate Verbindung zur Tank- bzw. Speicherleitung, sowie über ein eigenes T/S-Logikventil.

In der dargestellten Situation ist Verbraucher 1 (VB1) der lasthöchste Verbraucher und daher über das T/S-Logikventil direkt mit dem Tank

verbunden. Verbraucher 2 (VB2) und Verbraucher 3 (VB3) sind die lastniedereren Verbraucher und über die T/S-Logikventile mit der Speicherleitung verbunden.

Solange die Schaltbedingung für VB2 und VB3 erfüllt bleibt, sind diese mit dem Speicher verbunden, was ein Ansteigen des Drucks in Sektion 2 und 3 und damit eine Reduzierung der abzudrosselnden Druckdifferenz an deren Druckwaagen zur Folge hat. Die Rückspeisung der gespeicherten Energie kann beispielsweise über einen an die Verbrennungskraftmaschine angeschlossenen (Verstell-)Hydromotor erfolgen (vgl. [5]). Das unterstützende Drehmoment entlastet den Antrieb und sorgt somit für einen geringeren Treibstoffverbrauch.

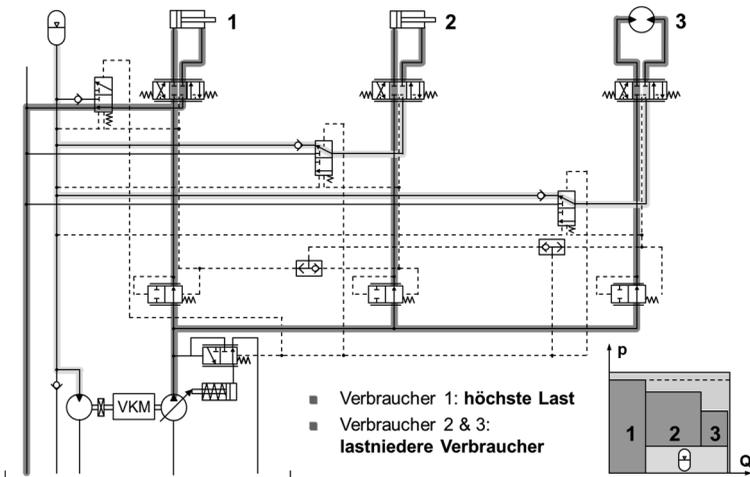


Abb. 3: Load-Sensing-System mit integrierter Schaltung, Hydraulikspeicher und Rückspeiseeinheit [4]

2 Bisherige Erkenntnisse

Zu Beginn des Projektes wurde bereits festgestellt, dass das Kolbenflächenverhältnis von Linearverbrauchern einen starken Einfluss auf die hier vorgestellte Schaltung hat. Daher wurden zwei Schaltungsprinzipien entwickelt, konservatives und adaptives Prinzip, welche im folgenden Abschnitt näher beschrieben werden.

2.1 Schaltung im konservativen Prinzip

Erste Simulationsergebnisse zeigen bereits, dass das vorgestellte Schaltungsprinzip die Energieverluste im System reduzieren und dadurch die Energieeffizienz steigern kann. Allerdings zeigt die Auswertung der Ergebnisse auch, dass das mögliche Potential bei weitem noch nicht ausgeschöpft ist. Abb. 4 stützt die ersten Erkenntnisse der Simulation:

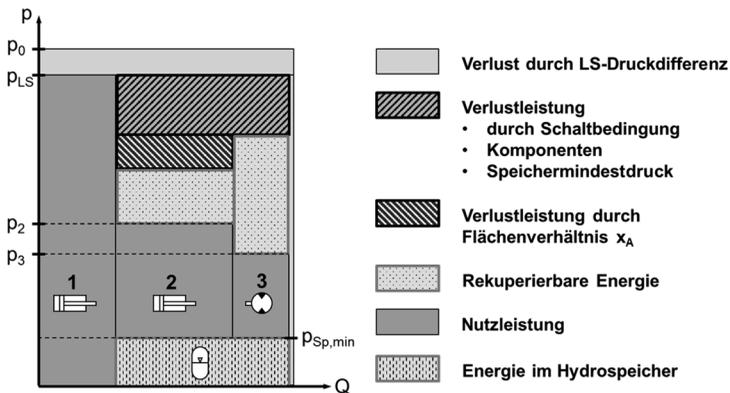


Abb. 4: Angepasstes p/Q -Diagramm

Dem Diagramm ist zu entnehmen, dass eine Reduzierung der Verluste möglich ist, allerdings aufgrund der Ventilschaltbedingung nur in einem eingeschränkten Druckbereich stattfinden kann. Eine Ursache hierfür ist der Speicherdruck, der in die Gleichung der Schaltbedingung mit eingeht, um einen Wechsel in der Belastungssituation des Systems zu verhindern. Weiterhin beeinflusst das Flächenverhältnis des angeschlossenen Zylinders den Druckbereich. Je nach Bewegungsrichtung des Zylinders (ein- oder ausfahrend), wirkt der Speicherdruck entweder auf die Boden- oder Ringfläche des Kolbens. Da ein Zylinder mit unterschiedlichen Flächen ein Druckübersetzer ist, hat der Speicherdruck nicht in beide Richtungen die gleiche Wirkung (siehe z.B. [1]). Dies wird aus folgendem Vergleich ersichtlich:

Für einen Differentialzylinder (Abb. 5) gilt mit $F_1 = F_2$:

$$p_1 * A_1 = p_2 * A_2 \Rightarrow p_1 = \frac{A_2}{A_1} * p_2 \text{ bzw. } p_2 = \frac{A_1}{A_2} * p_1$$

Sei $A_1 = A_{\text{Ring}}$ und $A_2 = A_{\text{Boden}}$. Dann gilt: $\frac{A_2}{A_1} = \frac{A_{\text{Boden}}}{A_{\text{Ring}}} = x_A$

Es gilt beim Einfahren: $p_1 = p_{\text{Speicher}} \Rightarrow p_2 = p_{\text{ein}} = \frac{1}{x_A} * p_{\text{Sp}}$

Es gilt beim Ausfahren: $p_2 = p_{\text{Sp}} \Rightarrow p_1 = p_{\text{aus}} = x_A * p_{\text{Sp}}$

Mit $x_A \geq 1$ folgt daraus: $p_{\text{aus}} \geq p_{\text{ein}}$

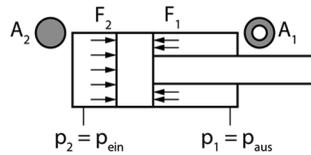


Abb. 5: Differentialzylinder als Druckübersetzer

Das Flächenverhältnis müsste richtungsabhängig in der Schaltbedingung abgeändert werden, da es die Wirkung beeinflusst, die der Speicherdruck auf den Sektionsdruck hat.

Am T/S-Logikventil ist das Flächenverhältnis durch den Durchmesser der Steuerfläche des Speicherdruckanschlusses vorgegeben. Da diese geometrische Größe in der gewählten Ventilkonfiguration während des Betriebs nicht geändert werden kann, wird die Richtungsabhängigkeit des Flächenverhältnisses nicht berücksichtigt. Das bisher vorgestellte Prinzip, d.h. die Verschaltung mit dem einfachen T/S-Logikventil, wird daher als konservatives Prinzip bezeichnet.

2.2 Schaltung im adaptiven Prinzip

Das Potential der Schaltung kann weiter ausgeschöpft werden, indem das T/S-Logikventil um einen Steueranschluss erweitert wird. Der zusätzliche Steueranschluss führt abhängig von der Bewegungsrichtung des Zylinders ebenfalls den Speicherdruck an das Ventil heran (siehe Abb. 6).

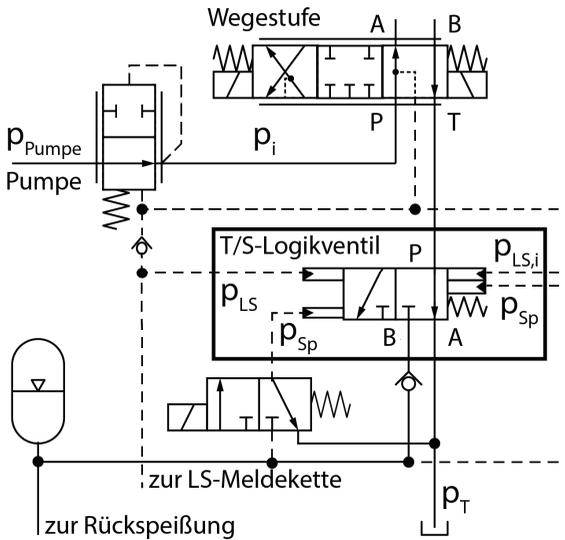


Abb. 6: Schaltung im adaptiven Prinzip

Mit entsprechender Steuerflächengestaltung wirkt dann durch den Speicherdruck eine Gegenkraft auf den Ventilschieber des T/S-Logikventils, die dafür sorgt, dass in Summe das Kräfteäquivalent auf den Schieber wirkt, welches der Speicherdruck auf eine Steuerfläche mit reduziertem Kolbenflächenverhältnis hervorruft. Die Schaltung adaptiert daher das am T/S-Logikventil berücksichtigte Flächenverhältnis gemäß der Bewegungsrichtung des Zylinders.

Die Schaltbedingung beim Einfahren ist analog zum konservativen Prinzip gegeben durch:

$$p_{LS} * A > p_{Sp} * A * x_A + p_{LS,i} * A + F_{Feder}$$

Beim Ausfahren wird der zusätzliche Steueranschluss beaufschlagt:

$$p_{LS} * A + p_{Sp} * A * (x_A - \frac{1}{x_A}) > p_{Sp} * A * \frac{1}{x_A} + p_{LS,i} * A + F_{Feder}$$

Es ergibt sich daher die angepasste Schaltbedingung:

$$p_{LS,max} * A > p_{Speicher} * A * \frac{1}{x_A} + p_{LS,i} * A + F_{Feder}$$

Im Vergleich zum konservativen hat das adaptive Prinzip ein höheres Re-
kuperationspotential (siehe auch Abb. 7), allerdings bei einer gesteigerten
Komplexität sowohl im System- als auch im Ventilaufbau.

2.3 Forschungsfragen des Projekts

Die bisherige Betrachtung wirft bereits viele Fragestellungen auf, die im
Rahmen des Projektes näher untersucht werden. Als Forschungsfragen
lassen sich folgende Punkte festhalten

- Welches Effizienzsteigerungspotential hat die Schaltung? Welche Variante (konservativ / adaptiv) ist unter den gegebenen Randbedingungen besser geeignet?
- Welche kritischen Parameter und Restriktionen gelten für die Schaltung? Welche Komponenten sind als besonders kritisch im Betrieb anzusehen?
- Welchen Einfluss hat die Schaltung auf die Performance eines LS-Kreises?
- Mit welchem Aufwand ist die Umrüstung eines bestehenden Systems auf die vorgestellte Schaltung verbunden?

2.4 Vergleich der beiden Prinzipien

Das folgende Diagramm zeigt einen simulationsgestützten Vergleich der beiden Schaltungsprinzipien (konservativ / adaptiv) mit einem reinen Load-Sensing-System. Dabei wurde die Ein- und Ausfahrbewegung eines Zylinders als lastniederer Verbraucher in einem System simuliert.

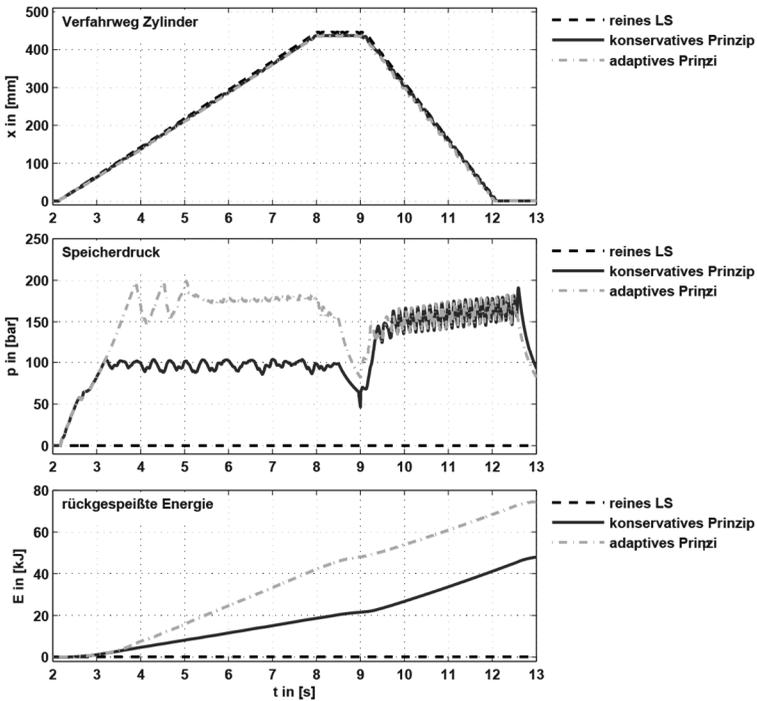


Abb. 7: Vergleich konservatives / adaptives Prinzip mit reinem LS

Deutlich sichtbar ist die unterschiedliche rückgespeißte Energie der beiden Prinzipien (Abb. 7, unten).

3 Ausblick: Versuche am Prüfstand

Zur Validierung der Simulationsergebnisse soll im weiteren Verlauf des Projekts ein Versuchsstand mit der Schaltung als Prototyp aufgebaut werden (siehe Abb. 8).

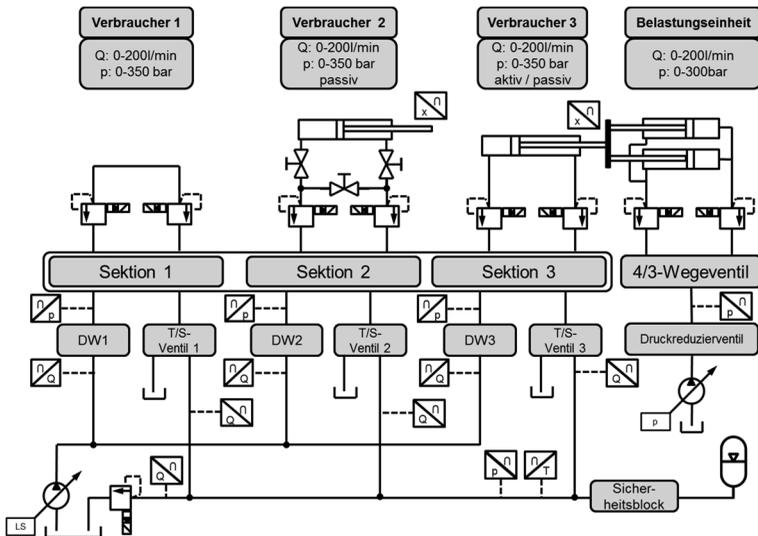


Abb. 8: Systemskizze Prüfstand

Das Hydrauliksystem des Prüfstands wird als offenes Ein-Kreis-LS-System mit vorgeschalteten Druckwaagen ausgeführt und dementsprechend ausgestattet. Zusätzlich werden im Ventilblock Sonderventile (wie z.B. Schock-/Nachsaugventile) berücksichtigt.

Der Prüfstand wird über drei Verbrauchersektionen verfügen, deren Belastung jeweils durch Proportional-DBVs erfolgt. Zwei der Verbrauchersektionen werden mit Differentialzylindern ausgestattet. Ein rotatorischer Verbraucher als Komponente ist im Prüfstand vorerst nicht vorgesehen. Um dennoch z.B. einen Hydromotor simulieren zu können, können die Leitungen der zweiten Verbrauchersektion kurzgeschlossen werden. Dadurch kann das Verhalten eines rotatorischen Verbrauchers als eine einstellbare Druckdifferenz zwischen dem Pumpen- und Tankanschluss sowie einem wählbaren Volumenstrom durch die Sektionswegestufe dargestellt werden.

Insgesamt können durch Kombinationen der einzelnen Sektionen miteinander typische Belastungsfälle (aktive, passive Lasten) mit den typischen Komponenten (Zylinder, Hydromotoren) einer mobilen Arbeitsmaschine abgebildet werden.

Danksagung

Das Forschungsvorhaben wird vom Forschungsfonds Fluidtechnik im VDMA aus Eigenmitteln finanziert. Der Forschungsfonds Fluidtechnik ist Mitglied im Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., FKM.



Literaturverzeichnis

- [1] D. Findeisen, Ölhydraulik : Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik / von Dietmar Findeisen. - 5., neu bearbeitete Auflag, Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [2] H. Murrenhof und L. Eckstein, Fluidtechnik für mobile Anwendungen. 6. überarbeitete Auflage, Aachen: Shaker Verlag, 2014.
- [3] T. Fedde, Elektrohydraulische Bedarfsstromsysteme am Beispiel eines Traktors; Dissertation, TU Braunschweig: Shaker Verlag Aachen, 2008.
- [4] P. Nagel, „Hydraulisches Mehrverbrauchersystem mit energieeffizienter hydraulischer Schaltung“. Deutschland Patent WO 2014/121910 A1; DE 102013101107 A1, 07.08.2014.
- [5] M. Geimer und L. Frerichs, „Schlussbericht zu dem IGF-Vorhaben Nr. 16770: Antriebsstrang mit Energierückgewinnung: Entwicklungsmethodik und Betriebsstrategien der Forschungsstellen KIT / FAST / Mobima und TU Braunschweig / IMN,“ Karlsruhe, Braunschweig, 2014.

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Eine Gemeinschaftsveranstaltung von



Der Tagungsband „Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen“ enthält die gesammelten Beiträge zu den Vorträgen der 5. Fachtagung am 25. Februar 2015. In 13 Artikeln wird über den Stand der Forschung und neue Entwicklungen auf dem Gebiet der Antriebstechnik für mobile Arbeitsmaschinen berichtet. Dabei werden erstmalig sowohl hybride als auch nicht-hybride energieeffiziente Antriebskonzepte betrachtet. Die Schwerpunkte liegen auf folgenden Themen:

- Energieeffizienz bei
 - elektrischer Antriebstechnik
 - hydraulischer Antriebstechnik
- Hybride Antriebstopologien
- Energie- und Leistungsspeicher
- Steuerungs- und Regelungstechnik
- Betriebsstrategien

Die Fachtagung findet seit 2007 alle zwei Jahre statt. Begleitend dazu geben der Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) und der Verband Deutscher Maschinen und Anlagenbau (VDMA) den vorliegenden Tagungsband heraus.

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-0323-1

ISBN 978-3-7315-0323-1



9 783731 503231 >