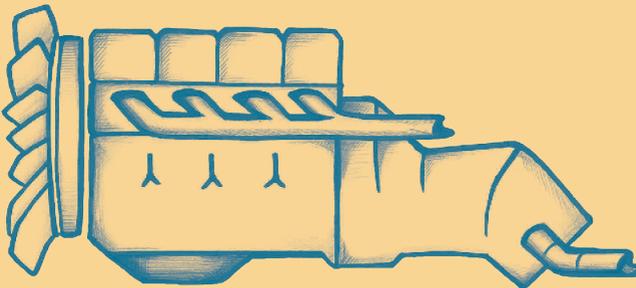


6. Fachtagung

Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen

15. Februar 2017, Karlsruhe



Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen

6. Fachtagung

15. Februar 2017, Karlsruhe

Träger der Veranstaltung

Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima),
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA)

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 50**

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 Teilinstituten Bahnsystemtechnik, Fahrzeugsystemtechnik, 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

6. Fachtagung
15. Februar 2017, Karlsruhe

Herausgegeben von

WVMA e. V. – Wissenschaftlicher Verein
für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe

Alle hier veröffentlichten Beiträge sind als Manuskript gedruckt. Die Autoren sind für Ihren Beitrag inhaltlich und redaktionell verantwortlich. Die abgedruckten Beiträge stellen die Meinung des Verfassers dar.

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, pictures and graphs – 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 2017 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0601-0

DOI: 10.5445/KSP/1000061921

Und wieder sind zwei Jahre vergangen!

Seit unserer letzten Fachtagung „Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen“ in Karlsruhe sind bereits wieder zwei Jahre vergangen. Ich freue mich, dass wir die Zeit nutzen konnten um, wie ich finde, interessante Beiträge zusammen zu stellen und das Format der Tagung weiter zu optimieren. Nachdem wir zur letzten Tagung den Titel an die Bedürfnisse der Teilnehmer angepasst haben möchte ich auf zwei Punkte hinweisen:

1. die Tagung findet an einer neuen Örtlichkeit statt
2. wir bieten erneut die Möglichkeit einer kleinen Ausstellung rund um das Thema effiziente Antriebe

Wir bieten Ihnen mit den Änderungen die Möglichkeit, mit weiteren Akteuren in die fachliche Diskussion einzusteigen und Themen rund um hybride und energieeffiziente Antriebe zu vertiefen.

Bei der Themenwahl hat der Programmausschuss auf einen ausgewogenen Mix aus Industrievorträgen von Maschinenherstellern und Zulieferern sowie aus der Wissenschaft geachtet. Bei den Maschinenherstellern konnten Vorträge aus allen Bereichen der mobilen Arbeitsmaschinen, Kommunalfahrzeuge, Flurförderzeuge, Landmaschinen und Baumaschinen gewonnen werden. Das Unternehmen Daimler wird über hydrostatische Fahrtriebe mit 500 bar Systemdruck berichten, Linde Material Handling über einen Technologievergleich elektrischer Antriebe, John Deere über eine kabelgebundene, autonome und vollelektrische Landmaschine und Liebherr über die Optimierung des Maschineneinsatzes durch Flottenauswertung.

Im Bereich der Komponenten und Systeme möchte ich auf die Vorträge der Unternehmen Hydac und Hamm, die über einen hydraulisch hybriden Antrieb einer Walze berichten, und Weiss Mobiltechnik, das über eine elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung berichtet, hinweisen.

Wir freuen uns nicht zuletzt darüber, dass wir aus Industrie und Wissenschaft drei Keynote-Speeches haben werden, die ein wenig über den Tellerand hinausschauen lassen. Beginnend bei einem batterieelektrisch angetriebenen Radlader werden Vorträge zu Entwicklungstendenzen in Bahnfahrzeugen bis hin zu Entwicklungsperspektiven elektrischer Energiespeicher angeboten.

Ich hoffe, dass es dem Programmausschuss gelungen ist, wieder ein attraktives Programm zu gestalten. Den Teilnehmern wünsche ich eine interessante Tagung und ein gutes Netzwerken.

Karlsruhe, im Februar 2017

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Inhalt

Systeme

L. Heidrich	Leistungssteigerung im Hydrostatischen Fahntrieb des UNIMOG durch Anhebung des Systemdrucks auf 500 bar	1
L. Roos L. Frerichs	Kopplung von Planetengetrieben zum drehzahlvariablen Antrieb von hydrostatischen Pumpen	13
B. Weiß M. Wydra M. Geimer	Effizienterer Einsatz von Forstmaschinen durch die Verwendung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit einer unabhängigen Zu-/ Ablaufsteuerung	31

Hybridantriebe

D. Feld F. Bauer A. Röhr	Hydraulischer Hybrid-Antrieb ermöglicht signifikantes Downsizing des Dieselmotors bei Tandemwalzen	51
F. Hänel R. Seifert G. Kunze W. Hofmann	Thermohydraulischer Lineargenerator – Basis für einen dieselelektrohydraulischen Hybrid	61
S. Keller	Elektrischer Antriebsstrang für Arbeits- und Nutzfahrzeuge (ELAAN)	77

Elektrische und alternative Antriebe

W. Klüpfel A. Kromm	Energieeffiziente elektrische oder teilelektrische Antriebe im Technologievergleich	89
J. Daubermann N. Tarasinki	GridCON – Konzept einer leitungsgeführten, vollelektrischen und autonomen Landmaschine	109
I. Ays D. Engelmann M. Geimer	Flüssiges Methan als alternativer Energieträger für mobile Arbeitsmaschinen	125

Methoden

I. Ays M. Geimer	CO ₂ e Quantifizierung von mobilen Arbeits- maschineneinsätzen im Erdbau, Steinbruch, Straßen- und Hochbau	145
H. Pfab F. Altenberger R.Gappmaier	Flottenauswertung zur Optimierung des Maschineneinsatzes	163
L. Brinkschulte, D. Engelmann, J. Siebert, M. Iwanicki, M. Geimer	MOBiL – Eine auf mobile Arbeitsmaschinen optimierte Prüfmethode	173

Unimog-Geräteträger: **Leistungssteigerung im** **Hydrostatischen Fahrtrieb des** **UNIMOG durch Anhebung des** **Systemdrucks auf 500 bar**

Dipl.-Ing. Lutz Heidrich

Teamleitung Entwicklung / UNIMOG Geräteträger

Daimler AG

Mercedes Benz Werk Wörth (W38) K-145

76742 Wörth, Deutschland,

E-Mail: lutz.heidrich@daimler.com, Telefon: +49(0)7271-71-7672

Kurzfassung

Für einen wirtschaftlichen Betrieb des UNIMOGS sind Konzepte erforderlich, die einen stufenlosen Fahrtrieb im Arbeitseinsatz ermöglichen. Aufgrund der geringeren Leistungsabnahme für den Fahrtrieb im Arbeitseinsatz spielt der hydraulische Wirkungsgrad eine untergeordnete Rolle. Für den Transporteinsatz mit hohen Fahrleistungen ist jedoch der Einsatz eines mechanischen Getriebes mit automatisierter Schaltung bzgl. Wirkungsgrad unschlagbar. Diese Forderungen sind im UNIMOG-Geräteträger mit dem hydrostatischen Fahrtrieb EasyDrive[®] mit bedarfsgerechter Zu- und Abschaltung realisiert.

Der Vortrag widmet sich den Kundenforderungen nach einer Leistungssteigerung des hydrostatischen Fahrtriebs ohne Gewichts- oder Bauraumnachteile.

Die Leistungssteigerung von 65kW (brutto) auf 85kW (brutto) durch die Systemdruckanhebung auf 500 bar bringt hohe Schwingungsbelastungen. Die eingeleiteten Energiemengen in die Verrohrungen sind hoch und im Resonanzfall nicht beherrschbar.

Aufgezeigt werden eine technische Lösung und deren Realisierung im UNIMOG, wodurch die Resonanzen im Hochdruckkreis ausgeschlossen werden.

Stichworte

hydrostatischer Fahrantrieb, Leistungssteigerung, bedarfsgerechte Zu- und Abschaltung, Energieeffizienz, Systemdruck 500 bar, Kraftstoff einsparung

1 Einleitung

Der UNIMOG Geräteträger ist für eine Vielzahl von unterschiedlichen Anwendungen entwickelt. Jede Anwendung, sei es auf der Straße, im Gelände, auf dem Feld oder auf der Schiene als Zweiwegfahrzeug, erfordern spezielle technische Systeme, die im Fahrzeug integriert werden müssen. Die gleichzeitigen Kundenforderungen nach kurzen, kompakten Fahrzeugabmessungen und nach leistungsfähigen und effizienten Antrieben eröffnen einen besonderen Zielkonflikt für die Weiterentwicklung.

Ein kraftstoffeffizienter Antrieb wird beim UNIMOG durch eine bedarfsgerechte Zu- bzw Abschaltung des hydrostatischen Fahrantriebes EasyDrive[®] realisiert. Der stufenlose hydrostatische Fahrantrieb ist für den Arbeitseinsatz, wie z.B. Mäheinsatz, bei dem geringe Fahrgeschwindigkeiten und damit niedrige Antriebsleistungen benötigt werden, ausgelegt. Für die Transportfahrt mit hohen Antriebsleistungen und Fahrgeschwindigkeiten bis zu 90 km/h wird ein 8-Gang-Schaltgetriebe mit hohem Wirkungsgrad/Effizienz genutzt. Die Zu- und Abschaltung kann während der Fahrt vollzogen werden. Hierzu wurde ein spezieller Standby-Modus entwickelt.

Die geforderte Nutzungserweiterung des stufenlosen Arbeitsantriebes EasyDrive[®] auf das Segment Schneeräumfahrzeuge oder im Agrarsektor ist nur durch eine Leistungssteigerung möglich. Dabei dürfen keine Nachteile bzgl. Effizienz, Leergewicht und Fahrzeugabmessungen (Bauraum) entstehen. Dies wurde durch eine Systemdruckerhöhung im Hochdruckkreis des hydrostatischen Fahrantriebes EasyDrive[®] auf 500 bar umgesetzt.

2 Leistungssteigerung durch Systemdruckerhöhung

Die Vorteile einer Leistungssteigerung durch Druckerhöhung sind schnell offensichtlich, da die Hydroaggregate seitens Lieferant für diese Systemdrücke bis 500 bar prinzipiell geeignet sind:

- Gleiche Aggregategröße => gleicher Bauraumbedarf
- Kein Mehrgewicht
- Keine Mehrkosten

Die bestehenden Bauteile werden mit dem erhöhten Systemdruck von 500 bar erprobt. Schon nach kurzer Laufzeit kommt es zu Ölundichtigkeiten. An den unveränderten Schlauchleitungen sind Risse entstanden.

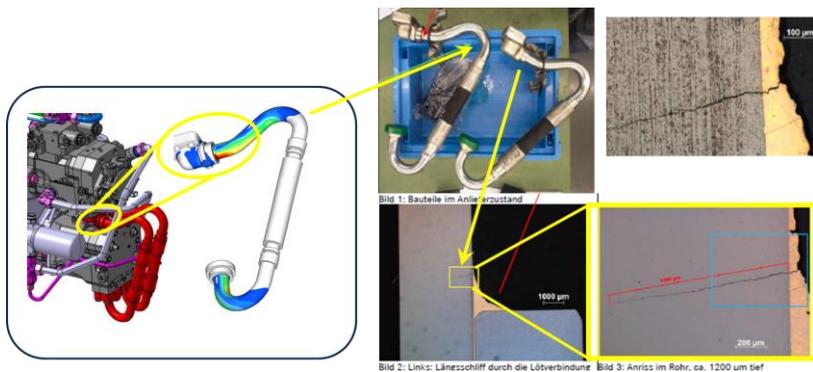
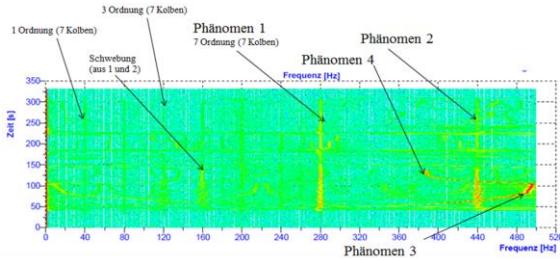


Abbildung 1: Risse mit Ölverlust nach kurzer Laufzeit mit 500 bar an den Übergängen (Lötstellen)

3 Schwingungsanalyse und erste Lösungsansätze

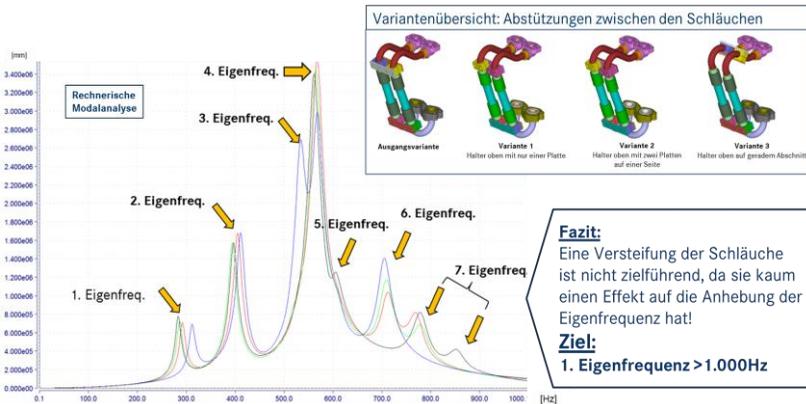
Die Analyse der Schwingungen zeigt ein komplexes Anregungsbild, das maßgeblich durch die Drehzahlen der Hydroaggregate und durch die Anzahl der Kolben (Stempel) bestimmt wird.



Bei Betrachtung höherer Anregungsordnungen ergibt sich ein komplexes Schwingungsbild. Spätere Untersuchungen zeigen Schwingungsanregungen bis ca. 1.000 Hz

Abbildung 2: Anregungsfrequenzbereich hydrostatischer Fahrtrieb

Die rechnerische Modalanalyse nach der Finite-Elemente-Methode der Schlauchleitungen mit verschiedenen Versteifungen zeigt eine Vielzahl von Eigenformen im Arbeitsbereich der Hydroaggregate.



Fazit:
Eine Versteifung der Schläuche ist nicht zielführend, da sie kaum einen Effekt auf die Anhebung der Eigenfrequenz hat!
Ziel:
1. Eigenfrequenz > 1.000Hz

Abbildung 3: Rechnerische Eigenformen der Schlauchleitungen

Nur mit einer Anhebung der ersten Eigenfrequenz der Schlauchleitungen über 1.000Hz kann der hohe Energieeintrag im Resonanzfall ausgeschlossen werden. Versteifende Elemente (Schlauchsellen mit Haltern) zwischen den Schläuchen brachten keine nennenswerte Anhebung der Eigenfrequenzen.

4 Einsatz von starrer Hochdruckverrohrung/ Vermeidung von Verspannungen

Starre Verrohrungen haben gegenüber Schläuchen folgende Unterschiede:

Vorteile:

- + Höhere Festigkeit
- + Höhere Eigenfrequenz aufgrund höherer Steifigkeit
- + keine Wartungsposition
- + keine Übergangstellen im Schlauch
- + geringere Strömungsverluste
- + preisgünstig
- + geringerer Bauraumbedarf

Nachteile:

- **Verspannung aufgrund von Bauteiltoleranzen möglich**
- bislang keine Erfahrungen im Einsatzfeld hydrostatischer Fahr-antrieb
- keine Erprobungsstandards vorhanden

Der wesentliche Vorteil einer Schlauchleitung ist der Ausgleich von Bauteiltoleranzen in Einbaulage durch Variierung der Schlauchkrümmung. Bei einer starren Hochdruckverrohrung besteht diese Möglichkeit nicht. Die Betrachtung der einzelnen Toleranzen von z.B: Gehäusen, Aggregaten und Schläuchen zeigt, dass die Längentoleranzen der Schläuche besonders groß ausfallen.

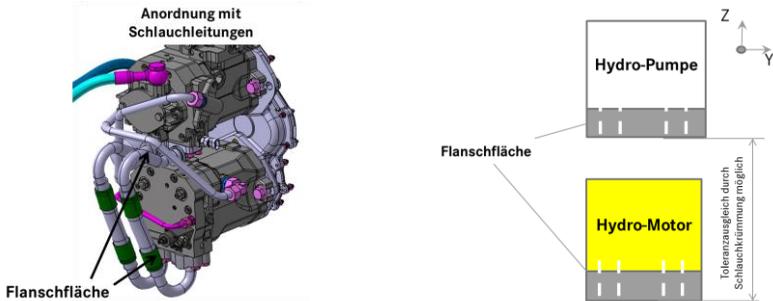


Abbildung 4: Aggregatanordnung mit Schlauchleitungen links: real und rechts schematisch

Rohre können recht präzise mittels Schweißvorrichtungen gefertigt werden. Dennoch müssen Verspannungen durch Bauteiltoleranzen durch eine entsprechende Bauteilanordnung vermieden werden.

Durch eine Verdrehung des Hydromotors um 90° zur bisherigen Anordnung (s. Abbildung 4) können Bauteiltoleranzen in Richtung der drei translatorischen Freiheitsgrade (x,y,z) über vergrößerte Spielpassungen der Bohrungen in den Flanschen ausgeglichen werden. Hierzu muss die Montagereihenfolge strikt beachtet werden.

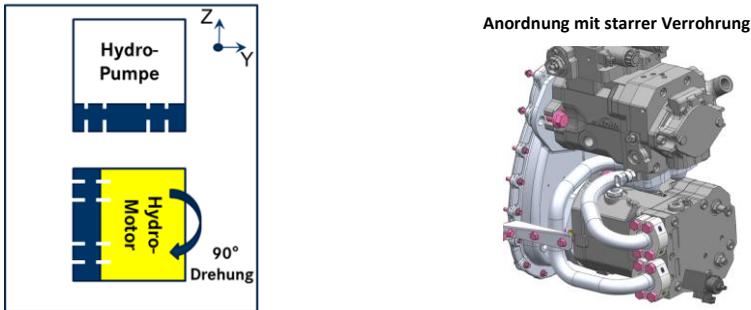


Abbildung 5: 90° verdrehte Aggregateanordnung als Toleranzausgleich links: schematisch

Der rotatorische Toleranzausgleich erfolgt durch den Einsatz von SAE-Flanschhälften und durch eine entsprechende Montagereihenfolge. Dabei werden zunächst die Verschraubungen von beiden Aggregaten an das Getriebegehäuse mit sehr geringem Drehmoment angelegt. Anschließend werden die Hochdruckverrohrungen vorangezogen und schließlich auf Drehmoment verschraubt. Als letzten Schritt werden die beiden Aggregate am Getriebegehäuse auf Drehmoment verschraubt. Damit können sich die Hydropumpe und der Hydromotor leicht in ihrer jeweiligen Gehäusebohrung verdrehen und Toleranzen ausgleichen.

5 Modalanalyse starrer Hochdruckrohre

Die rechnerische Modalanalyse nach der Finite-Elemente-Methode zeigt eine starke Längenabhängigkeit bzgl. der Eigenfrequenzhöhe. Die längere Stahlleitung, mit einer gestreckten Länge von mehr als 600mm, hat die erste Eigenform bei ca. 256Hz mit Öl [Nr. 1 in Abbildung 6]. Die kürzere Lei-

tung, mit einer gestreckten Länge von ca. 350mm, zeigt eine deutlich höhere erste Eigenform bei 962 Hz (Faktor 3,7!) mit Öl [Nr. 4 in Abbildung 6].

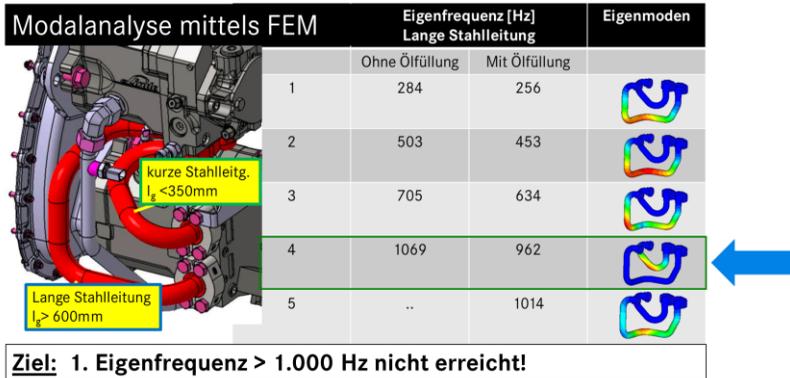


Abbildung 6: rechnerische Modalanalyse starre Verrohrung

Die Abhängigkeit der Masse (Rechnung mit und ohne Ölfüllung) ist vergleichsweise gering.

Das Ziel einer Erhöhung der ersten Eigenfrequenz konnte auch mit diesem Ansatz nicht erreicht werden.

6 Validierung der rechnerischen Modalanalyse durch Schwingungsmessung und weitere Optimierungsschritte

Die Hochdruckverrohrung wurde in ein Fahrzeug eingebaut und die Eigenformen wurden mittels Schwingungsmessung ermittelt. Dabei wurde die Hammerschlagmethode angewendet und mit mehreren Beschleunigungssensoren aufgezeichnet (s. Abbildung 7).

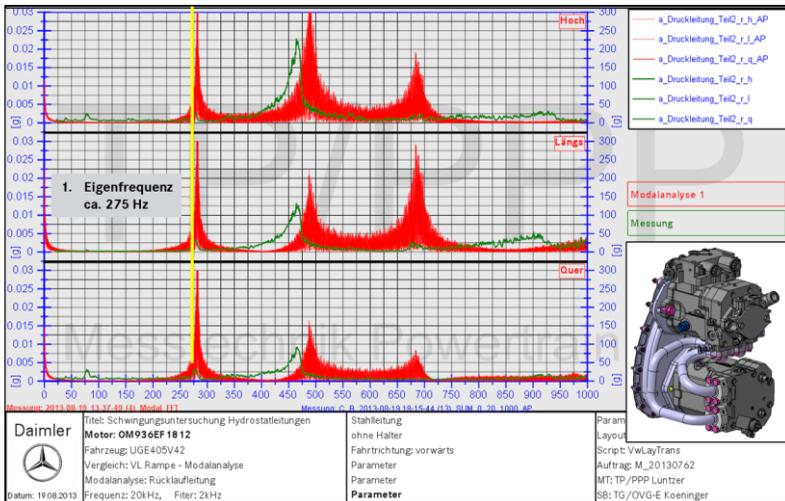


Abbildung 7: Schwingungsmessung starre Verrohrung ohne Halterung

Beim Vergleich der FEM-Berechnung und der Schwingungsmessung, zeigt eine sehr gut Übereinstimmg:

Eigenform:	FEM-Berechnung (mit Öl)	Schwingungsmessung
	s. Abbildung 6	s. Abbildung 7
1.	256 Hz	275 Hz
2.	453 Hz	485 Hz
3.	634 Hz	680 Hz

Als weiterer Optimierungsansatz wurde versucht, die längere Rohrleitung durch eine massive Halterung abzustützen, um die Konstruktion zu versteifen (s. Abbildung 8).

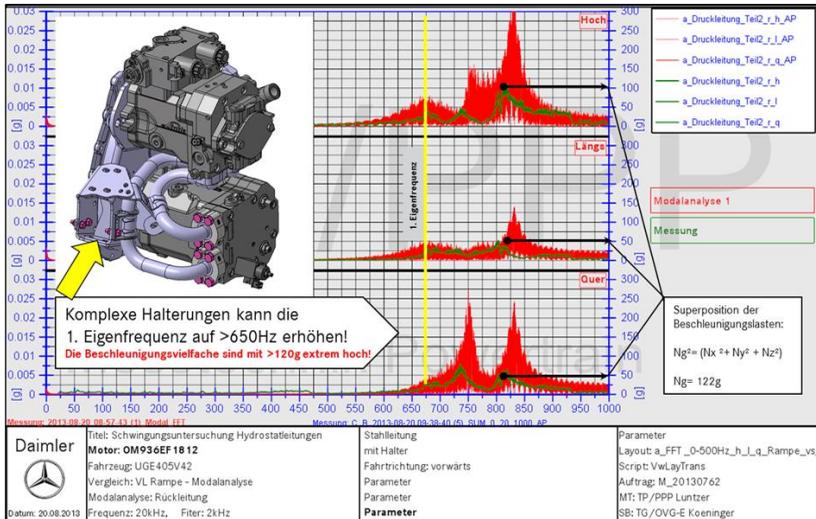


Abbildung 8: Schwingungsmessung mit zusätzlicher Versteifung (Halterung)

Die Schwingungsmessung zeigt eine Erhöhung der ersten Eigenfrequenz auf mehr als 650 Hz (Vergleichswert ohne Halterung ist 275Hz). Bei der nachfolgenden Fahrerprobung lösten sich aufgrund der hohen Beschleunigungslasten (> 120g siehe Abbildung 8) alle Verschraubungen der Halterung.

Eine Optimierung mittels Halterung ist nicht zielführend.

7 Ausschluss von Resonanzschwingungen

Der einzige Lösungsweg ist eine deutliche Verkürzung der Verrohrungslänge, um die erste Eigenfrequenz auf mehr als 1.000 Hz zu verschieben.

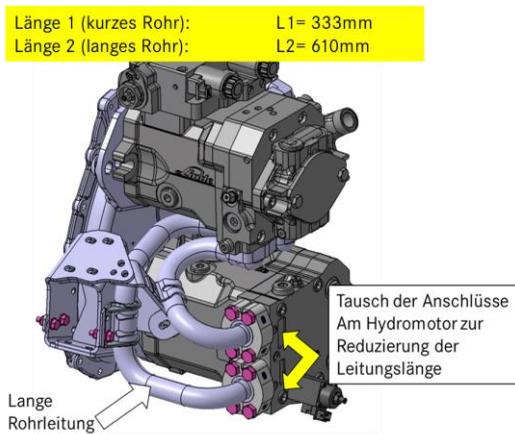


Abbildung 9: Reduzierung Leitungslänge durch Tausch der Anschlüsse am Hydromotor

Hierzu wurden die Anschlüsse am Hydromotor getauscht. Der Tausch ist möglich, da der Hydromotor eine symmetrische Auslegung bzgl. der Volumenströme hat. Zusätzlich wurde ein Umlenkblock eingeführt, um beide Leitungen kürzen zu können.

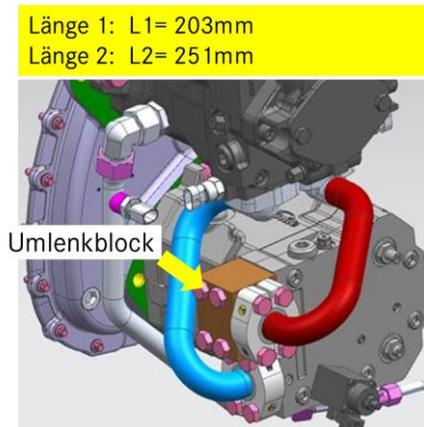


Abbildung 10: Leitungsverkürzung durch Tausch der Anschlüsse und Einführung Umlenkblock

Die Schwingungsberechnung zeigt die Wirksamkeit der Verkürzung durch Steigerung der ersten Eigenfrequenz auf 1078 Hz.

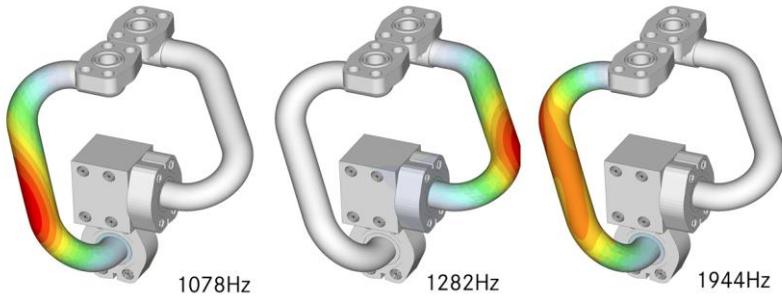


Abbildung 11: Rechnerische Modalanalyse der verkürzten Hochdruckverrohrung

Die Schwingungsmessung bestätigt die FEM-Schwingungsberechnung.

Eigenfrequenzen bei 1090 Hz.

Bei 1215 / 1840 Hz kommt vermutlich die Rücklaufaufleitung durch.

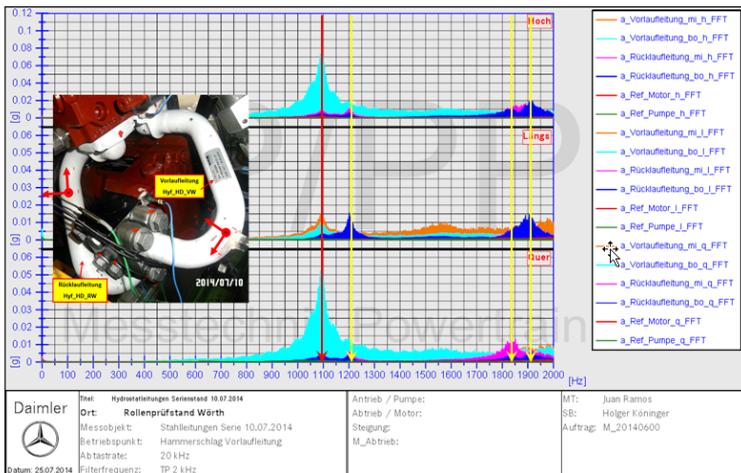


Abbildung 12: Schwingungsmessung der verkürzten Hochdruckverrohrung

Die Eigenfrequenz wird damit auf über 1.000 Hz erhöht. Das Ziel, schädigende Resonanzschwingungen auszuschliessen, wird erreicht.

8 Prüfstandserprobung und Serieneinsatz

Zur Erprobung wurde ein Belastungskollektiv basierend auf Lastmessungen beim Randstreifenmähen und im Winterdienst erstellt. Dieses Kollektiv simuliert die Belastung über die gesamte Lebensdauer des hydrostatischen Fahrtriebes. Die Gesamtfahrzeugerprobung auf dem Rollenprüfstand wurde ohne Schäden absolviert.

Der optimierte hydrostatische Fahrtrieb befindet sich mittlerweile im Serieneinsatz. Durch die Leistungssteigerung mittels 500 bar Technik können bestehende Anwendungen effizienter ausgeführt und weitere Anwendungen hinzu gewonnen werden. Der EasyDrive passt damit nicht nur gut in den Kommunalsektor, sondern lässt sich auch für landwirtschaftliche Anwendungen wie z.B. Mulcher, Rundballen- und Quaderballenpresse nutzen.

Kopplung von Planetengetrieben zum drehzahlvariablen Antrieb von hydrostatischen Pumpen

Dipl.-Ing. Lennart Roos

*Technische Universität Braunschweig, Institut für mobile Maschinen
und Nutzfahrzeuge, Langer Kamp 19a, 38106 Braunschweig,
E-Mail: l.roos@tu-braunschweig.de, Telefon: +49(0)531/3917196*

Prof. Dr. Ludger Frerichs

*Technische Universität Braunschweig, Institut für mobile Maschinen
und Nutzfahrzeuge, Langer Kamp 19a, 38106 Braunschweig,
E-Mail: imn@tu-braunschweig.de, Telefon: +49(0)531/3912670*

Kurzfassung

Unter drehzahlvariablen Pumpenantrieben werden Antriebssysteme von Hydraulikpumpen verstanden, bei denen die Variation des Volumenstroms nicht über die Veränderung des Pumpenfördervolumens sondern über eine Drehzahlführung der Pumpe erreicht wird. Dies bietet für Konstant- oder Verstellpumpensysteme energetische und/oder dynamische Vorteile. Aufgrund ihrer guten Regelbarkeit kommen als Antriebsmaschinen elektrische Asynchron- oder Synchronmaschinen zum Einsatz.

In diesem Beitrag wird eine Gruppe drehzahlvariabler Pumpenantriebe diskutiert, welche die im Stationärbereich bekannten Vorteile auf Mobilanwendungen übertragen sollen. Bislang wurde bei verbrennungsmotorisch angetriebenen mobilen Arbeitsmaschinen aufgrund der zusätzlichen Leistungswandlung von solchen Lösungen Abstand genommen. Um den Bedarf an elektrischer Leistung auf den mobilen Maschinen gering zu halten, wird bei den vorgestellten Konzepten die Pumpenantriebsleistung auf einen mechanischen und einen elektrischen Leitungspfad aufgeteilt; die Summation auf der Pumpenwelle übernehmen Planetengetriebe. Die in der Konzeptionierung berücksichtigten Kriterien sind:

- Geringer Leistungsanteil der E-Maschine
- Vermeidung von Blindleistungszirkulation
- Drehzahlgrenzen von E-Maschine und Verbrennungskraftmaschine
- Geringe Standby-Pumpendrehzahl bei Stillstand der elektrischen Maschine
- Vermeidung weiterer Maschinenelemente

Der Überlagerungsansatz wird zum einen anhand der Verwendung eines einfachen Plusgetriebes, zum anderen anhand eines aus zwei Minusgetrieben gekoppelten Planetengetriebes vorgestellt. Ziel ist eine stufenlose Volumenstrombereitstellung wie sie konventionell durch Verstellpumpen umgesetzt wird. Es zeigt sich ein Zielkonflikt zwischen geringem Leistungsanteil des elektrischen Pfades und einer geringen Standby-Pumpendrehzahl bei E-Maschinenstillstand.

Stichworte

Drehzahlvariable Pumpenantriebe, Energieeffizienz, gekoppelte Planetengetriebe, Leistungsverzweigung

1 Einleitung

Die Struktur jedes Hydrauliksystems lässt sich im Wesentlichen in einen generatorischen, einen konduktiven sowie einen motorischen Teil einteilen [1]. Wird der generatorische Teil als Versorgungseinheit des hydraulischen Kreises mit ausreichend konditioniertem Fluid verstanden, besteht die Kernaufgabe in der Wandlung von mechanischer Energie in hydrostatische Energie. Diese Aufgabe wird durch Hydropumpen beliebiger Bauformen übernommen. Ferner wird diesem Systemteil die primäre Überlastsicherung und z.T. die Filterung und Kühlung des Fluids zugeschrieben. Der Motorische Systemteil wandelt als Gegenstück dazu die hydraulische Energie an Hydromotoren (Rotation) oder –zylindern (Translation) zurück in mechanische Energie, welche dem jeweiligen Arbeitsprozess zugeführt wird. Das Bindeglied stellt der konduktive Teil dar, der die hydraulische Energie auf ihrem Weg zu den Aktuatoren in Bezug auf Potential- und Stromgröße steuert bzw. regelt und/oder zwischenspeichert.

Der folgende Beitrag konzentriert sich auf die bedarfsorientierte Bereitstellung hydraulischer Energie im generatorischen Systemteil durch elektrisch-mechanische Antriebskonzepte für Mobilapplikationen.

2 Bedarfsorientierte Versorgung

Die Mobilhydraulikbranche steht aufgrund strenger Emissionsvorschriften, steigender Kraftstoffkosten und gestiegenem Umweltbewusstsein den Herausforderungen zur Entwicklung immer effizienterer Komponenten und Systeme gegenüber. Viele unterschiedliche Ansätze wurden und werden hierzu verfolgt (z.B. aufgelöste Steuerkanten, Verdrängersteuerungen, hydr. Freikolbenmaschine und Hybride).

Bereits einfache Überlegungen lassen erkennen, dass eine bedarfsorientierte Versorgungseinheit einen nennenswerten Beitrag zur Effizienz des Gesamtsystems beiträgt. Wird durch eine simple Pumpensteuerung ein Druck- und/oder Volumenstromüberschuss generiert, ist ein hoher Systemwirkungsgrad durch nachgelagerte Maßnahmen kaum noch erreichbar. Die Erkenntnis daraus führte zur Entwicklung von Verstellpumpen-Systemen, verlustarmen Umlaufschaltungen, drehzahlveränderlichen Pumpenantrieben oder Speicherladeschaltungen. Bei der Schwenkwinkelregelung einer Verstellpumpe ergibt sich der Volumenstrom als systembestimmende Größe direkt aus Drehzahl n_p und dem effektivem Fördervolumen V_p , wohingegen bei druckgeregelten Pumpen der Volumenstrom zusammen mit einer hydraulischen Kapazität C_H durch integrierendes Verhalten den geforderten Systemdruck definiert.

Direkt für Schwenkwinkelregelung:

$$Q_P = n_P \cdot V_P \cdot \eta_{P,vol} = n_P \cdot k_{konstr} \cdot \tan \varphi \cdot \eta_{P,vol} \quad (1)$$

(Schrägscheibe: Konstruktionsfaktor k_{konstr} , Schwenkwinkel φ)

Indirekt für Druckregelung:

$$p_P = \int \frac{1}{c_H} \cdot \Delta Q \cdot dt + p_{stat} = \int \frac{1}{c_H} \cdot [Q_P - Q_{Sys}] \cdot dt + p_{stat} \quad (2)$$

(Volumenstromsenke des Systems Q_{Sys})

Eine exakte Förderstromregelung ist immer für eine gezielte hydraulische Energiebereitstellung von entscheidender Bedeutung, unabhängig davon, ob eine Pumpe schwenkwinkel- oder druckgeregelt betrieben wird.

3 Drehzahlvariable Pumpenantriebe

Für Stationäranwendungen wird seit etwa Mitte der 1990er Jahre an drehzahlveränderlichen Pumpenantrieben geforscht, um die hydraulische Leistung bedarfsgerecht bereitzustellen. Diese Versorgungseinheiten bestehen bevorzugt aus einer frequenzgeregelten elektrischen Maschine (EM) unterschiedlicher Bauart und einer zugehörigen Konstant- oder Verstellpumpe (Abbildung 1). Das dynamische Verhalten sowie die Charakteristik des Verlustverhaltens wurden bspw. in den Arbeiten von [12, 10, 6] bzw. [14] eingehend untersucht.

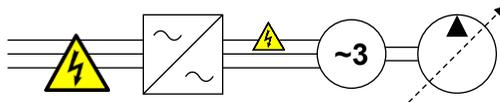


Abbildung 1: Drehzahlvariabler Pumpenantrieb bestehend aus Frequenzumrichter, Elektromotor und Konstant- bzw. Verstellpumpe

Es konnten für die betrachteten Leistungszyklen Effizienz- und z.T. auch Dynamikvorteile erzielt werden [15]. Der drehzahlveränderliche Betrieb erlaubt laut Gleichung (1) bei stufenloser Förderstromvariation den Einsatz einer effizienteren Konstantpumpe und/oder einer kostengünstigeren Pumpenbauform. Wird hingegen eine Verstellpumpe eingesetzt, kann für jeden hydraulischen Betriebspunkt (p , Q) ein Gesamteffizienzoptimum aus Drehzahl und Fördervolumen ermittelt werden [10, 14]. Nachteilig wirken sich die hohen Komponentenkosten für Elektromotor, Frequenzumrichter und zugehöriger Regelelektronik für jede einzelne Pumpe aus. Je nach Dreh-

träge von EM-Rotor und Pumpenrotationsgruppe kann die Dynamik unterhalb der von Verstellpumpen liegen [10]. Drehzahlvariable Versorgungseinheiten sind aktuell am Markt verfügbar und werden in Stationäranwendungen (Werkzeugmaschinen, Kunststoffmaschinen, Pressen etc.) eingesetzt [5, 11, 13].

In Mobilanwendungen auf Basis verbrennungsmotorischer Antriebe wurde bislang von diesen Konzepten zum Antrieb der Arbeitspumpen Abstand genommen, weil neben den hohen Komponentenkosten zwei zusätzliche Energiewandlungen (mechanisch-elektrisch / elektrisch-mechanisch) aus Effizienzgesichtspunkten wenig zielführend erscheinen. Ausnahmen bilden kleinere (Stell-)Antriebe, die eine geringe Leistungsaufnahme besitzen und zudem nur selten betätigt werden [7]. Diese sind leichter in das elektrische Bordnetz zu integrieren als in einen zentralen Hydraulikkreislauf.

4 Einfache Konzepte mit Standard Planetengetrieben

Das nachfolgend dargestellte Antriebskonzept hat den prinzipiellen Transfer drehzahlveränderlicher Pumpenantriebe auf Mobilapplikationen zum Ziel, um die genannten Vorteile auch in diesem Bereich nutzen zu können. Als Rahmenbedingungen für die Integration wird davon ausgegangen, dass die mobile Zielapplikationen mit einer Verbrennungskraftmaschine (VKM) als Primärenergiewandler ausgestattet sind und nur geringe elektrische Leistungen bereitstellen können. Es ist weiterhin davon auszugehen, dass neben der Versorgungseinheit der Arbeitshydraulik auch weitere mechanische Leistungsenken anderer Subsysteme existieren, die alle mit der selben VKM-Drehzahl angetrieben werden (Abbildung 2).

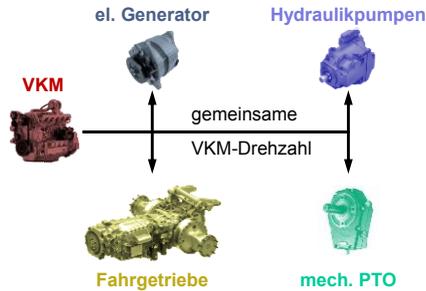


Abbildung 2: Die Subsysteme einer mobilen Arbeitsmaschine werden von einer gemeinsamen VKM-Drehzahl angetrieben

Folglich muss ein für die Zielapplikation optimaler VKM-Drehzahlbereich gewählt werden, der sich hauptsächlich nach der geforderten Gesamtleistung richtet und sich vom Optimalbereich der hydraulischen Versorgungseinheit unterscheiden kann. Daher ist eine Manipulation der verfügbaren VKM-Drehzahl wünschenswert. Ferner ist als Referenz eine druck- oder schwenkwinkelgeregelte Verstellpumpe anzusehen, welche den Volumenstrom von Null heraus stufenlos bereitstellen kann. Auf weitere zu betätigende Baugruppen (schaltbare Wellenkupplungen/-bremsen) soll aus Komplexitätsgründen verzichtet werden.

Besonders für die Aufgabe der Drehzahlüberlagerung kommen Planetengetriebe (PLG) in Frage, weswegen alle nachfolgend diskutierte Varianten auf einfache, dreiwellige PLG zurückgreifen, um die mechanische Antriebsleistung der VKM mit der Leistung der EM zu überlagern. Eine Prinzipdarstellung zeigt Abbildung 3.

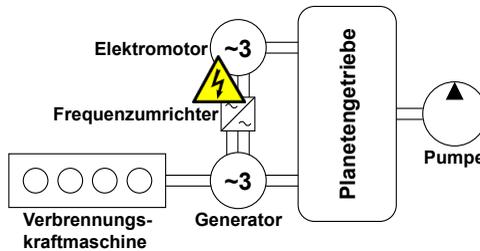


Abbildung 3: Prinzipdarstellung eines elektrisch-mechanisch leistungsverzweigten Pumpenantriebs mit einfachem Planetengetriebe und einer Pumpe

Bei diesem elektrisch-mechanisch leistungsverzweigten Ansatz stellen VKM- und EM-Welle die Eingänge in das Getriebe dar, deren Leistungen im PLG zur Pumpenantriebsleistung summiert werden; das PLG arbeitet im Dreiwellenbetrieb. Bei der zweiten elektrischen Maschine handelt es sich um den Generator der mobilen Maschine. Durch eine geeignete Dimensionierung des PLG sowie Anordnung der angeschlossenen Aggregate soll die stufenlose Volumenstrombereitstellung bei geringem elektrischem Leistungsfluss umgesetzt werden, während der Großteil der Leistung durch die VKM bereitgestellt werden soll, um Komponentenkosten und Wandlungsverluste gering zu halten. Zur Auswahl der Antriebsarchitektur werden in diesem Beitrag nur einfache, dreiwellige Plus-/Minusgetriebe betrachtet. Selbstverständlich existiert noch eine Vielzahl weiterer dreiwelliger PLG, die jedoch komplexer aufgebaut sind [8] und nicht Gegenstand dieses Beitrags sind.

Bevor weitere Auslegungsdetails wie Auswahl des Moduls, Wahl der Planetenanzahl, reduzierte Drehträgheiten, Planetenrelativdrehzahl zum Steg usw. betrachtet werden, wird im ersten Schritt der Einfluss der Standgetriebeübersetzung überprüft, um eine passende Kinematik für die Applikation zu finden. Für die oben genannten Bauformen wurden typische Übersetzungsbereiche nach [8] untersucht. Bereits bei einem einfachen, dreiwelligen PLG ergeben sich sechs mögliche Aggregate-Kombinationen (drei Zentralwellen bei drei Aggregaten), die mit der Anzahl der zu untersu-

chenden Standgetriebeübersetzungen zu multiplizieren sind; es ergeben sich somit 24 Varianten. Aus Umfangsgründen kann nicht jede Variante hier im Detail erörtert werden.

Nach Auswertung der Berechnungen kann festgestellt werden, dass sich ein Zielkonflikt zwischen gewünschter Drehzahltrajektorie und dem Leistungsanteil der EM ergibt:

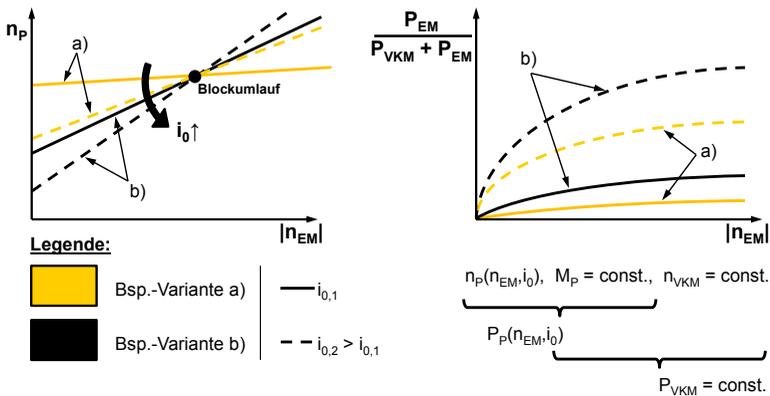


Abbildung 4: Zielkonflikt zwischen geringer Standby-Drehzahl und geringem elektrischen Leistungsanteil

In den obigen Diagrammen sind qualitativ für alle 24 Varianten die Drehzahltrajektorie der Pumpe (n_p) (links) sowie der elektrische Leistungsanteil der EM an der gesamten Eingangsleistung ($P_{EM}/(P_{VKM}+P_{EM})$, rechts) aufgetragen. Beide Graphen beschreiben die jeweilige Größe als Funktion des Betrags der EM-Drehzahl.

1. Es kann keine Drehzahltrajektorie generiert werden, die durch den Ursprung von $n_p(n_{EM})$ verläuft. Es ergibt sich aufgrund der PLG-Kinematik immer eine Standby-Drehzahl an der Pumpe, $n_p(n_{EM}=0) \neq 0$, deren Betrag mit steigender Standgetriebeübersetzung i_0 reduziert werden kann.

2. Der Leistungsanteil der EM an der Gesamtleistung ist bei konstantem Moment proportional zum Betrag der EM-Drehzahl. Je geringer die Standgetriebeübersetzung gewählt wird, desto günstigere Leistungsverhältnisse können erreicht werden.

Exemplarisch sind für ein Plusgetriebe mit zwei Sonnenrädern in Abbildung 5 die Drehzahltrajektorie sowie das Leistungsverhältnis in Abbildung 6 als Funktion der EM-Drehzahl aufgeführt. Die VKM ist am Steg, die Pumpe am ersten Zentralrad und die EM am zweiten Zentralrad positioniert. Die Graphen zeigen die Ergebnisse für folgende Parametervorgabe: konstante VKM-Drehzahl von 800min^{-1} bzw. 2500min^{-1} , EM-Drehzahlbereich von $\pm 5000\text{min}^{-1}$ und einem Pumpenmoment von 100Nm (z.B. $V_P = 20\text{cm}^3$ bei ca. $\Delta p = 350\text{bar}$) und basieren auf den oben erläuterten Rahmenbedingungen.

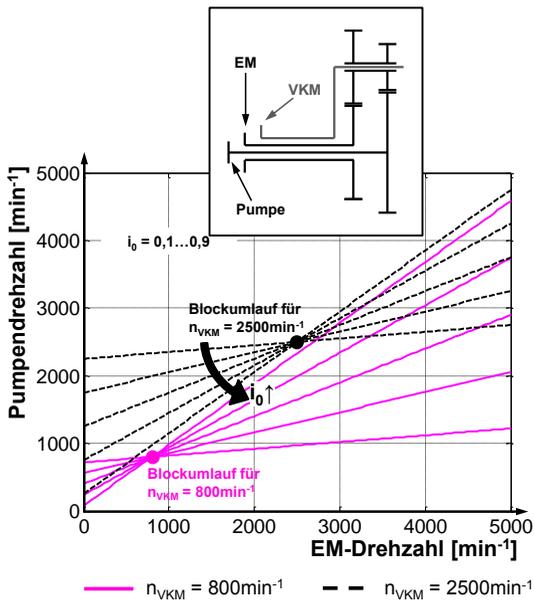


Abbildung 5: Pumpendrehzahl abhängig von EM -Drehzahl n_{EM} , VKM-Drehzahl n_{VKM} und Standgetriebeübersetzung i_0 (Beispiel)

Abbildung 5 kann entnommen werden, dass die betrachtete Variante einen drehzahlvariablen Antrieb in den typischen Drehzahlbereichen der Aggregate zulässt und ein proportionales Verhalten von Pumpen- zu EM-Drehzahl möglich ist.

Ebenso lässt sich die genannte Charakteristik der Standby-Drehzahl bei EM-Stillstand erkennen, deren Niveau von der VKM-Drehzahl abhängt. Der durch den Einsatz einer Konstantpumpe entstehende Basisvolumenstrom mag für viele mobile Applikationen wünschenswert sein (Schmierölversorgung, Lenkung, Lüfterantrieb). Eine konventionelle Verstellpumpe kann jedoch ihren Volumenstrom zu Null reduzieren, was mit o.g. Variante nicht möglich ist. Der gewünschte Maximalvolumenstrom kann nach Gleichung (1) durch entsprechende Dimensionierung des Fördervolumens erzielt werden. Ein großes i_0 bewirkt zwar eine ebenso große Spreizung, resultiert aber in einem schlechten Leistungsverhältnis der Antriebsmaschinen zueinander (s. Abbildung 6).

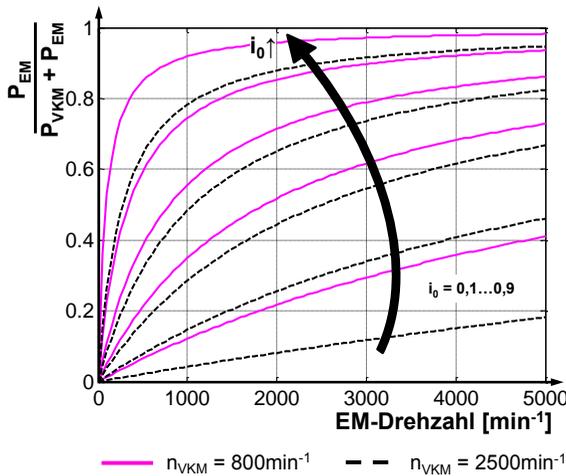


Abbildung 6: Leistungsverhältnis der elektrischen Leistung zur Gesamteingangsleistung abhängig von VKM-Drehzahl n_{VKM} und Standgetriebeübersetzung i_0

Durch die Wahl einer kleinen Standgetriebeübersetzung kann bei kleinen VKM-Drehzahlen eine akzeptable Standby-Pumpendrehzahl bei genauso akzeptablen Leistungsverhältnissen erzielt werden. Das Diagramm in Abbildung 6 spiegelt den angesprochenen Zielkonflikt wider. Um den elektrischen Leistungsteil und somit die Wandlungsverluste gering zu halten, sind möglichst kleine Standgetriebeübersetzungen anzustreben, die sich aber in hohen Standby-Pumpendrehzahlen besonders bei hoher VKM-Drehzahl äußern. Außerdem kann abgeleitet werden, dass ein geringer elektrischer Leistungsanteil über eine hohe VKM-Drehzahl erreicht wird, was aktuellen Downspeeding-Ansätzen der VKM entgegensteht. Dieses Verhalten begründet sich mit der Anordnung der VKM am Steg des Planetengetriebes, wodurch das Drehzahlniveau der Pumpe proportional angehoben wird. Im dargestellten positiven Drehzahlbereich der EM ergibt sich der gewünschte Betriebszustand der Leistungsteilung, wohingegen im negativen Bereich sich Blindleistungsflüsse in der leistungsverzweigten Struktur ergeben. Dadurch wird der elektrische Variatorpfad unnötig belastet, was nicht im Sinne einer effizienten Auslegung sein kann.

5 Konzepte mit gekoppelten Standard Planetengetrieben

Mit dem Einsatz mehrerer, gekoppelter PLG lässt sich der im vorangegangenen Abschnitt erläuterte Zielkonflikt mittels zusätzlichem Komponenteneinsatz entschärfen. Allein die Koppelung zweier dreiwelliger PLG ergibt einen deutlich größeren Lösungsraum dadurch, dass ein oder zwei der drei Zentralwellen miteinander gekoppelt werden können und die Zuordnung der Aggregate zusätzlich variiert werden kann. Dadurch, dass weitere Wellen zur Verfügung stehen, sind auch Varianten mit mehreren Pumpen denkbar, welche die Aufgabe der stufenlosen Volumenstrombereitstellung in einer Parallelschaltung übernehmen:

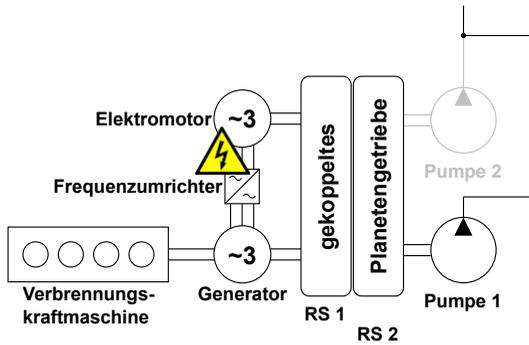


Abbildung 7: Prinzipdarstellung eines elektrisch-mechanisch leistungsverzweigten Pumpenantriebs mit zwei gekoppelten Planetengetrieben und ein/zwei Pumpen

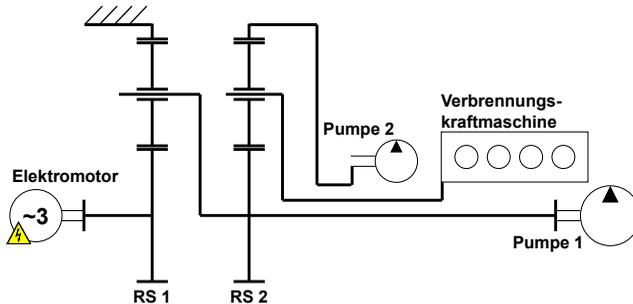


Abbildung 8: Beispiel eines gekoppelten Planetengetriebes zum drehzahlvariablen Betrieb zweier Pumpen

Exemplarisch werden die Eigenschaften der in Abbildung 8 dargestellten Variante mit zwei Pumpen erläutert. Es sei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass diese Variante nicht ein Optimum des angesprochenen Lösungsraums darstellen muss! Derartige Untersuchungen befinden sich in der Vorbereitung. Es handelt sich um ein aus zwei dreiwelligen Minusgetrieben („Standard-Planetengetriebe“) zusammengesetztes PLG, bei dem der Steg des ersten Radsatzes (RS 1) mit dem Sonnenrad des zweiten Radsatzes (RS 2) gekoppelt ist. Ferner ist am ersten Sonnenrad die EM angeordnet, während das erste Hohlräder gehäusefest verbaut ist. An der Koppelwelle

(Sonnenradwelle vom zweiten Radsatz) ist die Pumpe 1 angeschlossen. Die VKM ist am Steg, die Pumpe 2 am Hohlrad positioniert.

Konstruktiv von Vorteil ist, dass der erste Radsatz nur im Zweiwellenbetrieb arbeitet und er durch Stillstand der EM-Welle blockiert werden kann. Da an der gemeinsamen Koppelwelle die Pumpe 1 angeflanscht ist, kann deren Drehzahl aus dem Stillstand heraus verändert werden. Damit ist eine stufenlose, bedarfsorientierte Volumenstrombereitstellung möglich, wie den unteren Drehzahltrajektorien in Abbildung 9 zu entnehmen ist.

Die Anbindung der VKM und der Pumpe 2 erfolgt an Hohlwellen, die eine zusätzliche Stirnradstufe erfordern. Wiederholt ist in Abbildung 9 zu erkennen, dass übliche Aggregatedrehzahlen zu erreichen sind. Soll optional ein Basisvolumenstrom bei Stillstand der EM bereitgestellt werden (s.o.), kann dieser durch Pumpe 2 generiert werden.

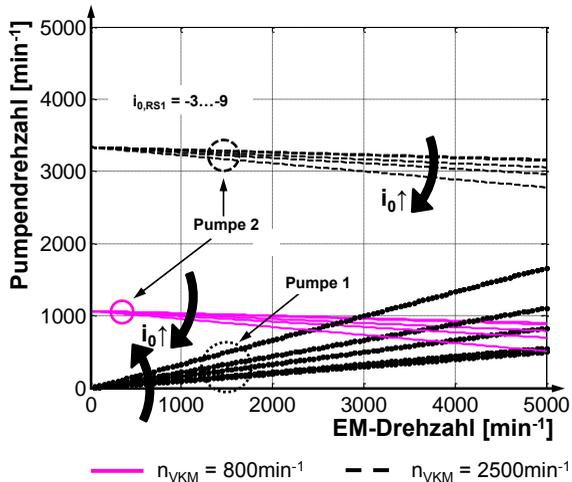


Abbildung 9: Pumpendrehzahlen abhängig von EM -Drehzahl n_{EM} , VKM-Drehzahl n_{VKM} und Standtriebeübersetzung i_0 (Beispiel für $i_{0,RS2} = -3$)

Im Gegensatz zur Variante mit nur einem PLG ist die Standby-Pumpendrehzahl fest und nimmt mit steigender EM-Drehzahl ab. Der Gra-

dient ist umso stärker negativ je größer die Standgetriebeübersetzung ($i_{0,RS1}$) gewählt wird. Der Einfluss bezogen auf die Trajektorie von Pumpe 1 ist entgegen gerichtet: Der Proportionalitätsfaktor zwischen EM- und Pumpendrehzahl steigt mit zunehmendem $i_{0,RS1}$. Während die Trajektorien von Pumpe 2 genauso vom Drehzahlniveau der VKM abhängig sind wie beim einfachen Plusgetriebe, so sind es diejenigen von Pumpe 1 nicht, weil die Rotation der Koppelwelle direkt von der EM definiert wird.

Werden die Pumpenvolumenströme in einer Parallelschaltung addiert, so kann durch eine geeignete Abstimmung der Pumpenvolumina der leichte Drehzahlrückgang von Pumpe 2 überkompensiert werden (Abbildung 10).

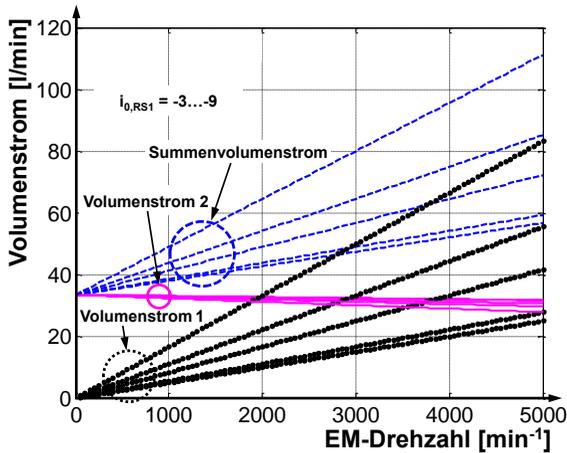


Abbildung 10: (Pumpen-)Volumenströme bei Parallelschaltung von Pumpe 1 (50cm^3) und Pumpe 2 (10cm^3) für $n_{VKM} = 2500\text{min}^{-1}$

Wird das Fördervolumen von Pumpe 2 ausreichend gering gewählt, lässt sich der Initialvolumenstrom (Ordinatenabschnitt) weiter reduzieren.

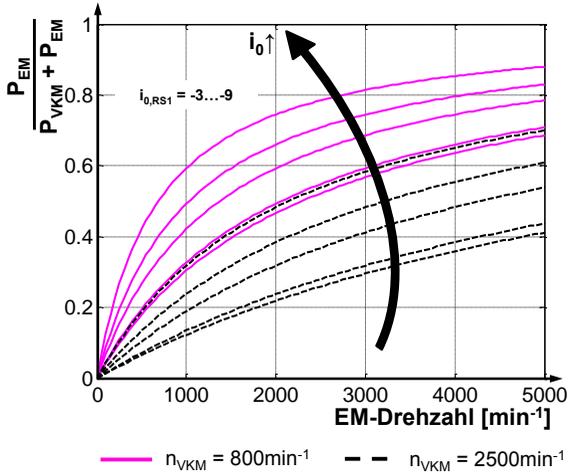


Abbildung 11: Leistungsverhältnis der elektrischen Leistung zur Gesamteingangsleistung abhängig von VKM-Drehzahl n_{VKM} und Standgetriebeübersetzung $i_{0,RS1}$

Weiterhin zeichnet sich die gekoppelte Variante durch ein geringeres Leistungsverhältnis gegenüber der einfachen Variante aus. Es zeigt sich grundsätzlich der selbe Zielkonflikt, jedoch bei abgesenktem Niveau über dem gesamten Drehzahlbereich der EM (vgl. Abbildung 11, Abbildung 6), wodurch die elektrischen Komponenten weniger Leistung übertragen müssen.

Die Koppelung von mehreren Planetenradsätzen bedeutet einen wesentlichen mechanischen Mehraufwand gegenüber etablierten Pumpen (verteiler-) getrieben und wäre nur in Applikationen attraktiv, bei denen Verstellpumpen häufig in für sie ungünstigen Betriebspunkten arbeiten.

6 Fazit und Ausblick

Drehzahlvariable Pumpen stellen effiziente Versorgungseinheiten von Hydrauliksystemen dar, die zunehmend in stationären Anwendungen, jedoch noch kaum im Mobilbereich eingesetzt werden. Durch einen elektrisch-mechanischen Ansatz der Leistungsverzweigung könnten drehzahlvariable Pumpenantriebe auch mobil eingesetzt werden, weil bei geeigneter Dimen-

sionierung der elektrische Leistungsanteil gering gehalten werden kann. Dies ist erstrebenswert, weil auch mittelfristig mobile Arbeitsmaschinen von einer VKM angetrieben werden und die Verluste einer zusätzliche Energiewandlung gering zu halten sind. Diesem Ansatz wurde in einer Machbarkeitsstudie nachgegangen.

Aufgrund ihrer Kinematik eignen sich konstruktionsgünstige, einfache, dreiwellige PLG nur eingeschränkt als Überlagerungsgetriebe, da sich bei Stillstand der EM eine unvermeidliche Standby-Pumpendrehzahl ergibt, die unerwünscht sein kann. Es wurde dargelegt, dass diese nur mit steigendem elektrischen Leistungsfluss gesenkt werden kann. Die Integration weiterer Planetenradsätze ermöglicht auch ohne zu betätigende Kupplungen oder Bremsen zahlreiche alternative kinematische Beziehungen zwischen den beteiligten Aggregaten. Am Beispiel eines aus zwei Radsätzen bestehenden PLG wurde gezeigt, dass bei geringerem elektrischen Leistungsanteil eine anliegende VKM-Drehzahl sogar vollständig kompensiert werden kann.

Bevor eine detailliertere konstruktive Auslegung eines gekoppelten PLG sinnvoll ist, wird in laufenden Untersuchungen der beträchtliche, diskontinuierliche Lösungsraum nach Optima abgesucht. Für diese Aufgabe eignen sich aufgrund der diskreten Zähnezahlen, trigonometrischer Zusammenhänge und nichtlinearen Kopplungseigenschaften besonders Meta-Heuristiken; diese Algorithmenklasse kann zur näherungsweise Lösung von komplexen kombinatorischen Problemen eingesetzt werden, die einen heterogenen, un stetigen Lösungsraum besitzen. Die durch sie ermittelten Näherungslösungen müssen im mathematischen Sinne keine Optima darstellen, können aber ausreichend gute Lösungen für die weitere technische Umsetzung umfassen. [2, 3, 4]

Literaturverzeichnis

- [1] Backé, W.: Grundlagen der Ölhydraulik. Institut für hydraulische und pneumatische Antriebe und Steuerungen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, 10. Auflage, 1994

- [2] Bogon, T.: Agentenbasierte Schwarmintelligenz. Dissertation.. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013
- [3] Chiong, R.: Nature-Inspired Algorithms for Optimisation. ISBN 978-3-642-00266-3. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2009
- [4] Domschke W.: Heuristische Verfahren. Jenaer Schriften zur Wirtschaftswissenschaft. Arbeits- und Diskussionspapiere der Wirtschaftswissenschaftlichen Fakultät der Friedrich-Schiller-Universität Jena. ISSN 1611-1311. Jena, 2006
- [5] N.N.: Variable Speed Drive Pump Solution. Produktbroschüre. Eaton Hydraulics Group Europe, Morges, 2016
- [6] Helbig, A.: Energieeffizientes elektrisch-hydrostatisches Antriebssystem am Beispiel der Kunststoff-Spritzgießmaschine. Dissertation. TU Dresden. Shaker Verlag Aachen, 2007.
- [7] Labenda, P.: Synergetic utilization of hydraulic, electric and electrohydraulic drive and control systems in agricultural vehicles. VDI-MEG LAND. Technik AgEng2015, Hannover, 2015
- [8] Müller, W.: Die Umlaufgetriebe – Auslegung und vielseitige Anwendungen. 2. Auflage. ISBN: 978-3-642-63698-1. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 1998.
- [9] Nagel, G.: Variabler Förderstrom mit Konstantpumpen. Ölhydraulik + Pneumatik, Nr.4, 1996
- [10] Neubert, T.: Untersuchungen von drehzahlveränderbaren Pumpen. Dissertation. TU Dresden. Shaker Verlag Aachen, 2002
- [11] N.N.: Sytronix – drehzahlvariable Pumpenantriebe. Produktbroschüre. Bosch Rexroth AG, Lohr, 2016
- [12] Rühlicke, I.: Elektrohydraulische Antriebssysteme mit drehzahlveränderbarer Pumpe. Dissertation. TU Dresden. Shaker Verlag Aachen, 1997.
- [13] N.N.: Die Zukunft – intelligente Servopumpenantriebe. Produktbroschüre. Voith Turbo H + L Hydraulic GmbH & Co. KG, Rutesheim, 2016
- [14] Willkomm, J.: Model Predictive Control of Speed-Variable Variable-Displacement Pumps to Optimize Energy Efficiency. 9. Internationales Fluidtechnisches Kolloquium, Aachen, 2014
- [15] Willkomm, J.: Modellprädiktive Optimierung drehzahlvariabler Verstellpumpen. 1 Dissertation. TU Dresden. Shaker Verlag Aachen, 2016

Effizienterer Einsatz von Forstmaschinen durch die Verwendung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit einer unabhängigen Zu-/ Ablaufsteuerung

Björn Weiß

Weiss Mobiltechnik GmbH,

Harlachweg 15, 72229 Rohrdorf, Deutschland,

E-Mail: bweiss@weiss-can-sps.de, Telefon: +49(0)7452/93085

M. Sc. Marco Wydra,

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

*Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtech-
nik, Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen, Rintheimer Querallee 2,
76131 Karlsruhe, Deutschland,*

E-Mail: marco.wydra@kit.edu, mobima@fast.kit.edu

Telefon: +49(0)721/60848647, +49(0)721/60848601

Kurzfassung

Die Einführung elektrohydraulischer Steuerungen in Antriebssystemen mobiler Arbeitsmaschinen hilft der Branche, nicht nur die Energieeffizienz, sondern auch die Bedieneigenschaften und Produktivität der Investitionsgüter zu verbessern. Dies zeigt das hier vorgestellte Beispiel zweier bestehender Forstmaschinen, welche unter einem geringen Kosten- und Zeitaufwand mit einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung (eBSS) nachgerüstet wurden. Einen zukünftigen Schritt stellt die Einführung einer getrennten Zu- und Ablaufsteuerung der Verbraucher dar. Mit deren ebenfalls überschaubaren Rüstungsaufwand können unterschiedliche Maßnahmen zur Reduktion der Drosselverluste sowie die Einführung einer energierückspeisenden

Einheit umgesetzt werden. Ein Ansatz zur Kombination der Systeme wird auf den folgenden Seiten vorgestellt.

Stichworte

Elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung (eBSS), Energieeffizienz, getrennte Steuerkanäle, Regeneration, Rekuperation, Steuerbarkeit

1 Einleitung

Die Bedieneigenschaften und Geschwindigkeit des Krans haben bei Forstmaschinen einen starken Einfluss auf die Leistung und die Wirtschaftlichkeit der Maschine. Aus diesem Grund wird von den Maschinenbetreibern ein hohes Augenmerk auf die Bedienbarkeit des Krans gelegt. Stand der Technik sind LoadSensing (LS)-Systeme mit einem oder zwei hydraulischen Kreisläufen. Eine Verstellpumpe versorgt das System und wird über eine LS-Rückmeldung geregelt. Diese Systeme sind effizienter als Konstantstrom- oder Konstantdrucksysteme, neigen jedoch zu Schwingungen und schlechteren Reaktionszeiten. Durch die Umrüstung auf eine *elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung (eBSS)* kann die Energieeffizienz und Bedienbarkeit gegenüber LS-Systemen verbessert werden [1]. In Abbildung 1, Diagramm (I), ist plakativ die benötigte Pumpenleistung eines konventionellen hydraulisch-mechanischen LS-Systems und in Diagramm (II) die des eBSS-Systems dargestellt. Getestet wurde das eBSS-System aktuell an einer Entrindungsmaschine und an einem Rückezug.

Aufgrund der Koppelung von Zu- und Ablauf werden heute die Steuerkanäle eines Verbrauchers weitestgehend dahingehend optimiert, dass ein sicherer Betrieb gewährleistet ist. Dabei wird unter anderem das Flächenverhältnis von Differentialzylindern bei der Gestaltung der Ablaufkante berücksichtigt. Bei dieser Optimierung können lediglich einzelne Betriebspunkte berücksichtigt werden, sodass es bei Zwischenstellungen zu schlechten Wirkungsgraden kommt. Dies wiederum hat einen Einfluss auf die Drosselverluste und damit auf den Wärmeeintrag in das System.

Ein Ansatz an dieser Stelle ist die Einführung einer getrennten Zu- und Ablaufsteuerkante, *Independent Metering (IM)* genannt [2]. Diese ermöglicht es den Ablauf in jedem Betriebspunkt zu optimieren sowie neue Betriebsmodi zu integrieren. Unter Beachtung eines Mehrverbrauchersystems und einem Arbeitsspiel mit zeitweisen aktiven Lasten, kann die benötigte Pumpenleistung erheblich reduziert werden. Dies zeigt ein Blick auf Abbildung 1, Diagramm (III). In allen Diagrammen sind dieselben zwei Verbraucher abgebildet, wobei der Verbraucher1 das Druckniveau des Systems bestimmt und Verbraucher2 eine niedrigere aktive Last darstellt. Bei ausreichend hohen aktiven Lasten kann die Pumpe komplett entkoppelt werden. In diesem Fall ist die Last für die Bewegung des Verbrauchers zuständig.

Anstatt das Öl im aktiven Lastfall in den Tank abfließen zu lassen, kann an dieser Stelle ein Hydraulikspeicher eingesetzt werden, welcher die in das System eingebrachte Energie zum Teil zwischenspeichern und wieder bereitstellen kann. Dabei werden die Drosselverluste aufgrund der geringeren Druckdifferenz zwischen Verbraucher und Hydraulikspeicher minimiert. Das Rekuperationspotential ist in Abbildung 1, Diagramm (IV), mit der grau-schraffierten Fläche qualitativ dargestellt.

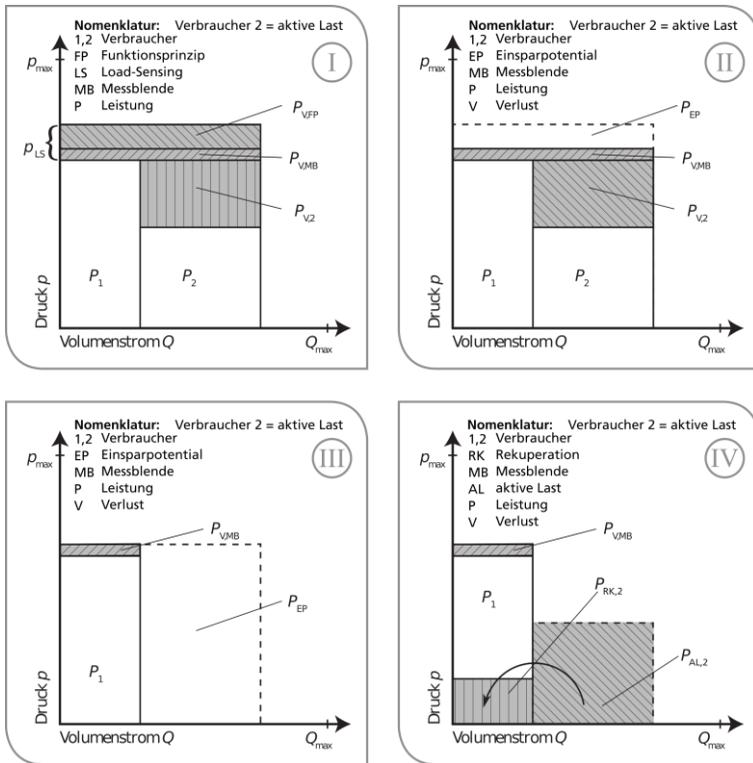


Abbildung 1: Leistungsdiagramm der Pumpe verschiedener Systeme: (I) LS-System, (II) eBSS-System, (III) eBSS+IM-System, (IV) eBSS+IM-System mit Hybridisierung, nach [1]

2 Elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung

2.1 Funktion

Bei der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung (eBSS) wird der Bedienerwunsch nach einer entsprechenden Kranbewegung direkt in einen Pumpenvolumenstrom umgesetzt. Dazu werden die Signale des Joysticks in eine Volumenstromanforderung für die einzelnen Verbraucher umgerechnet. Mittels einer elektronischen Steuerungseinheit wird die elektrisch ver-

stellbare Pumpe angesteuert und gleichzeitig die Ventilstellung eingeregelt, vgl. Abbildung 2. Durch die parallele Ansteuerung von Pumpe und Ventilen wird eine bessere Performance des Systems erzielt. Ferner kommt die Pumpensteuerung ohne Rückkopplung durch die LS-Meldeleitung aus. Dadurch kann die bei LS-Systemen mögliche Schwingungsneigung beseitigt werden.

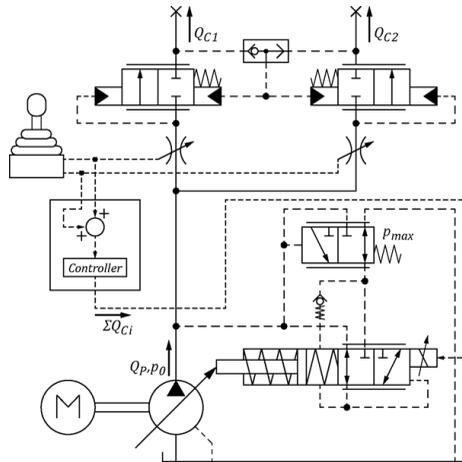


Abbildung 2: Funktionsprinzip der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung (eBSS), [3]

Mit einer eBSS kann die für LS-Systeme nötige Druckdifferenz zur Ansteuerung der Pumpe reduziert werden. Diese Druckdifferenz liegt in der Regel bei mobilen Arbeitsmaschinen zwischen 20 bar und 35 bar. Durch den Einsatz von Ventilen mit nachgeschalteter Druckwaage reduziert sich der Differenzdruck auf 8-10 bar, vgl. Abbildung 1. Durch diese Absenkung des Systemdrucks kann eine Energieeinsparung von 10-12 % bezogen auf ein hydraulisch-mechanisches LS-System erreicht werden. [1]

2.2 Einbau

Sowohl in der Entrindungsmaschine als auch in einem Ruckezug wurde das vorhandene LS-System durch das eBSS-System ersetzt. Die Umbauarbeiten konnten innerhalb von 3-4 Tagen erledigt werden. Bei beiden Maschinen

konnte derselbe Pumpentyp verwendet werden. Es wurden nur Pumpen mit elektrischer Verstellung verbaut.

Beim Rückzug konnte der bereits vorhandene Steuerblock weiterhin verwendet werden. Bei der Entrindungsmaschine wurde der Steuerblock mit vorgeschalteter Druckwaage gegen einen Steuerblock mit nachgeschalteter Druckwaage getauscht.

Zusätzlich wurde in beiden Maschinen eine zugehörige elektronische Steuerung eingebaut. Bei der Entrindungsmaschine konnte dadurch ein anderes Steuergerät entfallen. Beim Rückzug wurde bei der Umrüstung eine zusätzliche Steuerung montiert, um die Umbauarbeiten der Elektrik einfach zu halten. Bei einer Neukonstruktion ist ein Steuergerät für die Hydraulik ausreichend.

Beide Maschinen konnten nach einer Inbetriebnahme von zwei Tagen wieder im Dauereinsatz eingesetzt werden.

2.3 Ergebnisse

Die Entrindungsmaschine ist seit Mai 2014 im Einsatz, der Rückzug seit Mai 2016. Bei beiden Maschinen traten seit dem Umbau keine größeren Störungen auf.

Deutlich verbessert haben sich die Bedienbarkeit und das Kaltstartverhalten beider Maschinen. Dies wurde von [3] durch Prüfstandsmessungen gezeigt. Die Maschinenbediener bestätigen ein schnelleres Ansprechen der Hydraulik. Laut Aussagen der Bediener kann der Kran besser und direkter gesteuert werden. Für den Bediener spürbare Schwingungen treten während der Kranarbeit nicht mehr auf.

Bei kaltem Öl ergibt sich aufgrund der höheren Viskosität des Öls bei Systemen mit nachgeschalteter Druckwaage ein höherer Differenzdruck, bis die Betriebstemperatur erreicht ist. Dies hat den Vorteil, dass der Fahrer kaum einen Unterschied bei der Bedienung merkt, aber das Öl schneller auf die

Betriebstemperatur aufgeheizt wird. Dadurch wird die für die Komponenten optimale Betriebstemperatur schneller erreicht.

Die erwarteten Energieeinsparungen von ca. 10-12 % können durch die Beobachtung der Systemparameter bestätigt werden. Der Systemdruck konnte bei der Entrindungsmaschine um eine Differenz von 17 bar gesenkt werden. Dies spiegelt sich in gleicher Größenordnung auch im Kraftstoffverbrauch wieder. Beim Rückzug ist die Einsparung des Kraftstoffes vergleichsweise geringer, da der Fahrtrieb beim Rücken einen signifikanten Anteil an der Gesamtleistung des Dieselmotors erbringt.

3 Getrennte Zu- und Ablaufsteuerung

3.1 Prinzip der getrennten Zu-/ Ablaufsteuerung

Mit der Auftrennung von Zu- und Ablauf, auch Independent Metering (IM) genannt, kann ein neuer Freiheitsgrad gewonnen werden, sodass neue Betriebsmodi ermöglicht werden.

In [4] werden die verschiedensten Aufbauten zu Systemen mit getrennten Steuerkanten erwähnt und klassifiziert. Die meisten Systeme bestehen dabei entweder aus vier 2/2-Wegeventilen (WV) oder zwei 3/3-WV. Unabhängig von der Systemgestaltung, ergeben sich immer die folgenden drei sinnvollen Verbindungsvariationen:

Tabelle 1: Verbindungsvariationen für den Zu- und Ablauf eines Verbrauchers

	Variation1	Variation2	Variation3
Zulauf	Pumpe	Pumpe	Tank
Ablauf	Tank	Pumpe	Tank

[5] benennt die möglichen Betriebsmodi abhängig von der Verbindungsvariation in *Hauptmodus (HM)*, *Energieneutraler Modus (EM)*, *Regenerations-Modus (RgM)* und *Rekuperations-Modus (RkM)*. Diese Benennung wird im Weiteren beibehalten.

Variation1 ist in konventionellen Systemen am weitesten verbreitet und entspricht an dieser Stelle dem HM. Der zum Verbraucher fließende Volumenstrom wird dabei von der Pumpe bereitgestellt. Durch die lastunabhängige Verstellung von Zu- und Ablauf ist es möglich, den Ablauf auf die jeweilige Lastsituation anzupassen. Während der Ablauf bei aktiven Lasten so angepasst wird, dass der Druck im Zulauf nicht unter einen bestimmten Grenzwert fällt, wird der Ablauf bei passiven Lasten zur Reduktion von Verlusten weitestmöglich geöffnet. Der Vorteil gegenüber einem konventionellen System mit eingebauter Senkbremse bzw. mit angepasster Ablaufgeometrie besteht darin, dass bei passiven Lasten kein oder ein niedrigerer vordefinierter zusätzlicher Druckverlust an der Tankkante entsteht und damit der Wärmeeintrag in das System verringert werden kann. Durch diese Art der Schaltung ist es weiterhin möglich, den Verbraucher hydraulisch einzuspannen, um auf Lastrichtungsänderungen sicher reagieren zu können. Die Steuerbarkeit zu konventionellen Systemen wird für den Bediener nur geringfügig bis gar nicht beeinträchtigt.

Eine gleichzeitige Verbindung von Zu- und Ablauf mit der Pumpe, Variante2, führt bei selber Belastung zu einer Erhöhung des Verbraucherdruckes und gleichzeitig zu einer Verringerung des nötigen Pumpenvolumenstroms. Der von der Pumpe benötigte Volumenstrom reduziert sich hierbei auf die benötigte Zulaufmenge abzüglich des ablaufenden Volumenstroms. Häufig wird diese Art der Schaltung auch *Regenerations-Modus* [5] oder *Sparschaltung* [6] genannt.

Bei der Umsetzung des RgM gibt es unterschiedliche Möglichkeiten. Wie Abbildung-3 verdeutlicht, kann die widerstandsfreie Verbindung entweder zwischen Verbraucher und Sektionsventil (A-Regeneration) oder zwischen Sektionsventil und Pumpe (P-Regeneration) geschehen. Während das ablaufende Öl bei der P-Regeneration zurück in die Systemleitung fließen muss, kann es bei der A-Regeneration direkt von der Ablauf- zur Zulaufseite des Verbrauchers fließen [6]. Der Vorteil der A-Regeneration liegt in der Sum-

mation des Volumenstroms zwischen Sektionsventil und Verbraucher wodurch der Volumenstrom über das Sektionsventil geringer ist.

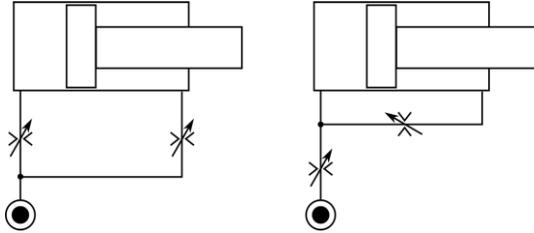


Abbildung 3: P-Regeneration (links), A-Regeneration (rechts)

In einem Leistungsdiagramm betrachtet, vgl. Abbildung 4, reduzieren sich die Drosselverluste von System- auf Verbraucherdruck bei gleichzeitiger Rücknahme des Pumpenvolumenstroms. Dies hat den Effekt, dass die von der Pumpe erbrachte Leistung reduziert und eine Erwärmung des Öls durch die geringeren Drosselverluste klein gehalten wird.

Ein weiterer Vorteil des RgM besteht darin, dass bei maximalem Pumpenvolumenstrom und der Summierung des rücklaufenden Öls, die Höchstgeschwindigkeit des Verbrauchers beim Ausfahren gesteigert werden kann. Dies kann in Anwendungen, wie bspw. das Schließen einer Schneidvorrichtung von Vorteil sein.

Bei der Umsetzung ist darauf zu achten, dass der RgM aufgrund der druckübersetzenden Eigenschaft eines Differentialzylinders immer zu einer ausfahrenden Bewegung führt. Des Weiteren entspricht die Wirkfläche nur noch der Stangenfläche sodass die Maximallast des Verbrauchers sinkt. Im aktiven Lastfall ist der Ablauf des Verbrauchers anzudrosseln, sodass es nicht zu Kavitation in der Bodenkammer kommt.

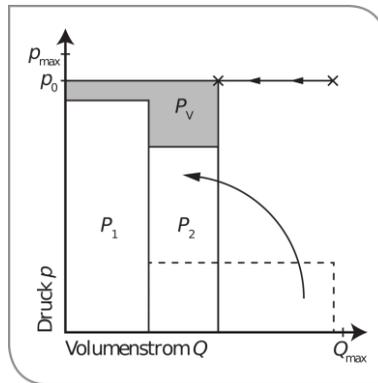


Abbildung 4: Leistungsdiagramm für den Regenerations-Modus, [1]

Variation 3 ist zu bevorzugen, wenn Kraft- und Bewegungsrichtung gleichgerichtet sind. In diesem Betriebszustand fungiert die äußere Last als die antreibende Größe sodass der Verbraucher ohne Beteiligung der Pumpe bewegt wird. Der Verbraucher muss in der Lage sein, sich währenddessen selbst mit Öl zu versorgen. Das Öl kann dabei aus dem Ablauf des Verbrauchers und, falls nötig, zusätzlich aus dem Tank entnommen werden, vgl. Abbildung 5. Eine Entnahme aus dem Tank erfordert die Möglichkeit Öl nachsaugen zu können, was bei langen und dünnen Leitungen problematisch ist. Es besteht die Gefahr von Kavitation. Dies kann verhindert werden, indem das System entweder passend dimensioniert, die Tankleitung vorgespannt oder diese Art der Schaltung nur bis zu einer maximalen Geschwindigkeitsgrenze betrieben wird. Durch den geringeren Volumenstrom sinkt der Druckabfall auf dem Weg zum Verbraucher.

Als weiteren Faktor ist die Bewegungsrichtung des Verbrauchers zu berücksichtigen. Bei einem Differentialzylinder ist beispielsweise der ablaufende Volumenstrom beim Einfahren größer als der benötigte zulaufende Volumenstrom. In diesem Fall ist die Ölversorgung durch eine direkte Speisung sichergestellt.

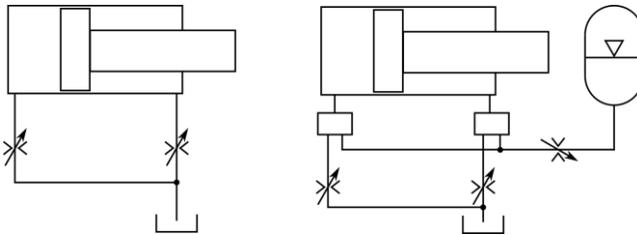


Abbildung 5: Tank-Regeneration / Energieneutraler Modus (links) und Bsp. für Rekuperationsschaltung

In dieser Variation wird keine hydraulische Leistung von der Pumpe benötigt, sodass hier eine Effizienzsteigerung zu erwarten ist. Dies ist umsetzbar, da in aktiven Lastfällen die äußere Last ein Potential bereitstellt, das für die Bewegung des Verbrauchers abgebaut werden muss. In den gängigsten Fällen wird das Potential an der Ablaufsteuerkante des Verbrauchers bis auf das Tankdruckniveau abgebaut und das System als Regenerationsschaltung betrieben, nach [5] ist dies der EM. Damit ist ein Wärmeeintrag verbunden und kann durch eine geeignete *Rekuperationsschaltung (RkS)* vermindert werden, vgl. Abbildung 6. Im RkM wird das ablaufende Öl des Verbrauchers in einen Speicher gefördert und damit die Drosselverluste an der Ablaufkante reduziert. Dieser Vorteil der RkS kann ebenfalls für aktive Lasten im HM genutzt werden. Dies ist dann vonnöten, wenn die Ölversorgung durch das Nachsaugen nicht mehr möglich ist und die Pumpe zur Versorgung des Verbrauchers hinzugeschaltet werden muss.

Bei der Erstellung einer Steuerung mit den oben genannten Verbindungsvariationen besteht die Schwierigkeit, aufgrund des Bedienerwunsches und der aktuellen Lastsituation zunächst einen geeigneten Betriebsmodus zu wählen und im Anschluss den Übergang zwischen den Modi so zu gestalten, dass der Fahrer keine Beeinträchtigung in seiner Benutzerintension erfährt. Hierzu gibt es in [4], [7] und [8] unterschiedliche Ansätze.

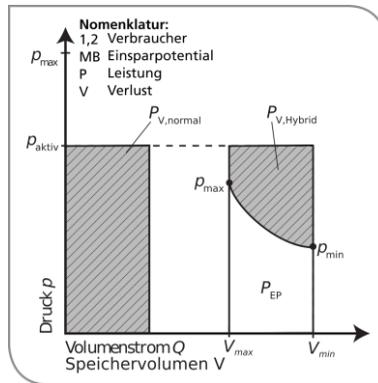


Abbildung 6: Drosselverluste einer aktiven Last bei Entspannung auf Tankniveau (links) und einer Entspannung auf das Druckniveau des Hydrospeichers (rechts), Speicherdruck steigt mit dem Füllgrad

Als weitere Randbedingung sind die technischen Herausforderungen zu betrachten, wie beispielsweise die aktive Verhinderung von Kavitation oder einer Überlast. Da mittlerweile unterschiedliche Ventilhersteller bereits Ventile mit getrennten Steuerkanten anbieten, vgl. [9] und [10], gilt es weiter im Entwicklungsprozess der Steuerung darauf zu achten, dass möglichst wenige zusätzliche Komponenten verwendet werden. Die Anzahl an Komponenten und Sensoren hat Auswirkungen sowohl auf die Kosten, als auch auf die Ausfallwahrscheinlichkeit des Systems [11]. Mit dem Einbau eines Hydrospeichers werden weitere Bedingungen an die Steuerung und die Maschine gestellt, sodass an dieser Stelle zusätzliche Richtlinien, vgl. [12], beachtet werden müssen. Diese haben Einflüsse sowohl auf den Hersteller der Maschine, als auch den Endkunden. So können spezielle Freigaben oder regelmäßige Wartungsintervalle nötig werden [13].

Voraussetzung für diese Steuerung ist eine variable Logik. Eine rein hydraulisch-mechanische Umsetzung wird als sehr komplex bis gar nicht realisierbar eingeschätzt sodass sich an dieser Stelle der Vorteil einer elektrohydraulischen Ansteuerung zeigt. Durch eine elektrische Schaltlogik werden die Ansteuersignale für die Ventile berechnet und können gleichzeitig bei Bedarf an das Nutzungsverhalten des Bedieners angepasst werden.

Der Arbeitsprozess kann so aufgrund der flexiblen Anpassung zwischen Bedienerwunsch und Maschinenreaktion optimiert werden [1].

3.2 Kombination aus eBSS und IM

Um den Benefit der getrennten Zu- und Ablaufsteuerung aufzuzeigen, wird beispielhaft ein Arbeitszyklus der Entrindungsmaschine mit Hilfe der Simulation untersucht. Bei dem betrachteten Arbeitsgerät handelt sich speziell um dessen Arbeitskran. Der Antrieb besteht aus zwei offenen Mehrverbraucherkreisen, welche mit der oben erwähnten eBSS-Steuerung betrieben werden. Im Weiteren wird nur ein hydraulischer Kreis bestehend aus drei Verbrauchern näher untersucht. Diese sind der Hubzylinder, das Schwenkwerk und der Rotator des Holzgreifers, siehe Abbildung 7.

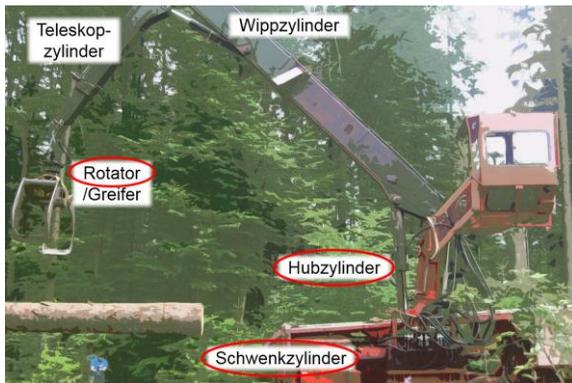


Abbildung 7: Arbeitskran einer Entrindungsmaschine

Bedingt durch das eBSS-System, sind die Sektionsventile pumpenseitig mit nachgeschalteten Druckwaagen ausgestattet. Der Ventilaufbau ist daher wie in Abbildung 8 gewählt. Das ursprüngliche 8/3-WV wird durch zwei 4/3-WV ersetzt. Diese verbinden einen Verbraucheranschluss jeweils mit der Pumpe oder dem Tank.

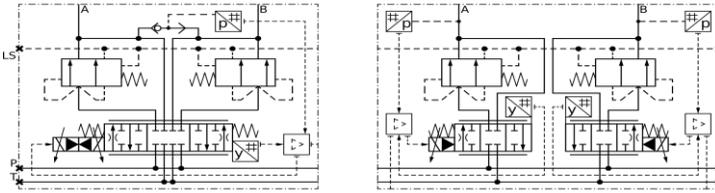


Abbildung 8: Konventionelles Sektionsventil (links), Sektionsventil mit geteiltem Schieber für Anschluss A und B (rechts), [9]

Allein durch den Wechsel des Sektionsventils ist es möglich, den HM oder den EM zu nutzen. Um in diesen Betriebsmodi Kavitation auszuschließen, werden Drucksensoren benötigt, welche den Druck an den Verbraucheranschlüssen registrieren. Diese werden zum Teil herstellerseitig in den Steuerblock integriert, sodass hier nur geringe Mehrkosten entstehen. Für den Steuerungsentwurf gilt es dabei zu beachten, dass Steuerblock und Verbraucher weit auseinanderliegen können, sodass hier zusätzliche Druckverluste berücksichtigt werden müssen.

Aufgrund der nachgeschalteten Druckwaagen, die einen Rückfluss vom Verbraucher in die Pumpenleitung verhindern, kann der RgM nur mithilfe eines weiteren Ventils als A-Regeneration realisiert werden.

Der RkM setzt die meisten Zusatzkomponenten voraus. In der hier ange-dachten Schaltung werden pro Verbraucher zwei Entscheidungsventile und ein Proportionalventil zur Volumenstromsteuerung benötigt, siehe Abbildung 5. Für den kompletten Hydraulikkreis ist ein Hydrospeicher mit zugehörigem Sicherheitsblock vorgesehen. Es gilt daher im Entwicklungsprozess zu überprüfen, ob eine RkS für den Arbeitszyklus der entsprechenden Arbeitsmaschine lohnenswert ist und für welche Verbraucher der Einbau geeignet erscheint. Für den hier betrachteten Arbeitskran ist der Hubzylinder ein geeigneter Verbraucher, da dieser tanknah verbaut und hauptsächlich mit drückenden Lasten beaufschlagt ist, wodurch es zu aktiven Lasten kommt, vgl. Abbildung 9.

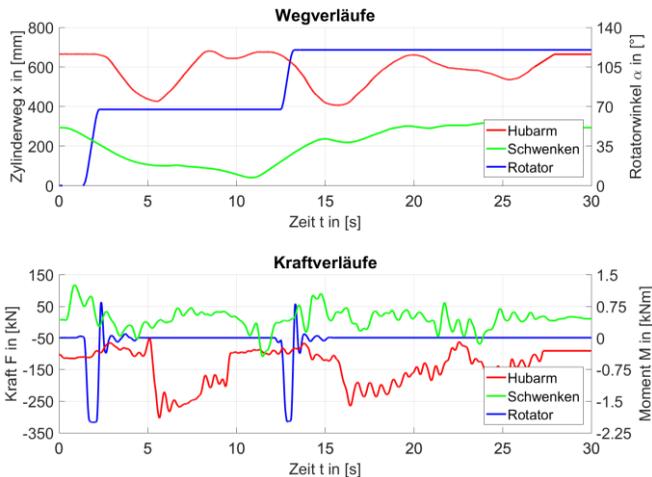


Abbildung 9: Weg- und Kraftverläufe der Kran-Verbraucher: Hubzylinder, Schwenkzylinder und Rotator

3.3 Potential

In den folgenden Untersuchungen wird der Fokus zunächst auf den verbesserten HM und den EM gelegt. Anschließend wird die Nutzung eines Hydrospeichers am Hubzylinder berücksichtigt. Der RgM wird hier nicht näher betrachtet.

Als Referenz wird die nötige Pumpenleistung eines eBSS-Systems mit konventionellen Ventilen anhand des Druck- und Volumenstromverlaufs der Pumpe untersucht. Der zugehörige Belastungszyklus ist in Abbildung 9 dargestellt. Die benötigte Gesamtenergie eines Arbeitsspiels beträgt rund 353 kJ. Die Wegvorgabe der einzelnen Verbraucher wird dabei von einem virtuellen Bedienermodell nach [14] abgefahren. Die Abweichung in den Wegen dient als Maß der Steuerbarkeit des Systems.

Die Systemdruck- und Pumpenvolumenstromverläufe für die Ansteuerung der Tankkante mit und ohne getrenntem Schieber sind in Abbildung 10 dargestellt. Durch das Anpassen der Tankkante sinkt anteilsweise der Druck

im Vergleich zum eBSS-System mit konventionellem Ventil. Eine gleichzeitige Druckregelung gegen Kavitation erhöht den Druck an anderen Stellen, sodass die verbrauchte Gesamtenergie über ein Arbeitsspiel annähernd gleich bleibt. Die nötige Gesamtenergie der Pumpe verringert sich im Vergleich um 0,85 %, siehe Abbildung 11. Wird zusätzlich der EM für den Hubzylinder eingeführt, ist zu erkennen, dass die verbrauchte Energie deutlich gesenkt wird, während eines Arbeitsspiels um 18,7 %.

Die benötigte Pumpenleistung des hybridisierten Systems ist vergleichbar zu der des Systems mit dem EM. Dies ist damit begründet, dass die Pumpe in beiden Fällen nur bei passiven Lasten benötigt wird. Der Vorteil ist das im Speicher vorhandene Restpotential, welches anderweitig verwendet werden kann. Diese zwischengespeicherte Energie entspricht dabei einem Anteil von 8,8 % der zugeführten Pumpenenergie, vgl. Abbildung 11.

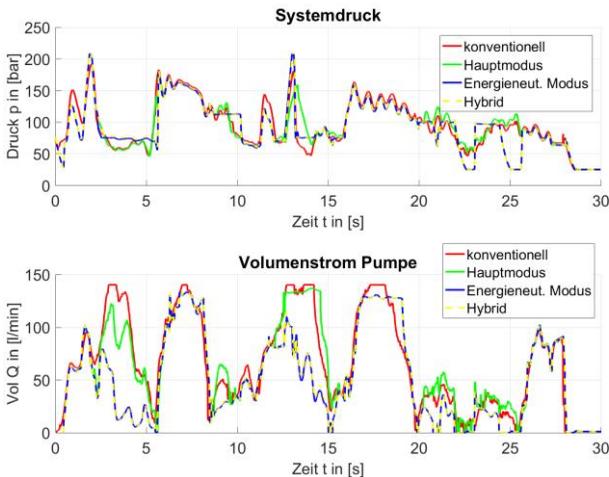


Abbildung 10: Systemdruck und bereitgestellter Volumenstrom der Pumpe, Simulation

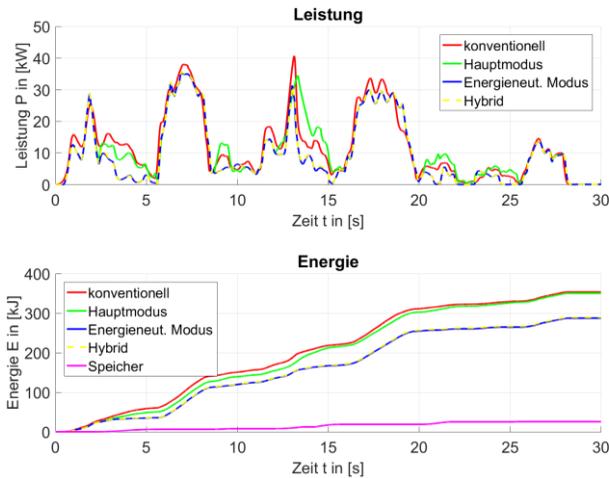


Abbildung 11: Leistungs- und Energieverlauf der verschiedenen Systemvarianten, Simulation

Bei einem Vergleich der Verbraucherwege ist zu erkennen, dass die Steuerbarkeit des Systems weiterhin gegeben ist. Wie der Tabelle 2 zu entnehmen, belaufen sich die betragsmäßig maximalen Abweichungen in Bezug auf die im Arbeitsspiel maximalen Wegstrecken auf ca. 3 % bis 16 %. Es ist weiter ersichtlich, dass der Unterschied hauptsächlich auf den HM zurückzuführen ist. Der Bedienunterschied kann mit einer Anpassung der Druckregelung im Verbraucherzulauf positiv beeinflusst werden.

Tabelle 2: Abweichungen in den Wegen der Verbraucher bei selber Ansteuerung

	Hubarm (273.74 mm) [%]	Schwenkwerk (282.21 mm) [%]	Rotator (120.09 °) [%]
<i>eBSS</i>	3,05	2,17	10,83
<i>eBSS+IM (HM)</i>	8,62	2,81	15,85
<i>eBSS+IM (HM,EM)</i>	8,46	2,81	7,21
<i>eBSS+IM (HM,EM,Hybrid)</i>	8,53	2,81	10,53

4 Zusammenfassung und Ausblick

Durch den Einsatz elektrohydraulischer Komponenten können spürbare Verbesserung der Steuerbarkeit bei gleichzeitiger Energieeinsparung her-

vorgebracht werden. Dies zeigen die Beispiele der Umrüstung einer Entrindungsmaschine und eines Rückezuges. Des Weiteren verdeutlichen die Projekte, dass der nötige Aufwand einer Umrüstung oder der direkte Einbau in eine neue Maschine gering ist, sodass hier eine Vergleichbarkeit zu herkömmlichen Systemen besteht.

Zur Einführung getrennter Steuerkanäle in bereits bestehenden Systemen ist festzuhalten, dass bereits geeignete Ventile zur Umrüstung auf dem Markt vertreten sind und diese sich preislich marginal von den konventionellen Baureihen unterscheiden. Der vorteilhafte Nutzen der Umrüstung ist nach der Steuerungskomplexität und der Anzahl an Zusatzkomponenten zu bewerten.

Wie oben erwähnt, gibt es mehrere Maßnahmen, die mit der Einführung der getrennten Zu- und Ablaufsteuerung umsetzbar sind. Es konnte weiter gezeigt werden, dass ein Wechsel auf elektrisch angesteuerte Komponenten in unterschiedlichen Detailierungsgraden erfolgen und sich für den Maschinenbetreiber lohnen kann.

In weiteren Untersuchungen an einem Systemprüfstand wird das reale Verhalten der oben vorgeschlagenen Steuerung untersucht und optimiert. Ein besonderes Augenmerk gilt dabei dem Lastwechsel, welcher bei einer unzureichenden Steuerstrategie zu unkontrollierten Bewegungen führen kann, wodurch der Arbeitsprozess gestört wäre.

Danksagung

Das für diese Veröffentlichung zugrundeliegende Forschungsvorhaben ist gefördert durch die Deutsche Bundesstiftung Umwelt DBU. Ein weiterer Dank gebührt an dieser Stelle den Firmen Weiss GmbH Holzentrindung und Ritter Maschinen GmbH, welche mit der Bereitstellung der Versuchsmaschinen ihren Beitrag zu dieser Veröffentlichung geleistet haben. Des Weiteren freut uns die kostenfreie Bereitstellung der Simulationssoftware DSH-plus seitens der Fa. FLUIDON.

Literaturverzeichnis

- [1] Scherer, M.: Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen: Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Deutschland, 2015
- [2] Sitte, A.; Weber, J.: Structural design of independent metering control systems, Proceedings of the 13 th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2013, S. 261-270
- [3] Scherer, M.; Geimer, M.; Weiß B.; Beck M.: Intelligente Elektrohydraulik zur Steigerung der Energieeffizienz, Ergonomie und Produktivität von Forstmaschinen, 9. Kolloquium Mobilhydraulik: Karlsruhe, 22./23. September 2016. Vol. 49. KIT Scientific Publishing, 2016, S. 123-139
- [4] Eriksson, B.: Mobile Fluid Power Systems Design with a Focus on Energy Efficiency, Dissertation, Linköping University, Linköping, Sweden, 2010
- [5] Axin, M.: Fluid Power Systems for Mobile Applications with a Focus on Energy Efficiency and Dynamic Characteristics, Dissertation, Linköping University, Linköping, Sweden, 2013
- [6] Kolvenbach, H.: Effektive Regeneration: Kürzere Zykluszeiten bei geringerem Energiebedarf, O+P Fluidtechnik 4/2010, S. 138-143
- [7] Ding, R.; et al.: Bumpless mode switch of independent metering fluid power system for mobile machinery., Automation in Construction 68, 2016, S. 52-64
- [8] Meyer, C.; Cochoy, O.; Murrenhoff, H.: Simulation of a multivariable control system for an independent metering valve configuration, The 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 2011, S. 235-248
- [9] Bucher Hydraulics GmbH: Wege-Proportionalventilsystem Baureihe LVS, Produktdatenblatt, Klettgau, 2009
- [10] WESSEL-HYDRAULIK GmbH: Proportional valve with Autonomous Spools, Produktdatenblatt, Wilhelmshaven, 2013
- [11] Beck, B.: Sicherheitskonzepte für mobilhydraulische Antriebsstrukturen mit getrennten Steuerkanten, Forschungsfond Fluidtechnik, Frankfurt am Main, 2016
- [12] HYDAC Technology GmbH: Speichertechnik, Produktkatalog, Sulzbach/Saar, 2016

- [13] Europäisches Parlament und Rat: RICHTLINIE 2014/68/E – Harmonisierung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über die Bereitstellung von Druckgeräten auf dem Markt, 2014
- [14] Thiebes, P.; Vollmer, T.: Modellierung des Fahrers zur Untersuchung von Antriebssträngen in der 1D-Simulation am Beispiel eines Radladers mit Hybridantrieb, Tagungsband zur 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2011, S.47-59

Hydraulischer Hybrid-Antrieb ermöglicht signifikantes Downsizing des Dieselmotors bei Tandemwalzen

Dipl.-Ing. Daniel Feld

*HYDAC International GmbH, Justus-von-Liebig-Straße,
66280 Sulzbach/Saar, E-Mail: daniel.feld@hydac.com*

Dr.-Ing. Frank Bauer

*HYDAC Technology GmbH, Justus-von-Liebig-Straße,
66280 Sulzbach/Saar, E-Mail: frank.bauer@hydac.com*

Dipl.-Ing. (FH), M.B.A. Andreas Röhr

*Hamm AG, Hammstraße 1, 95643 Tirschenreuth,
E-Mail: andreas.roehr@hamm.eu*

Kurzfassung

Der typische Betriebszyklus von Tandemwalzen im Asphaltbau ist durch zahlreiche erhebliche Leistungsspitzen gekennzeichnet, die bei der Richtungsumkehr der Maschinen entstehen. Auf Basis dieser Leistungsspeaks, die durch das nahezu gleichzeitige Beschleunigen des Fahr- und des Vibrations-/Oszillationsantriebs verursacht werden, wird die Leistungsklasse der verwendeten Dieselmotoren bestimmt. Es wird ein hydraulischer Hybrid-Antrieb vorgestellt, mit dem die Leistungsspitzen geglättet werden können und damit ein signifikantes Downsizing der Verbrennungskraftmaschine ermöglicht wird. Durch die Reduzierung der Leistungsklasse des Dieselaggregats und weitere Maßnahmen wird eine deutliche Kraftstoffeinsparung, verglichen mit herkömmlichen Maschinen, erreicht. Neben der Darstellung der parallelen Antriebstopologie werden Ergebnisse von Messfahrten, Kraftstoffverbrauchsmessungen und Feldtests durch Endanwender erläutert.

Stichworte

Hybrid-Antrieb, Downsizing, Hydrospeicher, Tandemwalze, Asphaltbau, Energieeffizienz

1 Einleitung

Im Straßenbau werden Tandemwalzen zur Asphaltverdichtung eingesetzt (s. Abbildung 1). Die als Energiequelle dienende Verbrennungskraftmaschine (VKM) wird in der Regel in Form eines Dieselmotors ausgeführt. Zum Stand der Technik zählen heute sogenannte dynamische Verdichtungssysteme. Durch Hydromotoren angetriebene Unwuchten erzeugen dabei abhängig von der Maschinenvariante Vibrations- bzw. Oszillationsbewegungen der Walzenbandagen. Durch Überfahren des kurz zuvor aufgetragenen warmen Asphalts mit aktivierter Vibration bzw. Oszillation wird die notwendige Verdichtungsleistung eingebracht.



Abbildung 1: Tandemwalzen bei der Asphaltverdichtung

Abbildung 2 zeigt das vereinfachte Antriebsschema einer Tandemwalze. Der Fahrtrieb wird durch einen hydrostatischen geschlossenen Kreis mit Verstellpumpe und Konstantmotoren in den Bandagen realisiert. Der Antrieb der Vibrations-/Oszillationssysteme in der vorderen und der hinteren Walzenbandage erfolgt ebenfalls im geschlossenen Kreis.

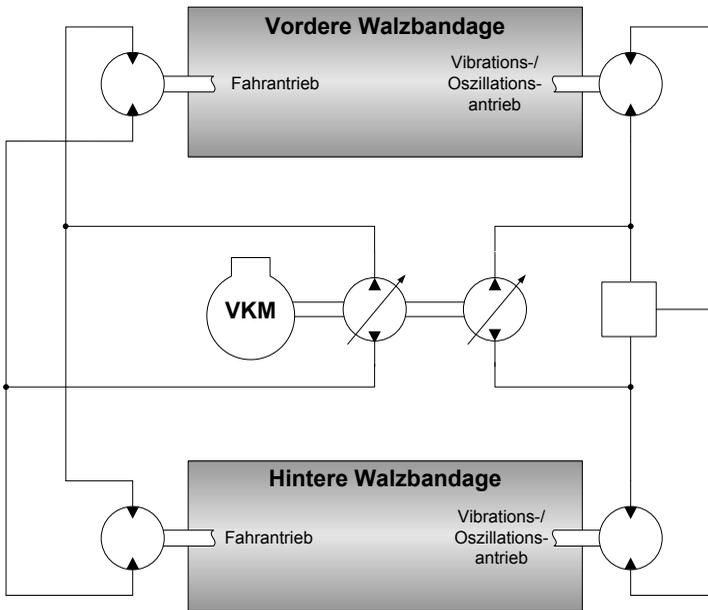


Abbildung 2: Schematische Darstellung des Standard-Antriebssystems einer Tandemwalze

Der Fahrzyklus von Tandemwalzen ist im Asphaltbau von zahlreichen Reversiervorgängen geprägt. Bei einem solchen Richtungswechsel wird die Maschine abgebremst und gleichzeitig die Vibration/Oszillation gestoppt, wobei die zeitlichen Verläufe dieser beiden Vorgänge präzise aufeinander abgestimmt sein müssen, um ein optimales Verdichtungsergebnis im Asphalt zu erzielen. Beim Anfahren der Maschine in die entgegengesetzte Richtung muss die Walze durch den Fahrtrieb beschleunigt und der Vibrations-/Oszillationsantrieb parallel bzw. mit leichtem Zeitversatz wieder hochgefahren werden. Dadurch resultieren erhebliche Lastspitzen für den Dieselmotor, was in Abbildung 3 schematisch dargestellt wird. Die Leistungsklasse der erforderlichen Verbrennungskraftmaschine wird maßgeblich durch die Ausprägung der erläuterten Lastspitzen bestimmt. Während des Verdichtungsprozesses mit konstanter Fahrgeschwindigkeit von z.B. 6 km/h liegt die notwendige Leistung des Diesellaggregats hingegen weit unter den Anforderungen, die die erwähnten Lastspitzen mit sich bringen.

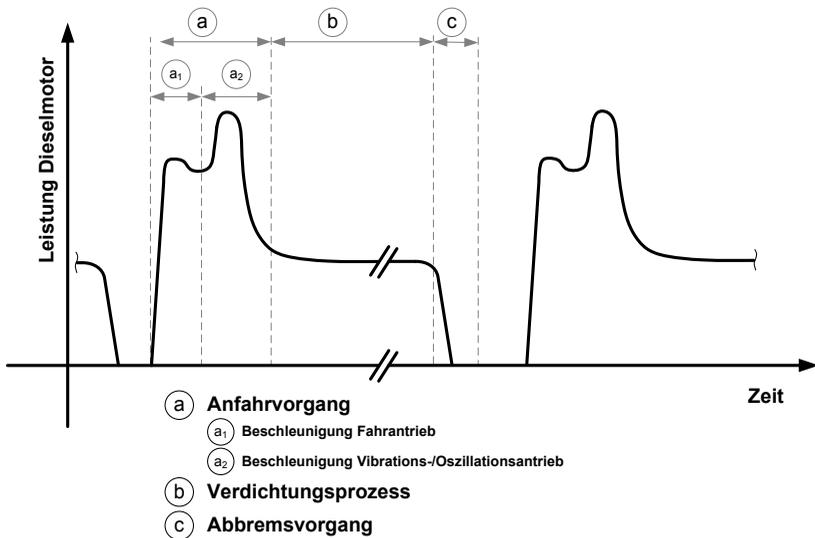


Abbildung 3: Schematische Darstellung des typischen Lastzyklus des Dieselmotors von Tandemwalzen im Asphaltbau

Die beschriebene Ausprägungsart des Lastzyklus legt Hybridisierungsmaßnahmen nahe, die ein Downsizing des Dieselmotors ermöglichen. Ein kleineres Diesellagerdeckt hierbei die Grundlast, Leistungsspitzen werden durch einen Hybridantrieb bereitgestellt. Auf diese Weise können der Kraftstoffverbrauch und der CO₂-Ausstoß verringert werden. Gegebenenfalls kann auch die Komplexität der Einrichtungen zur Abgasnachbehandlung erheblich vermindert und damit diesbzgl. ein reduzierter Wartungsaufwand bzw. eine Senkung der Betriebskosten erreicht werden.

Großes Downsizing-Potenzial bietet hierbei zum Beispiel die mittlere Maschinengewichtsklasse mit ca. 9 t Einsatzgewicht. Bei der vorliegenden Lösung konnte die HAMM AG in Zusammenarbeit mit dem Unternehmensverbund HYDAC durch Hybridisierung ein 85 kW-Diesel-Aggregat durch einen 55,4 kW-Motor ersetzen. Ein weiterer Faktor, der das signifikante Downsizing des Dieselmotors ermöglichte, stellt das Ersetzen des hydraulischen Lüfterantriebs durch eine elektrische Version dar. Auch wei-

tere Maßnahmen zur Optimierung der Energieeffizienz des Antriebstrangs sowie eine überarbeitete Lenkeinheit resultierten in einem verringerten Leistungsbedarf. Im folgenden Abschnitt wird die gewählte hydraulische Parallelhybrid-Lösung näher vorgestellt.

2 Topologie und Funktionsweise des hydraulischen Hybrid-Antriebs

Für Hybridisierungsansätze stehen nicht nur im Bereich der mobilen Arbeitsmaschinen prinzipiell verschiedene Technologien zur Verfügung [1]. Neben elektrischen Lösungen mit Batterien oder Doppelschichtkondensatoren können auch beispielsweise Schwungradspeichersysteme verwendet werden. Vor dem Hintergrund der vorliegenden Applikation „Tandemwalze für den Asphaltbau“ bringen hydraulische Hybrid-Lösungen jedoch entscheidende Vorteile mit sich [2]. Hydraulische Antriebe sind bei diesen mobilen Arbeitsmaschinen seit Jahrzehnten Stand der Technik. Entsprechendes Knowhow bzgl. des Umgangs mit hydraulischen Komponenten ist folglich vorhanden. Auch die hohe Servicefreundlichkeit war für die Wahl der HAMM AG mitausschlaggebend. Die hohe volumetrische Leistungsdichte des Energiespeichers „Hydrospeicher“ sowie des Hydrostaten war vor dem Hintergrund beengter Bauraumverhältnisse ein klarer Vorteil. Vor allem zwei Aspekte wiegen besonders schwer: der gut amortisierbare Systemaufbau und die besondere Robustheit der Hydrospeicher, die vor allem starken permanenten Vibrationen und hohen Temperaturen problemlos Stand halten.

Hinsichtlich der Hybridisierungstopologien können beispielsweise serielle, parallele oder auch leistungsverzweigte Ansätze gewählt werden. Beim vorliegenden Antriebssystem mit zwei hydraulischen Hauptverbrauchern (Fahrantrieb und Vibrations-/Oszillationsantrieb, s. Abbildung 4) ist eine zentrale Energie-Ein-/Auspeisung an einer mechanischen Schnittstelle mit Verbindung zum Dieselmotor von Vorteil. Mit der in Abbildung 4 darge-

stellten Hybrid-Topologie konnte die erforderliche Boost-Funktion zur Lastspitzenglättung ohne größere Änderungen des Antriebskonzeptes realisiert werden.

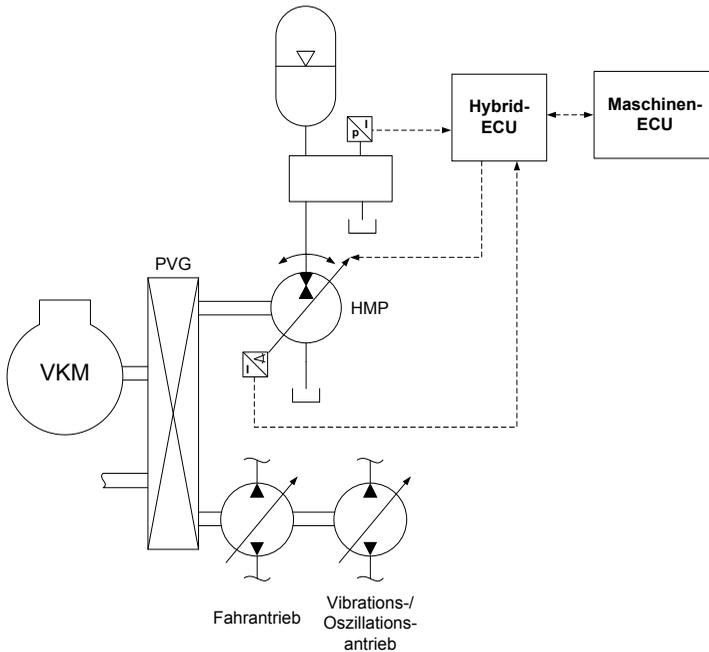


Abbildung 4: Antriebstopologie der Hybrid-Tandemwalzen (HD+ 90i PH)

Die Tandemwalzen mit sog. „Power Hybrid“-Antrieb (HD+ 90i PH) verfügen über ein Pumpenverteilergetriebe (PVG), an das die Fahrtriebs- und Vibrations-/Oszillationspumpe angeschlossen sind. Zusätzlich ist eine Hybrid-Motor-Pumpe (HMP) über das PVG mit dem 55,4-kW-Dieselmotor verbunden. Bei der HMP handelt es sich um eine Axialkolben-Verstellpumpe mit einem Verdrängungsvolumen von 28 ccm. Über einen Steuerblock wird die Hydrospeichereinheit mit 20 Liter Nennvolumen (zwei Blasenspeicher mit je 10 Liter Nennvolumen) geladen bzw. entladen.

Der Be- und Entladezyklus wird mit unterschiedlichen Schwenkwinkeln realisiert. Im Pumpenbetrieb wird Energie zwischengespeichert. Für die Boostfunktion wird die HMP in den Motorbetrieb geschwenkt. Bei einer Dieselmotordrehzahl von 2300 min^{-1} können bei einer Pumpendrehzahl von ca. 3000 min^{-1} , vollem Schwenkwinkel und einem maximalen Speicherdruck von 280 bar kurzzeitig maximal ca. 25 kW Boostleistung zur Verfügung gestellt werden.

Die beschriebenen Vorgänge werden über einen HYDAC-Controller gesteuert, der mit der Maschinen-ECU elektronisch verbunden ist. Als Eingangssignale für die HYDAC-ECU können verschiedene Systemparameter, wie der Speicherdruck und der aktuelle Schwenkwinkel der Hybrid-Motor-Pumpe dienen. Über den Schwenkwinkel der HMP wird das an die VKM abgegebene bzw. von der VKM aufgenommene Drehmoment eingestellt.

3 Validierung

Zur Validierung des entwickelten Hybrid-Antriebs wurden intensive Erprobungs- und Messfahrten durchgeführt. Dabei wurde eine Vergleichsmaschine der 9-t-Klasse (85-kW-Dieselmotor) mit einer „Hybrid-Maschine“ HD+ 90i PH (55,4-kW-Dieselmotor) verglichen. Abbildung 5 zeigt exemplarische Zyklus-Messdaten. Korrespondierend zu Abbildung 3 wurden die Betriebsphasen gekennzeichnet.

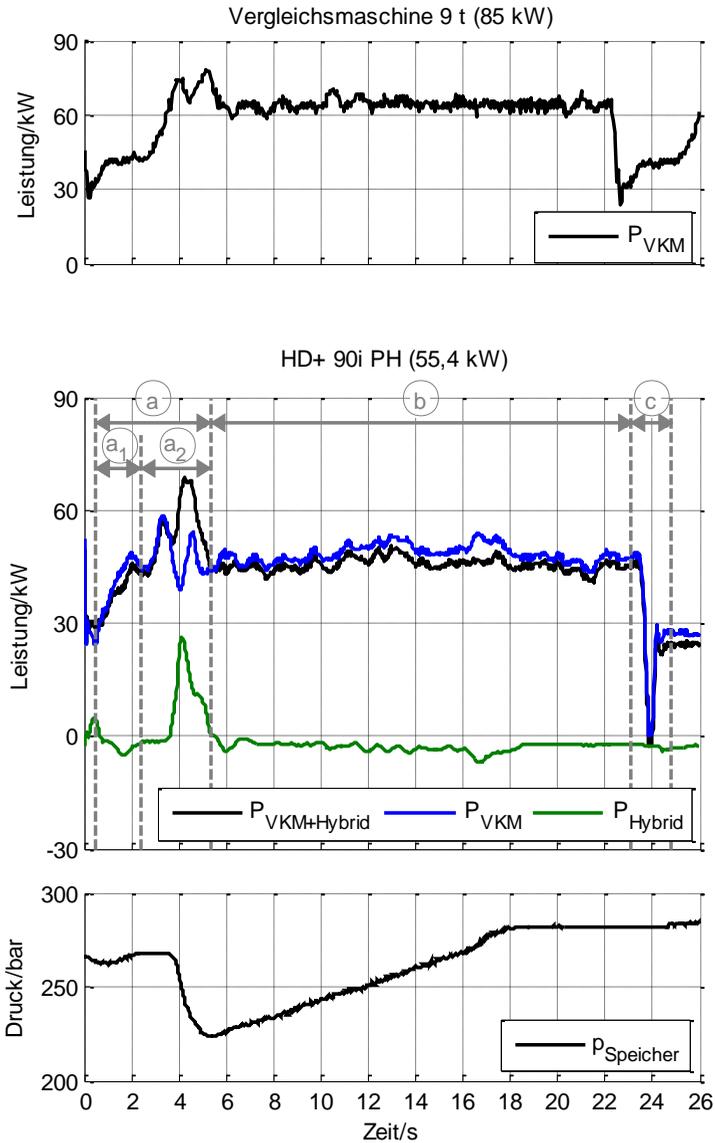


Abbildung 5: Messergebnisse zum Vergleich einer herkömmlichen Maschine mit einer Hybrid-Tandemwalze

In Phase a_2 wird die Leistungsspitze durch die Energieeinspeisung des Hybrid-Antriebs geglättet und der Dieselmotor entlastet. Während des Verdichtungsprozesses mit konstanter Fahrgeschwindigkeit (Phase b) wird im Vergleich bei der Hybrid-Maschine erheblich weniger Leistung benötigt, obwohl gleichzeitig die Hydrospeicher (Druckanstieg) geladen werden.

Über die Erprobungs- und Messfahrten hinaus wurden auch Kraftstoffverbrauchsmessungen mit realitätsnahen Testzyklen durchgeführt. Dabei wurden nach den Vergleichsfahrten zwischen einer Vergleichsmaschine (9 t, 85 kW) und einer Hybrid-Maschine (HD+ 90i PH, 55,4 kW) die Kraftstoffverbräuche verglichen. Abhängig von den definierten Zyklen verbrauchte die Hybrid-Maschine ca. 15 % weniger Kraftstoff.

Um eine erweiterte Datenbasis zu erhalten, wurden die Vergleichs- als auch die Hybrid-Maschine mit einer Felddatenerfassung ausgestattet. Dabei wurden die Kraftstoffverbräuche über einen Zeitraum von ca. 230 Stunden unter realen Betriebsbedingungen auf den Baustellen aufgezeichnet und miteinander verglichen. Auch mit dieser Methode konnte die gleiche Kraftstoffersparnis, wie bei den Testzyklen, ermittelt werden.

Im Sommer 2016 wurde eine Hybrid-Maschine intensiv durch einen Endkunden unter realen Baustellenbedingungen (Autobahn- und Landstraßenbaustellen) getestet, um die Benutzerakzeptanz zu überprüfen. In insgesamt 320 Betriebsstunden wurde die Praxistauglichkeit an zahlreichen, verschiedenen Einsatzorten in Bayern unter Beweis gestellt. Die Maschinenbediener konnten dabei keinerlei Unterschiede zu einer herkömmlichen Tandemwalze bzgl. der Bedienbarkeit oder des „Fahrgefühls“ bzw. des Verdichtungsergebnisses im Asphalt feststellen.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Durch ein hydraulisches Parallel-Hybrid-System für Tandemwalzen, das in einer Zusammenarbeit zwischen der HAMM AG und der Firma HYDAC entwickelt wurde, konnte ein signifikantes Downsizing des Dieselmotors

realisiert werden. Zusammen mit weiteren leistungs- und energieeinsparenden Maßnahmen wurde bei Tandemwalzen der 9-t-Klasse eine Reduzierung der Nennleistung des Dieselmotors von 85 auf 55,4 kW erreicht. Dabei werden durch den Hybridantrieb die zyklustypischen ausgeprägten Lastspitzen abgedeckt. Durch Erprobungs- und Messfahrten sowie ausgiebige Endkundentests wurde die Funktionsfähigkeit von Hybrid-Maschinen verifiziert. Kraftstoffverbrauchsmessungen ergaben Einsparungen von ca. 15 % im Vergleich mit herkömmlichen Maschinen.

Die Markteinführung der Hybrid-Maschine (HD+ 90i PH) ist für das zweite Quartal 2017 geplant. Funktionalitäten wie beispielsweise eine automatische Motorabschaltung können zusätzlich zu Reduktionen von Kraftstoffverbrauch und CO₂-Austoß beitragen. Über die beschriebene Tandemwalzen-Baureihe hinaus ist eine Implementierung des Hybridsystems auch auf weiteren Maschinen möglich.

Literaturverzeichnis

- [1] Thiebes, Phillip. Dissertation: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen: grundlegende Erkenntnisse und Zusammenhänge, Vorstellung einer Methodik zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses und deren Validierung am Beispiel einer Forstmaschine. Karlsruher Institut für Technologie: 2012.
- [2] Feld, Daniel & Kloft, Peter. Packaging von Hydrospeichern für Hybridanwendungen in Baumaschinen. Dresden: 5. Fachtagung Baumaschinentechnik, 2012.

Thermohydraulischer Lineargenerator – Basis für einen dieselelektrohydrau- lischen Hybrid

Dipl.-Ing. Frank Hänel

*Technische Universität Dresden, Professur für Baumaschinen,
Münchner Platz 3, 01187 Dresden,
E-Mail: frank.haenel@tu-dresden.de, Telefon: +49(0)351/463-34567*

Dipl.-Ing. Robert Seifert

*Technische Universität Dresden, Professur für Elektrische
Maschinen und Antriebe, Helmholtzstraße 9, 01069 Dresden,
E-Mail: robert.seifert@tu-dresden.de, Telefon: +49(0)351/463-34924*

Prof. em. Dr.-Ing. Günter Kunze

*Technische Universität Dresden, Professur für Baumaschinen,
Münchner Platz 3, 01187 Dresden,
E-Mail: guenter.kunze@tu-dresden.de, Telefon: +49(0)351/463-33511*

Prof. Dr.-Ing. Wilfried Hofmann

*Technische Universität Dresden, Professur für Elektrische
Maschinen und Antriebe, Helmholtzstraße 9, 01069 Dresden,
E-Mail: wilfried.hofmann@tu-dresden.de, Telefon: +49(0)351/463-37634*

Kurzfassung

Auf dem Gebiet der mobilen Arbeitsmaschinen und Nutzfahrzeuge zeigen aktuelle Arbeiten weltweit ein verstärktes Interesse an leistungsverzweigten Antriebskonzepten auf Basis elektrischer und hydraulischer Hybridlösungen. Die Kombination beider

Technologien verspricht wartungsarme, energieeffiziente Antriebssysteme mit hoher Steuer- und Regelbarkeit sowie hoher Kraftdichte. Die primär erzeugte mechanische Antriebsleistung der Wärmekraftmaschine kann meist für die Arbeitsprozesse und zur Versorgung zugehöriger Hilfsfunktionen nicht direkt verwendet werden. Diese muss je nach Anforderungen gewandelt bzw. angepasst oder bedarfsgerecht mittels zusätzlichen, wiederaufladbaren Speichern bereitgestellt werden. Solche hybriden Lösungsansätze führen jedoch gegenüber konventionellen Antrieben zu einer steigenden Komplexität sowie einem erhöhten technischen Aufwand. Nach dem Stand der Technik erfolgt die Erzeugung hydraulischer und elektrischer Leistung mit Hilfe mindestens dreier Komponenten: Verbrennungsmotor, Hydraulikpumpe und Generator. Für künftige antriebstechnische Innovationen ist daher aus funktionellen und energetischen Gründen ein einfaches, preiswertes Primäraggregat zur gleichzeitigen, bedarfsgerechten Bereitstellung hydraulischer und elektrischer Leistung wünschenswert, welches unnötige Umwandlungsverluste vermeidet und zusätzlich Kosten spart. Das Forschungsprojekt „Theoretische Grundlagen zur Verknüpfung von thermohydraulischer und thermoelektrischer Leistungswandlung in einem Aggregat – Thermohydraulischer Lineargenerator“ befasst sich mit einer belastbaren Abschätzung der technischen Realisierbarkeit und des technischen Aufwands eines derartigen neuen Antriebskonzeptes mit frei wählbarer Bereitstellung hydraulischer und elektrischer Leistung auf Basis des Freikolbenprinzips. Die grundlegenden Untersuchungen widmen sich der Kopplung zweier unterschiedlicher Leistungswandlungen, einer stabilen Prozessführung sowie der Analyse und Bewertung der physikalischen Prozessgrößen in Bezug auf eine zukünftige Auslegung eines Prototyps. Der Beitrag erklärt das Grundkonzept, zeigt den aktuellen Stand des Projekts auf und stellt die zum gegenwärtigen Zeitpunkt vorliegenden Ergebnisse vor.

Stichworte

Thermohydraulischer Lineargenerator, Energieeffizienz, Thermohydraulische und Thermoelektrische Freikolbenmaschine, Hybridsysteme, Primäraggregat

1 Einleitung

In den Jahren 2006 bis 2011 wurde an der Professur für Baumaschinen- und Fördertechnik der TU Dresden in Kooperation mit der Bosch Rexroth AG an der Erforschung und Weiterentwicklung einer thermohydraulischen Freikolbenmaschine (FKM) gearbeitet [1,2]. Das geförderte Verbundprojekt endete mit dem Aufbau und der Betriebsnahme eines FKM-Prototyps der vierten Generation (Abbildung 1) mit 15 kW hydraulischer Leistung in einer Beispielapplikation zu Erprobungs- und Demonstrationszwecken.

Die thermohydraulische Freikolbenmaschine als alternatives Antriebskonzept kombiniert Wärmekraft- und Arbeitsmaschine ohne eine konventionelle Hubkolbenmechanik. Dabei wird die verbrennungsmotorische Kraft direkt und ohne kinematische Zwangskräfte auf eine Kolbenpumpe übertragen, an der eine hydraulische Leistungsabnahme erfolgt.

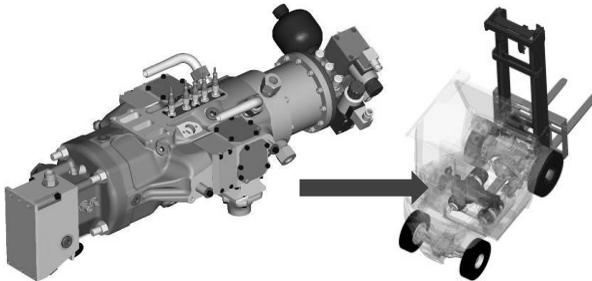


Abbildung 1: FKM-Prototyp 04b (links) in Beispielapplikation (rechts)

Das Funktionsprinzip beruht auf der Wechselwirkung eines Konstantdrucksystems, bestehend aus Nieder- und Hochdruckspeichern auf der Hydraulikseite, mit einem 2-Takt-Verbrennungsprozess eines Diesel-Luftstoffgemisches im Zylinderraum auf der Gasseite. Daraus resultiert die charakteristische Kolbenbewegung eines Arbeitsspiels zwischen einem variablen oberen bzw. unteren Totpunkt. Im Konstantdrucksystem arbeitet die thermohydraulische Freikolbenmaschine ohne Teillast bzw. Leerlauf

und bietet so große Einsparpotentiale bezüglich Schadstoffemissionen und Kraftstoffverbrauch. Bei einem hydraulischen Hybridstapler mit gleicher technologischer Leistung wie ein vergleichbarer, konventioneller Serienstapler konnten bereits Kraftstoff- und Emissionseinsparungen von rund 20 % messtechnisch nachgewiesen werden [3].

Neben der thermohydraulischen Freikolbenmaschine existiert eine weitere anwendungsbezogene Ausführung. Bei der thermoelektrischen FKM erfolgt die Leistungsabgabe mit Hilfe eines Lineargenerators elektrisch [4,5]. Die Bewegung des ungebundenen Kolbens wird im Regelfall auf ein mit Permanentmagneten besetztes Sekundärteil übertragen. Die Bewegung des Sekundärteils und damit zeitliche Änderung des Magnetfeldes in Bezug auf die Wicklungen führt nach den Gesetzen des Elektromagnetismus zur Spannungsinduktion in den Wicklungen des stillstehenden Primärteil des Lineargenerators. Um die elektrische Eigenversorgung von Antriebssystemen sicherzustellen und den im Rahmen der Elektrifizierung immer größer werdenden Bedarf an elektrischer Energie zu erfüllen, entstand die Idee, an der bestehenden thermohydraulischen FKM einen Lineargenerator samt Leistungselektronik anzukoppeln und so einen thermohydraulischen Lineargenerator (THLG) zu schaffen.

2 Thermohydraulischer Lineargenerator

In einem von der DFG geförderten Projekt werden derzeit an der Professur für Baumaschinen und der Professur für Elektrische Maschinen und Antriebe die theoretischen Grundlagen zur Verknüpfung von thermohydraulischer und thermoelektrischer Leistungswandlung in einem Aggregat untersucht. Zur Erfüllung der Zielstellung muss die bestehende Hydraulikseite der FKM modifiziert werden. Durch eine nach außen geführte und abgedichtete Kolbenstange wird der Läufer des Lineargenerators starr am Freikolben gekoppelt (Abbildung 2).

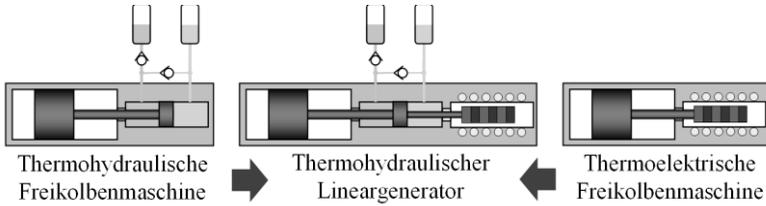


Abbildung 2: Prinzip der Verknüpfung zum thermohydraulischen Lineargenerator

Die effektive hydraulische Leistung $P_{\text{eff,hyd}}$ der thermohydraulischen FKM berechnet sich aus der Differenz der hydraulischen Arbeit im Kompressions- und Expansionstakt bezogen auf die Dauer eines Arbeitsspiels (T). Die hydraulische Arbeit ist das Produkt aus dem Druck p und der Fläche A im Pumpen- (PR) bzw. Ringraum (RR) über den Weg x zwischen unteren (UT) und oberen Totpunkt (OT).

$$P_{\text{eff,hyd}} = \frac{1}{T} \cdot \left[\int_{x_{UT}}^{x_{OT}} p_{PR}(x) \cdot A_{PR} \cdot dx - \int_{x_{UT}}^{x_{OT}} p_{RR}(x) \cdot A_{RR} \cdot dx + \int_{x_{OT}}^{x_{UT}} p_{PR}(x) \cdot A_{PR} \cdot dx - \int_{x_{OT}}^{x_{UT}} p_{RR}(x) \cdot A_{RR} \cdot dx \right] \quad (1)$$

Unter Beibehaltung des einfachwirkenden FKM Prinzips soll zukünftig der Lineargenerator nur in einer Bewegungsrichtung Arbeit verrichten, d. h. nur während der gasseitigen Expansionsphase. Gleichzeitig muss der Anteil der von der Hydraulik verrichteten Arbeit im gleichen Maße reduziert werden, um die derzeitige ungefesselte mechanische Bewegung des Kolbens beizubehalten.

Zur Umsetzung wurden bzw. werden folgende Teilziele bearbeitet:

- **Systemkonfiguration** (Analyse und Bewertung geeigneter Wirkprinzipien und Systemlösungen)
- **Auslegung des Lineargenerators** (Anforderungsdefinition und konzeptionelle Entwicklung sowie Regelung eines Lineargenerators)
- **Auslegung der Hydraulik** (Anforderungsdefinition und konzeptionelle Entwicklung sowie Regelung einer verstellbaren Hydraulikseite)

- **Regelung/Steuerung des Systemverhaltens** (Entwicklung einer Regelung/Steuerung für das Gesamtsystem THLG)

In Abbildung 3 sind die grundsätzlichen Möglichkeiten des neuen hybriden dieselektrohydraulischen Antriebssystems schematisch dargestellt. In einem Aggregat vereint, stellt der thermohydraulische Lineargenerator die Antriebsleistungen variabel Verfügung. Zur ebenfalls einstellbaren Verteilung der Leistungen zwischen beiden Teilsystemen des Antriebs könnte künftig ein elektro-hydraulischer Transformator (Power-Bridge) dienen.

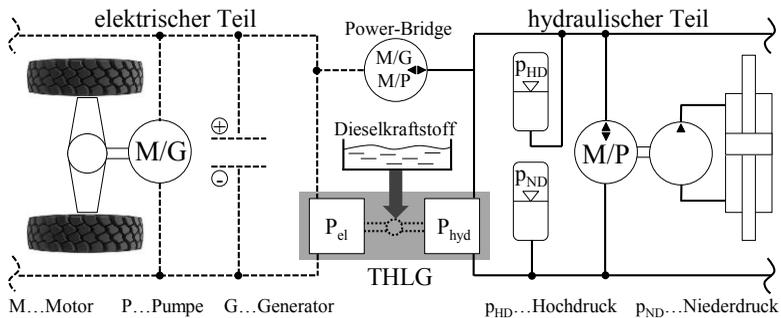


Abbildung 3: Elektro-hydraulisches Antriebssystem

3 Lineargenerator

Mit dem Hauptziel der Maximierung der Leistungsdichte wurde für den Generatorentwurf ein linearer permanentmagneterregter Synchrongenerator (LPMSG) gewählt. Um die Zyklusfrequenz von 30 Hz beizubehalten, muss zugleich die Translatormasse und, für eine hohe Regeldynamik, die Induktivität der Wicklung minimiert werden. Zur Umsetzung beider Punkte empfiehlt sich ein eisenloser Kurz-Translator mit einer axialen oder (Quasi-)Halbach-Anordnung der Permanentmagnete (Abbildung 4a). In Verbindung mit einer Polteilung nach dem Vernier-Prinzip zeichnet sich insbesondere letztere Variante durch eine sehr hohe Kraftdichte [6] sowie ein annähernd sinusförmiges Erregerfeld und somit geringe Oberschwingungsverluste und

Rastkräfte aus. Die Verwendung der Halbach-Topologie erlaubt zudem die Nutzung leichter Konstruktionswerkstoffe im Translator, da kein magnetischer Rückschluss erforderlich ist.

In der ersten Projektphase wurde jedoch zunächst ein konventioneller Tubular-LPMSG mit radial magnetisierten Oberflächenmagneten ausgelegt (Abbildung 4b), da dieser sich hinreichend genau analytisch berechnen lässt und sich somit zur Validierung des entwickelten, parametrierbaren FEM-Simulationsmodells eignet. Im Zuge der unternommenen Machbarkeitsstudie ermöglicht es diese Topologie zudem schnell einen realitätsnahen Maschinenparametersatz zu erlangen, auf dessen Basis eine Regelungsstrategie entworfen werden konnte. Eine Sensitivitätsstudie verschiedener Fehlereinflussfaktoren schloss den Grobentwurf ab.

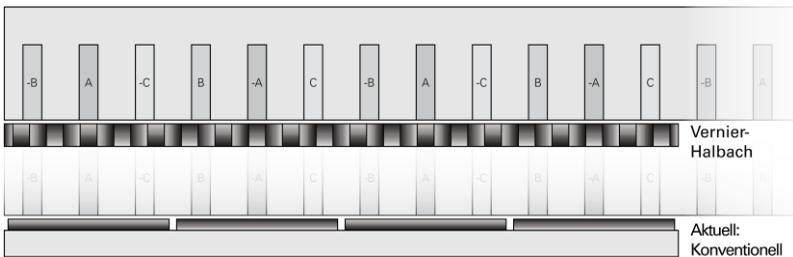


Abbildung 4: Aufbau des Lineargenerators: a) Vernier-Prinzip mit Quasi-Halbach Magnetisierung) b) Radiale Magnetisierung

Neben einer klassischen feldorientierten Regelung (FOC) und direkten Kraftregelung (DFC) wurden verschiedene prädiktive Ansätze (z. B. Pulsweitenmodulierte Prädiktive Regelung PPC) untersucht [7]. Es konnte festgestellt werden, dass sich durch die translatorische Bewegung keine Einschränkungen ergeben und Erkenntnisse von rotierenden Maschinen problemlos auf Linearmaschinen übertragbar sind. Hierzu wurde das Führungsverhalten des Lineargenerators unter dem Gesichtspunkt des Betriebsverhaltens der FKM untersucht, indem rechteckige Kraftverläufe als Sollwerte vorgegeben wurden. Diese entsprechen idealisiert der hydraulischen Kraft, die bei einer Reduzierung der hydraulischen Last während der

Expansionsphase vom Lineargenerator ausgleichend aufgebracht werden muss. In der Kompressionsphase wird die Kraft hingegen zu Null geregelt. Alle Regelverfahren versprechen eine hinreichend hohe Dynamik, um einen stabilen THLG-Prozess zu ermöglichen (Abbildung 5).

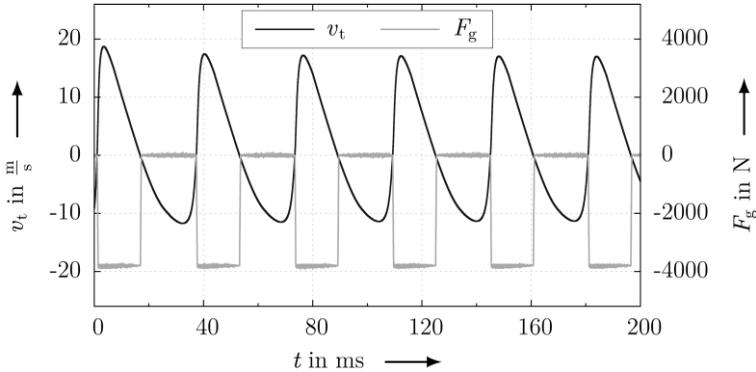


Abbildung 5: Geregelte Kraft (F_g) des LPMSG und Translatorgeschwindigkeit (v_t) bei PPC-Regelung

Hinsichtlich der Prozessstabilität wurden die Zeitdauern für das Anregeln, für die Rückkehr in den kraftlosen Zustand und das Kraftrippel je nach Abtastfrequenz (f_A) bzw. Schaltfrequenz (f_t) bewertet (Abbildung 6).

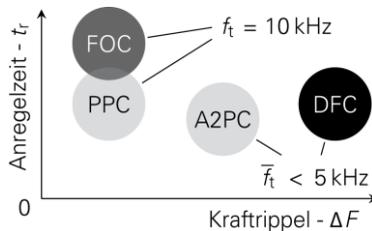


Abbildung 6: Regelungstopologien bei $f_A = 20$ kHz

Die FOC erfordert jedoch die genaue Kenntnis der Translatorenposition, die DFC die Statorflussverkettung und die prädiktiven Verfahren i. d. R. beides. Sensoren zur Lageerfassung sind zusätzliche Bauelemente, welche Nachteile, wie reduzierte Zuverlässigkeit, Störimpfindlichkeit, Zusatzkosten

und -gewicht mit sich bringen und zudem die Komplexität des Antriebssystems erhöhen. Sensorlose Lageregelungen haben sich in den letzten Jahren für rotatorische Elektromaschinen bewährt. Eine einfache und effiziente Methode für den oberen sowie mittleren Drehzahlbereich ist der Open-Loop Flusschätzer (Back-EMF-Sensing), mit dem aus den induzierten Spannungen und gemessenen Phasenströmen sowohl die Statorflussverkettung als auch die Translatorposition und Geschwindigkeit ermittelt werden können [8]. Mit Hilfe der Park-Transformation lassen sich die Ist-Werte der Phasenströme im translatororientierten Koordinatensystem und die momentane Schubkraft als Eingangsgrößen für die Regelung berechnen. Prinzipbedingt wird bei Linearmaschinen in den Umkehrpunkten keine Spannung induziert, da jedoch auch keine Lageänderung erfolgt, hat diese Unstetigkeit in der zunächst idealisierten Simulation keinen Einfluss und das Prinzip konnte auf den Lineargenerator übertragen werden. In der Praxis auftretende Fehlereinflüsse, wie Parameterschwankungen und Nichtlinearitäten, erfordern zukünftig fortschrittlichere Verfahren, welche zudem in der Lage sind die exakte Startposition zu bestimmen.

Der Lineargenerator wird durch ein unsymmetrisches Dreiphasen-Außenleiter-Modell abgebildet (Abbildung 7), d. h. die Induktivitätsmatrix $L(z,I)$ des unterlagerten Zustandsraummodells ist sowohl positions- als auch stromabhängig. Auf diese Weise können neben den Randeffekten auch Sättigungserscheinungen berücksichtigt werden. Der Umrichter ist zunächst mit idealen Bauelementen nachgebildet, um die Simulationszeit gering zu halten. Die Kraftregelung kann zwischen FOC, DFC sowie prädiktiven Verfahren umgeschaltet werden, wobei hervorzuheben ist, dass keine überlagerte Lageregelung nötig ist. Die hochdynamische Kraftregelung des Lineargenerators kann somit in jedem Arbeitspunkt die hydraulische Kraft der FKM so ergänzen, dass am Freikolben immer das benötigte Kräftegleichgewicht anliegt. Für diese kann die vorhandene und erprobte Einspritzsteuerung angewandt werden.

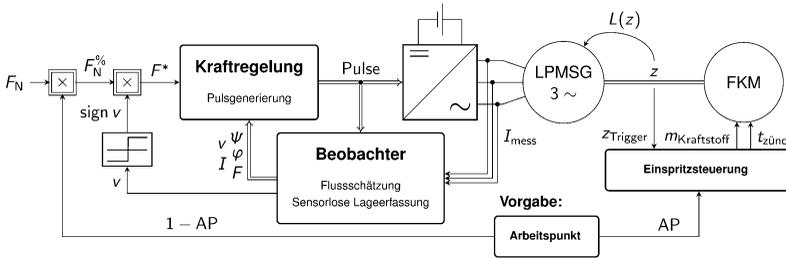


Abbildung 7: Vereinfachtes Blockdiagramm des 0D-Gesamtmodells

4 Hydraulik

Für die Neuauslegung unter der Prämisse der Beibehaltung des vorhandenen, einfachwirkenden FKM-Prinzips, inkl. des Bewegungsprofils sowie des Hoch- und Niederdruckniveaus, wurden Anforderungen auf Grundlage von Parametervariationen definiert. Dabei wurde der grundlegende Einfluss einzelner Parameter auf den Betriebspunkt und das Betriebsverhalten untersucht. Im Rahmen des Projektes wird davon ausgegangen, dass zunächst nur die Hydraulikseite neu ausgelegt werden muss. So kann ein Großteil der Komponenten des bestehenden Prototyps (Gasseite) für einen Funktionsnachweis mit Lastabnahme zukünftig genutzt werden. Es wird weiterhin davon ausgegangen, dass mit Hilfe von verbrennungsmotorischen Verfahren der Ausgleich der zusätzlichen Trägheiten realisiert werden kann.

Aufgrund der zusätzlichen nach außen führenden Kolbenstange verkleinert sich die Fläche im Pumpenraum und somit auch die hydraulische Kraft. Dies würde dazu führen, dass die benötigte Verdichtung auf der Gasseite nicht mehr erreicht und in der Expansion der Kolben gegen den Endanschlag gefahren werden würde. Durch konstruktive Änderungen des Hydraulikkolbens wird diesem entgegengewirkt. Dazu wurde das vorhandene 0D-Simulationsmodell der thermohydraulischen FKM angepasst, verschiedene Varianten simuliert und hinsichtlich des Bewegungsprofils und der dabei auftretenden Volumenströme verglichen.

Neben der Neuauslegung des Hydraulikkolbens stehen für die Realisierung der Verstellmöglichkeit der effektiven hydraulischen Leistung laut Gleichung 1 zwei prinzipielle Möglichkeiten zur Auswahl. Entweder hat eine Anpassung des Hydraulikflächenverhältnisses oder der Druckdifferenz von Ring- und Pumpenraum je nach Betriebspunkt zu erfolgen. Die Manipulation der Druckdifferenz stellt dabei das Konzept dar, mit welchem jeder beliebige hydraulische Betriebspunkt eingestellt werden kann. Dabei wird je nach Druckdifferenz während eines Arbeitsspiels ein definierter Volumenstrom in den Hochdruckspeicher gefördert (Abbildung 8).

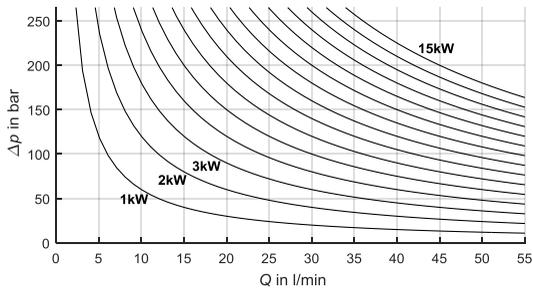


Abbildung 8: Hydraulisches Kennfeld der FKM

Eine Änderung der Druckdifferenz in der Expansionsphase zwischen Pumpen- und Ringraum bewirkt eine Änderung der hydraulischen Leistung sowie der hydraulischen Kraft, welche den Freikolben in Richtung unteren Totpunkt abbremst. Für eine stabile Prozessführung unter hydraulischer und elektrischer Leistungsabnahme wurden vorerst fünf Arbeitspunkte festgelegt (Tabelle 1). Später soll eine frei wählbare Aufteilung der Leistungen möglich sein.

Tabelle 1: Ausgewählte Betriebspunkte des THLGs in der Expansionsphase

$\dot{P}_{hyd,eff}$		$p_{PR,exp}$	$p_{RR,exp}$	Δp	$F_{hyd,PR,exp}$	$F_{hyd,RR,exp}$	$F_{hyd,res,exp}$		$F_{LG,exp}$	
15,016 kW	100 %	240 bar	20 bar	220 bar	7,54 kN	-0,320 kN	7,219 kN	100,0 %	0 kN	0 %
11,262 kW	75 %	240 bar	75 bar	165 bar	7,54 kN	-1,202 kN	6,338 kN	87,8 %	0,881 kN	25 %
7,508 kW	50 %	240 bar	130 bar	110 bar	7,54 kN	-2,083 kN	5,457 kN	75,6 %	1,762 kN	50 %
3,754 kW	25 %	240 bar	185 bar	55 bar	7,54 kN	-2,964 kN	4,576 kN	63,4 %	2,643 kN	75 %
0 kW	0 %	240 bar	240 bar	0 bar	7,54 kN	-3,845 kN	3,695 kN	51,2 %	3,524 kN	100 %

Ausgehend vom maximal auftretenden Hochdruck (240 bar) und kleinstmöglichen Niederdruck (20 bar) ist zu erkennen, dass sich die effektive hydraulische Leistung auf null Prozent senken lässt - jedoch sich die hydraulische Kraft während der Expansion nur halbiert. Dies resultiert aus den Flächenverhältnissen. Es wird dabei das Öl, was in der Expansionsphase in den Hochdruckspeicher gedrückt wird, komplett für die Kompression entnommen.

Es wurden verschiedene Ansätze zur Manipulation des Druckniveaus untersucht und schlussendlich das Konzept eines 2-Wege-Proportional-Drosselventils zwischen Ring- und Pumpenraum ausgewählt (Abbildung 9a). Anschließend wurden verschiedene Einstelldrosseln hinsichtlich Widerstand, Viskositätsabhängigkeit, Einstellbarkeit und Bauweise verglichen sowie verschiedene inter- bzw. extrapolierte Kennliniensätze erstellt (Abbildung 9b).

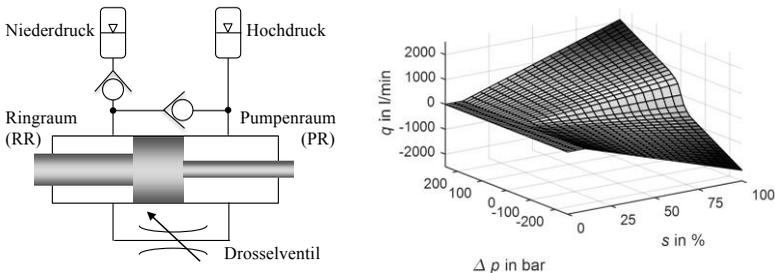


Abbildung 9: (a) Prinzip und (b) Kennfeld eines 2-Wege-Proportional-Drosselventil

Zu Beginn wurde ein Simulationsmodell der Hydraulikpumpe erstellt und mit dem Bewegungsverhalten der FKM beaufschlagt. So war es möglich, die Drücke und Volumenströme in Abhängigkeit der Ventilöffnung ohne Rück-

wirkung auf das Betriebsverhalten zu untersuchen. Bei der Manipulation der Drücke nach Tabelle 1 war es zwar möglich die hydraulische Leistung der fünf Betriebspunkte einzustellen, jedoch wurde in der Expansionsphase kein Öl mehr aus dem Niederdruckspeicher nachgesaugt ($p_{RR} \gg p_{NDS}$). Unter dem Gesichtspunkt konstant verrichteter hydraulischer Arbeit muss der Druck nicht auf einem Niveau gehalten werden, sondern kann zeitweise für ein Nachsaugen abfallen. Allerdings muss dieser in der restlichen Zeit wieder um diesen Betrag erhöht werden (Abbildung 10). Dies bedarf einer sehr exakten Auslegung des Drosselventils, um den maximalen Volumenstrom je Betriebspunkt zu begrenzen und schnelle Regelzeiten des Lineargenerators.

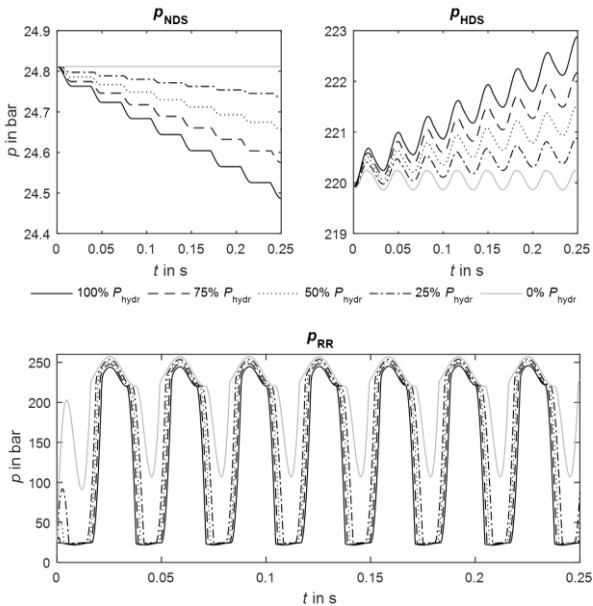


Abbildung 10: Drücke in Niederdruckspeicher (NDS), Hochdruckspeicher (HDS) und Ringraum (RR) für die fünf Betriebspunkte

5 Zusammenfassung

Im Rahmen eines DFG-Projektes werden an der Professur für Baumaschinen sowie der Professur für Elektrische Maschinen und Antriebe die theoretischen Grundlagen zur Verknüpfung von thermohydraulischer und thermoelektrischer Leistungswandlung am Anwendungsfall der FKM untersucht. Neben konkreten Anforderungsdefinitionen an die Systemkonfiguration wurde das Konzept eines Lineargenerators entworfen, welches auf eine maximale Leistungsdichte abzielt. Auf Grundlage eines parametrisierten konventionellen LPMSG wurden verschiedene Regelverfahren hinsichtlich Prozessstabilität untersucht und die Anwendbarkeit einer sensorlosen Lageerfassung abgeschätzt. Um den Lineargenerator an die bisherige FKM zu adaptieren, wurde ein Konzept für die Verstellbarkeit der hydraulischen Leistung erarbeitet und eine Regelung für fünf definierte Betriebspunkte entwickelt. Derzeitige Aufgabe sind die Zusammenführung beider Teilsysteme in ein detailliertes 0D-Simulationsmodell sowie die Regelung des Gesamtsystems THLGs.

6 Ausblick

Nach dem derzeitigen Forschungsstand ist die technische Umsetzung eines THLGs für realistisch einzuschätzen, was bisher auf Untersuchungen vereinfachter Modellansätze beruht. Weiterhin muss die Hydraulikseite komplett neu strömungsoptimiert berechnet sowie konstruiert werden. Der Lineargenerator nach dem Vernier-Prinzip stellt bis jetzt ein Konzept dar, für welches im nächsten Schritt Berechnungs- und Auslegungsarbeiten nötig sind. Ziel ist es, beide Teilsysteme in einem künftigen Projekt als Prototyp entstehen zu lassen, um deren Funktion auf dem Prüfstand nachzuweisen und die Simulationsmodelle zu validieren. Erst dann sollen Lineargenerator und die verstellbare thermohydraulische Freikolbenmaschine als THLG in der Praxis zusammengeführt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Fichtl, Holger: „Theoretische und experimentelle Untersuchungen einer thermohydraulischen Freikolbenmaschine: ein Beitrag zur Auslegung und Optimierung“, Dissertation, Dresden, TUDpress, 2006.
- [2] Barciela, Bruno: „Direkt gekoppelte Simulation zur Brennverfahrensentwicklung an einer thermohydraulischen Freikolbenmaschine“, Dissertation, Dresden, TUDpress, 2010.
- [3] T. Huth, A. Winger, G. Kunze: Hybrid-Stapler spart auf Antrieb, In: Mobile Maschinen, 04/2012, Seite 28 – 30
- [4] F. Kock, A. Heron, F. Rinderknecht und H. E. Friedrich. Der Freikolbenlinear-generator - Potenziale und Herausforderungen. MTZ 10 (2013), S. 774–779
- [5] Moriya, K., Goto, S., Akita, T., Kosaka, H. et al. (2016) “Development of Free Piston Engine Linear Generator System Part 3—Novel Control Method of Linear Generator for to Improve Efficiency and Stability,” SAE Technical Paper 2016-01-0685
- [6] C. Bode, H. Schillingmann und M. Henke. A free-piston PM linear generator in vernier topology using quasi-Halbach excitation. Electrical Machines (ICEM), 2014 International Conference on. Sep. 2014, S. 1950–1955
- [7] D. Bernet: Vergleich direkter prädiktiver Regelungsstrategien für den Einsatz in einem linearen PM-Synchrongenerator, Diplomarbeit, TU Dresden, Lehrstuhl Elektrische Maschinen und Antriebe, 08/2016
- [8] H. D. Perassi. Feldorientierte Regelung der permanenterregten Synchronmaschine ohne Lagegeber für den gesamten Drehzahlbereich bis zum Stillstand. Dissertation. Technische Universität Ilmenau, 2007.

Elektrischer Antriebsstrang für Arbeits- und Nutzfahrzeuge (ELAAN)

M.Sc. Stefan Keller

*Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE,
Abteilung Brennstoffzellensysteme, Heidenhofstrasse 2,
79110 Freiburg, Deutschland,
E-Mail: Stefan.Keller@ise.fraunhofer.de,
Telefon: +49(0)761/45885207*

Kurzfassung

Um die Lebensqualität in Städten und Ballungsräumen zu verbessern, werden immer häufiger Umwelt- und Lärmschutzzonen eingeführt. Dadurch verschärfen sich auch die Anforderungen an den Maschinen- und Fuhrpark von Kommunen und kommunalen Dienstleistern. ELAAN adressiert diese Herausforderung konsequent, indem ein vollständig elektrisches Antriebssystem für Nutz- und Arbeitsfahrzeuge z. B. für die kommunale Logistik, Garten- und Straßenbau, Abfallentsorgung, Räumdienste und Stadtreinigung entwickelt wird. Das Antriebssystem basiert auf der Kombination wasserstoffbetriebener Brennstoffzellen mit Lithium-Ionen-Batterien. Die Basiskomponenten sind modular ausgelegt, wodurch zum einen die optimierte Auslegung für ein konkretes Fahrzeug möglich ist und zum anderen auch weitere Fahrzeugklassen wie zum Beispiel Gabelstapler bedient werden können.

Die konkrete Umsetzung des elektrischen Antriebssystems erfolgt in ELAAN mit einem Klasse N2 Fahrzeug von Typ LADOG T1250 welches häufig im kommunalen Dienst eingesetzt wird. Normalerweise wird das Fahrzeug durch eine Kombination aus Dieselmotor und Hydrostat angetrieben. In ELAAN ersetzt eine elektrische Leistungsverteilung gespeist aus zwei Brennstoffzellensystemen und mehreren Batteriemodulen die Hydraulik. Ein neu entwickelter elektrischer Fahrmotor übernimmt den Antrieb des Fahrzeuges. So wird eine Wirkungsgradsteigerung um mehr als Faktor zwei erzielt. Diese ermöglicht zusammen mit der hohen Energiedichte des unter 350 bar mitgeführten Wasserstoffs eine mit dem Originalfahrzeug vergleichbare Einsatzdauer bzw. Reichweite.

Forschungs- und Entwicklungsaktivitäten in diesem Projekt umfassen die Analyse der Leistungsanforderung, die Entwicklung des Fahrtriebes, des Brennstoffzellensystems und der Batteriemodule, die Integration der der Komponenten in das Fahrzeug sowie eine simulationsgestützte Auslegung und Betriebsweise des Antriebssystems.

Stichworte

Brennstoffzelle, Batterie, Hybridisierung, Antriebsstrang, Simulation

1 Einleitung

An verbrennungsmotorisch betriebenen Arbeits- und Nutzfahrzeuge werden immer schärfere Anforderungen hinsichtlich der Abgasgrenzwerte gestellt. Mit Einführung der Abgasnorm Euro-6 steigt der Aufwand zur Abgasnachbehandlung bereits erheblich und es ist davon auszugehen, dass zukünftig noch strengere Grenzwerte eingehalten werden müssen. Gleichzeitig stellt die Lärmbelastung durch die Antriebsstränge gerade in Ballungsgebieten oftmals eine erhebliche Einschränkung dar, wenn zum Beispiel früh morgens Strassen gereinigt oder Mülltonnen geleert werden sollen. Hier setzt das Projekt ELAAN an, indem ein komplett elektrisches Antriebssystem entwickelt wird, welches mit Hilfe von Brennstoffzellen und Batterien einen elektrischen Fahrmotor versorgt. Somit entfallen Lärmemissionen nahezu komplett und als einziges Abgas entsteht Wasserdampf. Durch die Verwendung von Wasserstoff als Energieträger lässt sich eine hohe Energiemenge im Fahrzeug speichern. Die Batterien gewährleisten die notwendige Dynamik und verbessern die Gesamteffizienz durch Rekuperation. Um perspektivisch die Kosten eines solchen Antriebssystems auf ein konkurrenzfähiges Niveau zu reduzieren, sind möglichst hohe Stückzahlen notwendig. Daher wird das ELAAN Antriebssystem so entwickelt, dass es in verschiedenen Anwendungen genutzt werden kann. Neben der hier demonstrierten Realisierung in einem Klein-LKW kann das System auch z.B. in elektrisch betriebenen Flurförderzeugen eingesetzt werden. Aufgrund der kurzen Tankdauer bieten diese vor allem bei hoher Auslastung im Dreischichtbetrieb

wesentliche Vorteile gegenüber batterieelektrischen Fahrzeugen. Brennstoffzellen-betriebene Flurförderzeuge erfreuen sich insbesondere in den USA einer wachsenden Beliebtheit, so dass seit 2009 mehr als 9000 Stück ausgeliefert wurden [1]. Auch in Deutschland laufen erste Anwendungen z.B. bei BMW, Mercedes und Hoppecke [2].

2 Bedarfsanalyse

Beim Basisfahrzeug handelt es sich um einen Klein-LKW vom Typ LADOG T1250, siehe Abbildung 1.



Abbildung 1: Basisfahrzeug LADOG T1250

Er wird von einem 4-Zylinder Dieselmotor mit 74 kW angetrieben. Die Kraftübertragung erfolgt durch einen Hydrostaten auf alle vier Räder. In ELAAN werden Verbrennungsmotor und Hydrostat durch einen Elektromotor ersetzt, die Bereitstellung der Elektrizität erfolgt über ein Energieversorgungssystem bestehend aus Brennstoffzellensystemen und Batteriemodulen. Zur Dimensionierung von Elektromotor und Energieversorgungssystem wurden vorab die Größen Maximalleistung, Dauerleistung und Energiemenge anwendungsorientiert bestimmt. Hierzu absolvierte ein konventio-

neller LADOG eine definierte Teststrecke. Aus den aufgezeichneten Messdaten Momentanverbrauch und Drehzahl wurde mit Hilfe des spezifischen Verbrauchs des Motors und des Hydrostat-Wirkungsgrades die abgegebene mechanische Leistung ermittelt:

$$P_{mech} = \dot{V}_t \cdot \rho_{diesel} \cdot BSFC_n \cdot \eta_{Hydrostat}$$

Dabei sind \dot{V}_t der gemessene Momentanverbrauch in [l/h], ρ_{diesel} die Dichte von Diesel in [g/l], $BSFC_n$ der spezifische Verbrauch in Abhängigkeit der Motordrehzahl (Herstellerangaben) in [g/kWh] und $\eta_{Hydrostat}$ der Wirkungsgrad des hydrostatischen Fahrtriebes (Herstellerangaben). In Abbildung 2 sind Geschwindigkeit und Leistungsbedarf für eine beispielhafte Befahrung der verwendeten Referenzstrecke dargestellt.

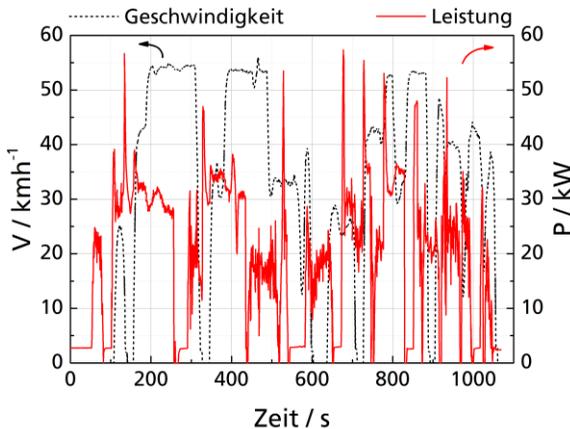


Abbildung 2: Analyse von gefahrener Geschwindigkeit und Leistungsbedarf des LADOG Fahrzeuges während der Befahrung einer Referenzstrecke

Diese Analysen führten zu einer Definition der notwendigen Maimalleistung des Elektromotors von 60 kW_{el} sowie einer notwendigen Dauerleistung des Energieversorgungssystems von 20 kW_{el} , welche über die Brennstoffzellensysteme bereitgestellt werden muss. Die restlichen 40 kW_{el} stellen die untere Grenze der Leistungsanforderung an die Batteriemodule dar. Für eine

sofortige Verfügbarkeit der vollen Leistung wurde jedoch eine Zielgröße von $60 \text{ kW}_{\text{el}}$ für die Batteriemodule definiert.

3 Systemtopologie

In ELAAN wird ein modularer Lösungsansatz für die Energieversorgung des Elektromotors verfolgt. Daher wird die Dauerleistung von $20 \text{ kW}_{\text{el}}$ von zwei Brennstoffzellensystemen mit jeweils $10 \text{ kW}_{\text{el}}$ bereitgestellt. Leistungsspitzen bis zu $60 \text{ kW}_{\text{el}}$ werden durch sechs Batteriemodule mit jeweils sieben Zellen abgedeckt. Die nominale Systemspannung beträgt ca. 80 V . Durch diese Konfiguration ergeben sich Vorteile hinsichtlich der funktionalen Sicherheit und es können sehr einfach andere Applikationen bedient werden. So erfüllt ein halbes LADOG Antriebssystem mit einer Dauer- bzw. Spitzenleistung von $10/30 \text{ kW}_{\text{el}}$ die Leistungsanforderungen eines Klasse 1 Gabelstaplers. Hierzu passt auch die Systemspannung von 80 V . Den modularen Ansatz verdeutlicht die schematische Darstellung der Systemtopologie in Abbildung 3. Auch wesentliche Komponenten des Tanksystems können aufgrund des gewählten Druckniveaus in anderen Anwendungen verwendet werden. Die sechs Batteriemodule in 3S2P Anordnung sind direkt mit den Antriebsumrichtern des Elektromotors verbunden. Über jeweils einen eigenen Hoch- Tiefsetzsteller sind die beiden Brennstoffzellen parallel zu den Batteriemodulen und Antriebsumrichter geschaltet. So kann ein aktives Management der Leistungsverteilung realisiert werden. Das im Fahrzeug vorhandene Kühlsystem wird weitestgehend verwendet. Für die Batteriemodule ist aufgrund des niedrigeren Temperaturniveaus ein separater Kühlkreislauf vorgesehen.

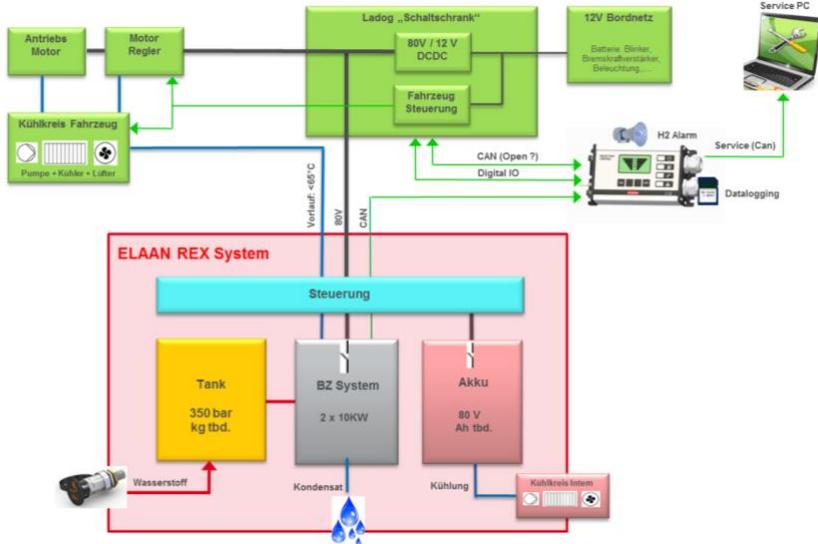


Abbildung 3: Systemtopologie des ELAAN-Antriebssystems

Das vorhandene Bordnetz kann ebenfalls weiter verwendet werden, die 12V Batterie wird über einen DC-DC Wandler versorgt. Ein Fahrerinformationssystem kommuniziert mit Fahrzeugsteuerung und Antriebssystem, stellt die wesentlichen Informationen grafisch dar und zeichnet relevante Messdaten auf.

4 Komponenten des elektrischen Antriebssystems

Innerhalb des Projektkonsortiums übernehmen die Partner entsprechend ihrer Kompetenzen die Entwicklung der einzelnen Komponenten. Für den Elektromotor samt Controller zeichnet die HEINZMANN GmbH & Co. KG verantwortlich. Batteriemodule und Brennstoffzellen werden durch die ElringKlinger AG entwickelt während die Fahrzeugintegration durch die LADOG-Fahrzeugbau und Vertriebs-GmbH erfolgt. Als assoziierter Partner aus Österreich erstellt Fronius International GmbH das Energieversorgungs-

system bestehend aus den Brennstoffzellen und ihren Systemkomponenten, den Batteriemodulen, der Wasserstoffversorgung und der Leistungselektronik. Das Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme ISE begleitet die Aktivitäten mit der Charakterisierung spezifischer Komponenten und simulationsgestützten Untersuchungen.

4.1 Elektromotor

Basierend auf einem vorhandenen Design wurde der Elektromotor speziell zur Verwendung in ELAAN entwickelt. Es handelt sich um einen flüssigkeitsgekühlten, permanent erregten Synchronmotor, ausgelegt auf eine Nominalleistung von $60 \text{ kW}_{\text{el}}$ bei einer Nennspannung von 80 V . Die Statorwicklungen sind in drei gleiche Segmente unterteilt, so dass trotz des hohen Gesamtstroms drei Standard-Motorregler verwendet werden können. Zusammen mit einem zweistufigen Getriebe ist der Motor an der Hinterachse verbaut. Über eine Kardanwelle wird zusätzlich die vordere Achse angetrieben.

4.2 Batteriemodule

Jedes Batteriemodul besteht aus 7 in Reihe geschalteten prismatischen Zellen im PHEV 2 Format und besitzt eine Nennkapazität von $945 \text{ Wh}_{\text{el}}$. Abbildung 4 zeigt ein Exemplar.

Innerhalb der Module werden die einzelnen Zellen über lasergeschweißte Kontaktierungen verbunden. Kühlung, Temperaturmessung und Einzelzellspannungserfassung sind in jedes Modul integriert. In ELAAN wird ein Batteriepaket bestehend aus sechs Modulen verwendet, so dass eine Kapazität von ca. $5,7 \text{ kWh}_{\text{el}}$ zur Verfügung steht. Die Verschaltung in drei seriellen Blöcken mit jeweils zwei parallel geschalteten Modulen ergibt das geforderte Spannungsniveau von ca. 80 V mit einer maximalen Entladeleistung von $56,7 \text{ kW}$. Die Entwicklungsarbeiten begleitend werden sowohl Zellen als

auch Module am Fraunhofer ISE unter verschiedenen klimatischen Bedingungen und bei unterschiedlichen Lastpunkten charakterisiert.



Abbildung 4: Batteriemodul mit 7 in Reihe geschalteten Zellen

4.3 Brennstoffzellensystem

Zwei parallel geschaltete Brennstoffzellensysteme bedienen die Grundlast des LADOG Fahrzeuges. Abbildung 5 zeigt die vereinfachte schematische Darstellung eines solchen Systems nebst dem realen Brennstoffzellenstapel.

Die zentrale Komponente bildet der Brennstoffzellenstapel, welcher aus 100 Einzelzellen besteht. Bei Abmessungen von ca. 243 x 161 x 152 mm³ liefert er eine Leistung von ca. 13 kW_{el}. Froststarts mit dieser Brennstoffzellenplattform wurden bereits erfolgreich bis -20 °C durchgeführt. Weiterhin konnte die Haltbarkeit durch Dauertests beim Hersteller ElringKlinger nachgewiesen werden. Beaufschlagt mit einem vorgegebenen Lastprofil unterschiedlicher Laststufen wurde ein 20 zelliger Brennstoffzellenstapel über mittlerweile knapp 8000 Stunden betrieben. Die bisher ermittelten Messergebnisse sind in Abbildung 6 dargestellt, der Test dauert weiterhin an.

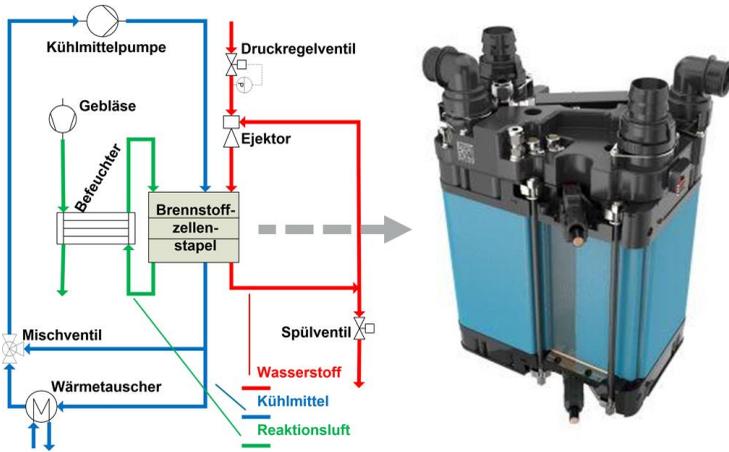


Abbildung 5: Schematische Darstellung des Brennstoffzellensystems und Foto des verwendeten Brennstoffzellenstapels mit integriertem Medienversorgungsmodul

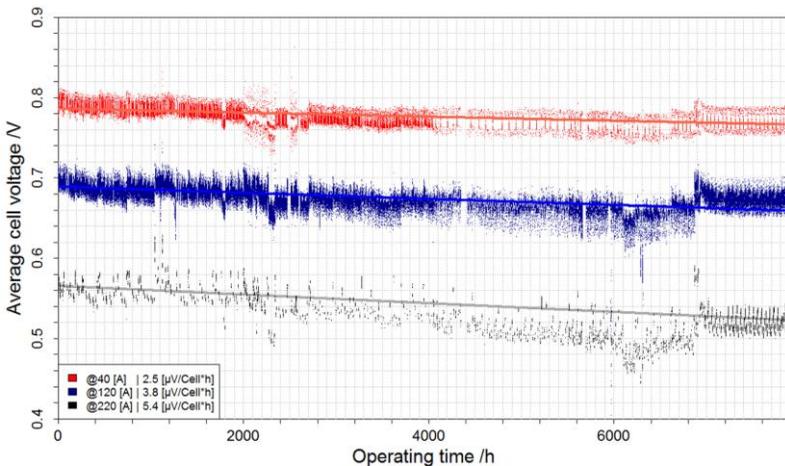


Abbildung 6: Messergebnisse zum Dauertest eines Brennstoffzellenstapels für eine Betriebszeit von ca. 8000 Stunden

4.4 Wasserstoffversorgung

Gasförmiger Wasserstoff wird bei einem Druck von bis zu 350 bar in vier Stahlbehälter auf dem Fahrzeug mitgeführt. Die speicherbare Menge von

ca. 4 kg Wasserstoff entspricht unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades des Brennstoffzellensystems einer nutzbaren elektrischen Energie von ca. 65 kWh_{el}. Wesentliche funktionelle Komponenten wie Tankventil, Druckregler und Übertemperaturventil sind in einem kompakten Anschlussblock direkt am Zylinder vereint. Damit ist das Volumen der hochdruckführenden Komponenten minimiert. Über einen Betankungsnippel ist das Wiederauffüllen der Wasserstoffspeicher an einer Tankstelle in wenigen Minuten realisierbar. Das Wasserstoffversorgungssystem wie auch sämtliche anderen Antriebskomponenten sind sicherheitstechnisch für eine Einzelfahrzeugzulassung ausgelegt, damit das LADOG Fahrzeug im öffentlichen Strassenverkehr erprobt werden kann.

5 Begleitende Modellierung

5.1 Modellierung des Brennstoffzellensystems

Durch die Modellierung des Brennstoffzellensystems können verschiedene Betriebsstrategien simulativ getestet werden. Hierfür werden Modelle für die in Abbildung 5 dargestellten Komponenten erstellt und an Messdaten bzw. Datenblattangaben angefitet.

Einen Schwerpunkt bildet hierbei das Brennstoffzellenmodell. Es wird auf Basis einer flüssigkeitsgekühlten Brennstoffzelle implementiert. Die berücksichtigten Größen sind: Massentransportbilanzen, Energiebilanzen, Elektrochemie. Um dynamische Vorgänge ausreichend zu berücksichtigen, werden Wärmetransportmechanismen differentiell gerechnet, da diese mit Abstand die größten Zeitkonstanten aufweisen. Als Eingangsdaten für das Brennstoffzellenmodell dienen der abgerufene elektrische Strom, Betriebstemperatur und Volumenstrom des eintretenden Kühlmediums, relative Feuchte, Druck und Temperatur der eintretenden Gase an Anode (H₂) und Kathode (Luft) sowie die Umgebungstemperatur. Berechnet werden die Zellspannung sowie sämtliche Ausgangsgrößen der Stoffströme. Ein Ver-

gleich zwischen der Simulation des gefitteten Modells und den Messdaten zeigt Abbildung 7.

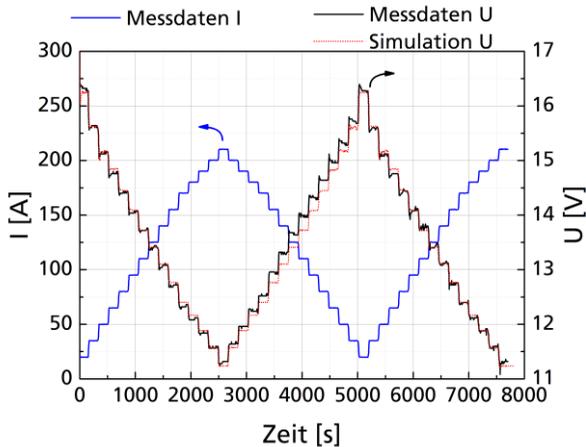


Abbildung 7: Es wird der zeitliche Verlauf von Strom und Spannung während der Aufnahme einer Kennlinie dargestellt

5.2 Modellierung der Batterie

Es gibt eine Vielzahl an Batteriemodellen, die sich je nach Anforderung an die Genauigkeit der Abbildung in ihrer Komplexität unterscheiden. Innerhalb des Projektes werden Stromkreismodelle verwendet. Sie sind die verbreitetste Art der Batteriemodellierung, da sie einen guten Kompromiss zwischen der Genauigkeit der Abbildung der elektrochemischen Prozesse und dem zeitlichen Aufwand darstellen.

Die elektrische Charakteristik der Batterie wird hierbei durch ein, aus diskreten Gliedern aufgebautes, Ersatzschaltbild bzw. Modell in mathematische Gleichungen übertragen. Je nach Anforderung an die Komplexität kann die Anzahl und die Auswahl der verwendeten Elemente (beispielsweise ohmsche Widerstände, Kondensatoren, Spulen oder Dioden) variiert werden, um so das dynamische elektrische Verhalten, wie die Durchtrittsüberspannung, die Doppelschichtkapazität oder die Diffusionsvorgänge

nachzubilden. Generell gelten Stromkreismodelle als sehr flexibel und vielseitig einsetzbar, da sie sich schnell und einfach an die Anforderungen unterschiedlicher Zelltechnologien anpassen lassen.

6 Ausblick

Aktuell sind die Komponenten des Antriebssystems weitestgehend fertig entwickelt und befinden sich in der Testphase. Ein Brennstoffzellensystem ist beim Projektpartner Fronius International GmbH aufgebaut, um mit sämtlichen Komponenten im Betrieb getestet werden zu können. Batteriemodule werden ebenfalls bei Fronius und beim Forschungspartner Fraunhofer ISE charakterisiert. Der Elektromotor steht zur Verfügung, geeignete Motorregler wurden ausgewählt und qualifiziert. Die Integration in den LADOG T1250 erfolgt bei Hersteller. Bis zum Ende der Projektlaufzeit am 30. Juni 2017 soll ein für den öffentlichen Strassenverkehr zugelassener LADOG Klein-LKW mit dem elektrischen Antriebssystem bestehend aus Brennstoffzellen und Batteriemodulen zur Verfügung stehen.

Danksagung

Das Projektkonsortium bedankt sich beim Deutschen Bundesminister für Wirtschaft und Energie (BMWi) für die Förderung des Projekts „ELAAN - Elektrischer Antriebsstrang für Arbeits- und Nutzfahrzeuge“, Förderkennzeichen 03ET6026C und bei der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft (FFG) für die Förderung des Projekts im Rahmen des Programms „Mobilität der Zukunft“, Projektnummer 840427.

Literaturverzeichnis

- [1] Devlin, Pete & Kiuru, Kristian. DOE Hydrogen and Fuel Cells Program Record 15003, „Industry Deployed Fuel Cell Powered Lift Trucks“. U.S. Department of Energy. Washington: 2015
- [2] Geitmann, Sven. Aufsatz „H2IntraDrive – Erprobung von BZ-Niederflurzeugen“, Zeitschrift HZwei, 1/2016, S. 24f. Berlin: 2016

Energieeffiziente elektrische oder teilelektrische Antriebe im Technologievergleich

Dipl.-Ing. Wolfgang Klüpfel

*Kion Group, Linde Material Handling GmbH,
Dr.-Hans Meinhardt- Allee-1, 63741 Aschaffenburg, Deutschland,
E- Mail: wolfgang.kluepfel@linde-mh.de, Telefon: +49 6021 / 992017*

Dr.-Ing. Andreas Kromm

*Kion Group, Linde Material Handling GmbH,
Dr.-Hans Meinhardt- Allee-1, 63741 Aschaffenburg, Deutschland,
E-Mail: andreas.kromm@linde-mh.de, Telefon: +49 6021 / 994243*

Kurzfassung

Zusatzhydraulik, Klimakompressor, Lenkhilfsaggregat, Lüfter: Das sind Beispiele für Nebenantriebe, die sich ohne großen Aufwand elektrifizieren lassen. Das heißt, sie werden von Elektromotoren angetrieben und das erhöht die Effizienz des jeweiligen Fahrzeugs. Die Elektrifizierung beschränkt sich nicht auf eine bestimmte Fahrzeugbranche oder einen Fahrzeugtypen, sondern ist in vielen Bereichen wie z.B. in der Landtechnik, bei Lastkraftwagen, Kommunalfahrzeugen und in Bussen möglich.

Die gesteigerte Energieeffizienz beruht dabei im Wesentlichen auf zwei Tatsachen: Das ist zum einen die Möglichkeit der besseren Ausnutzung und Regelung der Antriebe. D.h. sie können bedarfsgerecht zu- und abgeschaltet werden. Zum anderen kann die Drehzahl geregelt werden, was den Vorteil hat, dass die Leistung immer in genau dem Umfang bereitgestellt werden kann, in dem sie benötigt wird. Um die Effizienz weiter zu erhöhen, lassen sich elektrische Antriebe auch generatorisch betreiben. Zum Beispiel, um Bremsenergie wieder in die Batterie zurück zu speisen.

Die vorgenannten Maßnahmen beziehen sich alle auf die Erhöhung der Energieeffizienz im Vergleich zu „herkömmlichen“ Verbrennerantrieben. Es gibt allerdings auch

innerhalb der elektrischen Antriebstechnik weitere Faktoren und Technologien, die die Energieeffizienz eines Fahrzeugs beeinflussen. Der Schritt zum vollelektrischen Fahrzeug ist ein wesentlich komplexer und bedarf weitreichenderer Überlegungen.

Daher soll in diesem Manuskript im ersten Schritt auf die naheliegende Möglichkeit der Teileelektrifizierung von mobilen Arbeitsmaschinen eingegangen werden. Dann folgt die Hybridisierung des Antriebs. Im dritten Schritt werden vollelektrische Antriebe betrachtet und es wird ein Vergleich zwischen verschiedenen Systemen und Motor-technologien gezogen.

Drei Schritte zur Elektrifizierung von mobilen Arbeitsmaschinen:

1. Elektrifizierung von Nebenantrieben
2. Hybridisierung der mobilen Arbeitsmaschine
3. Vollelektrische Arbeitsmaschine

Insbesondere für den dritten Schritt ist die Auswahl energieeffizienter Technologien ein entscheidender Faktor. So gibt es alleine im Bereich der elektrischen Motorentchnik deutliche Unterschiede im Wirkungsgrad. Die am häufigsten verwendete elektrische Maschine, der Asynchronmotor (ASM), ist zwar kostengünstig in der Herstellung, jedoch anderen Technologien, wie PSM, SRM oder auch TFM, im Wirkungsgrad deutlich unterlegen.

Hier bedarf es im jeweiligen Anwendungsfall der Abwägung zwischen Herstellungskosten, Betriebskosten und Systemkosten. Insbesondere die Systemkosten werden durch die Auswahl des Getriebes, der Leistungselektronik und natürlich der Batterie stark beeinflusst.

Stichworte

Elektrische Antriebe, Energieeffizienz, Technologievergleich elektrischer Antriebe

1 Einleitung

Die elektrische Antriebstechnik gewinnt bei mobilen Arbeitsmaschinen einen immer höheren Stellenwert. Während Teileelektrifizierungen und Hybridisierungen schon seit längerem in Seriengeräten bekannt sind, wie z.B. in der Gablestaplerbaureihe RX70 von STILL [1], bleiben vollelektrische (Fahr-) Antriebe bislang zumeist auf Maschinen im kleinen Leistungsbe-

reich (< 50 kW) beschränkt. Diese sind in hoher Stückzahl ebenfalls aus der Flurförderzeugbranche bekannt.

Maschinen mit höherer Leistung sind aufgrund der sehr hohen Kosten für Energiespeicher bislang wenig auf dem Markt vertreten. Um die Leistung bei vollelektrischen Antrieben bereit stellen zu können, bedarf es einer Energiequelle mit ausreichend Energiedichte. Dies ist bei der stark verbreiteten Bleibatterie nur sehr eingeschränkt gegeben. Durch die erforderliche Größe und dem daraus resultierenden sehr hohen Gewicht, ist der Einsatz nicht mehr darstellbar. Ein großer Schritt zu höherer Leistungsdichte ist nur mit Lithium-Ionen Batterien möglich. Aufgrund hoher Beschaffungspreise hat diese Batterie bislang allerdings nur wenig Verbreitung gefunden. Dies wird sich in naher Zukunft voraussichtlich ändern, da sich die Preise aufgrund der momentan aufkommenden Nachfrage und steigender Produktionszahlen stark reduzieren. So werden vollelektrische Antriebe in höheren Leistungsklassen (> 50 kW) nicht nur nachhaltig, sondern auch wettbewerbsfähig. Bis 2020 wird ein kWh Preis von < 200 € erwartet. Im Jahr 2012 war dieser etwadoppelt so hoch [2].

2 Teilelektrifizierungen von mobilen Arbeitsmaschinen

Ein erster Schritt zur Steigerung der Energieeffizienz ist das Verlagern von Leistung in effizientere Antriebe. D.h. Hilfsantriebe elektrifizieren und damit den Gesamtwirkungsgrad erhöhen. Auch bei einfach aufgebaute Elektromotoren ist ein Wirkungsgrade > 80 % darstellbar. Im Vergleich zum Verbrennungsmotor ist das bereits ein großer Schritt. Neben dem direkten Vorteil des besseren Wirkungsgrads, bietet die bedarfsgerechte Zu- und Abschaltung des jeweiligen Antriebs, sowie die einfache Regelbarkeit, weitere Möglichkeiten die Gesamteffizienz zu erhöhen.

Ein Blockschaltbild einer solchen Teilelektrifizierung ist in Abbildung 1 dargestellt.

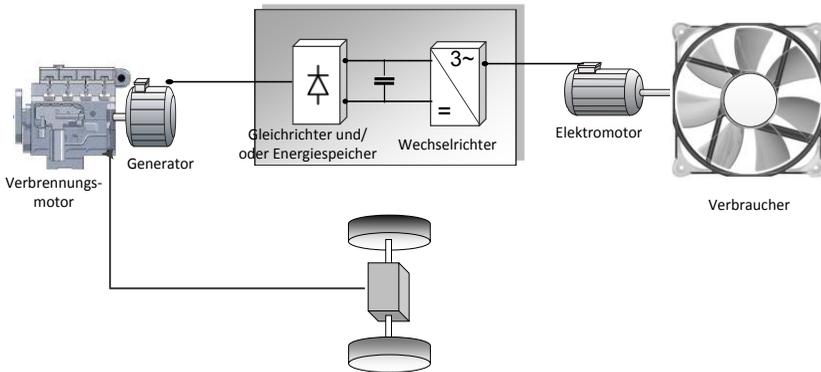


Abbildung 1: Blockschaltbild elektrischer Nebenantrieb

Der größte Verbraucher bei den meisten mobilen Arbeitsmaschinen ist allerdings der Fahrtrieb. Daher ist der nächste logische Schritt zur Elektrifizierung auch diesen elektrisch zu betreiben. Wenn die Energiequelle weiterhin der Verbrennungsmotor bleibt, bekommt man einen seriellen Aufbau von Verbrennungsmotor, Generator und Elektromotor. Der Aufbau wird als Serienhybrid bezeichnet. Der Dieselmotor treibt nicht direkt den Antrieb an, sondern erzeugt nur die elektrische Leistung. Die durch den Generator erzeugte Spannung muss in einem Energiespeicher gepuffert werden. Je nach Größe des elektrischen Energiespeichers und der momentan abgerufenen Leistung, kann der Verbrennungsmotor bei diesem Antrieb auch abgeschaltet werden und die Maschine rein elektrisch fahren, wie im Blockschaltbild aus Abbildung 2 dargestellt wird. Dieser Aufbau entspricht z.B. dem Antriebsaufbau des RX70 von STILL [1]. Wie auch schon bei den Teilelektrifizierungen von Nebenantrieben ist der Hauptvorteil dieses Antriebssystems die bessere Regelbarkeit des Antriebs über die Elektromotoren und die Tatsache, dass der Verbrennungsmotor in den für die jeweilige Leistung wirkungsgradoptimalen Arbeitspunkten betrieben werden kann.

Alternativ dazu ist auch der sogenannte Parallelhybrid einsetzbar.

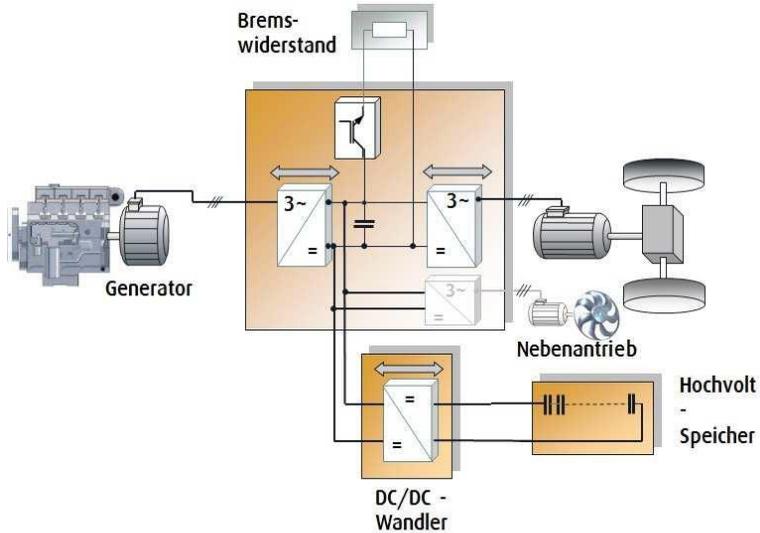


Abbildung 2: Serienhybrid oder dieselektischer Antrieb

Der Hauptunterschied zu den Antrieben zuvor ist, dass der vom Verbrennungsmotor angetriebene Generator und der Elektromotor getrennt realisiert sind. abhängig davon, welche Kupplungen geöffnet oder geschlossen sind, ist es möglich, rein elektrisch oder verbrennungsmotorisch zu fahren, bzw. mit einer Kombination aus beidem. Bei mobilen Arbeitsmaschinen wird das Antriebskonzept bei Arbeitsbühnen verwendet. Die Antriebskonzepte werden auch als Vollhybrid oder Elektrofahrzeuge mit Reichweitenverlängerung bezeichnet. Im Kfz-Bereich ist dieses Antriebskonzept im Toyota Prius, Opel Ampera oder Chevrolet Volt umgesetzt. Der Vorteil besteht darin, dass immer eine zweite Energiequelle vorhanden ist und die Arbeitsfunktion mit jeder Energiequelle separat realisiert werden kann.

Nach der Hybridisierung ist der dritte logische Schritt der vollelektrische Aufbau.

3 Vollelektrische mobile Arbeitsmaschine

Der Aufbau einer vollelektrischen mobilen Arbeitsmaschine ist in der Theorie sehr einfach zu realisieren.

Die Energiequelle ist ein elektrischer Energiespeicher. Also ein Batterie, die eine bestimmte Leistung liefern kann. Der DC Strom aus der Batterie wird über einen oder mehrere Wechselrichter gewandelt und damit die AC Motoren betrieben. Die Regelung der Motoren findet ebenfalls in den Wechselrichtern statt. Üblicherweise findet noch eine mechanische Wandlung mit einem Getriebe statt.

Der Aufbau ist in Abbildung 3 dargestellt.

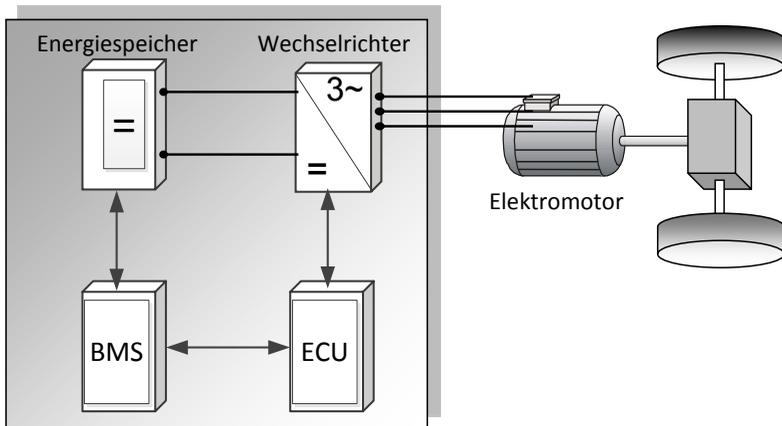


Abbildung 3: Vollelektrischer Antrieb

Diese Art des Antriebs ist sehr einfach, da er aus wenigen Komponenten besteht. Dennoch bedarf die Auswahl der drei wesentlichen Komponenten einer genauen Betrachtung der Anforderungen und der verfügbaren Möglichkeiten.

Wenn man als Basis das am weitesten verbreitete System betrachtet, ist dieses zunächst mit einer Bleibatterie aufgebaut. Diese speist einen Wechselrichter der wiederum ASM (AC – Asynchronmotoren) antreibt.

Der Wirkungsgrad eines solchen Systems, bestehend aus Batterie (Batt), Leistungsregelung (LR) und Elektromotor (Mot), liegt bei ca. 55 %.

$$\eta_{\text{Ges}} = \eta_{\text{Batt}} * \eta_{\text{LR}} * \eta_{\text{Mot}} = 0,7 * 0,98 * 0,8 = 0,55$$

Ein mögliches Getriebe ist dabei zunächst vernachlässigt.

Dies ist im Vergleich zu einem Antrieb mit Dieselmotor (max. 30 %) zwar sehr gut, kann mit anderen Technologien aber noch deutlich gesteigert werden.

Betrachtet man die Wirkungsgrade, sieht man, dass im Wesentlichen die beiden Komponenten Batterie und Elektromotor zu betrachten sind. Allerdings darf man dabei nicht außer Acht lassen, dass eine unterschiedliche Motortechnologie unter Umständen auch einen anderen Wechselrichter mit möglicherweise schlechterem Wirkungsgrad zur Folge haben kann. Dieser ist also in die Betrachtung mit einzubeziehen.

Im Folgenden wird zunächst die Batterie betrachtet:

Während man bei Bleibatterien von einem Wirkungsgrad von 70 % - 80 % ausgehen kann, erreicht man mit Lithium-Ionen Batterien einen Wirkungsgrad von 90 % - 95 %.

Dazu kommt die wesentlich höhere Energiedichte. Mit ca. 200 Wh/kg bei NMC – Zellen (Nickel-Mangan-Cobald) ist diese bereits fünf Mal so hoch wie bei Blei-Säure Technologie. Der Faktor wird sich in den nächsten Jahren weiter erhöhen.

Ein weiterer Vorteil von Lithium-Ionen Batterien ist die deutlich höhere Belastungsfähigkeit. D.h. die Batterie kann im Vergleich zu einer Blei-Säure Batterie wesentlich höhere Entladeleistungen liefern. So können Standardzellen mit 10 C, also dem 10-fachen Strom der Nennkapazität, belastet werden. Dieser Wert liegt bei Blei-Säure Zellen bei etwa 1 C.

Zusammengefasst bedeutet dies, dass insbesondere bei Traktionsantrieben oder auch sonstigen elektrischen Antrieben mit höheren Leistungsbedarfen, kein Weg an Lithium-Ionen Batterien vorbeiführt. Auch die Kosten

von Lithium-Ionen Batterien sind gesunken. Bis 2020 werden Kosten von < 200 € / kWh erwartet, auch bei großformatigen Zellen. [2]

4 Vergleich von Motortechnologien

Folgende Motortechnologien sollen im Vergleich betrachtet werden:

- a. Asynchronmotor (ASM)
- b. Permanenterregter Synchronmotor (PSM)
- c. Synchronreluktanzmaschine, Switched reluctance machine (SyRM, SRM)
- d. Permanenterregte Transversalflussmaschine (TFM)

a Aufbau und Funktionsweise des Asynchronmotors:

Man unterscheidet zwei Arten von Asynchronmotoren: Der Rotor kann entweder als Käfigläufer oder als Schleifringläufer aufgebaut sein.

Aufgrund der größeren Verbreitung und der kostengünstigeren Herstellung wird an dieser Stelle nur der Käfigläufer betrachtet. Der Rotor besteht aus einem Blechpaket mit Nuten, in die elektrisch leitende Stäbe eingebracht sind. Diese sind an den Enden durch Kurzschlussringe verbunden. Man bezeichnet den Rotor daher auch als Kurzschlussläufer.

Der Stator ist in beiden Fällen gleich aufgebaut. Er besteht aus einem Blechpaket, in dessen Nuten eine isolierte Drehstromwicklung eingebracht ist.

Durch das in der Statorwicklung erzeugte magnetische Drehfeld wird im Rotor eine Läuferspannung induziert. Dadurch wirkt eine Kraft und es entsteht ein Drehmoment.

Durch die Drehbewegung findet nun eine Relativbewegung zwischen Stator und Läufer statt. Das Drehfeld der Statorwicklung und die Drehzahl des Läufers sind nicht synchron. Das kann durch den Schlupf angegeben werden:

$$s = \frac{n_s}{n_d} = \frac{n_d - n_s}{n_d}$$

Dabei ist n_d die Drehfelddrehzahl und n die Rotordrehzahl.

Eine nähere Erläuterung zum ASM hierzu findet sich in [4].

Die Regelbarkeit des Asynchronmotors ist relativ einfach auf Basis der feldorientierten Regelung realisierbar. In diesem Fall wird das Drehmoment der Maschine als Kreuzprodukt aus den Fluss- und Statorstromvektoren wie folgt errechnet:

$$M = k(\vec{\Psi} \times \vec{i}) = k(\Psi^T Di); \quad \text{wobei } D = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 0 \end{pmatrix};$$

Die Qualität der Regelung/Steuerung des Drehmomentes hängt von der Präzision der Ermittlung des Flusses ab, die oft mit einem Beobachter geschätzt wird. Da mehrere moderne Beobachter (z.B. Luenberger oder Kalman-Filter) oft aufwendig in der Praxis abzustimmen sind, ist besonders (nach Meinung der Autoren) eine Realisierung des Flussbeobachters auf Basis der Wirk- und Blindleistung des Antriebs interessant:

$$I_s U_s = \underbrace{R_s I_s^2}_S + \underbrace{I_s \omega_{elek} \Psi}_P + \underbrace{I_s \frac{d\Psi}{dt}}_{jQ}$$

Mit einer Realisierung des Flussbeobachters auf Basis der Wirk- und Blindleistung des Antriebs (BWBL) kann man die effizienten Antriebe z.B. mit minimalem Bedarf an Blindleistung auslegen.

b Aufbau und Funktionsweise des permanenterregten Synchronmotors

Der Aufbau des Stators beim permanenterregten Synchronmotor entspricht dem des Asynchronmotors.

Auf dem Rotor sind Permanentmagnete aufgebracht, die für die sogenannte Selbsterregung sorgen.

Bei kleinerer Leistung wird die Drehstromsynchronmaschine als permanenterregte Maschine verwendet, die entweder als Motor oder als Generator arbeiten kann. Gängige Namen sind auch Permanentmagnetmotor, Synchron-Servomotor oder bürstenloser Synchron- Drehstrommotor. Diese Motoren bieten eine hohe Drehmoment- und Leistungsdichte.

Die Feldwelle des Ständers entsteht durch eine stromdurchflossene dreisträngige Wicklung, während das Feld des Läufers durch Permanentmagnete dauerhaft bereitsteht. Die beiden Feldwellen und der Läufer drehen mit gleicher Geschwindigkeit (Synchrongeschwindigkeit).

Das Magnetfeld wird durch Permanentmagnete im Rotor erzeugt. Somit entfällt der in der ASM erforderliche Magnetisierungsstrom. Das Erregerfeld wird verlustlos bereitgestellt, d.h. es steht mehr Strom für Drehmomentbildung bereit. Dies führt zu einer ca. 30% bis 60% höhere Drehmomentenausnutzung gegenüber einem ASM gleicher Baugröße. Da keine Rotorströme für Drehmomentbildung erforderlich sind, gibt es keine Stromwärmeverluste im Rotor. Außerdem wird der Bedarf einer wirtschaftlichen Umrichternutzung reduziert. Der PSM benötigt eine geringere Kühlleistung aufgrund des hohen Wirkungsgrad und des günstigen Leistungsfaktor, da der Motor einen hohen Wirkungsgrad und einen günstigen Leistungsfaktor hat.

Hohe Drehzahlen werden aufgrund der Kompensation der Polradspannung durch Gegenspannung an der Motorinduktivität ermöglicht. Ein großer Drehzahlstellbereich ist möglich, da die innenliegenden Magnete eine Spannungskompensation mit relativ geringen d-Strömen ermöglichen. Die Maschine bietet eine Grenzleistung bis zur Maximaldrehzahl an. Deshalb gibt es ein hohes Beschleunigungsvermögen auch im oberen Drehzahlbereich. Im unteren Drehzahlbereich wird eine Drehmomentsteigerung von bis zu 30% durch das Reluktanzmoment ermöglicht bzw. bereitgestellt. Um alle Vorteile des Reluktanzeffektes der PSM zu realisieren, ist es sinnvoll eine adaptive Struktur des Flussbeobachters zu verwenden, die die Besonderheiten der mathematischen Beschreibung der SyRM berücksichtigt. Dazu gehört z.B. die Bestimmung des Reluktanz-Drehmomentes durch die dynamischen Induktivitäten:

$$M = \frac{k}{2} \left(\frac{1}{L_q(i_{q,\theta})} - \frac{1}{L_d(i_{d,\theta})} \right) \psi^2 \sin(2\varphi)$$

wobei :

M - Drehmoment

k - Motorkonstante

L_q und L_d - Induktivitäten in den d - q -Koordinaten

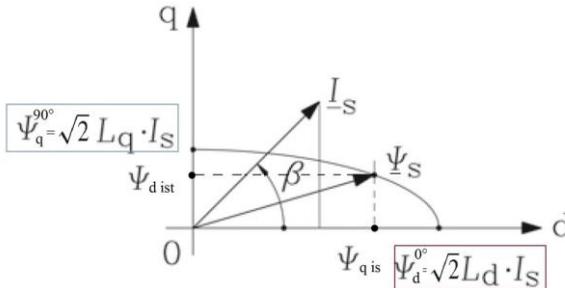
i_q und i_d - Ströme in den d - q -Koordinaten

ψ -magnetischer Fluss

φ -Polradwinkel

Θ - Lage des Rotors

Der Flussbeobachter soll eine magnetische Asymmetrie des Flusses im rotorfesten Koordinatensystem berücksichtigen, da die Ortskurve des Flusses bei einem Reluktanzeffekt eine elliptische Form, wie im Bild unten skizziert ist, aufweist.



Mit einer Realisierung des Flussbeobachters auf BWBL-Basis wird „automatisch“ die magnetische Asymmetrie des Flusses der elektrischen Maschine berücksichtigt. Die Analyse der Simulationsergebnisse eines Antriebs mit BWBL können aufgrund des beschränkten Manuskript- Volumens leider nicht vorgeführt werden.

c Aufbau und Funktionsweise der Switched reluctance machine (SRM)

Wie der Name schon sagt, wird das Drehmoment im Rotor beim Reluktanzmotor ausschließlich durch die Reluktanzkraft erzeugt.

Der Rotor kann rein aus Blech hergestellt werden und ist damit sehr kostengünstig. Der Stator besteht aus bewickelten Zähnen, die abwechselnd ein- und ausgeschaltet werden. Dadurch entsteht ein wechselndes Magnetfeld das den Rotor in die Drehbewegung versetzt.

Zur optimalen Ansteuerung wird, wie beim PSM, meist ein Rotorlagegeber verwendet.

Größter Vorteil der geschalteten Reluktanzmaschine ist der Wegfall der Verluste im Läufer, die beim Asynchronmotor durch den Kurzschlussläufer zwangsläufig auftreten. Daher erreicht er höhere Wirkungsgrade.

Ein grundsätzliches Probleme, das im Zusammenhang mit geschalteten Reluktanzmotoren auftritt, ist die Geräuschentwicklung durch die nicht sinusförmige Ansteuerung.

Eine Variante des Reluktanzmotors ist der synchron laufende RM (SyRM). Hier wird, wie in der Asynchronmaschine, mit einer mehrphasigen Wicklung im Stator ein Drehfeld erzeugt.

Die synchron laufende Reluktanzmaschine hat zum Nachteil, dass im Vergleich zu PSM Motoren zur Erreichung des gleichen Drehmoments wesentlich höhere Ströme zur Magnetisierung benötigt werden. Daher ist die Umrichtertechnik aufwändiger. Das erhöht unter Umständen die Gesamtsystemkosten.

Um die Magnetisierungsströme bzw. Wirkungsgrade der SyRM zu untersuchen, wurde ein Simulationsmodell des Motors im rotorfesten Koordinatensystem entwickelt, das unten dargestellt ist. Mit einer Simulink-Testumgebung wurde die Effizienz der Antriebe sowohl mit klassischer PWM-Modulation, als auch mit DTC-Verfahren (Direct Torque Control)

analysiert. Die Wirkungsgrade der SyRM liegen im Teillastbereich zwischen der von ASM und PSM.

Eine nähere Betrachtung des Synchronreluktanzmotors mit Vor- und Nachteilen findet sich in der Veröffentlichung [5].

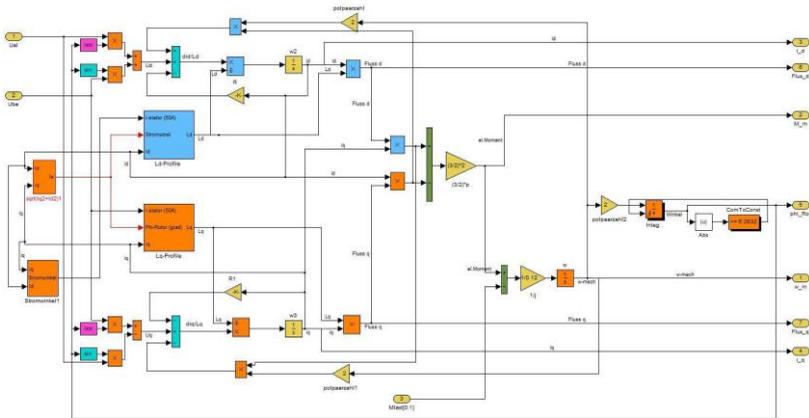


Abbildung 4: Simulationsmodell des Synchron-Reluktanzmotors in dq -Koordination

d Aufbau und Funktionsweise der Transversalflussmaschine (TFM)

Die Transversalflussmaschine ist eine elektrische Maschine, die im Gegensatz zu konventionellen Maschinen mit Durchmesserwicklung eine Umfangswicklung hat, die konzentrisch zur Welle der Maschine angeordnet ist [3].

Der magnetische Fluss verläuft transversal (senkrecht) zur Drehebene. Zu Transversalflussmaschinen gibt es viele Patenanmeldungen und auch wissenschaftliche Publikationen. Vor allem in der Ausführung als permanent erregte Synchronmaschine. Die Transversalflussmaschine lässt sich aber auch als elektrisch erregte Synchron-, Asynchron-, oder Reluktanzmaschine ausführen.

Der Rotor, der oft als Außenrotor realisiert wird, ist wie bei der PSM Maschine durch die Aufbringung von Permanentmagneten realisiert, wobei die

Präzision der Lage von den eingesetzten Magneten für die resultierende Drehmomentbildung sehr wichtig ist.

5 Regelungen von Elektromotoren

In Abbildung 5 ist zunächst ein typischer HW Aufbau eines Wechselrichters für Drehstrommotoren dargestellt.

In den drehzahl- oder drehmomentgeregelten Antrieben mit Drehstrommaschinen werden unterschiedliche Modulationsverfahren der PWM verwendet, die z.B. in [6] ausführlich beschrieben werden. Man unterscheidet grundsätzlich zwei Gruppen der Modulationsverfahren, die oft bei der PWM des Wechselrichters realisiert werden.

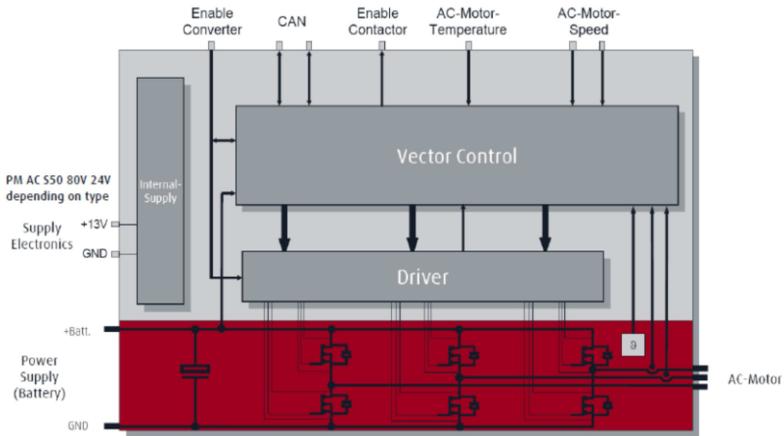


Abbildung 5: Aufbau Wechselrichter

Die Modulationsverfahren aus der ersten Gruppe gewährleisten ein gutes Oberschwingungsspektrum des Statorstroms der E-Maschine, da der Strom nahezu sinusförmig ist. Leider ist es nachteilig, dass die Modulationsverfahren dieser Gruppe sehr hohe „Spannungsverluste“ im Wechselrichter verursachen und damit die Spannungsquelle im Fahrzeug nicht optimal ausgenutzt wird. Die beste Aussteuerung der PWM, was auch mit dem sogenann-

ten Modulationsindex beschrieben wird, beträgt bei Sinus-Dreieck Modulation 0,785.

Die Modulationsverfahren der zweiten Gruppe nutzen die Spannungsquelle des Fahrzeugs besser aus. Diese Modulationsverfahren der PWM werden als „Flat-Top-Modulation“ (FTM) bezeichnet. Der Modulationsindex kann bei FTM bis zu 1 (im Blockbetrieb) betragen. Die in [7] beschriebenen Flat-Top-Modulationsverfahren werden mit einem festen Modulationsindex konzipiert. Diese wiederum haben einen festen Flat-Top-Winkel (30° , 60° , 120°). Die FTM ist aktuell in den mobilen elektrischen Antrieben mit Drehstrommotoren der Stand der Technik. Insbesondere bei Feldschwächung und stark schwankender Batteriespannung, obwohl das Spektrum des Statorstroms dabei nicht optimal ist.

Die Welligkeiten des Drehmoments, die in Antrieben mit FTM oft höher gegenüber Antrieben mit ASM sind, kann man mit einer kombinierten Ansteuerung des Wechselrichters (Umschalten zwischen DTC- und PWM-Verfahren) erhöhen. Damit verbessert sich die Qualität der Fluss-, Drehmoment- und Drehzahlregelung des Antriebs von batteriebetriebenen Fahrzeugen. Eine zusätzliche Maßnahme zur Effizienzerhöhung des Antriebs ist eine adaptive Totzeitkompensation (ATZK) im Wechselrichter, die zur besseren Annäherung der Phasenströme an die Sinusform führt. Es wird eine ATZK vorgeschlagen, die auf Basis des Luenberger Beobachters realisiert wird. Dieses Verfahren wird in [6] näher beschrieben. Die praktische Realisierung des ATZK ist einfach, da das Modell der elektrischen Maschine im rotorfesten Koordinatensystem realisiert wird.

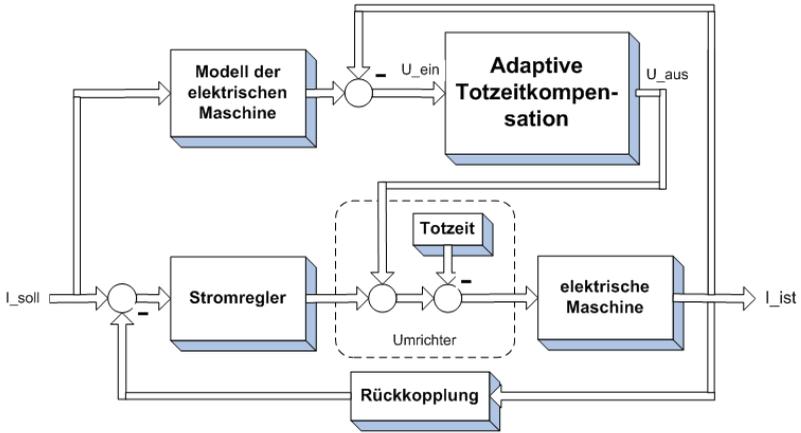


Abbildung 6: Adaptive Totzeitkompensation

Die Aufnahme des Phasenstroms einer ASM ohne und mit adaptiver Totzeitkompensation des Wechselrichters, sind untenstehend dargestellt.

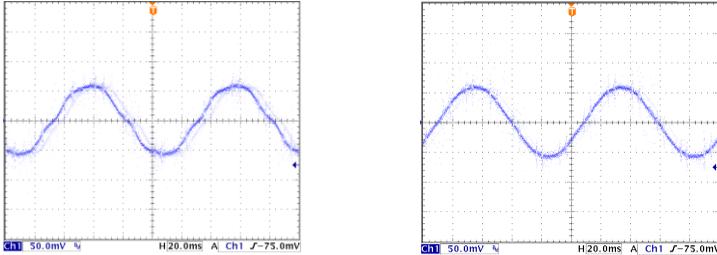


Abbildung 7: Adaptive Totzeitkompensation (Ohne – Mit)

Beide beschriebenen Methoden zur Verbesserung des Spektrums der Statorströme in der elektrischen Maschine, benötigen keine zusätzliche Hardware oder Rechenleistung.

6 Zusammenfassung

In den vorangehenden Kapiteln wurde verschiedene Methoden zur Optimierung der Energieeffizienz in elektrischen Antrieben vorgestellt.

Insbesondere die Optimierung der Motoren hat auch einen normativen Hintergrund. In der IEC60034-30-1 sind Mindestwirkungsgrade beschrieben, die beim Einsatz elektrischer Maschinen (Asynchronmotoren) unter Umständen einzuhalten sind. Dabei sind folgende Werte relevant:

Leistung	5,5 kW	11 kW	18,5 kW	30 kW
IE4	90,7 %	92,3 %	93,3 %	94,1 %
IE3	88,0 %	90,1 %	91,5 %	92,6 %
IE2	85,9 %	88,4 %	89,9 %	91,1 %

Tabelle 1: Mindestwirkungsgrad nach IEC60034-30-1

Da diese Effizienzklassen, zumindest ab IE3 nur noch mit Mehraufwand zu realisieren sind, lohnt sich der Aufwand über alternative Motoren mit physikalisch bedingt höheren Wirkungsgraden nachzudenken.

Im Folgenden ist eine Vergleichstabelle der Vor- und Nachteile der betrachteten Motoren dargestellt.

Für eine sinnvolle Auswahl sind alle Parameter zu berücksichtigen und mit den Anforderungen des jeweiligen Projektes abzugleichen.

Motor	Asynchronmaschine (ASM)	Permantenerregte Synchronmaschine (PSM)	Synchron-Reluktanzmaschine (PSM)	Transversalflussmaschine (TFM)
Motorpreis	Niedrig	Hoch	Niedrig	Eher hoch
Wirkungsgrad	Niedrig	Hoch	Mittel	Mittel/ Hoch
Verhältnis Drehmoment / kg	Gering	Hoch	Mittel	Hoch
Drehzahlstell-Bereich	Groß	Eingeschränkt	Groß	Eher groß
Eigentragheitsmoment	Niedrig/ Mittel	Hoch	Niedrig/ Mittel	Niedrig
Überlastbarkeit	Hoch	Niedrig	Hoch	Niedrig
Regel-/Steuerbarkeit	Einfach	Einfach	Aufwändig	Aufwändig
Feldschwächung	Einfach	Aufwändig	Einfach	Aufwändig
Leistungsfaktor	Mittel	Hoch	Niedrig/ Mittel	Hoch
Steuerungsverfahren	Frequenz-Umrichter, ohne Resolver	Frequenz-Umrichter, ohne/mit Resolver	Frequenz-Umrichter, ohne/mit Resolver	Frequenz-Umrichter, ohne/mit Resolver
Stand der Technik	++	++	o	o

Tabelle 2: Vergleichstabelle Motortechnologien

Weitere Optimierungsmöglichkeiten sind bei Batterie und den Regelung gegeben.

7 Ausblick

Obwohl elektrische Antriebstechnik bereits seit mehr als 100 Jahren existiert und auch die Grundlagen und Technologien schon seit Jahrzehnten

erforscht sind, gibt es im Mobilbereich immer noch vergleichsweise wenige Anwendungen.

Die grundsätzlichen Prinzipien der Regelungen und Motorentchnologien sind bekannt. Um wettbewerbsfähige Motoren auf den Markt zu bringen, muss der Schwerpunkt nun auf den Fertigungsverfahren liegen.

Literaturverzeichnis

- [1] STILL GmbH, Produktportfolio, <http://www.still.de/dieselgabelstapler-treibgasstapler.0.0.html>, 2016
- [2] Fraunhofer-Institut für System- und Innovationsforschung ISI, A. Thielmann, A. Sauer, M. Wietschel, „Gesamt-Roadmap Energiespeicher für die Elektromobilität 2030“, Karlsruhe 2015
- [3] Rolf Fischer: Elektrische Maschinen. 14. Auflage. Carl Hanser Verlag, München 2007, ISBN 978-3-446-41754-0, S. 351 ff. (aktualisierte und erweiterte Auflage).
- [4] Andreas Binder, Elektrische Maschinen und Antriebe, ISBN 978-3-540-71850-5, 2012.
- [5] Boglietti, A., Cavagnino, A. Pastorelli, M., Vagati, A.: „Experimental comparison of induction and synchronous reluctance motors performance“. 40th IEEE IAS Annu. Meeting, Okt. 2005
- [6] D. Schröder, „Elektrische Antriebe, Regelung von Antriebssystemen“, ISBN 978-3-540-89612-8 Springer Verlag,
- [7] Prof. Dr.-Ing. Ralph Kennel, Lehrveranstaltung „Umwandlung elektrischer Energie mit Leistungselektronik“, Spannungszwischenkreisumrichter, München, TU

GridCON – Konzept einer leitungsgeführten, vollelektrischen und autonomen Landmaschine

Julian Daubermann, M.Sc.

*John Deere GmbH & Co. KG, Advanced Engineering,
European Technology and Innovation Center,
Straßburger Allee 3, 67657 Kaiserslautern, Deutschland
E-Mail: DaubermannJulian@JohnDeere.com,
Telefon: +49(0)631/36191849*

Dr.-Ing. Nicolai Tarasinski

*John Deere GmbH & Co. KG, Advanced Engineering,
European Technology and Innovation Center,
Straßburger Allee 3, 67657 Kaiserslautern, Deutschland
E-Mail: TarasinskiNicolai@JohnDeere.com,
Telefon: +49(0)631/36191840*

Kurzfassung

Zur Steigerung von Produktivität und Nachhaltigkeit bei der Feldbearbeitung wird eine autonome Landmaschine vorgestellt, welche über eine elektrische Leitung aus dem Energienetz gespeist wird. Die Energie wird durch speziell entwickelte Mittelspannungstechnik effizient auf das Fahrzeug übertragen. Zur Integration der elektrischen Leitung in den autonomen Arbeitsprozess wird eine Betriebsstrategie vorgestellt und erprobt. Hauptaugenmerk liegt auf der präzisen Positionierung der Leitung auf dem Feldboden durch Regelung der Leitungszugkraft bei einer Fahrgeschwindigkeit von 20 km/h. Auf Grund der Schwingfähigkeit des Systems wird ein Großteil der Dynamik durch Vorsteuerung der Trommeldrehzahl abgebildet um die Anforderungen an die Regelung zu senken. Außerdem ist eine Filterstruktur zur Unterdrückung der Eigenfrequenzen von Fahrzeug und Leitung bei der Messung der Zugkraft vorgesehen.

Stichworte

Elektrische Antriebstechnik, Leitungsgespeiste Fahrzeuge, Autonome Fahrzeuge, Energieübertragung, Precision Farming,

1 Einleitung

Getrieben durch die steigende Nachfrage nach Nahrungsmitteln auf dem Weltmarkt [1] und dem Wunsch nach Wirtschaftlichkeit der landwirtschaftlichen Produktion entsteht die Notwendigkeit, die Produktivität in der Landtechnik zu steigern. Neben dem Fortschritt in der Pflanzen- und Tierzucht [2] spielt die Antriebsleistung der eingesetzten Maschinen eine tragende Rolle. So steigt die durchschnittliche Motorleistung von Traktoren und Erntemaschinen in den letzten 50 Jahren stetig an.

Diesen Trend auch in Zukunft fortzusetzen, stellt für die konventionellen Dieselmotoren zunehmend eine Herausforderung dar. Denn neben der Komplexität der Motortechnik erhöhen sich sowohl die Tankvolumina, als auch der Aufwand und die Kosten zur Abgasnachbehandlung [3]. Um dabei auch die Gesichtspunkte des Klimawandels mit einzubeziehen, entsteht der Wunsch nach der Nutzung erneuerbarer Energien durch geeignete Antriebstechnik.

Elektrische Antriebe sind lokal emissionsfrei und bieten Unabhängigkeit von steigenden Ölpreisen und strikter werdenden Umweltauflagen. Außerdem zeichnen sie sich durch hohe Energiedichten, gute Regelbarkeit und hohe Energieeffizienz bei einem niedrigen Wartungsaufwand aus [4].

Die für den Betrieb solcher Antriebe erforderliche Energie kann auf landwirtschaftlichen Betrieben ortsnah aus erneuerbaren Energien gewonnen und idealerweise auf dem eigenen Hof genutzt werden. An dieser Stelle spielt die Frage, wie die elektrische Energie auf das Fahrzeug gebracht werden kann, die zentrale Rolle. Hierbei kommt es stark auf das Anwendungsszenario und die damit verbundenen Energieanforderungen an:

Bei Transportfahrten und Verladearbeiten müssen in erster Linie die Verluste im Antriebsstrang während der Fahrt gedeckt werden. Es werden hohe Spitzenleistungen beim Beschleunigen abgerufen und beim Verzögern kann ggf. rekuperiert werden, was den Rahmenbedingungen der Automobilbranche prinzipiell ähnelt. In Hinblick auf die Entwicklungen in Bezug auf steigende Batteriekapazitäten lassen sich solche Anwendungsfälle durch batteriebetriebene Fahrzeuge realisieren.

Betrachtet man den schweren Feldeinsatz wie beispielsweise die Feldbearbeitung mit einer Kreiselegge steigert sich je nach Arbeitsbreite, Bodenbeschaffenheit und Bearbeitungstiefe der Energiebedarf um ein Vielfaches. An dieser Stelle bietet eine Versorgung durch eine permanente Verbindung mit dem Stromnetz große Vorteile. Neben der verlustarmen Übertragung auf das Fahrzeug ist das Leitungsprinzip im Vergleich zur aktuellen Batterietechnologie auch wesentlich besser skalierbar, sodass bei steigendem Energiebedarf der Leitungsquerschnitt erhöht werden kann.

Nachfolgend soll dieses Prinzip, speziell in Hinsicht auf die Automatisierbarkeit näher betrachtet werden.

2 Stand der Technik

Bereits Ende des 19. Jahrhunderts hielt die elektrische Antriebstechnik Einzug in die Landtechnik. Die ersten Maschinen waren elektrische Seilwinden, die vom Feldrand aus einen Pflug durchs Feld ziehen und über eine Leitung mit dem elektrischen Versorgungsnetz verbunden sind. Dies wurde 1879 von Chrétien und Félix in Frankreich demonstriert [5] und ein Jahr später von Siemens in ähnlicher Form patentiert [6]. Die Wirkungsgrade der Energieumwandlung und der Übertragungstrecke von 2000 Metern lagen damals bei etwa 50% [5].

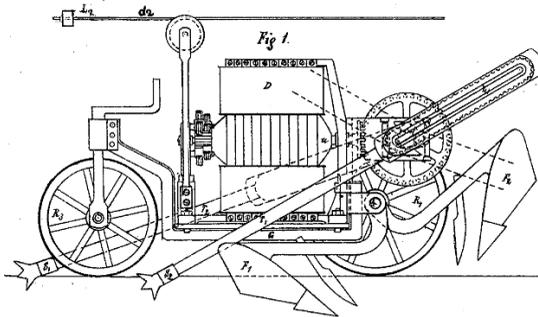


Abbildung 1: Elektrischer Pflug nach Patent erteilt an Siemens & Halske aus dem Jahre 1880 [6].

1912 entwickelte Siemens den ersten kabelgespeisten Traktor. Der Trend zur Elektrifizierung ging mit der Verfügbarkeit billigen Erdöls im Laufe des 20. Jahrhunderts zurück. Die letzten kabelgespeisten Traktoren wurden um 1950 während der Lenin-Kolchase in der Sowjetunion entwickelt und getestet. In der Neuzeit treten kabelgespeiste Fahrzeuge bisher nur in Nischenanwendungen auf, wie beispielsweise bei Scooptram-Ladern für Minenanwendungen [7].

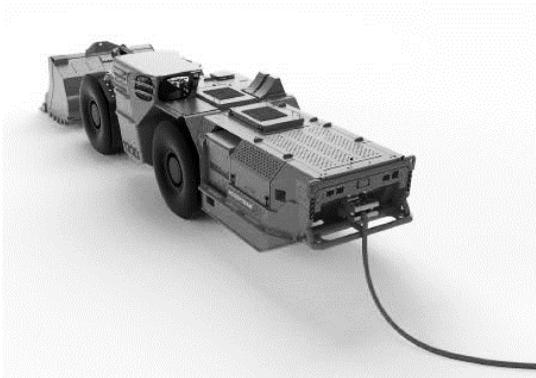


Abbildung 2: Electric Scooptram EST1030 der Fa. Atlas Copco [7].

3 Konzeptidee

Die im Rahmen des „GridCON“-Projektes untersuchte Lösung zur Bereitstellung von elektrischer Energie für eine vollelektrische und autonome Landmaschine ist die Versorgung über eine permanente elektrische Leitung. Diese bringt den Vorteil, dass große Antriebsleistungen dauerhaft und verlustarm auf die Maschine übertragen werden können. Erneuerbare Energiequellen können direkt eingebunden werden, das Fahrzeug kann in eine intelligente Netzstruktur eingebettet werden und dabei je nach Stromverfügbarkeit ausgelastet werden. Das Fahrzeug ist hinsichtlich CO₂ und der Geräuschbelastung emissionsarm, was zusammen mit der Vollautonomie einen 24-Stunden Betrieb ermöglicht.

Prinzipiell sind verschiedene Anbindungsarten über eine elektrische Leitung möglich. Die im Rahmen dieses Projektes untersuchte Ausführung speichert den Leitungsvorrat auf einer Trommel mit einer Längskapazität von 1000m, welche im Frontbereich des Fahrzeugs mitgeführt wird.



Abbildung 3: Testfahrzeug mit angebauten Leitungsführungskomponenten

Im Betrieb wird die Leitung synchron zur Fahrbewegung in einer Bearbeitungsspur auf dem Feldboden abgelegt und beim Zurückfahren in der Nachbarspur wieder aufgenommen. Der Ablegepunkt der Leitung befindet sich in Form eines Führungstrichters an der Spitze eines maximal 5m langen, flexibel positionierbaren Kragarms. Der Ablegepunkt wird während der Fahrt so angepasst, dass beim Ablegen der Arbeitsbereich des Anbaugerätes seitlich freigehalten wird und beim Aufnehmen in der Nachbarspur die Leitung geradlinig in den Führungstrichter einläuft.

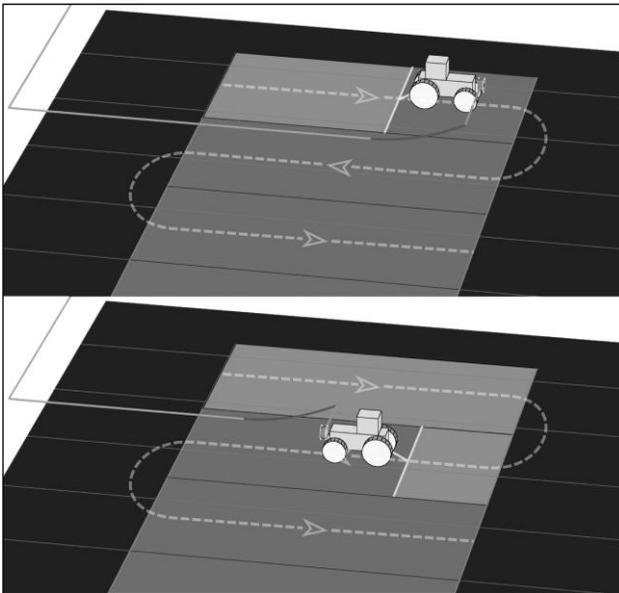


Abbildung 4: Fahrzeugkonzept und Fahrstrategie: (oben): Ablegen der Leitung während der Bearbeitung der ersten Spur, (unten): Aufnehmen der Leitung beim Bearbeiten der benachbarten Spur

Konventionell werden Leitungstrollen als Federtrollen mit konstantem Drehmoment betreiben. Die Leitung wird somit unter Spannung gehalten und beschleunigt die Trolle beim Abziehen. Betrachtet man die in diesem Fall nötigen Kräfte bei der Annahme, dass der Leitungsbelag ideal

ringförmig ist, (Leitungsgewicht: $m = 1000\text{kg}$, Fahrzeugbeschleunigung $a = 1.1\text{m/s}^2$)

$$F = \frac{J \cdot a_{\text{Rot}}}{R} = \frac{R^2 \cdot m \cdot \frac{a_{\text{Lin}}}{R}}{R} = m \cdot a_{\text{Lin}} = 1100\text{N}$$

so muss die Trommel mit 1100N vorgespannt sein, um beim Verzögern des Fahrzeuges die Leitung aufzuwickeln. Beim Abziehen ergibt sich damit die doppelte Zugkraft. Dies entspricht jedoch etwa dem 35-fachen der Zugkraft, welche bei Vorversuchen zum gezielten Positionieren der Leitung auf dem Feld nachgewiesen wurde. Im Gegensatz zum Federtrommelkonzept wurde die Leitungstrommel mit einem 8 kW Servomotor ausgestattet und die Trommelbewegung flexibel an die Fahrdynamik angepasst. Um bei Kurvenfahrten ein Verrutschen der Leitung zu verhindern, wird die Zugkraft im Betrieb geregelt.

Das Gesamtsystem besteht aus den Komponenten Energieübertragung, Autonomie und Leitungsführung, welche nachfolgend näher Betrachtet werden. Dabei kommt dem Aspekt der Leitungsführung die größte Beachtung zu.

4 Energieübertragung

Kernanforderung an die Energieübertragung ist neben der Betriebssicherheit die verlustarme Übertragung einer dauerhaften Nennleistung von 300kW. Um bei großen Leitungslängen die Energieverluste zu vermindern und gleichzeitig das Gewicht der auf dem Fahrzeug mitgeführten Leitung zu verringern, muss der Leitungs- bzw. Kupferquerschnitt klein sein. Dies wird erreicht, indem die Energie als Gleichstrom im Mittelspannungsbereich zwischen 6 kV und 8 kV übertragen wird. Hierzu ist am Feldrand eine (mobile) Einspeisestation vorgesehen, die das Bindeglied zwischen Energienetz und Anschlussleitung darstellt.

Auf der Fahrzeugseite wird die Energie von der rotierenden Trommel mittels Schleifringen auf das Fahrzeug übertragen und dort mittels DC/DC-Wandler in den 700V DC Zwischenkreis der Antriebsumrichter eingespeist.

5 Autonomie

Die effiziente Bearbeitung des vorliegenden Feldabschnittes entsprechend des vorgesehenen Arbeitsschrittes steht im Fokus der Fahrzeugautonomie. Dabei handelt es sich im weitesten Sinne um ein Navigationsproblem zur effizienten Flächenabdeckung.

Annahme in diesem Projekt ist es, dass sich keine Personen oder Tiere auf dem abgesperrten Testgelände befinden und tagesaktuelles Kartenmaterial des Terrains vorliegt. Die Hindernisse sind damit statisch ausreichend bekannt und werden bei der Pfadplanung mit berücksichtigt. Eigenheit der hier vorgestellten Pfadplanung ist die Einbeziehung der Leitung als eigenständigen, über gewisse Beschränkungen an den Fahrzeugpfad gebundenen Pfad. Durch Bestimmung des statischen und dynamischen Verhaltens der eingesetzten Leitung mittels eines Finite-Elemente-Modells kann die zur Einhaltung des Leitungspfades im Betrieb nötige Zugkraft und die Ablegeposition vorausberechnet werden.

Ziel ist es, den effektivsten Weg unter Berücksichtigung verschieden priorisierter Kriterien zu finden. Kriterien sind die Flächenabdeckung, Weglänge, Geschwindigkeit, Einhaltung der kinematischen Beschränkungen des Fahrzeuges, Abstand zur Leitung und die auf der Trommel verfügbare Leitungslänge.

Am Ende des Pfadplanungsprozesses steht eine vollumfängliche Zustandsbeschreibung, die jedem Wegpunkt des Fahrzeugs Sollzustände der Subsysteme zuordnet (Fahrantrieb, Lenkung, Leitungszugkraft, Ablegeposition und Anbaugerät). Dieser Datensatz wird auf das Realtime-System übertragen und dort über eine Vielzahl an Reglern in den einzelnen Untersystemen

nachverfolgt. Die Fahrzeugortung erfolgt mit Hilfe von GPS und Echtzeitkinematik (RTK) auf wenige Zentimeter genau.

6 Leitungsführung

Kernaspekt des Projektes ist der Umgang mit der elektrischen Leitung auf dem Feld, speziell die Interaktion mit dem Fahrzeug. Prinzipiell wird die Leitung aufgetrommelt auf dem Fahrzeug mitgeführt und während der Fahrbewegung synchron auf dem Boden abgelegt. Dies führt zu einer geringen mechanischen Belastung der Leitung und einer guten Positionierbarkeit.

Wichtige Größe bei diesem Prozess ist die Zugkraft der Leitung. Vereinfacht lassen sich zunächst die folgenden Systemgrenzen betrachten innerhalb derer sich die Zugkraft in jedem Fall befinden muss.

Die *maximal* erlaubte Zugkraft leitet sich aus der Bruchlast der verwendeten Leitung bzw. der Zugkraft, welche zur Beschädigung des Ablegemechanismus führt, ab. Eine *minimale* Zugkraft ist jedoch nötig, um eine ordnungsgemäße Funktion des Wickelapparates zu gewährleisten.

Innerhalb dieser Grenzen muss die Zugkraft entsprechend des Pfadabschnittes angepasst werden. Bei Geradeausfahrten führt eine vergleichsweise hohe Zugkraft zu einer höheren Stabilität des Ablegeprozesses, bei Kurvenfahrten wird die Zugkraft verringert, um ein Querziehen der Leitung zu vermeiden. Der durch Fahrversuche ermittelte Zugkraftbereich liegt zwischen 30N und 200 N, nominal bei 50 N.

Die Zugkraft wird im Betrieb entsprechend des in der Pfadplanung vorausgerechneten Wertes geregelt. Bei Abweichungen von der vorausgerechneten Zugkraft würde die Leitung an einer anderen Stelle vom Boden abheben, bzw. würde je nach Bodenbeschaffenheit quergezogen.

Gütekriterium für die Zugkraftregelung ist somit die Ablegepräzision der Leitung auf dem Boden.

Zur Veranschaulichung der Anforderungen ist in Abbildung 5 die Auswirkung eines Längenversatzes zwischen Fahrzeug und Leitung in Form der daraus resultierenden Zugkraft in Bezug auf einen Arbeitspunkt bei 50N dargestellt.

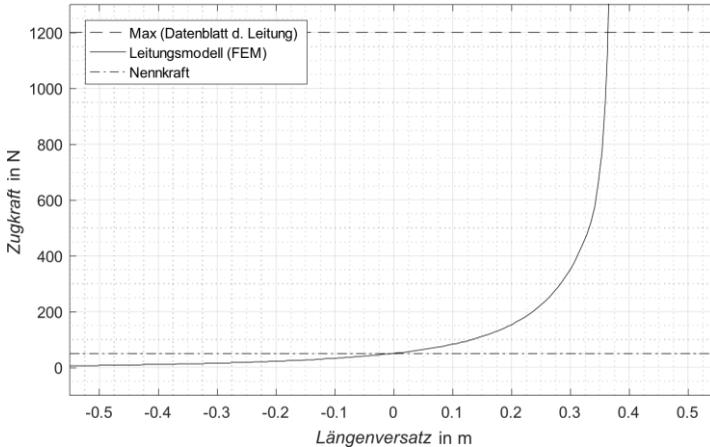


Abbildung 5: Zugkraft am Fußpunkt der Leitung über Längenversatz in der Fahrzeug-Leitung-Synchronisation

Bei einem Längenversatz von etwa 0,37m wird die an der Leitung zulässige Zugkraft überschritten. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 20 km/h bedeutet dies ein maximales Zeitfenster von etwa 67ms.

Gemessen wird die Zugkraft der Leitung indirekt über den Winkel, mit dem die Leitung den Ablegarm zum Boden hin verlässt (Abbildung 6). Die Zugkraft ist eine Funktion des Ablegewinkels γ_S und der Ablegehöhe h_D und liegt in Form einer Polynom-Approximation vor, welche aus FEM-Simulationen der Leitung abgeleitet wurde.

Abbildung 6 zeigt den Aufbau des Leitungssensors. Beide Freiheitsgrade werden durch Winkelsensoren mit 20-bit Auflösung und einer Zykluszeit von einer Millisekunde erfasst.

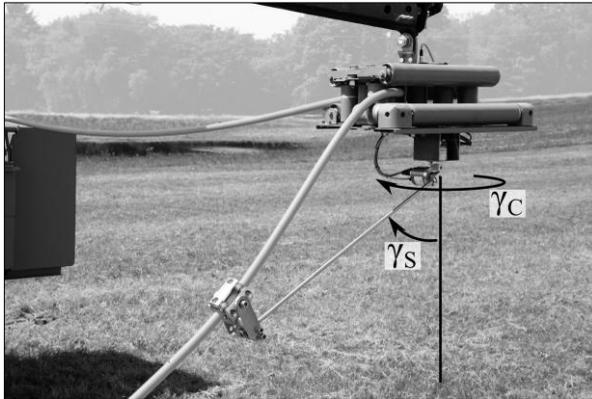


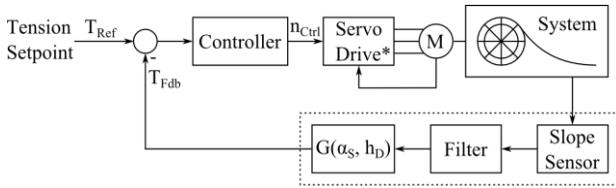
Abbildung 6: Sensor zur Erfassung von Zugkraft bzw. Ablegewinkel (γ_S) und Richtung der Leitung (γ_C)

Neben den Anforderungen, die sich aus der Leitungsgeometrie ergeben (Abbildung 5), spielt die Toleranz der Regelstrecke gegenüber Schwingungen auf der Leitung eine Rolle. Durch den unregelmäßigen Feldeboden werden Wankbewegungen des Fahrzeuges angeregt, welche sich durch die zusätzliche Zeigerwirkung des Ablegearms auf die Leitung übertragen.

Schwingungsanalysen am Gesamtsystem zeigen, dass die Eigenfrequenz des Fahrzeuges inklusive Ablegearm bei ca. 2,2 Hz liegt und die der eingesetzten Leitung, weitestgehend unabhängig von der Zugkraft, bei 1,6 Hz. Durch geeignete Filterstrukturen werden die Eigenfrequenzen, sowie hochfrequente Anteile unterdrückt und durch die Zugkraftregelung nicht weiter verstärkt. Somit wird die Schwingung auf der Leitung im Betrieb erlaubt und nur der zeitliche Mittelwert der Leitungszugkraft geregelt.

Eine aktive Schwingungstilgung durch eine gegenläufige Trommelbewegung ist auf Grund der großen Massenträgheit der auf der Trommel aufgespulten Leitung nicht praktikabel.

Betrachtet man den einfachen, geschlossenen Regelkreis nach Abbildung 7, verringert die nötige Filterung jedoch die Dynamik der Regelstrecke derart, dass nur geringe Fahrgeschwindigkeiten stabil gefahren werden können.



**Servo Drive operates in Speed Control Mode*

Abbildung 7: Einfache Regelstrecke mit Zugkraftsensor

Neben der Zugkraft als Regelziel, muss die gesamte Systemdynamik, speziell die Beschleunigung und Verzögerung des Fahrzeugs von der Regelung abgedeckt werden.

Der Regelkreis wurde deshalb um einen Vorsteuerungsanteil erweitert. Hierbei wird, wie in Abbildung 8 gezeigt, die Fahrzeuggeometrie genutzt, um die gut messbare Hinterachsdrehzahl n_{RA} über den Lenkwinkel γ_{St} zum Ablegepunkt der Leitung zu transformieren (v_D , γ_D).

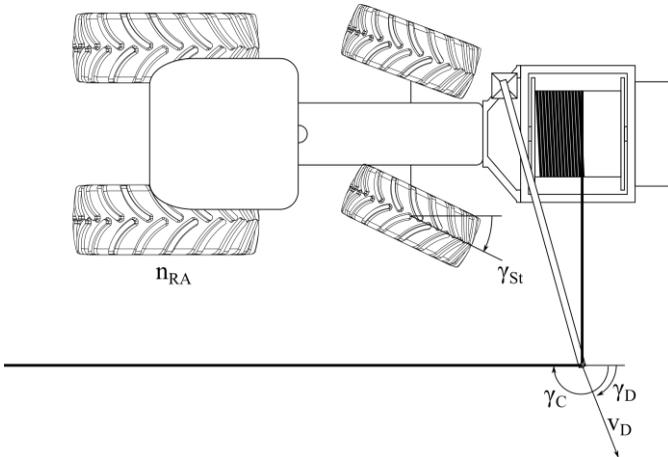


Abbildung 8: Fahrzeuggeometrie zur Vorsteuerung der Trommel

Durch Messung des Winkels γ_C , unter welchem die Leitung in den Ablegepunkt einläuft, wird die Ablegegeschwindigkeit der Leitung berechnet und

über den geschätzten Trommeldurchmesser in eine Trommeldrehzahl umgerechnet.

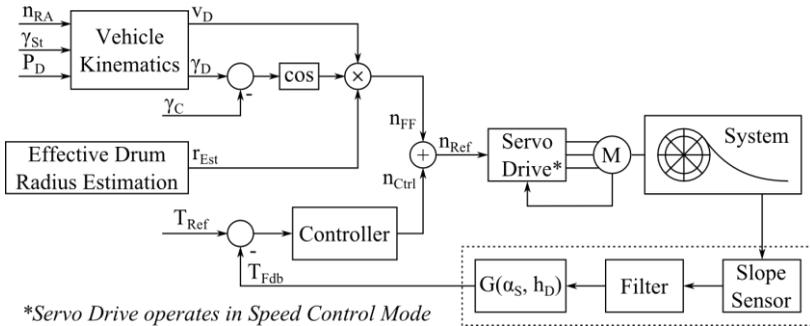


Abbildung 9: Erweiterter Regelkreis mit Vorsteuerung

Bei dieser Strategie wird ein Großteil der Fahrdynamik durch die Vorsteuerung abgebildet. Größte Fehlerquelle in der zur Vorsteuerung genutzten Messkette ist der Antriebsschlupf mit anwendungstypischen 20%, die restlichen Fehler werden mit 5% angenommen. Somit teilt sich die Gesamtdynamik zu ca. 75% der auf die Vorsteuerung und zu 25% auf die Zugkraftregelung auf, was den Reglerentwurf stark vereinfacht.

Neben der Stabilität der Zugkraftregelung spielt für die Verlässlichkeit des Systems im autonomen Fahrbetrieb die Wickelstrategie eine zentrale Rolle. Durch die Forderung einer kompakten Trommelbauweise und gleichzeitig großer Reichweite, muss die Leitung in mehreren Lagen auf die Trommel gewickelt werden. Generell gilt bei Seiltrommeln, dass entstandene Wickelfehler in den unteren Lagen hin zu höheren Lagen propagiert werden und damit die Prozesssicherheit negativ beeinflussen. Um dies zu vermeiden, wird die Leitung aktiv über eine Wickelvorrichtung softwarebasiert in einem orthozyklischen Wickelschema aufgespult. Beim orthozyklischen Wickeln liegen, im Gegensatz zum Schraubenwickeln, die Leiterschleifen jeder Lage über einen großen Bereich hinweg parallel zur Trommelwand, wodurch für die jeweils nächste Lage eine Führungsform erzeugt wird.

In der Erprobungsphase wird zusätzlich mit einem 2D-Laserscanner die Struktur der Trommeloberfläche im Betrieb erfasst und in die Algorithmenentwicklung zurückgeführt.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen des GridCON-Projektes wird eine aus dem Energienetz gespeiste Landmaschine konzipiert, gebaut und in Betrieb genommen. Neben dem konstruktiven Aufwand bildet die Software, speziell die Regelungstechnik den hauptsächlichen Arbeitsschwerpunkt. Der Umgang mit der elektrischen Leitung wurde im Feldeinsatz bereits erprobt und sukzessive verbessert. Dabei wurde Energie übertragen und Fahrgeschwindigkeiten von 20km/h erreicht.

Im nächsten Schritt werden die im Feldeinsatz gewonnenen Erkenntnisse in die Pfadplanung zurückgeführt und eine verbesserte Wickelstrategie der Leitungstrommel implementiert.

Danksagung

Das Projekt „*Entwicklung, Bau und Erprobung einer leitungsgeführten Landmaschine mit Smart-Grid-Infrastruktur – Grid-Connected Agricultural Machine (GridCON)*“ wurde durch das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) mit Mittel des Förderprogramms „IKT für Elektromobilität II“ vom Bundesministerium für Wirtschaft und Infrastruktur (BMWi) gefördert.

Literaturverzeichnis

- [1] Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft (2016): Ernährung der wachsenden Weltbevölkerung sichern. Pressemitteilung vom 07.04.2016, <https://www.bmel.de/SharedDocs/Pressemitteilungen/2016/048-OECD-Agrarministerkonferenz.html> [Zugriff am 03.10.2016]
- [2] Kirschke, D., Häger, A., Noleppa, S. (2011): Rediscovering productivity in European agriculture – Theoretical background, trends, global perspectives, and policy options. HFFA Working Paper 02/2011, Humboldt Universität, Berlin.
- [3] Deter, A. (2013): Was kommt nach der nächsten Abgasstufe? In: top agrar 08/2013, S. 118-121.
- [4] Spring, E. (1998): Elektrische Maschinen: Eine Einführung. Berlin, Heidelberg, New York: Springer Verlag, S. 227-325.
- [5] o. V. (1879): Plowing by Electricity. In: San Francisco News Letter and Advertiser vom 19.07.1879
- [6] Siemens & Halske (1880): Elektrischer Pflug. Kaiserliches Patentamt, Patentschrift. No 12869 vom 12.09.1880
- [7] Atlas Copco. Produktbroschüre SCOOPTRAM EST1030

Flüssiges Methan als alternativer Energieträger für mobile Arbeitsmaschinen

Dipl.-Ing. Isabelle Ays

*Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen,
Rintheimer Querallee 2, 76131 Karlsruhe, Deutschland,
E-Mail: isabelle.ays@kit.edu, Telefon: +49(0)721/60848646*

Dipl.-Ing. Danilo Engelmann

*Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen,
Rintheimer Querallee 2, 76131 Karlsruhe, Deutschland,
E-Mail: danilo.engelmann@kit.edu, Telefon: +49(0)721/60848603*

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

*Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen,
Rintheimer Querallee 2, 76131 Karlsruhe, Deutschland,
E-Mail: mobima@fast.kit.edu, Telefon: +49(0)721/60848601*

Kurzfassung

Durch den steigenden Druck die Treibhausgasemissionen zu reduzieren ist der Umstieg auf alternative Energieträger für mobile Arbeitsmaschinen von Relevanz. Im folgenden Beitrag wird als alternativer Energieträger für mobile Arbeitsmaschinen flüssiges Methan untersucht. Zunächst wird im Vergleich zu Diesel sein Treibhauseffekt verglichen. Anschließend werden die Speicherung sowie drei unterschiedliche Brennverfahren vorgestellt: Ottoverfahren, Gas-Diesel Verfahren und Diesel-Gas Verfahren. Zum

Schluss wird am Beispiel Karlsruhe gezeigt, dass eine mögliche Infrastruktur zur Bereitstellung von flüssigem Methan für mobile Arbeitsmaschinen möglich ist.

Stichworte

LNG, Flüssigerdgas für mobile Arbeitsmaschinen, Alternativer Energieträger

1 Einleitung

Motiviert durch die Klimaerwärmung verfolgt die Politik das Ziel, die heute anfallenden Treibhausgase zu reduzieren. Im Dezember 2015 haben 195 Länder auf der ganzen Welt das rechtverbindliche weltweite Klimaabkommen akzeptiert [1]. Die Reduzierungsziele der Europäischen Union, die Emissionen um 30% reduzieren zu wollen, werden von Jonathan Grant (PwC) als „ambitiös“ beschrieben, da von 2000 bis 2030 ein ökonomisches Wachstum von 54% prognostiziert wird [2].

Diese steigenden Ziele der Politik die Treibhausgasemissionen zu reduzieren sowie der endliche Vorrat an fossilen Brennstoffen erfordern den Umstieg auf alternative Systeme. Im Folgenden wird die Nutzung von flüssigem Methan (LNG) als alternativem Energieträger vorgestellt. Anschließend wird sein Treibhauseffekt beschrieben. Ebenfalls wird auf die mögliche Speicherung sowie die Brennverfahren näher eingegangen. Zum Schluss wird die potentielle LNG-Infrastruktur vorgestellt.

2 Alternative Energieträger

2.1 Motivation für LNG

Um eine Bewegungsfreiheit sicherzustellen muss eine Arbeitsmaschine¹ in der Lage sein eine bestimmte Menge an Energie vorzuhalten, damit ihr

¹ „Mobile Arbeitsmaschinen haben die Aufgabe der Verrichtung eines Arbeitsprozesses; sie verfügen dazu über einen Fahr- und Arbeitsantrieb mit signifikanten Energieanteilen in beiden Antrieben“ (Definition aus [14])

jeweiliger Arbeitsprozess nicht unterbrochen werden muss. Im Rahmen einer Vorstudie am Teilinstitut Mobile Maschinen wurden unterschiedliche Energieträger für mobile Arbeitsmaschinen untersucht [3]. Durch Berechnungen konnte gezeigt werden, dass aufgrund seiner Energiedichte, seiner Speicherfähigkeit und seinem Energievolumen flüssiges Methan für mobile Arbeitsmaschinen in Frage kommt [4].

Elektrische Speicher sind durch die hohe Masse der Speichertechnologie und Wasserstoff ist durch dem großen Volumen der Speichertechnologien heute noch eine technologische Herausforderung. [3]

2.2 Definition von Flüssigerdgas LNG

LNG (Liquefied Natural Gas) oder auch Flüssigerdgas genannt, ist ein farbloses und geruchloses Fluid. Dieses setzt sich hauptsächlich aus Methan (min. 75%) und kleineren Mengen von Ethan, Propan, höhere Kohlenwasserstoffe und einigen nicht brennbaren Gasen wie Stickstoff (max. 5%) und Kohlenstoffdioxid zusammen. LNG wird in zwei Gruppen unterteilt: „Erdgas H“ mit einem Heizwert von mindestens 46MJ/kg und „Erdgas L“ mit einem Heizwert zwischen 39 MJ/kg und 46 MJ/kg. [5, 6]

Die Zusammensetzung definiert die Dichte und die Siedetemperatur des LNG. Die Dichte variiert zwischen 430 kg/m³ und 470kg/m³, die Siedetemperatur zwischen -166°C und -157°C bei atmosphärischem Druck. [6]

„Sollte der Kohlenstoffanteil des Erdgases aus Quellen, die sich entweder kurzfristig von selbst erneuern oder deren Nutzung nicht zur Erschöpfung der Quelle beiträgt stammen [7], so wird dieses Erdgas als regenerativer Kraftstoff beziehungsweise Biogas (nicht fossiles Erdgas) bezeichnet. Der Kohlenstoffanteil wurde vom Träger aus der Luft entnommen und wird bei der Verbrennung wieder in die Luft freigesetzt. Aus diesem Grund werden die bei der Verbrennung lokal emittierten Emissionen (Tank-to-Wheel-Emissionen) von regenerativen Kraftstoffen nicht in die Klimabilanzierung einbezogen.“ [8]

Biogas kann durch Vergärung unter Sauerstoffausschluss mithilfe von Bakterienkulturen von organischen Abfällen oder nachwachsenden Rohstoffen hergestellt werden. Nach der Aufbereitung wird das Biogas als Biomethan bezeichnet. Darauf folgt die Verflüssigung dieses Biomethans um Flüssigerdgas („Liquefied Natural Gas-LBG“) zu erhalten.

Eine weitere Möglichkeit ist die Herstellung synthetischen Erdgases (SNG). Dies kann durch die Methanisierung im Power-to-Gas-Verfahren oder durch ein thermochemisches Verfahren aus biologischen Ausgangsstoffen hergestellt werden. [9]

3 Methan als Treibhausgas

Methan ist nicht toxisch, zählt jedoch zu den vom Weltklimarat IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) kontrollierten Treibhausgasen. Die Emissionen von 1 kg Methan (CH_4) entsprechen innerhalb der ersten 100 Jahre einem 25 Mal größeren Treibhauseffekt, als er durch 1 kg CO_2 Emissionen verursacht wird [10].

Aus der Literatur ist zu entnehmen, dass bei der direkten Verbrennung von 1 MJ Erdgas 56g CO_2 freigesetzt wird, im Gegensatz zu 74g CO_2 für 1 MJ Diesel [11]. Bei der Annahme eines gleichen Wirkungsgrads für den Diesel- und Erdgas-Motor, ist dies äquivalent zu einer CO_2 Reduzierung von 24%.

Erdgasbetriebene Motoren haben somit gegenüber Dieselmotoren ein Treibhausgaseinsparpotential, wenn dabei kein Methanschleupf (unverbranntes Methan) entsteht. Ein Methanschleupf entsteht, wenn zum Beispiel im Brennraum durch Sauerstoffmangel in Bereichen von fettem Gemisch oder zu kalten Bereichen in der Nähe der Brennraumwand keine vollständige Verbrennung des Kraftstoffs stattfindet [9]. Aus diesem Grund, müssen Methanemissionen bei der Verbrennung oder bei den Abdampfverlusten vermieden werden.

Eine vollständige Betrachtung des flüssigen Methan findet statt, wenn die Herstellung dieses Energieträgers mitbetrachtet wird. Die möglichen unterschiedlichen Herstellungen können den Treibhausgaseffekt des LNG verändern.

Tabelle 1: Treibhausgaseffekt für unterschiedliche flüssige Methan-Kraftstoffe aus [8]

Flüssiges Methan	WtT	TtW	WtW
	[g CO ₂ e/MJ]	[g CO ₂ e/MJ]	[g CO ₂ e/MJ]
LNG fossil	19,0	56,0	75,0
SNG aus Windkraft	12,3	0,7 (Verfahren mit Dieselanteil)	13,0
		0,6 (Ottoverfahren)	12,9
LBG flüssiges Biomethan	31,3	0,7 (Verfahren mit Dieselanteil)	32,0
		0,6 (Ottoverfahren)	31,9
Diesel	15,3	74,0	89,3

Die Tabelle 1 zeigt die Emissionswerte von flüssigem Methan für die Herstellung (Well-to-Tank WtT), für die Verbrennung (Tank-to-Wheel TtW) und im Gesamten (Well-to-Wheel WtW). Die Tabelle 1 zeigt, dass auch wenn die Emissionswerte für die Herstellung von LNG höher als die des Diesels sind, die Gesamtemissionen (WtW) trotzdem geringer ausfallen.

4 Speicherung von flüssigem Methan LNG

Methan wird für den Transport auf dem Seeweg und für die Bereitstellung bei etwa -160 °C und 1 Bar Druck gelagert, so wird das spezifische Volu-

men² gegenüber dem gasförmigen Normalzustand um etwa den Faktor 600 reduziert [12].

Bei den Tanksystemen für Fahrzeuge liegen die Temperaturen etwas höher. Die sogenannten „kalten“ Tanks liegen bei -146°C und 3 bar, die „warmen“ Tanks bei -130°C und 8 bar. Welcher der Tanktechnologien zum Einsatz kommt hängt vom nachgeschalteten Verbrennungsmotor und dessen Brennvorgang ab. Warme Tanks eignen sich für den ottomotorischen Gasbetrieb sowie den Diesel-Gasbetrieb. Bei diesen Tanks wird der Kraftstoff durch den Dampfdruck des Tanks selbst zum Verdampfer bzw. Motor gefördert. Für das Gas-Diesel-Verfahren ist eine Hochdruckeinblasung nötig. Die verwendeten Tanks für ein solches System besitzen hierfür eine integrierte Kryopumpe um die nötige Verdichtung zu realisieren. Die Verdichtung in der flüssigen Phase ermöglicht höhere Wirkungsgrade. Die Brennvorgänge werden im Detail im Kapitel 5 beleuchtet. [9]

Die große Temperaturdifferenz zwischen LNG im Tank und zur Umgebung führen unmittelbar zu einer Erwärmung des Gases. Folglich verdampft in den Tanks kontinuierlich ein Anteil des Gases. Dies erhöht den Innendruck der Tanks, da das gasförmige Methan bis zu einem gewissen Druck nicht entweichen kann. Das verdampfende LNG wird „Boil-off-Gas“ genannt. [12]

LNG-Tanks sind so optimiert, dass der Boil-off-Effekt minimiert wird. Dazu werden zwei konstruktive Maßnahmen an den Tanks getroffen. Die Tanks werden mit einer Vakuumvielschichtisolation versehen [13], diese hält den Wärmeeinstrom gering. Zudem werden die Tanks als geschlossene Systeme ausgeführt. Bis zu einem zulässigen Druck entweicht also kein Boil-off-Gas in die Umgebung. [9]

Um den Boil-Off zu verringern kann ein weiterer Effekt während des Betriebs des Fahrzeugs genutzt werden. Bei Entnahme von LNG sinkt der

² Der spezifische Volume ist der Volumen geteilt durch die Masse [l/kg].

Druck im Tank und damit auch die Temperatur. Während des Fahrzeugbetriebs können also bei Tanks ohne Pumpe nicht nur flüssiger sondern auch gasförmiger Treibstoff entnommen werden. Dies kann mit verschiedenen Höhenlagen der jeweiligen Rohrmündungen am Tank erreicht werden. Bei gleicher entnommener Masse Treibstoff, ist das Volumen, das im gasförmigen Zustand entnommen wird erheblich größer. Entsprechend sinken der Tankdruck und die Tanktemperatur stärker, wenn gasförmiger Kraftstoff entnommen wird. [9]

Durch ein „Economizer“ genanntes Druckminderventil kann bei Tanks ohne Pumpe ab einem definierten Mindesttankdruck Boil-off-Gas durch den Verdampfer zum Motor strömen. Dadurch sinkt der Tankdruck sowie der Tankinhalt, woraufhin die Verdampfung von weiterem Gas den Tank abgekühlt. Wird die Kraftstoffleitung für die Flüssigphase leicht gedrosselt unterstützt dieses den Effekt. [9]

Die Selbstkühlung ohne Kraftstoffverlust wirkt nur wenn der Motor in Betrieb ist und Kraftstoff verbraucht.

Bei Tanks mit Pumpe zeigt sich, dass die Selbstkühlleistung im Betrieb für Tanks zwar geringer ist, aber auch hier mit steigender Betriebsdauer zunimmt. Der Unterschied in der Selbstkühlleistung beider Systeme bewirkt, dass sich ein während einer Stillstandsphase erwärmter Tank mit Pumpe im Betrieb erst nach erheblich längerer Zeit wieder auf seine Solltemperatur abkühlt, als dies bei einem System mit Economizer der Fall wäre. [9]

Besonders bei Maschinen mit längeren Stillstandszeiten z.B. in saisonalen Einsatz, bleibt also die Frage zu klären, wie ein entsprechendes Fahrzeug bzw. Tanksystem sich verhält. Dies wird als „Haltezeit des Tanks“ bezeichnet. Die Haltezeit entspricht der Zeitdauer vom Abstellen des Motors bei Tanknenndruck bis zum ersten Ablassen von Erdgas aus dem Tank. Der Druckanstieg durch Temperaturerhöhung ist aus der Dampfdruckkurve ersichtlich (Abbildung 1). [9]

Ist der Tankdruck beim Abstellen des Motors höher, reduziert sich die Haltezeit. Chart Industries gibt z.B. bei 10 bar 5 Tage und bei 14 bar einen Tag als Haltezeit an [13]. Für „warme“ Tanks ohne Pumpe wird ab Befüllung eine Haltezeit von etwa einer Woche angegeben [13], für „kalte“ Tanks mit Pumpe 10 Tage [15].

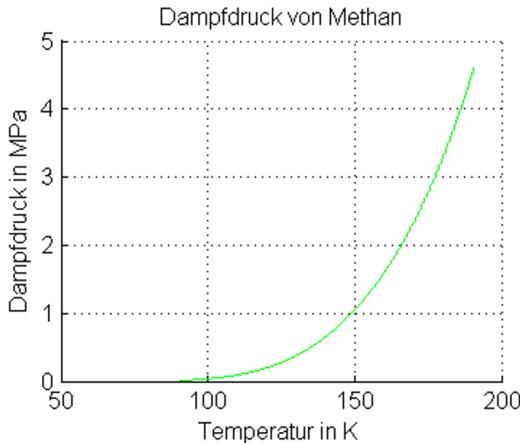


Abbildung 1: Dampfdruck von Methan als Näherung für LNG [9]

Bei gleichem Wärmestrom und Wärmekapazität erwärmt sich eine kleine Menge Kraftstoff schneller als eine größere Menge. Dies bedeutet die Haltezeit variiert in Abhängigkeit mit dem Füllstand des Tanks beim Abstellen der Maschine. Beispielsweise wird für eine Füllung von einem Viertel des Tankvolumens im Vergleich zu einem komplett gefüllten Tank die Haltezeit von 7 auf 3 Tage reduziert [16].

Boil-off-Gas, welches nach Erreichen der Haltezeit, d.h. beim maximal zulässigen Tankdruck, über das Überdruckventil in die Umgebung auströmt muss verhindert werden. Die einfachste Möglichkeit, das Boil-off-Gas zu behandeln, ist dieses mit Hilfe einer explosionsgeschützten Fackel abzubrennen [9]. So wird die CO_2 Emission durch Boil-off-Gas um ca. 90-93 % reduziert [9]. Durch den Einsatz einer Fackel kann die Haltezeit eines

Tanks nicht verlängert werden. Als Alternative zum Abfackeln des Boil-off-Gases kann der Tank gekühlt werden, um so die Verdampfung zu verhindern. Solche Systeme könnten elektrisch betrieben werden. Eine weitere Alternative ist der Antrieb des Kühlsystems durch einen vom Boil-off-Gas angetriebenen Gasmotor vorzusehen. Für ein mit Boil-off-Gas angetriebenes Tankkühlsystem kann die Treibhausgasemissionsrate bis zu 99 % reduziert werden und die mögliche Haltezeit des Tanks um den Faktor 3,6 bis 11,5 (je nach System mit Gasmotorwirkungsgrad von 30 %) verlängert werden [9]. Ebenfalls könnten Maschinen die nicht ganzjährig zum Einsatz kommen (z.B. Erntemaschinen) am Saisonende enttankt werden und das Gas kann wieder in das stationäre Gasnetz zurückgepeist werden.

5 Brennverfahren für Methan

5.1 Verfahren mit äußerer Gemischbildung

Wird aus Luft und Kraftstoff außerhalb der Brennräume ein zündfähiges Gemisch erzeugt, dann wird von einer äußeren Gemischbildung gesprochen. Mit speziellen Injektoren wird das Gas in den Ansaugtrakt des Motors eingeblasen. Wenn das Gas mit einem zentralen Gasmischer eingebracht wird heißt die Kraftstoffeinspritzung „Single Point Fuel Injection“ (SPI), wird dagegen das Gas einzeln für jeden Zylinder eingeblasen, nennt sich das Verfahren „Multi Point Fuel Injection“ (MPI). Vorteile der SPI sind die einfachere technische Umsetzung und die Bereitstellung eines sehr homogenen Gemisches durch die lange Mischstrecke. Bei der MPI ist die Mischstrecke kürzer, daher ist die Gemischhomogenisierung aufwendiger. Die Gemischmenge, die im Ansaugkanal verbleibt, ist wesentlich kleiner. Zudem kann das Gemisch bei der MPI schneller an geänderte Betriebsbedingungen angepasst werden und ermöglicht eine zylinderspezifische Steuerung der Gasmenge. Vorteilhaft ist bei Maschinen die mit LNG angetrieben und äußerer Gemischbildung, die niedrige Temperatur des Kraftstoffes. Durch die Einblasung von kaltem Gas kann die Leistungsdichte des Motors

erhöht werden, da durch die Abkühlung des Gemisches, dessen spezifisches Volumen sinkt und mehr Gemisch in die Brennräume eingebracht werden kann. Außerdem kann mittels kalter Einblasung die Stickoxidbildung reduziert werden [17]. Die Klopfneigung³ ist bei Methan die geringste [18].

Gas-Ottoverfahren

Der Gas-Ottomotor zeichnet sich durch die Fremdzündung des Gemisches im Zylinder mithilfe eines elektrischen Funken und durch eine äußere Gemischbildung aus [17].

Der größte Anteil der am Markt verfügbaren Erdgasmotoren für Nutzfahrzeuge, hat als Basis fremdgezündete Motorkonzepte [17]. Der Ottoprozess ist nach Betrachtung aller Verfahren zurzeit die einzige Möglichkeit der Verbrennung in Hubkolbenmotoren, bei der Erdgas ohne zusätzliche Kraftstoffe oder Zündmittel verwendet werden kann. Gas-Direkteinblasung „befindet sich für Nutzfahrzeugantriebe erst im Entwicklungsstadium“ [19, 17].

Gas-Ottomotoren werden mit verschiedenen Luft-Gas-Verhältnissen von stöchiometrisch bis mager betrieben [17]. In Versuchen für einen Landmaschinenmotor mit Erdgasantrieb wurden Verdichtungsverhältnisse von 11 und 13 benutzt [19].

Die Leistungsdichte des Gas-Ottomotors liegt etwa 20 % unter der des Ausgangsdieselmotors [20].

Der Wirkungsgrad wird mit 60-80 % des Dieselmotors in der Literatur angeführt. Gas-Ottomotoren sind über 3 dB(A) leiser als Dieselmotoren. [9]

Diesel-Gasverfahren (Dual-Fuel)

Der Diesel-Gasmotor nutzt wie der Ottomotor eine äußere Gemischaufbereitung und eine Fremdzündung. Das Brenngasgemisch wird dabei nicht durch einen Zündfunken, sondern durch eine Einspritzung von Dieselkraftstoff gezündet [20]. Zum Betrieb von Diesel-Gasmotoren ist also ein zusätz-

³ „Klopfen“ stellt eine Störung des Verbrennungsprozesses dar infolge unkontrollierter selbstzündung des Kraftstoffes.

licher Dieseltank erforderlich. Allerdings sind auch spezielle Zündfluide denkbar, um auf Diesel komplett zu verzichten. Der Diesel-Gasprozess ist trotz der eingespritzten Dieselmotorkraftstoffmenge thermodynamisch ein Ottoprozess [20].

Wegen der hohen Diesel-Substitutionsraten und der Möglichkeit des reinen Dieselbetriebs, wird der Diesel-Gasprozess auch als Dual-Fuel-Betrieb bezeichnet [20]. Es werden Substitutionsraten von 60-80 % bzw. sogar größer 90 % [21] angegeben. Im Teillastbetrieb reduzieren sich die möglichen energetischen Substitutionsraten auf unter 50 % [21]. Wird der Dual-Fuel Motor nur mit Diesel betrieben, arbeitet dieser thermodynamisch nach dem Dieselverfahren. Die Leistungsdichte und der Wirkungsgrad entsprechen nach Weinzierl et al. denen des Dieselmotors [16]. Werte mit 90 % der Leistungsdichte des Dieselmotors können erreicht werden, erfordern jedoch eine „Reduktion des Verdichtungsverhältnisses“ [20]. Geringere Verdichtungs-Verhältnisse bedeuten in der Regel einen schlechteren Wirkungsgrad.

5.2 Verfahren mit innere Gemischbildung

Für die innere Gemischbildung wird zwischen Hoch- und Niederdruckdirekteinblasung unterschieden. Die Hochdruck-Direkteinblasung gehört zum High Pressure Direct Injection-Verfahren (HPDI).

Hochdruck-Direkteinblasung (Gas-Dieselfverfahren)

Beim Gas-Dieselmotor wird im Zylinder in die verdichtete Brennluft Gas eingeblasen und mit einer kleinen Menge eingespritztem Diesel gezündet. Bei Nutzfahrzeugen wird dieses Verfahren als Hochdruck-Gasdirekteinblasung bezeichnet und kann Diesel-„Substitutionsraten von über 90 %“ erreichen [9]. Die Fahreigenschaften und der Kraftstoffverbrauch sind vergleichbar mit denen des zugrundeliegenden Dieselmotors. [17]

Der Wirkungsgrad des HPDI-Betriebs wird in der Literatur mit 89 % angeführt [9]. Der thermodynamische Kreisprozess ist der Dieselprozess.

Niederdruck-Direkteinblasung

Die Niederdruck-Direkteinblasung kann bei fremdgezündeten Motorkonzepten (Otto- und Dual-Fuel-Verfahren) zum Einsatz kommen. Dabei wird das Gas mit einem Druck von etwa 20 bar in den mit Luft gefüllten und noch nicht verdichteten Brennraum eingeblasen. Die Niederdruck-Direkteinblasung bietet alle Vorteile der SPI und darüber hinaus eine erhöhte spezifische Leistung des Motors. Niederdruck-Direkteinblassignsysteme befinden sich für Nutzfahrzeugmotoren noch im Vorentwicklungsstadium. [17] durch die Direkteinblasung können mit Verfahren ähnlich dem Bowl-Prechamber-Ignition Verfahren (BPI) [22] ganz auf Dieselöl oder andere Zündmittel verzichtet werden

Abgasnachbehandlung

Wichtiger Bestandteil zur Vermeidung von Schadstoffen im Abgas sind Abgasnachbehandlungssysteme. Hierbei können auch bei Motoren mit LNG die bekannten konventionellen Systeme zum Einsatz kommen. Die auf Diesel-Konzepten aufbauenden Motoren besitzen Partikelfilter, den SCR-Katalysator sowie den Oxidations-Katalysator. Für Motoren die nach dem Otto-Verfahren betrieben werden, sind bei stöchiometrischen Betrieb, bisher lediglich 3-Weg-Katalysatoren notwendig [9]. Werden Mager-Brennverfahren verwendet, gleichen sich die Abgasnachbehandlungskonzepte, denen der dieselnahen Konzepte an. Der Methanschluß, äquivalent zu den konventionellen HC Emmissionen bei anderen Kraftstoffen, wird bei allen Motoren durch den Oxidations- bzw. den 3-Wege-Katalysator oxidiert.

Zusammenfassend sind die Motorenkonzepte mit Abgasnachbehandlung in Tabelle 2 gegenübergestellt.

Tabelle 2: Gegenüberstellung der verschiedenen Motorkonzepte aus [9]

	Gas-Diesel	Diesel-Gas	Gas-Otto
CO₂-Einsparpotential	23 %	15-20 %	10 %
Wirkungsgrad relativ zum Dieselmotor	100 %	100 %, ggf. weniger	89 %
Leistungsdichte relativ zum Dieselmotor	100 %	90-100	70-80 %
Schadstoffverhalten	mäßig	ungünstig	günstig
Abgasnachbehandlung	DPF, SCR, Oxi-Kat	DPF, SCR, Oxi-Kat	3-Wege-Kat
Tanktechnologie	Pumpe	Dampfdruck	Dampfdruck
Selbstkühlung Tank im Betrieb	ausreichend	sehr gut	sehr gut
Betriebsgeräusch	wie Diesel	wie Diesel	leiser als Diesel
Modifikationen zum Dieselmotor	Gas-Diesel-Einblaseventile	Niederdruckeinblasung, ggf. niedrigeres ϵ	Niederdruckeinblasung, geringeres ϵ , Zündkerzen

6 LNG Infrastruktur

LNG betriebene Maschinen sind nur möglich wenn eine geeignete Infrastruktur zur Verfügung steht. Im Rahmen einer internen Studie wurde die LNG-Versorgungskette für mobile Arbeitsmaschinen untersucht und eine Beispielanwendung wurde für die Karlsruher Umgebung simuliert. [24]

Dieser Trend zur Steigerung des LNG Einsatzes wird von der EU durch das Aufbauen einer EU Infrastruktur unterstützt (siehe EU Initiativen „LNG Blue Corridors Project“ oder „Trans-European Networks“).

In der Abbildung 2 ist die mögliche LNG Versorgungskette für mobile Arbeitsmaschinen schematisch dargestellt.

Die mögliche Anwendung dieser Versorgungskette am Beispiel Karlsruhe wird in Abbildung 3 beschrieben.

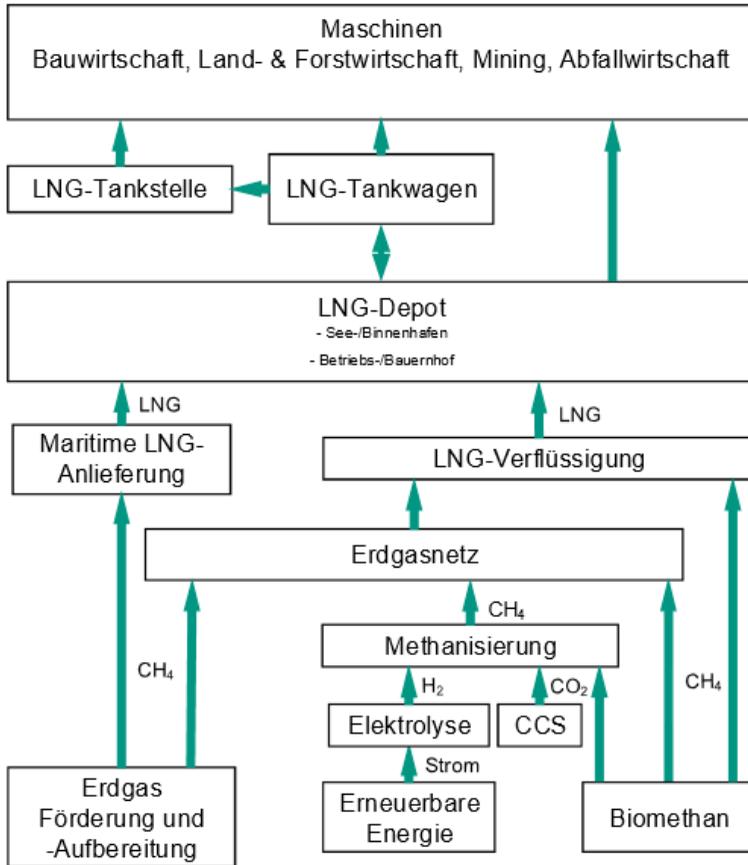


Abbildung 2: LNG Versorgungskette für mobile Arbeitsmaschinen [24]

LNG kann durch Wasser-, Schienenweg oder mithilfe von LKWs zu den Tankstellen bzw. zu den mobilen Arbeitsmaschinen transportiert werden.

Mithilfe von Verflüssigungsanlagen kann LNG direkt von den Karlsruhe umgebenden Biogasanlagen oder durch Abzweigung von Erdgas aus dem Erdgasnetz hergestellt werden.

Erdgas wird bereits heute in verflüssigter Form (LNG) mithilfe von Schiffen transportiert. Die Schiffe selbst werden von LNG angetrieben und deren Anzahl soll in den nächsten Jahren wachsen. [23]

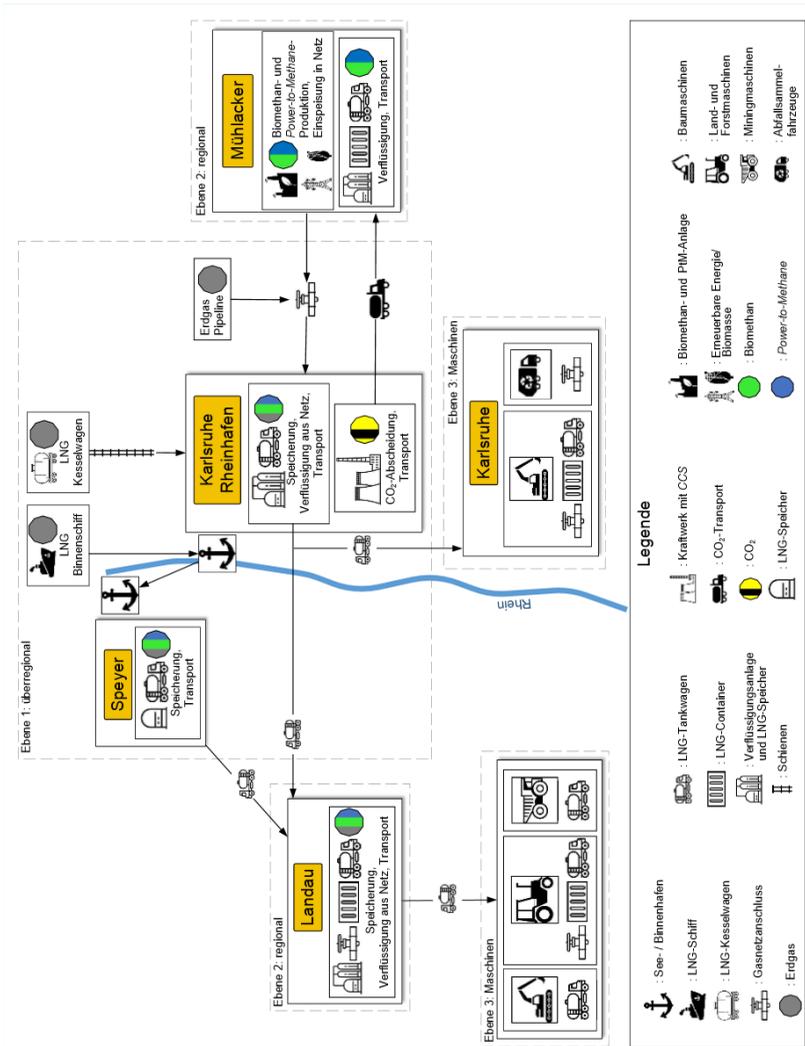


Abbildung 3: Mögliche LNG Versorgungskette in Karlsruhe [24]

7 Zusammenfassung und Ausblick

Flüssiges Methan ist gegenüber Diesel schon heute aufgrund einer CO₂ Bilanz ein alternativer Energieträger für mobile Arbeitsmaschinen.

Durch die gute Speichermöglichkeit von LNG, auch ohne zusätzliche Kühlung, wird eine ausreichende Autonomie für die gängigen mobilen Arbeitsmaschinen gesichert. Auch die notwendigen Brennverfahren für Methan sind bekannt und werden kontinuierlich weiterentwickelt. Diese können mit konventionellen Motoren in Wirkungsgrad und Leistungsdichte verglichen werden. Gerade stöchiometrisch betriebene Otto-Verfahren scheinen in Kombination mit regenerativ hergestelltem LNG (z.B. Power-to-Methan) attraktiv. Andere Brennverfahren haben zwar höhere Wirkungsgrade, dabei sind die Abgasnachbehandlungen jedoch aufwendiger. Das mögliche Potential für die Brennverfahren ist noch nicht vollständig ausgeschöpft.

Des Weiteren konnte gezeigt werden, dass schon heute in Städten wie z. B. Karlsruhe, ohne größeren Aufwand flüssiges Methan als Kraftstoff bereitgestellt werden kann.

Technisch ist LNG umsetzbar, sowohl in der Bereitstellung als auch auf den Maschinen selbst. Wird in der Zukunft der Emissionshandel wichtiger, dann wird LNG zusätzlich attraktiver. Ein ganzheitlicher Ansatz wäre Methan aus Biogasanlagen zu Verflüssigung oder im Power-to-Methan Verfahren durch Windkraft regenerativ herzustellen, dabei kann das stationäre Gasnetz bei viel Wind als Speicher dienen. Das Methan kann dann aus dem Gasnetz für den Einsatz auf den Maschinen herangezogen werden. Wird Energie benötigt, die nicht durch die Windkraft gedeckt wird, kann durch die Verbrennung des im Gasnetz gespeicherten Methans Strom erzeugt werden.

Damit stellt LNG eine echte Alternative dar, die neben der klimaneutralen Substitution der konventionellen Kraftstoffe außerdem neue Wertschöpfungsketten darstellen kann.

Literaturverzeichnis

- [1] European Commission, „European Commission - climate action,“ 8. 11. 2016. [Online]. URL: https://ec.europa.eu/clima/policies/international/negotiations/paris/index_en.htm.
- [2] 2016 Climate Home, „Paris tracker: Who pledged what for 2015 UN climate pact,“ 2016. [Online]. URL: <http://www.climatechangenews.com/2015/03/10/paris-tracker-who-has-pledged-what-for-2015-un-climate-pact/>. [Zugriff am 29. 03. 2016].
- [3] M. Geimer und I. Ays, „Nachhaltige Energiekonzepte für mobile Arbeitsmaschinen- in welche Richtung gehen sie?,“ Mobile Maschinen, Nr. 6/2014, pp. 18-25, 2014.
- [4] W. Warnecke, J. Karanikas, B. Levell, C. Mesters, J. Adolf, M. Kofod, J. Schreckenber und K. Wilbrand, „ERDGAS Eine Brückentechnologie für die Mobilität der Zukunft,“ Shell PCoE, The Hague, 2013.
- [5] DIN Deutsches Institut für Normungen e.V., „DIN 51624 Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge - Erdgas-Anforderungen und Prüfverfahren,“ Beuth Verlag GmbH, Berlin, 2008.
- [6] CEN/TC 282 unter Mitwirkung des Normenausschusses Gastechnik (NAGas) im DIN Deutsches Institut für Normung e. V., „Die Europäische Norm EN 1160 : 1996 hat den Status einer Deutschen Norm,“ CEN Europäisches Komitee für Normung, Brüssel, 1996.
- [7] Erneuerbare Energie Österreich, „Erneuerbare Energie,“ 2014. [Online]. URL: <http://www.erneuerbare-energie.at/energie1/>. [Zugriff am 30. 03. 2016].
- [8] L. Weberbeck, I. Ays, D. Engelmann und M. Geimer, „Verflüssigtes Erdgas in mobilen Arbeitsmaschinen,“ ATZ offhighway, Nr. November 2016, pp. 40-46, 2016.
- [9] L. Weberbeck, „Analyse und Vorauslegung einer mit verflüssigtem Erdgas angetriebenen mobilen Arbeitsmaschine,“ Betreuer: M. Geimer, Co-Betreuer I. Ays und D. Engelmann, Teilinstitut für Mobile Arbeitsmaschinen, Institut für fahrzeugsystemtechnik, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2016.
- [10] Greenhouse Gas Protocol, „Global Warming Potentials,“ 10. 11. 2016. [Online]. URL: www.ghgprotocol.org/files/ghgp/tools/Global-Warming-Potential-Values.pdf.

- [11] LfU, „Leitfaden für effiziente Energienutzung in Industrie und Gewerbe,“ Bayerisches Landesamt für Umwelt (LfU), Augsburg, 2009.
- [12] Norm DIN EN 1160 : 1996, Allgemeine Eigenschaften von Flüssigerdgas, 1996.
- [13] Chart Industries, Inc., „LNG vehicle fuel tank system operations manual (P/N 3835849 Rev D 1/15),“ 2015. [Online]. URL: http://files.chartindustries.com/LNG-Operations_Manual_New.pdf. [Zugriff am 23. 09. 2015].
- [14] M. Geimer, C. Pohlandt, „Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen“, Teilinstitut für Mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2014
- [15] Westport, „Westport™ iCE PACK LNG Tank Systemr unter,“ Vancouver, BC, Canada, [Online]. URL: <http://www.westport.com/products/fuel-storage-and-delivery/ice-pack-lng-tank-system/brochures/westport-ice-pack-lng-tank-system-brochure.pdf>. [Zugriff am 20 12 2015].
- [16] J. Weinzierl, C. Gruber und C. Kohrs, „LNG - the "cool" alternative in the fuel portfolio of CVs. Advantages and disadvantages of liquefied natural gas in heavy commercial vehicles,“ in VDI-Berichte, 2247, 13. International Conference Commercial Vehicles 2015. Truck, Bus, Van, Trailer ; Eindhoven, Netherlands, 2015.
- [17] G. Figer, „Motorkonzepte für LKW,“ in R. van Basshuysen und Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende (Hg.): Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb, Wege zur klimaneutralen Mobilität , Wiesbaden, Springer Vieweg, 2015, p. 397–424.
- [18] . K. Mollenhauer und H. Tschöke:, „Handbuch Dieselmotoren,“ Berlin, 2007.
- [19] S. Prehn, V. Wichmann, M. Kaspera, D. Lassak und H. Harndorf, „Entwicklung und Untersuchung eines Gasmotors für Landmaschinen,“ Universität Rostock, Rostock.
- [20] D. Mooser, „Brenngase und Gasmotoren,“ in Klaus Mollenhauer und Helmut Tschöke (Hg.): Handbuch Dieselmotoren. 3., neubearbeitete Auflage, Berlin-Heidelberg, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007, p. 129–142.
- [21] H. Eichsleder, P. Grabner, K. Hadl, C. Hepp und R. Luef, „Dual-Fuel-Konzepte für mobile Anwendungen,“ in Hans Peter Lenz (Hg.): 34. Internationales Wiener Motorensymposium. 25. - 26. April 2013, Düsseldorf, VDI Verlag, 25. - 26. April 2013, p. 357–370.

- [22] M. Kettner, J. Fischer, A. Nauwerck, J. Tribulowski, U. Spicher, A. Velji, D. Kuhnert und R. Latsch, „Ein neues Brennverfahren mit Mehrfacheinspritzung für Ottomotoren mit Direkteinspritzung,“ Graz, 2003.
- [23] DNV GL, „In Focus - LNG as ship fuel,“ DNV GL SE, Deutschland, 2015.
- [24] S. Schmidt, „LNG-Tankstrategie für Mobile Arbeitsmaschinen,“ Betreuer: M. Geimer; Co-Betreuer: I. Ays und D. Engelmann; Teilinstitut für mobile Arbeitsmaschinen, Fahrzeugsystemtechnik Institut, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2016.
- [25] H.-E. Heinze und W. Steiger, „Alternative Kraftstoffe,“ in In: Klaus Mollenhauer und Helmut Tschöke (Hg.): Handbuch Dieselmotoren. 3., neubearbeitete Auflage. , Berlin, Heidelberg, Springer-Verlag Berlin Heidelberg (VDI-Buch), 2007, p. 105–118.
- [26] R. Edwards, J.-F. Larivé, D. Rickeard und W. Weindorf, „WELL-TO-TANK Report Version 4.a JEC WELL-TO-WHEELS ANALYSIS. Well-to-wheel analysis of future automotive fuels and powertrains in the european context,“ European Commission , Luxemburg, 2014.
- [27] M. Zimmermann, J. Hochi und R. Schultz, „Biomethan aus der Vergärung: organische Abfälle, nachwachsende Rohstoffe,“ in Dr. Richard van Basshuysen und Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende (Hg.): rdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb. Wege zur klimaneutralen Mobilität, Wiesbaden, Springer Vieweg (Der Fahrzeugantrieb, 2015, pp. 101-127.
- [28] MAN Nutzfahrzeuge Gruppe , Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik. Basiswissen Lkw und Bus, München: MAN Nutzfahrzeuge Gruppe, 2008.

CO₂e Quantifizierung von mobilen Arbeitsmaschineneinsätzen im Erdbau, Steinbruch, Straßen- und Hochbau

Dipl.-Ing. Isabelle Ays

*Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen,
Rintheimer Querallee 2, 76131 Karlsruhe, Deutschland,
E-Mail: isabelle.ays@kit.edu, Telefon: +49(0)721/60848646*

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

*Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen,
Rintheimer Querallee 2, 76131 Karlsruhe, Deutschland,
E-Mail: mobima@fast.kit.edu, Telefon: +49(0)721/60848601*

Kurzfassung

Um die Treibhausgasemissionen in der Baubranche bewerten zu können, ist eine geeignete wissenschaftliche CO₂e Quantifizierungsmethode erforderlich. Die CO₂e-Emissionen von mobilen Arbeitsmaschinen stehen im Zusammenhang mit deren Anwendungen und den dabei ausgeführten Arbeitsprozessen. Das bedeutet, dass die CO₂e-Emissionen von mobilen Arbeitsmaschinen durch die Maschineneffizienz, die Prozesseffizienz, die Betriebseffizienz sowie durch die Verwendung alternativer Energiequellen beeinflusst werden. Das CO₂e Quantifizierungskonzept bietet die Möglichkeit, eine Baumaschine in speziellen Bauprozessen zu bewerten. Sowohl der Bauprozess als auch das in den betrachteten Prozessen eingesetzte Baumaterial werden bilanziert. Die betrachtete Bauanwendung wird in charakteristische Teilprozesse aufgeteilt, die jeweils einzeln quantifiziert werden. Die Summe der einzelnen CO₂ und CO₂e Teilprozess-Emissionen ergeben schließlich die Gesamtemissionen.

Die Anwendung dieses Quantifizierungskonzepts ermöglicht erste Erkenntnisse für unterschiedliche Verwenderebereiche von mobilen Arbeitsmaschinen.

Stichworte

CO₂ Emissionen für Baumaschinen, CO₂e Emissionen für Baumaschinen, CO₂e Einflüsse, CO₂e Simulationen

1 Einleitung

Die Wissenschaftswelt diskutiert kontrovers, inwieweit die vom Menschen verursachten Treibhausgase sich auf die globale Erwärmung auswirken. Dennoch stimmt sie der Tatsache zu, dass niemand genau weiß, was zu viele anthropogene Treibhausgase auf unserem Planeten verursacht.

Bereits 1996 und erneut 2005 hat die Europäische Union das Ziel formuliert, die globale Durchschnittstemperatur im Vergleich zu 1990 nicht mehr als 2°C steigen zu lassen [1]. Basierend auf diesem Ziel leitet die EU Ziele ab, die Treibhausgasemissionen zu reduzieren.

Eine weltweite Initiative zur Reduzierung der Treibhausgase (CO₂e) begann mit dem Kyoto-Protokoll, welches im Jahr 2005 ratifiziert worden ist. Daraufhin folgte die zweite Periode (2013-2020) des Kyoto-Protokolls [2]. Die weltweiten Bemühungen führten zu CO₂e-Reduktionszielen, welche von Regierungen auf der ganzen Welt festgelegt wurden [3]. Des Weiteren haben im Dezember 2015 195 Länder der ganzen Welt das rechtsverbindliche weltweite Klimaabkommen akzeptiert [4].

Die aktuellen europäischen CO₂e Reduzierungsziele bestehen darin, die Treibhausgasemissionen im Vergleich zu 1990 bis 2030 um 40 % und bis 2050 um 80 % zu reduzieren [5]. Eine Verschärfung dieser Ziele ist die zusätzliche Verpflichtung, diese Emissionen von 2005 bis 2030 um 30 % zu reduzieren [6]. Aktuelle Prognosen sagen, dass zwar das Ziel bis 2020 erreicht wird, jedoch nicht das Ziel, bis 2030 im Vergleich zu 1990 die Emissionen um 40 % zu reduzieren, auch wenn zusätzlich geplante Maßnahmen

getroffen werden [5]. Um die angestrebte CO₂e-Reduktion erreichen zu können, sollte jeder Wirtschaftszweig anteilig einen Beitrag leisten.

Zum Nachweis der durch mobile Arbeitsmaschinen verursachten Treibhausgasemissionen, ist eine geeignete wissenschaftliche CO₂e Quantifizierungsmethode erforderlich, welche auf unterschiedliche Zeitfenster angewandt werden kann.

Im Folgenden wird zunächst der Begriff CO₂-Äquivalente erklärt, wie er von der EU Politik verstanden wird. Darauf folgen die Beschreibung von Beispielkonzepten aus unterschiedlichen Bereichen, sowie die Beschreibung der Einflüsse von typischen mobilen Arbeitsmaschinen auf die CO₂ und CO₂e Emissionen. Anschließend wird das CO₂ und CO₂e Quantifizierungskonzept beschrieben. Zum Schluss werden die ersten gewonnenen Erkenntnisse durch Simulationen für den Steinbruch, Erdbau, Straßenbau und Hochbau präsentiert.

2 Einflüsse auf die CO₂e Emissionen von mobilen Arbeitsmaschinen

2.1 Die Treibhausgasemissionen

Unter dem Begriff Treibhausgasemissionen verstehen die Europäische Union und die nationale Politik Emissionen durch Gase, die direkten Einfluss auf den Treibhauseffekt nehmen. Somit wäre eigentlich der richtige Begriff „CO₂-Äquivalente“ (CO₂e). [7, 3]

Die CO₂e sind heutzutage Maßzahlen zum Vergleich einzelner Gase, die einen direkten Einfluss auf den Treibhauseffekt haben [7]. Die mittlere Erwärmungswirkung der einzelnen Gase wird über einen Zeitraum von 100 Jahren betrachtet [7]. Der Weltklimarat IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) hat diese Werte, auch GWP-Werte genannt, für die einzelnen betrachteten Gase in Abstimmung mit politischen Überlegungen bestimmt. Diese Werte sind als Auszug in Tabelle 1 dargestellt [8]. Für den

Zeitraum der ersten Verpflichtungsperiode des Kyoto-Protokolls wurden die GWP-Werte des 2. Assessment-Berichts verwendet, für die zweite Verpflichtungsperiode von 2013 bis 2020 gelten die GWP-Werte des 4. Assessment-Berichts [5].

Aus Tabelle 1 geht hervor, dass nach der Emission von z.B. 1 kg Methan (CH_4) der Treibhauseffekt innerhalb der ersten 100 Jahre 21 Mal bzw. 25 Mal größer ist als der Treibhauseffekt, der durch 1 kg CO_2 -Emissionen verursacht wird.

Tabelle 1: GWP-Werte für Treibhausgase [8]

Name	Chemische Formel	GWP-Wert für eine Zeitschiene von 100 Jahren	
		2. Assessment-Bericht (SAR)	4. Assessment-Bericht (AR4)
Kohlenstoffdioxid	CO_2	1	1
Methan	CH_4	21	25
Distickstoffmonoxid	N_2O	310	298
Schwefelhexafluorid	SF_6	23.900	22.800
Fluorkohlenwasserstoffen / Teilhalogenierten Fluorkohlenwasserstoffen	HFC / H-FKW	140 - 11.700	124 - 14.800
Tetrafluormethan	CF_4	6.500	7.390
Hexafluorethane	C_2F_6	9.200	12.200

2.2 Gesamtheitliche Betrachtung

Ziel ist die Entwicklung einer wissenschaftlich belastbaren CO_2 -Quantifizierungsmethode für typische mobile Arbeitsmaschinen. Basierend auf dieser Methode soll die Entwicklung der CO_2 -Emissionen für bestimmte Zeitbetrachtungsabschnitte ausgewiesen werden. Ein Nutzen der Quantifizierung besteht darin, die Verbesserung der Luftqualität nachzuweisen und somit zu guten Lebensbedingungen auch für die nächsten Generationen beizutragen. Aktuelle Gegebenheiten zeigen, dass vermeintlich positive Massnahmen durch fehlende ganzheitliche Überlegungen zu negativen Auswirkungen führen können. Im Folgenden

werden Beispiele aus der PKW-Industrie, aus der Nutzfahrzeug-Industrie und aus der Kraftstoffproduktion erläutert. Ebenfalls werden erfolgreiche Beispiele aufgezeigt.

Die nicht erfolgreiche Selbstverpflichtung der Automobilindustrie führte 2009 zur Implementierung von verbindlichen Emissions-Grenzwerten, welche durch einen Fahrzyklus geprüft werden. In der Verordnung EG-Nr. 443/2009 wurde eingeführt, dass bis 2015 die PKW-Neuwagenflotte nicht mehr als 130 g CO₂/km emittieren darf [9]. Der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) wird herangezogen, um die Emissionsmessungen für Typzulassungen in Europa durchzuführen [9]. Dieser Fahrzyklus wird schon länger stark kritisiert, da dieser für eine durchschnittlich zu fahrende Strecke nicht aussagefähig ist.

Auch das Biokraftstoffquotengesetz führte zunächst im Jahr 2007 zu einem unerwarteten Effekt. Die Verpflichtung, dem Diesel einen Mindestanteil an Biokraftstoff beizumischen, wurde aus wirtschaftlichen Gründen erfüllt mit importierten Biokraftstoffen beispielsweise aus Südamerika [10, 11, 12]. Somit war das ursprüngliche Ziel, die Treibhausgase zu vermindern, bilanziell nicht wirklich erfüllt.

Eine Studie des ICCT über schwere Nutzfahrzeuge hat gezeigt, dass sich innerhalb der vergangenen 13 Jahre die CO₂ Emissionen für schwere Nutzfahrzeuge nicht signifikant verändert haben [13]. Aus diesem Grund wird die Einführung von Emissionsgrenzwerten für diese Industriebranche diskutiert, welche voraussichtlich im Jahr 2018 erfolgen wird [6]. Die Schwerlastwagenindustrie hat im Gespräch mit der EU vereinbart, nicht über einen Test-Fahrzyklus, sondern über ein Simulationsprogramm, das neben charakteristischen Fahrzeugdaten auch relevante Anwendungsparameter berücksichtigt, die Emissionswerte zu quantifizieren. Das Programm (VECTO) ist zurzeit noch in Entwicklung und sollte im Jahr 2018 mit der Einführung des Emissionsgrenzwert-Gesetzes für schwere Nutzfahrzeuge implementiert werden [14]. Die ersten Testversuche des Programms haben gezeigt, dass

gegenwärtig noch nicht alle CO₂-Verbesserungen im Simulationsprogramm VECTO abgebildet werden können [15]. Die in der Nutzfahrzeugindustrie gewählte Vorgehensweise, d.h. die Verwendung von verifizierten Simulations-Werkzeugen in Kombination mit Fahrzeug- und Anwendungsdaten, stellt einen signifikanten Schritt in Richtung einer realistischen, ganzheitlichen Betrachtung der CO₂-Emissionen dieses Sektors dar.

Einige erfolgreiche Methoden basieren auf Selbstverpflichtungen, sowohl der Industrie als auch der Gesetzgebung [16]. Speziell in Deutschland wurde eine Vielzahl von erfolgreichen Vereinbarungen bezüglich z.B. der Verwendung von bestimmten Stoffen wie Asbest, FCKW, Inhaltstoffen in Wasch- und Reinigungsmitteln, etc. abgeschlossen [17]. Im Folgenden wird auf zwei bekannte Systeme näher eingegangen: die Selbstverpflichtung der Waschmaschinenindustrie und die Selbstverpflichtung der Deutschen Wirtschaft.

Seit 1997 führt bei den Waschmaschinenherstellern der jährliche sinkende durchschnittliche Verkaufspreis sowie die sinkenden Absatzzahlen zu einem Rückgang des Umsatzes um 21 % [18]. Trotzdem beschloss die Industrie im Jahr 1997 eine freiwillige Selbstverpflichtung zur Senkung des Energieverbrauchs um 0,24 kWh/kg pro Waschgang bis 2000 [18]. Die Waschmaschinenindustrie realisierte diese Senkung des Energieverbrauchs und im Jahr 2002 legte sie sich erneut eine Selbstverpflichtung zur Senkung des Energieverbrauchs auf [19]. Die Kunden unterstützten diese Selbstverpflichtung dank Sensibilisierungen u.a. durch regelmäßige Testvergleiche. [18, 20]

1995 wurde zwischen der Deutschen Bundesregierung und dem Bundesverband der Deutschen Industrie (BDI) eine Vereinbarung getroffen, die CO₂ Emissionen und den Energieverbrauch der deutschen Wirtschaft bis 2005 um 20% gegenüber 1987 zu reduzieren. Erste Monitoringberichte durch das Rheinisch-Westfälische Institut für Wirtschaftsforschung (RWI) beobachteten in den ersten zwei Jahren unerwünschte Effekte, wie z.B. die Reduktion von CO₂ Emissionen gekoppelt mit einem Anstieg der Treibhausgasemissi-

onen (CO₂e). Im März 1996 wurde die Selbstverpflichtung neu formuliert und erweitert, sodass bis zum Jahr 2005 die CO₂ Emissionen um 28% und bis 2012 die weiteren sechs Kyoto-Gase um 35% gegenüber 1990 zu senken. Diese „Erweiterte Vereinbarung zur Klimavorsorge“ wurde außer vom BDI ebenfalls von 17 weiteren Verbänden akzeptiert (und später von 2001 bis 2002 von weiteren drei Verbänden). Die erweiterte Klimavereinbarung bestand aus 19 Einzelverpflichtungen. Einige dieser einzelnen Vereinbarungen sollten bis 2005 erfüllt sein, jedoch galt 2012 als Zieljahr für die gesamte Selbstverpflichtung. Im Gegenzug zur Erweiterung der Selbstverpflichtung sicherte die Bundesregierung den Verzicht eines Energi audits zu und erkannte die Anstrengungen der Wirtschaft beim Einstieg in die ökologische Steuerreform in Form eines Spitzenausgleichs an. Insgesamt wurde im Jahr 2012 eine Treibhausgasreduktion von 117 % des ursprünglichen Ziels erreicht. Das angestrebte Ziel wurde somit um weit mehr als 100% erfüllt. [17, 21, 22]

Anhand von unterschiedlichen Beispielen konnte gezeigt werden, dass die Selbstverpflichtung als Instrument der Energie- und Klimapolitik am erfolgreichsten ist, was von [23] ebenfalls bestätigt wird. Dies ist nur möglich, wenn sowohl die betroffene Industriebranche als auch das betroffene Land (in unseren Beispielen die deutsche Bundesregierung) sich gegenseitig bei der Erfüllung der Ziele unterstützen.

2.3 Emissionen in der Bauwirtschaft

Aus den europäischen Statistiken kann entnommen werden, dass max. 13 %⁴ aller europäischen Treibhausgasemissionen im Jahr 2013 aus dem Bau, Steinbruch und Untertagebau stammten [24].

Heutzutage werden NRMM (non road mobile machinery) hauptsächlich mit Diesel betrieben. Treibhausgasemissionen, die durch direkte Verbrennung

⁴ In den europäischen Statistiken sind die Abgrenzungen von „Wasserversorgung“, „sonstige Dienstleistungen“ sowie des Baus nicht möglich. Daher wird vom maximalen Wert ausgegangen. Der Prozentsatz aus dem Bau ist viel kleiner anzunehmen.

von Diesel entstehen, sind die CO₂ Emissionen [25]. Die CO₂ Menge von NRMM lässt sich somit aus dem Dieserverbrauch herleiten.

Aus einer Studie für das Jahr 2010 ist zu entnehmen, dass 11 % (37,6 Millionen t Diesel von insgesamt 337,6 Millionen t Diesel) des europäischen Dieserverbrauchs von NRMM verbrannt wurde. Die weiteren 89 % sind dem Straßenverkehr zuzuordnen. Aus diesen 11 % sind 43 % den Baumaschinen zuzuweisen. Dies entspricht 5% des gesamten europäischen Dieserverbrauchs (16,3 Millionen t Diesel von insgesamt 337,6 Millionen t Diesel). [26]

2.4 Emissionen bei den Baumaschinen

Die CO₂-Emissionen von mobilen Arbeitsmaschinen stehen im Zusammenhang mit deren Verwendungen und den dabei auszuführenden Arbeitsprozessen.

Eine differenzierte Betrachtung der CO₂-Emissionen von mobilen Arbeitsmaschinen wird möglich, indem die Emissionen unterschiedlichen Einflussbereichen zugeordnet werden. Die vier wesentlichen Einflussbereiche sind: die Maschineneffizienz, die Prozesseffizienz, die Betriebseffizienz und die alternativen Energiequellen. In diesen vier Haupteinflussbereichen können Einsparpotenziale realisiert werden, die es quantitativ zu bewerten gilt. [6]

a) Maschineneffizienz

Die Maschineneffizienz lässt sich in zwei Gruppen aufteilen: Maschinentechnologie und Maschinenzustand. Maschinentechnologie schliesst Verbesserungen im Motor, in der Getriebetechnologie, in der Hydraulik, in der Elektrik und im Steuerungssystem mit ein.

Der Maschinenzustand hat ebenfalls einen Einfluss auf die CO₂ Emissionen. Einflüsse auf den Maschinenzustand haben das Alter der Maschine, sowie die Qualität und Frequenz der Wartungs- bzw. Instandhaltungsarbeiten an der Maschine.

b) Prozesseffizienz

Die Prozesseffizienz leitet sich aus der Kombination der folgenden drei Einflüsse ab: die Baustellenorganisation, die Nutzung von Prozess-Assistenzsystemen und die Baustellenkomplexität.

Eine effiziente Baustellenorganisation wird durch eine optimale, den Baustellenbedingungen angepasste Planung, kurze Stillstandzeiten und Koordinierung des Bauprozesses mit der Baumaschine begünstigt. Dabei können die in den Maschinen integrierten Prozess-Assistenzsysteme einen optimalen Bauprozess unterstützen.

c) Betriebseffizienz

Die Betriebseffizienz lässt sich in zwei Hauptgruppen unterteilen.

Die erste Hauptgruppe ist der Einfluss des Fahrers. Der physische und psychologische Zustand des Fahrers, welcher im Laufe des Tages und der Jahreszeit variiert; die Sicht, die der Fahrer bei der Bedienung der Maschine hat; sowie die Ergonomie und der Komfort des Arbeitsplatzes, haben einen Einfluss auf die Effizienz des Maschinenbetriebs. Des Weiteren wird die Effizienz durch die Erfahrung kombiniert mit regelmäßigen Fahrerschulungen erhöht.

Eine zweite Hauptgruppe ist der Zustand der Maschine bei Stillstandzeiten. Wird der Motor der Maschine dabei ausgeschaltet, entweder über den Fahrer oder automatisch (Start-Stopp Systeme), wird die Leerlaufzeit und somit der Kraftstoffverbrauch bzw. die CO₂ Emissionen reduziert.

d) Alternative Energieträger

Unter alternativen Energieträgern wird der Ersatz des konventionellen Energieträgers Dieselmotors verstanden. Diese Energieträger können von erneuerbaren Quellen stammen, wie z.B. Biodiesel oder Bio Flüssigerdgas. Die CO₂ Emissionen pro MJ variieren in Abhängigkeit des Energieträgers.

Diese vier Haupteinflussbereiche zeigen, dass die CO₂e Reduktion von Baumaschinen nur im Zusammenspiel von Hersteller und Nutzer möglich

ist. Ebenfalls darf nicht unberücksichtigt bleiben, dass der Bauherr, welcher für die Idee, die Planung und Ausschreibung verantwortlich ist, ebenfalls Einfluss auf die CO₂ Emissionen hat [27].

3 CO₂e Quantifizierungskonzept

Die europäische Baumaschinenindustrie (CECE) und die europäische Landmaschinenindustrie (CEMA) verfolgen das gemeinsame Ziel, der EU Kommission ein Konzept zur CO₂ Quantifizierung vorzuschlagen, welches die realen Verwendungen der Arbeitsmaschinen gut abbildet. Die Industrie ist überzeugt, dass der freie Wettbewerb und die damit einhergehenden Innovationen sicherstellen, dass die CO₂ Emissionen kontinuierlich sinken. CECE und CEMA haben die CO₂ Reduktionsziele der EU in der Vergangenheit bereits erreicht. Zukünftig sollen die Beiträge zur Reduktion des CO₂ Ausstosses mittels einer quantitativen Methodik nachgewiesen werden. Das entsprechende Konzept und die Einsparpotenziale, beschrieben in 2.3, werden in Abbildung 1 dargestellt.

Das entwickelte CO₂e Quantifizierungskonzept besteht aus einer ganzheitlichen Betrachtung. Einzelne Maschinen werden daher nicht isoliert untersucht, sondern als Maschine in der Anwendung mit Berücksichtigung der verschiedenen Einflüsse.

Dabei werden nicht nur die lokalen Emissionen (Tank-to-Wheel) berücksichtigt, sondern auch die bei der Herstellung von primären Energieträgern sowie von Baumaterialien entstehenden Emissionen.

Die mobilen Arbeitsmaschinen auf einer Baustelle können ihre Arbeit nicht erbringen, wenn das zur Erstellung des Endproduktes erforderliche Baumaterial nicht verfügbar ist. Zur Erstellung des Endproduktes erfolgen mehrere Transporte von Baumaterial von und zur Baustelle. Aus diesem Grund darf deren Einfluss bei der Quantifizierung von CO₂e-Emissionen eines Gesamtprozesses nicht fehlen.

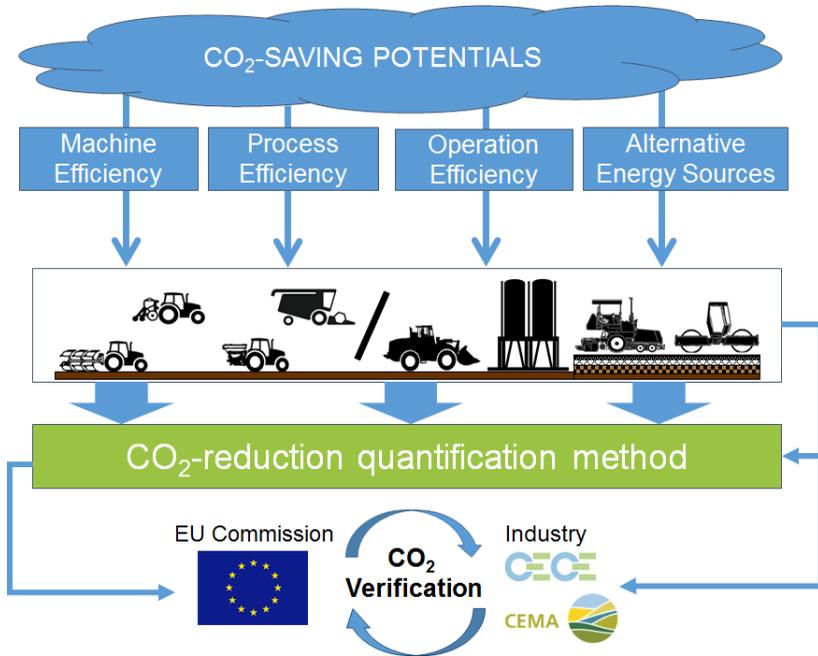


Abbildung 1: Prinzipskizze CO₂e-Quantifizierung

Bei der Lebenszyklusanalyse von Fahrzeugen bzgl. den CO₂e-Emissionen, durchgeführt an der Technischen Universität Braunschweig, wurde festgestellt, dass über 80% aller CO₂e-Emissionen bei mobilen Arbeitsmaschinen während ihrer Nutzung freigesetzt werden. Lediglich 10% bis 14% CO₂e werden bei der Fertigung der Maschinen emittiert. Infolgedessen werden die CO₂e-Emissionen, die bei der Fertigung von mobilen Arbeitsmaschinen freigesetzt werden, in dieser Studie nicht berücksichtigt. Ebenfalls werden die CO₂e-Emissionen, die sich beim Transport der mobilen Arbeitsmaschinen von und zur Baustelle ergeben, nicht berücksichtigt.

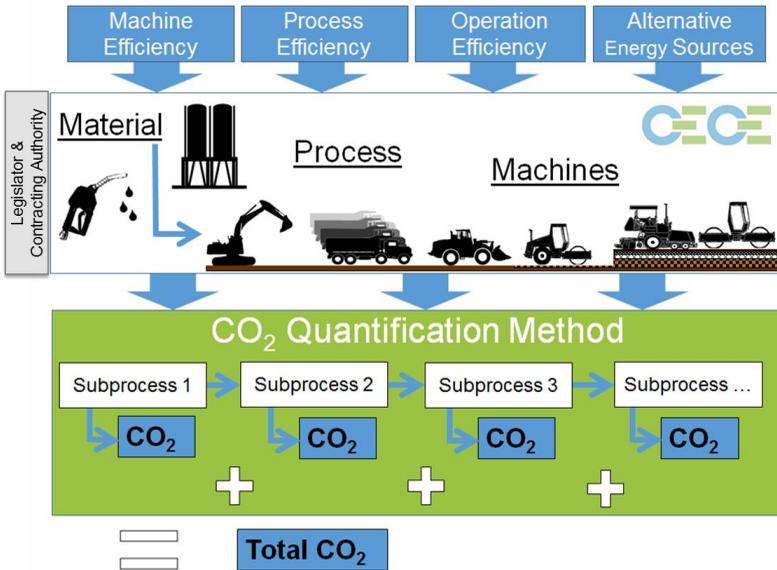


Abbildung 2: CO₂e-Quantifizierungsmethode für mobile Baumaschinen

4 Simulation von CO₂e-Emissionen

Basierend auf Untersuchungen von europäischen Baustatistiken wurden repräsentative Szenarien aus dem Steinbruch, Straßen-, Hoch- und Erdbau ausgewählt und deren CO₂e Emissionen quantifiziert. Das CO₂e Ausstoßverhältnis von Material zu Maschinen für die jeweiligen ausgewählten Szenarien ist in Tabelle 2 zu sehen. Mithilfe dieser Simulationen konnte gezeigt werden, dass die gewählte Methode die Baumaschinen und ihre Bauanwendung, ihre Baustellenbedingungen, ihre Betriebsbedingungen, die eingesetzten Baumaterialien, und den eingesetzten Energieträger berücksichtigt. Wird diese Quantifizierungsmethode auf Szenarien in der Vergangenheit, in der Gegenwart und in der Zukunft angewandt, können die zu den Betrachtungszeitpunkten zugehörigen CO₂ Emissionswerte und deren Änderungen bestimmt werden.

Die ersten Simulationen von Szenarien im Erdbau und im Steinbruch haben gezeigt, dass relativ wenig externes Material eingesetzt wird. Somit ist der relative Anteil der Emissionen von Baumaschinen in diesen Anwendungen erhöht. Im Straßenbau sowie im Gebäudebau wird im Vergleich zu den anderen simulierten Szenarien eine große Menge an Material eingesetzt. Aus diesem Grund stammt der größte Emissionsanteil von den Baumaterialien, d.h. die maschinenbedingten Emissionen sind relativ gering.

Interessant wird der Einsatz von nachhaltigen Baumaterialien. Nachhaltige Materialien sind Werkstoffe aus Quellen, die sich entweder kurzfristig von selbst erneuern oder deren Nutzung nicht zur Erschöpfung der Quelle beiträgt. Wird also rezykliertes oder nachhaltiges Material (z.B. Holz) verwendet, so kann dieses Null oder gar negative CO₂e-Werte annehmen [28]. Der Emissionsanteil der Baumaterialien sinkt entsprechend.

Tabelle 2: CO₂e Verhältnis von Baumaterial zu Baumaschinen für ausgewählte Europäisch repräsentative Bauszenarien (Werte für Baumaterial aus der Ökobaudat [28])

Ausgewählten Szenarien im:	Material	Maschinen
Konventioneller Gebäudebau	99 %	1 %
Straßenbau	85 %	15 %
Steinbruch	0 %	100 %
Erdbau im Straßenbau	1-44 %	56-99 %
Erdbau im Hochbau	0 %	100 %

5 Zusammenfassung

Im Projekt „CO₂ Quantifizierung von typischen Mobilten Arbeitsmaschinen“ wurde eine CO₂e-Quantifizierungsmethode entwickelt, die es ermöglicht, die Treibhausgasemissionen für ausgewählte Anwendungen von Arbeitsmaschinen zu quantifizieren. Diese Methode berücksichtigt unterschiedliche Einflüsse, die für die Anwendungen von Arbeitsmaschinen relevant sind und die wesentlichen Einfluss auf die resultierenden Emissionen haben. Mithilfe dieser Methode können CO₂e-Emissionen von Baumaschinenanwendungen und deren Verlauf in unterschiedlichen Zeitphasen (Vergangenheit, Gegenwart, Zukunft) quantifiziert werden.

In diesem Beitrag wurden unterschiedliche reale Anwendungsszenarien in verschiedenen Branchen untersucht. Darauf erfolgte eine Einflussanalyse für die CO₂e-Emissionen von mobilen Arbeitsmaschinenanwendungen. Abschliessend wurde mittels Simulation von repräsentativen Bauszenarien eine erste Quantifizierung der zugehörigen Emissionen durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass die Produktion von Baumaterial einen signifikanten Anteil an den ermittelten CO₂e Emissionen ausmachen kann.

6 Ausblick

Durch die Berücksichtigung der detaillierten Arbeitsprozesse konnte die CO₂e Quantifizierungsmethode erweitert werden. Der nächste geplante Schritt ist die Verifizierung und Validierung dieser Methode mithilfe von vorhandenen oder zusätzlichen Messungen.

Danksagung

Das Projekt „CO₂ Quantification for typical Mobile Machine Application in Earthmoving, Road Construction, Quarry and Building Construction Processes“ wird vom „Committee for European Construction Equipment“ (CECE), von der „Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen e.V.“ (FVB im VDMA) sowie vom Hauptverband der Deutschen Bauindustrie e.V. unterstützt. Ein besonderer Dank geht an die Unternehmensvertreter der Firmen AMMANN, ATLAS WEYHAUSEN, BOMAG, CNH, JCB, LIEBHERR, VOLVO CE, WACKER NEUSON, WIRTGEN GROUP und ZÜBLIN.

Literaturverzeichnis

- [1] S. Randalls, „History of the 2°C climate target,“ Wiley Interdisciplinary Reviews: Climate Change, Bd. 1, Nr. 4, Juli/August, pp. 598-605, 2010.
- [2] European Commission, „European Commission Climate Action,“ 08. 11. 2016. [Online]. URL: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/progress/kyoto_2/index_en.htm.
- [3] A. Badea, „Vorlesungsunterlagen Energiesysteme I,“ Institut für Kerntechnik und Reaktorsicherheit , KIT, Karlsruhe, 2012.
- [4] European Commission, „European Commission - climate action,“ 8. 11. 2016. [Online]. URL: https://ec.europa.eu/clima/policies/international/negotiations/paris/index_en.htm.
- [5] European Environment Agency, „Trends and projections in Europe 2016 - Tracking progress towards Europe's climate and energy targets,“ EEA Web content management system, Dänemark, 2016.
- [6] CECE und CEMA, „CECE and CEMA Optimising our industry 2 reduce emissions,“ Brüssel, 2016.
- [7] Prof. Dr. rer. nat. U.Karl, Vorlesungsunterlagen "Emissionen in die Umwelt", Karlsruhe: KIT, 2012.
- [8] Greenhouse Gas Protocol, „Global Warming Potentials,“ 10. 11. 2016. [Online]. URL: www.ghgprotocol.org/files/ghgp/tools/Global-Warming-Potential-Values.pdf.
- [9] C.-S. Ernst, „CO₂-Emissionsreduktion bei Pkw und leichten Nutzfahrzeuge nach 2020,“ Institut für Kraftfahrzeuge Strategie und Beratung; RWTH Aachen University, Aachen, 2014.
- [10] R. Muncrief und B. Sharpe, „Overview of the heavy-duty vehicle market and CO₂ emissions in the European Union,“ ICCT - The international council on clean transportation, 2015.
- [11] CECE - Committee for European Construction Equipment, „Constructing the Europe of tomorrow,“ CECE - Committee for European Construction Equipment, Brüssel, 2016.
- [12] I. Ays, Gespräch mit DAF Mitarbeiter im Rahmen der VDI Tagung - Nutzfahrzeuge, Eindhoven, 2015.

- [13] R. Kirchner, „Einführung von Antidumping-Zöllen für Biokraftstoff-Importe in die EU,“ 01. Juni 2013. [Online]. URL: <http://www.biomassenutzung.de/antidumping-zolle-europa-biokraftstoffe-importe/>.
- [14] Das Europäische Parlament und der Rat der Europäischen Union, „Richtlinie 2009/28/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Förderung der Nutzung von Energie aus erneuerbaren Quellen und zur Änderung und anschließenden Aufhebung der Richtlinie 2001/77/EG und 2003/30/Eg,“ 05. 06. 2009. [Online]. URL: http://www.bmwfw.gv.at/EnergieUndBergbau/Energieversorgung/Documents/d_e_EE%20RL_2009_28_EG.pdf.
- [15] Das Europäische Parlament und der Rat der Europäischen Union, „Richtlinie 2003/30/EG des Europäischen Parlaments und des Rates vom 8. Mai 2003 zur Förderung der Verwendung von Biokraftstoffen oder anderen erneuerbaren Kraftstoffen im Verkehrssektor,“ 17. 05. 2003. [Online]. URL: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2003:123:0042:0046:DE:PDF>.
- [16] Bundesverband der Deutschen Industrie e.V., Abteilung Umweltpolitik, „Freiwillige Vereinbarung und Selbstverpflichtungen,“ Bundesverband der Deutschen Industrie e.V., Berlin, 2004.
- [17] U. von Schlippenbach, „Selbstverpflichtung als Instrument regionaler Energie- und Klimapolitik - Eine Analyse am Beispiel des Berliner KlimaSchutzPartner,“ Diplomarbeit bei Prof. J. Küchler, Institut für Management in der Umweltplanung, Technische Universität Berlin, Berlin, 2001.
- [18] Dr. F. Rubik und D. Scheer, „Integrierte Produktpolitik: Ein Policy Paper,“ Spurbuchverlag, Institut für ökologische Wirtschaftsforschung GmbH (IÖW), Friedrich-Ebert-Stiftung e.V., Akademie Frankenwarte, Würzburg, 2007.
- [19] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit, „Selbstverpflichtungen auf europäische Ebene,“ Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit, 23. 07. 2014. [Online]. URL: <http://www.bmub.bund.de/themen/wirtschaft-produkte-ressourcentourismus/wirtschaft-und-umwelt/selbstverpflichtungen/selbstverpflichtungen-auf-europaeischer-ebene/>. [Zugriff am 19. 12. 2016].
- [20] Dr. W. Stinglwagner, „Nationale Strategien zur Steigerung der Energieeffizienz,“ Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, Berlin, 2006.

- [21] Rheinisch-Westfälisches Institut für Wirtschaftsforschung, „Die Klimavorsorgeverpflichtung der deutschen Wirtschaft - Monitoringbericht 2011 und 2012,“ Rheinisch-Westfälisches Institut für Wirtschaftsforschung, Essen, 2013.
- [22] Rheinisch-Westfälisches Institut für Wirtschaftsforschung, „Die Klimavorsorgeverpflichtung der deutschen Wirtschaft - Monitoringbericht 2005-2007,“ Rheinisch-Westfälisches Institut für Wirtschaftsforschung, Essen, 2008.
- [23] M. Aguirre und G. Ibikunle, „Determinants of renewable energy growth: A global sample analysis,“ Energy Policy, Elsevier, pp. 374-384, 2014.
- [24] eurostat Statistics Explained, „Greenhouse gas emissions by industries and households,“ eurostat Statistics Explained, März 2016. [Online]. URL: http://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php/Greenhouse_gas_emissions_by_industries_and_households. [Zugriff am 19. 12. 2016].
- [25] R. Edwards, J.-F. Larivé, D. Rickeard und W. Weindorf, „Well-to-Tank - Appendix 1 and 2 - version 4a,“ European Commission, Joint research Centre, Institute for Energy and Transport, 2014.
- [26] D. Vandenbroucke, A. Van Hyfte und L. Francx, „Study in View of the Revision of Directive 97/68/EC on Non-Road Mobile Machinery - Final Report Module 1 - An Emissions INventory,“ Arcadis, Leuven, Belgien, 2010.
- [27] D. Siewert, „Geräteausschuss im Hauptverband der Deutschen Bauindustrie - Workshop CO2,“ Hauptverband der Deutschen Bauindustrie e.V., Karlsruhe, 2016.
- [28] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit, „Ökobaudat - Informationsportal nachhaltiges Bauen,“ [Online]. URL: <http://oekobaudat.de/datenbank/browser-oekobaudat.html>. [Zugriff am 05. 12. 2016].

Flottenauswertung zur Optimierung des Maschineneinsatzes

Dr.-Ing. Herbert Pfab

*Liebherr-Werk Bischofshofen GmbH,
Dr-Hans-Liebherr-Strasse 4, 5500 Bischofshofen, Österreich,
E-Mail: Herbert.Pfab@liebherr.com, Telefon: +43(0)50809-11444*

Dipl.-Ing. (Univ.) Florian Altenberger

*Liebherr-Werk Bischofshofen GmbH,
Dr-Hans-Liebherr-Strasse 4, 5500 Bischofshofen, Österreich,
E-Mail: Florian.Aldenberger@liebherr.com, Telefon: +43(0)50809-11554*

Dipl.-Ing. (Univ.) Rupert Gappmaier

*Liebherr-Werk Bischofshofen GmbH, Dr-Hans-Liebherr-Strasse 4,
5500 Bischofshofen, Österreich,
E-Mail: Rupert.Gappmaier@liebherr.com, Telefon: +43(0)50809-11785*

Kurzfassung

Liebherr-Maschinen werden mit einem Maschinendatenerfassungssystem und einer Telematikeinheit ausgestattet. Damit können Belastungs-, Bedienungs- und Prozessdaten den jeweiligen Nutzergruppen u.a. der Entwicklung zur Verfügung gestellt werden. Die Daten werden auf der Maschine vorverarbeitet und auf einen stationären Server übertragen. Auf diese Art werden Auslegungskollektive erfasst, Belastungsdaten und ihre Entstehung im Einsatz analysiert, Feldtestmaschinen zugeordnet und beobachtet, die Auslegung der Komponenten validiert und die zuverlässige Funktion der Maschinensteuerung auf breiter Basis abgesichert. Auch Bedienungsgewohnheiten und Fehlbedienung oder Fehlfunktion sind systematisch erfassbar und einer Analyse zugänglich. Damit steht ein robustes Werkzeug zur umfassenden Bewertung und Absicherung

der Entwicklungsziele und der Steigerung von Maschinen-, Bedienungs- und Prozesseffizienz zur Verfügung.

Stichworte

Baumaschinen, Telematiksysteme, Einsatzoptimierung

1 Einleitung

Seit ca. 10 Jahren werden Liebherr-Baumaschinen mit einem exklusiv entwickelten, zentralen Elektroniksystem zur Steuerung aller Hauptfunktionen ausgerüstet. Die Architektur dieses Systems beinhaltet eine Telematikeinheit zum Datentransfer auf einen stationären Server. Grundsätzlich werden Daten für drei Nutzergruppen gehandhabt:

1. Daten für den Kunden
2. Daten für den Kundendienst und den Vertrieb
3. Daten für die Produktentwicklung.

Mittlerweile sind über 24.000 Liebherr Maschinen mit diesem System ausgestattet und übertragen permanent Daten von der Maschine für die Verwendung beim Kunden, im Service und in der Entwicklung. Tabelle 1 zeigt die Anzahl der ausgerüsteten Maschinen je Produktlinie. Die Nutzung geht über die Erdbewegungsmaschinen weit hinaus. Es werden z.B. auch Turmdrehkrane und maritime Krane ausgestattet. An solchen Geräten steht meist die Einsatzoptimierung im Vordergrund.

Für die ersten beiden Nutzergruppen werden vor allem Daten in Standardreports systematisch und regelmäßig übertragen und aufbereitet. Solche Daten sind z.B. Kraftstoffverbrauch, Einsatzstunden, Maschinenverwendung, Maschinenposition sowie die servicerelevanten Daten für Reparatur, Fehlersuche und Wartung.

Tabelle 1: Produktlinien und Anzahl der Maschinen mit aktivem Telematiksystem

Produktlinie	Anzahl	Produktlinie	Anzahl
Radlader	5.005	Raupenkrane	648
Planier-, Laderaupen	1.602	Seilbagger, Spezialtiefbau	1.234
Kettenbagger	4.857	Teelader	90
Mobilbagger	5.143	Hafenkrane	535
Hochbaukrane	1.944	Offshore-, Schiffskrane	177
Articulated Dump Truck	225	Reachstacker	49
Materialumschlaggeräte	2.619	Summe	24.132

Im Vortrag wollen wir den Schwerpunkt auf die Nutzung von Fahrzeugdaten in der Produktentwicklung legen. Dabei stehen die Methode und die Fülle an Möglichkeiten im Vordergrund und nicht die Allgemeingültigkeit der gezeigten Diagramme.

2 Systembeschreibung

2.1 Systemarchitektur

Das bereits in der Einleitung erwähnte zentrale, elektronische Steuerungssystem für Liebherr-Baumaschinen ist in Abbildung 1 dargestellt. Es zeigt die gesamte Architektur am Beispiel der aktuellen Radladerfamilie Xpower. Die zentrale Steuerungseinheit (Master4) steuert über vier CAN-Linien, Ein- und Ausgangsmodule sowie dezentrale, baugruppenbezogene Steuerungseinheiten die gesamte Maschine. Rechts oben im Bild ist das über eine seri-

tossen werden. Große Datenmengen werden in einem gesonderten Verfahren gespeichert und manuell weitergegeben. Zusätzliche Lastkollektive können mit jedem Update der Maschinensoftware erfasst werden. Ansonsten kann neue Datenerfassungssoftware über eine Speicherkarte jederzeit auf einzelnen Maschinen aktiviert werden.

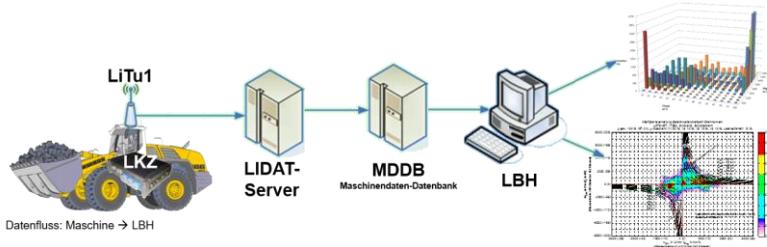


Abbildung 2: Datenfluss von der Maschine bis in das Entwicklungswerk

2.2 Sensorausstattung und Variablen

Da die erfassten Daten aus Serienfahrzeugen gewonnen werden, steht im Allgemeinen auch hinsichtlich Sensorik nur die Serienausstattung zur Verfügung. Diese ist durch die Anforderungen zur Steuerung der Maschine bestimmt. Da die zunehmende Forderung der Einsatzbereitschaft und Condition Monitoring Anforderungen für das Serienfahrzeug sind, wird für diesen Zweck zusätzliche Sensorik am Serienfahrzeug investiert. Neben physikalischen Größen zur Messung von Lasten sind diskrete Signale wie Schaltungen oder Schalterbetätigungen sowie elektronisch erfasste, proportionale Bedienungsgrößen z.B. Fahrpedal, Bremspedal, Bedienhebel für die Arbeitshydraulik oder für die Lenkung wichtige Signale. In der geeigneten Kombination der Signale liegt oft die Kunst einer aussagekräftigen Datenanalyse. Messgrößen, berechnete Größen sowie Zustände von Schaltern sind in der Maschinensoftware als Variablen angelegt. All diese Variablen stehen der Maschinendatenerfassung grundsätzlich zur Verfügung.

3 Anwendungsfälle

3.1 Lastkollektivzähler

Lastkollektivzähler basieren auf Gruppen von zusammenhängenden Variablen. Die jeweiligen Skalen dieser Variablen sind in Intervalle geteilt. Die Zustände der Variablen sind jederzeit definiert. Bei den Zähler-Arten unterscheiden wir zwischen Zeitzähler, Wechselzähler und Zyklenzähler wobei standardisierte Algorithmen wie z.B. Rainflow hinterlegt sind. Zusätzlich werden minimale und maximale Messwerte mit Zeitbezug gespeichert. Dieser Maschinendatenerfassung wird ein definierter Speicherplatz zugewiesen. Typisch für die Anwendung der Lastkollektivzähler ist das in Abbildung 3 gezeigte Kollektiv im Dieselmotorenkennfeld.

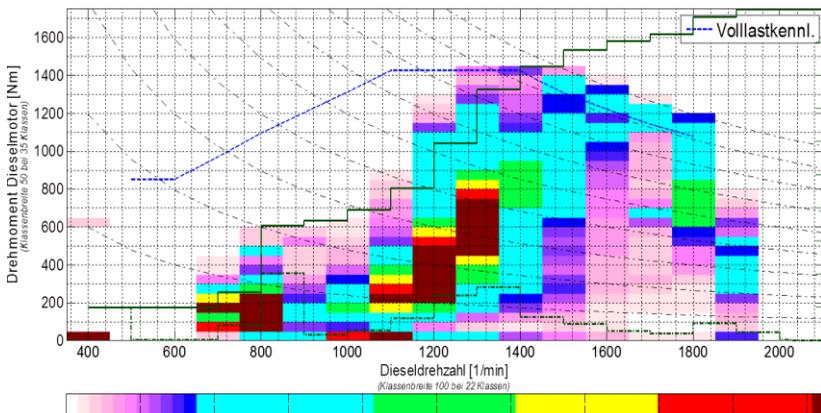


Abbildung 3: Anwendung des Lastkollektivzählers zur Bestimmung der Häufigkeit der Motorbetriebspunkte

3.2 Geografische Lokalisierung von Belastungen

Zum Standardumfang der Telematikeinrichtung gehört die GPS-Ortung. Damit stehen der Maschinendatenerfassung generell die Lokalisierungsdaten zur Verfügung, so dass mit gewissen Einschränkungen die Funktion des Lastkollektivzählers auch auf die geografische Lage angewandt werden

kann. So kann ein Schädigungsanteil mit der Position oder dem Arbeitsprozess verknüpft werden. Der Veranschaulichung dient Abbildung 4.

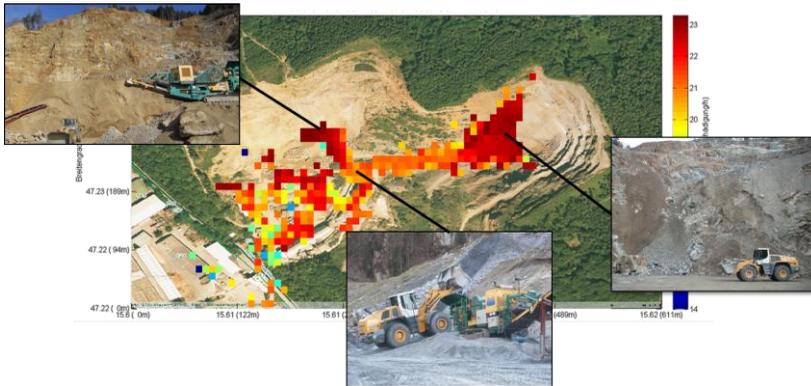


Abbildung 4: Schädigungsanteile in Abhängigkeit von der geografischen Position der Maschine

3.3 Feldtestmaschinen

Bei allen Neuentwicklungen werden Versuchsmaschinen in den praktischen Einsatz in der Regel bei Kunden eingesetzt. Schon bei der Auswahl geeigneter Einsätze ist die Maschinendatenerfassung eine wertvolle Hilfe. Je nach Umfang und Art der Neuentwicklung werden die maßgeblichen Kollektive zur Auswahl herangezogen. Eine subjektive Einsatzbewertung ist meist nicht treffsicher. Die Schädigung je Kalendermonat ist maßgeblich, da die Feldtestphase einen großen Anteil an der gesamten Entwicklungszeit hat.

Feldtestfahrzeuge werden mit zusätzlicher Messtechnik ausgestattet. Zusätzliche Eingangsmodule (siehe Abbildung 1) dienen in Verbindung mit dem Master4 bei vielen Messgrößen als Datenlogger. Damit steht ein robustes und voll in die Fahrzeugsteuerung integriertes Messsystem mit hinreichender Genauigkeit zur Verfügung. Ein solches Messsystem ist serienprobt und bedarf keiner Betreuung durch einen Messtechniker.

3.4 Zeitschriebe (Sample Trace)

Neben der Absicherung der Komponentenlebensdauer ist die umfassende Überprüfung der Steuerungsfunktionen von großer Bedeutung im Feldversuch. So kann beim Auftreten eines Fehlercodes der zeitliche Verlauf von maßgeblichen Signalen Erklärung für das Auslösen des Fehlers liefern. Auch die Optimierung und Sicherstellung von dynamischen Ereignissen z.B. bei Schaltvorgängen wird mit Hilfe der Sample Trace Funktion bei großer Abdeckung vorgenommen. So werden Schaltvorgänge nach einem definierten zeitlichen Raster an allen Feldversuchsfahrzeugen über der Zeit aufgezeichnet und im Nachgang automatisiert überprüft.

3.5 Bedienungsgewohnheiten

Mobile Arbeitsmaschinen werden durch eine Vielzahl von Bedienelementen gesteuert. Je nach Bedeutung werden diese Elemente durch unterschiedliche Technologie dargestellt. Dazu gehören proportionale Joysticks für Hand- oder Fingerbetätigung, Tipp-, Wipp- und Drehschalter mit diverser Haptik und berührungssensitive Displays (Touchscreen). Feinfühligkeit und Sinnfälligkeit haben großen Einfluss auf Effizienz, Produktivität und die Ermüdung des Fahrers. Diese Gesichtspunkte können durch das Erfassen der Signale und Bewegungen der Bedienungselemente bewertet und Abhängigkeiten abgeleitet werden. Auch Mängel oder Fehlbedienung sind systematisch erkennbar.

3.6 Fehlbedienung

Aufgrund der Dynamik der baumaschinentypischen Arbeitszyklen hat die Bedienung einen großen Einfluss auf die Effizienz und die Lebensdauer einer Maschine und deren Komponenten. Die Aufzeichnungen der Maschinendatenerfassung können zur Erklärung von unbefriedigender Standzeit oder überdurchschnittlichem Kraftstoffverbrauch herangezogen werden. Dabei können jederzeit rückwirkend bei allen Kundengeräten die relevanten Zusammenhänge ausgewertet werden. Diese Möglichkeit erleichtert und

versachlicht das Gespräch mit dem Kunden und eröffnet Maßnahmen zur Korrektur. Beispielhaft sei hier auf den Bremsenverschleiß in Abhängigkeit von den Zeitanteilen der Bremsbetätigung und gleichartigen Einsatzbedingungen verwiesen (Abbildung 5).

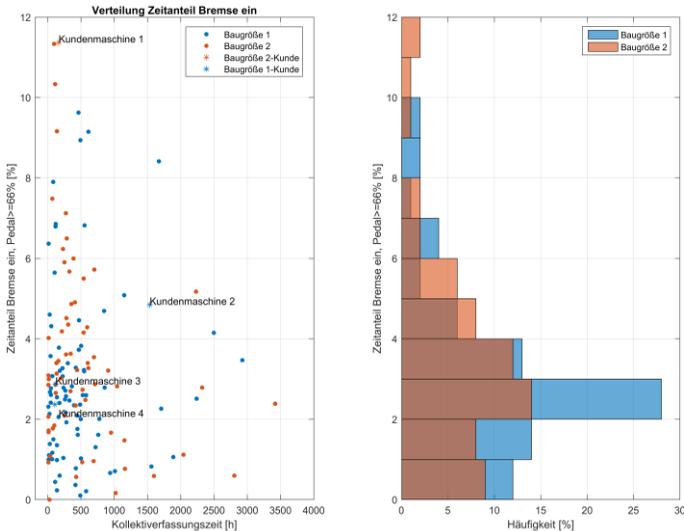


Abbildung 5: Häufigkeit der Betätigung von Bedienelementen am Beispiel des Bremspedals

4 Zusammenfassung

Liebherr-Maschinen werden mit einem zentralen Maschinendatenerfassungssystem ausgestattet. Dieses ist in den bestehenden Fahrzeugrechner integriert und kann bedarfsgerecht erweitert werden. Da diese Maschinen serienmäßig über ein Telematiksystem verfügen, können Kollektive und sonstige Daten in definierten Intervallen auf einen stationären Server übertragen werden. Die Entwicklungsingenieure des jeweiligen Entwicklungswerkes verarbeiten diese Daten in Routineprozessen oder nach individueller Aufgabenstellung. Neben lebensdauerbestimmenden Lastdaten werden auch

Bedienungsaktivitäten sowie Prozessinformationen erfasst. Damit steht der Maschinenentwicklung eine äußerst breite Datenbasis zur Validierung der Auslegung und der Fahrzeugsteuerung zur Verfügung. Entwicklungsziele wie Effizienz und Leistungsvermögen sind anhand der Feldtestflotte abrufbar und können leicht mit den Kenndaten der laufenden Serie verglichen werden. Dieses System dient der Optimierung der Fahrzeugbedienung und des Fahrzeugeinsatzes und unterstützt bei der Analyse außergewöhnlicher Vorkommnisse im Maschineneinsatz.

5 Ausblick

Der Energieverbrauch eines Baumaschineneinsatzes hängt von der Effizienz der Maschine, der Qualität der Bedienung und der Gestaltung der Arbeitsaufgabe (Prozess) ab. Zur Optimierung dieser drei Säulen sind Analysen der Maschinendaten von fundamentaler Bedeutung. Durch die geeignete Erweiterung der Erfassung und Verarbeitung dieser Informationen sowie einer damit verbundenen Beratungsdienstleistung kann die Gesamteffizienz von Baumaschinen erheblich gesteigert werden.

MOBiL – Eine auf mobile Arbeitsmaschinen optimierte Prüfmethode

M. Sc. Lars Brinkschulte

Dipl.-Ing. Danilo Engelmann

Dipl.-Ing. Jan Siebert

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen,

Rintheimer Querallee 2, 76131 Karlsruhe, Deutschland,

E-Mail: Lars.Brinkschulte@kit.edu Telefon: +49(0)721/60845382

E-Mail: Danilo.Engelmann@kit.edu Telefon: +49(0)721/60848603

E-Mail: Jan.Siebert@kit.edu Telefon: +49(0)721/60848652

E-Mail: mobima@fast.kit.edu Telefon: +49(0)721/60848601

Dipl.-Ing. Marinette Iwanicki

AVL Deutschland GmbH

Calibration & Virtual Testing Solutions,

Instrumentation & Test Systems

Greschbachstraße 3, 76229 Karlsruhe, Deutschland

E-Mail: Marinette.Iwanicki@avl.com

Kurzfassung

Die Entwicklung von energieeffizienten mobilen Arbeitsmaschinen erfordert aufgrund von hohen Teilsystemwechselwirkungen, einer steigenden Komplexität und der starken Umfeldabhängigkeit eine ganzheitliche Systembetrachtung. Daraus ergeben sich neue Anforderungen an die Erprobungsmethoden von mobilen Arbeitsmaschinen.

In diesem Beitrag wird eine Prüfmethode für mobile Arbeitsmaschinen vorgestellt, welche bei der realitätsnahen Erprobung von Fahr- und Arbeitsantrieben zum Einsatz

kommt. Zur Abbildung von anwendungstypischen Lastszenarien wird durch den Einsatz von modellbasierten Entwicklungsmethoden das Systemverhalten um das zu untersuchende Teilsystem herum simulativ in Echtzeit abgebildet. Dabei findet ein ständiger Informationsaustausch zwischen der Simulation und Prüfstandtechnik statt.

Ziel der Methode ist es, möglichst zeit- und kosteneffektiv die Erfüllung von unterschiedlichen Arbeitsaufgaben zu erproben und das Systemverhalten, wie z.B. die Dynamik und Effizienz, zu beobachten und zu evaluieren. Durch die Einbindung einer Optimierungstoolkette wird durch die Variation der Systemfreiheitsgrade eine Verbesserung des Systemverhaltens ermöglicht.

Die Anwendung der Methode wird im Anschluss anhand von drei Praxisbeispielen demonstriert. Den Abschluss bildet ein Ausblick auf eine zukünftige Kopplung verschiedener Prüfstände zur zeitgleichen Abbildung von mehreren Teilsystemen einer mobilen Arbeitsmaschine.

Stichworte

Prüfmethode, Fahr- und Arbeitsantriebe, Modellbasierte Entwicklung, X-in-the-Loop

1 Einleitung

Moderne mobile Arbeitsmaschinen können immer mehr und vereinen immer vielfältigere Funktionen – dabei ist die Funktionsauswahl und -vielfalt häufig das Hauptunterscheidungsmerkmal zu Wettbewerbsfahrzeugen. Weiter werden durch sicherheitstechnische, energiebedeutsame aber auch performancerelevante Eigenschaften heutige Maschinen immer komplexer. Dieser Prozess geht mit einer Steigerung von Komponenten und Teilsystemen aus multiplen Domänen (Mechanik, Hydraulik, Elektro-technik, ...), einher, welche schon bei der Entwicklung auf das Gesamtfahrzeug abgestimmt und getestet werden müssen. Gesamtfahrzeugversuche sind aber erst dann möglich, wenn alle Komponenten des Fahrzeuges verfügbar sind. Eine negative Validierung des Gesamtfahrzeugprototyps durch Nichterfüllung der Anforderungen führt neben erhöhten Kosten häufig zu einer Gefährdung des termingerechten Projektabschlusses. Gerade bei einer hohen Variantenvielfalt des Gesamtsystems, z.B. bei Universalfahrzeugen mit vielseitiger

Anbaugerätekonfiguration, ist eine vollständige Systemprüfung mit serien-nahen Prototypen nahezu unmöglich. Zusätzlich sind Gesamtfahrzeugver-suche sehr zeit- und kostenaufwändig.

Der Entwicklungsprozess bringt daher drei zu bewältigende Haupt-herausforderungen mit sich: *Komplexität*, *Zeit* und *Kosten*. Daraus ergeben sich neue Anforderungen an die Erprobungsmethoden von mobilen Arbeitsmaschinen.

2 Modellbasierte Entwicklung

Die zentralen Schritte in solch einem Entwicklungsprozess sind die Hard-ware- und Softwareentwicklung, die anschließende Eingliederung der Teil-systeme in das Gesamtsystem, sowie die Applikation, Verifikation und Validierung des finalen Produkts. Unterstützt wird dieser Prozess durch das nach VDI-Richtlinie vorgegebene V-Modell. [1]

Das V-Modell entstammt ursprünglich der IT-Brache und wurde seither an die Anforderungen der Mechatronik angepasst (siehe Abbildung 1). Es beschreibt „die logische Abfolge der wesentlichen Teilschritte bei der Ent-wicklung mechatronischer Systeme“ ([1], S.26), die vom Entwicklungsauf-trag bis zum fertigen Produkt durchzuführen sind. Das Modell ist in der Anwendung sehr flexibel. Jedes Teilsystem eines Ganzen kann über einen eigenen, dem Modell entsprechenden Entwicklungszyklus (Mikrozyklus) verfügen und in diesem schon deutlich weiter fortgeschritten sein, als das Gesamtsystem (Makrozyklus). Dadurch kann die Gefahr einer unvollständigen Integrität des Gesamtsystems deutlich reduziert werden.

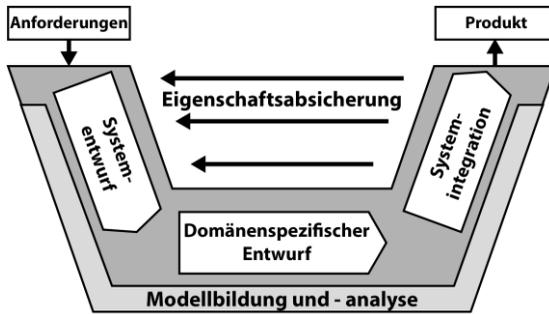


Abbildung 1: V-Modell als Makrozyklus (nach [1])

In diesem Sinne hat sich der Begriff des „Frontloading“ etabliert. Frontloading bedeutet, dass frühzeitig erkennbare Fehler nicht erst im fertigen Produkt behoben, sondern bereits im Prozess der Produktentwicklung vermieden werden sollten. Ermöglicht wird dies durch den Einsatz von Werkzeugen der modernen Produktentwicklung, wie z.B. Qualitätsmanagement, Simultaneous Engineering oder Simulation. [2]

Das V-Modell stellt vor allem die domänenübergreifende Entwicklung eines Systems in den Vordergrund. Nach der Erarbeitung eines den Anforderungen entsprechenden und „domänenübergreifenden Lösungskonzepts, das die wesentlichen physikalischen und logischen Wirkungsweisen des zukünftigen Produkts beschreibt“ ([1], S.29), wird die gewünschte „Gesamtfunktion in Teilfunktionen zerlegt. Diesen Teilfunktionen werden geeignete Wirkprinzipien zugeordnet“ ([1], S.30). Die Teilsysteme werden anschließend domänenspezifisch weiter konkretisiert und nach Abschluss des Entwurfs wieder „zu einem Gesamtsystem integriert, um das Zusammenwirken [der einzelnen Teilsysteme] untersuchen zu können“ ([1], S.30). Zur Minimierung von Risiken und zur Sicherung der Funktionserfüllung muss entwicklungsbegleitend eine kontinuierliche Eigenschaftsabsicherung durchgeführt werden.

In der Regel ist die Entwicklung eines komplexen Produkts nicht nach dem einmaligen Durchlauf des Makrozyklus abgeschlossen. Stattdessen werden

mit zunehmendem Reifegrad immer neue Entwicklungszyklen durchlaufen, da sich nach jedem Durchlauf die Anforderungen ändern bzw. weiter spezifiziert werden können.

Die einzelnen Schritte des Makrozyklus sollten durch geeignete Entwicklungsmethoden unterstützt werden. Modellbildung und -analyse sind dabei wichtige Werkzeuge, die den Entwicklungsprozess begleiten. Die hier zum Einsatz kommende modellbasierte Entwicklungsmethode wird im Folgenden näher erläutert.

Bei der modellbasierten Entwicklung wird das physikalische Verhalten von Komponenten und Teilsystemen durch komplexe (z.B. Differentialgleichungen (DGL)) oder niederkomplexe (z.B. lineare Zusammenhänge) Modelle beschrieben. Dabei wird zwischen zwei Hauptarten der Modellbildung unterschieden.

Bei der **mathematischen Modellbildung** wird anhand von Expertenwissen (z.B. Ergebnisse aus Versuchen oder Erfahrungswissen) ein mathematisches Modell abgeleitet, welches das Systemverhalten abbilden soll. Das mathematische Modell reicht von einfachen linearen bis hin zu hochnichtlinearen komplexen Zusammenhängen, welche beispielsweise durch neuronale Netze abgebildet werden können. Die mathematischen Modelle zeichnen sich dabei insbesondere durch ihre geringe Rechenzeit aus.

Im Unterschied dazu wird bei der **physikalischen Modellbildung** das Modellverhalten mittels physikalischer Gesetzmäßigkeiten (z.B. Schwingungs-DGL) abgebildet. Der Detaillierungsgrad und das Treffen von Randbedingungen sind dabei für die Modellgüte entscheidend.

In der Praxis kommt es meist zu einer Kombination dieser beiden Modellierungsansätze, indem auf Basis von physikalischen Zusammenhängen grundlegende mathematische Modellansätze abgeleitet und diese anhand von Messungen parametrisiert, verifiziert und validiert werden.

Neben der Validität (nach [3]: Lösbarkeit, Eindeutigkeit und stetigen Abhängigkeit) der Modelle gelten weitere grundlegende Anforderungen:

- Echtzeitfähigkeit des Modellbildungssystems⁵
- Betriebsbereichsumfassender Parametrierbereich⁶
- Stabilität und Kausalität über den gesamten Parametrierbereich

Sind diese Anforderungen erfüllt, so ist es anhand von Teilsystemmodellen möglich, die Teilsysteme schon vor der Verfügbarkeit eines Gesamtfahrzeugprototyps auf Funktion und Performance zu untersuchen.

Der Einsatz von modellbasierten Entwicklungsmethoden kann damit einen Beitrag für einen durchgängig transparenten, zielorientierten und zeiteffektiven Entwicklungszyklus bei mobilen Arbeitsmaschinen leisten.

3 MOBIL – Mobile Arbeitsmaschine in the Loop

3.1 Von XiL zu MOBIL

Die modellbasierte Entwicklung und Erprobung findet heute in Form des X-in-the-Loop-Ansatzes (XiL) breite Verwendung und wird besonders in der Steuergeräteentwicklung, aber auch bei der Erprobung ganzer Teilsysteme in der Personenkraftwagen- (PKW) und Nutzfahrzeug- (NFZ) Entwicklung eingesetzt [5]. Das „X“ in XiL steht hierbei für eine beliebige „Unit under Test“ d.h. Prüflinge, die in einer Gesamtfahrzeugsimulation in einem geschlossenen Reaktionskreis („in the Loop“) eingebettet und getestet werden. Je nach Verfügbarkeit kommen hier Simulationsmodelle oder reale Fahrzeugkomponenten auf Prüfständen zum Einsatz [6] [7].

Um von den zuvor beschriebenen Vorteilen der modellbasierten Entwicklung und Erprobung auch bei mobilen Arbeitsmaschinen profitieren zu können, ist es notwendig, den XiL-Ansatz auf die speziellen Bedürfnisse

⁵ Echtzeitsysteme sind Systeme, bei denen der Nutzen eines Resultates nicht nur vom Resultat abhängt, sondern auch vom Zeitpunkt der Bereitstellung des Resultats. [4]

⁶ Ein Modell ist nur für die Eingangsvariablen aussagekräftig, welche innerhalb des parametrisierten Variablenbereichs liegen.

und Randbedingungen von diesen Fahrzeugen und deren Prozesse anzupassen und entsprechend zu erweitern.

Die Notwendigkeit der Anpassung wird ersichtlich durch den direkten Vergleich von PKW, NFZ und mobilen Arbeitsmaschinen. Der Fokus liegt bei PKW und NFZ auf dem Transport von Personen und / oder Gütern. Die Hauptaufgabe ist dabei die Bewegung des Fahrzeugs selbst. Bei der mobilen Arbeitsmaschine hingegen wird die Fahr- bzw. Transportaufgabe um eine oder mehr spezifische Arbeitsaufgaben ergänzt, für welche die mobile Arbeitsmaschine entsprechend technisch ausgerüstet ist. Wird der Leistungsfluss eines PKW/NFZ betrachtet, so ist zu erkennen, dass es sich um einen seriellen Durchlauf von der Kraftmaschine bis zu den Antriebsrädern handelt. Die einzelnen Systeme dazwischen stehen also auch nur im seriellen Austausch mit dem System davor und danach.

Abbildung 2 zeigt den systematischen Aufbau einer typischen mobilen Arbeitsmaschine, beispielhaft wird hier die Erprobung eines realen Kurbelwellengenerators betrachtet.

Hier ist der Leistungsfluss ersichtlich, der sich in parallele Stränge aufteilt und die Leistung so auf mehrere Abnehmer verteilt. Zudem unterscheidet sich hier die Rückkopplung der Reaktionswirkungen: ein Leistungsabnehmer kann hier auf die Kraftmaschine (stromaufwärts) oder aber auf alle anderen Leistungsabnehmer (parallel) und Systeme rückwirken, diese Tatsache muss berücksichtigt werden. Alle Systeme stehen also mit Informationen und Wirkungen gegenseitig im Austausch. Dies kann zu Auswirkungen nicht nur in der Teilaufgabe eines Arbeitsprozesses, sondern auch auf den ganzen Prozess führen. Exemplarisch für diese parallelen Pfade der Leistung und Reaktion ist z.B. die Drückung des Dieselmotors von Forstmaschinen bei schwerer Rückarbeit oder die Speicherung von regenerierter potentieller Energie aus Arbeitsantrieben, die später dann für den Fahrantrieb verwendet werden kann. Um die Leistung und die Rückwirkung der Systeme in die parallelen Pfade zu übertragen, müssen manche Systeme als „Knotenpunkte“ arbeiten.

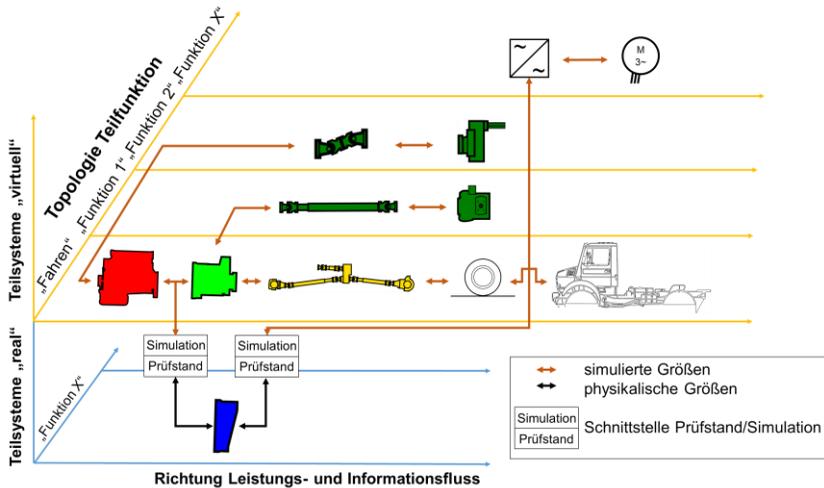


Abbildung 2: MOBiL-Systemebenen

Zusammenfassend muss der XiL-Ansatz für mobile Arbeitsmaschinen um folgende Elemente erweitert werden:

- Parallele Strukturen für Informations- und Leistungsfluss
- Knotenpunkte zur Aufteilung von Information und Leistung auf die parallelen Strukturen
- Das System Fahrer und Fahrzeugumgebung muss für die Fahr- und Arbeitsaufgabe geeignet sein.

3.2 Struktur von MOBiL

Abbildung 3 zeigt den systematischen Aufbau der MOBiL-Methode.

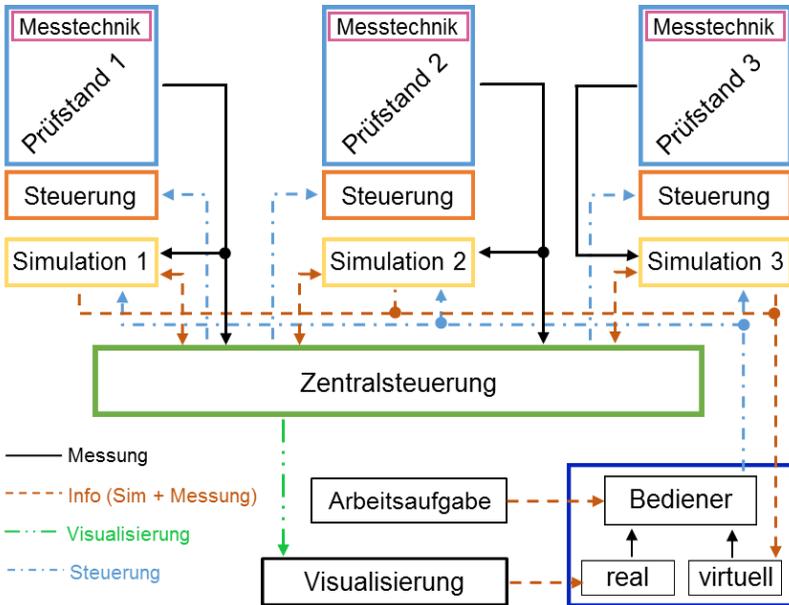


Abbildung 3: MOBIL-Grundtopologie

Die Methode unterscheidet dabei generell zwischen fünf verschiedenen Bausteinen:

- *Zentralsteuerung*: Auswertung aktueller Messdaten, Steuervorgabe für alle Prüfstände und Optimierungsfunktion
- *Prüfstandstechnik*: Prüfstände mit zugehörigen Steuerungen und zu vermessender Hardware X (Komponente / Teilsystem / System)
- (Rest-)Systemsimulationen
- *Bediener* und die ihm aufgetragene Arbeitsaufgabe
- *Visualisierung*: Schnittstelle zwischen Bediener, Simulation und Prüfständen

Die einzelnen Prüfstände und deren *Restsystemsimulation* sind durch die *Zentralsteuerung* untereinander vernetzt. Für die vollständige Systemeinkopplung des zu untersuchenden (Teil-)Systems ist eine Kopplung von Mess-

und Simulationsgrößen notwendig. Die dafür notwendige Rückführung von Messsignalen aus der *Simulation* in die *Prüfstandstechnik* und umgekehrt ist die wesentliche Aufgabe, aber auch Herausforderung, bei der Umsetzung der MOBIL-Methode. Durch eine geeignete *Visualisierung* zur Auswertung der Messdaten ist es möglich, das Systemverhalten auch einem wenig erfahrenen Bediener aussagekräftig kenntlich zu machen. Der Regelkreis schließt sich über die Einbindung des *Bedieners* in die Prüfumgebung. Art und Weise der Erfüllung der ihm aufgetragenen Arbeitsaufgaben zeigen durch die individuelle Fahrzeugbedienung einen maßgeblichen Einfluss auf das Systemverhalten.

Die einzelnen Bausteine der Methode und die Umsetzung dieser am Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen werden im Folgenden vorgestellt.

3.2.1 MOBIL-Baustein: Zentralsteuerung

Die *Zentralsteuerung* dient als Kommunikationsschnittstelle zwischen allen Teilsystemprüfständen (Ansteuerung der Prüfstände, Aufnahme von Messdaten), den einzelnen System- & Teilsystemsimulationen und der Visualisierung der Gesamtmaschine. Integriert in die Zentralsteuerung ist ein globales Sicherheitskonzept für alle Prüfstände. Aufgrund der globalen Sicherheitsstruktur kommunizieren die einzelnen Prüfstände nicht direkt untereinander: die Daten werden zunächst in der Zentralsteuerung gesammelt und anschließend den einzelnen Prüfständen aufbereitet zur Verfügung gestellt. Dieses Vorgehen kann zwar einen Zeitverzug der Ansteuerung der Prüfstände zur Folge haben, führt aber dazu, dass kritische Zustände – z.B. durch eine Kombination von unkritischen Einzelzuständen in den Einzelprüfständen – erkannt und eine Handlung abgeleitet werden kann.

Neben den technischen Aufgaben ist in der Zentralsteuerung eine Bewertungsfunktion zur Systemoptimierung hinterlegt. Die Bewertungsfunktion der Optimierung ermittelt anhand von Systemfreiheitsgraden in den einzelnen Teilsystemen ein messtechnisch erfassbares Gesamtoptimum über alle Teilsysteme hinweg. Die zur Optimierung benötigte Kostenfunktion, z.B.

Energieeffizienz, kann je nach Anwendungsfall definiert werden. So ist es möglich, durch Parametervariation der Systemfreiheitsgrade das Systemverhalten des Gesamtsystems zu beobachten und zu validieren. Bei der Parametervariation wird zwischen *Hardwareparametern* – konstruktive Größen, wie z.B. geometrische Abmessungen – und *Steuerparametern* – Softwaregrößen, wie z.B. Regelgrößen in der Betriebsstrategie – unterschieden.

Unterstützt wird dieser Prozess am Mobima durch die Software-Werkzeugkette der Firma AVL, die im Folgenden beschrieben wird.

Dabei wird zunächst eine computerlesbare Hypothese relevanter Einflussparameter für die Optimierungsaufgabe aufgestellt. Die der Applikation hinterlegte Methode und die einfach verständliche Visualisierung erlauben es, das dazu benötigte Expertenwissen strukturiert zu erfassen, zu kombinieren und mit bestehendem Wissen aus vorangegangenen ähnlichen Versuchen anzureichern. Durch die Kopplung mit AVL CAMEO werden aus der Hypothese statistische Versuchspläne abgeleitet, die Versuche in der entsprechenden Prüfumgebung, z.B. dem IPG TruckMaker, automatisiert durchgeführt und die Versuchsergebnisse zurückgeführt. Basierend auf den Messdaten werden Verhaltensmodelle generiert, welche die zu Beginn aufgestellte Hypothese bestätigen oder widerlegen. Ein Verhaltensmodell beschreibt den Zusammenhang sowie mögliche Wechselwirkungen zwischen den tatsächlich relevanten Eingangsparametern auf eine Zielgröße im getesteten Wertebereich. Alle Entscheidungen von der Planung bis hin zur Datenanalyse sowie das entstehende Wissen (z.B. Testpläne, Messdaten, Modelle), das während einer Optimierungsaufgabe anfällt, werden verlinkt und zentral in einer Datenbank abgelegt. Dadurch kann das Wissen für spätere Optimierungsaufgaben automatisiert bereitgestellt und in einer nachfolgenden Hypothese von den Experten berücksichtigt werden. [8]

Die Anwendung der Werkzeugkette ermöglicht eine zeiteffiziente Inbetriebnahme von neuen Systemen in der MOBIL-Umgebung unter Verwendung bestehender Prüfstandstechniken.

3.2.2 MOBIL-Baustein: Prüfstandstechnik

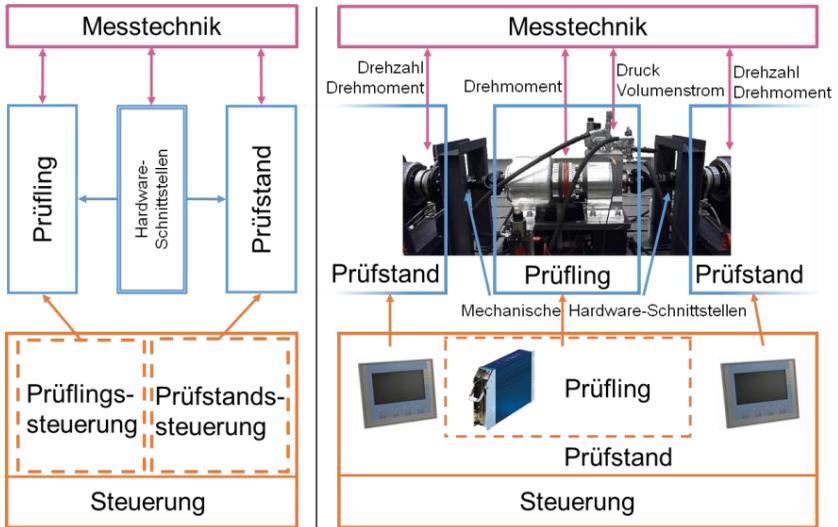


Abbildung 4: MOBIL-Baustein *Prüfstandstechnik* (links exemplarisch, rechts am Beispiel LT3)

Der Baustein *Prüfstandstechnik* besteht im Wesentlichen aus drei Kernkomponenten: dem Prüfstand, der Steuerung des Prüfstandes und des Prüflings (in Realität vorhandenes System / Teilsystem), siehe Abbildung 4.

Am Mobima stehen der MOBIL-Methode verschiedene Prüfeinrichtungen zur Verfügung. Hierzu zählen der Akustik-Allradrollenprüfstand (4WD – 900 kW Dauerlast) [9] mit Fokussierung auf der Prüfung des Gesamtfahrzeuges, der Antriebssystemprüfstand (3 x 130 kW) [10] zur Untersuchung von Teilsystemen mit rotatorischen Leistungsabnehmern und die zentrale Druckversorgung (800 l/min, 280 bar) zur Untersuchungen von hydraulischen Systemen und linearen Antrieben. Weiter kann die MOBIL-Methode bei Bedarf um Prüfstände für Spezialanwendungen erweitert werden.

Die Lasten, die durch die Prüfstände auf die zu untersuchenden Systeme aufgebracht werden, stammen aus den Ergebnissen der *Simulation*.

3.2.3 MOBIL-Baustein: Simulation

Die *Simulation* bildet den Kernbaustein der MOBIL-Methode. Jede Simulation besteht aus einer Umweltsimulation und einer System-/ Teilsystemsimulation, mit Ausnahme der als Hardware verfügbaren Teilsysteme und Komponenten.

In den Simulationsumgebungen kommen verschiedenste Domänen zum Einsatz. Fahrdynamiksimulationen werden durch starre Mehrkörper-Simulations-Modelle in echtzeitfähigen Simulationsumgebungen – z.B. IPG TruckMaker, Amesim, MATLAB-Simulink – abgebildet. Systeme aus der Fluidtechnik, insbesondere der Hydraulik, werden durch Simulationsumgebungen wie z.B. DSHplus oder MATLAB-SimHydraulics dargestellt. Die Parametrierung dieser Simulationsmodelle erfolgt, sofern verfügbar, über in Feldtests aufgenommenen Last- und Steuerungsdaten.

Die Simulation steht über die Zentralsteuerung in ständiger Verbindung mit den Ergebnissen aus allen Prüfständen. Um das in Hardware verfügbare Teilsystem vollständig in die MOBIL-Methode zu integrieren, werden ausgewählte Messdaten aus allen für die Komponente X relevanten Prüfständen als Eingangsdaten in die Simulation vorgegeben.

3.2.4 MOBIL-Baustein: Visualisierung und Bediener

Die letzten Bausteine bilden die *Visualisierung* und der *Bediener*.

Der *Bediener* schließt den Regelkreis der gesamten MOBIL-Umgebung. Bei der Erfüllung einer Arbeitsaufgabe reagiert der Bediener mithilfe einer geeigneten *Visualisierung* auf die Systemantworten der Einzelsystem-simulationen und -prüfstände. Diese Systemantworten werden in Form von Positions- und Geschwindigkeitsvektoren einzelner Knotenpunkte im Raum abgebildet.

Da die Herangehensweise zur Erfüllung der Arbeitsaufgabe vom Bediener bestimmt wird, kann die Ansteuerung des Systems sowohl durch einen automatisierten Bediener in der Simulation (Erfüllung der Arbeitsaufgabe auf optimalem Weg) als auch durch den manuellen Bedieneringriff erfolgen.

Hierzu ist in der MOBiL-Prüfungsumgebung ein entsprechender Bedieneingriff mittels externen Bedienelementen (Lenkrad, Joystick, Gaspedal) vorgesehen. Hierbei wird der Bediener aus der Simulation durch den realen Bediener ersetzt und als direktes Steuerungsglied in die MOBiL-Umgebung integriert.

4 Einsatz der MOBiL-Methode

Die folgenden Beispiele zeigen die Anwendung der Methode anhand von unterschiedlichen Systemabstufungen einer mobilen Arbeitsmaschine – von der Erprobung auf Fahrzeugebene (Range Extender (RE)) über die Antriebsstrangerprobung (LT3) bis hin zu einer Ventilerprobung (RSD).

4.2 Range Extender – der Grundstein der Methode

Der Grundstein für die MOBiL-Methode wurde im Projekt *Range Extender*⁷ gelegt. Ziel des Projektes war die Entwicklung einer Antriebsstrangtopologie mit RE für Kommunalfahrzeuge [11].

Ein RE besteht im Wesentlichen aus einer Verbrennungskraftmaschine (VKM), welche einen elektrischen Generator mit zugehöriger Leistungselektronik antreibt [12]. Die bereitgestellte elektrische Energie kann in der Batterie des Fahrzeuges gespeichert oder zum direkten Antrieb der Fahr- und / oder der Arbeitsfunktionen genutzt werden. Die VKM kann aufgrund der mechanischen Trennung vom Abtrieb unabhängig vom aktuellen Fahr- und Arbeitszustand in verschiedensten Betriebspunkten betrieben werden, z.B. Bestpunktbetrieb für maximale Effizienz der VKM.

Neben der Auslegung der Antriebsmotoren und der Umrichtertechnik muss der RE und die Batterie auf den individuellen Einsatzfall des Fahrzeuges abgestimmt werden. Hierzu wurde ein Kommunalfahrzeug mit elektrischem Antriebsstrang durch den Einsatz des Antriebssystemprüfstandes auf verschiedenste mögliche RE-Topologien und Leistungsklassen untersucht.

⁷ gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie



Abbildung 5: Range-Extender „in the Loop“ – links: Fahrzeug auf Prüfstand, rechts: Fahrzeug in virtueller Prüfsumgebung

Im Projekt war das Fahrzeug mit zugehörigem elektrischem Antriebsstrang (Motoren, Umrichter, Batterie) real verfügbar (siehe Abbildung 5, links). Virtuell und durch die vorhandene Prüfstandstechnik abgebildet wurden der RE, die Arbeitsfunktion und deren aktueller Leistungsbedarf sowie die Fahrzeugumgebung, welche durch die Fahrzeugsimulation in IPG Truck-Maker eingebunden werden konnte.

Anhand der MOBIL-Methode konnten verschiedenste Einsatzszenarien des Fahrzeuges mit unterschiedlichen RE-Topologien und deren Leistungsklassen getestet werden.

Für einen RE sind neben der Hardware verschiedene Betriebsmodi – z.B. der Zero-Emission-Betrieb, der Best-Punkt-Betrieb der VKM, der Maximal-Leistungs-Betrieb der VKM sowie der Rekuperations-Betrieb – auf Basis einer heuristischen Betriebsstrategie zu berücksichtigen. Dabei wird der momentane Leistungsanteil $u(t)$ des RE- am Verbraucheranteil in Abhängigkeit zum Ladezustand des Batteriemoduls (SoC), zur abgeforderten Leistung P_{Ges} (Summe aus Fahr- und Arbeitsantrieb) und den äußerlichen Randbedingungen (Zero Emission) gesetzt [11]:

$$u(t) = f(SoC, P_{Ges}, \text{Zero Emission})$$

Die Parameter für die Gleichung $u(t)$ stehen in Abhängigkeit mit den oben zu variierenden Systemgrößen. Untersuchungen anhand einer Vielzahl verschiedener Szenarien mittels der MOBIL-Methode ergaben eine „anwendungsoptimale“ Topologie des RE mit zugehörigen Stell- und Regelgrößen.

4.3 LineTraction 3 (LT3)

Bei LT3 handelt es sich um eine Antriebsstrang-Topologie, bei der die Leistung von einem zentralen Motor mechanisch und ohne Differentiale an die Räder übertragen wird. Im Gegensatz zu einem konventionellen System mit Differentialen können für jedes angetriebene Rad die Drehzahl oder das Drehmoment jeweils unabhängig voneinander eingestellt werden. Schlüsselkomponente in diesem Konzept sind Überlagerungsgetriebe in den angetriebenen Achsen des Fahrzeugs. Diese Überlagerungsgetriebe bestehen aus den bereits vorhandenen Radkopfreduktionsplanetengetrieben. Bei einem LT3-Antriebsstrang ist bei diesen Planetengetrieben das Hohlrads nicht karosseriefest fixiert, sondern stützt sich gegen eine hydrostatische Einheit ab. Durch die elektrische Regelung des Drucks oder Volumenstroms der hydrostatischen Einheit kann durch das Hohlrads eine definierte Überlagerung des an das Rad übertragenen Drehmoments oder der Drehzahl erfolgen. Dadurch sind alle Räder einzeln regelbar [13].

Durch diese Mechatronisierung des konventionellen mechanischen Antriebsstrangs hat dieser mehr Freiheitsgrade. Dadurch besteht die Notwendigkeit, alle Regelungsvorschriften in einer elektrischen Getriebesteuerung als Betriebsstrategie zu manifestieren. Da bei mobilen Arbeitsmaschinen eine hohe Variantenvielfalt an Achsenkonfigurationen, Lenktypen und Fahraufgaben existiert, ergibt sich für eine Betriebsstrategie eine hohe Anzahl an relevanten Parameter und deren Kombinationen, die entsprechend gefunden und optimiert werden müssen. Das Einbauen eines Prototypen in in Frage kommende Fahrzeuge zum Testen möglicher Betriebsstrategien und Parameterkombinationen ist unwirtschaftlich und zeitintensiv. Außerdem können bei einer realen Erprobung bei extremen Fahrmanövern gefährliche Situationen entstehen.

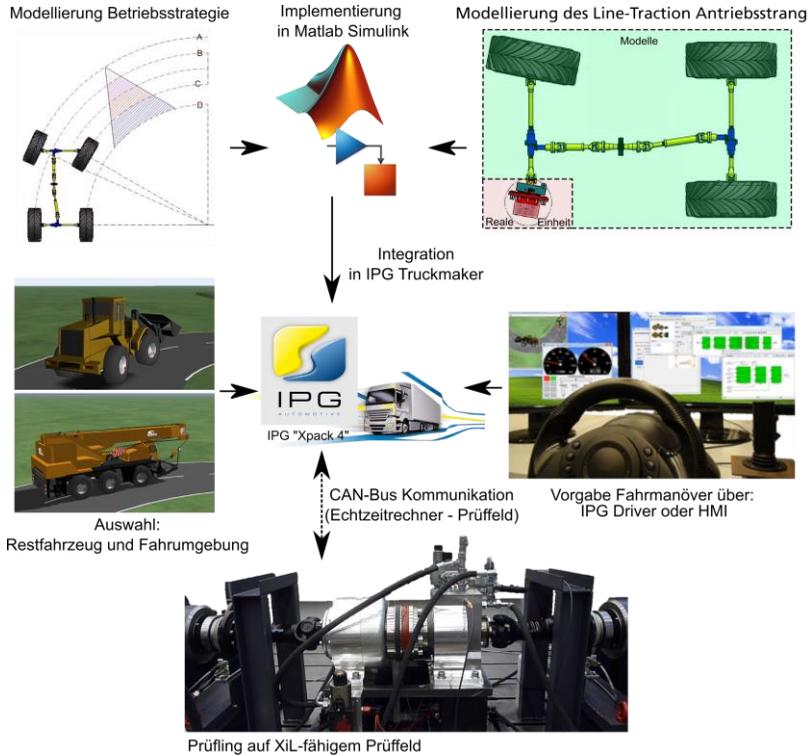


Abbildung 6: Aufbau und beteiligte Elemente bei der LT3 Erprobung mit der MOBIL-Methode

Der Zeit- und Kostenbedarf lässt sich mit der Anwendung der MOBIL-Methode deutlich entschärfen. Hierbei wird der Prototyp des LT3-Systems inklusive Steuerung auf dem Prüffeld erprobt. Dank der MOBIL-Methode kann über die Plausibilität der Betriebsstrategie für beliebige Maschinentypen eine Aussage getroffen werden. Die Betriebsstrategie wird in Form von Regelungsstrukturen beschrieben und auf entsprechende Maschinentypen angepasst. Dabei wird auch festgelegt, welche Komponenten real vorliegen und welche Elemente durch Modelle dargestellt werden. Dadurch wird auch der Signalfluss nach Abbildung 2 zum Prüffeld und Steuergerät des realen Prüflings definiert, siehe oberste Ebene Abbildung 6. In einem zweiten Schritt werden die restlichen Standard-Modelle der Teilsysteme des Fahr-

zeugs ausgewählt (z.B. VKM, Reifen etc.), die nicht im Erprobungsfokus stehen, sowie auch das Gesamtfahrzeugmodell passend zum Maschinentyp. Zuletzt wird der Versuch durchgeführt; hierbei werden die Messdaten des realen Prüflings zusammen mit den Simulationsdaten erfasst und nach dem Prüflauf dem Postprocessing übergeben. Somit können mit geringen Kosten und maximaler Zeiteffizienz die besten Betriebsstrategien für jeden Maschinentyp gefunden werden oder die Beschaffenheit der Antriebstrangtopologie validiert werden.

4.4 RSD - Funktionsprototyp eines Ventils

Im Rahmen des vom Forschungsfonds Fluidtechnik finanzierten Forschungsprojekts „Reduzierung systembedingter Druckverluste“ [14] wurde die MOBIL-Methode dazu verwendet, ein für das Projekt zentrales Ventil zu untersuchen. Das Ventil, ein 3/2-Wege-Proportionalventil mit hydraulischer Ansteuerung, wurde mittels getrennter Steuerkanten als Funktionsprototyp dargestellt (siehe Abbildung 7).

Als Steuerkanten wurden zwei elektrisch angesteuerte Proportional-Drosselventile eingesetzt. Die beiden Ventile wurden über eine Software-Ventilsteuerung gesteuert, die das Verhalten eines gemeinsamen Steuerschiebers abbilden konnte. In der Ventilsteuerung wurden verschiedene Parameter, wie z.B. das Ventilverhalten (schaltend oder proportional), die gewünschte Ventilkennlinie oder Steuerflächenparameter hinterlegt. Die hydraulischen Steuerflächen des Ventils wurden durch Druckmessumformer ersetzt. Mittels des Prototyps konnte das Ventil und sein Verhalten aufgrund der hohen Flexibilität bei der Parametrierung bereits vor der Erstellung des integrierten Hydraulikventils untersucht und optimiert werden.

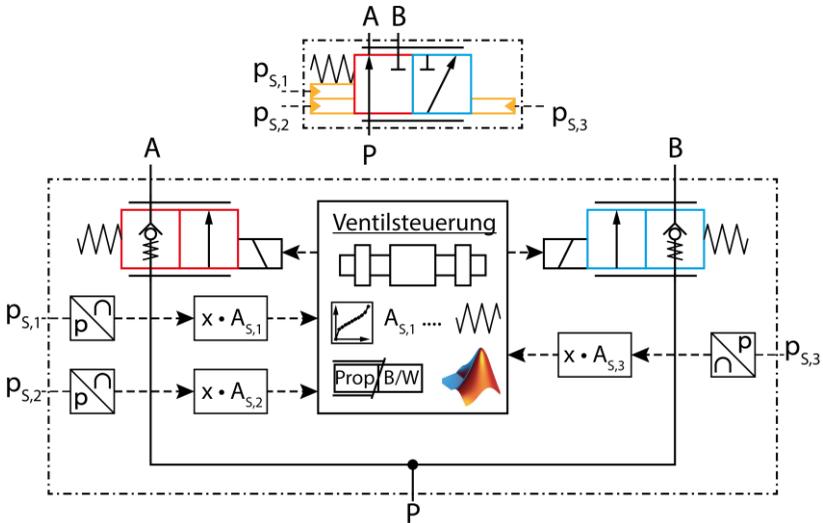


Abbildung 7: Systemskizze Tank-/Speicher-Logikventil-Funktionsprototyp

5 Ausblick und Weiterentwicklung der MOBiL-Methode – Die Übertragung auf das Gesamtsystem Radlader

Bisher wurde die vorgestellte Methode an einzelnen voneinander entkoppelten Teilsystemen und Teilsystemprüfständen erprobt und validiert (siehe Abschnitt 4). Eine Anwendung der MOBiL-Methode auf ein Gesamtfahrzeug durch die Kopplung einzelner Prüfstände ist in Planung. Dabei soll ein Radlader mit einem zu Abschnitt 4.2 ähnlichen Einzelrad-Fahrtrieb und einem durch ein Load-Sensing (LS)-System angetriebenen Arbeitsantrieb des Hubgerüsts abgebildet werden. In der Restsystemsimulation wird das Hubgerüst als Mehrkörper-simulationsmodell eingebunden.

Durch den Einsatz des Antriebssystemprüfstandes zur Erprobung des Fahrtriebes und den Einsatz der zentralen Druckversorgung zur Erprobung des Arbeits-LS-Antriebes wird durch die informationelle Kopplung der Prüfstände und Simulation eine Möglichkeit der Wechselwirkungsuntersuchung

geschaffen. So ergeben sich aus den kinematischen Vorgängen des Radladerhubgerüsts und der Beschleunigung der einzelnen Massenelemente (Hubgerüst und zu bewegende Massen), realisiert durch eine Kopplung der Simulation und der Prüfstandsumgebung, variierende Radlasten, die für die Erprobung des Fahrantriebes genutzt werden können. Gleichzeitig induzieren die Beschleunigungen des Gesamtfahrzeuges, zugehörige Fahrdynamikphänomene und variierende Radbodenkontakte Bewegungen der Massenelemente des Hubgerüsts, welche bei der Erprobung von außen auf das LS-System aufgeprägt werden.

Anhand von verschiedensten Einsatzszenarien und variierenden Bedienvorgaben kann im Anschluss die Performance und Energieeffizienz beeinflussender Systemparameter herausgearbeitet und durch den Einsatz der AVL-Werkzeugkette optimiert werden.

6 Zusammenfassung

Der Einsatz der MOBIL-Methode ermöglicht eine frühzeitige Erprobung von Komponenten und Teilsystemen einer mobilen Arbeitsmaschine und die Untersuchung der Wechselwirkungen zwischen den Teilsystemen. Neben dem Einsatz von standardisierten Lastzyklen ist es möglich, einfach und effektiv den realen Verwendungszweck des Teilsystems anhand von Feldmessungen in die Prüfumgebung zu überführen. Hierdurch entfällt bzw. reduziert sich eine zeit- und kostenintensive Felderprobung der Fahrzeuge und deren Teilsysteme. Mit der Methode können je nach hinterlegter Bewertungs- bzw. Kostenfunktion die Teilsysteme einer mobilen Arbeitsmaschine optimal aufeinander abgestimmt werden. Weiter können komplexe Regelsysteme bei diversen Testszenarien untersucht, optimiert und validiert werden. Zur Optimierung der Teilsysteme kommt die AVL-Werkzeugkette mit einer Applikation zur wissensbasierten Testplanung und AVL CAMEO zum Einsatz. Diese unterstützt den Optimierungsprozess von mobilen Arbeitsmaschinen von der Auswahl der relevanten Parameter bis hin zur Datenanalyse und Entscheidungsfindung. Mit dem dabei entstehenden Wissen

wird sukzessive und strukturiert eine zentrale Datenbank aufgebaut, um eine nachhaltige Verständlichkeit zu gewährleisten und das Wissen für Folgeaufgaben effizient nutzbar zu machen.

Die Anwendung der MOBiL-Methode wurde in diesem Beitrag anhand von drei Praxisbeispielen unterschiedlichster Systemabstufungen – Gesamtfahrzeug-, Antriebsstrang- und Ventilerprobung – vorgestellt und der jeweilige Nutzen herausgestellt. Als nächster Schritt ist die Übertragung der MOBiL-Methode auf das Gesamtsystem Radlader vorgesehen. Dabei werden erstmals verschiedene Teilsystemprüfstände miteinander gekoppelt, Wechselwirkungen übergeben und die Teilsysteme in Kombination miteinander validiert. Auf Basis der bisher gesammelten Erkenntnisse der Teilsysteme kann anschließend ein individueller Systemvergleich in Abhängigkeit eines beliebigen Anwendungsspektrums erfolgen.

Danksagung

Teile des Beitrags sind im Rahmen von Kooperationsprojekten entstanden. Die Autoren danken den Fördergebern der jeweiligen Projekte. Weiterer Dank gilt der IPG Automotive GmbH für die Unterstützung bei der Umsetzung der MOBiL-Methode.

Literaturverzeichnis

- [1] VDI-Richtlinie 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. 2004
- [2] Brüggemann, H.; Peik, B.: Grundlagen Qualitätsmanagement – Von den Werkzeugen über Methoden zum TQM. Springer Vieweg, 2015, Wiesbaden
- [3] Bungartz, H.J.; Zimmer S.; Buchholz M.; Pflüger D.: Modellbildung und Simulation. Eine anwendungsorientierte Einführung. Springer Spektrum, 2013, Berlin Heidelberg
- [4] Jane W. S. Liu: Real-Time Systems. Prentice Hall, 2000, Upper Saddle River, NJ
- [5] Braes, H.-H.; Seifert, U.: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Springer Vieweg, 2013, Wiesbaden

- [6] Albers, Alber; Düser, Tobias: X-in-the-Loop - ein durchgängiges Validierungsframework für die Fahrzeugentwicklung am Beispiel von Antriebsstrangfunktionen und Fahrerassistenzsystemen. Forschungsberichte. IPEK Dissertation, KIT Karlsruhe, 2010.
- [7] Albers, Alber; Düser, Tobias; Ott, S.: X-in-the-Loop als integrierte Entwicklungsumgebung von komplexen Antriebssystemen In: 8.Tagung Hardware-in-the- Loop-Simulation Haus der Technik, Kassel 2008
- [8] Iwanicki, M.; El-Haji, M; Freudenmann, T.: Driving quality optimization based on cross-linked cause and effect chain models using the example of energy-efficient steering assistance. In: 6th International Munich Chassis Symposium, Springer, 2015
- [9] Dreher, T.; Frey, M.; Gauterin, F.; Geimer, M.: Akustik-Allradrollenprüfstand für mobile Maschinen. In: ATZoffhighway (2011), Ausgabe November, S. 66-73
- [10] Pohlandt, C.; Haag, S.; et al.: Dynamischer Prüfstand für elektrische Antriebssysteme. In: ATZoffhighway (2014), Ausgabe August, S. 70-79
- [11] Pohlandt, C.; Brinkschulte L.; et al.: Entwicklungsmethode für elektrische und hybride Antriebssysteme. In: ATZoffhighway (2016), Ausgabe Mai, S. 42-51
- [12] Hoffmann, P.: Hybridfahrzeuge: Ein alternatives Antriebssystem für die Zukunft. Springer, 2014, Wien
- [13] Engelmann, D.; Müller, W.; Geimer, M.: Projekt „Line Traction 3“ – mechanischer Antriebstrang. In: Getriebe in mobilen Arbeitsmaschinen, Friedrichshafen, 2016.
- [14] Siebert, J. & Geimer, M. Reduction of System Inherent Pressure Losses at Pressure Compensators of Hydraulic Load Sensing Systems. Dresden: 10. IFK: International Fluid Power Conference, 2016

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 40** Florian Netter
Komplexitätsadaption integrierter Gesamtfahrzeugsimulationen. 2016
ISBN 978-3-7315-0414-6
- Band 41** Markus Springmann
Auslegung eines asynchronen Langstatorlinearmotors mit großem Luftspalt als Straßenbahnantrieb. 2015
ISBN 978-3-7315-0418-4
- Band 42** Alexander Basler
Eine modulare Funktionsarchitektur zur Umsetzung einer gesamtheitlichen Betriebsstrategie für Elektrofahrzeuge. 2015
ISBN 978-3-7315-0421-4
- Band 43** Hans-Georg Wahl
Optimale Regelung eines prädiktiven Energiemanagements von Hybridfahrzeugen. 2015
ISBN 978-3-7315-0422-1
- Band 44** Jennifer Heck
Zur Simulation des Rad-Schiene-Verschleißes bei Straßenbahnen. 2016
ISBN 978-3-7315-0443-6
- Band 45** Moritz Vaillant
Design Space Exploration zur multikriteriellen Optimierung elektrischer Sportwagenantriebsstränge: Variation von Topologie und Komponenteneigenschaften zur Steigerung von Fahrleistungen und Tank-to-Wheel Wirkungsgrad. 2016
ISBN 978-3-7315-0452-8
- Band 46** Philip Nagel
Entwicklung einer Betriebsstrategie zur Energierückgewinnung in hybriden Mehrverbrauchersystemen. 2016
ISBN 978-3-7315-0479-5
- Band 47** Matthias Pfriedm
Analyse der Realnutzung von Elektrofahrzeugen in kommerziellen Flotten zur Definition einer bedarfsgerechten Fahrzeugauslegung. 2016
ISBN 978-3-7315-0489-4

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 48** Mohanad El-Haji
Ontologie-basierte Definition von Anforderungen an Validierungswerkzeuge in der Fahrzeugtechnik. 2016
ISBN 978-3-7315-0496-2
- Band 49** **9. Kolloquium Mobilhydraulik**
22./23. September 2016 in Karlsruhe. 2016
ISBN 978-3-7315-0573-0
- Band 50** 6. Fachtagung
Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen
15. Februar 2017, Karlsruhe. 2017
ISBN 978-3-7315-0601-0

Eine Gemeinschaftsveranstaltung von



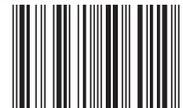
Der Tagungsband „Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen“ enthält die gesammelten Beiträge zu den Vorträgen der 6. Fachtagung am 15. Februar 2017. In 12 Artikeln wird über den Stand der Forschung und neue Entwicklungen auf dem Gebiet der Antriebstechnik für mobile Arbeitsmaschinen berichtet. Ein neuer Schwerpunkt der Tagung ist das Thema Antriebstechnik unter Berücksichtigung von „Industrie 4.0“. Der Diskussionschwerpunkt liegt dabei auf Themen wie Vernetzung (Smart and Connected Systems), Steuerungs- und Regelungstechnik (Intelligence), Energieeffizienz bei elektrischer Antriebstechnik und/oder hydraulischer Antriebstechnik, Energie- und Leistungsspeicher, Betriebsstrategie und hybride Antriebstopologien.

Die Fachtagung findet seit 2007 alle zwei Jahre statt. Begleitend dazu geben das Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT), der Verband Deutscher Maschinen und Anlagenbau (VDMA) und der Wissenschaftliche Verein für Mobile Arbeitsmaschinen (WVMA e.V.) den vorliegenden Tagungsband heraus.

Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-0601-0

ISBN 978-3-7315-0601-0



9 783731 506010 >