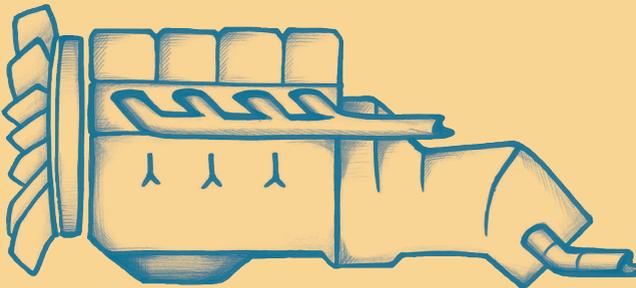


7. Fachtagung

Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen

20. Februar 2019, Karlsruhe



Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen

7. Fachtagung

20. Februar 2019, Karlsruhe

Träger der Veranstaltung

Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima)

Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA)

Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arbeitsmaschinen (WVMA e.V.)

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 67**

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, Fahrzeugtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen.

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

Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen

7. Fachtagung
20. Februar 2019, 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 a Creative Commons Attribution-Share Alike 4.0 International License (CC BY-SA 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/deed.en>



The cover page is licensed under a Creative Commons Attribution-No Derivatives 4.0 International License (CC BY-ND 4.0): <https://creativecommons.org/licenses/by-nd/4.0/deed.en>

Print on Demand 2019 – Gedruckt auf FSC-zertifiziertem Papier

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0873-1

DOI 10.5445/KSP/1000088252

Die Tagung entwickelt sich kontinuierlich weiter

Meine sehr geehrten Damen und Herren,

immer wieder sind wir verwundert, wie die Zeit verstreicht: Kinder werden schnell groß und lange angekündigte Termine kommen schneller als erwartet. So auch diese Tagung über hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, die alle zwei Jahre im Februar stattfindet.

Die Zwischenzeit haben wir, der Programmausschuss, genutzt, um die Tagung kontinuierlich weiter zu entwickeln. Auf zwei Änderungen möchte ich an dieser Stelle eingehen.

Die erste Änderung betrifft die Möglichkeit, auch Beiträge der Tagung revidieren zu lassen. Insbesondere im wissenschaftlichen Bereich wertet eine solche Qualitätssicherung die Relevanz der Beiträge auf. Ein damit verbundenes Risiko soll jedoch nicht unerwähnt bleiben: Wenn ein Review zu dem Ergebnis führt, den Beitrag nicht zu publizieren, muss der Programmausschuss Alternativen für die Tagung suchen.

In diesem Jahr haben fünf Beiträge die Möglichkeit des Reviews genutzt. Die Qualität der eingereichten Beiträge war dabei sehr hoch und so hat es uns gefreut, dass alle gereviewten Beiträge auch angenommen wurden.

Auf unserer letzten Fachtagung hatten wir um eine Rückmeldung gebeten, wie Sie zu der Tagungssprache Englisch stehen. Wir haben hierzu von Ihnen ein sehr gemischtes Feedback erhalten, was uns schlussendlich dazu motiviert hat, als zweite Änderung englischsprachige Beiträge zur Tagung zuzulassen. Damit besteht die Möglichkeit, auch Vorträge aus dem internationalen Umfeld zu präsentieren. Zwei Referenten werden diese Möglichkeit auf unserer Tagung nutzen.

Neben den genannten Änderungen haben wir an Bewährtem festgehalten und hoffen, mit dem vorgestellten Programm eine interessante Tagung mit einem ausgewogenen Mix von Beiträgen aus dem Bereich der OEMs, der Zulieferindustrie und der Wissenschaft auf die Beine gestellt zu haben.

Karlsruhe, im Februar 2019

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Inhalt

Energieeffiziente Antriebe

J. Bagusch R. Rahmfeld W. Göllner	Neue Antriebsstrategien für Radlader mit hydrostatischem Getriebe	1
J. Malmi	Hybrid Technology in Forest Machines	13
J. Wiecha T. Bögel T. Herlitzius H. Bernhardt	Energieeffizienter Einsatz von landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen durch elektrischtraktionsunterstützende Anbaugeräte	25
A. Anthony R. Friedl	Electrified Drivetrain with Power Split Transmission HVT	37

Elektro-hydraulische Linearantriebe

 F. Meyer A. Ligocki L. Frerichs F. Hohmann	MotorPumpe – Entwicklungstendenzen im Bereich elektro-hydraulischer Linearachsen	39
 T. Pietrzyk K. Schmitz S.-R. Lee D. Roth G. Jacobs	Entwicklung und Auslegung einer elektro-hydraulischen Achse mit einem 48 V High-Speed-Antrieb zur Dezentralisierung der Arbeitshydraulik eines Kompaktbaggers	55



D. Roth G. Jacobs A. Kramer M. Krech T. Pietrzyk K. Schmitz	Bauraumreduktion durch Drehzahlanhebung – Einsatz von High-Speed-Antrieben in elektrohydraulischen Linearaktuatoren für mobile Anwendungen	73
--	--	----

Hybridantriebe



F. Pult D. Engelmann M. Geimer	Hybridisierung einer Verbrennungskraftmaschine zur Emissionsreduktion	95
F. zu Hohenlohe C. Geiger M. Geimer	Hybridantrieb für den Ladekran einer Forstmaschine	117
H. Riegert S. König S. Reusch M. Merkel J. Trost F. Puntigam	Muffel+ – Entwicklung eines hybrid-elektrischen Kommunalfahrzeugs	127

Alternative Antriebe



I. Ays M. Geimer	Methane-Fuel cell-CCS-Drive: the emission free working machine	143
J. Stieler	Future Drive Technologies for Mobile Working Machines 2020/2025	165
A. Schwander R. Waller	KMK Kraft-Mobilität-Kopplung – Dampfspeichersysteme für mobile Anwendungen	187

Neue Antriebsstrategien für Radlader mit hydrostatischem Getriebe

Jens Bagusch, Robert Rahmfeld and Wilhelm Göllner

Danfoss Power Solutions GmbH & Co. OHG, Neumünster, Deutschland

E-Mail: jbagusch@danfoss.com; Tel.: (+49)4321 871 394

Abstract

In wheel loader applications, various power train concepts are available. Mostly utilized transmissions are torque converter with powershift and hydrostatic transmissions. Hydrostatic transmissions have the big advantage of high efficiencies at working speed and some trade-offs at transport speed. This article will show the capabilities of a hydrostatic transmission in combination with a 3 gear powershift transmission and offers potentials for better efficiencies and a simple cost-effective drive train for wheel loaders about 30 tons.

Schlagworte: Efficiency, Wheel Loader, Transmission

1 Einleitung

Hydrostatische Antriebe im Radlader bieten, im Vergleich zum hydrodynamischen Wandler mit Lastschaltschaltgetriebe, deutliche Vorteile durch hohe Wirkungsgrade bei geringer Fahrgeschwindigkeit. Die einfache Reversierbarkeit durch das Durchschwenken der Pumpen, gewährleistet einen hohen Arbeitskomfort. Die Stufenlosigkeit erlaubt ein *Best Point Control*, also den Betrieb des Verbrennungsmotors an seinem Wirkungsgradoptimum durch

direktes Zusammenspiel der Verstellpumpen und -motoren. Die Nachteile hydrostatischer Antriebskonzepte liegen im Wirkungsgrad bei hoher Transportgeschwindigkeit, wenn die Hydromotoren auf kleinem Winkel und somit im Bereich ungünstiger Wirkungsgrade betrieben werden.

2 Globaler Markt für Radlader

Abbildung 2.1 zeigt eine Übersicht gängiger Antriebskonzepte von Radladern für verschiedene Gewichtsklassen mit einer maximalen Geschwindigkeit von 40 km/h. Unterhalb von 10 t wird häufig ein Getriebe mit einem Gang und einem einzelnen verstellbaren Hydromotor verwendet. Hierfür sind Hydromotoren von bis zu 370 cm³ verfügbar [1]. Maschinen von ca. 10 bis ca. 17 t verwenden sowohl hydrostatische (z. B. ein Motor + zwei Gänge oder zwei Motoren + zwei Gänge) als auch hydrodynamische Getriebe. Für noch größere Maschinen ist der hydrodynamische Wandler mit einem Vier- oder Fünfgang-Lastschaltgetriebe, teils mit Überbrückungskupplung, dominant. Das aktuelle Performance-Optimum am Markt stellt das leistungsverzweigte cPOWER Getriebe von ZF [2] dar, mit dem, im Vergleich zu anderen Konzepten, Kraftstoffeinsparungen von bis zu 25 % realisiert sind [3].

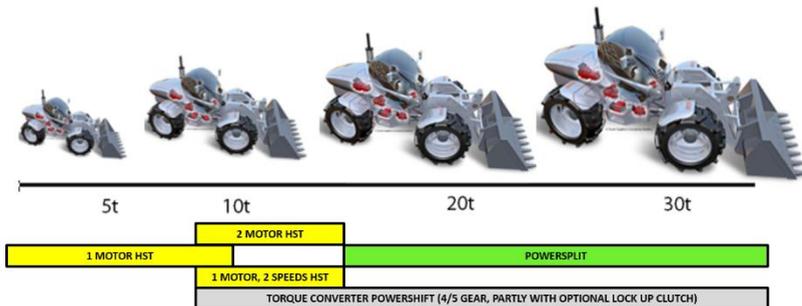


Abbildung 2.1: Antriebskonzepte für Radlader über verschiedene Gewichtsklassen

Konventionelle hydrostatische Konzepte werden, bedingt durch große Hydrostaten, für größere Radlader z.T. sehr kostenintensiv. Somit ergibt sich für hydrostatisch angetriebene Radlader jenseits der 17 t-Klasse eine konzeptionelle Lücke. Dieses ist das Kernthema des Vortrages.

3 Wirkungsgradpotentiale von Hydromotoren

Wie allgemein bekannt, besteht bei hydrostatischen Pumpen und Motoren eine große Abhängigkeit der Wirkungsgrade vom Schwenkwinkel. Eine häufig in Fahrantrieben verwendete Wandlung am Hydromotor beträgt 4:1 bis 5:1, was bei Fahrzeugendgeschwindigkeit einem minimalen Schluckvolumen von 20 % bis 25 % des Nennhubvolumens der Einheit entspricht. Abbildung 3.1. zeigt typische Wirkungsgradkennfelder eines Danfoss H1B-Motors in Schrägachsenbauweise bei max. Schwenkwinkel. Dies stellt mit nennenswerten Abstand das Optimum im Markt dar, was durch die vorteilhafte Synchron-gelenktechnologie bedingt ist.

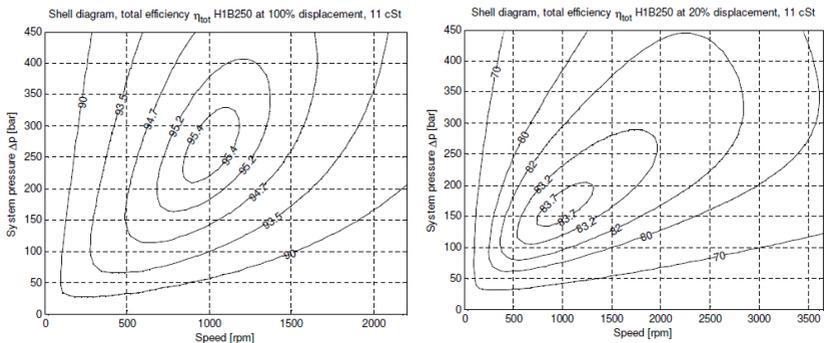


Abbildung 3.1: Wirkungsgradkennfelder eines H1B-Motors bei 100 % und 20 % Hubvolumen

Bei 100 % Hubvolumen sind durch Einsatz von großen Schwenkwinkeln und der erwähnten Synchron gelenktechnologie, Gesamtwirkungsgrade am Hydromotor von ca. 90 bis 95 % erreichbar. Auf das gleiche Schaubild für 20 % Hubvolumen geschaut, fallen die Wirkungsgrade jedoch auf deutlich geringere Werte ab. Der Wirkungsgrad des Gesamtantriebs ergibt sich aus den Formeln 3.1 und 3.2 für Pumpe und Motor als Quotient von hydraulischer und mechanischer Leistung sowie 3.3.

$$\eta_{pumpe} = \frac{\Delta p \cdot Q_{HP}}{2\pi \cdot n \cdot T} \quad (3.1)$$

$$\eta_{motor} = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{\Delta p \cdot Q_{HP}} \quad (3.2)$$

$$\eta_{gesamt} = \eta_{pumpe} \cdot \eta_{motor} \cdot \eta_{Getriebe} \cdot \eta_{Achse} \quad (3.3)$$

Q_{HP} = Volumenstrom im Hochdruck [l/min]

Δp = Druckdifferenz [bar]

n = Drehzahl [1/min]

T = Drehmoment [Nm]

η_{pumpe} = Gesamtwirkungsgrad Pumpe [-]

η_{motor} = Gesamtwirkungsgrad Motor [-]

$\eta_{Getriebe}$ = mechanischer Wirkungsgrad Getriebe [-]

η_{Achse} = mechanischer Wirkungsgrad Achse [-]

Für das Gesamtsystem, bestehend aus Pumpe, Motor, Getriebe und Achse, sowie einem als konstant angenommenen Getriebe- und Achswirkungsgrad von 94 %, ergibt sich das folgende Bild über die Fahrgeschwindigkeit.

In vielen Maschinen (siehe Abbildung 2.1) werden heute Zweigangetriebe verwendet. Durch die Vorwahl im Stillstand oder auch eine Schaltung während der Fahrt, kann ein kleinerer Hydromotor eingesetzt werden. Hier werden die Motoren mit einer Wandlung von ca. 3:1 betrieben, was die Wirkungsgrade bei Endgeschwindigkeit gegenüber dem Eingangssystem verbessert (siehe Abbildung 3.2). Dieser Ansatz ist mit den mittleren Hydromotorgrößen um die 160 cm³ für Radlader bis ca. 15 Tonnen umgesetzt.

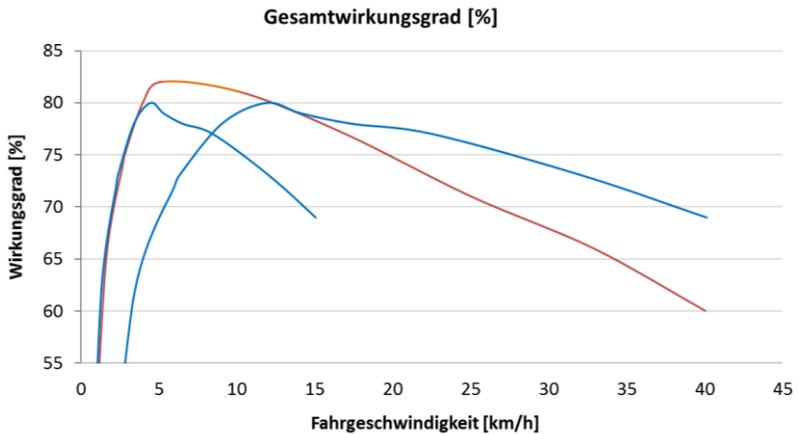


Abbildung 3.2: Beispiel für Wirkungsgradverlauf für Eingang- und Zweiganggetriebe

3.1 Konzept für neue Antriebsstrategie

Ziel ist es, einen möglichst guten Wirkungsgrad über die komplette Fahrzeuggeschwindigkeit von 0 bis 40 km/h zu erreichen, was durch eine geringere Wandlung von ca. 2:1 ermöglicht wird.

Verglichen mit Abbildung 3.1 sind in diesem Anwendungsbereich des Hydromotors Wirkungsgrade von ca. 89 bis 92 % erreichbar.

Für die Systemauslegung bedeutet dies eine deutlich größere Pumpe, welche allerdings auch höhere Verlustleistungen erzeugt. Besser für das Verlustverhalten des Gesamtsystems ist es, die Pumpe und Motor so klein wie möglich zu halten, was mit einem zusätzlichen Getriebegang einfach möglich ist. Damit bleibt die Pumpe gleich groß und es können kleinere Verstellmotoren mit einer Wandlung von 2:1 eingesetzt werden, die dann wiederum mit guten Wirkungsgraden laufen.

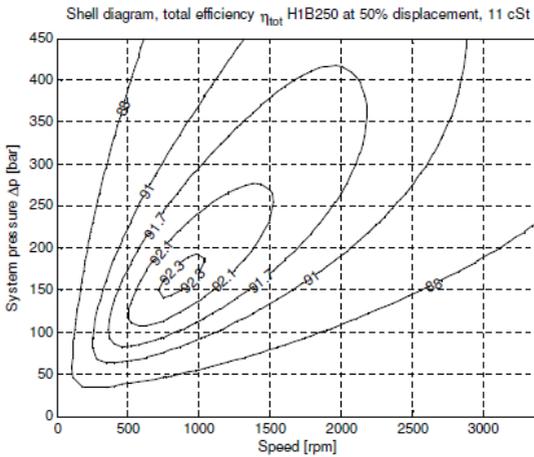


Abbildung 3.3: Wirkungsgradkennfeld für einen H1B bei 2:1 Wandlung

4 Hydrostatisches Getriebe mit 3 Gängen

Auf Basis der vorhergehend angestellten Überlegungen bietet es sich also an, für größere Radlader einen hydrostatischen Antrieb in Verbindung mit einem Dreiganggetriebe auszuführen. Der zusätzliche Gang erlaubt nun Auslegungen für Maschinen bis zu ca. 30 t, mit in Serie verfügbaren Hydrostaten. Durch die Verteilung auf drei Gänge liegt der erste Schaltpunkt mitten im Arbeitsbereich von 8 bis 10 km/h. Somit erfordert dieser Ansatz ein Schalten unter Last. Die Herausforderung von automatisierten Lastschaltungen ist es, den Schaltvorgang im Getriebe für den Fahrer so wenig spürbar wie möglich zu gestalten [4].

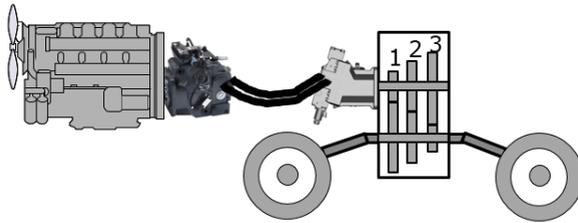


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau eines hydrostatischen Antriebes mit Dreiganggetriebe

4.1 Beispielauslegung für Radlader

Abbildung 4.2 zeigt beispielhaft eine Auslegung für einen Radlader mit einem hydrostatischen Dreiganggetriebe.

Durch die Verwendung von drei Gängen lässt sich der Wirkungsgrad auf einem relativ gleichmäßig hohen Niveau halten. Größere Einbrüche, wie zuvor dargestellt, gibt es damit nicht mehr.

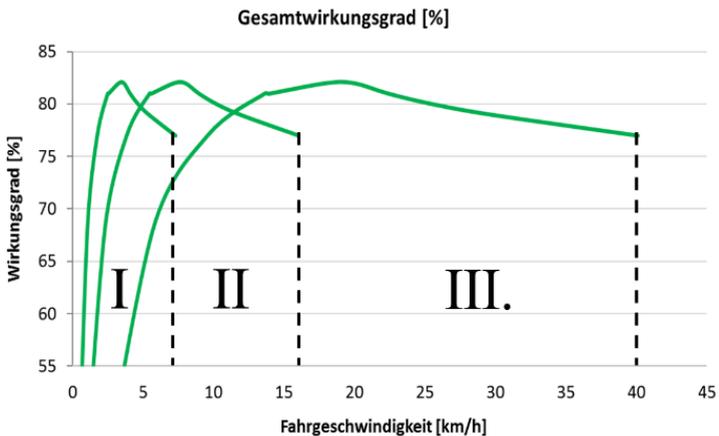


Abbildung 4.2: Wirkungsgradverlauf für ein Dreiganggetriebe mit Hydromotorwandlung von ca. 2,3:1

Im direkten Vergleich zum Ein- und Zweiganggetriebe zeigen sich deutlich die Wirkungsgradvorteile des Dreiganggetriebes (siehe Abbildung 4.3).

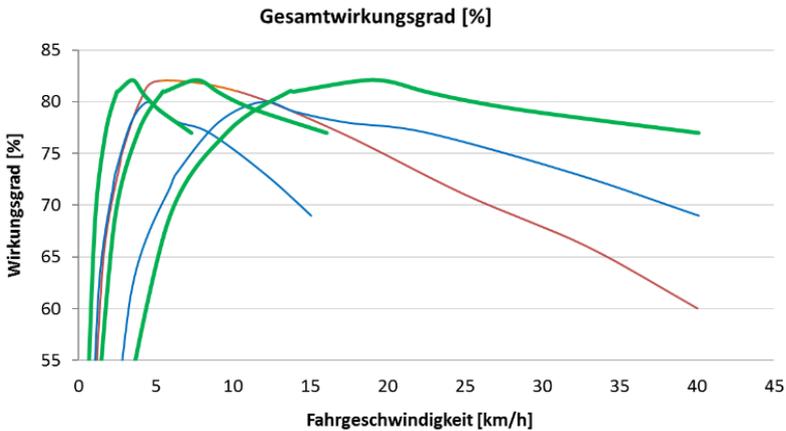


Abbildung 4.3: Systemwirkungsgradvergleich von Ein-, Zwei- und Dreiganggetriebe

4.2 Optimierungspotentiale für Bent-Axis-Motoren mit 2:1 Wandlung

Heutige Schrägachsen-Verstellmotoren sind so ausgelegt, dass sie von max. Schwenkwinkel bis 0° verschwenken können. Dazu sind Kompromisse in den Querschnitten des Ventilsegments und im Endgehäuse des Motors notwendig (siehe Abbildung 4.4).

Für einen Motor, der den gesamten Verstellbereich nicht benötigt, eröffnet dies Möglichkeiten die Durchflussquerschnitte zu vergrößern und Umlenkungen im Strömungspfad zu verringern, was wiederum nennenswert den Wirkungsgrad positiv beeinflusst. Damit bietet es sich an, Schrägachsenmotoren für ein Dreiganggetriebe entsprechend zu optimieren.

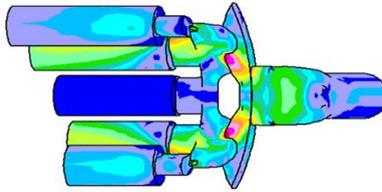


Abbildung 4.4: CFD Schaubild für einen aktuellen 32° Schrägachsenmotor bei 16° (2:1 Wandlung) mit Ventilsegment

4.3 Optimierungspotentiale für 45°-Bent-Axis-Technologie

Ein weiterer Weg zur Optimierung der Wirkungsgrade ist es, den Schwenkbereich der Hydromotoren zu vergrößern. Hydrostaten mit bis zu 45° Verstellwinkel sind heute verfügbar und werden in Radladern bis ca. 10 t appliziert [1]. Die 45°-Technologie erfordert grundsätzlich den Einsatz der Joch-Technologie, die mehr Bauraum benötigt (siehe Abbildung 4.5) und gegenüber einer Ventilsegment-Lösung deutlich teurer ist.

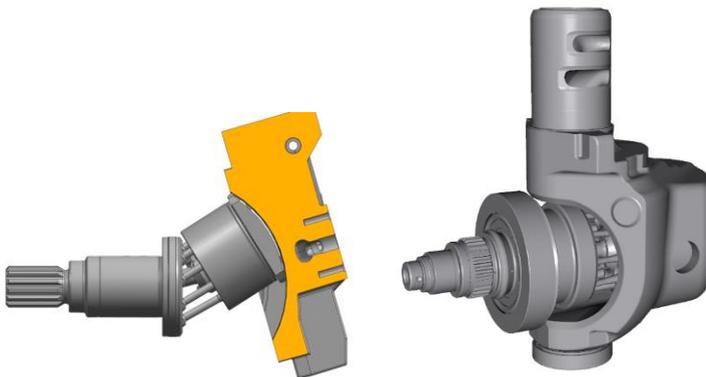


Abbildung 4.5: Vergleich Ventilsegment- und Jochbauweise

Weitere Potentiale zur Optimierung des Wirkungsgrades bieten die Verwendung von *trockenen* Gehäusen (*Dry Case*) und die Optimierung des Totvolumens im Schrägachsen-Triebwerk. Beides ist auch für einen, wie im Kapitel 4.2 beschriebenen Motor anwendbar.

- Dry Case: Minimierung der Planschverluste im Gehäuse um bis zu etwa 6 kW [5].
- Totvolumenoptimierung: Bis zu 10 bis 12 kW Reduzierung der Kompressionsverluste [6].

5 Zusammenfassung

Ein Dreiganggetriebe bietet in Kombination mit den hohen Wirkungsgraden eines Schrägachsenmotors mit Synchrongelenktechnologie viel Potential für einen effizienten und kostengünstigen Fahrtrieb für Radlader. Die Spreizung über drei Gänge erlaubt es, sowohl die Hydropumpe und -motor klein zu halten, als auch den Hydromotor mit einer Wandlung von ca. 2:1 einzusetzen. Hierdurch wird ein Betrieb mit deutlich höheren Wirkungsgraden über den gesamten Fahrbereich erreicht. Darüber hinaus eröffnet die verringerte Wandlung Wirkungsgradpotentiale, durch die Optimierung der Fluidquerschnitte im Hydromotor. Mit diesem Ansatz sind hydrostatische Fahrtriebe für Radlader bis zu etwa 30 t betriebswirtschaftlich realisierbar.

Literatur

- [1] Hantschack, F.; Rahmfeld, R.; Bagusch, J.; Meyer, A.; Dohm E.: Development of a high performance continuously variable drive for mobile agricultural and construction machinery. 75. VDI Landtechniktagung Hannover, 10.-11.11.2017.

- [2] Legner, J: cPOWER hydrostatisch-mechanisch leistungsverzweigtes Getriebe für mobile Arbeitsmaschinen. DFK Uni Dresden, 25.11.2010.
- [3] ZF-Presseinformation: ZF cPOWER – stufenlose Getriebe für Arbeitsmaschinen. https://press.zf.com/site/press/de_de/microsites/press/-list/release/release_18263.html, (Abrufdatum: 10.10.2018).
- [4] Pfab, H: Neuer Fahrtrieb für Radlader. 2. Fachtagung Baumaschinentechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 27.-28.10.2004.
- [5] Rahmfeld, R.; Lang, T: Efficiency Potential of Dry Case Operation for Bent-Axis-Motors. 8th International Fluid Power Conference (8. IFK), Dresden, 26.-28.03.2012.
- [6] Göllner, W; Hames, B; Rahmfeld, R: Auslegungskriterien und Potentiale für hydromechanisch leistungsverzweigte Getriebe. 17. Antriebstechnisches Kolloquium (ATK), Aachen, 07.-08.03.2017.

Notizen

Hybrid Technology in Forest Machines

Jussi Malmi

Logset Oy, Koivulahti, Finland

E-Mail: jussi.malmi@logset.fi; Tel.: (+35)8451 468 355

Summary

Logset, a leader in solutions for sustainable forestry, has developed the world's first hybrid harvester. The Logset 12H GTE Hybrid offers a significant increase in power and torque. The hybrid system is integrated into the diesel engine, and automatically assists it when the harvester needs more power.

The 300 hp diesel engine runs at a constant pace, while the hybrid system provides up to 210 hp of additional power required in a typical felling and processing cycle. This allows the hybrid harvester to easily perform several tasks at the same time, while keeping the engine load constant.

Keywords: Hybrid, Harvester, Electric Motor, Fuel Saving

1 Short Review of the Technology

1.1 Biggest Advantages of the Hybrid Solution

Outstanding Power and Torque

- Immediate power with no delay
- Productivity and performance

The best fuel efficiency

- Clear improvements, especially in liters/m³

Low emissions

- Environmental side of the technology

1.2 Parallel Hybrid – Basic Idea

The hybrid system's two main parts are the electric motor and the super capacitors used as energy storage. When the engine load is normal, the electric motor functions as a generator charging the supercapacitors. When there are peaks in the engine load, the electric motor discharges the surplus energy to provide additional torque to the pumps.

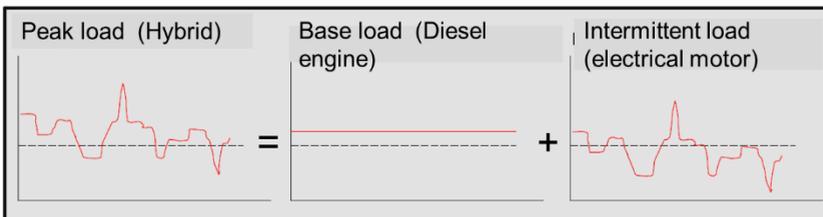


Figure 1.1: Idea of hybrid technology

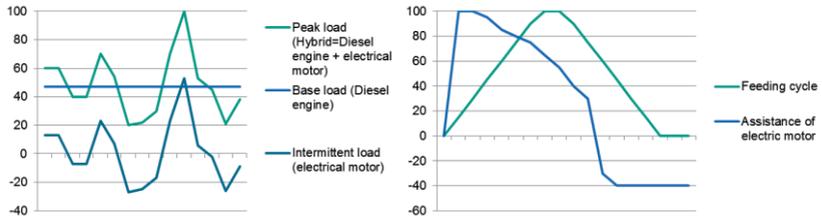


Figure 1.2: Calculation of power supply splitting

- Peak load vary heavily when vehicle goes up/down a slope, operates harvester head and boom functions
- In traditional power line the diesel engine is dimensioned based on peak load
- In hybrid drive the diesel engine can be dimensioned for the base load case and diesel engine runs smoothly
- This enables lower fuel consumption, emissions and noise level.

1.3 Hybrid System Layout

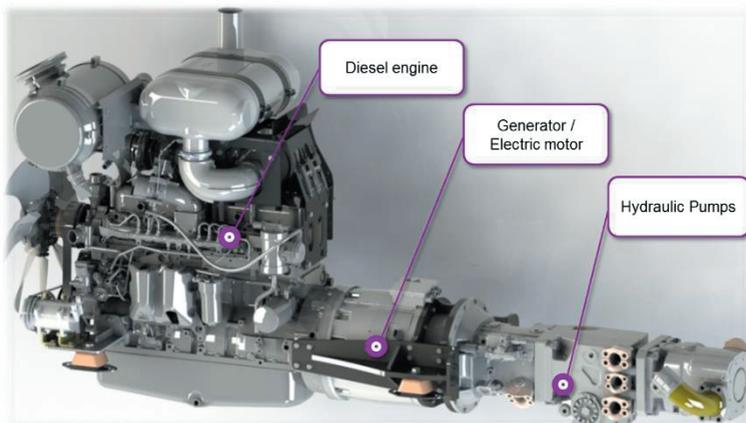


Figure 1.3: Power Unit Layout

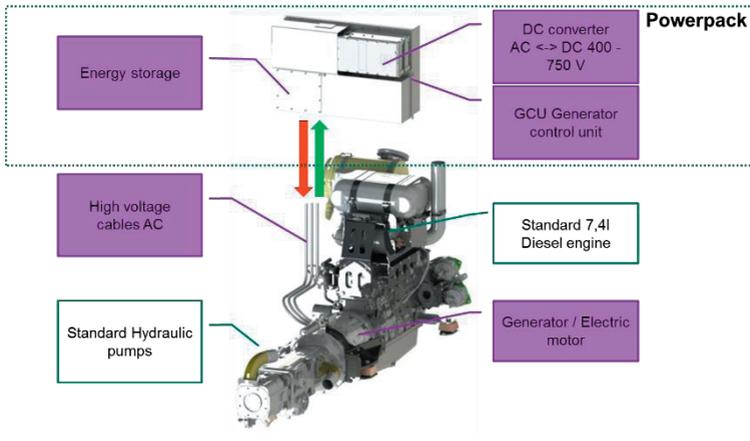


Figure 1.4: Hybrid System Layout

1.4 Technical Data Logset 12H Hybrid Harvester

Hybrid system – engine and electric motor

Max Power at 2100 rpm: 380 kW (510 hp) during 4,5 seconds

Power at 1500 rpm: 313 kW (425 hp) during 6 seconds

Max Torque at 1500 rpm: 2000 Nm (1475 ft lb)

Diesel engine

Power at 2100 rpm: 205 kW (280 hp)

Power at 1900 rpm: 220 kW (300 hp)

Max torque at 1500 rpm: 1200 Nm (885 ft lb)

Combined power = generator plus electrical motor

Max Power at 2100 rpm: 175 kW (240 hp) during 4,5 seconds

Power at 1500 rpm: 125 kW (170 hp) during 6 seconds

Max Torque at 100 to 2100 rpm: 800 Nm (590 ft lb)

2 Real Data Study

Data collected on following machines, Table 2.1. Data provided by the machine (prd, drf files).

Table 2.1: List of measured data scenarios

Country	Hours	Delivered
France	3.200	2016
Sweden	2.700	2016
Australia	1.800	2017

2.1 Study Case 1 – France

Productivity examples

One week work for the hybrid in France:

- Forest Douglas Fir: 2.200 m³ slot (2x different forests)
- Average tree size: 2,62 m³
- Clearcut: 9 to 12 m logs + 4 m + 2,5 m

Machine performance:

- 34 motor hours
 - 17 l/hour
 - 65 m³/hour
- Fuel consumption: 0,307 l/m³

What it means in euros?

- Local competition owning, Ponsse Bear, JD 1470, Komatsu 951
- average from 0,8 to 1 l/m³
- Average production of 50.000 m³ per year
 - Hybrid 0,5 l/m³ → other brand 0,8 l/m³
- 15.000 liters of fuel!!

Fuel price in France have increased from 0,60 €/l to 0,90 €/l on last 12 months:

- 0,60 €/l = 9.000 € x 5 years = 45.000 €
- 0,90 €/l = 13.500 € x 5 years = 67.500 €



Figure 2.1: Forest operation in France

2.2 Study Case 2 – Finland

Test site in Finland

Forest site description:

- 1,62 m³/stem
- Larch trees in clearcut

Production:

- 71,55 m³/hour

Fuel consumption:

- 21.18 l/hour
- Fuel consumption: 0,296 l/m³



Figure 2.2: Test site in Finland

2.3 Study Case 3 – Australia

Fuel consumption in Australia

- 12H GTE Hybrid running at: 1550 rpm
 - Production: 44,53 m³/hour
 - Fuel consumption: 17,5 l/hour
 - Average tree: 0,4 m³ per tree

→ Fuel consumption: 0,392 l/m³

- 12H GTE Hybrid running at: 1725 rpm
 - Production: 79,39 m³/hour
 - Fuel consumption: 25,7 l/hour
 - Average tree: 0,8 m³ per tree

→ Fuel consumption: 0,324 l/m³

Must take into consideration that second forest are study, the stem size were twice the size and with less defective stems than the initial figures.

Cutting window: 2 cm

Peak up to: 170 stems per hour



Figure 2.3: Forest operation in Australia

3 Summary

Logset, a leader in solutions for sustainable forestry, has developed the world's first hybrid harvester. The Logset 12H GTE Hybrid offers a significant increase in power and torque. The hybrid system ius integratrets into the diesel engine and automatically assistes it when the harvester nedds more power.

The 300 hp diesel engine runs at a constant pace, while the hybrid system provides up to 210 hp of additional power required in a typical felling and

processing cycle. This allows the hybrid harvester to easily perform several tasks at the same time, while keeping the engine load constant.



Figure 3.1: Summary of facts

The hybrid technology of the Logset 12H GTE Hybrid increases the working efficiency of the harvester by 27 % compared to traditional forest machine technology. It significantly reduces the fuel consumption and emissions per felled cubic meter, which benefits both the owner and the environment.

Notizen

Energieeffizienter Einsatz von landwirtschaftlichen Arbeitsmaschinen durch elektrischtraktionsunterstützende Anbaugeräte

Jochen Wiecha¹, Tim Bögel², Thomas Herlitzius² und Heinz Bernhardt¹

1 Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik (AST), TUM, Freising, Deutschland

E-Mail: wiecha@wzw.tum.de; Tel.: (+49)8161 713 799

2 Institut für Naturstofftechnik (INT), TUD, Dresden, Deutschland

Kurzfassung

Entwickelt wurde ein Versuchsträger mit einer elektrisch angetriebenen Rolle. Mehrere auswechselbare Traktionselemente können auf der Rolle angebracht werden. Diese arbeiten in landwirtschaftlichen Kulturen zwischen den Reihen und senken durch ihre Antriebsunterstützung die benötigte Zugkraft für Geräte, die Wirtschaftsdünger direkt in den Boden applizieren. Dies ist ein großer Vorteil bei schweren Böden. In den Ergebnissen zeigt sich, dass die Struktur der Traktionselemente entscheidend für eine optimale Traktion ist. Die Versuche weisen aus, dass Stachelwalze und Sternpacker hohe Triebkraftbeiwerte erzeugen und in den weiteren Feldversuchen damit bevorzugt eingesetzt werden.

Schlagerworte: Elektrifizierung, Anbaugeräte, Wirtschaftsdüngerausbringung

1 Einleitung

1.1 Ansatzpunkt für die Untersuchung

Die Elektrifizierung in der Landwirtschaftstechnik geht bislang schleppend voran. Da nur einige wenige Anbieter ihre landwirtschaftlichen Zugmaschinen mit einem Strom erzeugenden Generator anbieten, sind die Einsatzmöglichkeiten unter Realbedingungen begrenzt. Schub für eine nachhaltige Marktpräsenz elektrifizierter Traktoren wird die Entwicklung elektrifizierter Anbaugeräte bewirken. Dies ist insbesondere durch die großen Fortschritte in der Leistungselektronik möglich, welche frühere Entwicklungen zur Elektrifizierung stets behindert hatte [1].

Großes Potential für eine Elektrifizierung bieten Strip-till Geräte und Güllegrubber. Beim Eindringen der Werkzeuge in den Boden wird dabei großes Zugkraftpotential am Traktor benötigt [2]. Auf schweren Böden werden diese Geräte bislang nicht eingesetzt, da ein energieeffizienter Einsatz so nicht darstellbar ist.

Ziel der Entwicklung einer elektrifizierten Wirtschaftsdüngerausbringung ist die Zugkraftreduzierung. Dadurch sollen, auch unter dem Gesichtspunkt der sich weiter verschärfenden gesetzlichen Anforderungen hinsichtlich der Wirtschaftsdüngerausbringung und der Düngerverordnung, die Einsatzmöglichkeiten auf schweren Böden erweitert werden und durch den somit wachsenden Absatzmarkt auch die nachhaltige Marktdurchdringung der Elektrifizierung in der Landtechnik bewirkt werden.

1.2 Ziele dieser Arbeit

Um eine gute Traktion für das spätere Funktionsmuster zu gewährleisten, werden fünf Elemente für die Antriebseinheit erprobt und hinsichtlich ihres erzielten Triebkraftbeiwerts verglichen. Der Wirkungsgrad soll ebenfalls in den Ergebnissen betrachtet werden.

2 Literatur

Grundlegende Untersuchungen zum Potential der Triebkraftbeiwerte können von Versuchen mit Treibreifen und Gleisketten landwirtschaftlicher Zugmaschinen extrapoliert werden. So weißt Heyde in [3] auf unterschiedlichen Fahrbahnen und Böden Triebkraftbeiwerte aus. Treibreifen erreichen bei 20 % Schlupf demnach auf Beton, Asphalt und trockenen festen Feldwegen einen Triebkraftbeiwert von 0,7 bis 0,8. Lehm- und Tonböden, die trocken oder mäßige Feuchte haben ermöglichen selbst bei Stoppelbewuchs noch einen Triebkraftbeiwert von 0,5 bis 0,6. Trockene Sandböden, sowie Lehm- und Tonböden, welche bereits bearbeitet, gepflügt oder gelockert wurden, bieten noch einen Triebkraftbeiwert von 0,4 bis 0,5. Vorherige Bodenbearbeitung in Sandböden, trockener Sand und nasse Standorte auf Lehm- und Tonböden ergeben lediglich Triebkraftbeiwerte von 0,2 bis 0,3. Triebkraftwerte bei einem Antrieb mit Gleisketten dienen zum Vergleich und der späteren Einschätzung der Ergebnisse dieser Arbeit.

Heyde (1971) fand bei 10 % Schlupf für jeden der Fahrbahntypen aus vorherigem Absatz einen um 0,1 bis 0,2 höheren Triebkraftbeiwert. Die Ergebnisse der Triebkraftbeiwerte lagen demnach zwischen 0,7 und 0,8 für den trocken bis feuchten Lehm- und Tonboden bei eventuell vorhandenem Stoppelbewuchs. Bei 0,6 bis 0,7 lagen die Triebkraftbeiwert für trocken bis feuchte Sandböden oder zuvor bearbeitete Lehm- und Tonböden, bei 0,5 bis 0,6 auf bearbeiteten Sandböden, sowie bei 0,4 bis 0,5 auf trockenen Sandstandorten und unter nassen Bedingungen auf Lehm- und Tonböden. [3]

Barrelmayer (1996) [4] untersuchte die Triebkraftbeiwerte in Anhängigkeit der Radlast bei Treibreifen. Auf sandigem Lehm wurde in den Versuchen mit 1,6 km/h und 3,0 km/h gearbeitet. Erreicht wurden Triebkraftbeiwerte von 0,5 bis 0,7. [4]

Reifen haben gegenüber starren antreibenden Elementen den Vorteil, dass über Luftdruck zusätzlich zum Ballast die Triebkraftleistung gesteigert werden kann. Dies zeigten Machl (et al. 2010) [5].

3 Material und Methode

3.1 Traktionselemente

Untersucht wurde die antreibende Einheit eines Versuchsträgers, welcher der Erprobung eines finalen Funktionsmusters dient. Dabei standen zunächst die möglichen Traktionselemente im Mittelpunkt, welche an der elektrisch angetriebenen Walze mit je einem Traktionselement zwischen den Reihen der landwirtschaftlichen Kulturen zum Einsatz kommen. Tabelle 3.1 gibt einen Überblick über die eingesetzten Elemente.

Tabelle 3.1: Traktionselemente und ihre verwendete Traktionsbreite

Traktionselement	Breite in mm
ContiContact AC70G 425/55 R17 MPT mit 0,6 bar	425
Federbandwalze	285
Güttler-Walze	280
Stachelwalze	400
Sternpacker	400

3.2 Versuchsbedingungen

Jedes der Traktionselemente wurde bei Freiland-Fahrversuchen erprobt und hinsichtlich des Triebkraftbeiwerts anschließend ausgewertet. Die Fahrten fanden bei 4 km/h und 8 km/h statt. Angetrieben wurde das System von einem hydraulischen Motor. Der Anbauort war der Heckbereich eines Traktors, an dem ein Zugkraftdreieck angebaut war. Für jedes der Traktionselemente aus Tabelle 3.1 standen zwei Gewichtsklassen zur Verfügung. Die Testfahrten fanden bei einer Bodenfeuchte von 20,9 % und nur auf Lehmboden statt, um erste Vergleichsdaten zur weiteren Einschränkung von Fahrversuchen zu erhalten.

Um ein gewohntes Bild der grafischen Darstellung zu ermöglichen, werden die Abbildungen aus den Ergebnissen nach Abbildung 4.1 für den Triebkraftbeiwert und Abbildung 4.2 für den Schlupf nachfolgend auf einer Seite präsentiert.

4 Ergebnisse

4.1 Ergebnisse für die Triebkraftbeiwerte

Abbildung 4.1 präsentiert die Ergebnisse aus den Freiland-Fahrversuchen für jedes Traktionselement der Untersuchung. Die erzielten Messwerte werden in Abhängigkeit des jeweiligen Antriebselements ausgewertet. Die Daten der beiden Fahrgeschwindigkeitsgruppen 4 km/h und 8 km/h werden zusammengefasst. Ebenso die jeweils zwei Gewichtsklassen jedes Traktionselements der Versuche. Ziel dieser Darstellung ist die Ermittlung genereller Tendenzen in Vor- und Nachteile beim Triebkraftbeiwert und dem Wirkungsgrad für die Elemente der Traktionsrolle.

Das Conti-Rad erzielte einen Triebkraftbeiwert von durchschnittlich 0,4. Federbandwalze und Güttler-Walze liegen im Bereich von 0,2 bis 0,3. Deutlich

abweichend davon zeigen sich die Triebkraftbeiwerte bei Stachelwalze und Sternpacker. Hier liegen die Werte zwischen 0,5 und 0,6. Die Versuche mit dem Sternpacker übertrafen in einzelnen Fahrversuchen die durchschnittlichen Triebkraftbeiwerte erheblich, sodass auch Versuche abgebrochen werden mussten.

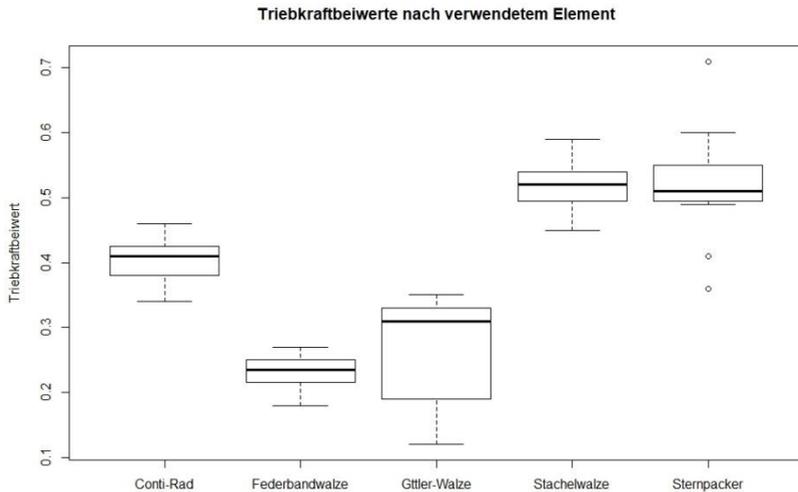


Abbildung 4.1: Die gemessenen Triebkraftbeiwerte für die Traktionselemente.

4.2 Ergebnisse zum Schlupf

Abbildung 4.2 ordnet die untersuchten Traktionselemente den zugehörigen Werten zum Schlupf zu.

Bei den Werten zum Schlupf zeigen sich die Traktionselemente Federbandwalze, Güttler-Walze und Stachelwalze gleich auf. Das Conti-Rad erreicht erwartungsgemäß bessere Werte. Der Sternpacker hat negativen Schlupf, wird also gezogen und treibt nicht selber an. Der Hydromotor war in den

Versuchen zu schwach um den Sternpacker anzutreiben. Dies wird in Abbildung 4.2 deutlich.

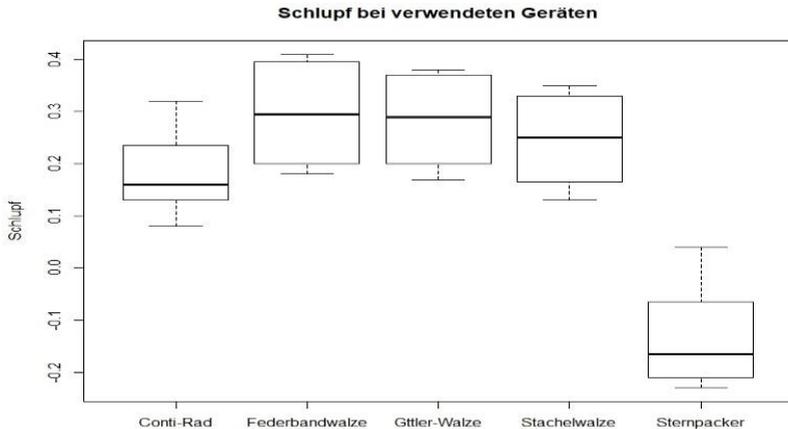


Abbildung 4.2: Die gemessenen Werte für den Schlupf jedes der Traktionselemente.

4.3 Ergebnisse zum Wirkungsgrad

Den Wirkungsgrad für die jeweiligen Traktionselemente gibt die Abbildung 4.3 im Folgenden wieder.

Berechnet man den Wirkungsgrad aus den Fahrversuchen mit den unterschiedlichen Traktionswerkzeugen, dann liegt die Güttler-Walze vorn. Sie erreicht durchschnittlich einen Wirkungsgrad zwischen 50 % und 60 %.

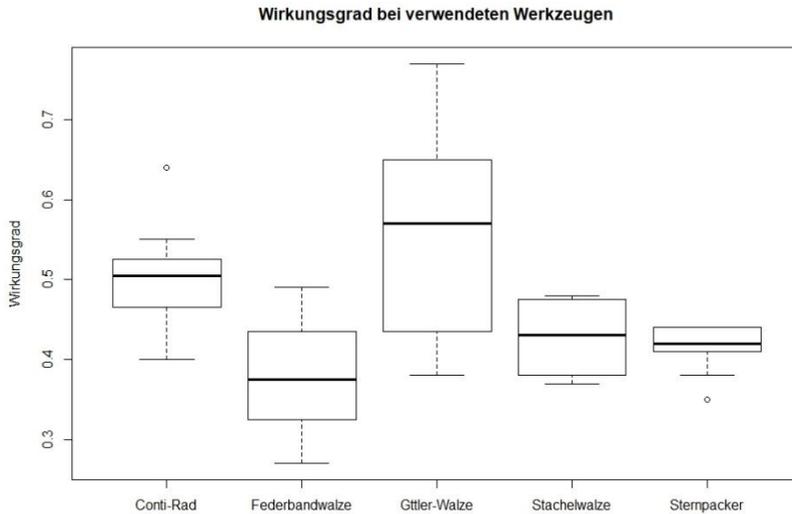


Abbildung 4.3: Die gemessenen Werte für den Schlupf jedes der Traktionselemente

5 Diskussion

5.1 Auswahl der Traktionselemente

Nach den Daten in Abbildung 4.1 werden für die folgenden umfassenden Feldversuche Stachelwalze und Sternpacker verwendet. Um den erhöhten Zugkraftbedarf durch die Grubberschaare abzumildern, scheinen diese beiden genannten Werkzeuge mit dem höheren Triebkraftbeiwertpotential eher geeignet. Außerdem muss sich die Traktionseinheit insgesamt in einer Werkzeugkombination zur Wirtschaftdüngerausbringung beweisen. Eine endgültige Auswahl und einen Ausschluss der nun zurückgestellten Traktionselemente kann es somit auch hier nicht geben.

Die Tests aus dem Versuchsträger liefern auch hinsichtlich den Bodenverhältnissen nur ein erstes Bild. Abweichende Zustände oder auch ein unterschiedlicher Bearbeitungsstand des Bodens in der Zeit vor den Versuchen kann eine neue Betrachtung notwendig werden lassen und zu weiteren Überlegungen hinsichtlich der Entscheidung für oder gegen ein bestimmtes Traktionselement führen.

Die Entscheidung gegen einen Reifen nimmt dem Betriebsleiter die Möglichkeit der Steuerung der Traktionsfähigkeit über den Luftdruck, jedoch findet weniger Bodenbearbeitung statt.

5.2 Weiteres Potential der Nutzenanalyse

Die Traktionselemente aus den Fahrversuchen im Freiland haben noch weiteres Potential. So ist eine bodenbearbeitende Wirkung nicht ausgeschlossen und kann zum Beispiel Unkraut zwischen den landwirtschaftlichen Kulturen unterdrücken helfen. Solche nicht monetären Effekte müssen in die Kalkulation der zu verwendeten Traktionselemente ebenfalls einberechnet werden. Hierzu sind weitere Feldversuche notwendig, um ein messbares Verfahren für derlei Eigenschaften zu etablieren.

Bewiesen haben die ersten Daten aus dem Versuchsträger auch, dass es notwendig sein kann, die erzeugten Traktionswerte abzuriegeln, um ein Schieben des gesamten Systems zu vermeiden. Hier kann ein weiterer Ansatz zur Optimierung des Potentials elektrifizierter Anbaugeräte verzeichnet werden. Durch eine Ausbalancierung von zur Verfügung gestellter Kraft an der Traktionsheit von Anbaugeräten und der überschüssigen Kraft hin zu weiteren antreibenden Elementen oder zurück zum erzeugenden Traktor, kann eine Verteilung der Bodenbelastungen und eine Effizienzsteigerung erwartet werden.

6 Schlussfolgerung

Elektrisch angetriebene Traktionselemente können nicht nur an Anbaugeräten zur Wirtschaftsdüngerausbringung angebracht werden. Sie ermöglichen auch eine neue Art der Bodenbearbeitung. Das Potential am Markt der Landtechnik kann umfangreich sein, sodass mit der Weiterentwicklung solcher neuartiger Anbaugeräte die Elektrifizierung generell in der Landwirtschaft einen nachhaltigen Schub erleben dürfte.

Mit der Neuentwicklung aus dieser Arbeit und den Erkenntnissen mit dem Versuchsträger wird die Werkzeugkombination neue Einsatzmöglichkeiten vor allem auch auf schweren Böden liefern. Die erreichten Triebkraftbeiwerte sind ein gutes Ergebnis zur Weiterentwicklung hin zum Funktionsmuster für die Produktpräsentation.

Danksagung

Mein Dank gilt dem universitären Partner der TU Dresden, Institut für Naturstofftechnik mit seinem gesamten Team, der Firma Vogelsang GmbH, Essen Oldenbourg und der Firma ZF Friedrichshafen und ZF in Passau. Sie alle tragen zum Gelingen des Vorhabens immanent bei. Das Projekt wird finanziert durch das Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft, welches sich besonders für ressourceneffiziente Düngung und schonende Verwendung der aufgewendeten Energie einsetzt. Herrn Prof. Dr. Dr. Bernhardt danke ich für das in mich gesetzte Vertrauen und die umfangreichen Möglichkeiten, die mir am Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik der Technischen Universität München durch ihn geboten werden. Herzlichen Dank all den Akteuren am Projekt.

Literatur

- [1] Bernhardt, H.; Heckmann, M.: Unter Strom und Spannung. Bauernzeitung – Wochenblatt für Mecklenburg-Vorpommern, Brandenburg, Sachsen-Anhalt, Sachsen und Thüringen, 52. Jahrgang, 2011, S. 34-35.
- [2] Demmel, M.: Auswahl, Evaluierung und Optimierung von Verfahren und Technik zur Applikation von Flüssigmist bzw. flüssigen Gärresten in Mais – Verfahren Flüssigmistapplikation Mais. Bayerische Landesanstalt für Landwirtschaft, Abschlussbericht, 2017, S. 17-18.
- [3] Heyde, H.: Landmaschinenlehre – Leitfaden für Studierende der Landwirtschaft – Band 1. VEB Verlag Technik, Berlin, 1971, S. 284.
- [4] Barrelmeyer, T.: Untersuchung der Kräfte an gelenkten und angetriebenen Ackerschlepperrädern bei Gelände- und Straßenfahrten. VDI Fortschrittsbericht Reihe 14, Landtechnik/Lebensmittel Nr. 79, 1996, S. 122f.
- [5] Machl, T.; Heckmann, M.; Bernhardt, H.: So kommt die Zugkraft auf den Boden. dlz-agrarmagazin, Heft 10, 2010, S. 80-83.

Notizen

Electrified Drivetrain with Power Split Transmission HVT

Alvin Anthony and Roland Friedl

Dana Rexroth Transmission Systems, Arco, Italy

E-Mail: alvin.anthony@danarexroth.com; Tel.: (+39)0464 584 834

Abstract

This paper addresses the rising need of electric powered machines for port machinery namely container handling machines. Rising awareness over emissions and contaminants in the atmosphere is driving legislators to have more electric machines. The article covers the analysis of the use of a power split transmission (already proven technology with combustion engines) to support the electrification projects with OEM's. This paper covers the application and advantage of hydro mechanical variable transmission (HVT) as the premier transmission technology to support electrification of port machinery.

Keywords: Electrification, Power Split Transmission, Fuel Consumption, Field Test, Reach Stacker

Notizen

MotorPumpe – Entwicklungstendenzen im Bereich elektro-hydraulischer Linearachsen

Florian Meyer¹, Andreas Ligocki¹, Ludger Frerichs² und Florian Hohmann¹

*1 Institut für Konstruktion und angewandten Maschinenbau (IAKM), HS Ostfalia,
Wolfenbüttel, Deutschland*

E-Mail: florian.meyer@ostfalia.de; Tel.: (+49)5331 939 44810

E-Mail: a.ligocki@ostfalia.de; Tel.: (+49)5331 939 44670

E-Mail: f.hohmann@ostfalia.de; Tel.: (+49)5331 939 44880

2 Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge (IMN), TUB, Braunschweig, Deutschland

E-Mail: ludger.frerichs@tu-braunschweig.de; Tel.: (+49)531 391 2670

Kurzfassung

Ein ZIM-Projekt der Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften, welches in Kooperation mit der Berode GmbH durchgeführt wird, befasst sich mit der Entwicklung einer autarken, elektrohydraulischen Linearachse. Der Schwerpunkt des Projekts liegt auf der Integration von Elektromotor und Hydraulikpumpe zu einer *MotorPumpe*. Diese kann direkt im Arbeitszylinder untergebracht werden und versorgt diesen nach Bedarf direkt mit hydraulischer Energie. Dabei werden die hydraulischen Anschlussleitungen überflüssig, da das System nur mit elektrischer Energie versorgt wird.

Dieser Beitrag zeigt die Versuchsergebnisse einer ausgewählten Motor-Pumpen-Kombination. Dabei steht die Analyse der Einzelkomponenten im Vordergrund. Zusätzlich wird ein Ansatz aufgezeigt, wie mithilfe von additiver Fertigung ein Elektromotor aufgebaut werden kann. Dabei wird insbesondere die

unkomplizierte und schnelle Prototypenherstellung genutzt, um Know-How im Bereich der Elektromotorenentwicklung aufzubauen.

Schlagnworte: Elektrohydraulische Linearachse, Motorpumpe, integrierter Hydraulikzylinder, Autarke elektrohydraulische Linearachse, electro-hydrostatic actuator (EHA)

1 Einleitung

Energieeffiziente Antriebe mobiler Maschinen und die Hybridisierung stehen seit langem im Fokus vieler Entwicklungsprojekte. Dabei ist der gegenwärtige, verstärkte Entwicklungstrend auf das wachsende Umweltbewusstsein, die steigenden Kosten für fossile Brennstoffe sowie auf den Druck durch bestehende und zu erwartende CO₂-Regulierungen zurückzuführen. Es werden zunehmend hydraulische Komponenten und Systeme von elektrischen, flexibel handhabbaren Systemen abgelöst. Diese elektrischen Systeme können einfacher angesteuert werden, bieten im Vergleich zur konkurrierenden Hydraulik keinerlei Leckagestellen und sind in der Lage die geforderte Leistung *On-Demand* bereitzustellen. In vielen Fällen erreichen sie jedoch nicht die erforderliche Leistungsdichte; dann werden zusätzliche ggf. mehrstufige Getriebe erforderlich. Besonders elektrische Linearantriebe verlieren beim Einsatz von Getrieben ihre Einfachheit sowie deutlich an Effizienz und somit an Attraktivität gegenüber den hydraulischen Systemen, welche ihre Vorteile insbesondere bei hohen Stellkräften und hoher, erforderlicher Leistungsdichte ausspielen.

Diesen Entwicklungstrend haben einige Hersteller für hydraulische Systeme erkannt und bieten elektrohydraulische Linearachsen auf Basis kombinierter Elektromotoren, Hydraulikpumpen und Zylinder an. Standardkomponenten werden zu kompakt angeordneten Einheiten, meist im Verbundgehäuse, zusammengefasst. Charakteristisch für dessen Aufbau ist die seitliche Anordnung der Versorgungseinheit. Die hybride Gestaltung der Linearachsen ist

u. a. ein Schritt zur Verbesserung der Energieeffizienz bei hydraulischen Antrieben. Dabei bieten die bereits erhältlichen Lineareinheiten noch Integrationspotenzial.

2 Forschungsprojekt

Das noch vorhandene Integrationspotenzial elektrohydraulischer Lösungen greift das Forschungsprojekt an der Ostfalia Hochschule für angewandte Wissenschaften auf. Das Ziel des Projekts ist es, alle für den Betrieb eines Hydraulikzylinders erforderlichen Komponenten so zu integrieren, dass die charakteristische, platzsparende Zylinderform erhalten bleibt.

Der Schwerpunkt liegt hierbei auf der Fusionierung von Elektromotor und Hydraulikpumpe zu einer *MotorPumpe*. Diese wird bezüglich der zum Einsatz kommenden Maschinenelemente nicht mehr wie bisher trennbar sein. Der Läufer des Motors und das Pumpenrad verschmelzen und ermöglichen so eine wesentlich höhere Funktionsintegration.

Die Verfahrensgeschwindigkeit des Zylinders kann über die Drehzahl des elektromotorischen Teils variiert werden. Drosselnde Ventile können daher entfallen. Es werden Hydraulikzylinder und Tank sowie Hydraulikpumpe und Elektromotor fusioniert. Dieses Konzept führt zu einer Reduzierung des Bauraumbedarfs. So ist es möglich, aufgrund der zylindertypischen Bauform der neuentwickelten elektrohydraulischen Linearachse, bestehende Systeme nachzurüsten. Die Energiebilanz und die Leckagegefahr werden, im Vergleich zu konventionellen Hydrauliksystemen, signifikant verbessert. Dies ist u. a. auf die Umstellung zur *On-Demand-Struktur* und den Entfall des hydraulischen Leitungssystems mit seiner Vielzahl an Verbindungsstellen zurückzuführen.

Das Projekt gliedert sich in drei Projektabschnitte: *Versuchsstand*, *Integrationsstufe 1* und *Integrationsstufe 2*. Der erste Projektabschnitt wird beschrieben durch den Aufbau eines Versuchsstands zur Analyse einzelner

Elektromotoren und Hydraulikpumpen. Ziel dabei ist die Ermittlung der optimalen Kombination der Einzelkomponenten. Hierfür werden Leistungskennlinien und Wirkungsgrade ermittelt sowie das Verhalten der Komponentenverpaarung im realen Betrieb analysiert. Aus den daraus erstellten Kennfeldern können die optimale Verpaarung und die Gesamtwirkungsgrade von Elektromotor und Hydraulikpumpe ermittelt werden. Darauf folgend wird in der Integrationsstufe 1 die Entwicklung einer elektrohydraulischen Linearachse auf Basis von Kaufkomponenten realisiert. Der dritte Projektabschnitt, die Integrationsstufe 2, beinhaltet die Entwicklung einer hochintegrierten, elektro-hydraulischen Linearachse mit *MotorPumpe*. In [1] [2] beschreiben Meyer et. al (2018) das Forschungsprojekt ausführlich.

Die Betrachtung der grundsätzlichen Aufbaumöglichkeiten für einen Elektromotor (Drehstrom-Asynchronmaschine, Drehstrom-Synchronmaschine, geschalteter Drehstrom-Reluktanz-Motor und permanenterregter Gleichstrommotor) im Zusammenhang mit den grundlegenden Bauformen der Hydraulikpumpen (Flügelzellen-, Radialkolben-, Axialkolben-, Außenzahnrad- sowie Innenzahnradpumpe) ergeben eine Vielzahl an Kombinationsmöglichkeiten und wurden von Wehner et. al aufgezeigt [3]. Hinzu kommt, dass für jede der Kombinationsmöglichkeiten mehrere konstruktive Ansätze denkbar sind. Für den im Projekt verfolgten Entwicklungsansatz bietet sich die Bauform des elektrisch kommutierten Gleichstrommotors (EC-Motor), der auch als büstenloser Gleichstrommotor (BLDC-Motor) bezeichnet wird, an. Diese Motoren sind günstig, leistungsstark und können auch in mobilen Anwendungen einfach mit Energie versorgt werden.

Für die Entwicklung der *MotorPumpe* stellen sich folgende Fragen:

- Mit welchem Hydraulikpumpentyp kann ein EC-Motor auf konzeptioneller Ebene zu einer *MotorPumpe* kombiniert werden?
- Wie können die Funktionselemente der Hydraulikpumpe in den Läufer des Elektromotors integriert werden?

- Wie verhält sich der EC-Motor in Kombination mit der ausgewählten Hydraulikpumpe im realen Betrieb?
- Wie stellen sich die Kennfelder dar?

Zur Beantwortung dieser Fragen sind konzeptionelle Betrachtungen sowie reale Versuche am Versuchsstand erforderlich. Hierzu wird in Abschnitt 3 beispielhaft ein Konzept näher beschrieben. Die praktische Analyse wird im Rahmen der Versuchsbeschreibung in Abschnitt 4 dargestellt. Die Ergebnisdiskussion erfolgt in Abschnitt 5.

3 Ein Konzeptansatz für die MotorPumpe

Vor der Analyse von Einzelkomponenten steht die Festlegung des Konzeptansatzes für die *MotorPumpe*. Im elektromotorischen Teil wird der EC-Motor als mögliche Variante untersucht. Im hydraulischen Teil ergeben sich aus den grundlegenden Bauformen von Hydraulikpumpen die in der Tabelle 3.1 dargestellten Kombinationsmöglichkeiten. Die mit X markierten Möglichkeiten wurden bereits durch praktische Versuche am Versuchsstand untersucht. Dabei sind u.a. ein industrieller EC-Motor und ein EC-Motor aus der Modellbaubranche analysiert worden. Die grau hinterlegte Kombination, bestehend aus einem EC-Motor und Innenzahnradpumpe, wird als Beispiel auf konzeptioneller Ebene sowie im praktischen Versuch hier vorgestellt.

Dieses Integrationskonzept für die Entwicklung einer *MotorPumpe* ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Die Spulen des Stators (1) sind außen angeordnet. Hierdurch ist eine große Fläche zum Abstrahlen der erzeugten Wärme vorhanden. Der Rotor (2) des Motors wird als Innenläufer ausgeführt. Innerhalb des Rotors sind sowohl die Permanentmagneten als auch die Zahngeometrie der Innenzahnradpumpe integriert. Dies stellt das Kernelement bei diesem Konzept dar.

Tabelle 3.1: Mögliche Kombinationen aus EC-Motoren und Pumpentypen

	Radial- kolben- pumpe	Axial- kolben- pumpe	Flügel- zellen- pumpe	Innen- zahnrad- pumpe	Außen- zahnrad- pumpe
EC-Motor industriell	X	X		X	X
EC-Motor modellbau	X	X		X	X

Es vereint den Elektromotor mit der Hydraulikpumpe. Das Antriebsverhalten der Pumpe wird dabei umgekehrt. Die Zahngeometrie innerhalb des Rotors treibt nun das innenliegende Zahnrad (3) an. Üblicherweise wird eine Innenzahnradpumpe über das innenliegende Zahnrad angetrieben, da in den meisten Fällen in diesem Bereich die Anbindung für die Antriebswelle vorgesehen ist. Bei der *MotorPumpe* ist das nicht mehr erforderlich. Hierdurch sind die Wellendichtringe für die Antriebswelle überflüssig. Somit reduziert sich die Leckagegefahr. Die *MotorPumpe* dieses Konzepts kann reversierend betrieben werden, daher ist eine Verdrängersteuerung möglich. Zudem bleibt der einfache und robuste Aufbau der Innenzahnradpumpe erhalten.

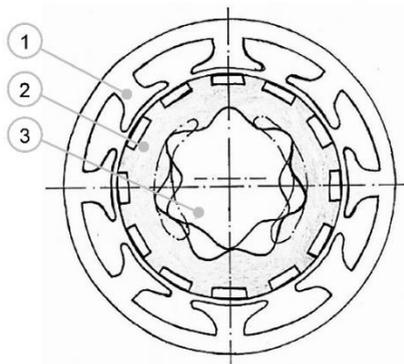


Abbildung 3.1: Integrationskonzept MotorPumpe für EC-Motor mit Innenzahnradpumpe

Das Konzept verspricht eine hohe Leistungsfähigkeit. Die Zahngeometrie kann über die gesamte Rotorlänge gestreckt werden, sofern der elektromotorische Teil nicht zu lang ausgeführt wird. In dem Fall können sehr kleine Durchmesser für die *MotorPumpe* realisiert werden.

Für die Bewertung des *MotorPumpen*-Konzepts werden u.a. die Komplexität des Aufbaus, die Leistungsfähigkeit und die elektronische bzw. hydraulische Unsicherheit aufgrund der neuen Systemstruktur berücksichtigt. Zusätzlich zur konzeptionellen Betrachtung fließen darüber hinaus die Ergebnisse der praktischen Versuche in die Bewertung ein, um das reale Verhalten von Motor- und Pumpentyp zu berücksichtigen.

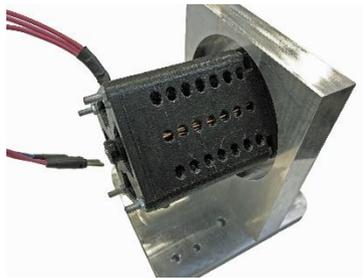


Abbildung 3.2: Additiv gefertigter EC-Motor

Der Aufbau eines Konzepts für die *MotorPumpe* erfordert unabhängig von der Konzeptwahl eine spezielle Konstruktion von Elektromotor und Hydraulikpumpe. Zu diesem Zweck ist ein EC-Motor entwickelt worden, der mittels additiver Fertigung hergestellt wurde. Diese Technologie ermöglicht eine kurze Fertigungszeit und konstruktive Freiräume, um das nötige Wissen für die Entwicklung des elektromotorischen Teils der *MotorPumpe* aufzubauen. Der Abschnitt 5 zeigt zusätzlich eine vorläufige Kennlinie für den selbst entwickelten EC-Motor (siehe Abbildung 3.2). Auf die Entwicklung des Motors wird nicht im Detail eingegangen. Die Kennlinie soll zeigen, dass auch mit der

additiven Fertigung funktions- und leistungsfähige Motoren hergestellt werden können.

4 Versuchsstand

Für die Vermessung der Einzelkomponenten steht der eingangs erwähnte Versuchsstand (s. Abbildung 4.1) zur Verfügung. Er ermöglicht die praktische Analyse von Elektromotoren und Hydraulikpumpen. Dabei werden die elektrische, mechanische und hydraulische Leistung erfasst. An Pos. (1) befindet sich die Aufnahme für den EC-Motor. Die elektrische Leistungserfassung in Form von Spannung und Strom wird direkt am Labornetzteil abgegriffen. Mithilfe der Drehzahl-Drehmomentmessnabe (2) ist es möglich die mechanische Abgabeleistung des Elektromotors zu erfassen. Die Hydraulikpumpe (3) wandelt diese in hydraulische Leistung, welche von dem Druck- (4) sowie dem Volumenstromsensor (5) erfasst wird.

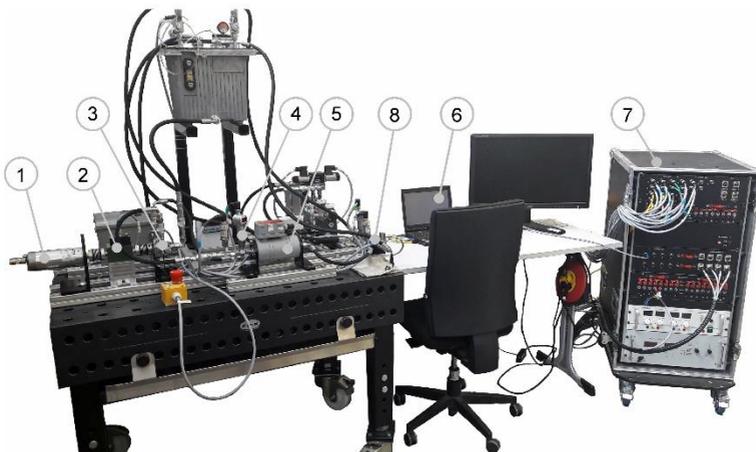


Abbildung 4.1: Versuchsstand zur Untersuchung der Einzelkomponenten

Für den Versuchsaufbau wird der ausgewählte EC-Motor an Pos. (1) (siehe Abbildung 4.1) montiert. Die Innenzahnradpumpe wird an Pos. (3) montiert und an das Leitungssystem mit der Sensorik angeschlossen. Über den PC (6) werden der Versuchsstand gesteuert und die Messdaten erfasst. Zur Signalverarbeitung wird ein System der Firma dSpace GmbH eingesetzt, das in die Messbox (7) integriert ist. Zur Belastung der Motor-Pumpen-Kombination wird ein Druckbegrenzungsventil (8) (kurz DBV) eingesetzt. Damit ist es möglich, auf kleinem Raum gezielt eine Last zu simulieren. Über den Druck und Volumenstrom kann bei Bedarf auf die Arbeitsleistung eines beliebig dimensionierten Zylinders geschlossen werden.

Während der Versuchsdurchführung wird der EC-Motor auf eine konstante Maximaldrehzahl eingestellt. Anschließend wird über den PC eine Rampe für die Druckbelastung am DBV vorgegeben. Durch die Erhöhung des Drucks steigt das erforderliche Antriebsmoment an der Pumpe und dem Motor. So ist es möglich die Drehzahl-Drehmoment-Kennlinie des Motors und die Volumenstrom-Druck-Kennlinie der Pumpe zeitgleich zu erfassen. Anschließend werden die Messdaten exportiert und in der Software OriginPro[®] zur Datenanalyse verarbeitet.

5 Versuchsergebnisse

Im Folgenden werden die Versuchsergebnisse sowohl für den EC-Motor als auch die Innenzahnradpumpe dargestellt. Zudem wird das Kennfeld für den selbst entwickelten und additiv hergestellten Motor vorgestellt.

Abbildung 5.1 zeigt das Kennfeld des EC-Motors für den Drehzahl-Drehmoment-Verlauf, den Wirkungsgrad, den aufgenommenen Strom (I) sowie die Versorgungsspannung (U) als auch die abgegebene, mechanische (P_{me}) Leistung. Der Drehzahl-Drehmomentverlauf entspricht den Erwartungen, obwohl der Motor mehr leisten kann, als mit der Pumpe umsetzbar ist. Mit steigender Last sinkt die Drehzahl von 3500 1/min auf ca. 2400 1/min.

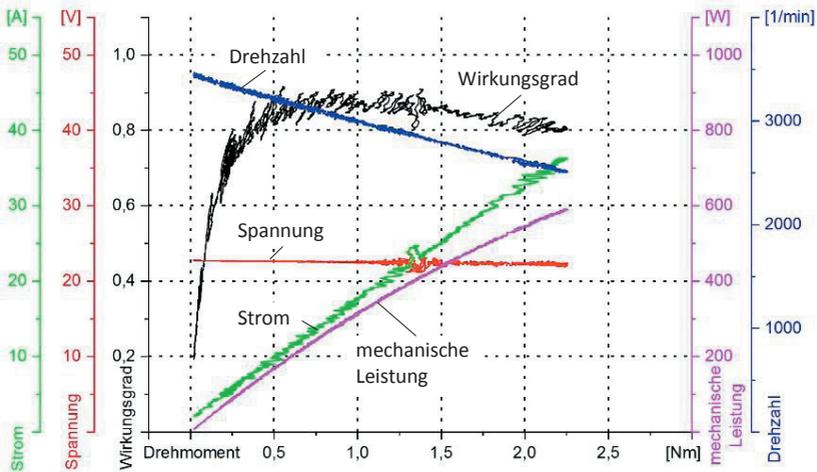


Abbildung 5.1: Kennfeld des EC-Motors

Abbildung 5.2 zeigt die Messergebnisse für die Innenzahnradpumpe. Hier ist zu beobachten, dass der Wirkungsgrad im untersuchten Druckbereich parabelförmig verläuft. Zu Beginn steigt er im Spektrum zwischen 0 und 50 bar an. Im weiteren Verlauf wird ein gemittelter Wirkungsgrad von 50 % erreicht und bleibt bis 150 bar annähernd konstant. Erst ab 150 bar ist ein deutlicher Abfall erkennbar. Dieser Zusammenhang ist auf einen Anstieg der internen Leckage zurückzuführen und am sinkenden Volumenstrom erkennbar. Der maximale Betriebsdruck der Hydraulikpumpe ist laut Hersteller mit 110 bar angegeben. Die Messungen zeigen, dass die Pumpe auch über den maximalen Betriebsdruck hinaus noch bis 150 bar einen konstant hohen Wirkungsgrad aufweist. Das Zusammenfassen der Wirkungsgrade im maximalen Betriebspunkt der Pumpe ergibt einen Gesamtwirkungsgrad von ca. 45 %. Dieser berechnet sich aus dem elektrischen Wirkungsgrad des EC-Motors bei 0,8 Nm Drehmoment und dem hydraulischen Wirkungsgrad bei 110 bar.

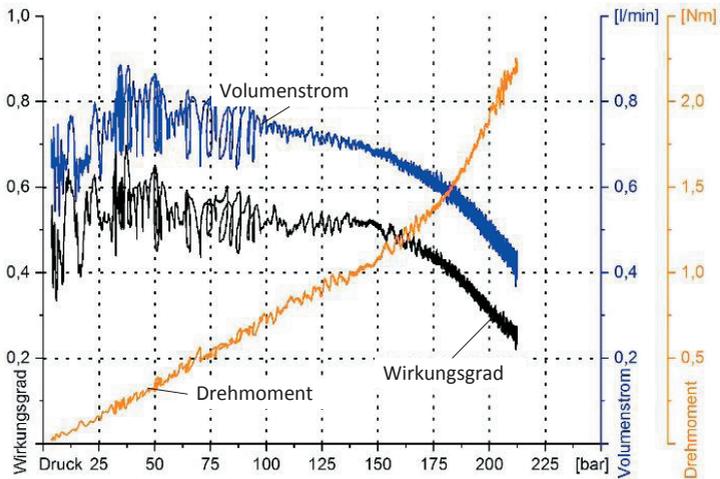


Abbildung 5.2: Kennfeld der Innenzahnradpumpe

In dem Bereich von 0,4 bis 1,1 Nm bzw. 50 bis 150 bar zeigt die untersuchte Motor-Pumpen-Kombination einen konstanten Gesamtwirkungsgrad. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Wirkungsgrade der Einzelkomponenten konstant sind.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass der ausgewählte Elektromotor geeignet ist, die Pumpe auszulasten und damit das Pumpenkennfeld vollständig zu erfassen. Zur Erweiterung des Kennfeldes des EC-Motors ist es erforderlich eine qualifizierte Belastungseinheit einzusetzen. Zusätzlich zur Vermessung der käuflichen Komponenten ist der additiv gefertigte EC-Motor aufgebaut und getestet worden. Abbildung 5.3 zeigt das Verhalten dieses EC-Motors (vgl. Abbildung 3.2). Die Kennlinie ist sehr unruhig und schwankt z.B. im Drehzahl-Drehmoment-Verlauf. Bei einem Lastmoment von 0,4 Nm verringert sich die Abtriebsdrehzahl von ca. 6000 1/min auf ca. 2400 1/min. Der maximale Wirkungsgrad des Motors beträgt ca. 27 %. Das Maximalmoment, das der Motor aufbringen kann, beträgt ca. 0,5 Nm.

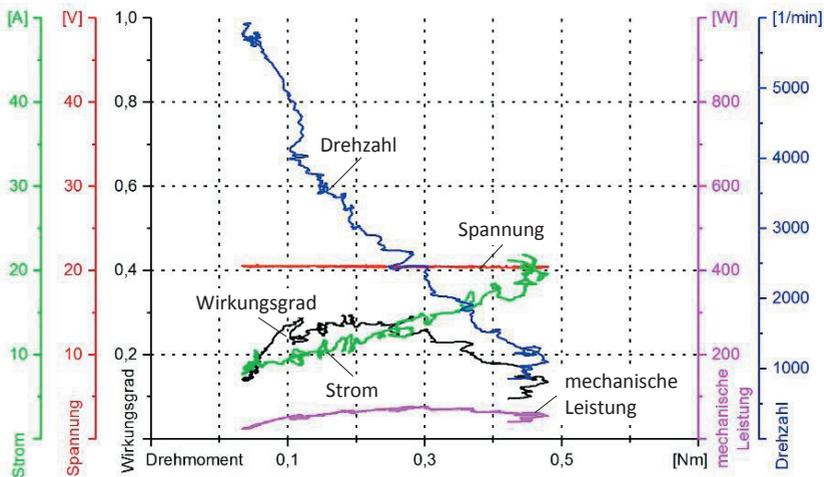


Abbildung 5.3: Kennfeld des additiv gefertigten EC-Motors

Die Entwicklung des Motors ist noch nicht abgeschlossen. Der untersuchte Motor dient jedoch als Werkzeug, um Knowhow im Bereich der Elektromotorenentwicklung aufzubauen und somit die Entwicklung der *MotorPumpe* direkt zu unterstützen. Die Erkenntnisse, die während der Entwicklung des 3D-Druck-Motors erlangt wurden, dienen der Weiterentwicklung des elektromotorischen Teils.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Der Beitrag zeigt an einem Beispiel die konzeptionelle Betrachtung sowie das Vorgehen bei der praktischen Untersuchung einer Motor-Pumpen-Kombination. Die Versuche mit dem EC-Motor und der Innenzahnradpumpe geben Aufschluss über die Wirkungsgrade der Komponenten. Die Bereiche, in denen die Einzelkomponenten die besten Wirkungsgrade haben, wurden sichtbar gemacht. Darüber hinaus konnte der optimale Arbeitsbereich der Motor-

Pumpen-Kombination ermittelt werden. Dieser liegt zwischen 50 bis 150 bar. Die untersuchte Motor-Pumpen-Kombination erreichte einen Gesamtwirkungsgrad von ca. 45 %. Darüber hinaus ist anzumerken, dass der EC-Motor durch die Innenzahnradpumpe nicht ausgelastet wird und weiteres Potential (im elektrischen Teil) bietet.

Mit den Versuchsmessungen der Einzelkomponenten und des eigens entwickelten und additiv gefertigten Motors wurde die Basis für die Entwicklung der Integrationsstufen geschaffen. Die Auswertung aller Versuchsmessungen gibt Aufschluss über die Wirkungsgrade. Sie ermöglicht die Kennfeldbetrachtung und Bewertung aller einzelnen Komponenten sowie deren Kombinationsmöglichkeiten. Aktuell wird an einem Funktionsmuster für die *MotorPumpe* gearbeitet. Für den dargestellten EC-Motor sind erneute Messungen mit einer Hysteresebremse geplant. Mit ihr wird es möglich sein, den EC-Motor bis zur Leistungsgrenze zu belasten und so das Kennfeld des Motors vollständig abzubilden.

Danksagung

Das ZIM-Projekt der Ostfalia und der Berode GmbH wird gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi) sowie Partner aus dem Bereich der Hebetchnik, der Medizintechnik und dem Werkzeugbau.

Literatur

- [1] Meyer, F.; Ligocki, A: Der autarke elektrohydraulische Linear-Aktor. Mobile Maschinen, Vereinigte Fachverlage, Mainz, Deutschland, Nr. 5, 2018, S. 42-45.

- [2] Meyer F.; Ligocki A.; Frerichs L.: Ein Ansatz für eine neuartige elektrohydraulische Linearachse. Tagungsband, 10. Kolloquium Mobilhydraulik, Technische Universität Braunschweig, Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, Braunschweig, Deutschland, 2018.
- [3] Wehner D.; Wustmann W.; Helduser S.: Entwicklungstendenzen bei elektrisch-hydrostatischen Antriebssystemen. Antriebstechnik, Vereinigte Fachverlage, Mainz, Deutschland, Nr. 3, 2006, S. 36-41.

Notizen

Entwicklung und Auslegung einer elektro-hydraulischen Achse mit einem 48 V High-Speed-Antrieb zur Dezentralisierung der Arbeits-hydraulik eines Kompaktbaggers

Tobias Pietrzyk¹, Katharina Schmitz¹, Seong-Ryeol Lee¹, David Roth² und Georg Jacobs²

*1 Institut für fluidtechnische Antriebe und Systeme (ifas), RWTH, Aachen, Deutschland
E-Mail: tobias.pietrzyk@ifas.rwth-aachen.de; Tel.: (+49)241 804 7746*

2 Institut für Maschinenelemente und Systementwicklung (MSE), RWTH, Aachen, Deutschland

Kurzfassung

Elektro-hydraulische Achsen (EHA) sind dezentrale Antriebe, welche die Vorteile einer bedarfsgerechten Verdrängersteuerung und geringer Leitungsverluste vereinen. Bislang stellt die erzielbare Leistungsdichte von EHA ein Hemmnis für den Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen dar. High-Speed-Antriebe bieten das Potential zur Steigerung der Leistungsdichte. Im Vordergrund dieses Beitrags stehen die Auswahl einer geeigneten Systemarchitektur sowie die Entwicklung und die Systemauslegung einer EHA mit High-Speed-Antrieb.

Schlagnworte: High-Speed-Antrieb, elektro-hydraulische Achse, EHA, Dezentrale Hydraulik, 48 V Antrieb

1 Einleitung und Motivation

Die bei mobilen Arbeitsmaschinen üblichen Ventilsteuerungen auftretenden Drosselverluste werden durch Verdrängersteuerungen prinzipbedingt reduziert. Das Potential von verdrängergesteuerten Systemen in mobilen Arbeitsmaschinen war daher bereits Gegenstand diverser Studien. Williamson beispielsweise steuert die Arbeitshydraulik eines Kompaktbaggers mit einer verstellbaren Axialkolbenpumpe [1]. Mit diesem System konnte in einem *Dig-and-Dump-Zyklus* eine Kraftstoffersparnis von bis zu 40 %, verglichen mit einem standard Load-Sensing-System, erzielt werden [2]. Elektro-hydraulische Achsen (EHA) sind dezentrale verdrängergesteuerte Antriebe, welche die Vorteile einer bedarfsgerechten Bereitstellung der hydraulischen Leistung am Verbraucher mit geringen Leitungsverlusten und einer hohen Modularität verbinden. Jedoch stellt die erzielbare Leistungsdichte nach dem Stand der Technik bislang ein Hemmnis für den Einsatz von EHA in mobilen Arbeitsmaschinen dar.

2 48 V High-Speed-Antrieb

Die hydraulische Leistung der im Folgenden betrachteten EHA wird durch eine Innenzahnradpumpe bereitgestellt, die von einem Elektromotor angetrieben wird. Das Potential zur Steigerung der Leistungsdichte und Reduktion des Bauraums von High-Speed-Antrieben zeigen Schröter et al. am Beispiel eines High-Speed-Traktionsantriebs, sowie Pietrzyk et al. anhand des Bauraumvergleichs zwischen einem 60 kW Servo-Synchronmotor mit einem High-Speed-Direktantrieb und einem elektro-mechanischen High-Speed-Antrieb [3] [4]. Da die bislang erzielte Leistungsdichte elektro-hydraulischer Antriebe ein Hemmnis für deren Einsatz in mobilen Anwendungen darstellt, wird bei der Auslegung des Antriebs eine möglichst kompakte Bauweise angestrebt. Abbildung 2.1 zeigt drei verschiedene elektrische Antriebe vergleichbarer Leistungsklasse, die sich in ihrer maximalen Antriebsdrehzahl unterscheiden.

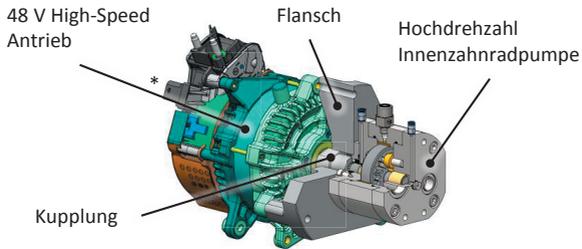
Der Vergleich der elektrischen Antriebe zeigt, dass durch Anhebung der Maximaldrehzahl der elektrischen Maschine von 2.200 min^{-1} auf 3.800 min^{-1} der Bauraum um 68 % und Masse um 76 % reduziert werden kann. Bei einer Anhebung der Drehzahl auf 10.000 min^{-1} kann eine Reduktion des Bauraums um 84 % und der Masse um 89 % erzielt werden. Als Antrieb für die EHA wird Motor 3 mit einer maximalen Antriebsdrehzahl von 10.000 min^{-1} verwendet. Der ausgewählte Motor wird mit einer Spannung von 48 V DC versorgt, wodurch bei einem Einsatz auf einer mobilen Arbeitsmaschine eine hohe Sicherheit gewährleistet ist. Die Kombination des 48 V High-Speed-Antriebs und der Hochdrehzahlpumpe ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Über einen Flansch sind Motor und Pumpe miteinander verbunden. Die Kupplung, die An- und Abtriebswelle verbindet, ist durch den Flansch gekapselt.

Drehzahl	Bauraum	<p>Motor 1</p>  <ul style="list-style-type: none"> ▪ 10,5 kW ▪ $n_{\max} = 2\,200 \text{ min}^{-1}$ ▪ $V = 18 \text{ l}$ ▪ $m = 76 \text{ kg}$
		<p>Motor 2</p>  <ul style="list-style-type: none"> ▪ 10 kW ▪ $n_{\max} = 3\,800 \text{ min}^{-1}$ ▪ $V = 5,7 \text{ l}$ ▪ $m = 18 \text{ kg}$
		<p>Motor 3</p>  <ul style="list-style-type: none"> ▪ 9,7 kW ▪ $n_{\max} = 10\,000 \text{ min}^{-1}$ ▪ $V = 2,9 \text{ l}$ ▪ $m = 8,5 \text{ kg}$ <p>* Produkt der SEG Automotive GmbH</p>

Abbildung 2.1: Vergleich elektrischer Antriebskonzepte [5][6][7]

Die High-Speed-Innenzahnradpumpe wurde für den High-Speed-Antrieb entwickelt. Mit Hilfe von Strömungssimulation konnte festgestellt werden, dass ein schmales Triebwerk sowie ein angehobenes Druckniveau der Saugseite die Kavitationstendenz senkt [4]. Auf eine Reversierbarkeit der

Innenzahnradpumpe wurde zu Gunsten eines besseren Ansaugverhaltens verzichtet. Um Strömungsverluste innerhalb des Ansaugbereichs zu reduzieren, wurden dort große Strömungsquerschnitte vorgesehen.



* Produkt der SEG Automotive GmbH

Abbildung 2.2: 48 V High-Speed-Antrieb und Hochdrehzahl-Innenzahnradpumpe

3 Systemarchitektur der High-Speed-EHA

Im folgenden Kapitel wird die EHA-Systemarchitektur vorgestellt. Dabei ist zu beachten, dass der High-Speed-Antrieb zusätzliche Anforderungen an das hydraulische System stellt.

3.1 Lastkollektiv und Anforderungen

Die Anforderungen ergeben sich aus der Anwendung und dem High-Speed-Antrieb. Erprobt werden soll die EHA am Stielzylinder eines Kompaktbaggers. Das Lastkollektiv, bestehend aus Zylinderhub und Zylinderkammerdrücken, wurde von einem Baumaschinen OEM während eines typischen Grabzyklus aufgezeichnet und für das Projekt bereitgestellt. Die Zylinderkraft wurde aus den angreifenden Kammerdrücken und den bekannten Zylinderflächen berechnet. In Abbildung 3.1 ist die Zylinderkraft über der Geschwindigkeit aufgetragen und über die Häufigkeit der Betriebszustände gewichtet. Wird

das Lastkollektiv betrachtet, kann zwischen motorischem und generatorischem Betrieb unterschieden werden. Im motorischen Betrieb (Q 1 und Q 3) muss der Antrieb die notwendige Leistung bereitstellen. Im generatorischen Betrieb (Q 2 und Q 4) wird Leistung durch die Last in das System eingebracht. Dementsprechend besteht dort die Möglichkeit der Rekuperation. Im vorliegenden Lastkollektiv wirken die hohen Lasten im Bereich niedriger Geschwindigkeiten auf den Stielzylinder. Bei höheren Geschwindigkeiten sind die Lasten hingegen moderat. Auf der Grundfläche des Diagramms sind Linien konstanter Leistung eingezeichnet. Die maximale Ausgangsleistung des Systems beträgt ca. 4 kW. In den generatorischen Quadranten wird nur eine geringe Leistung in das System eingebracht. Das Potenzial der Rekuperation ist dementsprechend relativ gering und wird daher nicht weiter verfolgt.

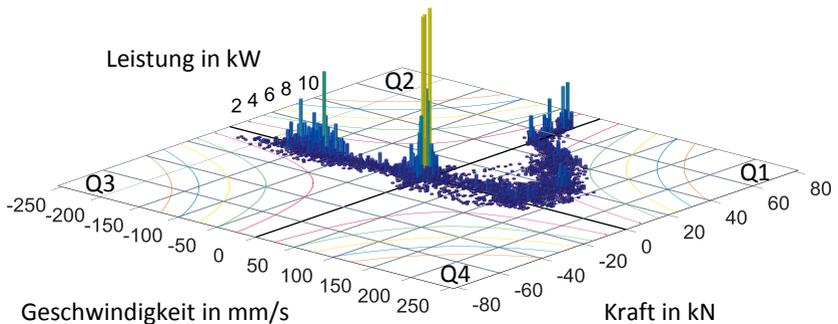


Abbildung 3.1: Lastkollektiv-Kraft über Geschwindigkeit am Stielzylinder eines Kompaktbaggers

Weitere Anforderungen an die Systemarchitektur der High-Speed-EHA sind, eine geringe Komponentenanzahl und Komplexität zu erreichen. Für die zukünftige Erprobung in weiteren mobilen Anwendungen oder in anderen Leistungsklassen ist sowohl eine gute Skalierbarkeit als auch die funktionale Erweiterbarkeit von Interesse.

3.2 Systemarchitektur der EHA

Im Folgenden wird die Systemarchitektur der EHA vorgestellt. Bei der Auswahl eines geeigneten Systems wurden zunächst die aus der Literatur bekannten verdrängergesteuerten Systeme betrachtet. Beispiele dafür sind das geschlossene System mit entsperrbaren Rückschlagventilen, welches Williamson und anschließend Zimmerman bereits am Kompaktbagger erprobt haben [1] [2], das geschlossene System mit Spülventil [8] oder das Konzept des Mehrflächenzylinders, wodurch das Pendelvolumen des Differenzialzylinders vermieden wird und der Speicher lediglich das Kompressionsvolumen des Fluides ausgleichen muss [9]. Eine weitere Systemarchitektur ist der offene Kreislauf nach Heybroek [10]. Das System wurde für die High-Speed-EHA nur geringfügig modifiziert und ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Dazu wurde der Tank durch einen Speicher ersetzt. Durch den Speicher wird das System von der Umgebung abgeschlossen, behält aber weiterhin die Eigenschaften eines offenen Systems, da das System über eine definierte Hoch- und Niederdruckseite verfügt. Der Speicher ist notwendig, um das Pendelvolumen des Differenzialzylinders zu speichern. Das System besteht aus jeweils zwei Schaltventilen pro Zylinderkammer. Diese verbinden die Zylinderkammer entweder mit dem Hochdruck oder mit dem Niederdruck. Durch die 2/2 Wegeventile können zudem weitere Funktionalitäten, wie zum Beispiel eine Lasthaltefunktion realisiert werden. Das System kommt mit wenigen Standardkomponenten aus und kann somit gut auf größere Maschinen oder für die Anforderungen weiterer Anwendungen skaliert werden.

Die Abbildung 3.3 zeigt das Gesamtsystem der EHA. Das System wurde im Vergleich zum Konzept um einen Nebenkreislauf erweitert, der in Abbildung 3.3 gestrichelt dargestellt ist. Der Nebenkreislauf wird von den externen Leckageanschlüssen der High-Speed-Pumpe gespeist. So kann auf ein zusätzliches Spülventil verzichtet werden. Die konstruktive Ausführung des Tanks ist in Kapitel 5.1 beschrieben. In der Simulation der EHA wird ausschließlich der Hauptkreis betrachtet.

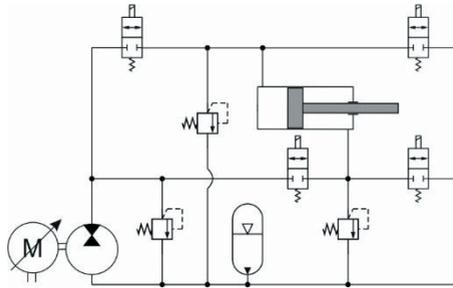


Abbildung 3.2: Systemkonzept der EHA mit vier Schaltventilen

Das entsperrbare Rückschlagventil vor der Pumpe wird in der Simulation als blendenförmiger Widerstand abgebildet. Es entkoppelt die Saugseite der Pumpe, während Stillstandzeiten des Baggers, vom restlichen System. Über Rückschlagventile können die Zylinderkammern aus dem Niederdruck nachsaugen. Die Schaltventile zum Niederdruck wurden durch Proportionalventile ersetzt. Dies ermöglicht einen 4-Quadrantenbetrieb ohne Drehrichtungsumkehr der Pumpe, da im generatorischen Betrieb eine Widerstandssteuerung genutzt wird. Bei einem Wechsel zwischen motorischem und generatorischem Betrieb hat die Massenträgheit des High-Speed-Antriebs somit keinen Einfluss auf die Dynamik des Systems.

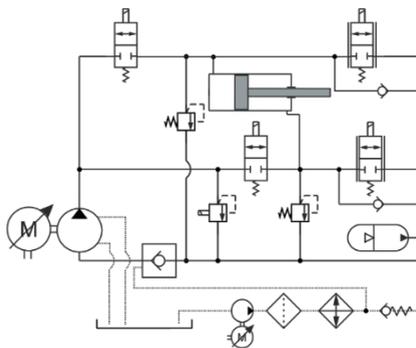


Abbildung 3.3: Systemarchitektur der High-Speed-EHA

4 Simulation der High-Speed-EHA

Zur Analyse des dynamischen Verhaltens der EHA sowie der Komponentenauslegung werden 1-D Systemsimulationen in der Simulationsumgebung von DSHplus durchgeführt. Im folgenden Kapitel werden die Auslegung und die Simulation des hydraulischen Systems näher erläutert.

4.1 Parametrierung des Simulationsmodells

Basierend auf den Anforderungen der EHA wurden kompakte Komponenten ausgewählt. Für die Simulation wurden die einzelnen Komponenten entsprechend der Herstellerangaben parametrierung. War dies aufgrund der Informationslage nicht möglich, wurden sinnvolle Werte eingesetzt. In der Abbildung 4.1 sind die wesentlichen Parameter der Simulation zusammengefasst. Die internen volumetrischen Verluste der Pumpe werden druckabhängig, mit einem konstanten Faktor, in der Simulation berücksichtigt. Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad wird als konstant angenommen.

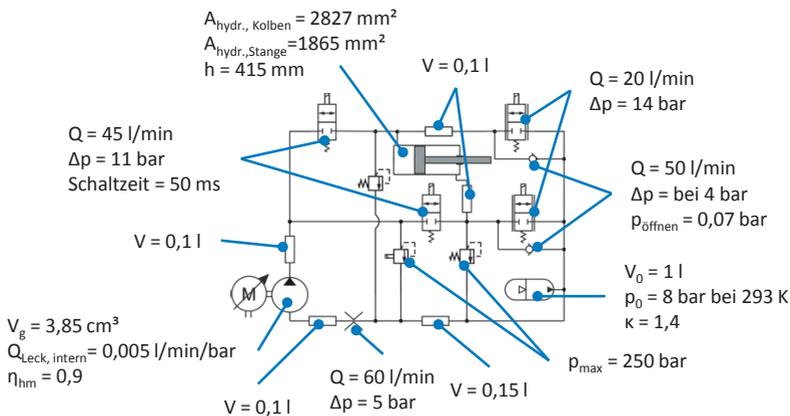


Abbildung 4.1: Bauteilparameter

4.2 Steuerung und Regelung im 4-Quadrantenbetrieb

Abbildung 4.2 zeigt die einzelnen Betriebszustände des hydraulischen Systems in den vier Quadranten. Bei der späteren Erprobung am Kompaktbagger ergibt sich der Quadrant, in dem sich der Betriebszustand befindet, aus dem Joysticksignal des Fahrers und aus der resultierenden Zylinderkraft, welche aus den Kammerdrücken errechnet werden kann.

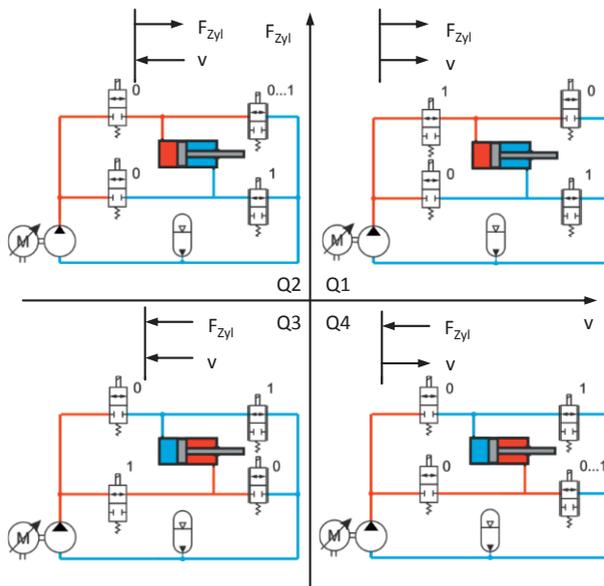


Abbildung 4.2: Betriebszustände der EHA im 4-Quadrantenbetrieb

Die Steuerung der EHA unterscheidet zwischen motorischem und generatorischem Betrieb. Im motorischen Betrieb wird die Geschwindigkeit über die Drehzahl der Pumpe geregelt. Dazu wird abhängig vom Vorzeichen der Geschwindigkeit des Zylinders eines der Schaltventile, zwischen Zylinder und

Hochdruck, sowie das Proportionalventil, der gegenüberliegenden Zylinderkammer, vollständig geöffnet. Im generatorischen Betrieb sind die Schaltventile zwischen dem Hochdruck der Pumpe und den Zylinderkammern geschlossen. Die Geschwindigkeit wird über eines der Proportionalventile geregelt. Dabei ist das Proportionalventil zur lastniederen Zylinderkammer vollständig geöffnet. Die Innenzahnpumpe wird dementsprechend im generatorischen Betrieb nicht als Hydraulikmotor betrieben. Dies soll die Dynamik des Systems verbessern.

4.3 Simulationsergebnisse

Die Steuerung und Regelung wurde entsprechend der Beschreibung in Kapitel 4.2 implementiert. Für die Simulation liegt kein Joysticksignal des Fahrers vor. Daher wird in der Simulation der Zylinderhub über der Zeit als Solltrajektorie vorgegeben. Aus der Ableitung des Hubes wird die Sollgeschwindigkeit berechnet. Anders als in der Simulation, wird bei der späteren Erprobung der Fahrer als Regler fungieren. In Abbildung 4.3 ist der Zylinderhub aufgetragen. Es wird der Sollhub, die aus dem Lastkollektiv vorgegebene Größe, mit der Simulation verglichen. Darüber hinaus ist der Betrag der Abweichung beider Kurven dargestellt. In weiten Bereichen liegt nur eine geringe Abweichung vom dynamischen Sollsignal vor. Die ausgewählte Systemarchitektur besitzt folglich eine ausreichend hohe Dynamik, um den Lastzyklus des Stielzylinders abzubilden. Anregungen des Systems aufgrund von Lastrichtungswechseln sind nicht zu erkennen. Ebenso sind keine Sprünge im Hubverlauf erkennbar, wie man sie erwarten würde, wenn die Dynamik der Ventile nicht ausreichend wäre. Die Schaltzeiten der Ventile sind dementsprechend ausreichend kurz, um die geforderte Dynamik des Systems zu erreichen.

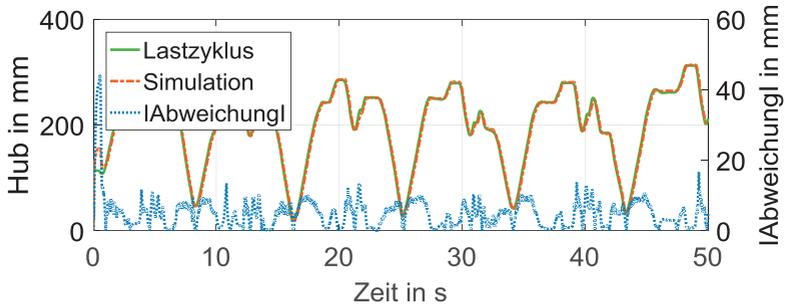


Abbildung 4.3: Simulationsergebnisse – Hub des Stielzylinders über der Zeit und Betrag der Abweichung zwischen Simulation und Lastzyklus über der Zeit

In Abbildung 4.4 ist die resultierende Zylinderkraft über der Zeit dargestellt. Bereiche in denen die EHA nicht der aufgeprägten Kraft aus dem Lastzyklus folgen kann, sind nicht erkennbar.

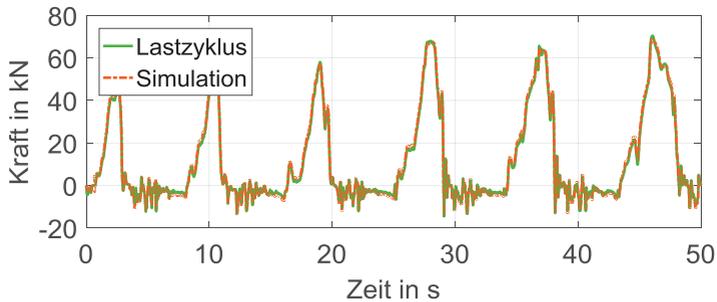


Abbildung 4.4: Simulationsergebnisse: Resultierende Kraft des Stielzylinders über der Zeit

In Abbildung 4.5 ist der Volumenstrom der Pumpe über der Zeit aufgetragen. Um volumetrischen Verlusten innerhalb der Pumpe zu kompensieren, wurde eine Mindestdrehzahl der Pumpe von 500 min^{-1} eingeführt.

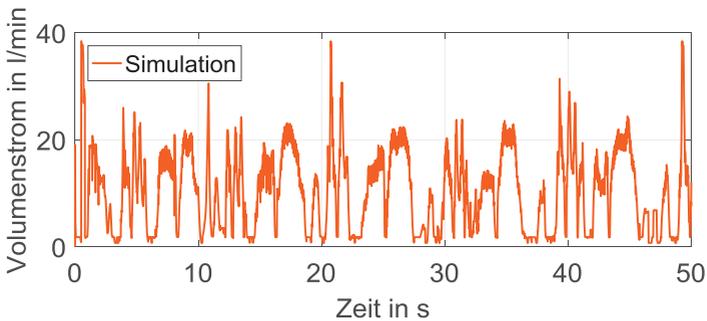


Abbildung 4.5: Simulationsergebnis – Volumenstrom der Pumpe über der Zeit

5 Konstruktive Umsetzung

In Abbildung 5.1 ist die konstruktive Umsetzung der EHA dargestellt. Als Grundlage für das Funktionsmuster wird der Hydraulikzylinder genutzt, welcher standardmäßig am Kompaktbagger verbaut ist. Über Montageschellen wird eine Bodenplatte an dem Zylinder befestigt und dient als Aufnahme für die weiteren Komponenten. Der Speicher mit einem Nennvolumen von 1 l ist parallel zum Zylinder angeordnet. Der Luft-Ölkühler ist in den Ventilblock integriert, siehe Kapitel 5.2. Der Ventilblock beinhaltet alle Ventile sowie weitere Sensorik. Für das Funktionsmuster wurden, mit Ausnahme des 48 V High-Speed-Antriebs inkl. Innenzahnradpumpe, ausschließlich Standardkomponenten genutzt. Durch maßgeschneiderte Sonderlösungen, wie zum Beispiel für den Zylinder, könnte das System kompakter aufgebaut werden.

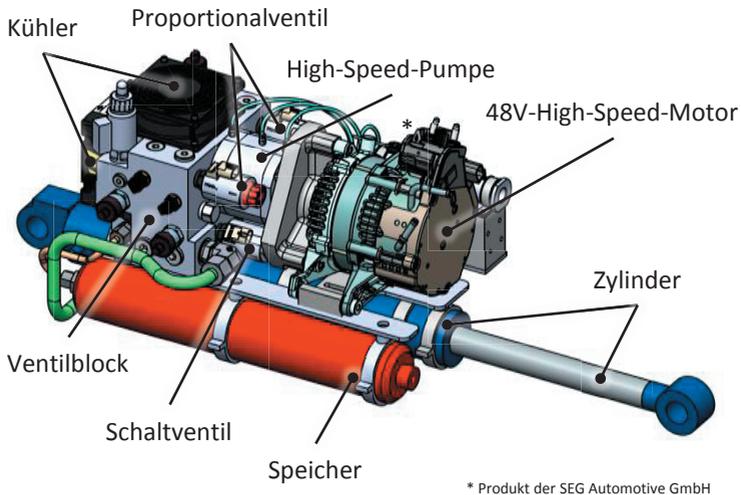


Abbildung 5.1: Aufbau des Funktionsmusters der High-Speed-EHA mit 48 V Antrieb

5.1 Konstruktive Umsetzung des Tanks

Aufgrund der Konstruktion der Innenzahnradpumpe muss an den Leckageanschlüssen Umgebungsdruck anliegen. Dies ist für einen zuverlässigen Betrieb notwendig, da ansonsten parasitäre Axialkräfte an der Ritzelwelle entstehen und zum anderen der Radialwellendichtring zu stark auf die Welle gepresst wird. Ein offener Tank ist aufgrund der Umweltbedingungen und der ständigen Bewegung des Auslegers nicht möglich. In Abbildung 5.2 ist der im Funktionsmuster eingesetzte Tank dargestellt. Der Kolben ist gegen die Umgebung entlastet. Abgedichtet wird der Kolben über eine Kolbendichtung. Ein Führungsband soll das Verkippen des Kolbens vermeiden. Im Idealfall, Reibung der Dichtung und des Führungsbandes wird vernachlässigt, beträgt der Innendruck des Tanks Umgebungsdruck. Über einen Positionstransmitter, welcher nach dem Hall-Prinzip arbeitet, kann die Position des Kolbens kontinuierlich erfasst werden. Diese Positionstransmitter werden in der Regel in der Automatisierungstechnik zur Erfassung der Position genutzt. Das Positionssignal

wird genutzt um die Nebenkreispumpe so zu regeln, dass der Kolben die gewünschte Position beibehält.

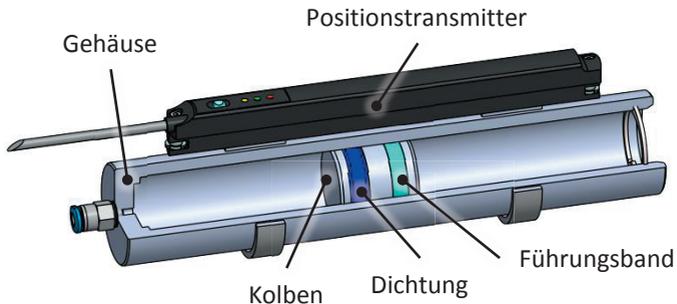


Abbildung 5.2: Aufbau des Tanks

5.2 Auslegung der Kühlung

Zur Auslegung der Kühlung erfolgt eine Abschätzung der Verlustleistung der EHA anhand des Lastkollektivs, siehe Kapitel 3.1. Die positive Ausgangsleistung des Stielzylinders wird durch den High-Speed-Antrieb aufgebracht, sodass Verlustleistung entsprechend der Komponentenwirkungsgrade von Innenzahnradpumpe und Ventilen anfällt. Die negative Ausgangsleistung wird, wie in Kapitel 4.2 beschrieben, über Proportionalventile abgedrosselt, sodass diese Leistung vollständig als Verlustleistung in die Bilanz eingeht. Die Auswertung der Verlustleistung aus der Simulation zeigt, dass über die Schalt- und Proportionalventile über den Lastzyklus gemittelt mit einer Verlustleistung von ca. 290 W gerechnet werden muss. Bei Annahme eines Wirkungsgrads der Pumpe von 85 %, fällt dort eine mittlere Verlustleistung von ca. 206 W an. Zur Kühlung des Systems ist ein Luft-Ölkühler im Nebenkreis der EHA vorgesehen. Die mechanische Integration des Kühlers in die EHA ist in Abbildung 5.1 dargestellt.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Durch den 48 V DC High-Speed-Antrieb kann die Leistungsdichte elektrohydraulischer Antriebe signifikant gesteigert werden. Der High-Speed-Antrieb bringt jedoch Herausforderungen mit sich. Neben der Entwicklung einer Innenzahnradpumpe für hohe Drehzahlen wurde die Systemarchitektur der EHA entsprechend der Randbedingungen des Antriebs ausgewählt und ein Simulationsmodell der EHA aufgebaut. Die Ergebnisse der Simulation zeigen, dass der simulierte Lastzyklus von der EHA abgebildet werden kann. Des Weiteren wurde die konstruktive Umsetzung der High-Speed-EHA vorgestellt und auf konstruktive Details, wie zum Beispiel den Tank, eingegangen. Als nächster Schritt stehen die Fertigung des Funktionsmusters sowie die anschließende Erprobung an einem Kompaktbagger an. Die Erprobung der EHA erfolgt ausschließlich am Stielzylinder des Kompaktbaggers. Dazu wird die hydraulisch-mechanische Vorsteuerung des Kompaktbaggers auf eine elektro-hydraulische Vorsteuerung umgerüstet. Die bei der Erprobung gewonnenen Daten werden zur Validierung und Verbesserung des Simulationsmodells genutzt.

Danksagung

Das IGF-Vorhaben 19224 N / 1 und 19224 N / 2 der Forschungsvereinigung Forschungskuratorium Maschinenbau e. V. – FKM, Lyoner Straße 18, 60528 Frankfurt am Main wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung und –entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Literatur

- [1] Williamson, C.; Zimmerman, J.; Ivantysynova, M.: Efficiency Study of an Excavator Hydraulic System Based on Displacement-Controlled Actuators. Fluid Power and Motion Control FPMC 2008, pp. 291-307.
- [2] Zimmerman, J.; Busquets, E.; Ivantysynova, M.: 40% Fuel Savings by Displacement Control Leads to Lower Working Temperatures – A Simulation Study and Measurements. Proceedings of the 52nd National Conference on Fluid Power 2011, pp. 693-701.
- [3] Schröter J. et al.: Development of High Speed Electrical Drives for Mobile Machinery – Challenges and Potential Solutions. 9th International Fluid Power Conference, Aachen, 24.-26.03.2014, pp. 416-427.
- [4] Pietrzyk T. et al.: Design study of a high speed power unit for electro hydraulic actuators (EHA) in mobile applications. 11th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 19.-21.03.2018, pp. 232-245.
- [5] Robert Bosch GmbH: Starter Motors and Generators.
https://www.bosch-presse.de/pressportal/de/media/migrated-_download/de/BRS_Broschuere_RZ_de.pdf, (Abrufdatum: 02.08.2018).
- [6] Robert Bosch GmbH: IndaDyn S MSK071D-0300.
Technisches Datenblatt, 2018.
- [7] Siemens AG: 1FT7132-5AB74-1NK0. Technisches Datenblatt, 2018.
- [8] Michel, S.; Weber, J.: Prediction of the thermo-energetic behaviour of an electrohydraulic compact drive. 10th International Fluid Power Conference, Dresden, 8.-10.03.2016, pp. 219-234.
- [9] Anders, P.; Scheidt, M.; Bauer F.: Applikationsabhängig anpassbar – Antriebskonzept bietet Lösung bei Problemkonstellationen von Linearachsen. antriebstechnik, Nr. 1, 2017, S. 32-34

- [10] Heybroek, K.; Larsson, J.; Palmberg, J.O.: OPEN CIRCUIT SOLUTION FOR PUMP CONTROLLED ACTUATORS. Proceedings of 4th FPNI-PhD Symposium, Sarasota, 2006, pp. 27-40

Notizen

Bauraumreduktion durch Drehzulanhebung – Einsatz von High-Speed-Antrieben in elektro-hydraulischen Linearaktuatoren für mobile Anwendungen

David Roth ¹, Georg Jacobs ¹, Achim Kramer ¹, Max Krech ¹, Tobias Pietrzyk ² und Katharina Schmitz ²

*1 Institut für Maschinenelemente und Systementwicklung (MSE), RWTH, Aachen, Deutschland
E-Mail: david.roth@imse.rwth-aachen.de; Tel.: (+49)241 809 2890*

2 Institut für fluidtechnische Antriebe und Systeme (ifas), RWTH, Aachen, Deutschland

Kurzfassung

In diesem Paper wird die Entwicklung eines High-Speed-Antriebs für den Einsatz in einem elektro-hydraulischen Linearaktor für mobile Anwendungen vorgestellt. Das Entwicklungsziel ist ein hochkompaktes Hydraulikaggregat, das in integraler Bauweise mit dem Hydraulikzylinder verbunden wird. Durch die bedarfsgerechte Bereitstellung der hydraulischen Leistung direkt am Verbraucher werden sowohl Drosselverluste als auch Leitungsverluste gegenüber konventionellen, zentralen, hydraulischen Energieversorgungssystemen minimiert und so die Gesamteffizienz der mobilen Arbeitsmaschine gesteigert.

Schlagnvorte: High-Speed-Antriebe, Elektro-hydraulischer Aktuator, Dezentrale Hydraulikversorgung, robuster Linearantrieb mit hoher Leistungsdichte

1 Einleitung

Konventionelle Energieversorgungssysteme mobiler Arbeitsmaschinen zeichnen sich durch einen zentral angeordneten Dieselmotor aus, der ein oder mehrere Hydraulikpumpen antreibt. Die hydraulische Leistung wird mit Hilfe von Ventilen und Rohr- bzw. Schlauchleitungen zu den Verbrauchern geleitet. Solche widerstandsgesteuerten Energieversorgungssysteme weisen prinzipbedingt hohe Drossel- und Leitungsverluste auf [17]. Durch eine bedarfsgerechte Bereitstellung der hydraulischen Leistung können Drosselverluste eingespart und die Gesamteffizienz der Maschine gesteigert werden. Mit Hilfe einer Verdrängersteuerung, bestehend aus vier Verstellpumpen, konnte bei einem Kompaktbagger für einen *Dig-and-Dump*-Zyklus eine Kraftstoffersparnis von 40 % verglichen zum konventionellen Load-Sensing-System erzielt werden [17]. Aufbauend auf diesen Erkenntnissen wird im Rahmen des Forschungsprojektes *Dezentrale kompakte Hydraulikversorgung durch High-Speed-Komponenten* am Institut für Maschinenelemente und Systementwicklung (MSE) und am Institut für fluidtechnische Antriebe und Systeme (ifas) der RWTH Aachen ein elektro-hydraulischer Linearaktuator (EHA) für mobile Arbeitsmaschinen entwickelt. Drehzahlvariable Elektromotoren werden in Verbindung mit einer Konstantpumpe eingesetzt, um Leitungs- und Drosselverluste zu minimieren. Abbildung 1.1 zeigt das Konzept des EHA mit drehzahlvariabler Verdrängersteuerung. Durch die Anbringung des Energieversorgungssystems direkt am Verbraucher können die Leitungslängen reduziert und Rohrleitungsverluste minimiert werden.

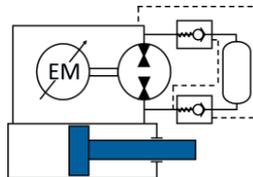


Abbildung 1.1: Prinzipskizze des elektro-hydraulischen Aktuators

Ein Hemmnis für den Einsatz von EHA auf mobilen Arbeitsmaschinen stellt die nach dem Stand der Technik bislang erzielte geringe Leistungsdichte dar. Eine Möglichkeit zur Steigerung der Leistungsdichte des Energieversorgungssystems ist die Anhebung des Drehzahlniveaus [14]. Schröter et al. [14] zeigten am Vergleich eines Standardmotors (Asynchronmotor) mit einem High-Speed-Motor (Permanentmagneterregter Synchronmotor ohne Gehäuse) gleicher Leistungsklasse, dass durch eine Anhebung der Maximaldrehzahl von 3.000 min^{-1} auf 35.000 min^{-1} die volumetrische Leistungsdichte um den Faktor 34 und die gravimetrische Leistungsdichte um den Faktor 47 gesteigert werden können. Im Rahmen dieses Beitrags erfolgt die Umsetzung des elektro-hydraulischen Aktuators beispielhaft für den Stielzylinder eines Kompaktbaggers. Abbildung 1.2 zeigt die Einbausituation des Funktionsmusters im Kompaktbagger.

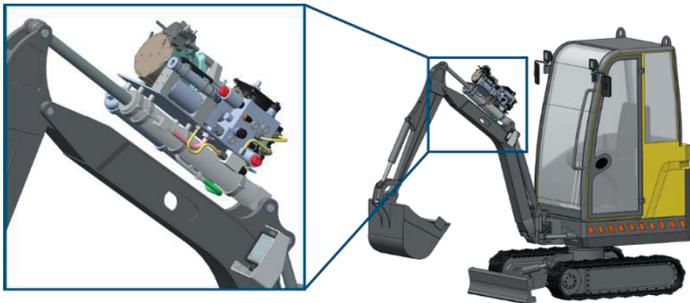


Abbildung 1.2: Einbau des Funktionsmusters im Kompaktbagger

Im Folgenden wird zunächst ein Überblick über das hydraulische System des EHA, bestehend aus Hydraulikpumpe und hydraulischer Schaltung, gegeben. In Kapitel 3 werden daraufhin zwei elektrische Antriebskonzepte, ein elektrischer Direktantrieb und ein elektro-mechanischer High-Speed-Antrieb, entwickelt und hinsichtlich Leistungsdichte und zu erwartenden Kosten einander gegenübergestellt.

2 Hydraulisches System

Das High-Speed-Energieversorgungssystem stellt die hydraulische Leistung für den EHA bereit. Die für das High-Speed-Energieversorgungssystem entwickelte Innenzahnradpumpe ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Die Pumpe ist für die hohe Antriebsdrehzahl von 10.000 min^{-1} ausgelegt. Das geometrische Verdrängervolumen beträgt ca. 4 cm^3 .

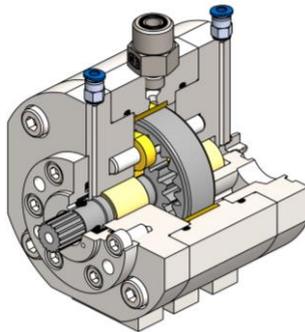


Abbildung 2.1: Funktionsmuster der High-Speed-Innenzahnradpumpe im Schnitt

Durch das angehobene Drehzahlniveau werden, gemessen an der Größe der Pumpe, hohe Volumenströme erreicht, welche zu hohen Strömungsgeschwindigkeiten innerhalb der Pumpe führen. Dies kann zu Kavitation führen [12]. Entsprechend vorhergegangenen Untersuchungen wird daher die Saugseite der Pumpe vorgespannt und ein schmales Triebwerk, bestehend aus Ritzel und Hohlräder, genutzt [12]. Um Druckverluste innerhalb des Sauganschlusses der Pumpe zu vermeiden, werden die Strömungsquerschnitte dort größer als im Förderanschluss ausgelegt. Ein Nachteil ist, dass die Pumpe somit über eine definierte Hochdruckseite (Förderanschluss) und Niederdruckseite (Sauganschluss) verfügt und dementsprechend nicht für den Reversierbetrieb ausgelegt ist. Das Umschalten zwischen beiden Zylinderkammern erfolgt somit im ersten Schritt durch Ventiltechnik. In Abbildung 2.2

ist der Schaltplan des EHA dargestellt. Die hydraulische Systemarchitektur ist auf die Anforderungen des High-Speed-Antriebs zugeschnitten. Wie bei EHA üblich, handelt es sich um ein verdrängergesteuertes System mit drehzahlvariablem Antrieb. Der Hochdruckanschluss der Pumpe kann mit zwei Schaltventilen mit den beiden Zylinderkammern verbunden werden und ist mit einem Druckbegrenzungsventil (DBV) gegen Überdruck abgesichert. Vorteil der Ventile ist, dass diese auch für den Lasthaltebetrieb genutzt werden können. Die Proportionalventile zum Niederdruck sind abhängig von der Verfahrrichtung im motorischen Betrieb vollständig geöffnet. Die Rückschlagventile dienen als Nachsaugventile. Im generatorischen Betrieb kann über die Proportionalventile die gewünschte Geschwindigkeit des Zylinders geregelt werden. Ein Speicher gleicht das aus der Zylinderstange resultierende Differenzvolumen aus.

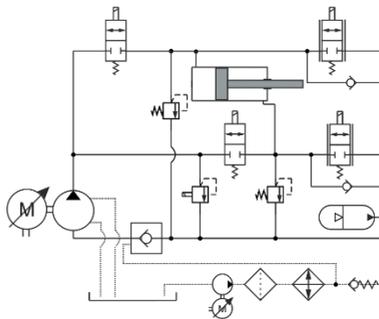


Abbildung 2.2: Schaltplan High-Speed EHA

Durch die Verwendung einer Pumpe, die für den Reversierbetrieb geeignet ist, kann auf die Ventiltechnik zum Umschalten der Zylinderkammern verzichtet und somit die Anzahl äußerer Anbauten am Zylinder reduziert werden. In einem zweiten Schritt wird daher untersucht, wie das Ausgleichsvolumen des Hydraulikzylinders minimiert und, falls erforderlich, in integraler Bauweise mit dem Hydraulikzylinder verbunden werden kann.

3 Entwicklung der Antriebskonzepte

In diesem Kapitel wird zunächst das Potential zur Steigerung der Leistungsdichte elektrischer Antriebe durch Drehzalanhebung aufgezeigt. In einem anschließenden Vergleich wird ein Direktantrieb mit einer Drehzahl von 10.000 min^{-1} einem elektro-mechanischen High-Speed-Antrieb mit einer Drehzahl von 30.000 min^{-1} in Kombination mit einem High-Speed-Getriebe mit der Übersetzung von $i = 3$ hinsichtlich erzielbarer Leistungsdichte und zu erwartenden Kosten gegenübergestellt.

3.1 Steigerung der Leistungsdichte elektrischer Maschinen durch Drehzalanhebung

Aufgrund des geringen Bauraums, der an der Arbeitsausrüstung des Kompaktbaggers zur Verfügung steht, ist das wichtigste Kriterium bei der Auswahl einer geeigneten E-Motortechnologie die erzielbare Leistungsdichte. In einem Vergleich unterschiedlicher E-Motortechnologien führte Finken et al. eine Vordimensionierung einer Gleichstrommaschine (DC), einer Induktionsmaschine (IM), einer permanentmagneterregten Synchronmaschine (PMSM) und einer Reluktanzmaschine (SRM) durch [4]. Anhand der Vordimensionierung erfolgte ein Vergleich der E-Motortechnologien hinsichtlich Leistungsdichte, Effizienz, Kosten, Zuverlässigkeit, technischer Reife und Steuerbarkeit. Aufgrund der hohen Energiedichte der Permanentmagneten erzielt die PMSM die höchste Leistungsdichte. Da kein Erregerstrom erforderlich ist, weist sie außerdem die höchste Effizienz auf, sodass die PMSM, trotz höherer Kosten aufgrund der eingesetzten Seltenen Erden als elektrischer Antrieb für den elektro-hydraulischen Aktuator ausgewählt wird [4].

Ein Ansatz zur Steigerung der Leistungsdichte elektrischer Maschinen ist die Drehzalanhebung. Formel (3.1) zeigt den Zusammenhang zwischen dem Motordrehmoment und dem Volumen des Aktivteils (Maschinenbohrungsvolumen) [5].

$$M = \sigma \cdot \pi \cdot D_{Rotor} \cdot l_{Rotor} \cdot \frac{D_{Rotor}}{2} \quad (3.1)$$

Der spezifische Drehschub σ (Tangentialkraft pro Flächeneinheit der Maschinenbohrungsoberfläche) beschreibt die elektro-magnetische Ausnutzung und ist ein technologie-charakteristischer Wert. Durch Multiplikation des spezifischen Drehschubs mit der Oberfläche des Rotors kann die auf den Rotor resultierende Tangentialkraft berechnet werden. Mit Hilfe des Hebelarms des Rotors kann das am Rotor angreifende Drehmoment berechnet werden [6] [15]. Das Volumen des Aktivteils der elektrischen Maschine kann mit Formel (3.2) bestimmt werden:

$$V_{Aktiv} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{Rotor}^2 \cdot l_{Rotor} \quad (3.2)$$

Über die Leistung der elektrischen Maschine in Formel (3.3) kann ein Zusammenhang zwischen dem erforderlichen Aktivteilvervolumen und der Motordrehzahl n in Formel (3.4) hergestellt werden [12].

$$P = M \cdot 2\pi \cdot n \quad (3.3)$$

$$V_{Aktiv} = \frac{P}{4 \cdot \pi \cdot \sigma} \cdot \frac{1}{n} \quad (3.4)$$

Abbildung 3.1 zeigt den reziproken Zusammenhang zwischen der Motordrehzahl und dem Aktivteilvervolumen elektrischer Maschinen der Leistungsklasse $P = 10 \text{ kW}$. Dargestellt sind die Verläufe für zwei typische Werte des spezifischen Drehschubs von permanentmagneterregten Synchronmaschinen ($\sigma_1 = 30 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}, \sigma_2 = 60 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$) [6] [15]. Neben der grafischen Auswertung von Formel (3.4) sind in Abbildung 3.1 beispielhaft auf dem Markt verfügbare Motoren (PMSM) eingetragen.

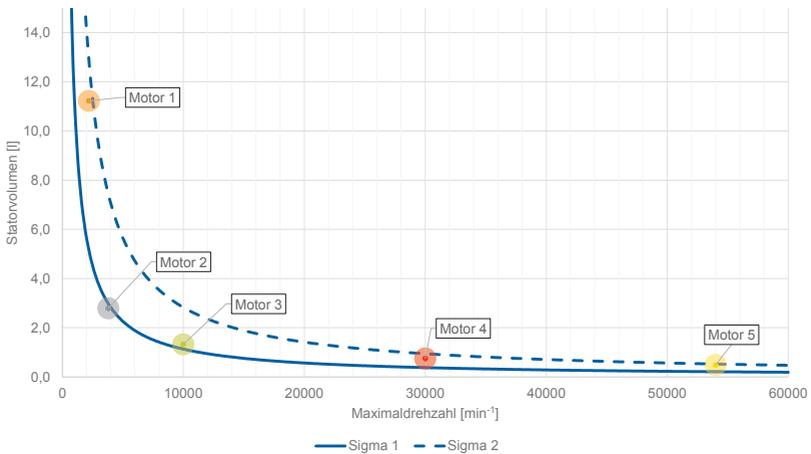


Abbildung 3.1: Zusammenhang zwischen Statorvolumen und Motordrehzahl

Abbildung 3.1 zeigt, dass das Volumen elektrischer Maschinen durch eine Anhebung der Maximaldrehzahl von 2.200 min⁻¹ auf 10.000 min⁻¹ um ca. 84 % gesenkt werden kann. Durch eine Anhebung der Maximaldrehzahl auf 30.000 min⁻¹ kann das Volumen sogar um ca. 92 % reduziert werden, was einer Steigerung der Leistungsdichte um den Faktor 12 entspricht. Anders als bei Schröter et al. [14] werden in diesem Vergleich nur permanentmagneterregte Synchronmaschinen gegenüber gestellt, weshalb der Faktor der Steigerung der volumetrischen Leistungsdichte geringer ausfällt.

Im Folgenden wird ein Vergleich zwischen Motor 3 als Direktantriebskonzept und Motor 4 als elektro-mechanischer High-Speed-Antrieb durchgeführt. Zunächst erfolgt die Entwicklung des für den High-Speed-Antrieb erforderlichen Getriebes.

3.2 Entwicklung eines High-Speed-Getriebes

Zur Anpassung der Drehzahl des Elektromotors (30.000 min^{-1}) an die niedrigere Maximaldrehzahl der Innenzahnradpumpe (10.000 min^{-1}) wird ein einstufiges Planetengetriebe mit der Übersetzung $i = 3$ verwendet. Aufgrund der Aufteilung des Kraftflusses auf mehrere Planetenräder und der Koaxialität der An- und Abtriebswelle weisen Planetengetriebe einen um ca. 60 % geringeren Bauraum und ein um ca. 50 % geringeres Gewicht als Stirnradgetriebe auf [7]. Bei einem einstufigen Planetengetriebe im Zweiwellenbetrieb können drei verschiedene Getriebearchitekturen zur Reduktion der Getriebeeingangsdrehzahl eingesetzt werden. Eine Übersicht der möglichen Getriebearchitekturen ist in Tabelle 3.1 dargestellt. Aufgrund der hohen Drehzahl wird eine Getriebearchitektur mit festem Steg gewählt. Dadurch können einerseits die Fliehkraftbelastung der Planetenlagerung reduziert und andererseits die Planschverluste infolge einer rotierenden Trägerwelle eingespart werden [15].

Tabelle 3.1: Getriebearchitekturen [12]

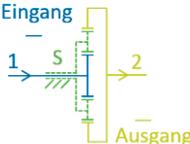
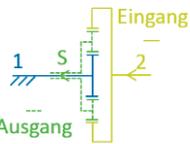
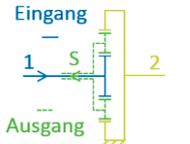
Steg fest	Sonnenwelle fest	Hohlrad fest
		
$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}$	$i_{2s} = 1 - \frac{z_1}{z_2}$	$i_{1s} = 1 - \frac{z_2}{z_1}$

Abbildung 3.2 zeigt das High-Speed Planetengetriebe und die verbauten Maschinenelemente. Auf die Auswahl und Auslegung der Maschinenelemente wird im Folgenden genauer eingegangen.

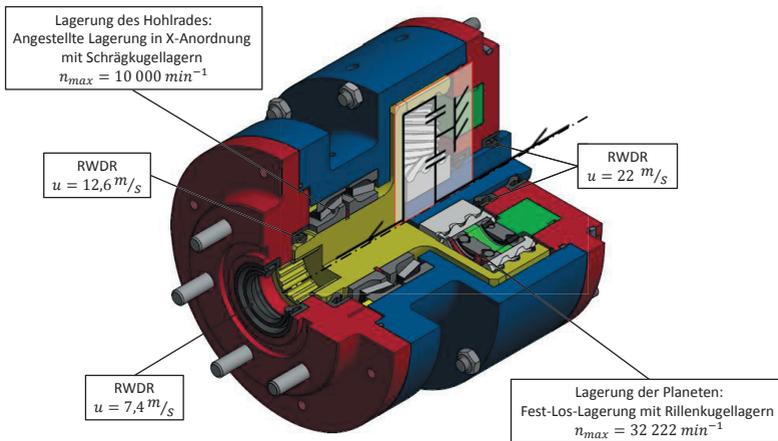


Abbildung 3.2: High-Speed-Planetengetriebe

3.2.1 Auslegung der High-Speed Verzahnung

Bei Standardgetrieben ist die Grübchenbildung infolge hoher Hertz'scher Pressungen die dominante Schadensform. Methoden zur Dimensionierung der Verzahnung orientieren sich daher in den meisten Fällen an der Berechnung der Flankentragfähigkeit [10]. Mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit der Zahnräder steigt jedoch die Relevanz der Schadensform Warmfressen. Hohe Gleitgeschwindigkeiten im Zahnkontakt führen gemäß der Newton'schen Gleichung (Formel (3.5)) zu hohen Schergefällen und damit verbunden zu hohen Temperaturen im Schmierfilm [8].

$$\tau = \eta \cdot \frac{du}{dy} \quad (3.5)$$

Hierdurch sinkt die dynamische Schmierstoffviskosität η und die Schmierfilmhöhe nimmt gemäß der elastohydrodynamischen Theorie ab. Sinkt die Schmierfilmhöhe soweit ab, dass die Rauheitsspitzen der Zahnflanken nicht

mehr voneinander getrennt werden können, kann es zu lokalen Verschweißungen kommen, die infolge der Relativgeschwindigkeit wieder getrennt werden. Sogenannte Fressschäden können entstehen [9] [11]. Um die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Fressschäden gering zu halten, werden bereits bei der Vordimensionierung der Zahnräder eine geringe Umfangsgeschwindigkeit und damit eine geringe Gleitgeschwindigkeit im Zahnkontakt angestrebt. Der Durchmesser der Zahnräder wird gerade so groß gewählt, dass die erforderlichen Drehmomente unter Einhaltung der Grenzen der Flankentragfähigkeit übertragen werden können. Das Ergebnis der Vordimensionierung der Zahnräder ist in Tabelle 3.2 dargestellt.

Tabelle 3.2: Vordimensionierung der Verzahnung

Vordimensionierung	Sonnenrad	Planetenräder	Hohlrad
Normalmodul	0,8		
Zähnezahl	29	27	85
Teilkreisdurchmesser	23,2 mm	21,6 mm	68 mm

Zur Auslegung der Zahnform erfolgt zunächst eine Optimierung der Aufteilung der Profilverschiebung. Als Zielwert der Optimierung wird eine hohe Sicherheit gegen Fressen nach der Blitztemperaturmethode [2] gewählt. Die gewählte Aufteilung der Profilverschiebung ist in Tabelle 3.3 dargestellt.

Tabelle 3.3: Ergebnis der Aufteilung der Profilverschiebung

	Sonnenrad	Planetenräder	Hohlrad
Profilverschiebungsfaktor	0,4645	0,4728	-0,2293

Im Vergleich zu einer Verzahnung ohne Profilverschiebung, die nur mit einer Zähnezahl der Planetenräder von $z_p = 28$ lauffähig ist, kann die maximal auftretende Gleitgeschwindigkeit durch Profilverschiebung um 16 % reduziert werden. In einem zweiten Schritt erfolgt eine Kopfrücknahme. Dadurch wird die Eingriffsstrecke des Zahnkontakts reduziert und so die maximal auftretende Gleitgeschwindigkeit minimiert. Der Einfluss verschiedener Kopfrücknahmen auf die maximale Gleitgeschwindigkeit im Zahnkontakt und die Sicherheit gegen Fressen nach der Blitztemperaturmethode ist in Abbildung 3.3 dargestellt.

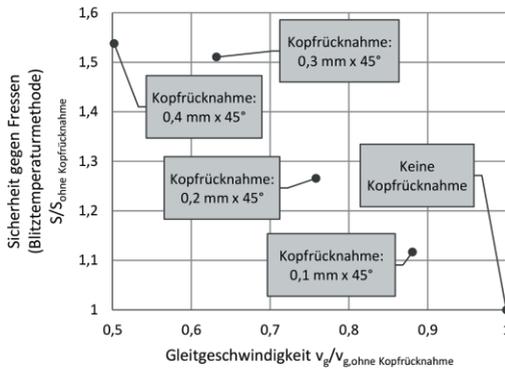


Abbildung 3.3: Einfluss der Kopfrücknahme auf die Fresstragfähigkeit

Abbildung 3.3 zeigt, dass durch die Reduktion der maximal auftretenden Gleitgeschwindigkeit die Sicherheit gegen Fressen nach der Blitztemperaturmethode gesteigert werden. Ein Nachteil der Reduktion der Eingriffsstrecke durch Kopfrücknahme ist die damit einhergehende Reduktion der Profilüberdeckung, was sich in einer sinkenden Flankenragfähigkeit und einer ungleichförmigeren Bewegungsübertragung (höhere Geräuschabstrahlung) widerspiegelt. Als Kompromiss zwischen Flanken- und Fresstragfähigkeit wird eine Kopfrücknahme von 0,2 mm x 45° gewählt. Um bei hohen Drehzahlen eine

genügende Laufruhe zu erhalten, wird die Planetengetriebestufe schrägverzahnt mit einem Schrägungswinkel von 23° ausgeführt. Für alle Zahnräder wurde der Festigkeitsnachweis nach DIN 3990 [2] erbracht.

3.2.2 Auslegung der Lagerung

Bei der Auslegung der Lagerung der Getriebewellen werden Standardkomponenten aus dem Katalog verwendet, um hohe Kosten hochdrehzahltauglicher Speziallagerungen wie Spindel- oder Keramiklager zu vermeiden. Auf eine Lagerung der Sonnenwelle wird verzichtet, da bei dem Einsatz von drei Planetenrädern keine resultierende statische Radialkraft auf das Sonnenrad wirkt. Das Sonnenrad befindet sich auf der im Elektromotor gelagerten Motorwelle. Dynamische Zusatzkräfte durch Maßabweichungen werden somit von der Lagerung der Elektromotorwelle aufgenommen.

Zur Lagerung der Hohlradwelle wird eine angestellte Lagerung in X-Anordnung mit Schrägkugellagern verwendet. Die angestellte Lagerung nimmt die aus der Schrägverzahnung resultierenden Axialkräfte auf.

Die Lagerung der Planetenräder muss einerseits ein durch die Schrägverzahnung hervorgerufenen Kippmoment aufnehmen und andererseits dem geringen Bauraum im Planetenrad gerecht werden. Nadellager erfüllen die Forderung nach einem geringen Bauraum, sind aber nicht geeignet, um das auftretende Kippmoment abzustützen. Eine angestellte Lagerung ist am besten geeignet, um das auftretende Kippmoment abzustützen, kann aber nicht in dem zur Verfügung stehenden Bauraum untergebracht werden. Als Kompromiss zwischen beiden Anforderungen wird eine Fest-Los-Lagerung mit Rillenkugellagern eingesetzt. Bei der Lagerung der Planetenräder muss darüber hinaus mit Hilfe eines erhöhten Schmiermitteldurchsatzes sichergestellt werden, dass die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl im Betrieb nicht überschritten wird. Auf die Umsetzung der Schmierung wird in Kapitel 3.2.4 näher eingegangen. Für alle Lager wurde eine erweiterte Lebensdauerberechnung nach DIN ISO 281 [1] durchgeführt.

3.2.3 Auslegung der Dichtung

Die kritischste Dichtstelle des High-Speed-Getriebes befindet sich an der Sonnenwelle. Mit einer Drehzahl von $n = 30.000 \text{ min}^{-1}$ bei einem Durchmesser von $d = 14 \text{ mm}$ wird die zulässige Umfangsgeschwindigkeit ($u_{zul.} = 11 \frac{\text{m}}{\text{s}}$) an der Dichtlippe herkömmlicher Radialwellendichtringe deutlich überschritten. Da jedoch auf den Einsatz kostspieliger, berührungsloser Dichtungen aus wirtschaftlichen Gründen verzichtet werden soll, wird auf Erkenntnisse von Schröter zurückgegriffen. Schröter nutzte bei einer Umfangsgeschwindigkeit von $u = 36,7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ einen modifizierten Radialwellendichtring (RWDR) aus Flourkautschuk (FKM). Die Modifikation des RWDR beinhaltet eine Reduktion der Dichtlippenvorspannung sowie eine Verschärfung der einzuhaltenden Rundlauftoleranz und Oberflächenbeschaffenheit [15].

3.2.4 Auslegung der Schmierung

Die höchste in der Verzahnung des Getriebes auftretende Umfangsgeschwindigkeit beträgt $u = 36,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Nach [7] wird aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeit eine Einspritzschmierung gewählt. Als Getriebeöl wird das im elektro-hydraulischen Aktuator eingesetzte Hydraulikmedium mit der Viskositätsklasse ISO VG 46 eingesetzt, um auf ein zweites Medium im EHA zu verzichten. Die Abschätzung der maximal auftretenden Verlustleistung aller Maschinenelemente ergibt eine Gesamtverlustleistung von ca. 380 W. Diese Verlustleistung kann bei einer angenommenen Temperaturdifferenz zwischen Ölvor- und Ölrücklauf von $\Delta T = 6^\circ\text{C}$ mit einem Ölvolumenstrom von ca. $1,7 \frac{1}{\text{min}}$ geführt werden. Abbildung 3.4 zeigt die Anordnung der Einspritzstellen zur Schmierung der Zahnkontakte. Die Einspritzung des Öls erfolgt am Zahnaustritt, um Quetschölverluste zu minimieren und den erhitzten Zahnkontakt abzukühlen. Zur Sicherstellung der Schmierung wird ein Einspritzen in Richtung der Schwerkraft bevorzugt. Bei Planetengetrieben ist das Einspritzen in Richtung der Schwerkraft am Zahnaustritt prinzipbedingt nicht an allen Zahnkontakten möglich. An einem Zahnkontakt werden daher

zwei Düsen, eine kleine mit 30 % des Öldurchsatzes oberhalb des Zahnkontaktes (in Richtung der Schwerkraft am Zahneintritt), und eine große mit 70 % des Öldurchsatzes unterhalb des Zahnkontaktes (entgegen der Richtung der Schwerkraft am Zahnaustritt), angeordnet.

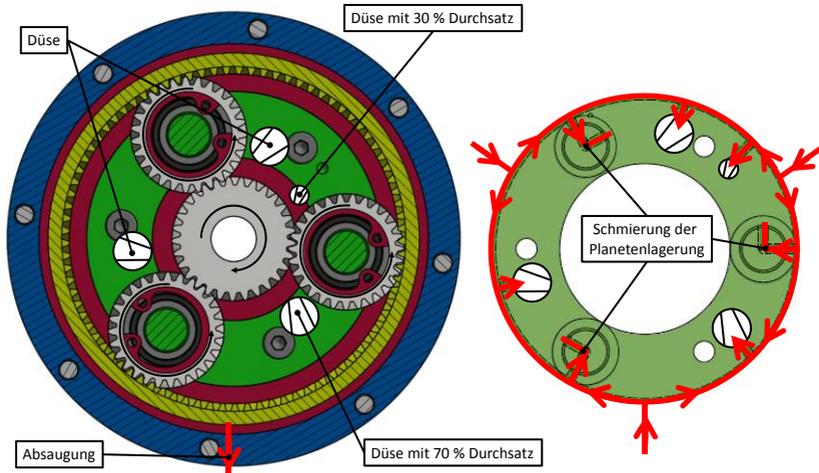


Abbildung 3.4: Einspritzstellen zur Schmierung der High-Speed-Verzahnung

Das Öl wird durch Radialbohrungen am Gehäuse zu einer Umfangsnut am Planetenträger (grün) geleitet. Im Planetenträger wird das Öl zu den vier Düsen zur Schmierung der Verzahnung sowie durch die Bolzen zur Schmierung der Planetenlagerung geführt. Die Lagerung der Hohlradwelle wird separat über eine eigene Radialbohrung im Gehäuse mit Schmiermittel versorgt. Unten im Getriebegehäuse befinden sich zwei Bohrungen durch die das Öl wieder abgesaugt wird. Zur Schmierung des Getriebes wird der Leckage-Ölvolumenstrom der High-Speed-Innenzahnradpumpe genutzt, der ca. $2 \frac{1}{\text{min}}$ beträgt. Das Öl wird durch die Nebenkreispumpe des EHA abgesaugt und dem Hydrauliksystem wieder zugeführt.

3.3 Vergleich der Antriebskonzepte

Zum Betrieb des dezentralen Energieversorgungssystems kann entweder der in Abbildung 3.1 dargestellte Direktantrieb (Motor 3) mit einer Maximaldrehzahl von $n_{max} = 10.000 \text{ min}^{-1}$ oder der High-Speed-Motor (Motor 4) mit einer Maximaldrehzahl von $n_{max} = 30.000 \text{ min}^{-1}$ in Kombination mit dem in Kapitel 3.2 entwickelten High-Speed-Getriebe eingesetzt werden. Im Folgenden wird ein Vergleich beider Konzepte hinsichtlich Leistungsdichte und zu erwartender Kosten durchgeführt. In Abbildung 3.5 sind beide Antriebskonzepte inklusiver der High-Speed-Innenzahnradpumpe dargestellt.

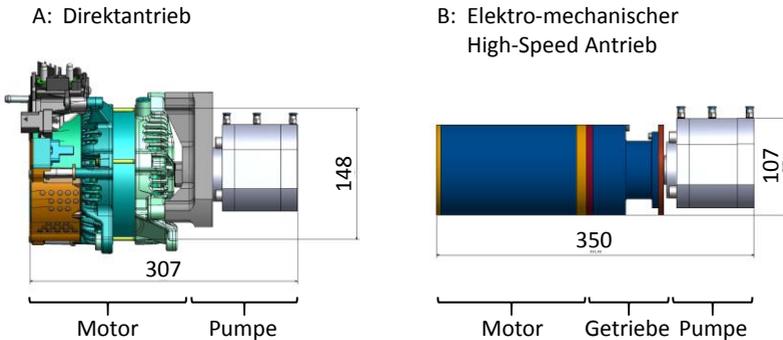


Abbildung 3.5: Vergleich der Antriebskonzepte

Die Auswertung der Leistungsdichte beider Antriebssysteme ist in Tabelle 3.4 dargestellt. Der Vergleich zeigt, dass durch den Einsatz des High-Speed-Getriebes und der damit einhergehenden Anhebung der Motordrehzahl das Volumen des elektro-hydraulischen Energieversorgungssystems von 4,2 l (A) auf 2,9 l (B) reduziert werden kann, was einer Steigerung der volumetrischen Leistungsdichte von ca. 49 % entspricht. Der Vergleich zeigt außerdem, dass keine nennenswerte Steigerung der gravimetrischen Leistungsdichte erzielt werden kann. Der größte Unterschied beider Konzepte liegt in der Aufteilung

von Länge und Durchmesser. Das High-Speed-Konzept (B) baut aufgrund des erforderlichen Getriebes etwas länger als der Direktantrieb (A), weist dafür aber einen geringeren Durchmesser auf. Da die längere, dünnere Bauform des High-Speed-Antriebs (B) eher der Bauform eines Hydraulikzylinders entspricht, bietet das Konzept das Potential eine bessere Integration im Gesamtbauraum des EHA beispielsweise durch eine Anordnung parallel oder in Reihe zum Zylinder zu ermöglichen.

Tabelle 3.4: Vergleich der Leistungsdichte der hydraulischen Energieversorgungssysteme

	Mit Direktantrieb (A)	Mit High-Speed-Antrieb (B)
Volumen in l	4,2	2,9
Volumetrische Leistungsdichte in $\frac{\text{kW}}{\text{l}}$	2,31	3,45
Masse in kg	ca. 13,8	ca. 13,8
Gravimetrische Leistungsdichte in $\frac{\text{kW}}{\text{kg}}$	0,70	0,72

Die Reduktion des Elektromotor-Volumens geht außerdem mit einer Reduktion der zur Herstellung benötigten Rohstoffmenge einher. Herstellkosten können somit insbesondere durch die Einsparung Seltener Erden reduziert werden. Die Herstellkosten eines PMSM in Serienproduktion beinhalten alleine 73 % Rohstoffkosten [9]. Die restlichen Kosten sind Zukaufteile, Maschinenkosten, Energiekosten, Instandhaltungskosten, Lohnkosten und Kapitalkosten [9]. Die Rohstoffkosten wiederum setzen sich zu 39,43 % aus Stahlkosten, zu 15,98 % aus Aluminiumkosten und zu 44,59 % aus Magnetkosten zusammen [9]. Verrechnet mit aktuellen Rohstoffpreisen [3] [16]

ergeben sich mittlere Rohstoffkosten für einen PMSM von $32,95 \frac{\text{€}}{\text{kg}}$. Eine Analyse praktisch ausgeführter Schaltgetriebe in der Baumaschinenbranche ergab relative Getriebekosten von ca. $14,25 \frac{\text{€}}{\text{kg}}$ [11]. Unter der Annahme konstanter Kosten für Zukaufteile, Maschinenkosten, Energiekosten, Instandhaltungskosten, Lohnkosten und Kapitalkosten bei der Herstellung von Elektromotoren von ca. 140 € [9] können die Kosten zur Herstellung des Direktantriebs bei einem Gewicht von 8,5 kg zu ca. 420 € abgeschätzt werden. Die Herstellkosten des High-Speed-Antriebs setzen sich aus 305 € für einen 5 kg schweren Elektromotor und 50 € für ein 3,5 kg schweres Getriebe zusammen. Damit können im hier betrachteten Beispiel durch den Einsatz des High-Speed-Getriebes die Herstellkosten um ca. 15 % reduziert werden.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Die Verdrängersteuerung hydraulischer Verbraucher mit Hilfe eines dezentralen Energieversorgungssystems bietet das Potential durch eine bedarfsgerechte Bereitstellung der hydraulischen Leistung einerseits und eine Einsparung von Rohrleitungen und damit Leitungsverlusten andererseits, die Effizienz mobiler Arbeitsmaschinen zu steigern. Im Forschungsprojekt *Dezentrale kompakte Hydraulikversorgung durch High-Speed-Komponenten* wird ein dezentrales Energieversorgungssystem zur Steuerung des Stielzylinders eines Kompaktbaggers entwickelt. Um den hohen Anforderungen hinsichtlich der Leistungsdichte gerecht zu werden, kommen High-Speed-Komponenten zum Einsatz. Im Rahmen des Papers wurden zwei mögliche elektrische Antriebskonzepte aufgezeigt, ein elektrischer Direktantrieb (A) und ein elektro-mechanischer High-Speed Antrieb (B).

Ein Vergleich beider Konzepte zeigte, dass durch den Einsatz eines High-Speed-Antriebs (B) die volumetrische Leistungsdichte des Antriebs um

ca. 49 % gesteigert und die Herstellkosten um ca. 15 % reduziert werden können. Aufgrund des geringen Durchmessers ist der High-Speed-Antrieb (B) außerdem besser für eine integrale Bauweise mit der Hydraulikpumpe und dem Hydraulikzylinder geeignet. Gelingt es, die Pumpe für den Reversierbetrieb auszulegen und bei noch höheren Drehzahlen zu betreiben (30.000 min^{-1}), sodass auf das Getriebe des High-Speed-Antriebs (B) vollständig verzichtet werden kann, ist eine weitere Steigerung der Leistungsdichte des EHA möglich.

In der nächsten Phase des Forschungsprojektes erfolgen die Untersuchung der Reduktion und Integration des Ausgleichsvolumens des Hydraulikzylinders sowie die Erprobung der beiden elektrischen Antriebskonzepte (Direktantrieb (A) und elektro-mechanischer High-Speed-Antrieb (B)). Hierbei wird ein Vergleich beider Konzepte hinsichtlich der erzielbaren Effizienz und Dynamik durchgeführt.

Danksagung

Das IGF-Vorhaben 19224 N / 1 und 19224 N / 2 der Forschungsvereinigung Forschungskuratorium Maschinenbau e. V. – FKM, Lyoner Straße 18, 60528 Frankfurt am Main wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung und -entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Literatur

- [1] DIN ISO 281, Wälzlager – Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. 2010.
- [2] DIN 3990, Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern. 1987.

- [3] Deutsche Rohstoffagentur: Preismonitor 2018. 06.2018.
- [4] Finken, T. et al.: Comparison and design of different electrical machine types regarding their applicability in hybrid electrical vehicles. Proceedings of the 2008 International Conference on Electrical Machines, Marseille, France, 2008, pp. 1-5.
- [5] Fischer, R.: Elektrische Maschinen. 17. Auflage, Hanser, 2017.
- [6] Hameyer, K.: Antriebskonzepte mobiler Arbeitsmaschinen. Präsentation, Aachen, Juli 2012.
- [7] Jacobs, G.: Maschinengestaltung – Band II. Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen University, Druck & Verlaghaus Mainz, Aachen, Deutschland, April 2013.
- [8] Jacobs, G.: Tribologie. Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen University, Druck & Verlaghaus Mainz, Aachen, Deutschland, Oktober 2015.
- [9] Kampker, A.: Elektromobilproduktion. Springer Vieweg, 2014.
- [10] Linke, H.: Stirnradverzahnung – Berechnung-Werkstoffe-Fertigung. 2. Auflage, Hanser, 2010.
- [11] Naunheimer, H.; Bersche B.; Lechner, G.: Fahrzeuggetriebe. 2. Auflage, Springer Berlin Heidelberg New York, 2007.
- [12] Pietrzyk, T.: Design study of a high speed power unit for electro hydraulic actuators (EHA) in mobile applications. 11th International Fluid Power Conference, Aachen, Germany, 19.-21.03.2018, pp. 232-245
- [13] Robert Bosch GmbH: Starter Motors and Generators. www.bosch-presse.de/presseportal/de/media/BRS_Broschuere_RZ_de.pdf, (Abrufdatum: 02.08.2018).

- [14] Schröter, J. et al.: Development of High Speed Electrical Drives for Mobile Machinery – Challenges and Potential Solutions. 9th International Fluid Power Conference, Aachen, 24.-26.03.2014, pp. 416-427.
- [15] Schröter, J.: Schnell drehende elektrisch-mechanische Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Dissertation, Aachen, Deutschland, Oktober 2017.
- [16] Stahlpreise: Stahlpreis Warmband –US-Kontrakt. eee.stahlpreise.eu, (Abrufdatum: 02.08.2018).
- [17] Williamson, C.; Zimmerman, J.; Ivantysynova, M.: Efficiency Study of an Excavator Hydraulic System Based on Displacement-Controlled Actuators. Fluid Power and Motion Control FPMC 2008, pp. 291-307.

Notizen

Hybridisierung einer Verbrennungskraftmaschine zur Emissionsreduktion

Felix Pult¹, Danilo Engelmann² und Marcus Geimer¹

1 Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima), KIT, Karlsruhe, Deutschland

E-Mail: felix.pult@kit.edu; Tel.: (+49)721 608 41848

E-Mail: marcus.geimer@kit.edu; Tel.: (+49)721 608 48601

2 Labor für Verbrennungsmotoren und Abgastechnik (afhb), BFH-TI, Bern, Schweiz

E-Mail: danilo.engelmann@bfh.ch; Tel.: (+41)323 216 680

Kurzfassung

Dieser Beitrag untersucht eine Möglichkeit zur Reduktion der transienten Emissionen bei Verbrennungsmotoren am Beispiel von Dieselmotoren für mobile Arbeitsmaschinen. Dabei wird der Verbrennungsmotor während transienter Betriebsphasen durch ein Hybridmodul entlastet. Es werden sowohl ein Vorgehen zur Ermittlung des nötigen Energieinhaltes und der Größe des Speichers, als auch mögliche Topologien des Hybridmoduls präsentiert. Außerdem wird für einen Beispielmotor auf Basis von Messdaten der Zusammenhang zwischen der Zeitkonstante des Luftpfads, der Speichergröße des Hybridmoduls und der Reduktion der transienten Emissionen ermittelt.

Schlagnworte: Phlegmatisierung, Rohemissionen, Hybridmodul, Verbrennungsmotor, Turbodieselmotor

1 Einleitung

Aufgeladene Dieselmotoren sind in der Lage, eine höhere spezifische Arbeit abzugeben als selbstansaugende Dieselmotoren. Abbildung 1.1 zeigt den Luftpfad eines solchen Motors. Turbolader gelten für die Aufladung als etabliert. Ihr besonderer Vorteil ist, dass sie für ihren Betrieb keine zusätzliche externe Energie benötigen. Stattdessen nutzen Turbolader die im Abgas enthaltene Energie über eine Turbine, die über eine Welle einen Verdichter antreibt, der die Aufladung der Zylinder bewerkstelligt.

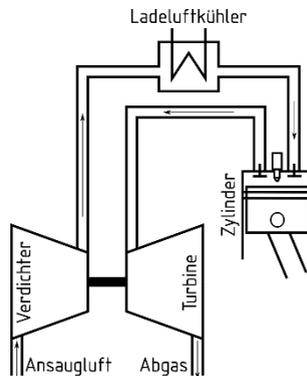


Abbildung 1.1: Schema eines aufgeladenen Dieselmotors

Die bereitgestellte Menge der Frischluft ist also direkt mit dem aus den Zylindern ausströmenden Abgasmassenstrom gekoppelt. Dies hat im transienten Betrieb Auswirkungen auf das Verhalten des Motors, z.B. bei schnellen Lastsprüngen. Wird ein hohes Drehmoment schnell abgefordert, muss eine größere Menge an Diesel in den Brennraum eingespritzt werden. Für eine größere Dieselmenge wird jedoch auch eine höhere Luftmenge benötigt, da sonst hohe Emissionen entstehen. Der Turbolader kann wiederum die benötigte Luftmenge nicht sofort zur Verfügung stellen, da noch nicht genug

Abgasmassenstrom zur Verfügung steht. Als Folge entstehen hohe Emissionen über mehrere Zyklen des Motors hinweg. Hierbei können gegenüber stationärem Betrieb sowohl für Stickoxide (NO_x) um circa 400 % als auch für Partikel um über 1.000 % erhöhte Emissionen auftreten [1] [2]. Dies kann solange beobachtet werden, bis der steigende Abgasmassenstrom den Turbolader beschleunigt hat und dieser somit ausreichend Frischluft zur Verfügung stellt. Der Luftpfad des Motors, genauer das transiente Verhalten des Turboladers, ist beim transienten Emissionsverhalten die bestimmende Zeitkonstante [3]. Daher wurden viele Möglichkeiten untersucht, die das transiente Verhalten von Turboladern verbessern (vgl. Abbildung 1.2).

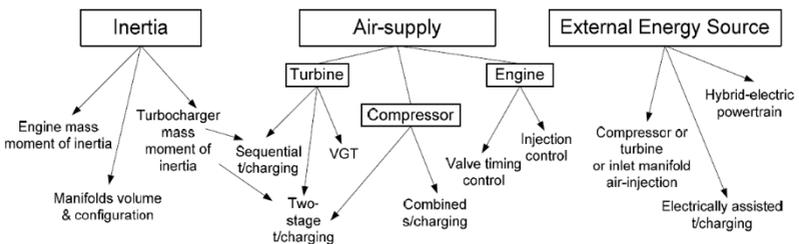


Abbildung 1.2: Möglichkeiten, das transiente Verhalten von aufgeladenen Motoren zu verbessern [3]

Als sehr effektiv zeigt sich die Verringerung der trägen Massen, z.B. bei mehrstufiger Aufladung. Diese benötigt jedoch Platz und erzeugt hohe Kosten. Die Anpassung der Einspritzmenge an die Luftversorgung, indem diese im transienten Fall begrenzt wird, um Emissionen zu vermeiden, verschlechtert die Maschinendynamik. Der Einsatz von elektrischer oder anderer externer Energie zur Unterstützung des Turboladers entspräche dem einer mechanischen Aufladung, aber mit variabler Übersetzung. Trotzdem ist durch den Verlust an Nutzarbeit und Wandlungsverluste ein steigender Verbrauch zu erwarten.

In diesem Projekt soll durch die Verbindung von Turbodieselmotor (im Folgenden Verbrennungskraftmotor oder VKM genannt) und einem kompakten, direkt am VKM befindlichen Hybridmodul ein neuer Weg beschritten werden. Die Vorteile eines motornahen und kompakten Hybridmoduls liegen darin, dass das Hybridmodul die Betriebspunkte des VKM gut beeinflussen kann und VKM und Hybridmodul als Einheit auftreten. Damit kann es innerhalb der NRTC-Typenzulassung als *Emissionsminderungsstrategie* für ein einfacheres Erreichen der Emissionsziele sorgen [4].

Abbildung 1.3 beschreibt die Funktionsweise des Hybridsystems. Bei positiven Lastsprüngen (Bereich I) soll der VKM (M_{Diesel}) entsprechend der Zeitkonstante des Luftpfads (T_{LP}) das geforderte Drehmoment (M_{gef}) aufbauen. Das fehlende Differenzmoment muss das Hybridmodul (M_{Hybrid}) bereitstellen. Die Ladung des Hybridmoduls erfolgt bei Rückkehr zur Teillast (Bereich II), als Lastpunkterhöhung. Durch eine geeignete Betriebsstrategie und somit durch stets passende Luftverhältnisse sollen im Folgenden die Emissionen gegenüber konventionellen VKM und später eventuell die Verbräuche gegenüber VKM mit unterstützten Turboladern verringert werden, da die Betriebsstrategie den Speicher während Bereich II in Kennfeldzonen geringeren spezifischen Verbrauchs laden soll. Bei dieser neuen Methode handelt es sich um eine Phlegmatisierung, die sich durch einen geringen Phlegmatisierungsgrad nach [5] auszeichnet. Es werden T_{LP} von 0,5 bis 5 s erwartet.

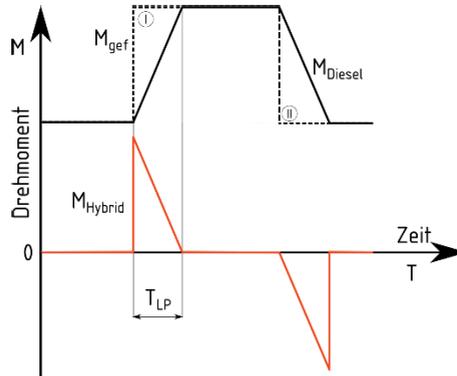


Abbildung 1.3: Funktionsprinzip des Hybrids

2 Hybridmodul

Das Ziel der Untersuchungen in dieser Arbeit ist es, einen Zusammenhang zwischen T_{LP} , der Größe des Hybridmoduls und der durch die Phlegmatisierung des VKM bewirkten Reduktion der Emissionen herzustellen. Dabei hat T_{LP} zusammen mit der Höhe des Lastsprungs direkten Einfluss auf die Energie des Speichers, die dieser zur Phlegmatisierung bereitstellen muss. Diese Energie bestimmt letztendlich die Größe des Hybridmoduls.

Für die Untersuchung stehen die Messdaten des von [1] durchgeführten Lastsprungs in Abbildung 2.1 zur Verfügung, die den Verlauf von Einspritzmenge m_d , Pedalsignal und Partikelemissionen ρ_p bzw. NO_x -Emissionen ρ_n bei einer konstanten Drehzahl $n_{VKM} = 2.000 \text{ U/min}$ zeigen. Für die Messungen wurde ein V8-Diesel mit 6,0l Hubraum und Turboaufladung verwendet [1].

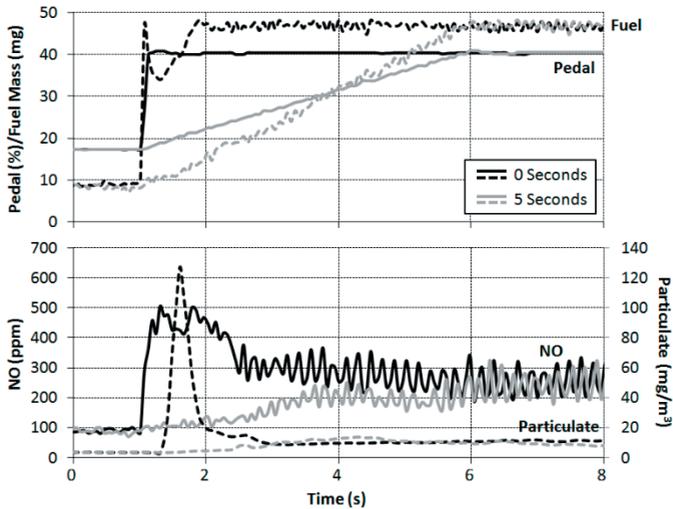


Abbildung 2.1: Messung von Einspritzmenge, Emissionen und Pedalsignal bei konstanten Hochlaufzeiten $T_{LP} = 0$ s und $T_{LP} = 5$ s des VKM für einen Lastsprung [1]

2.1 Energieinhalt des Hybridmodulspeichers

Da die Messdaten nur für $T_{LP0} = 0$ s und 5 s zur Verfügung stehen, müssen die Messdaten für T_{LP} im Intervall von 0,5 s mit [6] für das weitere Vorgehen interpoliert werden. Bei den Messdaten des Pedalsignals und der Einspritzmenge wird nur der Winkel der Rampe verändert. Für die folgende Interpolation der Emissionen werden nur die Partikelemissionen genutzt, da sich diese bei den luftarmen Bedingungen während transientser Zustände verstärkt bilden, wie Abbildung 2.1 und [7] verdeutlichen.

Die Messungen von [6] zeigen, dass sich der qualitative Verlauf der Partikelemissionen für verschiedene Hochlaufzeiten nicht verändert. Daher wurden zunächst die maximalen Werte der Partikelemissionen $\max \rho_p$ für $T_{LP} = 0$ s bis $T_{LP} = 5$ s interpoliert. Das Ergebnis zeigt Abbildung 2.2.

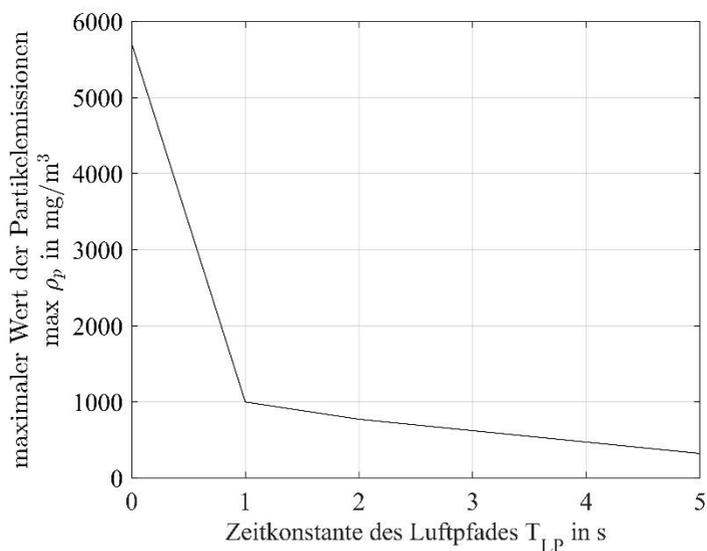


Abbildung 2.2: Maximalwerte der Partikelemissionen $\max \rho_p$ für verschiedene T_{LP} nach [6]

Um die Daten aus Abbildung 2.2 auf jeden VKM anwenden zu können, wird nur das Verhältnis vom Maximalwert für $T_{LP} = 0$ s zu dem des jeweils betrachteten T_{LP} verwendet. Der ausgeprägte Knick bei $T_{LP} = 1$ s in der Kurve ist auf die verzögerte Turboladerbeschleunigung zurückzuführen.

Für die Interpolation der Partikelemissionen ρ_p ist zunächst der zu interpolierende Bereich zu wählen. Dieser befindet sich zwischen $t = 1$ s und 3 s, wo sich die Partikelverläufe von $T_{LP} = 0$ s und $T_{LP} = 5$ s aufteilen. Im Anschluss wird der qualitative Verlauf der Partikelemissionen für $T_{LP} = 0$ s aus Abbildung 2.1 für jede T_{LP} mit den Werten aus Abbildung 2.2 herunterskaliert. Dadurch ergeben sich die Partikelverläufe in Abbildung 2.3. Bei einem Vergleich mit [2] und [8] zeigte sich, dass die Interpolation bezüglich der Absolutwerte gute Ergebnisse liefert. Der zeitliche Verlauf stimmt nicht überein. Dies ist aber wegen der im Folgenden durchgeführten Integration nicht relevant.

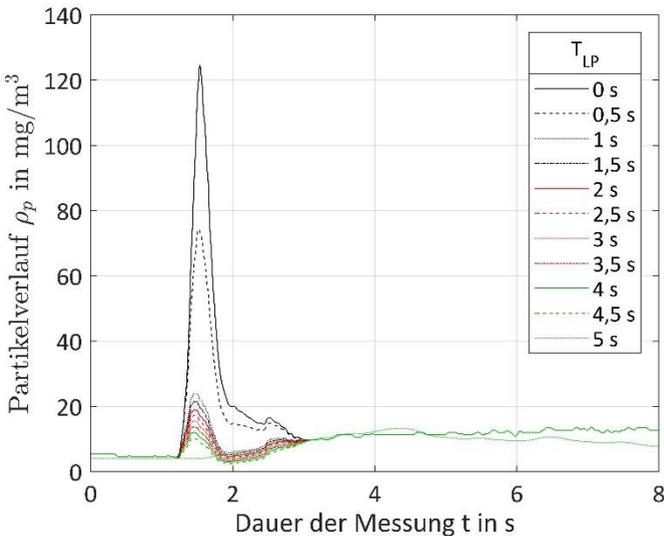


Abbildung 2.3: Interpolierte Partikelverläufe ρ_p auf Basis von [1] und [6]

Zur Ermittlung des nötigen Speicher-Energieinhaltes E_{Sp} wird für jede T_{LP} für Einspritzmenge Δm_d und Partikelemissionen $\Delta \rho_p$ die Differenz vom konventionellen VKM ($T_{LP} = 0$ s) und phlegmatisierten VKM ($T_{LP} = 0,5$ bis 5 s) gebildet. Mit der Differenz und dem Diesel-Heizwert H_i berechnet sich E_{Sp} für alle T_{LP} mit (2.1). Der Wirkungsgrad des VKM η_{VKM} wird berücksichtigt, der des Hybridsystems η_{Hyb} erst nach der Vorauslegung des Speichers in Abschnitt 3.2. Gleichung (2.2) ermittelt die Reduktion der transienten Partikelemissionen $\Delta \rho_{p,tra}$ für jede T_{LP} . Das Ergebnis zeigt Abbildung 2.4, der Knick resultiert wie oben aus der verzögerten Turboladerbeschleunigung.

$$E_{Sp} = \int_{t_0}^{t_{end}} \Delta m_d \cdot H_i \cdot \eta_{VKM} dt \quad (2.1)$$

$$\Delta \rho_{p,tra} = \frac{\int_{t_0}^{t_{end}} \Delta \rho_p dt}{\int_{0s}^{t_{end}} (\rho_{p_0} - \rho_{p_5}) dt} \quad (2.2)$$

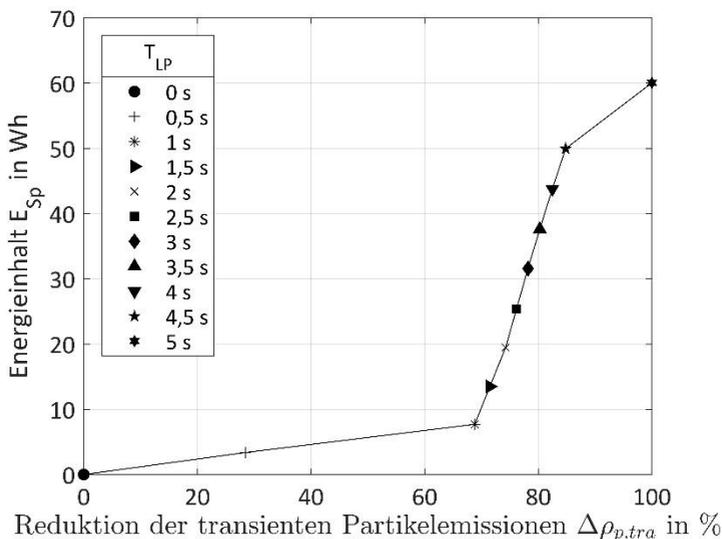


Abbildung 2.4: Zusammenhang zwischen T_{LP} , der Reduktion der transienten Partikelemissionen und dem Energieinhalt des Speichers

2.2 Energiespeicher

Nachdem aus dem vorigen Abschnitt der nötige Energieinhalt des Speichers für den betrachteten Lastsprung hervorgeht, dient der folgende dazu, die Speicherart auszuwählen. Es fand eine Untersuchung von mechanischen, elektrischen und hydraulischen Energiespeichern statt, die aktuell serienreif einsetzbar sind. Weiter können die elektrischen Speicher in Batterien und Doppelschichtkondensatoren, sowie die hydraulischen Speicher in Kolben-, Blasen- und Membranspeicher aufgedgliedert werden. Bei den mechanischen Speichern handelt es sich um Schwungradspeicher. [9]

Diese Energiespeicher lassen sich in Abhängigkeit ihrer Leistungs- und Energiedichte in einem sogenannten Ragone-Diagramm vergleichen. Ein solches Ragone-Diagramm, hier speziell für Energiespeicher in Hybridfahrzeugen,

zeigt Abbildung 2.5. Außerdem kann die Zykluszeit eines Speichers durch die diagonalen Linien, den sogenannten Isochronen, dargestellt werden.

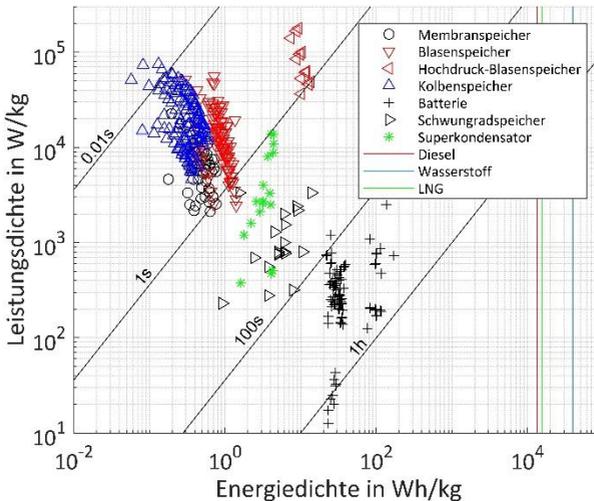


Abbildung 2.5: Ragone-Diagramm

Abbildung 2.4 zeigt, dass eine Reduktion der Emissionen um 70 % bereits bei $T_{LP} = 1$ s möglich ist. Dafür ist ein Energieinhalt des Speichers von etwa $E_{Sp} = 7,7$ Wh nötig. Maximal wird eine $T_{LP} = 5$ s nötig. Der Energiespeicher muss also eine geringe Energiemenge in einer sehr kurzen Zeitspanne bereitstellen. Dafür eignen sich vor allem Superkondensatoren, Membranspeicher, Blasenspeicher und Hochdruck-Blasenspeicher, wie Abbildung 2.5 zeigt. Auch wenn in Zukunft wahrscheinlich elektrische Hybridsysteme vermehrt vertreten sein werden, haben Hydraulikspeicher aktuell noch einige Vorteile gegenüber den Superkondensatoren. Denn ihre Robustheit bei schweren Einsätzen in mobilen Arbeitsmaschinen ist höher und das Know-How im Umgang vorhanden. Außerdem ist der Systemaufbau schnell amortisierbar [10]. Deswegen fällt die Entscheidung gegen die Superkondensatoren und gegen die

Hochdruckblasenspeicher, da deren Drücke für Mobilanwendungen zu hoch sind, und stattdessen für die Blasenspeicher und Membranspeicher.

2.3 Hybridmodul-Konzept

Mit der Wahl von Blasen- oder Membranspeicher als Energiespeicher in Abschnitt 2.2 steht auch der zu verwendende Energiewandler fest. Zur Anwendung kommt eine Hydraulikeinheit. In den vorliegenden Konzepten, die in Abbildung 2.6 einzusehen sind, befindet sich das Hybridmodul aufgrund der in Abschnitt 1 erläuterten Gründe motornah zwischen VKM und Antriebsstrang.

Das Hybridmodul 1 in Abbildung 2.6 links zeichnet sich durch einen einfachen Aufbau aus, da die Hydraulikeinheit direkt an der Kurbelwelle angeflanscht wird. Aufgrund des kleinen T_{LP} und des dadurch niedrigen nötigen Energieinhalts des Speichers kann es kompakt bleiben und benötigt daher nur wenig Bauraum. Eine endgültige Bauraumabschätzung befindet sich am Ende der Auslegung in Kapitel 3.2. Statt eines Ventils, das den Druck an der Pumpe regelt, wird das zur Phlegmatisierung nötige Drehmoment durch das einstellbare Schluckvolumen der Einheit geregelt. Wird der VKM nicht phlegmatisiert, verschwenkt die Pumpe in die Nulllage, dreht aber immer mit der Drehzahl des VKM mit und erzeugt dadurch Verlustleistung. Außerdem ist die Hydraulikeinheit für das komplette Drehzahlband des VKM auszulegen.

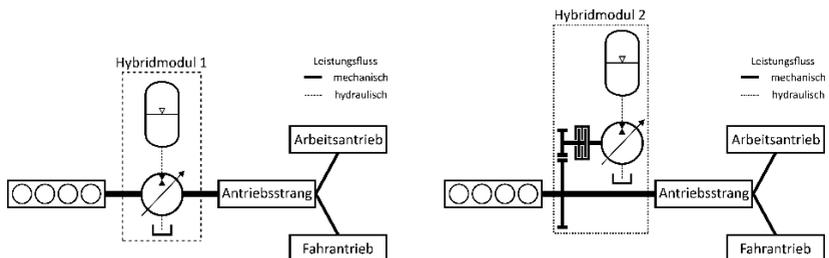


Abbildung 2.6: Hybridmodul-Konzepte

Um die Nachteile von Hybridmodul 1 zu kompensieren, wurde Hybridmodul 2 entwickelt (vgl. Abbildung 2.6 rechts). Hier wird die Hydraulikeinheit über ein Stirnradgetriebe mit einer festen Übersetzung und einer schnell schaltbaren Lamellenkupplung in den Antriebsstrang integriert. Dadurch kann diese aufgrund der Übersetzung kleiner ausfallen, ihr Volumenstrombedarf sinkt und damit auch die Speichergröße. Außerdem liegt die Hydraulikeinheit in Hybridmodul 2 nicht im direkten Leistungsfluss zwischen VKM und Antriebsstrang und läuft daher durch das Schließen der Lamellenkupplung nur während der Phlegmatisierung mit. Dies steigert den Wirkungsgrad wegen der wegfallenden volumetrischen Verluste während des nicht-transienten Motorbetriebes.

Trotz der Vorteile von Hybridmodul 2 nutzen die folgenden Überlegungen die Topologie von Hybridmodul 1. Denn bei diesem Modul ist keine Übersetzung von Drehzahl oder Drehmoment vorhanden, wodurch die Einflüsse des Hybridmoduls auf die Reduktion der Emissionen besser zu berücksichtigen sind. Außerdem ist davon auszugehen, dass Hydraulikspeicher und -pumpe bei Hybridmodul 2 kleiner ausfallen und sich dadurch bei gleicher Reduktion der Emissionen günstiger auf Kosten und Bauraum auswirken.

3 Zusammenhang zwischen T_{LP} , Speichergröße und reduzierter Emissionsbelastung

Mit dem Wissen um den nötigen Energieinhalt des Speichers und dem zu verwendenden Hybridmodul kann in diesem Abschnitt der Zusammenhang zwischen T_{LP} , der Größe des Hybridmoduls und der durch die Phlegmatisierung des VKM bewirkten Reduktion der Emissionen hergestellt werden. Die Auslegung des Speichers des Hybridmoduls findet dabei unter Berücksichtigung des Energieinhaltes aus Abschnitt 2.1 und dem zu erstellenden speicher- und zustandsspezifischen p-V-Diagramm statt. Zunächst wird mit der Vorauslegung auf Basis des Energieinhaltes ein Anhaltspunkt geschaffen, um das

p-V-Diagramm aufzustellen und auf dessen Grundlage die finale Auslegung durchführen zu können.

3.1 Vorauslegung des Hydraulikspeichers

Ein Vorgehen für die Auslegung anhand des Energieinhaltes E_{Sp} aus Abschnitt 2.1 gibt Abbildung 3.1 links an, wobei der Bedarf den Energieinhalt beschreibt [11]. Aus Datenblättern von Herstellern für Hydraulikspeicher wird der Speicher mit dem kleinstmöglichen effektiven Gasvolumen V_0 und dessen maximalem Betriebsdruck p_3 gewählt. Als Energieträger wird ein ideales Gas gewählt, das ein adiabates Verhalten aufweist, da Gasladung- und entladung in einem Zeitraum von unter $T_{LP} = 5$ s stattfinden. In der Auslegungsprozedur werden V_0 und ein Vorfülldruck p_0 gesucht, die mit p_3 , dem erforderlichen Energieinhalt $E_{Sp} = W_{12erf}$ und weiteren Betriebsparametern im zulässigen Bereich liegen müssen. Dieser ist Abbildung 3.1 rechts zu entnehmen. Die Prozedur wird iterativ durchgeführt, bis beide Restriktionskurven erfüllt sind. Dann steht die richtige Speichergröße V_0 fest, wobei die Druckniveaus noch zu bestimmen sind. Der Vorfülldruck p_0 ist möglichst klein zu wählen, da dem Speicher dann mehr Energie zur Verfügung steht. Allerdings darf p_0 nicht unter den zulässigen Druck $p_{0,zul}$ fallen.

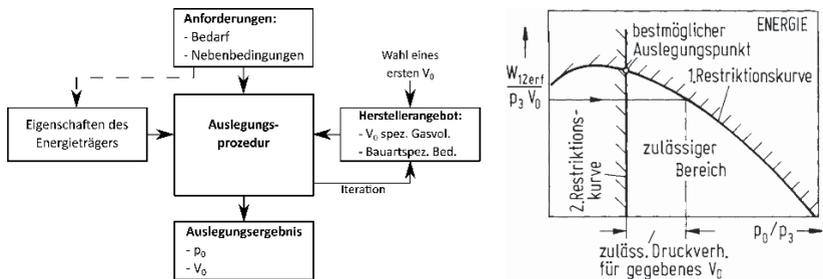


Abbildung 3.1: Speicherauslegung auf Basis des Energieinhaltes E_{Sp} nach [11]

3.2 Finale Auslegung des Hybridmoduls

Nach der Vorauslegung des Speichers nach [11] steht eine Speichergröße für jede T_{LP} fest, allerdings sind einerseits die Wirkungsgrade des Hybridmoduls noch nicht berücksichtigt und andererseits konnte bisher nicht überprüft werden, ob das Speichervolumen für den bei der Phlegmatisierung des VKM entstehenden Volumenstrom ausreicht und der Speicherdruck nicht unter den zulässigen Vorfülldruck fällt. Um die Wirkungsgrade und das p-V-Diagramm der Zustandsgrößen ermitteln zu können, ist als Grundlage der Berechnungen V_0 als bekannt vorauszusetzen. Da dieses in der Vorauslegung berechnet wurde, können Wirkungsgrade und p-V-Diagramm nun berücksichtigt werden und auf dieser Grundlage die finale Speicherauslegung durchgeführt werden.

Zunächst ist für den entstehenden Volumenstrom Q und damit für alle weiteren Berechnungen die Größe der Hydraulikeinheit entscheidend. Dafür wird das maximale Drehmoment des VKM der Messung aus dessen Drehmomentkennfeld für die während der Messung konstant gehaltene Drehzahl von $n_{VKM} = 2000$ U/min ermittelt. Dabei soll das für diese Drehzahl maximale Drehmoment berücksichtigt werden, um eine komplette Entlastung des VKM durch das Hybridmodul sicher zu stellen. Das maximal geforderte Drehmoment an das Hybridmodul beträgt demnach $M_{PM,max} = 759$ Nm. Weil die Hydraulikeinheit als Pumpe und als Motor arbeiten und bei transienten Ereignissen schnell reagieren soll, muss sie schnelle Verschwenkzeiten aufweisen.

Auf Basis dieser Anforderungen fällt die Wahl auf die Axialkolben-Schrägscheibenpumpe A11VO der Baureihe 41 von Bosch Rexroth mit einem Schluckvolumen von $V_g = 145$ cm³. Da im verwendeten Hybridmodul in Abbildung 2.6 links kein Ventil angeordnet ist, muss die Hydraulikeinheit das Schluckvolumen mit (3.1) so anpassen, dass für den aus dem Speicher bereitgestellten Druck p_{Sp} immer das benötigte Drehmoment M_{PM} erzeugt wird. Es handelt sich hier also um eine druckregelte Hydraulikeinheit.

$$V_g = \frac{M_{PM} \cdot 2 \cdot \pi}{p_{Sp} \cdot \rho_{Tank}} \quad (3.1)$$

$$V_2 = \sqrt[\kappa]{\frac{p_0}{p_2}} \cdot V_0 \quad (3.2)$$

$$p_1 = p_2 \cdot \left(1 - \frac{\Delta V}{V_2}\right)^{-\kappa} \quad (3.3)$$

$$V_1 = V_2 - \Delta V \quad (3.4)$$

Mit dem Schluckvolumen der Hydraulikeinheit und der Drehzahl des VKM kann der Volumenstrom $Q = V_g \cdot n_{VKM}$ und daraus die Volumenänderung $\Delta V = Q \cdot dt$ im Speicher ermittelt werden. Sowohl ΔV als auch Druck p_2 und Volumen V_2 aus dem Anfangszustand bilden zusammen mit (3.2), (3.3) und (3.4) die Berechnungsgrundlage für Druck p_1 und Volumen V_1 des Endzustandes des Speichers. Damit lässt sich das p-V-Diagramm iterativ für jeden Zeitschritt und jede T_{LP} erstellen.

Mithilfe der ermittelten Volumenströme, Drücke und Schluckvolumina der hydraulischen Komponenten lässt sich der Wirkungsgrad des Hydraulikmoduls, wie in Abschnitt 2.1 angekündigt, berechnen. Der nötige Energieinhalt $E_{Sp,m}$, der alle Wirkungsgrade berücksichtigt, wird mit (3.5) ermittelt.

Der Wirkungsgrad der oben gewählten Hydraulikeinheit η_{PM} basiert auf einem gemessenen Kennfeld von [12]. Mit den Eingangswerten von Drehzahl n_{VKM} und Differenzdruck Δp der Hydraulikeinheit lässt sich der Wirkungsgrad aus dem Kennfeld herauslesen.

Für den Speicher ermittelt sich der Wirkungsgrad nur auf Basis der Verluste des Strömungswiderstandes beim Be- bzw. Entladen. Denn aufgrund der angenommenen adiabaten Zustandsänderung entstehen keine thermischen Verluste während des Füllens oder Entleerens des Speichers. Daher wird mithilfe der Blendengleichung nach [13] und den Durchmessern der einzelnen Speicherauslässe der Wirkungsgrad des Speichers mit (3.6) ermittelt.

Der Wirkungsgrad des Ventils berechnet sich analog zu dem des Speichers, wird hier aber nicht berücksichtigt, da im Hybridmodul aufgrund der Verstell-einheit kein Ventil nötig ist.

$$E_{Sp,\eta} = \int P_{abhydr,PM} dt \cdot \frac{1}{\eta_{hyb}} = \frac{E_{abhydr,Motor}}{\eta_{hyb}} = \frac{E_{Sp}}{\eta_{Sp} \cdot \eta_{Ven} \cdot \eta_{PM}} \quad (3.5)$$

$$\eta_{Sp} = 1 - \frac{P_{VerlustSp}}{P_{Sp}} \quad (3.6)$$

$$V_1 \geq V_0, p_1 \leq p_{0zul} \quad (3.7)$$

Durch die Berücksichtigung der Wirkungsgrade steigt der nötige Energieinhalt $E_{Sp,\eta}$ für die finale Auslegung des Hybridmoduls im Vergleich zum in Abschnitt 2.1 ermittelten E_{Sp} leicht an. Dadurch werden unter Umständen größere Speicher nötig. Dies wird in der finalen Auslegung berücksichtigt.

Der zweite Schritt der finalen Hybridmodulsauslegung überprüft abschließend, ob das Speichervolumen für den nötigen Volumenstrom ausreicht und ob der Druck im Speicher nicht unter den zulässigen Druck abfällt. Dafür wird für jede T_{LP} und den zunächst kleinstmöglichen Speicher aus der Vorauslegung das p-V-Diagramm über die gesamte Zeit der interpolierten Messdaten erstellt. Dabei werden die Wirkungsgrade von VKM und Hybridmodul berücksichtigt. Mithilfe des p-V-Diagramms werden dann die beiden Abbruchkriterien aus (3.7) überprüft. Sollte ein Kriterium zutreffen, ist der untersuchte Speicher nicht anwendbar und der nächstgrößere aus den vorliegenden Datenblättern wird auf gleiche Art und Weise untersucht.

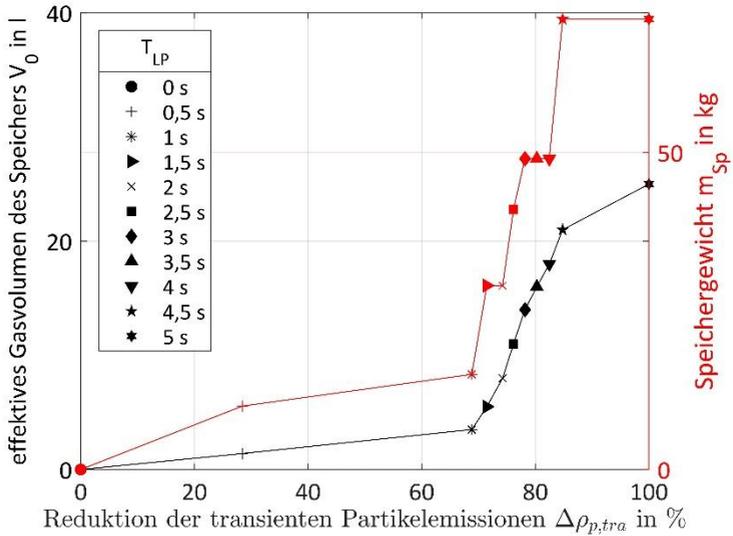


Abbildung 3.2: Zusammenhang zwischen T_{LP} , Speichergröße und Reduktion der Emissionen

Das Ergebnis der Speicherauslegung für die einzelnen T_{LP} zeigt Abbildung 3.2. Hier sind das nötige effektive Gasvolumen V_0 und das Gewicht des dazugehörigen Hydraulikspeichers über der Reduktion der transienten Partikelemissionen $\Delta\rho_{p,tra}$ aufgetragen. Es wurde somit der gesuchte Zusammenhang für den untersuchten VKM gefunden. Abbildung 3.2 zeigt, dass ab dem Knick bei $T_{LP} = 1$ s über zwei Drittel der transienten Emissionen reduziert werden können. Denn nach 1 Sekunde ist der Turbolader in der Lage, genug Energie aus dem Abgasstrom zu generieren, und hat seine Trägheit überwunden. Dadurch kann er ausreichend Luft für eine gute Verbrennung in den Brennraum fördern. Für das Hybridmodul wird daher ein V_0 von 3,5 l gewählt. Damit ergibt sich für einen Blasenspeicher ein Bauraum von $0,15 \times 0,15 \times 0,6 \text{ m}^3$ und für die Hydraulikeinheit von $0,4 \times 0,3 \times 0,3 \text{ m}^3$. Für die Reduktion der transien-

ten Emissionen über 70 % hinaus wäre ein deutlich größerer Hydraulikspeicher zu wählen. Dadurch stiegen Bauraum und Gewicht des Hybridmoduls stark an.

4 Zusammenfassung

Dieser Beitrag gibt den Ausblick auf eine neue Methode, die transienten Rohemissionen eines Verbrennungskraftmotors (VKM) zu reduzieren. Diese nennt sich Phlegmatisierung, wobei ein geringer Phlegmatisierungsgrad gewählt wurde. Die Phlegmatisierung nutzt ein kompaktes Hybridmodul zur kurzzeitigen Entlastung des VKM. Nach der Berechnung des nötigen Energieinhaltes für einen bestimmten Lastsprung aus Messdaten folgten die Präsentation eines möglichen Hybridmoduls und die Auswahl der Energiespeicherungsart. Mithilfe dieses Wissens wurde für den betrachteten VKM der Zusammenhang zwischen der Zeitkonstante des Luftpfades T_{LP} , der Größe des Hydraulikspeichers und der Reduktion der transienten Emissionen ermittelt. Dies ist gleichzeitig die Auslegung des Hybridmoduls.

Das Ergebnis der Auslegung ist ein Hybridmodul, das das System für eine Zeitkonstante des Luftpfades von $T_{LP} = 1$ s mit der nötigen Leistung versorgen kann. Damit liegt T_{LP} im erwarteten Bereich. Für die Phlegmatisierung ist demnach ein Hydraulikspeicher mit dem effektiven Gasvolumen $V_0 = 3,5$ l und die Hydraulikpumpe A11VO der Baureihe 41 von Bosch Rexroth mit einem Schluckvolumen von $V_g = 145$ cm³ nötig. Mit diesem Hybridmodul ist für den in der Messung berücksichtigten Lastsprung von 10 auf 40 % Last eine Reduktion der transienten Partikelemissionen um bis zu 68,8 % möglich. Das kompakte Hybridmodul ist folglich in der Lage, einen Großteil der Rohemissionen zu reduzieren und kann daher als alternative Methode zur Reduktion transienter Rohemissionen von aufgeladenen Motoren in Betracht gezogen werden.

5 Ausblick

Alle in diesem Paper erzielten Ergebnisse bezüglich der Speicherauslegung und den Zusammenhängen zwischen Speichergröße und Reduktion der transienten Rohemissionen basieren auf Messungen von [1] und [6]. Da dort sowohl ein spezifischer Verbrennungskraftmotor (VKM) als auch ein spezifischer Lastsprung verwendet wurde, können alle Aussagen nur auf den in den Messungen verwendeten oder sehr ähnliche VKM bezogen werden. Um verschiedene VKM bei variablen Drehzahlen und unterschiedliche Arbeitszyklen von mobilen Arbeitsmaschinen berücksichtigen zu können, wird daher basierend auf den Erkenntnissen der vorliegenden Arbeit ein Simulationsmodell aufgebaut. Dieses soll für eine genaue Ermittlung der Partikel-, NO_x -, und weiteren Rohemissionen die Einspritzung und den Luftpfad abbilden können. Ziel der Simulation ist es, durch Berücksichtigung verschiedener Hybridmodul-Topologien und Betriebsstrategien für die optimale Auslegung des Speichers und der Hydraulikpumpe zu sorgen. Dabei wird weiterhin die Reduktion der transienten Rohemissionen bei einem möglichst kleinen Hybridmodul angestrebt.

Danksagung

Gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) - GE 2022/14-1.

Literatur

- [1] Hagen, J.R.; Assanis, D.N.; Filipi, Z.S.: Cycle-resolved measurements of in-cylinder constituents during diesel engine transients and insight into their impact on emissions. 2011.
- [2] Hagen, J.R.; Filipi, Z.; Assanis, D.N.: Transient Diesel Emissions: Analysis of Engine Operation During a Tip-In. 2006.
- [3] Rakopoulos, C.D. und Giakoumis, E.G.: Diesel engine transient operation, Springer, London, 2009.
- [4] Europäisches Parlament und europäischer Rat: Verordnung (EU) 2016/1628. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/?uri=CELEX%3A32016R1628>, (Abrufdatum: 06.09.2018).
- [5] Thiebes, P.: Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Technische Informationsbibliothek u. Universitätsbibliothek, KIT Scientific Publishing, Hannover, Karlsruhe, 2012.
- [6] Disch, C.; Kubach, H.; Spicher, U.; Schyr, C.: Experimental Investigations of Transient Emissions Behaviour Using Engine-in-the-Loop. Karlsruhe, 2012.
- [7] Tschöke, H.; Mollenhauer, K.; Maier, R.: Handbuch Dieselmotoren. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2018.
- [8] Engelsmann, D.; Wachtmeister, G.: Untersuchung von Betriebsstrategien für einen elektrisch hybridisierten Traktor mittels einer multiphysikalischen Gesamtfahrzeugsimulation. 4. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2013, S. 1-11.
- [9] Geimer, M.; Pohlandt, C.: Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. KIT Scientific Publishing, Karlsruhe, 2014.

- [10] Feld, D.; Bauer, F.; Röhr, A.: Hydraulischer Hybrid-Antrieb ermöglicht signifikantes Downsizing des Dieselmotors bei Tandemwalzen. 6. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2017, S. 51-60.
- [11] Korkmaz, F.: Hydrospeicher als Energiespeicher. Springer, Berlin, Heidelberg, 1982.
- [12] Ivantysyn, J. und Ivantysynova, M.: Hydrostatische Pumpen und Motoren. Vogwel, Würzburg, 1993.
- [13] Beater, P.: Entwurf hydraulischer Maschinen. Springer, Berlin, 1999.

Notizen

Hybridantrieb für den Ladekran einer Forstmaschine

Felix zu Hohenlohe¹, Chris Geiger² und Marcus Geimer²

1 Hohenloher Spezial-Maschinenbau GmbH & Co. KG (HSM), Neu-Kupfer, Deutschland

E-Mail: felix.hohenlohe@hsm-forest.com; Tel.: (+49)7944 9191 16

2 Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima), KIT, Karlsruhe, Deutschland

E-Mail: chris.geiger@kit.edu; Tel.: (+49)721 608 48642

E-Mail: marcus.geimer@kit.edu; Tel.: (+49)721 608 48601

Kurzfassung

Der Ladevorgang eines Kranrückezuges bietet aufgrund des hohen Zeitanteils am gesamten Arbeitsprozess ein nennenswertes Potential für Energieeinsparung. Dabei soll der mechanische Aufbau des Ladekranes nicht modifiziert werden, um weiter mit Kranen arbeiten zu können, die in größeren Stückzahlen hergestellt werden. Mit Hilfe von zwei Hydro-Transformatoren mit konstanter Übersetzung wird ein Hybridantrieb aufgebaut, der sowohl die Lageenergie des gesamten Armsystems rekuperiert, als auch bei der parallelen Bewegung von Hub- und Wipparm die Lageenergie des abgesenkten Arms in den gehobenen Arm regeneriert. Die Potentiale der Energieeinsparung während der vertikalen und der horizontalen Bewegung der Kranspitze werden in diesem Bericht untersucht und abgeschätzt.

Schlagerworte: Mobile Arbeitsmaschine, Forstmaschine, Forwarder, Ladekran, Hybridantrieb, Hydro-Transformator, Hydro-Speicher, Rekuperation, Regeneration

1 Einleitung

Kranrückzüge oder Forwarder nach Abbildung 1.1 werden im Forst dazu eingesetzt, das geerntete Kurzholz mit einem Ladekran an der Rückegasse in den Rungenkorb zu laden und an der LKW-befahrbaren Forststraße auf Holzpolter abzuladen. Während des Arbeitsprozesses wird die Kranarbeit nur durch die Fahrbewegungen unterbrochen [1] [2] [3] [4].



Abbildung 1.1: Kranrückzug HSM 208F12

2 Stand der Technik

Die vereinfachte hydraulische Steuerung des Ladekranes nach dem Stand der Technik wird in Abbildung 3.1 (links) dargestellt [5].

Zur horizontalen Bewegung der Kranspitze wird hierbei einer der beiden Arme mit Energiebedarf gehoben und der andere Arm abgesenkt, wobei die

Lageenergie durch Drosselung an einer Steuerventilkante in Wärme gewandelt wird.

Zur vertikalen Bewegung der Kranspitze wird das ganze Armsystem mit dem Hubzylinder unter Aufwendung von Energie gehoben und anschließend die Lageenergie beim Absenken ebenfalls in Wärme gewandelt.

3 Hybridantrieb

Um den Wirkungsgrad des Ladekranes zu verbessern, bieten sich hier eine hydraulische oder mechanische Parallelführung von Haupt- und Wipparm, sowie eine Rekuperation der Lageenergie über einen Energiespeicher an.

Für einen Fahrzeugbauer, der von Spezialfirmen serienmäßig gefertigte Krane aufbaut, sind mechanische Änderungen am Kran mit großem Aufwand verbunden und logistisch sehr nachteilhaft.

Im Folgenden wird eine hydraulische Lösung nach Abbildung 3.1 (rechts) beschrieben, die über hydraulische Transformatoren eine hydraulische Parallelführung und eine Rekuperation der Lageenergie des ganzen Armsystems ermöglicht. Diese hydraulischen Transformatoren bestehen aus zwei Hydromotoren, deren Wellenenden mit einer Kupplung verbunden sind. Im vorliegenden Fall wurden ausschließlich Konstanteinheiten verwendet.

Bei der Horizontalbewegung der Kranspitze nach außen wird die Energie des einfahrenden Hubzylinders über den Hydro-Transformator dem Wipparmzylinder übergeben. In die Gegenrichtung wird Energie vom absenkenden Wipparm zum Hubarm transferiert.

Gesteuert wird die Parallelbewegung ausschließlich über das Wipparm-Wegeventil. Je nach der Geometrie des Armsystems und der Anlenkung der

Zylinder und deren Dimensionierung ergibt sich daraus eine ungefähr horizontale Bewegung, die über die Nenngrößen der Motore des Hydro-Transformators noch abgestimmt und optimiert werden kann.

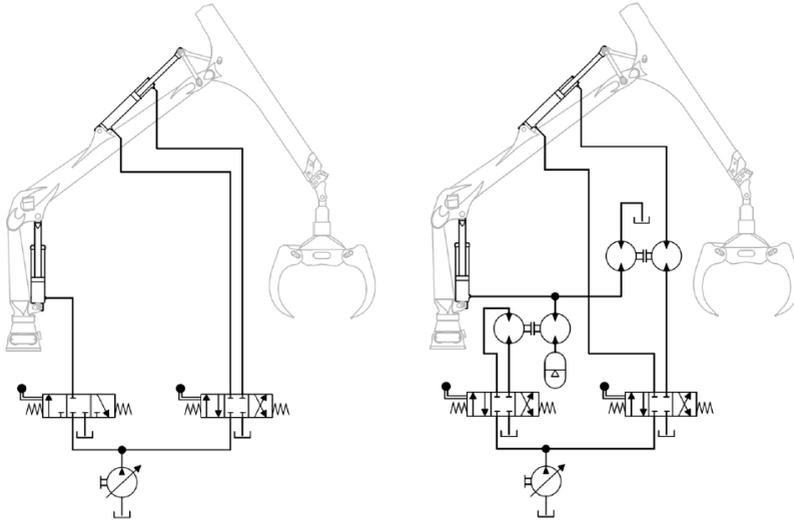


Abbildung 3.1: konventionelle Kransteuerung (links) und Hybridantrieb mit Hydro-Transformatoren (rechts) [5]

Bei der Vertikalbewegung der Kranspitze wird die Bewegung über das Hubarm-Wegeventil gesteuert. Beim Senken wird hierbei die Energie in einem Hydro-Speicher gespeichert und beim Heben diese Energie wieder eingespeist.

4 Energieeinsparung beim Laden und Entladen

Das Potential zur Energieeinsparung der hybriden Kransteuerung wird nachfolgend exemplarisch an den zwei Bewegungsabläufen der horizontalen und vertikalen Verschiebung der Kranspitze aufgezeigt. Hierfür wurden in ersten Versuchen selbige Trajektorien mit der in der Maschine verbauten hybriden Kransteuerung abgefahren. Die Auswertung der Messergebnisse und Berechnung der Leistungen, im Speziellen für die Serienmaschine, wurde mittels eines analytischen Simulationsmodells vorgenommen. Grundlage hierfür sind die aus den gemessenen Zylinderbewegungen berechneten Volumenströme und die gemessenen Drücke.

Abbildung 4.1 stellt im linken Graph einen Vergleich der hydraulischen Leistungen über die Zeit bei einer vertikalen Kranspitzenbewegung für ein Seriensystem und für das Forwarder2020 (F2020)-System dar. Der rechte Graph beschreibt die dazugehörige Zylinderbewegung sowie den Druckverlauf des Hydraulikspeichers. Der Leistungsbedarf der Serienmaschine ist mit dem roten Verlauf dargestellt. Vollführt der Hubarm eine Aufwärtsbewegung, vergleiche den Zeitraum 1 s bis 8 s, so wird mit der in Serienmaschinen verbauten Hydraulik eine maximale Leistung von 10,5 kW benötigt.

Beim Absenken des Hubarmes wird pumpenseitig bei der Serienhydraulik keine Leistung benötigt, vergleiche den Zeitraum zwischen 15,5 s und 20,5 s. Der Hubarm bewegt sich aufgrund der Gravitation nach unten, das abfließende Öl wird über die Ablaufkante gedrosselt und in den Tank geleitet. Genau in diesem Zeitraum liegt ein Potential zur Rekuperation vor. Der schwarz-strichliert gezeichnete Kurvenverlauf gibt ebendiese theoretische, maximale rekuperierbare Leistung an, welche mit dem neu entwickelten System nutzbar gemacht wird.

Der grüne Kurvenverlauf mit dreieckigen Markern gibt den Leistungsbedarf bei gleicher Bewegung für die im Forwarder2020 verbaute hybriden Kran-

steuerung an. Aufgrund des mit 60 bar initialisierten Speichers wird der pum-penseitige Leistungsbedarf bei der Aufwärtsbewegung reduziert. Bei der Abwärtsbewegung hingegen muss eine rotatorische Bewegung des Hydro-transformators vorliegen, wodurch ein sich aus der Zylinderbewegung erge-bender Volumenstrom von der Pumpe mit einem gewissen Druck gefördert werden muss. Hierdurch ergibt sich die benötigte Leistung der hybriden Kran-steuerung mit einem Maximum von 5,2 kW bei der Abwärtsbewegung. Unter der Annahme eines konstanten Wirkungsgrades von 85 % für jede Seite des Hydrotransformers ergibt sich ein um 13 % erhöhter Energiebedarf des hybriden Systems im Vergleich zum konventionellen System.

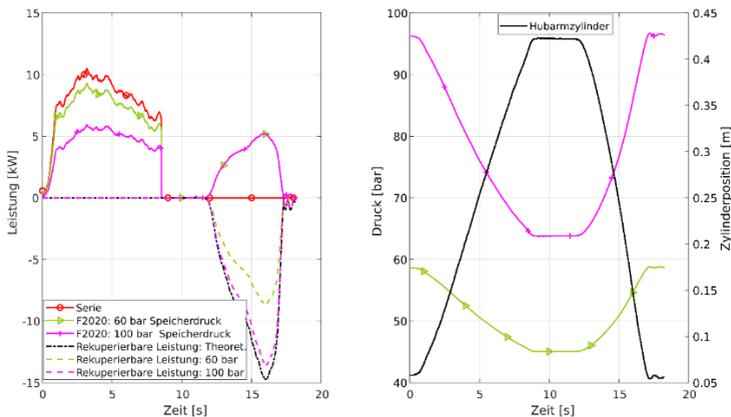


Abbildung 4.1: Leistungsdarstellung (links) und Speicherdruck (rechts) bei einer vertikalen Kranspitzenbewegung

Wird der initialisierte Speicherdruck auf 100 bar erhöht (vgl. magentafarbenen Verlauf), so sinkt die benötigte Leistung bei der Aufwärtsbewegung signifikant, da mehr im Hydraulikspeicher akkumulierte Energie zum Anheben

des Hubarmes genutzt werden kann. Der Leistungsbedarf bei der Abwärtsbewegung ist gleichbleibend. Somit kann eine Reduktion der benötigten Energie um 30 % erfolgen.

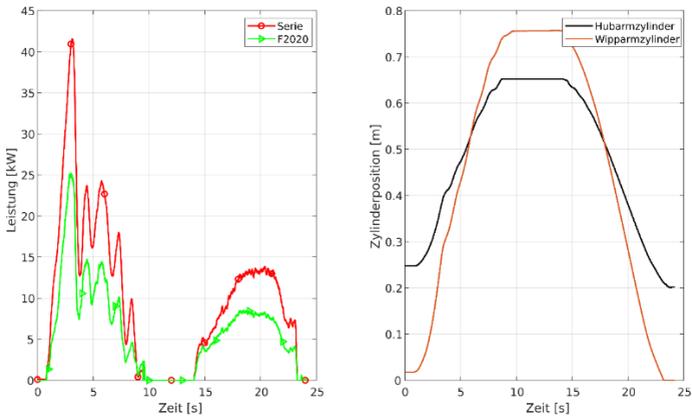


Abbildung 4.2: Leistungsdarstellung bei einer horizontalen Kranspitzenbewegung

Bei der horizontalen Kranspitzenbewegung werden in der hybriden Kransteuerung Wipparm- und Hubarmzylinder mittels des weiteren Hydrotransformators gekoppelt. Dadurch ist eine Leistungsübertragung zwischen beiden Zylindern möglich. Abbildung 4.2 stellt die benötigte Leistung (links) sowie die Zylinderbewegungen (rechts) bei einem horizontalen Ein- und Ausfahren der Kranspitze dar. Die benötigte Leistung der Serienmaschine ist wiederum in Rot mit runden Markern gezeichnet, die Leistung bei Verwendung der hybriden Kranhydraulik in Grün. Hier zeigt sich ein signifikant geringerer Leistungsbedarf im Vergleich zur Serie. Es liegt, mit den gleichen Annahmen bezüglich des Wirkungsgrades des Hydrotransformators wie oben beschrieben, ein Energieeinsparungspotential von 40 % bei der hier gezeigten horizontalen Bewegung vor. Der im Gegensatz zum Ausfahren erhöhte Leistungsbedarf beim

Einfahren, vgl. den Zeitraum zwischen 1 s und 10 s, ist aufgrund einer vertikalen Verschiebung des Gesamtmassenschwerpunktes zu erklären. Befinden sich Stämme im Greifer, so wird eine deutliche Verringerung dieses Effekts erwartet, da somit der Gesamtmassenschwerpunkt kaum in vertikaler Richtung verändert wird.

5 Ausblick

Während das Grundprinzip des beschriebenen Hybridantriebes relativ einfach auszuführen ist, stellt das Erreichen und Einhalten der maximalen Lastdrücke der verschiedenen Verbraucher ein komplexeres Problem dar. Die Lösung dafür wurde auf einem Versuchsträger erfolgreich getestet.

Bei Projektbeginn war das Ziel der Entwicklung eine Reduktion des Treibstoffverbrauches während des Be- und Entladens um 30 %.

Das Erreichen dieses Zieles wird im Laufe des Jahres 2018 sowohl für einen in [6] beschriebenen Referenzzyklus als auch über längere Zeitdauern überprüft.

Danksagung

Die geschilderte Entwicklung wird im Rahmen des Projektes FORWARDER2020 von den Projektpartnern Bosch-Rexroth, HSM, HYDAC und dem Karlsruher Institut für Technologie vorangetrieben. Die Europäische Kommission unterstützt das Entwicklungsvorhaben im Rahmen von HORIZON2020.

Literatur

- [1] Morales, D.: Increasing the Level of Automation in the Forestry Logging Process with Crane Trajectory Planning and Control. *Journal of Field Robotics* 31(3), 2014, p. 343-363.
- [2] Manner, J.: Automatic and Experimental Methods to Studying Forwarding Work. PhD thesis, Swedish University of Agricultural Sciences, 2015.
- [3] Cacot, E.: Developing full-mechanized harvesting systems for broad-leaved trees: a challenge to face the reduction of the manual workforce and to sustain the supply of hardwood industries. 2006 Council on Forest Engineering (COFE) Conference Proceedings: "Working Globally – Sharing Forest Engineering Challenges and Technologies Around the World" Coeur d'Alene, 22.07.-02.08.2006.
- [4] Manner, J.: Load level forwarding work element analysis based on automatic follow-up data. *Silva Fennica* vol. 50 no. 3, 2016.
- [5] Hohenloher Spezial-Maschinenbau GmbH & Co. KG. Gebrauchsmusterschrift DE 20 2014 006 861 U1, 2015.
- [6] Geiger, C.; Geimer, M.: Efficiency Optimisation of a Forestry Crane by Implement Hydraulics with Energy Recovery. 75th International Conference on Agricultural Engineering - LAND.TECHNIK AgEng, 2017.

Notizen

Muffel+ – Entwicklung eines hybridelektrischen Kommunalfahrzeugs

Hartmut Riegert¹, Sebastian König², Sebastian Reusch³, Markus Merkel⁴, Jürgen Trost⁴ und Fabian Puntigam⁵

1 REFU Elektronik GmbH, Pfullingen, Deutschland

E-Mail: hartmut.riegert@refu.com; Tel.: (+49)7121 433 2156

2 HYDAC International GmbH, Sulzbach/Saar, Deutschland

E-Mail: sebastian.koenig@hydac.com; Tel.: (+49)6897 509 8275

3 Max Holder GmbH, Reutlingen, Deutschland

E-Mail: s.reusch@max-holder.com; Tel.: (+49)7121 930 729401

4 Hochschule Aalen, Aalen, Deutschland

E-Mail: markus.merkel@hs-aalen.de; Tel.: (+49)7361 576 2133

E-Mail: juergen.trost@hs-aalen.de; Tel.: (+49)7361 576 2570

5 Nantis GmbH, Stuttgart, Deutschland

E-Mail: puntigam@nantis.de; Tel.: (+49)711 400 401410

Kurzfassung

Im öffentlichen Raum werden zunehmend die Vorgaben nach geringerer Schadstoff- und Lärmemission ausschlaggebend für den Einsatz mobiler Maschinen. Dies lässt sich nur über die Steigerung der Energieeffizienz sowie die größtmögliche Verwendung von elektrischen Antrieben mit bestmöglichem Wirkungsgrad umsetzen.

Im Förderprojekt Muffel+ entsteht ein System, das kosten- und bauraumoptimiert als Plattformkonzept für viele unterschiedliche Anwendungen in Multifunktions- und Kommunalfahrzeugen, sowie Bau- und Landmaschinen wie Bagger, Radlader oder Telehandler einsetzbar ist. Dabei werden nicht

nur der Traktionsantrieb, sondern alle erforderlichen Nebenaggregate, die die Besonderheit dieser Fahrzeuge ausmachen, betrachtet und mitausgeführt. Ebenfalls berücksichtigt werden Bordnetzversorgungen und die Anbindung des Energiespeichers und des Energieerzeugers.

Neben dem elektrischen Konzept bestehend aus Hochvolt-Batterie, Leistungselektronik und radnahen Antriebsmotoren kommt dem Thema Regelung und Steuerung des Fahrzeugs eine besondere Bedeutung zu. Die intelligente Einbindung aller Komponenten in ein ganzheitliches Kühlkonzept ist weiterhin der Schlüssel zu einem leistungsfähigen und effizienten Fahrzeug.

Schlagerworte: Hybrid, Fahrantrieb, Kühlung, Regelung, Leistungselektronik

1 Einleitung

1.1 Motivation

Die Verbesserung der Luftqualität vor allem in Ballungszentren ist derzeit der wichtigste Treiber in der Hybridisierung und Elektrifizierung von mobilen Arbeitsmaschinen. Kommunalfahrzeuge stellen einen großen Anteil der in diesen Gebieten eingesetzten Fahrzeuge. (Hybrid-)Elektrische Kommunalfahrzeuge haben daher ein hohes Potential zur Verbesserung der Lebensqualität in Ballungsräumen durch eine Verminderung der Emission von Schadstoffen und Lärm.

Hier setzt das vom Bundesministerium für Bildung und Forschung geförderte Projekt *MuffelPlus – Intelligente (hybride) elektrische Antriebs-Plattform für Multifunktionsfahrzeuge* an. Ziel des Projektes ist die Erforschung, die Entwicklung und die funktionssichere technische Realisierung einer elektrifizierbaren, hochflexiblen Antriebs-Plattform für Multifunktionsfahrzeuge in besonders kompakter und einfacher Bauweise.

1.2 Projektpartner

Die **Max Holder GmbH** ist einer der führenden Hersteller von multifunktionalen Systemfahrzeugen für den kommunalen Einsatz weltweit. Neben Wegereinigung, Winterdienst, Grünflächenpflege und Wildkrautbekämpfung sind auch zahlreiche Spezialanwendungen mit den kompakten und leistungsstarken Fahrzeugen möglich. Holder-Schlepper werden überwiegend als Geräteträger mit Knicklenkung, vier gleich großen Rädern und Allradantrieb in hoher Qualität am Produktionsstandort Deutschland entwickelt, hergestellt und vertrieben. Holder ist für die Auslegung des Fahrzeugkonzeptes inkl. dem elektrischen Systemlayout zuständig. Weiterhin wird das Fahrzeug von Holder aufgebaut und entsprechende Versuche durchgeführt.

Die **Hochschule Aalen** ist die forschungsstärkste Hochschule für Angewandte Wissenschaften im Bundesland Baden-Württemberg. Im Projekt werden Fragestellungen zum Thermomanagement, zur Antriebsachse und zur Steuerung adressiert.

Die **Nantis GmbH** ist Dienstleister im Bereich der Hard- und Softwareentwicklung. Neben dem klassischen Entwicklungsprozess für eingebettete Systeme betätigt sich Nantis im Bereich der Vorausentwicklung mit Partnern aus der Industrie, um innovative Systeme rund um die Elektromobilität zu erstellen und zu erproben. In diesem Projekt ist Nantis Partner für die Softwareentwicklung.

REFU Elektronik ist Elektrifizierungspartner für mobile Arbeitsmaschinen und liefert die Antriebswechselrichter, Leistungselektronikkomponenten inklusive der Batterie sowie zugehörige Systemtechnik und Energiemanagement.

HYDAC ist ein führender Anbieter für Hydrauliksysteme, Filtration, Kühlung und Steuergeräte. Aktuell stehen bei HYDAC vor allem die Themen Energieeffizienz, erneuerbare Energien, Wasserstoff und Elektromobilität im Fokus. HYDAC ist Mitglied des Industriekreises MUFFEL+ und liefert das Kühlsystem sowie das Steuergerät.

Weitere Partner im Projekt sind die **Groschopp AG** (Entwicklung und Bereitstellung der Elektromotoren), die **Hochschule Düsseldorf** (Entwicklung / Auslegung der Elektromotoren) und die **Universität Stuttgart** (Fahrzeugsimulation). Die Koordination des Verbundprojektes wird von der **EurA AG** übernommen.

1.3 Ziele des Projekts

- Aufbau und Erprobung eines hybridisierten Kommunalfahrzeuges
- Generierung einer intelligenten Betriebsstrategie mit selbstlernenden Algorithmen
- Wissenstransfer innerhalb und außerhalb des Konsortiums
- Einbeziehung von Kommunen und Städten in Bezug auf den Einsatz von elektrischen Fahrzeugen (Ladeinfrastruktur, Betriebsdauer, etc.)

2 Gesamtkonzept

Das Fahrzeugkonzept wird als serieller Hybrid ausgeführt und basiert auf einem wendigen Knicklenker, vom Aufbau kompatibel zum Holder C70, siehe Abbildung 2.1.

Der entscheidende Vorteil liegt, verglichen zu einem dieselhydraulischen Antriebssystem, in einem deutlich höheren Gesamtwirkungsgrad und einer damit verbundenen reduzierten Feinstaub- und Lärmbelastung. Durch den Einsatz eines dieselektrischen Antriebs mit einer Batterie als Pufferspeicher sind Lösungen vom rein elektrischen Fahren bis zum rein dieselektrischen Fahren ohne Batterie machbar. Die Vermeidung von ungünstigen Arbeitsbereichen und Lastspitzen bei dem Dieselaggregat erhöht die Energieeffizienz und reduziert den Kraftstoffeinsatz um geplant mind. 25 %.



Abbildung 2.1: Holder C70 SC

3 Elektrische Antriebssystemplattform

Der Holder C70 ist als Knicklenker mit zwei starren Achsen ausgeführt. In der elektrifizierten Variante nehmen diese Achsen jeweils zwei Antriebseinheiten auf. Ein Allradantrieb kann somit verwirklicht werden. Die in den Achsen verbauten radnahen Antriebseinheiten bestehen aus einem 8 kW Reluktanzmotor in Verbindung mit einem doppelstufigen Planetenradgetriebe mit einer Übersetzung von $i = 30$. Jede Antriebseinheit verfügt über eine separate Leistungselektronik, wodurch sich der Radantrieb den jeweiligen Traktionsbedingungen anpassen lässt.

Die Antriebssystemplattform bedient sich aus einem modularen Baukasten an Leistungselektronik und Antriebskomponenten und bildet ein skalierbares System, das kosten- und bauraumoptimiert als Plattformkonzept für viele unterschiedliche Anwendungen in Multifunktionsfahrzeugen, Kommunalfahrzeugen, kleinen Bau- und Landmaschinen wie Bagger, Radlader oder

Telehandler einsetzbar ist. Dabei umfasst die Antriebssystemplattform nicht nur den Traktionsantrieb, sondern alle erforderlichen Nebenaggregate, die die Besonderheit dieser Fahrzeuge ausmachen, sowie Bordnetzversorgungen, die Anbindung des Energiespeichers und die Möglichkeit den Energiespeicher aus dem Netz zu laden.

Die Skalierbarkeit besteht hinsichtlich der möglichen Antriebsleistungen (das Baukastenkonzept erlaubt Antriebsleistungen bis 250 kW je Antrieb), der Antriebstopologie als Radantrieb, Achsantrieb oder Zentralantrieb; hinsichtlich der Art und Größe der Energiespeicher (SuperCap oder Batterie, Batteriegröße, verwendete Zellchemie) sowie der Art einer zusätzlichen Energiequelle wie Verbrennungsmotor, Brennstoffzelle oder Verzicht auf diese durch entsprechende Wahl der Speichergröße.

Um den bestmöglichen Wirkungsgrad der Fahrtriebe zu erzielen, werden Einzelradantriebe mit größtmöglichem Verzicht auf verlustbehaftete Übertragungselemente eingesetzt. Zentrale Elemente des Antriebsstrangs für das gewählte Fahrzeug sind vier elektrische Antriebsmodule. Jedes Antriebsmodul besteht aus einer 8 kW Synchron-Reluktanzmaschine mit Wechselrichter und einem zweistufigen Planetengetriebe. Bei der Auslegung des Antriebsstrangs wurden leistungszehrende Bergfahrten bis hin zu Schnellfahrten in der Ebene berücksichtigt. Die gute Regelbarkeit der elektrischen Radantriebe ermöglicht im Bereich der Lenkung und der Fahrstabilität eine weit über Torque-Vectoring oder Elektronischem Stabilitätsprogramm (ESP) hinausgehende Funktionalität, die eine dynamisch hochwertige Beeinflussung der einzelnen Radbewegungen erlaubt. Damit sind sowohl eine intelligente Fahrbetriebsregelung, als auch eine Einbindung der Einzelradantriebe in das Sicherheitskonzept möglich.

Um die Anzahl an leistungselektronischen Komponenten möglichst gering zu halten, wird durch eine entsprechende Betriebsstrategie auf einen Bremschopper verzichtet und die durch Rekuperation gewonnene Energie bestmöglich in den Speicher zurückgeführt oder durch die weiteren Systemkomponenten genutzt, notfalls bei vollem Energiespeicher auch dort in

Verluste umgesetzt. In Absprache mit dem Hersteller des Dieselmotors wird das Fahrzeug darüber hinaus die Möglichkeit haben, gegen den Dieselmotor zu bremsen.

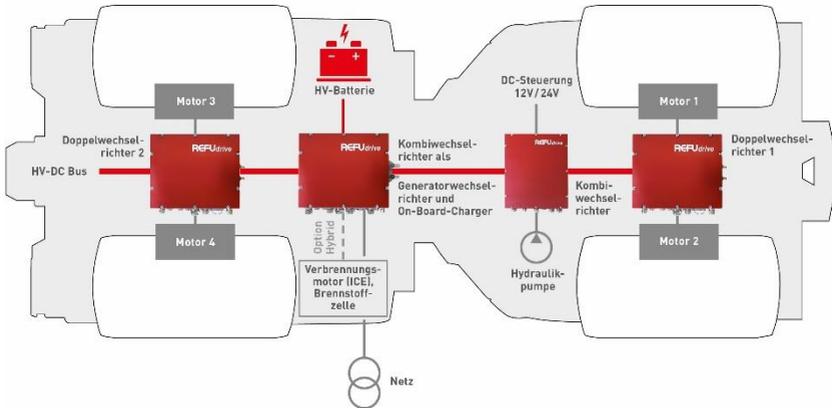


Abbildung 3.1: Antriebssystemplattform

Ein Vorteil der Systemplattform besteht darüber hinaus darin, dass die im Einsatz befindliche Leistungselektronik auch die Funktion des On-Board Chargers übernimmt und das System auch als Plug-In über konventionelle Netzinfrastruktur geladen werden kann. Ein einfacher 3-phasiger Netzanschluss genügt. Die bereits vom Automobilbereich bekannten Typ2-Stecker können ebenfalls verwendet werden.

Die Wahl des Batteriespannungsniveaus zwischen 300 und 700 V trägt ebenfalls zur Effizienzsteigerung bei und ermöglicht den Einsatz von Standard-Industrieantrieben, die für den rauen Umgebungsbereich konzipiert sind und die entsprechenden Betriebsstundenzahlen für den täglichen Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen bei entsprechender Lebensdauer spielend bewältigen.

Der Anspruch an die Antriebssystemplattform ist es, alle möglichen Betriebs-situationen mit einem sicheren Zusammenspiel der Komponenten abzubilden und möglichst wenig Regelungsfunktionen von der übergeordneten Fahrzeugsteuerung zu verlangen. Insbesondere zeitkritische Aufgaben wie das Regeln der Zwischenkreisspannung in allen Betriebszuständen werden direkt von den Antriebsreglern übernommen. Hierzu werden die vorhandenen Regelungsfunktionen der Leistungselektronikkomponenten genutzt, Aufgaben dezentral organisiert und über deren Kommunikation realisiert. Die Parametrierung der Komponenten erfolgt hierbei über eine Benutzeroberfläche, die mit den aus der Simulation erlangten Ergebnissen gespeist wird.

4 Steuerungs- und Regelungskonzept

Als Fahrzeugssteuergerät (VCU – Vehicle Control Unit) kommt ein HYDAC HY-TTC 580 Steuergerät zum Einsatz. Das Gerät ist zertifiziert für Safety Integrity Level (SIL) 2 bzw. Performance Level (PL) d und verfügt über 96 konfigurierbare Ein- und Ausgänge.

Das Steuergerät ist mit dem Betriebssystem SafeRTOS (RTOS – Real Time Time Operating System) bespielt und kann damit frei programmiert werden. Hervorzuheben ist hierbei die Möglichkeit sicherheitskritische und nicht sicherheitskritische Softwareteile voneinander zu trennen.

Die VCU bildet das Herzstück des Fahrzeugs und ist funktional an einer Reihe von steuer- und regelungstechnischen Abläufen beteiligt, die von der Ansteuerung der Bremsleuchte bis zur Regelung der Fahrtriebe reichen.

Eine Besonderheit beim hybridelektrischen Multifunktionsfahrzeug stellt das Zusammenspiel von Fahrtrieb und Arbeitsgerät dar. Als einer der größten Energieverbraucher im Fahrzeug erhöht es die Komplexität des Energiemanagements zusätzlich.

Üblicherweise werden große Arbeitsgeräte wegen des hohen Leistungsbedarfs direkt über den Verbrenner mit Energie versorgt. Dabei ist es für Arbeitseinsätze wichtig, dass die Fahrtriebe weiterhin höchstmögliche Dynamik bieten und dabei wenig durch das aktuelle Lastverhalten des Verbrenners beeinflusst werden.

Das Hybridkonzept ermöglicht im Gegensatz zum hydraulischen Antrieb durch den Energiespeicher und ein entsprechendes Energiemanagement ein deutlich verbessertes Ansprechverhalten in diesen Arbeitspunkten. Spitzenlastsituationen in denen bisher automatisch abgeregelt werden musste, um den Verbrenner nicht abzuwürgen, können dank des Energiespeichers nun angefahren werden.

Um die komplexen Energieflüsse im Fahrzeug zu beherrschen ist eine Reihe von mehrstufigen, gekoppelten Regelsystemen erforderlich, die auf der VCU umgesetzt werden müssen. Die Energieflüsse verschiedener Komponenten wie Generator, Batterie und Antriebsmotoren müssen optimal aufeinander und auf die Anforderungen im jeweiligen Fahrzenario abgestimmt werden. Dazu werden im Rahmen des Forschungsprojektes verschiedene Reglerkonzepte und die Leistungsfähigkeit von VCU und Algorithmik unter den speziellen Randbedingungen und Anforderungen einer Multifunktionsplattform evaluiert.

Multifunktionsfahrzeuge befinden sich auf ihren Arbeitsfahrten oft an Orten mit anspruchsvollen Untergrundbedingungen oder extremen Neigungsverhältnissen. Gute Traktion an allen Rädern ist daher Grundvoraussetzung für sicheres Fahren und Arbeiten. Durch den Einsatz von getrennt ansteuerbaren Antriebsmotoren je Rad ergeben sich völlig neue Möglichkeiten zur elektronisch unterstützten Stabilisierung des Fahrverhaltens. Im Gegensatz zu klassischen Antriebskonzepten, in denen eine Einflussnahme hauptsächlich über die Betriebsbremse stattfindet, kann hier prinzipbedingt eine präzise Regelung der Antriebsmomente je Rad erfolgen. Ein Differential wird damit überflüssig und sicherheitsrelevante elektronische Assistenzsysteme wie z. B. eine

Antischlupfregelung, eine neigungsabhängige Verteilung des Antriebsmoments, oder eine elektronische Stabilisierung des Fahrzeugs in Kurvenfahrten sind umsetzbar.

Dazu wertet die VCU eine Vielzahl an Sensorinformationen wie z.B. die einzelnen Raddrehzahlen, die Fahrzeugneigung, die Geschwindigkeit und die Gaspedalstellung aus, um dann unter Überwachung eines internen physikalischen Modells des Fahrzeugs kritische Zustände rechtzeitig zu erkennen. Gleichmaßen werden Betriebsparameter ermittelt, die das Fahrzeug in einem sicheren Zustand halten, welche dann als Begrenzungsgrößen für die internen Fahrtregler dienen. Auf diese Weise soll nicht nur der Fahrkomfort erhöht werden, sondern auch die allgemeine Sicherheit bei Multifunktionsfahrzeugen.

5 Kühlkonzept

Das Kühlkonzept wird individuell auf die Anforderungen eines elektrifizierten Antriebstranges ausgelegt. Wesentliche Parameter sind die maximal zulässigen Bauteiltemperaturen, die maximal zulässigen Eintritts- und Austrittstemperaturen, wie auch der Wärmestrom, Massenstrom und die spez. Wärmekapazität. Bei der Auslegung des Thermomanagements kommt zusätzlich ein modellbasiertes Funktionsmodell zum Einsatz. Das Modell ermöglicht im Vorfeld eine Analyse des Kühlprozesses, außerdem können mit dem Modell schnell unterschiedliche Konzepte verfolgt, wie auch ausgewertet werden.

Abbildung 5.1 zeigt schematisch die angenommenen maximalen Temperaturen der Komponenten des elektrifizierten Antriebstranges, sowie die angenommenen Umgebungs-/ Einsatztemperaturen für das Fahrzeug.

max. Temperaturen der Komponenten

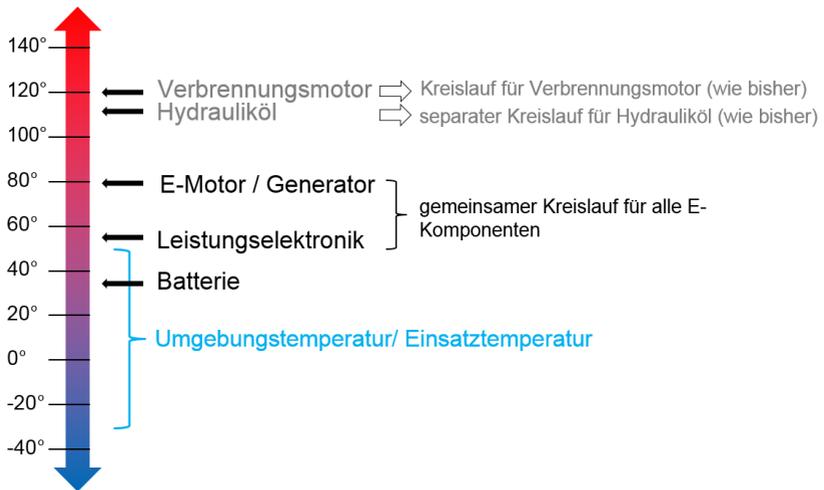


Abbildung 5.1: Temperaturschaubild Thermomanagement

In Abbildung 5.2 ist das Konzept des Kühlkreislaufs vereinfacht dargestellt. Die Antriebsmotoren sowie die dazugehörigen Inverter werden in einem von der Batterie separierten Kreislauf gekühlt. Der Generator wird ebenfalls in diesen Kreislauf eingebunden. Die Pumpe und somit der Massenstrom kann kühlbedarfsgerecht gesteuert werden, was die Effizienz des Systems erhöht. Die Batterien und der Ladeinverter werden in einem zweiten Kreislauf verschalten. Dadurch kann die Temperatur in diesem System auf einem niedrigeren, für die Batterie günstigeren Niveau gehalten werden. Durch die Einbindung des Ladeinverters in den Batteriekreislauf wird beim Laden des Fahrzeugs am Stromnetz nur der Kühlkreislauf des Batteriesystems benötigt.

Komponenten-Verschaltung im Fahrzeug

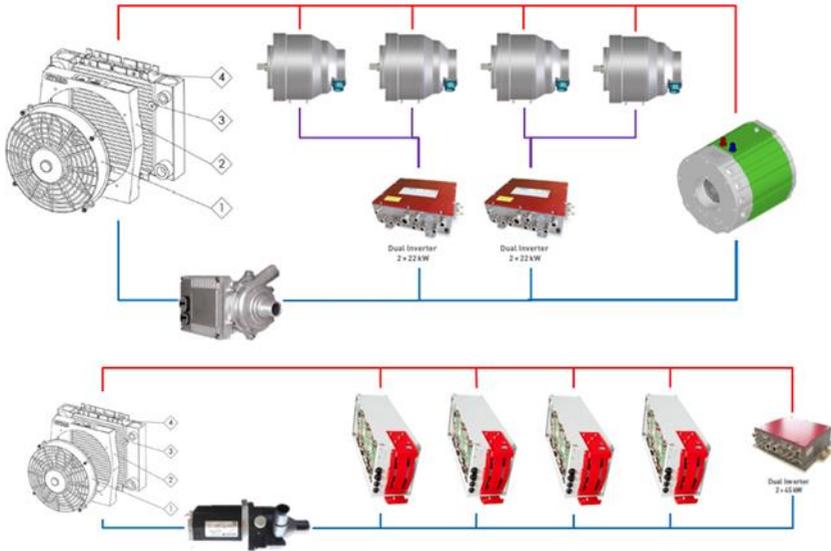


Abbildung 5.2: Thermomanagement Kühlkreislauf

Die Anforderungen des Kühlkonzeptes werden maßgeblich vom Fahrprofil/Fahrzyklus des Multifunktionsfahrzeuges bestimmt. Die Kühlleistung wird im Vorfeld (vor einem Straßenversuch) in einer Testumgebung aufgebaut, welche die Lastszenarien eines Multifunktionsfahrzeuges widerspiegelt.

Dazu wird ein Scheitelrollenprüfstand Verwendung finden, welcher die Anforderungen aus einem elektrifizierten Antriebsstrang abbilden kann. Die Prüfzenarien beinhalten die Leistungsmessung, Langzeittests, das Abbilden von standardisierten Fahrzyklen aus einer Datenbank, das Einlesen eigener Fahrzyklen und Lastsimulationen.

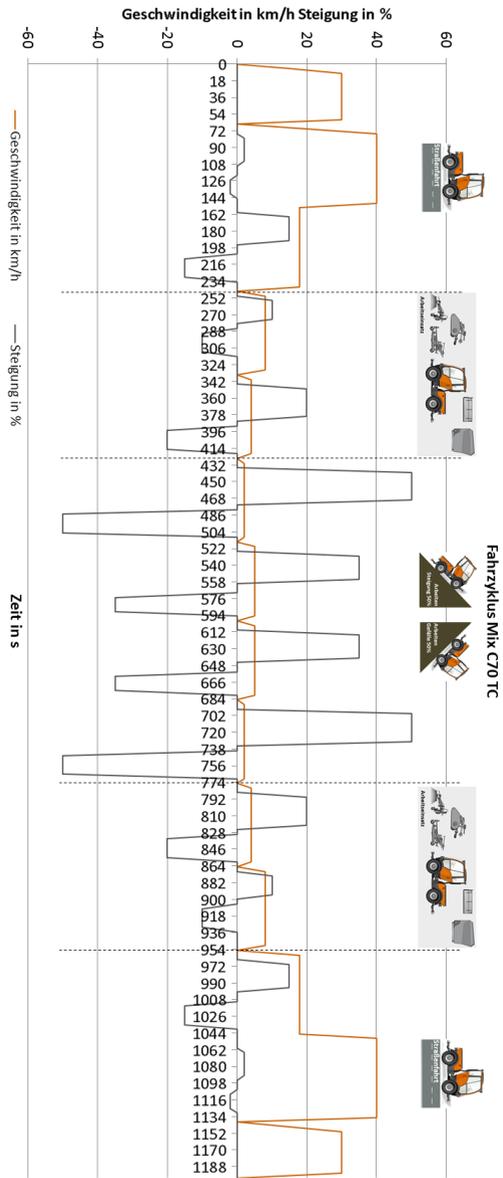


Abbildung 5.3 Fahrzyklus Mix

Ein Multifunktionsfahrzeug besitzt ein sehr individuelles Einsatzspektrum. Unter anderem finden sehr langsame Fahrten bei (z. B. Mäharbeiten) statt. Gleichmaßen kommen aber auch Fahrten mit hohem Lastanteil (Weinberg), wie auch Fahrten mit Geschwindigkeiten bis zu 40 km/h zustande (Zielfahrt). Das Fahrprofil eines Multifunktionsfahrzeuges hat sehr spezielle Bereiche und ist somit nicht über den NEFZ oder WLTP abbildbar.

Ein Fahrzyklus Mix, welcher die üblichen Einsatzbereiche eines Multifunktionsfahrzeuges von Holder darstellt, ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Es sind deutlich die unterschiedlichen Lastszenarien zu erkennen. Diese sind speziell auf das Fahrzeug angepasst und werden zur Evaluierung des Thermosystems verwendet.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Projekt Muffel+ wird am Beispiel des Multifunktionsfahrzeugs C70 der Max Holder GmbH an einer universellen Plattform für (hybrid-)elektrische Fahrzeuge geforscht. Innerhalb des Projektes werden elektrische Komponenten (Elektromotoren und Umrichter), elektronische Komponenten (Steuerung) und mechanische Komponenten (Getriebe, Kühlsystem) betrachtet. Die teilweise neu entwickelten Komponenten werden aktuell auf dem Prüfstand der HS Aalen getestet. Anschließend erfolgt der Einbau in einen Versuchsträger, gefolgt von einer ausgiebigen Erprobung.

Danksagung

Das Projekt *MuffelPlus – Intelligente (hybride) elektrische Antriebs-Plattform für Multifunktionsfahrzeuge* wird vom Bundesministerium für Bildung und Forschung unter dem Förderkennzeichen *03VNE1038B* gefördert.

Notizen

Methane-Fuel cell-CCS-Drive: the emission-free working machine

Isabelle Ays and Marcus Geimer

Institute Mobile Machines (Mobima), KIT, Karlsruhe, Germany

E-mail: isabelle.ays@kit.edu; Tel.: (+49)721 608 48646

E-mail: marcus.geimer@kit.edu; Tel.: (+49)721 608 48601

Kurzfassung

Unumkehrbare Folgen der globalen Erwärmung müssen zum Erhalt der aktuellen Klimabedingungen verhindert werden. Dazu muss jede Branche ihren Beitrag leisten, CO₂e Emissionen einzusparen. In diesem Artikel werden zunächst die Einflüsse auf die Treibhausgasemissionen von mobilen Maschinen beschrieben. Anschließend wird der nachhaltige Kraftstoff *verflüssigtes Methan* als Alternative zum Dieselmotorkraftstoff für mobile Maschinen diskutiert. Maschinenkonzeptvarianten mit verflüssigtem Methan nach dem Prinzip des Morphologischen Kastens werden vorgestellt. Zum Schluss wird ein Konzept für eine emissionsfrei arbeitende Maschine vorgeschlagen, beschrieben und exemplarisch auf einen Bagger angewendet. Das Konzept besteht aus einem Antrieb mit nachhaltig hergestelltem verflüssigtem Methan und einer Brennstoffzelle sowie einem CO₂-Abscheidungssystem.

Schlagnworte: Emissionsfrei arbeitende Maschine, Einflüsse von Treibhausgasen von mobilen Maschinen, verflüssigtes Methan, Brennstoffzellenantrieb, CO₂-Abscheidungssystem

Abstract

Irreversible consequences of the global warming must be prevented in order to preserve the current climate conditions. Therefore every sector has to make their contribution to reduce CO_{2e} emissions. In this article first the influences are described on greenhouse gas emissions of mobile machines. Afterwards, the sustainable fuel called *liquefied methane* is discussed as alternative to diesel fuel for mobile machines. Machine concept variants with liquefied methane according to the principle of the morphological box method are then presented. Finally a concept for an emission-free working machine is proposed, described and applied exemplary on an excavator. The concept consists of combining the sustainable liquefied methane with a fuel cell drive and a carbon capture system.

Keywords: Emission-free machine, influences of greenhouse gases for mobile machines, liquefied methane, fuel cell drive, CO₂ separation system

1 Introduction

In order to prevent irreversible consequences caused by the global climate change, greenhouse gases must be reduced. Until 2050, the EU requires emissions to be reduced by at least 80 % compared to 1990's levels. [1]

The climate policy goals that Germany wants to achieve by 2050 have not yet been set. Under consideration are until 2050 reductions goals of greenhouse gas emissions of 80 %, 85 % or 95 %. [2]

A reduction target of 95 % means that under consideration of non-reducible greenhouse gas sources, such as methane from animals, no fossil-fuelled mobile machine may be operated by 2050 [2]. Assuming the service life of mobile machines is max. 18 years [3], the sale of fossil fuel-powered mobile

machines will have to cease latest on 2032 in order to reach the decarbonisation in 2050.

For these reasons sustainable climate friendly mobile machines are necessary. In the following chapters concepts of how a sustainable climate-friendly mobile machines could look like will be presented. First the basics about the influences on greenhouse gas emissions of mobile machines will be explained. Then the selection of an adequate sustainable fuel will follow. Based on this selection, a drive concept design methodology for mobile machines for this fuel will be developed. Then the description of the best solution will follow by combining three main aspects enabling the elimination of greenhouse gases: sustainable fuel, fuel cell drive and an adapted exhaust after treatment system capturing carbon. At the end this concept proposal will be applied exemplary on an excavator.

2 Influences on CO₂e emissions of mobile machines

The analysis of the CO₂e emitted during the life cycle of a mobile machine indicates that over 80 % of all CO₂e emissions are released during their use and 10 % to 14 % CO₂e are emitted during the manufacturing of the machines [4]. According to the Pareto principle, the focus will lay on the 80 % of greenhouse gas (CO₂e) emissions emitted by mobile machines during its use.

It is not unusual that a mobile machine can in a same day be driven by various operators, work in different locations and environment conditions as well as have different working processes with different objectives for different applications. Table 2.1 describes exemplary a typical half day of work for an excavator on a construction site.

Table 2.1: Exemplary half day of work for an an excavator

Time	Excavator Activity	Excavator driver	Environment
6:58-7:06	Warming-up phase	Driver 1	Dark & cold
7:35-7:48	Transformation of an overburden into a platform	Driver 2	Fog & wet soil
7:48-8:00	Workplace & buckets preparation		
8:00-8:46	Excavation of canal		
8:58-9:07	Transport of pipe		
9:07-9:18	Excavation of canal with bucket 1 (1.6m ³)		
9:18-9:36	Excavation of canal with bucket 2 (0.7m ³)		
9:36-9:41	Distribution of grit stone with bucket 3 (gripper)		
9:41-9:48	Inserting the pipe into the canal		
9:48-10:11	Distribution of grit stone with bucket 3 (gripper)		
10:11-10:20	Distribution of earth with bucket 3 (gripper)	Driver 3	
10:20-10:27	Transport&insert of concrete connector into the canal		Sun & soil not so wet anymore
10:27-10:42	Distribution of grit stone with bucket 3 (gripper)		
10:42-10:57	Transport of bucket 4		
10:57-11:04	Distribution of grit stone with bucket 3 (gripper)		
11:04-11:44	Distribution of earth with bucket 3 (gripper)		
11:44-11:51	Transport&insert of pipe		
11:51-12:00	Excavation of canal with bucket 2 (0.7m ³)		

Additionally, soil parameters, environment and construction site change each day. Further a construction site is always unique and work processes need to be adapted. Mobile machines are therefore not designed for one type of processes in one kind of environment and construction site. The amount of CO_{2e} emissions varies depending on the machine’s activity, its application and environment. These are the reasons, why a mobile machine cannot be examined in isolation but have to be considered in its process. In order to achieve a sustainable CO_{2e} reduction, an overall view of the mobile machine with its process and its various influences is indispensable. In [5] saving potentials of CO_{2e} emissions of mobile machines are identified and can be summarized as follows: machine efficiency, process efficiency, operation efficiency, use of alternative fuels to fossil diesel and construction material efficiency. Additionally, to these CO_{2e} reduction potentials, another potential has been identified, which is *CO_{2e} capture and storage*. These pillars can not be considered individually, but in their interrelation and interdependence to each other. Their combined effect influences the CO_{2e} emission of a mobile machine.

These CO_{2e} reduction potentials, categorised in pillars are described individually in the following text.

The CO_{2e} emissions are influenced by the machine efficiency, which depends on the machine technology and the machine maintenance state. If the technology in the machine, such as engine, transmission, hydraulics, electric, etc. are in total more efficient together, less CO_{2e} will be emitted. A bad state of the machine increases the fuel consumption and so the CO_{2e} emissions. The machine condition state varies depending on the service regularity and its age. [5]

The CO_{2e} emissions are also influenced by process efficiency. A major influence in this category is the construction site organization, depending on it, the amount of subprocesses necessary to complete the construction work can be reduced or increased. Further process assistant features can contribute to process efficiency. The influence level of these features depend on the driver (expert, normal, beginner) and its experience. In addition, the influence of these measures can vary depending on the construction site complexity level, which is dependent on the weather, the available construction time and the available construction site freedom. [5]

During construction observations, process-related idling was identified as additional influence. An example was observed during road maintenance in Karlsruhe. After the paver had laid the binder course, manual work was necessary to bridge the gap between old and new course. During this time the paver was at idle in order to maintain the temperature for the following subprocess: laying of the driving course. This idle time is being characterised as unavoidable process-related idling. [6]

Operation efficiency also influences the CO_{2e} emitted by a mobile machine. It is characterised by the influence of the machine driver and the avoidable idle time. A machine driver is exposed to different influences as his physical and mental state, his training level and the ergonomic of his workplace as well as the view and the temperature in the cabin. Another aspect is the *avoidable*

idle time. This is the time where the engine is unnecessary switched-on and the machine does not work. This idle time can increase or decrease depending on the engine state (switched-on or switched-off). The engine state is actuated automatically or by the operator. [5]

The CO_{2e} emission are in direct relation with the fuel consumed, because the amount of CO₂ emissions emitted during combustion by a fuel depends on the amount of carbon atoms contained in the fuel [7]. Alternative fuels have different compositions as diesel and therefore have the potential to reduce the greenhouse gas emissions. In order to determine the CO_{2e} emission impact of alternative fuels a well-to-wheel analysis is necessary. The well-to-wheel analysis is a methodology to quantify the amount of CO_{2e} emissions during production (well-to-tank) and combustion of the fuel (tank-to-wheel) [8].

Mobile machines are in direct contact with the construction material. For a correct CO_{2e} impact analysis the material used from the resource extraction to the construction site has to be considered. By using less construction material or recycle material CO_{2e} emissions are reduced. In conclusion material efficiency has to be considered and can be improved through production improvements, use of recycling material, use of alternative materials, etc. .

An additional influence on CO_{2e} emissions of mobile machines is the installation of a *CO_{2e} capture and storage* system. This system will permit to catch or reduce the CO₂ emission before they are released into the air and so reduce the locally emitted greenhouse gas emissions (CO_{2e}). Nowadays three capture possibilities exist for power plants: *pre-combustion*, *oxy-combustion* and *post-combustion*. In pre-combustion technologies, the CO₂ is captured before combustion takes place. In the oxy-combustion technologies, the combustion takes place with oxygen (O₂) instead of air. Air comprises not only oxygen but e.g. also nitrogen (N₂). Post-combustion technologies describe the separation and storage of CO₂ from the exhaust gas, after the combustion process. [9]

For mobile machines the main focus lays on pre- and post-combustion technologies.

The CO₂e reduction potentials are described by the combined total efficiency of the six pillars described above and shown in Figure 2.1. These six pillars are widely interrelated and cannot be assessed as stand-alone since construction machines are contributing to multiple processes by various operators in changing environments. An efficiency increase on a small scale can therefore lead to a reduction in the whole construction application.

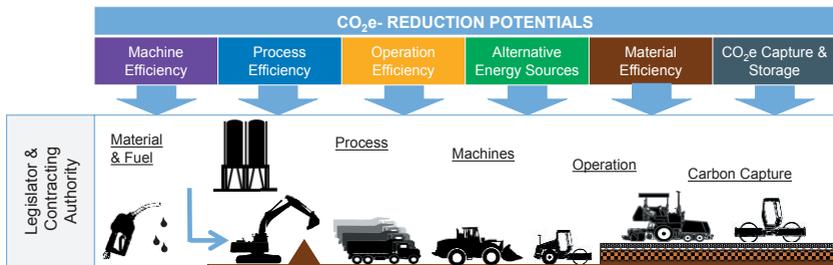


Figure 2.1: Six main CO₂e reduction potentials for construction equipment

3 Methane as sustainable fuel for mobile machines

One possibility to reduce greenhouse gas emissions is to use an alternative energy carrier to diesel (alternative energy sources pillar). In order to choose an adequate alternative an analysis about its calorific value, its gravimetric and volumetric energy densities is necessary. In [10] different energy carriers were examined. Hydrogen was found to be not an option for mobile machines because of its volumetric value, see Table 3.1. An efficiency of 0.34 and 0.5 are assumed for an internal combustion engine (ICE) and for a fuel cell (FC), respectively [10,11]. The energy of 500 l diesel is equivalent to 2,104 l liquid

hydrogen in an ICE drive concept and 1,431 l with a FC drive concept. Such a tank volume would be too big for a mobile machine. Further hydrogen reduces the strength, ductility and service life of many metallic materials (hydrogen embrittlement) [12].

Batteries are not an interesting alternative to fuels because of their gravimetric energy density. In [13], a battery for a combine harvester equivalent to the energy of 500 l diesel (0.415 t) has been calculated and would have a weight of 29 t.

Geimer and Ays identified in [10], sustainable liquefied methane as the most promising alternative fuel for mobile machines. In Table 3.1 can be seen that the volume as well as the mass of liquefied methane are in an acceptable range, lightly higher than diesel.

Table 3.1: Comparison of methane and hydrogen with diesel fuel [10] [11] [14] [15]

	Concept	Density of fuel [kg/l]	Calorific value of fuel [MJ/kg]	Volume of fuel [l]	Mass of fuel [kg]
Ref.	Diesel & ICE	0.83	43.2	500	415
Gas	CH ₄ (0°C, 200 bar) & ICE	0.141	50	2,543	359
	H ₂ (700 bar, 25°C) & ICE	0.039	120	3,802	149
Liquid	CH ₄ (-167°C, 1 bar) & ICE	0.423	50	848	359
	CH ₄ (-167°C, 1 bar) & FC	0.423	50	601	254
	H ₂ (-253°C, 1 bar) & ICE	0.071	120	2,104	149
	H ₂ (-253°C, 1 bar) & FC	0.071	120	1,431	102

$$*\eta_{ICE} = 0,34; \eta_{FC} = 0,5; \eta_{Reformer} = 0,75$$

Methane is liquefied by a temperature of -167 to -157°C at 1 bar and has a calorific value of 50 MJ/kg. Depending on the purity of the natural gas or biogas corresponding to the percentage amount of CH_4 molecule, the calorific value varies between 39 to 50 MJ/kg.

Table 3.2 shows the amount of greenhouse gas emitted during its production, also called well to tank (WtT), and during its conversion into mechanical energy, tank to wheel (TtW). The sum results to the total greenhouse gas emissions, also called well to wheel emissions (WtW). In case sustainable energy carriers are used, the TtW emissions (local emissions) are assumed to be zero, they correspond to the CO_2e absorbed from the atmosphere for e. g. during the growing process of the plant [16]. Mobile machines can only be operated with liquefied methane if the infrastructure is available. In [17] was shown on the example of Karlsruhe that such infrastructure is already available thanks to the existing natural gas network and the biogas plants. Methane or natural gas are nowadays transported in Germany in gaseous form via pipelines or in liquid form via maritime delivery, via rail transport with tank wagons or via road tankers. Liquid methane is first stored in depots or storage facilities before it is distributed. Power-to-methane plants or biomethane plants can also serve as depots, only the installation of additional liquefaction system would be necessary. [18]

Table 3.2: Well to wheel analysis of liquefied methane

	[g $\text{CO}_2\text{e}/\text{MJ}$]		
	WtT	TtW	WtW
LNG fossil	19.0	56.0	75.0
LNG from wind power-SNG	12.3	56.7 (<i>process with fraction diesel</i>)	13.0
		56.6 (<i>Otto process</i>)	12.9
		0.06 (fuel cell)	12.3
LBG liquid biomethane	31.3	56.7 (<i>process with fraction diesel</i>)	32.0
		56.6 (<i>Otto process</i>)	32.9
		0.06 (fuel cell)	31.3
Diesel	15.3	74.0	89.3

The refuelling possibilities of mobile working machines with liquid methane can take place either via direct refuelling of the machine by a tanker truck, via the delivery or filling of a stationary container or via the company's own liquefaction plant on the premises. As soon as their own liquefaction plant is available, the machines can divert the liquid methane from the natural gas network. The refuelling process may only take place in well ventilated places and must be carried out by persons wearing safety clothing to prevent cold burns. [18]

4 Methane drive concept design methodology for mobile machines

Figure 4.1 shows according to the morphological box method possible machine concepts with liquefied methane. First, the primary energy converter needs to be selected. With liquefied methane, not only internal combustion engines as the Otto engine, diesel gas engine or gas-diesel engine can serve as primary energy converter but also fuel cells [19]. Four different types of fuel cells were therefore identified: the proton-exchange membrane fuel cell (PEMFC), the phosphoric acid fuel cell (PAFC), the solid oxide fuel cell (SOFC) and the molten carbonate fuel cell (MCFC).

The MCFC and the PAFC are recommended to be used as central power generation source for an amount of machines. PEMFC and SOFC can be installed as primary energy converter in mobile machines. The main advantage of SOFC is its smaller dimensions and lower weight while requiring less power. In contrast, the PEMFC requires an external oversized reformer for low power output, which takes up a large volume and weight. When the power requirement reaches a certain value, the advantage of the high power density of the PEMFC outweighs the advantages of SOFC. [20]

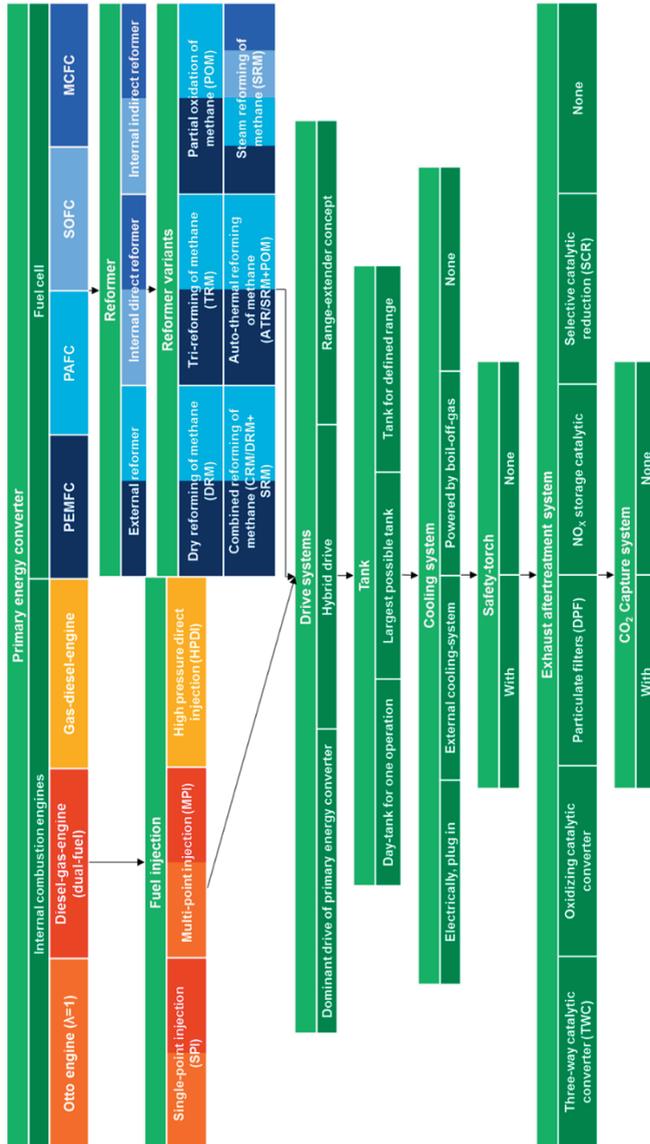


Figure 4.1: Machine concepts variants with liquefied methane according to the morphological box method

Fuel cells work with hydrogen, therefore methane is converted with a reformer into hydrogen. Depending on the fuel cell type an external, internal direct or internal indirect reformer can be installed. An external reformer is an independent component, not integrated in the fuel cell. An internal reformer is integrated in the fuel cell. When the conversion happens with a separated catalyst, the process is called internal indirect reforming and when the conversion into hydrogen happens directly at the anode, the process is called internal direct reforming. [20]

For methane different reforming technologies are available where water and/or oxygen and/or carbon dioxide react with methane into hydrogen and carbon monoxide. Six existing technologies were identified: steam reforming, dry reforming, partial oxidative reforming, combined reforming, auto-thermal reforming and tri-reforming [21].

In order to increase the hydrogen production the water shift reaction takes place directly after the reforming process [22].

Then, depending on the machine type and its application the drive system has to be chosen. The most common drive system for mobile machines is a dominant drive of the primary energy converter. Alternatives are the range-extender concept or other hybrid drive concepts.

Afterwards the right tank size has to be chosen. Therefore, it has to be clarified if the machine requirements impose a minimum tank volume for one operation day or for a defined range or if the largest possible tank is requested. Methane needs to be stored in a special tank, where temperature is of -167 to -157°C at 1 bar in order to be liquid because it is gaseous at atmospheric temperature and pressure. If the machine has long standstill time, a cooling system is necessary to extend the holding time before evaporation of the fuel takes place. The cooling system can be an external system or integrated in the mobile machine. It can be powered with electricity or by boil-off-gas. A security measure could be a safety-torch or a small burner which burn any evaporated gas before it is released in the atmosphere.

Finally, depending of the choice of the primary energy converter different exhaust aftertreatment systems are necessary. Not only conventional systems but also a CO₂ capture system can be adopted in order to reach zero pollutant emissions.

5 Adapted exhaust aftertreatment system capturing carbon

CO₂ capture and storage (CCS) technologies are considered by [2] to be the solution to the global warming problem. The CO₂ emissions are captured and stored instead to be released into the atmosphere. Actual application focus lay on large scale and stationary sources of CO₂ such as power plants [9].

Huang investigated in [9] different existing technologies for CO₂ capturing and developed adapted solutions for mobile machines. The best proposed solution can be seen in Figure 6.1. In the CO₂ capture system, first the exhaust gas is being cooled down to 60°C. This may happen with a gas cooler or with air from the atmosphere by using a turbocharger. Then CO₂ is captured with one of the two activated carbon filters and finally the CO₂ free exhaust gas is released into the air. When the filter is fully charged with CO₂, the exhaust gas is led via the 3-way valve to the other filter. Meanwhile the first filter is being heated to 120°C to desorb the CO₂. It will later be cooled down to 30°C and compressed into liquid (200 bar) in order to be stored in a tank. This means that if one activated carbon filter is in adsorption state, the other filter is in desorption state. As soon as the tank is full, it can be emptied, the CO₂ can then be sold and transferred to an external system for other utilisations, e.g. in order to produce e-fuels. [9]

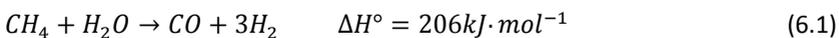
6 Exemplary application on an excavator

Using sustainable liquefied methane as fuel is considered to be climate neutral because CO₂ from the atmosphere is absorbed for e.g. during the growing process of the plant and then released in the atmosphere by converting chemical energy into mechanical energy. If in addition the emission produced during the conversion of chemical energy in mechanical energy is captured and stored in the underground and so not released in the atmosphere, the system is not climate-neutral anymore but emitting negative CO₂e, which would mean the technology cleans the atmosphere.

In Figure 6.1 exemplary is shown on an excavator the technology combination of sustainable liquefied methane as energy carrier with a PEMFC fuel cell range extender drive concept and with the carbon capture system described in chapter 5.

A fuel cell is a primary energy converter providing “high electrical and overall efficiencies with limited environmental impact” [23]. This compact technology emits no noise, has no moving parts and produces no vibration. In addition, fuel cells have an electrical efficiency of 50 to 65 % and a total efficiency of over 80 % [11]. As fuel cell a PEMFC is selected because of its high energy density and efficiency [20]. For the exemplary excavator the range-extender drive concept is chosen so that load fluctuations impact as little as possible the fuel cell and so mostly the battery.

The energy carrier liquefied methane flows through a heat exchanger and enters gaseous the external reformer. There the steam reforming process takes place. The fuel methane reacts with the water vapour to produce syngas or synthesis gas which consists of hydrogen (H₂) and carbon monoxide (CO). The reaction is described in (6.1) [14].



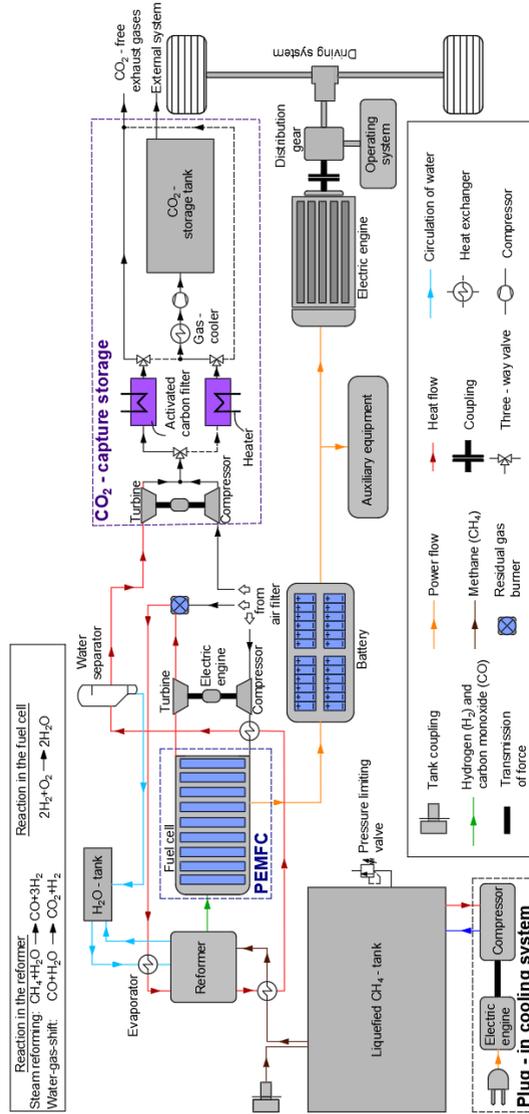
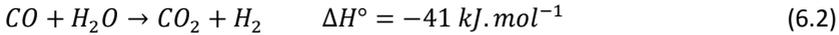


Figure 6.1: Machine concept for mobile machines

Afterwards to increase the hydrogen production, follows the water gas shift reaction like in (6.2).



The products of the reaction flow into the fuel cell in order to produce electricity for the traction drive. For efficient use of the chemically bound energy, residual gases left in the exhaust gas leaving the fuel cell are burnt. The heat of the exhaust gas is then used for the heat exchangers, reformer and H₂O separator. Finally, in the exhaust gas only O₂, CO₂ (low approximately 0.8 g/kWh) and because of the residual gas burner very low (< 10 ppm) of CO and NO_x are left [24]. Subsequently in order to reach zero emissions, the CO₂ needs to be continuously separated with a capture system and stored. The carbon capture system solution adopted for this exemplary excavator cools down the exhaust gas with air from the atmosphere via a turbocharger and adsorbs CO₂ through an active carbon filter system was.

Table 6.1: Approximated volume and weight calculation for an conventional 30 t excavator versus a CH₄-FC-CCS drive excavator for a same energy output of 6,340 MJ [10] [11] [14] [15] [26]

Concept		Fuel	Tank	Drive		Exhaust gas aftertreatment System	CCS	Total
Diesel excavator (30t)	Volume [m ³]	0.52	negligible	Engine:	0.79	0.33	-	1.6 m ³
	Mass [kg]	432	26	Engine:	715	140	-	1,313 kg
CH₄-FC-CCS-drive excavator	Volume [m ³]	0.49	0.55	FC:	0.73	-	0.98	6.0 m ³
				Battery:	0.67			
	Reformer:	2.59						
	Total:	3.99						
Mass [kg]	264	426	FC:	475	-	162-888 (CO ₂ -tank empty-full)	2,650 kg to 3,376kg	
			Battery:	603				
Reformer:	720							
Total:	1,798							

* $\eta_{ICE} = 0,34; \eta_{FC} = 0,5; \eta_{Reformer} = 0,75$

The combination of these described technologies are estimated to weight 1.3 t with an empty CO₂ tank to 2.1 t more with a full CO₂ tank (4.5 to 6.9 %) and to need 4.4 m³ more space than conventional excavators (see Table 6.1). The conventional exhaust gas aftertreatment system is replaced with a CO₂ capture and storage system.

7 Economical aspects

The organisation for Economic Cooperation and Development (OECD) states that direct damages and indirect consequences such as adaptation measures due to global warming cost today 30 €¹ per t of CO₂e and in 2020 60 € per t of CO₂e [27]. In the case of a diesel excavator with e.g. a service life of 10.000 hours and a fuel consumption of 30 l/h, this would correspond to 954 t of CO₂e emissions and 28.620 € or in 2020 to 57.240 €. The described innovation in Figure 6.1 will cost less than direct damages and indirect consequences due to global warming. Consequently, it becomes clear that this innovation is quite economical.

8 Summary

The global warming drives the reduction of man-made greenhouse gas emissions. One possibility for mobile machines is the use of sustainable liquefied methane. A drive concept methodology for mobile machines with this fuel was developed in chapter 4. By combining sustainable liquefied methane with a fuel cell drive and a carbon capture system the best climate friendly result is obtained. The structure of this concept has been explained and

¹ 30 € per t CO₂e is a low-end estimate of today carbon costs and is valid for “42 OECD and G20 countries, representing 80% of world emissions” [27].

applied exemplarily on an excavator. In summary, this article has proposed a real alternative on how mobile machines can continue to contribute to the reduction of greenhouse gas emissions.

Further work is necessary before this described technology combination can be implemented in a mobile machine such as detailed dimensioning of the components depending on the machine and its application, simulations, adaptations of the operation strategy, etc. .

By capturing and storing CO₂ emissions new business models for mobile machines, construction companies or farmers can be derived.

References

- [1] European Commission: Climate Action - Climate strategies & targets: 2050 low-carbon economy. 17.07.2018. Available from: https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2050_en
- [2] Pfluger, B.; Tersteegen, B.; Franke, B.; Bernath, C.; Bossmann, T.; Deac, G. et al.: Modul 10.a – Reduktion der Treibhausgasemissionen Deutschlands um 95 % bis 2050 Grundsätzliche Überlegungen zu Optionen und Hemmnissen: Langfristszenarien für die Transformation des Energiesystems in Deutschland - Studie im Auftrag des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie, 2017.
- [3] Helms, H.; Heidt, C.: Erarbeitung eines Konzepts zur Minderung der Umweltbelastung aus NRMM (non road mobile machinery) unter Berücksichtigung aktueller Emissionsfaktoren und Emissionsverminderoptionsen für den Bestand, 2014.
- [4] Hanke, S.: Nachweisführung: Freiwillige Selbstverpflichtung der Landtechnik zur CO₂ Reduktion. Karlsruhe, 2014.

- [5] Ays, I.; Geimer, M.: CO₂e Quantifizierung von mobilen Arbeitsmaschineneinsätzen im Erdbau, Steinbruch, Straßen- und Hochbau. Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen: 6. Fachtagung, 15. Februar 2017, Karlsruhe, KIT Scientific Publishing, 2017, pp. 145-161.
- [6] Ays, I.; Becker, S.; Geimer, M.: Einflüsse der Betriebseffizienz auf die CO₂e-Emissionen und die entstehende Änderungen mit automatisierten Arbeitsmaschinen. Mobile Maschinen, Nr. 4, 2018, pp. 24-29.
- [7] Edwards, R.; Larivé, J.F.; Rickeard, D.; Weindorf, W.: WELL-TO-TANK Appendix 1 - Version 4a: Conversion factors and fuel properties. Italy, 2014.
- [8] European Commission: EU Science Hub: The European Commission's science and knowledge service - Well-to-Wheels Analyses. 23.08.2018. Available from: <https://ec.europa.eu/jrc/en/jec/activities/wtw>
- [9] Huang, T.: Analyse und Vorauslegung einer mobilen Arbeitsmaschine mit CO₂-Abscheidesystem. Masterthesis, Karlsruhe, Karlsruhe Institute of Technology (KIT), 2018.
- [10] Geimer, M.; Ays, I.: Nachhaltige Energiekonzepte für mobile Arbeitsmaschinen – in welche Richtung gehen sie?. Mobile Maschinen, Nr. 6, 2014.
- [11] Jäger, W.; Stieglitz, R.: Energy Storages & Grid Integration. Lecture notes, Karlsruhe, 2017/2018.
- [12] Fraunhofer IWM: Wasserstoffversprödung metallischer Werkstoffe - Fraunhofer IWM. 11.09.2018. Available from: [https://www.iwm.fraunhofer.de/de/geschaeftsfelder/werkstoffbewertung-lebensdauerkonzepte/mikrostruktur-eigenstresspannungen/wasserstoffversproedung-metallischer-werkstoffe.html](https://www.iwm.fraunhofer.de/de/geschaeftsfelder/werkstoffbewertung-lebensdauerkonzepte/mikrostruktur-eigenstressspannungen/wasserstoffversproedung-metallischer-werkstoffe.html)

- [13] Thiebes, P.; Geimer, M.: Potenziale nutzen mit Methode. Fachzeitschrift Mechatronik, 2010, pp. 36-39.
- [14] Aicher, T.: Über die Wasserstofferzeugung: Reformer und Elektrolyseure. Document of lecture "Batterien und Brennstoffzellen" from E. Ivers-Tiffée, Karlsruhe, 2017.
- [15] Stan, C.: Alternative Antriebe für Automobile: Hybridsysteme, Brennstoffzellen, alternative Energieträger. 3rd ed. Berlin, Heidelberg, Springer Berlin, 2012.
- [16] Weberbeck, L.; Engelmann, D.; Ays, I.; Geimer, M.: Liquefied Natural Gas in Mobile Machines. ATZ offhighw worldw, Nr. 4, 2016, pp. 38-45.
- [17] Ays, I.; Engelmann, D.; Geimer, M.: Flüssiges Methan als alternativer Energieträger für mobile Arbeitsmaschinen. Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen: 6. Fachtagung, 15. Februar 2017, Karlsruhe, KIT Scientific Publishing, 2017, pp. 125-143.
- [18] Schmidt, S.: LNG-Tankstrategie für Mobile Arbeitsmaschinen. Masterthesis, Karlsruhe, Karlsruhe Institute of Technology (KIT), 2016.
- [19] Ays, I.; Weberbeck, L.; Engelmann, D.; Geimer, M.: Maschinenkonzepte für Mobile Arbeitsmaschinen mit Methanantrieb. Mobile Maschinen, Nr. 5, 2018, pp. 36-41
- [20] Hu, J.: Innovative Nutzung von LNG in brennstoffzellenbetriebene Mobimas. Masterthesis, Karlsruhe, Karlsruhe Institute of Technology (KIT), 2018.
- [21] Arora, S.; Prasad, R.: An overview on dry reforming of methane: strategies to reduce carbonaceous deactivation of catalysts. RSC Adv., 2016, pp. 108.668–108.688.
- [22] Joensen, F.; Rostrup-Nielsen, J.R.: Conversion of hydrocarbons and alcohols for fuel cells. Journal of Power Sources, 2002, pp. 195-201.

- [23] Kupecki, J.: Modeling, design, construction and operation of power generators with solid oxide fuel cells: From single cell to complete power system. Cham, Switzerland, Springer, 2018.
- [24] Weber, A.: Lecture documents: "Batterie- und Brennstoffzellensysteme", Karlsruhe, 2017/2018.
- [25] Company Fritzmeier: Volume and weight of cabins for mobile machines. Phone discussion, Karlsruhe, 2018.
- [26] Weberbeck, L.: Analyse und Vorauslegung einer mit verflüssigtem Erdgas angetriebenen mobilen Arbeitsmaschine. Masterthesis, Karlsruhe, Karlsruhe Institute of Technology (KIT), 2016.
- [27] OECD: Effective Carbon Rates 2018: Pricing Carbon Emissions Through Taxes and Emissions Trading. 1st ed. Paris: Organisation for Economic Co-operation and Development, OECD Publishing, 2018.

Notizen

Future Drive Technologies for Mobile Working Machines 2020/2025

Joachim Stieler

*Stieler Technologie- & Marketing-Beratung GmbH & Co. KG, Lörrach, Deutschland
E-Mail: joachim.stieler@stm-stieler.de; Tel.: (+49)7621 5500 444*

Kurzfassung

Elektrische Antriebe haben eine lange Tradition in mobilen Arbeitsmaschinen. Namhafte Hersteller haben bereits vor mehr als 10 Jahren Maschinen mit elektrischem Antrieb bzw. mit Hybridantrieb vorgestellt. Manche Maschinen sind damals nicht über das Prototypenstadium hinausgekommen bzw. haben es erst gar nicht erreicht.

Heute haben wir eine andere Situation. Entwicklungen in der Automobil- und Nutzfahrzeugindustrie werden auch Auswirkungen auf mobile Arbeitsmaschinen haben. Bauunternehmen setzen heute bereits Hybridbagger ein bzw. sind auf der Suche nach effizienteren Lösungen. Landwirte wollen energieautark sein, auch gewinnt das Thema Precision Farming an Bedeutung.

Eine wichtige Rolle werden auch Zulieferer von elektrischen und Hybridlösungen spielen.

Maschinen mit elektrischen und Hybridantrieben wurden in den vergangenen Jahren von Wacker-Neuson, Mecalac, Volvo, Caterpillar, Hamm, Fendt, John Deere und Schaeffer vorgestellt.

In Kompaktmaschinen kommen meist Batterieantriebe zum Einsatz, durchaus noch mit konventioneller Batterietechnik. Der Fahrtrieb erfolgt elektrisch, die Arbeitshydraulik ist noch konventionell.

In Hybridbaggern beschränkte sich das Thema Hybrid bisher meist auf die elektrische Schwenkeinrichtung. Maschinen der nächsten Generation verwenden Dieselmotoren mit geringerer Leistung, unterstützt durch eine elektrische Maschine und einer Lithium-Ionen-Batterie zur Energiespeicherung.

Maschinenhersteller, die das Thema Elektrifizierung bisher noch nicht in ihre Agenda aufgenommen haben, werden das in ihrer weiteren Roadmap berücksichtigen müssen. Wichtige Treiber sind ihre Kunden, die für zukünftige Projekte auch Zero-Emission-Maschinen in ihrem Fuhrpark vorweisen müssen. Diesel-Fahrverbote in europäischen Zentren werden diese Entwicklung beschleunigen.

Die Elektrifizierung wird zukünftig Einzug in allen mobilen Maschinen und Leistungsklassen halten. Betroffen sind nicht nur der Verbrennungsmotor, sondern auch die Antriebstechnik mit Getrieben und Achsen, die Arbeitsfunktionen und auch die Nebenantriebe. Neben dem Einzug der Batterietechnik sehen wir mittel- und langfristig auch Brennstoffzellen und Wasserstoffmotoren.

Mit der Elektrifizierung werden zukünftig auch neue Maschinenarchitekturen realisiert. Sobald die Maschinen *Strom* an Bord haben, werden in Baumaschinen mehr elektrische Fahrtriebe eingesetzt und die Arbeitsfunktionen auf Elektrohydraulik umgestellt oder auch elektrifiziert; in der Landtechnik werden beispielsweise die Anbaugeräte elektrifiziert.

Die hier vorgestellten Ergebnisse basieren auf einer umfassenden Markt- und Technologiestudie. Betrachtet wurden die zukünftige Antriebstechnik (Prime Mover, Fahrtriebe, Arbeitsfunktionen, Nebenantriebe) in Baumaschinen, der Landtechnik und der Fördertechnik.

Schlagworte: Markt- und Technologiestudie, Mobile Arbeitsmaschinen, Baumaschinen, Landtechnik, Fördertechnik, Zukünftige Antriebstechnik, Arbeitsfunktionen, Nebenantriebe Elektrifizierung, Hybridtechnik, Elektrohydraulik

1 Was sind die Treiber für elektrische und hybride mobile Arbeitsmaschinen?



Abbildung 1.1: Mobile Arbeitsmaschinen – heute und vielleicht morgen

1.1 Bauunternehmen

Bauunternehmen setzen bereits Hybridbagger, z. B. von Hitachi, aufgrund einer eigenen Nachhaltigkeitsstrategie ein. Geringerer Energieverbrauch und damit eine höhere Effizienz sind zentrale Forderungen.

Bauunternehmen sind auf der Suche nach effizienteren Lösungen für die benötigten Baumaschinen. Allerdings haben bisherige Tests mit Hybridmaschinen nicht die gewünschten Ergebnisse erbracht. Die Hybridtechnik darf sich z. B. bei Baggern nicht allein auf den Schwenkantrieb beschränken.

Bauunternehmen benötigen emissionsfreie Geräte, wie z. B. den Radlader 5055e von Kramer für eine grüne Anlage der Deutschen Bahn in Köln.

Um zukünftige Investitionen planen zu können, sind zuverlässige Aussagen über die zukünftige Versorgung mit Hybrid- und Elektromaschinen erforderlich.

Baumaschinenhersteller wie die Wacker-Neuson Gruppe haben auf diese Forderungen vom Markt bereits reagiert und bieten heute schon eine Palette an elektrischen Baumaschinen an.

1.2 Landwirtschaft

Landwirte wollen energieautark sein und verfügen mit Windkraft-, Solar- und Biogasanlagen über eine eigene Stromerzeugung. Diese wollen sie auch selbst nutzen.

Ebenso gewinnt das Thema Precision Farming an Bedeutung. Um Düngemittel, Saatgut, Pflanzenschutzmittel und auch Wasser sparsam einsetzen zu können, kommen heute bereits elektrische Antriebe in Anbaugeräten zum Einsatz. Diese Entwicklung wird sich in Zukunft weiter verstärken.

1.3 Zulieferer

Bestehende und neue Lieferanten konzentrieren sich mittlerweile auf elektrische und Hybridlösungen.

Die Firma DEUTZ in Köln übernahm im September 2017 den Elektroantriebspezialisten Torqeedo und wird zukünftig Motoren für Gas, Wasserstoff und regenerative Kraftstoffe, Hybrid- und elektrische Antriebe anbieten.

Danfoss, bekannt bisher als Hydraulikunternehmen, hat 2017 das Unternehmen Visedo Oy übernommen, einen Anbieter von elektrischen Lösungen für den Off-Highway- und Schiffsmarkt. Im September 2018 wurde das Unternehmen AXCO-Motors übernommen, um der wachsenden Nachfrage nach elektrischen Lösungen gerecht zu werden. Eine erste Referenz bei Forstmaschinen ist der Logset 12H GTE Hybrid Harvester, im Sommer 2018 wurde ein Minenfahrzeug der Fa. Paus im Emsland mit einem elektrischen Antrieb ausgerüstet.

2 Bisherige und aktuelle Lösungen in der Elektro- und Hybridtechnik

Mobile Arbeitsmaschinen mit elektrischem bzw. Hybridantrieb haben bereits eine lange Tradition. Diese Industrie beschäftigte sich in den zurückliegenden Jahren schon immer mit elektrischen und hybriden Antriebskonzepten. Nachfolgende Darstellung zeigt die Entwicklung von Prototypen und am Markt verfügbare Maschinen.

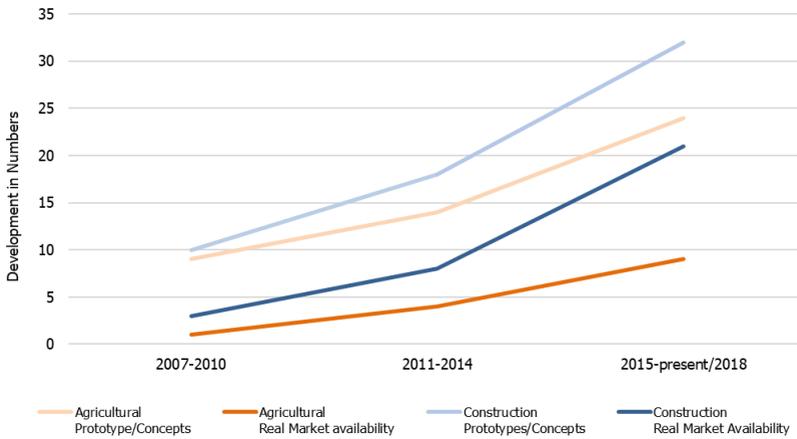


Abbildung 2.1: Past and present solutions in electric and hybrid technology

2.1 Baumaschinen

Waren es im Zeitraum 2007 bis 2010 noch 10 Prototypen und 2 verfügbare Maschinen, so waren es 2015 bis 2018 bereits 32 Prototypen und 21 im Markt verfügbare Maschinen. In nachfolgender Tabelle sind beispielhaft Unternehmen und Maschinen dazu aufgeführt.

Tabelle 2.1: Hersteller und Maschinen mit Elektro- und Hybirdtechnik in der Baumaschinenbranche

Unternehmen	Maschinen	Beschreibung
Caterpillar (Pon Equipment)	CAT 323F Z-line	Bagger hat die gleiche Charakteristik wie der CAT 323F mit Dieselmotor: <ul style="list-style-type: none"> • Betriebsgewicht 25.000 kg • Leistung 120 kW Einsatz in <i>Urban areas</i>
Hitachi	ZH210-6	<ul style="list-style-type: none"> • Dieselmotor mit 73 kW und Elektromotor mit 44 kW • Elektrischer Schwenkantrieb mit 220 Nm Drehmoment • Lithium-Ionen-Batterie zur Unterstützung des Dieselmotors
Komatsu	HB215LC-1	<ul style="list-style-type: none"> • Dieselmotor mit 104 kW • Elektrischer Schwenkantrieb
Kobelco	SK210 HLC-10	<ul style="list-style-type: none"> • Betriebsgewicht ca. 23.000 kg • Dieselmotor mit 119 kW und Elektromotor mit 25 kW • Schwenkantrieb mit 26 kW • Lithium-Ionen-Batterie mit 567 V • Kobelco Arm Interflow System (AIS)
Volvo	EX02	<ul style="list-style-type: none"> • Vollelektrischer Kompaktbagger ausgelegt für: <ul style="list-style-type: none"> ○ Lithium-Ionen-Batterie ○ Lithium-Ionen-Batterie und Diesel Range-Extender ○ Lithium-Ionen-Batterie und Brennstoffzelle ○ Energieversorgung über Kabel
Mecalac	E12 Radbagger	<ul style="list-style-type: none"> • Betriebsgewicht 11.000 kg • Lithium-Ionen-Batterie mit 650 V und 146 kWh

Die nachfolgenden Darstellungen zeigen, welche Antriebsarten in den jeweiligen Größenklassen bei Baggern und Radladern heute eingesetzt werden.

7. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen

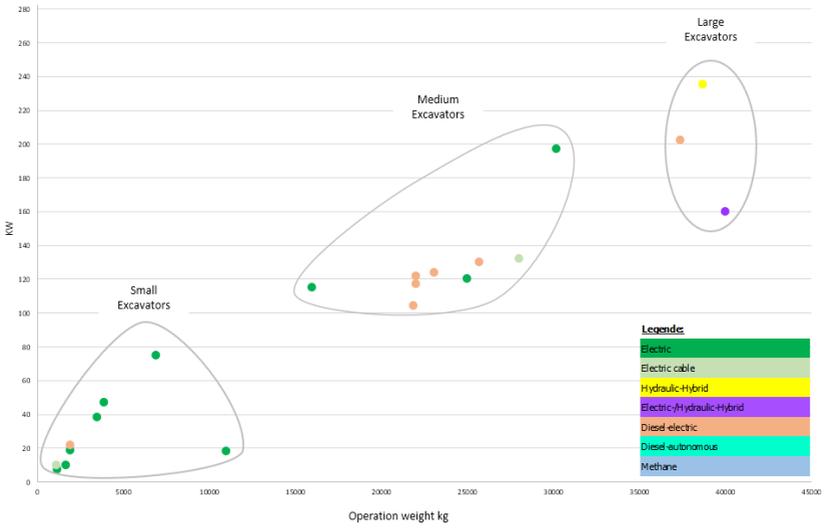


Abbildung 2.2: Bagger

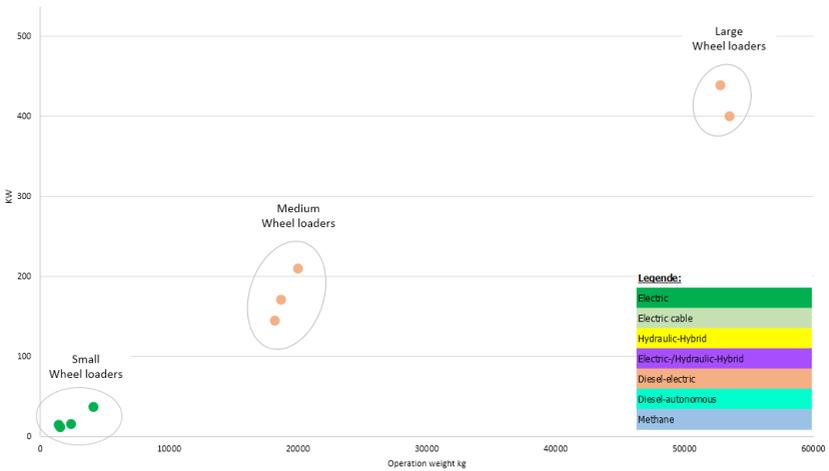


Abbildung 2.3: Radlader

2.2 Landtechnik

Eine Auswertung von landtechnischen Maschinen kommt für den Zeitraum 2007 bis 2010 auf 9 Prototypen und eine im Markt verfügbare Maschine. New Holland stellte bereits 2009 auf der Basis des T6000 Traktors eine Maschine mit Brennstoffzelle vor. Zwei Elektromotoren waren im Einsatz als Fahrtrieb, für PTO und die Hilfsantriebe. 2015 bis 2018 sind es bereits 19 Prototypen und Konzepte bzw. 9 verfügbare Maschinen. Hierzu gehören beispielsweise die in Tabelle 2.2 dargestellten Fahrzeuge.

Tabelle 2.2: Hersteller und Maschinen mit Elektro- und Hybridtechnik in der Landtechnik

Unternehmen	Maschinen	Beschreibung
AGCO Fendt	e100 Vario	Leistung 50 kW Lithium-Ionen Batterie 650 V und 100 kWh Energieinhalt
Honda	Robot 3E-D18	Autonome Maschine für den Einsatz in Bau- und Landwirtschaft
Horsch	Maestro Einzelkorn- sämaschine	Einzelkorndosiergerät mit integriertem Elektroantrieb
John Deere	Traktor Sesam	Batterie mit 130 kWh 2 Elektromotoren mit jeweils 150 kW Leistung
Rousseau	E-Kastor	Böschungsmäher mit elektrischem Motor (Substitution des Hydromotors)
Schaeffer	Hoflader 23e	Erster Hoflader mit Lithium-Ionen-Batterie Mit 400 V Eingangsspannung können 80 % der Energie innerhalb von 30 min geladen werden.

3 Neue Antriebskonzepte – Construction kit of the future

3.1 Motorentechnik

3.1.1 Verbrennungsmotoren

Wurden bisher zumeist Dieselmotoren eingesetzt, werden zukünftig neben Dieselmotoren auch Motoren für Gas, Wasserstoff und regenerative Kraftstoffe eingesetzt werden. Hybridantriebe, z.B. dieselektrische Antriebe werden bereits mittelfristig an Bedeutung gewinnen.

Die Technik von Verbrennungsmotoren wird auch von zukünftigen Emissionsvorschriften bestimmt. Heute bestehen nicht harmonisierte Abgasvorschriften für Motoren, Tier V gilt für Europa ab 2019/2020. Ohne Harmonisierung werden weltweit weiterhin verschiedene Dieselmotoren im Einsatz sein.

3.1.2 Batterietechnologie

Die Batterietechnik ist nach wie vor der Engpass (Kosten, Kapazität) für die Elektrifizierung von Bau- und Landmaschinen. Allerdings wird ihre Bedeutung mit dem Einsatz von Lithium-Ionen-Batterien in der Automobilindustrie und in der Fördertechnik zunehmen.

3.1.3 Wasserstofftechnologie

Wasserstoff kann in Zukunft in mobilen Arbeitsmaschinen an Bedeutung gewinnen. Firmen wie Deutz und Liebherr arbeiten zusammen mit KEYOU an Verbrennungsmotoren, die mit Wasserstoff arbeiten. Auch wird die Brennstoffzellentechnologie für mobile Maschinen an Bedeutung gewinnen. Hyster, Hersteller von Gabelstaplern und Reach-Stackern, kaufte Nuvera, ein Hersteller von Brennstoffzellentechnologie. Der Volvo-Bagger EX2 heute noch ein Prototyp, soll auch für Brennstoffzellentechnik ausgelegt werden.

Nachfolgend sind die Wachstumsraten für die verschiedenen Motorenarten (Prime Mover) für Baumaschinen und Landmaschinen dargestellt. Aufgrund der noch niedrigen Basis liegen die Zuwachsraten teilweise im Bereich größer 1.000 %.

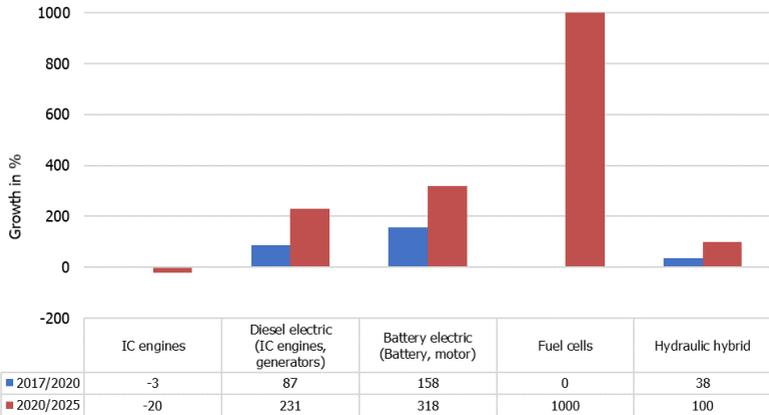


Abbildung 3.1: Baumaschinen – Growth prime movers construction machines

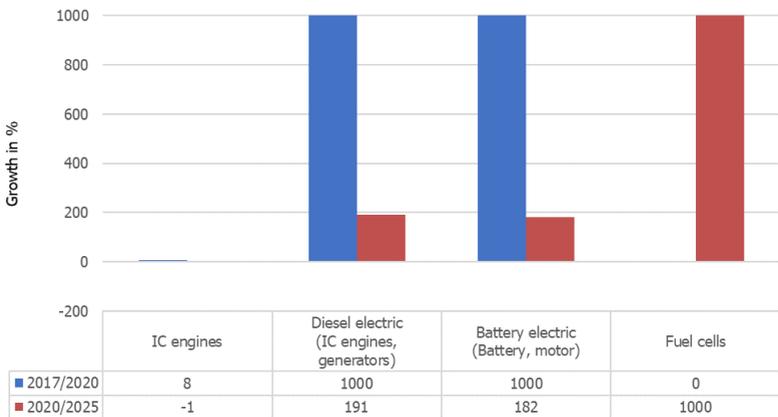


Abbildung 3.2: Landmaschinen – Growth prime movers agricultural machines

3.2 Antriebstechnik

Der Einzug der Elektrotechnik in mobile Maschinen beschränkt sich nicht nur auf die Substitution des Verbrennungsmotors. Er wird nicht ohne Auswirkungen auf die Antriebstechnik und die Arbeitsfunktionen bleiben.

3.2.1 Getriebe/Achsen

Bei Getrieben und Achsen gilt es die mechanische Effizienz zu steigern. Aus diesem Grunde rechnen wir mit einem wachsenden Einsatz von Doppelkupplungsgetrieben und leistungsverzweigten Getrieben:

- Doppelkupplungsgetriebe bieten Vorteile in Bezug auf Bedienkomfort und höheren Wirkungsgrad. Sie gewinnen vor allem in Europa und Amerika an Bedeutung.
- Bei elektrischen Stufenlosgetrieben (e-CVT) wird der hydrostatische Teil durch Elektromotoren ersetzt. Sie bieten eine bessere Kraftstoffeffizienz, ein reibungsloses und präzises Handling und damit eine höhere Produktivität.
- In Achsen und Radantrieben werden durch den Einsatz von elektrischen Radantrieben weiterhin Planetengetriebe aufgrund der notwendigen Drehzahlanspassungen erforderlich sein.

3.2.2 Hydrostatische Antriebe

Hydrostatische Antriebe haben in Bau- und Landmaschinen in unteren Leistungsbereichen heute noch ein breites Einsatzspektrum. Mit dem Vordringen elektrischer Antriebe gilt es Pumpen- und Motoreinheiten effizienter zu gestalten.

Neuen Hydraulikarchitekturen (Direct Drive Hydraulics und Common Rail-Systeme) können unter Effizienzgesichtspunkten Chancen eingeräumt werden.

3.2.3 Hydraulische Hybridantriebe

Hydraulische Hybridlösungen kommen beispielsweise in einem Baggermodell von CAT und in einer Tandemwalze von Hamm bereits zum Einsatz. Da sie Energie rückgewinnen, bieten sie unter Effizienzaspekten Vorteile.

3.2.4 Elektrische Antriebe

Mit dem Vordringen elektrischer Hybridtechnologie werden elektrische Rad- und Achsantriebe in Bau- und Landmaschinen an Bedeutung gewinnen. So verwendet Volvo im Kompaktbagger EX02 elektrische Kettenantriebe und im Radlader LX1 elektrische Radantriebe.

Bei dem Radlader LX1 von Volvo handelt es sich noch um einen Prototyp, mit einer Realisierung ist in Zukunft zu rechnen. Volvo nennt in diesem Zusammenhang ein kompakteres Radlader-Design und eine höhere Nutzlast.

John Deere verwendet in dem Radlader 944 K bereits elektrische Radantriebe. Die Fa. Kramer treibt den Fahrtrieb des Laders 5055e direkt elektrisch an.

Nachfolgende Darstellungen zeigen für verschiedene Antriebsarten bei Bau- und Landmaschinen zukünftige Wachstumsraten.

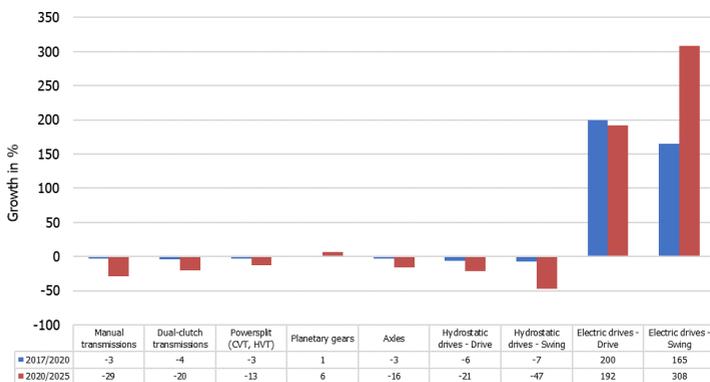


Abbildung 3.3: Baumaschinen – Growth drive functions construction machines

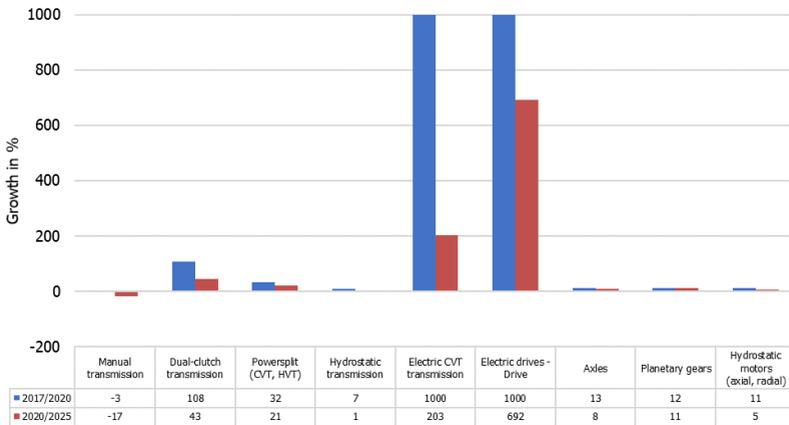


Abbildung 3.4: Landmaschinen – Growth drive functions agricultural machines

3.3 Arbeitsfunktionen

Bei den Arbeitsfunktionen gilt es nach rotatorischen und linearen Bewegungen zu differenzieren.

Bei rotatorischen Arbeitsfunktionen werden elektrische Antriebe verstärkt Einzug halten. Kostengünstige und kompakte Elektromotoren, auch mit Energierückspeisung, werden diese Entwicklung begünstigen.

Aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte wird die Hydraulik bei linearen Antrieben auch in Zukunft eine wichtige Rolle spielen. Allerdings wird auch hier die Elektrohydraulik immer wichtiger. Entsprechende Entwicklungsarbeiten im Bereich elektrohydraulische Linearachsen (MotorPumpe) bestätigen diese Entwicklung.

Nachfolgende Darstellungen zeigen die Wachstumsraten für hydraulische Komponenten, Elektro-hydraulik und elektrische Linearantriebe bei Bau- und Landmaschinen.

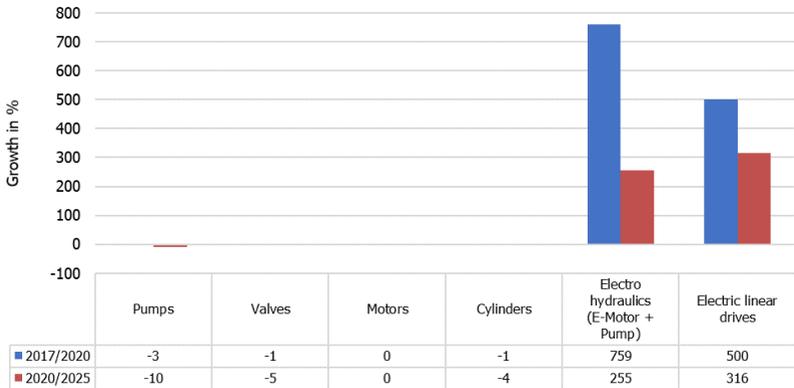


Abbildung 3.5: Baumaschinen – Growth work functions constructions machines

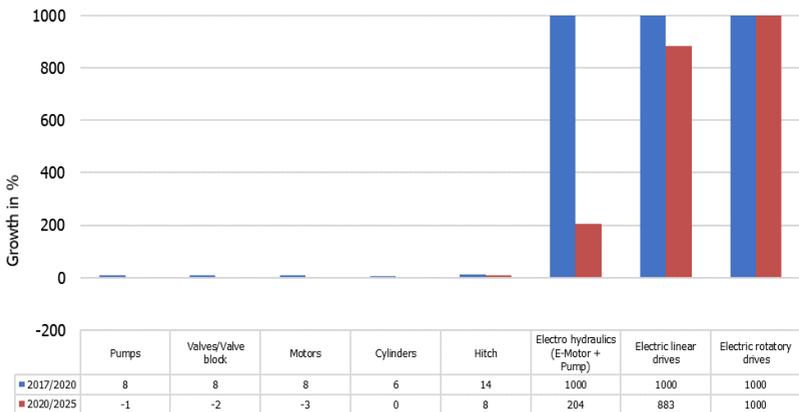


Abbildung 3.6: Landmaschinen – Growth work functions agricultural machines

3.4 Auxiliaries

Bei den Hilfs- und Nebenantrieben ist ebenfalls mit einem wachsenden Einsatz von elektrischen Lösungen zu rechnen. Nachfolgende Darstellungen zeigen die Entwicklung bei Bau- und Landmaschinen.

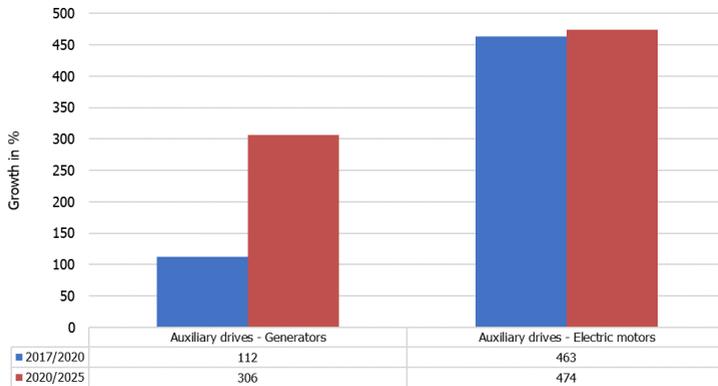


Abbildung 3.7: Baumaschinen – Growth auxiliaries construction machines

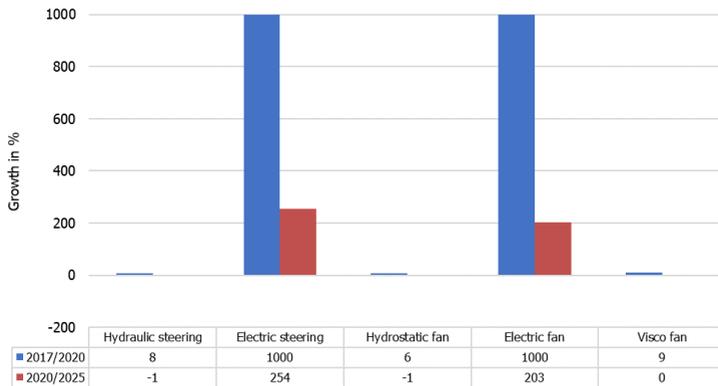


Abbildung 3.8: Landmaschinen – Growth auxiliaries agricultural machines

4 Systeminnovationen

Neue Antriebskonzepte haben Veränderungen für andere Technologien zur Folge. Für Zulieferer aus angrenzenden Bereichen (z.B. Abgastechnik, Controls und Sensorik), gilt es sich darauf einzustellen.

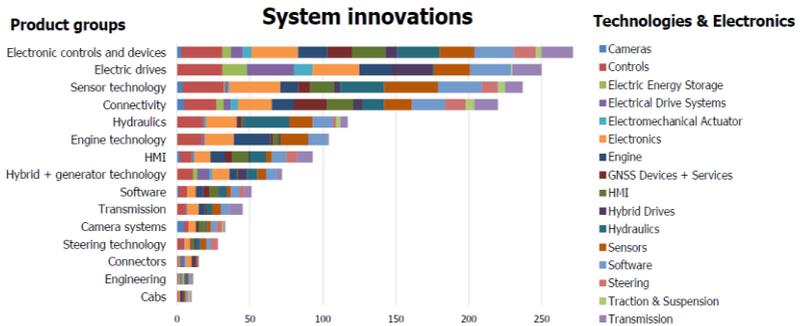


Abbildung 4.1: Innovationen in Bezug auf Maschinentechnologien und Elektronik
Anzahl Nennungen [1]

5 Neue Maschinenkonzepte – Chancen für zukunftsorientierte Maschinenhersteller und Zulieferer

Mobile Arbeitsmaschinen werden sich in den nächsten Jahren grundlegend verändern. Neben geringeren Abgasemissionen und einer höheren Maschineneffizienz werden Themen wie Internet of Things und Big Data verstärkt Einzug halten, das Thema Connectivity hat sich bei den großen Maschinenherstellern bereits etabliert.

Ebenso werden Roboter- und Automationstechnik in Bau- und Landmaschinen zunehmen. Während einerseits an der Auflösung bestehender Maschinenarchitekturen gearbeitet wird, z. B. das Projekt MARS (Mobile Agricultural Robot Swarms) von Fendt, wird es andererseits auch zu integrierten Lösungen kommen. So stellte Volvo in der Vergangenheit bereits eine Kombination bestehend aus Straßenfertiger und Verdichter vor.

Nachfolgende Beispiele stehen stellvertretend für weitere Entwicklungen im Bereich mobile Maschinen:

Volvo CE

Volvo CE stellte im Mai 2017 mit dem Prototypen EX2 einen vollelektrischen Kompaktbagger vor der in Zusammenarbeit mit sechs Partnerunternehmen entwickelt wurde.

Mit dem vollelektrischen Kompaktbagger EX2 verfügt Volvo über einen weiteren Baustein auf dem Weg über elektrische und intelligente Maschinen hin zur Realisierung einer Total Business Solutions-Strategie.

John Deere Baumaschinen

Auf der Conexpo in Las Vegas stellte John Deere zusammen mit der BMW-Group Tochter Designworks unter dem Namen FIXSTERN eine Vision für den Bagger der Zukunft vor. Vorgestellt wurden Material- und Technologie-Innovationen, die aufzeigen sollen, wohin die Reise für den traditionellen Bagger zukünftig gehen kann.

Nachfolgende Darstellung beschreibt die Maschinen in Detail.

Volvo CE Vollelektrischer Kompaktbagger EX2

- Der vollelektrische Kompaktbagger EX2 von Volvo CE wurde im Mai 2017 auf dem Volvo-Group-Innovation-Summit präsentiert.
- Bei dem EX2 wurde der Verbrennungsmotor durch zwei Lithiumbatterien mit insgesamt 38 kWh ersetzt.
- Die Hydraulikarchitektur wurde durch eine elektrische Architektur mit elektromechanischen Linearantrieben ersetzt, um die Kraftübertragung zu optimieren.



Abbildung 5.1: Volvo CE EX2 [2]

- Der Wegfall von Hydraulikanlage, Verbrennungsmotor und der notwendigen Kühlung führt zu einer signifikant geringeren Geräuschemission.
- Derzeit handelt es sich bei dem EX2 um einen Forschungsprototyp, eine Industrialisierung bedarf weiterer Analysen.
- An diesem Projekt waren auch sechs Partnerunternehmen beteiligt, unter anderem die Firmen Bonfiglioli, Elbi, EFS, SymbioFCell und Prillion.
- Volvo CE nennt als Vorteile für den vollelektrische Kompaktbagger [2]
 - Kapazität für 8 Stunden Arbeit (z.B. Aushub von verdichtetem Boden)
 - Null Emissionen
 - Zehnmal höhere Effizienz
 - Zehnfach geringerer Geräuschpegel
 - Geringere Gesamtbetriebskosten

John Deere Backhoe der Zukunft

- Beim John Deere Backhoe der Zukunft stehen Material- und Technologie-Innovationen im Vordergrund: Das Gewicht sollte um mindestens 20 % und die Umweltbelastung um mindestens 10 % reduziert werden.



Abbildung 5.2: John Deere Backhoe [3]

- Hybridantrieb als Kombination aus hoher Leistung und Effizienz bei leichterem Gewicht und maximaler Produktivität
- Niedriger Schwerpunkt und verbesserte Sicht auf den Arbeitsbereich
- Vorwärtsstabilisatoren ermöglichen einen längeren Radstand mit einer luftlosen Radialbereifung und dadurch eine höhere Transportstabilität und mehr Platz in der Fahrerkabine

- Fahrersitz und Bedieneinheiten wurden von der tragenden Überroll-Schutzvorrichtung (ROPS) getrennt, um Vibrationen und Lärm auf ein Mindestmaß zu reduzieren.
- Elektrische Allradlenkung erlaubt es die Maschine in engsten Bereichen präzise zu manövrieren.
- Integrierte Schnittstellen mit Augmented Reality für eine angenehme Bedienung.
- Eine intelligente und vorausschauende Instandhaltung dank *Predictive Maintenance* reduziert Ausfallzeiten und optimiert das Flottenmanagement.
- Für die Konstruktion werden neue Materialien verwendet. Der Transport höherer Nutzlasten wird dadurch ermöglicht. Das leichte Exoskelett aus Metall sowie der gefederte Hybridantrieb unterstützen die Konstruktion eines leichtgewichtigen Baggers. [3]

6 Résumé

OEMs entwickeln Konzepte und Lösungen, um auf neue Vorschriften und Marktanforderungen vorbereitet zu sein. Maschinen mit neuen Antriebstechnologien (Hybrid, Elektrik, Diesel-Elektrik) werden nach 2020 stark wachsen. Neue Technologien werden für Antriebsfunktionen eingesetzt, Arbeitsfunktionen werden zukünftig elektrisch und mit (neuer) Hydraulik realisiert.

Neue Antriebstechnologien erfordern effizientere Lösungen, wie z. B.

- Die Elektrohydraulik erfordert nicht nur neue Elektromotoren, sondern auch verbesserte Hydraulikpumpen und weniger Hydraulikventile (geringere Verluste und weniger Wärme).
- Hydraulische Hybride
- Nebenantriebe wie Ventilatorantriebe werden mit 48 V elektrifiziert, der Anteil von Hydraulik- und Visco-Antrieben wird reduziert.

Die Elektro- und Hybridtechnik wird auch die Technologie bei konventionellen Maschinen beeinflussen, wo effizientere Lösungen für Antriebs- und Arbeitsfunktionen eingesetzt werden.

Literatur

- [1] STM Innovationsdatenbank
- [2] Volvo Construction Equipment
- [3] BMW Group Tochter Designworks

Notizen

KMK Kraft-Mobilität-Kopplung – Dampfspeichersysteme für mobile Anwendungen

Andreas Schwander und Roger Waller

Dampflokotiv- und Maschinenfabrik DLM AG, Winterthur, Schweiz

E-Mail: roger.waller@dml-ag.ch; Internet: www.dml-ag.ch

E-Mail: schwander@bluewin.ch

Kurzfassung

StePower Kraft-Mobilität-Kopplung (KMK) entspricht der Idee der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) und besteht aus einem stationären Heizkraftwerk und einer Fahrzeugflotte. Die Stromproduktion wird durch den Wärmebedarf vorgegeben. Die Wärme wird jedoch nicht zum Heizen benötigt, sondern für den Betrieb von mit Dampfmaschinen angetriebenen Fahrzeugen. Sie tanken Dampf aus dem Kraftwerk in einer *Heisswasserbatterie* und fahren abgasfrei. KMK ist eine Weiterentwicklung der Dampfspeicherlokomotive. In Deutschland sind etwa ein Dutzend solcher Maschinen in Industriebetrieben mit eigener Dampfversorgung als Rangierloks im kommerziellen Einsatz. KMK eignet sich für Fahrzeuge mit hohen Leistungen und Energieverbräuchen in geografisch definierten Territorien wie Flughäfen, Logistik-Terminals und öffentliche Nahverkehr.

Schlagworte: Dampflokomotive, Dampfspeicherlok, Logistik, Airport, GSE, Energiespeicher, abgasfreie Mobilität.

1 Einleitung

Abwärme ist weltweit die größte und die am wenigsten beachtete Energie-Ressource. Wie untenstehende Grafik zeigt, ist es aber eigentlich völlig egal, welche Energieträger auf der linken Seite ins System eingespeist werden, so lange auf der rechten Seite zwei Drittel der Energie als *Rejected Energy* verpuffen. Umgekehrt könnte man einen substantiellen Beitrag zur Reduktion des Ausstoßes von Treibhausgasen leisten, wenn es gelänge, die Menge an *Rejected Energy* zu reduzieren.

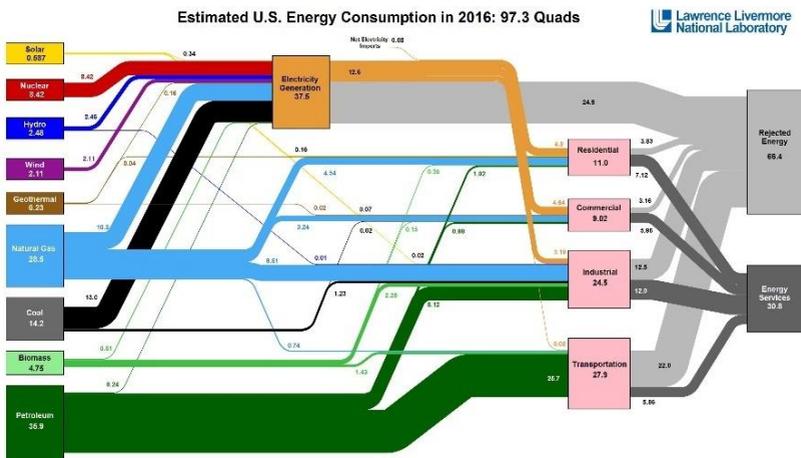


Abbildung 1.1: Energieverbrauch in den USA: Der größte Teil wird gar nicht genutzt und verpufft als Rejected Energy.

Genau hier setzt KMK an, mit einer Umkehr des bisherigen Dogmas, dass Wärme *Abfall* ist und Strom der wertvollste aller Energieträger. Bei KMK ist Wärme wertvoll, weil Sie Dieselkraftstoff direkt ersetzen kann. Strom ist ein Nebenprodukt, dessen Produktion allein sich nicht lohnen würde. Allerdings

kann er aufgrund der Charakteristik des Systems gezielt als Systemdienstleistung zur Stabilisierung des Stromnetzes hergestellt werden. Das System könnte damit einen wichtigen Beitrag zur Energiewende leisten.

2 So funktioniert es

KMK StePower ist die Weiterentwicklung der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK), mit einer mobilen Komponente. Statt zum Heizen wird die Wärme des Kraftwerks in Form von Dampf als Treibstoff verwendet. Dies ist billiger und effizienter, als damit über eine Dampfturbine erst Strom zu erzeugen und dann Fahrzeuge elektrisch anzutreiben. Zudem kann der Preis der Wärme an den Preis von Dieseltreibstoff gebunden werden, was finanziell viel attraktiver ist als der Verkauf von Elektrizität.

- Ein Gaskraftwerk produziert Strom und Wärme
- Die Wärme wird in Form von sehr heißem Wasser in einem Fahrzeug getankt, entsprechend einer Heißwasser-Batterie.
- Der Ladeprozess dauert wenige Minuten und kann automatisiert werden
- Der Antrieb erfolgt über eine klassische Kolbendampfmaschine, die Fahrzeuge fahren abgasfrei
- Erträge werden über den Verkauf von Energie generiert, wobei der Preis für Wärme an den Preis für Dieseltreibstoff gekoppelt wird
- Der Systemwirkungsgrad (Stromerzeugung und Mobilität) liegt über 50 %
- Das System entspricht dem Gaskombikraftwerk bzw. GuD-Kraftwerk, allerdings mit einer Fahrzeugflotte anstelle einer Dampfturbine
- Weil Dampf speicherbar ist und Strom nicht, richtet sich der Einsatz des Kraftwerks nach den Bedürfnissen der Stromnetzbetreiber (Systemdienstleistungen und Regelenergie)

Vorteile der Fahrzeuge:

- Lokal Abgas- und emissionsfrei
- Hohe Leistungen
- Sehr kurze Ladezeiten (bei existierenden Rangier-Lokomotiven 1 MWh Traktion während der Kaffeepause)
- Leistungsbereich zwischen 0,5 kW und 1.000 kW.
- Unempfindlich gegen Kälte und Witterung
- Kondensationsbetrieb deutlich höhere Leistung bei Temperaturen unter dem Gefrierpunkt
- Minimaler Wartungsaufwand

3 Anwendung

Das System eignet sich vor allem für den Einsatz in Schleppfahrzeugen und Bussen auf Flughäfen, in Logistikfahrzeugen in Containerterminals und später auch für öffentliche Busse und Schiffe. Der Flughafen Zürich hat zudem ein geeignetes Kraftwerk, das Dampf mit einem Druck von 80 bar produzieren kann. Allerdings läuft das Kraftwerk nur während drei bis vier Monaten im Winterhalbjahr.

Die Mindestmenge an Dampf beträgt 16 t/h, so dass mindestens 20 bis 30 Fahrzeuge mit Dampf angetrieben werden müssten um das Kraftwerk ganzjährig zu betreiben. Anfänglich müsste man deshalb mit einer kleinen, mobilen Dampfanlage arbeiten, welche Dampf für zwei bis fünf Fahrzeuge erzeugen kann. Insgesamt verkehren auf dem Flughafen Zürich aber deutlich über 100 Fahrzeuge, welche für den Betrieb mit Dampf in Frage kommen. Jedes dieser Fahrzeuge verbraucht rund 15 bis 20 mal so viel Dieseltreibstoff wie ein herkömmlicher PKW.

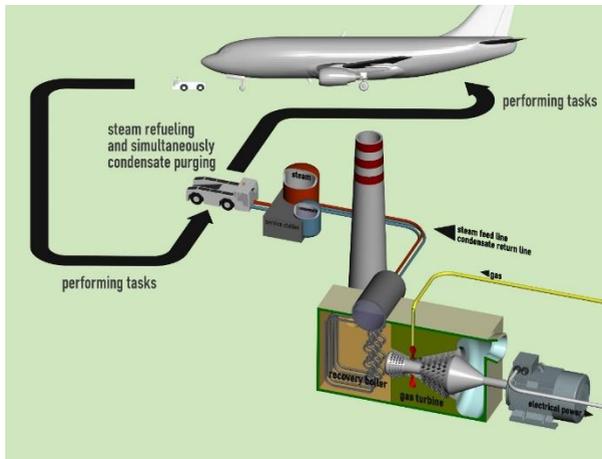


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung der Situation auf einem Flughafen. Dampfmaschinen könnten in Bussen, Flugzeugschleppern, Gepäckschleppern und Ground Power Units (GPU) eingesetzt werden. In Zürich, Frankfurt und andern Flughäfen existieren bereits passende Kraftwerke. Die Erträge durch den Energieverkauf sind aber so hoch, dass sich neue Kraftwerke rechnen.

Ein ganzjähriger Betrieb wäre sehr im Interesse des Flughafens, da er für denselben produzierten Strom keine Netzgebühr bezahlen muss und ihn somit ungefähr zum halben Preis erhält. Allerdings darf er das Kraftwerk von Gesetzes wegen nur betreiben, wenn eine Wärmesenke vorhanden ist, sprich wenn geheizt werden muss. Ein Fahrzeugpark mit Dampffahrzeugen würde diese Wärmesenke ganzjährig bereitstellen.

Ähnliche Situationen wie in Zürich gibt es auf vielen Flughäfen und Industrie-regionen in Europa. Der Flughafen Frankfurt könnte 500 bis 600 Dieselmotoren mit Dampfmaschinen ersetzen. Auf dem Flughafen oder in unmittelbarer Nachbarschaft gibt es vier bis fünf Kraftwerke, die als Energielieferanten in Frage kämen. In der Schweiz allein gibt es 1400 stationäre, automatisierte Dampferzeuger.

Weitere Einsatzmöglichkeiten sind Buslinien im Öffentlichen Verkehr so wie Kurschiffe auf Flüssen und Seen. Hier ist besonders erwähnenswert, dass dank früheren Projekten von DLM mit Dampfschiffen auf Schweizer Seen sowie Zahnradlokomotiven in der Schweiz und Österreich entsprechende Zulassungen und die dazu nötigen *Paper Trails* für die kommerzielle Beförderung von Personen schon existieren.

Eine weitere sehr vielversprechende Anwendung sind so genannte Automated Guided Vehicles (AVGs) in Hafenanlagen, automatisch fahrende Fahrzeuge, welche Container von ankommenden Schiffen und Eisenbahnen für den Weiterversand sortieren. Sie werden heute elektrisch oder mit Dieselmotoren angetrieben, wobei etwa im Hafen Hamburg die Batteriewechselstation alleine so teuer war wie ein für KMK nötiges Kraftwerk.



Abbildung 3.2: Automated Guided Vehicles (AVGs) in einem Container-Terminal.

4 Bisherige Projektentwicklung

Das System beruht auf der seit Jahrzehnten bewährte Dampfspeicherlokomotive. Das ist eine Dampflokomotive ohne eigene Feuerung. Die Lok wird an einer externen Dampfquelle betankt. Vor allem in Deutschland sind mehr als ein Dutzend solcher Lokomotiven im täglichen kommerziellen Einsatz. Eine Ladung reicht für mindestens acht Stunden und die Lokomotiven ziehen Züge von bis zu 4.200 t Gewicht. Projektpartner DLM besitzt zwei solcher Lokomotiven, beide haben eine Zulassung des schweizerischen Bundesamtes für Verkehr (BAV). Zudem sind Pläne und Berechnungen von etwas moderneren Hochdruck-Lokomotiven vorhanden, auf denen das System beruhen soll. Solche Hochdruck-Speicherlokomotiven wurden bis in die 1970er Jahre gebaut und waren bis in die 1990er Jahre in der Raffinerie Schwechat bei Wien als Rangierloks in Betrieb.



Abbildung 4.1: Die Niederdruck-Speicherlok von DLM Dampflokomotiv- und Maschinenfabrik AG beim betanken mit Dampf an der Brauerei Falken in Schaffhausen. Der Vorgang dauert rund 20 min und die Lokomotive kann damit während rund acht Stunden Züge mit einem Gewicht von bis zu 3.000 t ziehen. Stand der Technik ist jener der 1920er-Jahre. Ziel ist es, die Technologie auf heutiges Niveau anzuheben.

Das Projekt StePower will nun das Prinzip der Hochdruck-Speicherlokomotive auf die Größe von Flughafenschleppern verkleinern, weil da ein viel größerer und vor allem wachsender Markt besteht. Eine Lokomotive braucht jährlich etwa so viel Energie wie zwei Flughafenschlepper. In der Schweiz gibt es aber nur einen Markt für drei bis vier Lokomotiven, während allein die Flughäfen Zürich, Basel und Genf insgesamt mehr als zweihundert Fahrzeuge betreiben, welche mit Dampfspeichertechnik angetrieben werden könnten. Jedes dieser Fahrzeuge verbrennt jährlich so viel Dieselkraftstoff wie 15 bis 20 PKW.

In mehr als zehn Jahren Vorbereitungszeit wurde die Machbarkeit des Systems und die ökologischen Vorteile bewiesen. Das Projekt steht nun an der Schwelle der Kommerzialisierung. Die technischen und kommerziellen Risiken sind aufgrund der großen Vorarbeit und den existierenden Proofs of Concept überschaubar.

5 Neue Schiffsdampfmaschine ab 2019

Im Mai 2017 hat DLM AG von der Eisenbahngesellschaft *Bern Lötschberg Simplon* einen Auftrag für eine neue Schiffsdampfmaschine erhalten. Dabei wird das Dampfschiff *Spiez* mit einer neuen V2-Dampfmaschine ausgerüstet.

Die Maschine ist so ausgelegt, dass sie auch umgebaute Diesellokomotiven oder große Flugzeugschlepper antreiben könnte. Es besteht nun die Chance, parallel zu dieser großen Maschine eine sehr ähnliche, aber kleinere Maschine mit etwa 30 kW Leistung zu entwickeln, die Fracht- und Gepäckschlepper sowie Busse auf Flughäfen antreiben könnte.

Notizen

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 1** Urs Wiesel
Hybrides Lenksystem zur Kraftstoffeinsparung im schweren Nutzfahrzeug. 2010
ISBN 978-3-86644-456-0
- Band 2** Andreas Huber
Ermittlung von prozessabhängigen Lastkollektiven eines hydrostatischen Fahrentriebsstrangs am Beispiel eines Teleskopladers. 2010
ISBN 978-3-86644-564-2
- Band 3** Maurice Bliesener
Optimierung der Betriebsführung mobiler Arbeitsmaschinen. Ansatz für ein Gesamtmaschinenmanagement. 2010
ISBN 978-3-86644-536-9
- Band 4** Manuel Boog
Steigerung der Verfügbarkeit mobiler Arbeitsmaschinen durch Betriebslastfassung 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. Noch nicht erschienen
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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 31** Michael Eckert
**Energieoptimale Fahrdynamikregelung
mehrmotoriger Elektrofahrzeuge.** 2015
ISBN 978-3-7315-0332-3
- 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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- 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
- 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 Straßenbahntrieb. 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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- 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 Pfriem
Analyse der Realnutzung von Elektrofahrzeugen in kommerziellen Flotten zur Definition einer bedarfsgerechten Fahrzeugauslegung. 2016
ISBN 978-3-7315-0489-4
- 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
- Band 51** Fabian Schirmaier
Experimentelle Untersuchung und Simulation des Umformverhaltens nähgewirkter unidirektionaler Kohlenstofffasergelege. 2017
ISBN 978-3-7315-0620-1

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 52** Mathias Cabrera Cano
Neuronale Netze mit externen Laguerre-Filtern zur automatischen numerischen Vereinfachung von Getriebemodellen. 2017
ISBN 978-3-7315-0621-8
- Band 53** Arwed Schmidt
Flottenbetrieb von elektrischen und autonomen Serviceagenten im städtischen Personennahverkehr. 2017
ISBN 978-3-7315-0633-1
- Band 54** Katharina Knaisch
Untersuchung von Spulensystemen zur induktiven Energieübertragung von Elektrofahrzeugen. Vergleich von Topologien und Entwicklung einer Auslegungsmethodik. 2017
ISBN 978-3-7315-0630-0
- Band 55** Frank Christof Stalter
Ansätze zur akustischen Optimierung von Reifen und Fahrbahnen für Elektrofahrzeuge unter Antriebsmoment. 2017
ISBN 978-3-7315-0645-4
- Band 56** Steffen Rose
Modellbildung und Simulation von mobilen Arbeitsmaschinen. Untersuchungen zu systematischen Modellvereinfachungen in der Simulation von Antriebssystemen am Beispiel Bagger. 2017
ISBN 978-3-7315-0684-3
- Band 57** Ulrico Peckelsen
Objective Tyre Development. Definition and Analysis of Tyre Characteristics and Quantification of their Conflicts. 2017
ISBN 978-3-7315-0713-0
- Band 58** Stefan Haag
Sequentieller Versuch zur HiL-unterstützten Validierung hybrider Antriebssysteme mit gekoppelten Antriebseinheiten. 2018
ISBN 978-3-7315-0752-9

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

- Band 59** Dirk Hülsebusch
Fahrerassistenzsysteme zur energieeffizienten Längsregelung - Analyse und Optimierung der Fahrsicherheit. 2018
ISBN 978-3-7315-0755-0
- Band 60** Christian Pohlandt
Intelligentes Gesamtmaschinenmanagement für elektrische Antriebssysteme. 2018
ISBN 978-3-7315-0774-1
- Band 61** Oliver Maier
Modellbasierte Entwicklung eines aktiven Sicherheitssystems für elektrifizierte Fahrräder. 2018
ISBN 978-3-7315-0778-9
- Band 62** Stephan Rhode
Robust and Regularized Algorithms for Vehicle Tractive Force Prediction and Mass Estimation. 2018
ISBN 978-3-7315-0807-6
- Band 63** Péter Megyesi
Methode zur Einbindung realer Nutzerprofile in die ökologische und ökonomische Bewertung von Fahrzeugkonzepten. 2018
ISBN 978-3-7315-0808-3
- Band 64** Benedikt Reick
Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen Traktorgetrieben mit mehreren Schnittstellen. 2018
ISBN 978-3-7315-0815-1
- Band 65** Matthias Graf
Entwicklung und Validierung einer neuen Methode zur Charakterisierung des Scherverhaltens von Carbonfasergewebe mit Binderauftrag unter Normkraft und viskoser Reibung bei hohen Prozesstemperaturen. 2018
ISBN 978-3-7315-0838-0

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Band 66 Christoph Kühn
**Simulation von Fahrspielen und Energieflüssen
in Nahverkehrssystemen.** 2018
ISBN 978-3-7315-0740-6

Band 67 7. Fachtagung
**Hybride und energieeffiziente Antriebe
für mobile Arbeitsmaschinen**
20. Februar 2019, Karlsruhe. 2019
ISBN 978-3-7315-0873-1

Eine Gemeinschaftsveranstaltung von



Dieser Tagungsband enthält die gesammelten Beiträge zu den Vorträgen der am 20. Februar 2019 veranstalteten 7. Fachtagung „Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen“. In 13 Artikeln wird über den Stand der Forschung und neue Entwicklungen auf dem Gebiet der Antriebstechnik für mobile Arbeitsmaschinen berichtet. Die Themen der Beiträge gelten dem Motto „Antriebe im Wandel“. Der zusammengestellte Tagungsband zeichnet sich durch Fachbeiträge zu hybriden, energieeffizienten und alternativen Antrieben in diversen mobilen Arbeitsmaschinen sowie zum Schwerpunktthema der elektro-hydraulischen Linearantriebe aus.

Die Fachtagung findet seit 2007 alle zwei Jahre in Karlsruhe 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 978-3-7315-0873-1

ISBN 978-3-7315-0873-1



9 783731 508731 >