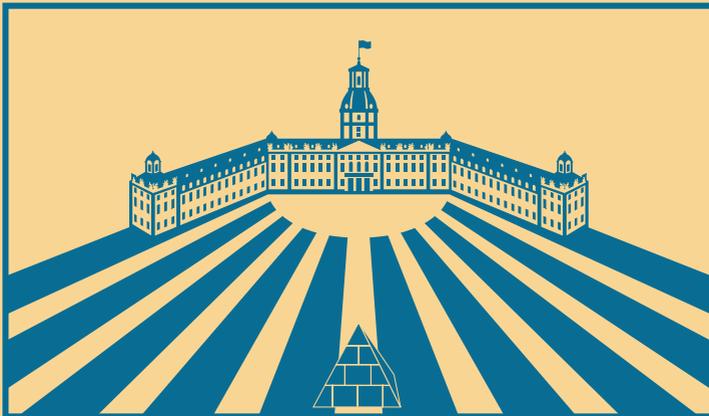


9. Kolloquium Mobilhydraulik 22./23. September 2016, Karlsruhe



9. Kolloquium Mobilhydraulik

Karlsruhe, 22./23. September 2016

Träger der Veranstaltung

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

Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge (IMN),
Technische Universität Braunschweig

Fachverband Fluidtechnik (VDMA)

WVMA – Wissenschaftlicher Verein für Mobile
Arbeitsmaschinen e. V.

Herausgegeben von

Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima),
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA)
Dipl.-Ing. Peter-Michael Synek

Veranstalter

Maschinenbau-Institut GmbH ein Unternehmen des VDMA,
Lyoner Straße 18, 60528 Frankfurt am Main

**Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik
Band 49**

Herausgeber

FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Prof. Dr. rer. nat. Frank Gauterin

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Prof. Dr.-Ing. Peter Gratzfeld

Prof. Dr.-Ing. Frank Henning

Das Institut für Fahrzeugsystemtechnik besteht aus den Teilinstituten Bahnsystemtechnik, Fahrzeugsystemtechnik, Leichtbautechnologie und Mobile Arbeitsmaschinen.

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

9. Kolloquium Mobilhydraulik

Karlsruhe, 22./23. September 2016

Herausgegeben von

Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima),
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)
Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA)
Dipl.-Ing. Peter-Michael Synek

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

Impressum



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

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

www.ksp.kit.edu



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



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

Print on Demand 2016

ISSN 1869-6058

ISBN 978-3-7315-0573-0

DOI: 10.5445/KSP/1000058179

Vorwort:

Sehr geehrte Damen und Herren,

der Tradition folgend findet das 9. Kolloquium Mobilhydraulik in Karlsruhe statt, nachdem Prof. Ludger Frerichs es im Jahre 2014 sehr erfolgreich in Braunschweig veranstaltet hat. Prof. Hans-Heinrich Harms hat die Veranstaltung bekanntermaßen so konzipiert, dass an Demonstratoren umgesetzte Lösungen gezeigt werden, die in Vorträgen vorgestellt wurden. Dies haben wir auch für das 9. Kolloquium wieder so für Sie aufgeplant.

Ich freue mich, dass wir Ihnen auf diesem Kolloquium das gesamte Themenspektrum der Mobilhydraulik von der Komponente bis zur Maschine zeigen können. Untersuchungen zu Gestaltungskonzepten eines Hydrauliktanks und die Optimierung einer Axialkolbenpumpe durch eine elektronifizierte Entlastung tribologischer Kontakte sind zwei, wie ich finde, hoch interessante Beispiele aus dem Bereich der Komponenten. Aber auch das Fluid wird z. B. in dem Beitrag über Bewertungsverfahren für Hydraulikflüssigkeiten beleuchtet.

Mehrere mobile Arbeitsmaschinen werden auf dem Kolloquium vorgestellt: In einem Skidder wurde eine elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung umgesetzt und die Kombination von Eigen- und Traktorhydraulik wird an einem gezogenen Kartoffelroder gezeigt

Nicht zuletzt werden neue mobilhydraulische Antriebskonzepte auf dem Kolloquium vorgestellt.

Das Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima) des Karlsruher Instituts für Technologie, das Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge (IMN) der TU Braunschweig sowie der Forschungsfonds Fluidtechnik im Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau e.V. (VDMA) sind die Träger der Veranstaltung. Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Frerichs und Herrn Synek für die Unterstützung im Vorfeld der Veranstaltung, ebenso meinen Mitarbeitern Frau Ays und Herrn Siebert. Sie

haben einen großen Teil der Arbeit zur Vorbereitung der Veranstaltung übernommen.

Ich freue mich auf eine Tagung mit vielen spannenden Beiträgen und anregenden Diskussionen. Nicht versäumen möchte ich an dieser Stelle auch den Hinweis auf die Abendveranstaltung: sie findet traditionsgemäß in den Versuchshallen meines Instituts am Campus Ost statt. Dort kann das Gehörte und Erlebte bei einem kühlen Getränk weiter vertieft werden.

Im Namen aller Mitarbeiter des Teilinstituts Mobile Arbeitsmaschinen

Ihr

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'H. G.' followed by a long horizontal stroke that ends in a small arrowhead.

Inhalt

Neue mobilhydraulische Konzepte

M. Javdanitehran T. Brecht	Intelligent systems in mobile hydraulics	1
J. Siebert M. Geimer	Entwicklung eines effizienzgesteigerten Load-Sensing-Systems für mobile Arbeitsmaschinen durch Reduzierung systembedingter Druckverluste	11

Druckflüssigkeiten und Komponenten für Fahr- und Arbeitsantriebe

K.H. Blum	Fluid Ratings – Neues auf realen Lastanforderungen basiertes Bewertungsverfahren für Hydraulikflüssigkeiten	29
T. Vollmer L. Frerichs	Untersuchung unterschiedlicher Gestaltungskonzepte für Hydrauliktanks durch Strömungssimulationen	49
G. Mohn R. Scheerer	Mit variablen Hydrostaten – Effizienz auch in unteren Leistungsbereichen	63
S. Haug M. Geimer	Optimierung von Axialkolbenmaschinen durch bedarfsangepasste Entlastung tribologischer Kontakte	77

Energieeffizienz in mobilhydraulischen Systemen

B. Niemöller	Kombination von Eigenhydraulik und Traktorhydraulik auf einem gezogenen Kartoffelroder	93
R. Gagné V. Rémillard V. Bader D. Schneider	Efficiency Analysis of Mobile Applications Using Machine-Based Simulation	107
M. Scherer M. Geimer	Intelligente Elektrohydraulik zur Steigerung der Energieeffizienz, Ergonomie und Produktivität von Forstmaschinen	123

Intelligent systems in mobile hydraulics

Leadership in hydraulic solutions

Mehdi Javdanitehran

WEBER-HYDRAULIK GMBH, Innovation Center, 74363 Güglingen,

Germany, E-Mail: Mehdi.Javdanitehran@weber-hydraulik.com,

Telefon: +49(0)7135/ 7110642

Thorsten Brecht

WEBER-HYDRAULIK GMBH, Innovation Center, 74363 Güglingen,

Germany, E-Mail: Thorsten.Brecht@weber-hydraulik.com,

Telefon: +49(0)7135/ 7110609

Abstract

Fast increasing requirements on safety and energy efficiency as well as the higher availability are giving rise to a new generation of the mobile hydraulic system. With automation at high maturity level, more electronics and sensors are integrated into hydraulic systems to meet the new requirements providing the user an optimal cost and efficiency. Furthermore, the emergence of data analytics accompanied with higher computational capacity makes the implementation of predictive behavior in a hydraulic system possible. In this work, we demonstrate two exemplary smart hydraulic systems which are developed to provide added values. A system consisting of two smart cylinders equipped with the integrated sensor are implemented in a mobile crane to increase the safety of the lifting operation in constricted area by an arbitrary supporting position. In another demonstration, a remote diagnostic system is developed to monitor the status of the hydraulic system. The possibility of accompanying this system with data analytics to provide a more detailed insight of the system and also predicting the failure is also introduced to indicate our focus for the future.

Keywords

Intelligent, smart, hydraulics, mobile

1 Introduction

The modern hydraulic equipment is smarter than ever with increasing in the application of electronic components within systems. The current mobile hydraulic market requires innovative solutions to provide an optimal value and efficiency. An intelligent hydraulic system combines the functions of sensing, actuation, and control in order to perform a task, and make decisions based on the available data in a predictive, adaptive or autonomous manner. It provides an added value in the form of a new functionality, resolving an undesired problem or enhancing the performance. The fundamental elements of intelligent hydraulic systems are illustrated in Figure 1.

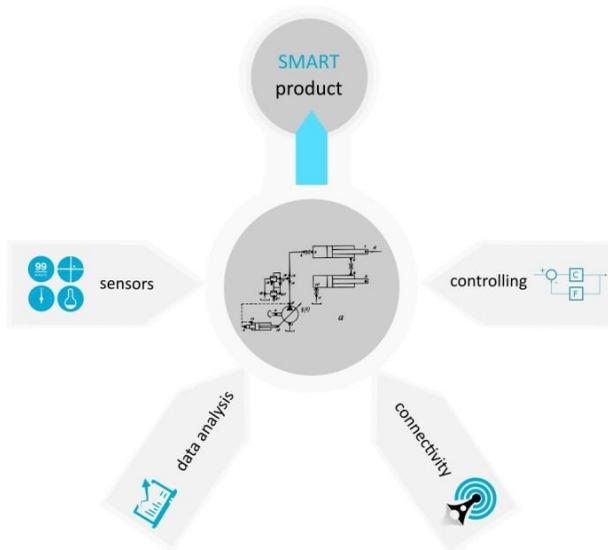


Figure 1: Schematic view of the fundamental elements of an intelligent hydraulic system

- Sensors for signal acquisition
- Connectivity elements for transmitting the information to the command-and-control unit
- Control units for taking decisions and giving instructions
- Data analytics for analysis and prediction of the behaviors
- Actuators for performing required action which are the components of a hydraulic system

The continuously increasing requirements on the mobile machinery are the major driver for the development of smart electrohydraulic systems.

- Less downtime, more comfort & safety
- Increased efficiency
- Reduced machine cost
- Good controllability and productivity

Market pull and higher requirements are not the only fundamental drivers for the development and application of intelligent hydraulic systems. The advancement in digitalization and emergence of new technologies facilitate the development and give rise to the application of intelligent hydraulic systems. The major technological advancement which made this possible are:

- Falling prices of sensors
- Increasing in computational power & storage capacity
- Fast developing connectivity
- Data analytics capabilities

WEBER-HYDRAULIK has been evolving over past years to a solution provider for mobile hydraulics applications. The company has gained experience in developing new intelligent systems which fulfill the new customer requirements for an increased safety and enhanced productivity by reducing downtime in a predictive manner.

The safe operation of mobile cranes continues to be a key concern especially when the space on the construction site is constricted. This limits the lifting capacity and flexibility of the crane which may endanger a safe operation. We have perceived this problem and developed two smart hydraulic cylinders with integrated sensors to overcome this obstacle. In the following section, the details of the developed system will be described.

Downtime costs due to failure in the system may be higher than maintenance cost of a system [1]. For instance, the downtime for a truck may cause extra costs which are associated with loss of opportunity, driver, disruption of a technician's work and penalty of a late delivery. This clarifies the importance of the availability of the systems, which can be achieved by adding redundancy in the system. In mobile applications such as for a truck, the installation space and cost aspects impede the implementation of redundancy in hydraulic systems. Hence, WEBER-HYDRAULIK is working on a remote diagnostic system for monitoring and troubleshooting its hydraulic systems. Furthermore, the system will be developed to predict the maintenance intervals scheduling and reporting it automatically.

2 Weber Intelligent Systems

Safety in mobile crane applications

Restricted space conditions often impede optimal positioning of supporting cylinders during outrigging. The space limitation may reduce the flexibility and safety of the operation. An incorrect set-up or excessive loading may put the safety of the operator and workers of the construction site in jeopardy. For this purpose, WEBER-HYDRAULIK has developed a contactless position sensing system which is integrated into outrigging cylinders. Furthermore, load cells are integrated into supporting cylinders which enable the system to measure the vertical load with high precision without being influenced by side loading effects. By implementing both

systems in the supporting system of a mobile crane, one is able to continuously measure the position of the cylinders and also the applied load on each supporting leg. Through an online evaluation of the status of the supporting legs, the actual stability information is provided to the operator (see Figure 2).

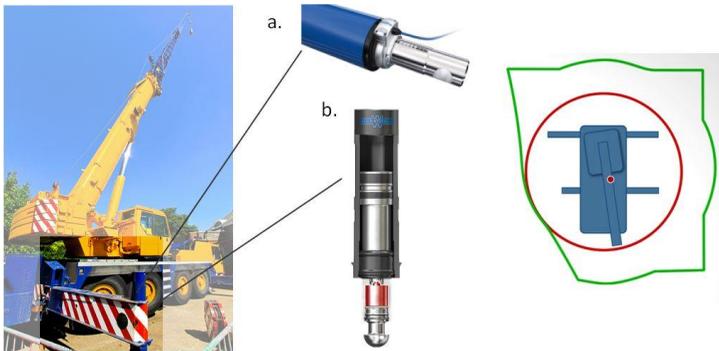


Figure 2: Cylinder with position sensing (a.) and supporting cylinder with integrated load cell installed on a mobile crane

The increased safety relieves the operator and allows for a higher concentration on other lifting operations. Hence, an arbitrary practical supporting status is secured and monitored continuously which increases the productivity even in small working spaces. This novel stroke sensing system is a combination of a unique positional barcode pattern, etched on the cylinder's piston rod, and two laser optical readers (see Figure 3).



Figure 3: Absolute stroke sensing with a unique barcode pattern and a redundant laser reader

With a resolution of up $\pm 0.1\text{mm}$ and speeds to 1 meter/sec incorporated with redundancy over two integrated Laser readers, the system provides a robust solution for absolute position monitoring demands. The absolute measurement is achieved by using a unique pattern which is recognized online by the optical reader. The bar code markings are wide enough to allow for misalignment of the rod-eye during welding, assembly stack-up, and torsion under loading, without impeding the sensor's ability to read consistent, accurate monitoring.

Measurement of the pressure is the common method for quantifying the load on the supporting cylinder. Although the side forces are not compensated using this technique which comprises the precision of this method. A special load cell design was developed to be integrated into piston rod of the supporting cylinders which compensate the side load effects. The load cell engages under compression loading and decouples under tensile loading which protects the sensor against impacts and shocks. The integration of the load cell saves wiring and protects the sensor against external disturbances (see Figure 4).



Figure 4: Integrated load cell in the supporting cylinder with side force compensation

By implementing two smart systems in the hydraulic system of a mobile crane, a new functionality is incorporated into the vehicle. This enhances not only the operator's efficiency but also the safety of the lifting operations in constricted spaces. This system can be also used in construction and agricultural vehicles as well as the platforms where the precise information about the load acting on cylinders and their position for determining the stability of the whole system play a key role in safety.

Increased availability through remote diagnostics & predictive maintenance

Increasing the system availability and reducing downtime will increase the efficiency of a fleet. This becomes more important when one considers the extra cost caused by late delivery and long down time. The current maintenance solutions are mainly preventive which may not be adequate to assure the minimum downtime. The preventive maintenance diagnostics are performed by wired offline connections. This hampers supporting a local service from a remote location especially when the local service has no sufficient knowledge of the hydraulic system. The new trend in fleet management is the application of telematics to access the truck data. Although not all information relevant to the hydraulic system can be acquired this way. An intelligent module is developed to be connected to the system which acts as a remote interface. The module is able to communicate with a remote location over a Wi-Fi connection (see Figure 5)



Figure 5: Schematic view of the architecture of a remote diagnostic system for online monitoring

The installed sensors on the steering and suspension system are connected to the module delivering measurement values continuously. As soon as a Wi-Fi connection is available the data will be transferred to a cloud server. A storage device is integrated into the module to store the data when the system is not online.

By analyzing the data received from each truck and combining it with data analytic techniques accompanied with the knowledge of the system developer the status of the system can be defined. For analyzing the huge amount of data statistical methods are applied to derive knowledge and recognize patterns among data. This knowledge provides information about the status and health of the system. The statistical approaches allow for developing predictive models to calculate the timing and the probability of a failure in the system based on its current and past condition. This means that a driver can be informed before a failure or problem in the steering and suspension system occurs. An automatic maintenance schedule can be also generated if the hydraulic system shows a tendency to have a problem. This is not only beneficial for the driver and the logistic transportation company

but also for the system provider. The business can be extended widely in after sales and service area where the system developer benefits from supplying spare parts and running maintenance operations.

The system's capabilities can be extended since the system is able to communicate bilaterally. Extra information can be sent to the user to enhance the driving experience. The module can be also connected to the ECU to control the actuator. For instance, the user can send the commands remotely to activate the reverse steering over the internet connection to park the truck.

The acquired knowledge provides a better insight of the system and interaction of the subsystems under the application condition. These insights can be used to optimize and adapt the system based on the knowledge extracted from sensor data. These can be further used to identify the customer demands even they are not aware of. This enables a company to participate actively in the development process of a customer.

3 Summary

The fundamental drivers of the emergence of smart hydraulic systems are higher requirements (market pull) and technological advancement (technology push) which are introduced in this work. Higher safety is a major requirement for lifting operation in mobile cranes. An intelligent hydraulic system is introduced which provides an operator with stability information by continuously monitoring the status of supporting. This was made possible by implementing two hydraulic systems with integrated position and load sensing capabilities. In another example, the added values of a remote diagnostic system for suspension and steering of a truck are presented. This was achieved by implementing a smart connectivity module accompanied with cloud storage capacity which makes a bilateral data transfer possible. The application of the data analytics as a potent tool for

predicting failure and gaining insight of interrelations in the system is vital for future development and must be further investigated.

References

- [1] J. Levitt, Handbook of Maintenance Management ,INDUSTRIAL PRESS INC
1997

Entwicklung eines effizienzgesteigerten Load-Sensing-Systems für mobile Arbeitsmaschinen durch Reduzierung systembedingter Druckverluste

Dipl.-Ing. Jan Siebert

*Karlsruher Institut für Technologie, Institut für
Fahrzeugsystemtechnik, Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen,
Rintheimer Querallee 2, 76131 Karlsruhe, Deutschland,
E-Mail: Jan.Siebert@kit.edu, Telefon: +49(0)721/60848652*

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

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

Kurzfassung

Trotz eines hohen Reifegrades treten in (mobilhydraulischen) Load-Sensing-Systemen systembedingte energetische Verluste auf, die zum Großteil auf den Betrieb parallel geschalteter Verbraucher mit unterschiedlichen Lasten an demselben Druckniveau zurückzuführen sind. Eine zentrale Rolle übernehmen hierbei die Druckwaagen: Ihre Aufgaben bestehen darin, einen lastdruckunabhängigen Volumenstrom über die Sektionswegestufen zu ermöglichen und den Sektionsdruck an das Systemdruckniveau anzugleichen. Überschüssige hydraulische Energie wird dabei an den Druckwaagen abgedrosselt und mit dem Öl in Form von Wärme abgeführt. Das Forschungsprojekt „Reduzierung systembedingter Energieverluste an Druckwaagen in Load-Sensing-Systemen durch Reihenschaltung eines Hydrospeichers“ (Kurztitel: „Reduzierung systembedingter Druckverluste“) befasst sich mit einer neuartigen, rein hydraulischen Möglichkeit, diese Energieverluste zu reduzieren, indem der individuelle

Sektionsdruck durch einen belastungsabhängig zuschaltbaren Speicher im Rücklauf angehoben wird, was zu einer reduzierten Druckdifferenz führt, die an den Individualdruckwaagen abgedrosselt werden muss. Die Verlustenergie kann durch eine geeignete Rückspeisung regeneriert und zu einem späteren Zeitpunkt bzw. an andere Stelle im System wieder eingesetzt werden. Der Beitrag erklärt die Grundlagen, zeigt den aktuellen Stand des Projekts auf und stellt die zum gegenwärtigen Zeitpunkt vorliegenden Ergebnisse vor.

Stichworte

Load-Sensing-Systeme, Energieeffizienz, Systembedingte Druckverluste

1 Einleitung

Load-Sensing(LS)-Systeme ermöglichen das parallele Betreiben mehrerer hydraulischer Verbraucher an einem gemeinsamen Druckniveau. Der Name „Load-Sensing“ geht dabei auf die lastfühlende Eigenschaft dieser Systeme zurück, d.h. der zu einem beliebigen Zeitpunkt im System wirkende höchste Individualdruck $\max(p_{LS,i})$ stellt den Systemdruck p_0 ein. Die Identifizierung des höchsten Verbraucherdrucks erfolgt über eine hydraulische Wechselkette, die den LS-Druck $p_{LS} = \max(p_{LS,i})$ an die Pumpe weiterleitet [1]. p_{LS} wird von der Pumpe um die LS-Regeldruckdifferenz Δp_{LS} erhöht. Der Systemdruck p_0 ist somit die Summe aus dem maximalen Verbraucherdruck und der LS-Druckdifferenz:

$$p_0 = p_{LS} + \Delta p_{LS} \text{ mit } p_{LS} = \max(p_{LS,i}) \quad (1)$$

Abbildung 1 zeigt das p/Q-Diagramm eines LS-Systems mit drei Verbrauchern. Dargestellt sind der lasthöchste Verbraucher, d.h. der Verbraucher mit dem höchsten Lastdruck (Nr. 1), welcher gleichzeitig dem LS-Druck entspricht. Die beiden anderen Verbraucher (Nr. 2 und Nr. 3) sind lastnieder. Deutlich ist deren großer Anteil an Verlustleistung zu erkennen. Diese Verlustleistung fällt an den Sektionsdruckwaagen an und

wird dem Hydrauliköl als Wärme zugeführt, welche dann durch zusätzlichen Energieaufwand wieder aus dem System entfernt werden muss.

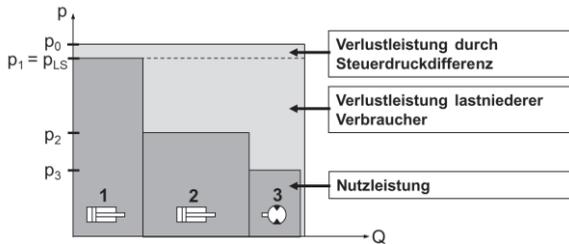


Abbildung 1: p/Q-Diagramm eines LS-Systems

Das Forschungsprojekt „Reduzierung systembedingter Druckverluste“ verfolgt den Ansatz, die systembedingten Drosselverluste zu reduzieren und dadurch die Effizienz des Gesamtsystems zu steigern. [2,3] Ermöglicht wird die Reduzierung dadurch, dass der Druck in den lastniederen Sektionen (Nr. 2 und Nr. 3) durch die ablaufseitige Aufschaltung eines Hydraulikspeichers um den Druck p_{Sp} angehoben wird (siehe Abbildung 2). Dies führt zu einer reduzierten Verlustleistung an den lastniederen Verbrauchern. Die ursprünglichen Verluste stehen nun im Speicher zur Verfügung und können dem System wieder zugeführt werden.

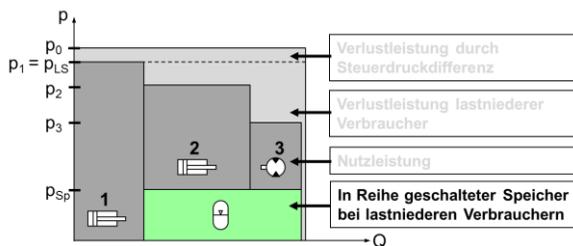


Abbildung 2: p/Q-Diagramm mit reduzierten Druckverlusten

Die Sektionsdruckveränderung muss begrenzt werden, da sonst – im ungünstigsten Fall – zusätzliche Verluste entstehen würden. Es muss

verhindert werden, dass ein lastniederer Verbraucher aufgrund seiner eigenen, von außen aufgeprägten Last und der zusätzlichen Last durch den Speicherdruck ein Druckniveau erreicht, welches höher ist als das des lasthöchsten Verbrauchers.

Das neue System muss die Belastungssituation der Maschine eigenständig erkennen können und gemäß dieser die einzelnen Sektionen rücklaufseitig entweder mit dem Tank oder mit dem Speicher verbinden. Eine nähere Erläuterung hierzu findet sich in [4]. Weitere Randbedingungen für die Schaltung sind eine rein hydraulische Ausführung, die keine zusätzlichen Sensoren benötigt, sowie eine gleich bleibend gute bzw. verbesserte Performance des Gesamtsystems im Vergleich zum Stand der Technik.

In Abbildung 3 ist ein konventionelles LS-System mit drei Verbrauchersektionen (V1-V3) und vorgeschalteten Druckwaagen dargestellt, welches um die entwickelte Schaltung erweitert wurde.

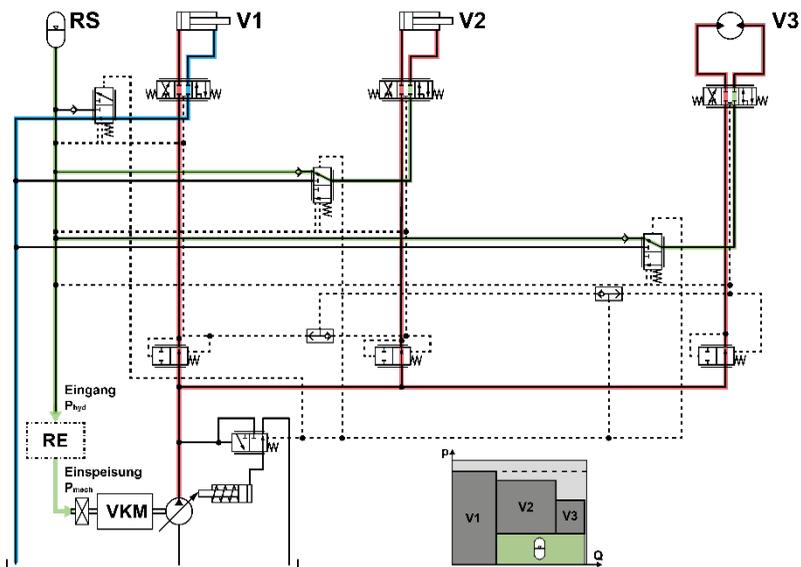


Abbildung 3: Prinzipskizze der Schaltung [4]

Im Rücklauf jeder Sektion ist ein zusätzliches Ventil angeordnet, welches den individuellen Sektionsrücklauf je nach Belastungssituation entweder mit dem Tank oder mit dem Speicher verbindet. Der Speicher ist Teil der Rückspeisesektion (RS), die den Druckaufbau in der Rückleitung ermöglicht. Um die im Speicher vorhandene hydraulische Leistung wieder in das System zurückführen zu können, ist eine geeignete Rückspeiseeinheit (RE) notwendig. Die Entwicklung der RE steht aufgrund des zeitlichen Rahmens des Projekts noch aus und soll in einem Folgeprojekt durchgeführt werden. Zum heutigen Stand der Technik zählen bereits verschiedene Möglichkeiten der Rückspeisung (vgl. z.B. [5]).

2 Definition verwendeter Größen

Im Folgenden werden die verwendeten Berechnungsgrößen des neuen Systems näher erläutert. Die Gesamtenergie $E_{S,Ges}$ wird rein auf die hydraulische Energie des Systems bezogen. Diese wird aus der von der Pumpe abgegebenen hydraulischen Leistung berechnet:

$$E_{S,Ges} = \int P_{hydr} dt = \int \sum_1^n Q_{V,i} \cdot p_0 dt \quad (2)$$

Die Nutzenergie $E_{V,Nutz,i}$ der einzelnen Verbrauchersektionen berechnet sich aus der hydraulischen Leistung der einzelnen Verbraucher und beschreibt damit die Energiemenge, die während des Zyklus vom Verbraucher für seine Funktionserfüllung angefordert wird:

$$E_{V,Nutz,i} = \int P_{hydr,i} dt = \int Q_{V,i} \cdot p_{LS,i} dt \quad (3)$$

Die Energie der systembedingten Druckverluste $E_{V,DV,i}$ der einzelnen Verbrauchersektionen wird aus dem Integral über das Produkt aus der Druckdifferenz zwischen LS-Druck p_{LS} und dem individuellen Verbraucherdruck $p_{LS,i}$ sowie dem Volumenstrom $Q_{V,i}$ ermittelt, der vom jeweiligen Verbraucher bezogen wird:

$$E_{V,DV,i} = \int P_{DV,hydr,i} dt = \int Q_{V,i} \cdot (p_{LS} - p_{LS,i}) dt \quad (4)$$

Sonstige Verluste werden nach folgender Gleichung berechnet:

$$E_{S,SV} = E_{S,Ges} - \sum_1^n (E_{V,Nutz,i} + E_{V,DV,i}) \quad (5)$$

Hierunter fallen z.B. Verluste durch die Regeldruckdifferenz Δp_{LS} sowie Strömungsverluste in den Leitungen zwischen Pumpe, Ventilblöcken und Verbrauchern. Diese Verluste werden zusammengefasst, da sie aufgrund der unveränderten Volumenstromanforderung sowohl im konventionellen als auch im optimierten System gleich sind. Im optimierten Fall müssen allerdings die zusätzlichen Strömungsverluste, die durch das neue Ventil verursacht werden, berücksichtigt werden. Abbildung 4 stellt die beschriebenen energetischen Größen in einem Sankey-Diagramm dar.

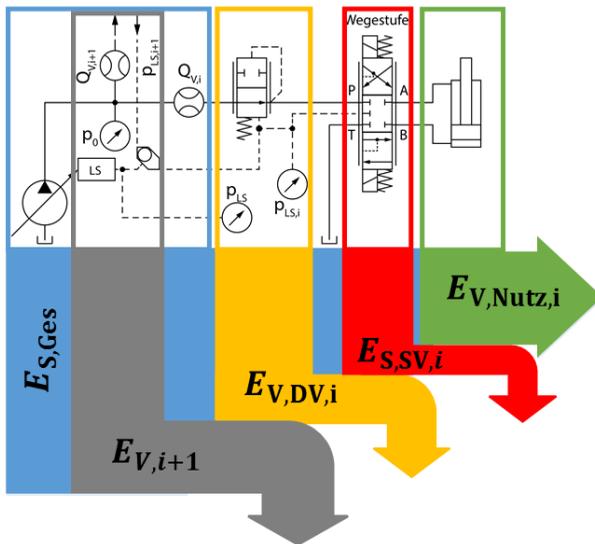


Abbildung 4: Sankey-Diagramm eines LS-Systems

In [7] wurde ein exemplarischer Lastzyklus an einem 2-Kreis-LS-System aufgezeichnet. Da im Projekt ein 1-Kreis-LS-System untersucht wird, wurde der Referenzzyklus für die Vergleiche durch Überlagerung der Druckkurven beider Kreise und Skalierung auf das gewünschte

Zielleistungsniveau abgeleitet. Abbildung 5 zeigt eine Verlustanalyse des abgeleiteten Referenzzyklus.

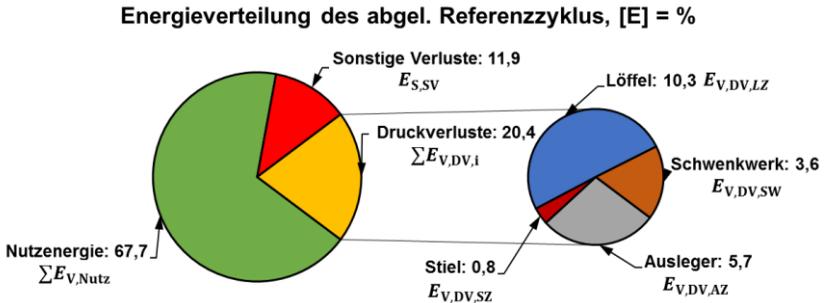


Abbildung 5: Verlustbetrachtung des abgeleiteten 90° Arbeitsspiels

Die Analyse hat ergeben, dass ca. 68 % der eingebrachten Energie als Nutzenergie zur Verfügung stehen. 20 % der eingebrachten Energie fallen als Druckverluste an den Druckwaagen der lastniederen Sektionen ab. In der Löffelsektion fallen mit Abstand die meisten Verluste an. Dies begründet sich dadurch, dass der Löffelzylinder im gesamten Zyklus größtenteils nicht als lasthöchster Verbraucher betrieben wird.

3 Potentialuntersuchung der Schaltung

In [4] wurde das Potential der Schaltung bereits anhand synthetischer Lastfälle nachgewiesen. Im Folgenden werden Ergebnisse aus der gekoppelten Simulation (Co-Simulation) vorgestellt, die das Potential der Schaltung mit dem Referenzzyklus darstellen. [6]

Die Co-Simulation zwischen dem hydraulischen und dem Mehrkörpersystem war ein wichtiges Werkzeug zur Untersuchung der neuen Schaltung, da hierbei – neben einer belastbaren Potentialabschätzung – zusätzlich Aussagen über die Performance des neuen Systems getroffen werden konnten. Für die Simulation wurden die Daten des 90°-Arbeitsspiels [7] auf die Leistungsklasse der Referenzmaschine skaliert.

Die Untersuchung hat ergeben, dass die Referenzmaschine im Zyklus insgesamt ca. 33 % Verluste verursacht, von denen ca. 21 % als systembedingte Druckverluste vorliegen, d.h. an den Druckwaagen anfallen (siehe Abbildung 6).

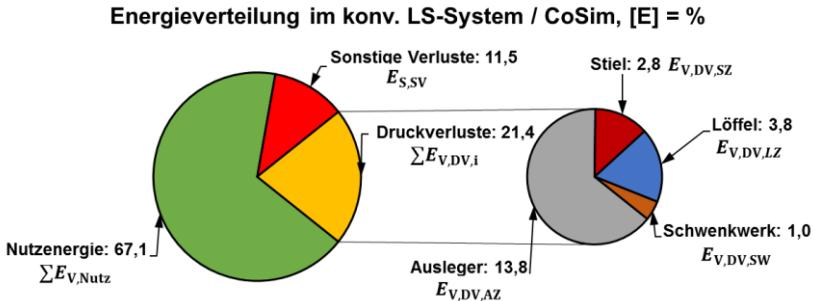


Abbildung 6: Verlustanalyse am konventionellen LS, Co-Simulation

Bei einer Simulation des optimierten LS-Systems konnten diese Verluste um ca. 13 % auf 18,6 % reduziert werden (Abbildung 7). Zusätzlich konnten die Verluste an den Senkbremsen in der Hubsektion reduziert werden, so dass ein Rückspeisepotential von ca. 6,9 % der eingebrachten Pumpenleistung vorlag.

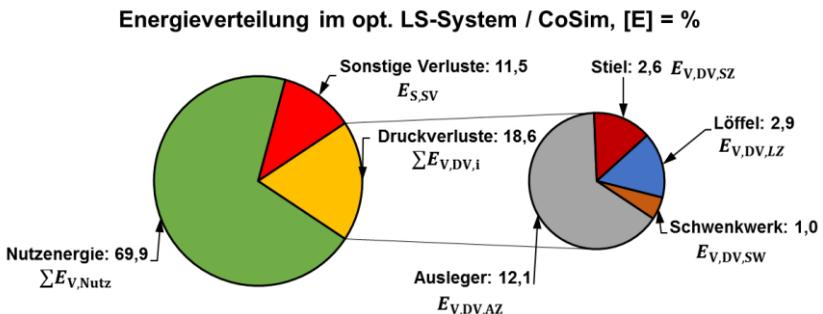


Abbildung 7: Verlustanalyse am optimierten LS, Co-Simulation

Die Druckverluste an den Senkbremsen sind in Abbildung 6 und Abbildung 7 nicht explizit aufgeführt, da sie gemäß der unter Kapitel 2 definierten Größen zur Nutzenergie gezählt werden.

Der Vergleich mit den Werten des simulierten reinen LS-Systems ergab, dass die Performance des optimierten Systems verbessert werden konnte. Gründe hierfür liegen einerseits in der teilweise wirkenden hydraulischen Einspannung der Zylinder und andererseits in der durch die Rückspeisesektion erhöhten hydraulischen Kapazität in den entsprechenden Sektionen, welche schwingungsdämpfend wirkt.

4 Tank-/Speicher-Logikventil (T/S-LV)

Das T/S-LV (siehe Abbildung 8) stellt eine zentrale Komponente des neuen Systems dar.

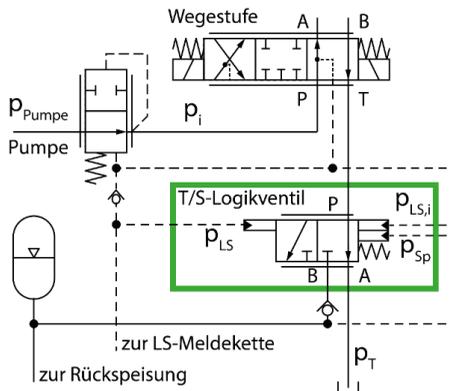


Abbildung 8: T/S-LV, konservativ [4]

Seine Aufgaben bestehen darin, den Belastungszustand der entsprechenden Sektion im Kontext der Belastungssituation des Gesamtsystems zu identifizieren, entsprechend eine Verbindung des Individualrücklaufs zum Tank oder zur Rückspeisesektion gemäß der individuellen Belastung

herzustellen und durch das Umschalten verursachte Druckstöße dabei abzdämpfen, die zu Performanceeinbußen führen.

Durch seine Ausführung als rein hydraulisch angesteuertes Proportionalventil kann in der Schaltung auf zusätzliche Sensoren verzichtet werden. Über die Steuerflächen am Schieber werden die Drücke p_{LS} , $p_{LS,i}$ und p_{Sp} gemäß der folgenden Schaltbedingung verglichen:

$$p_{LS} \cdot A = p_{LS,i} \cdot A + p_{Sp} \cdot A \cdot \chi_A + p_{Feder} \quad (VI)$$

A stellt dabei die Größe der Steuerflächen dar. Der zusätzliche Federdruck p_{Feder} stellt sicher, dass der lasthöchste Verbraucher mit dem Tank verbunden ist. Um zusätzliche Verluste zu vermeiden, wird dieser möglichst niedrig gehalten. Der Faktor χ_A stellt das Flächenverhältnis eines Differentialzylinders dar. Um den druckübersetzenden Eigenschaften eines Differentialzylinders gerecht zu werden, wurde die Schaltung in zwei verschiedenen Prinzipien entwickelt (konservatives bzw. adaptives Prinzip). Eine nähere Erläuterung hierzu sowie weiterführende Informationen zum T/S-LV finden sich in [4] und [8].

Aufgrund des komplexen Anforderungsprofils konnte kein geeignetes Ventil am Markt gefunden werden. Daher wurde im Rahmen des Projekts ein Funktionsprototyp des Ventils mit getrennten Steuerkanten entwickelt.

5 Funktionsprototyp T/S-LV

Der Funktionsprototyp besteht aus zwei elektrisch angesteuerten Proportionaldrosselventilen (PWS16), die die beiden Steuerkanten des T/S-LV darstellen (siehe Abbildung 8). Ein zusätzliches Sicherheits-DBV (DBV-1) schützt den Prototyp vor unzulässig hohen Drücken. Über ein Proportional-DBV (PDBV-1) kann in der Sektion eine Belastung aufgeprägt werden. Die Ansteuerung der Ventile erfolgt mittels Rapid-Prototyping-Hardware (Autobox). Am Prüfstand können die Volumenströme im Zufluss (Q1), sowie in den beiden Rückleitungen (zur Rückspeisesektion (Q3) und

zum Tank (Q2)) gemessen werden. Über Drucksensoren wird der Druck in der Zuleitung (p1), in der Sektion (Verbraucherdruck, p2), in der Rückleitung (p3) und in der Rückspeiseleitung (p4) erfasst. Abbildung 9 zeigt den Schaltplan des Funktionsprototyps auf dem Prüfstand.

Die Rückspeisesektion gemäß Abbildung 3 wurde mit einem Hydraulikspeicher sowie einem Proportional-DBV (PDBV-2) umgesetzt. Dadurch konnte der Druck in der Rücklaufleitung auf ein beliebiges Niveau eingestellt werden. Über den Druck p4 und den Volumenstrom Q3 konnte zudem die hydraulische Leistung bestimmt werden, die über die Speichersteuerecke ausgespeist wurde.

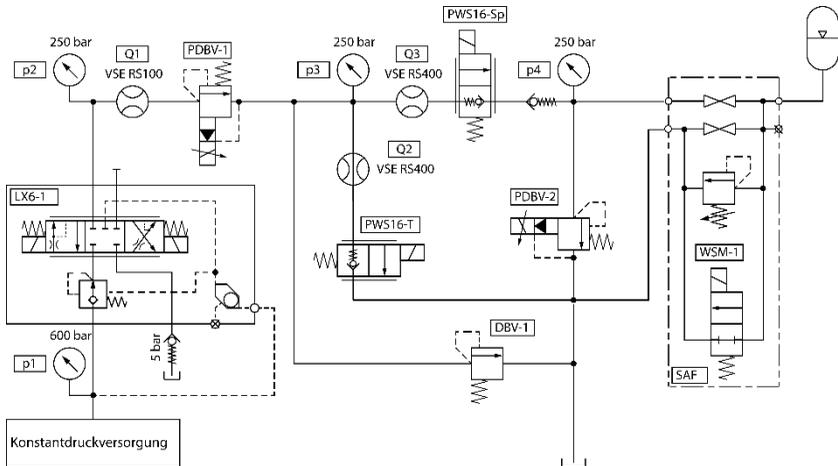


Abbildung 9: Schaltplan T/S-LV-Prüfstand

Abbildung 10 zeigt das geglättete Ergebnis eines Funktionstests. Dargestellt ist der Verlauf einer Messung mit aktivem T/S-LV-Prototyp während eines Lastanstiegs über den regenerationsfähigen Bereich. Im oberen Diagramm sind der Druck in der lasthöchsten Sektion (LS-Systemdruck, Linie - - -), der individuelle Sektionsdruck (Linie —) und der Druck in der Rückleitung (Linie - - - -) der Sektion abgebildet. Zusätzlich ist die aufgeprägte Last (Linie —) aufgetragen. Weiterhin ist in beiden

Diagrammen der mögliche Sollverlauf der Messgrößen LS-Sektionsdruck und Volumenstrom dargestellt (Linie — - - - , oben Druck, unten Volumenstrom).

Bei ca. 9,6 s findet eine Erhöhung des LS-Lastdrucks über das Grenzniveau hinaus statt. Um die Belastungssituation des Gesamtsystems nicht zu verändern, schließt das T/S-LV ab $t = 10,2$ s die Speichersteuerecke und öffnet die Tanksteuerecke, was zu einem stark reduzierten Druck im Rücklauf führen soll. Bei ca. 12,2 s fällt die Last wieder unter das Grenzniveau ab, worauf das T/S-LV mit dem Öffnen der Speichersteuerecke und dem Schließen der Tanksteuerecke reagiert um den LS-Sektionsdruck wieder anzuheben.

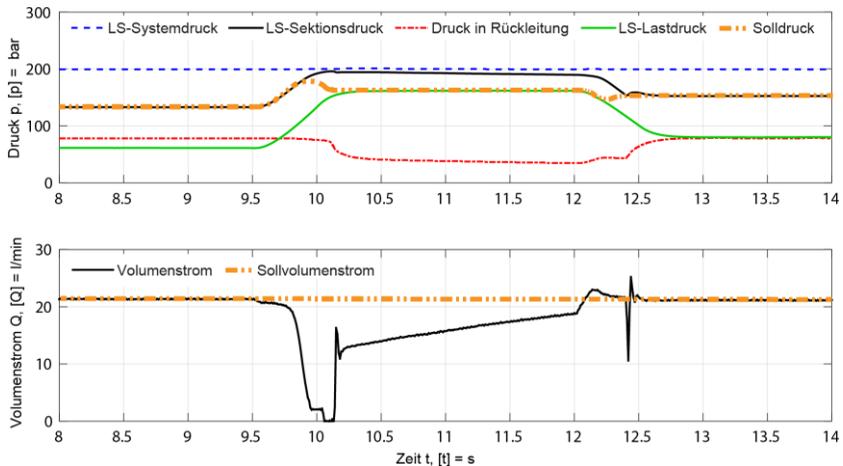


Abbildung 10: Messung T/S-LV Prototyp

Zu Beginn der Messung (bis ca. 9,5 s) ist deutlich zu erkennen, dass der individuelle Sektionsdruck um den Speicherdruck erhöht ist. Während die Last im Bereich von ca. 9,6 – 10,5 s ansteigt, bricht der Volumenstrom nahezu auf null zusammen und nimmt in der folgenden Zeit über ca. 2 s langsam zu. Gleichzeitig nimmt der Druck in der Rücklaufleitung langsam ab. Bis die Last bei $t = 12,2$ s wieder sinkt, ist das T/S-LV immer noch nicht

komplett umgeschaltet. Dies führt zu einem Sektionsvolumenstrom, der deutlich unter dessen Sollwert bleibt. Die langsame Öffnungsgeschwindigkeit der Tanksteuerkante ist auf die Regelung des Funktionsprototyps zurückzuführen, die aus Stabilitätsgründen bewusst sehr träge ausgelegt wurde. [9]

Auf die abfallende Last bei ca. 12,2 s reagiert das Ventil schnell. Der Sollvolumenstrom wird ca. 0,5 s nach dem Einsetzen des Lastrückgangs erreicht.

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass der verwendete Ansatz grundsätzlich für die Ventilsteuerung des Prototyps geeignet ist, die verwendete Regelung allerdings noch optimiert werden muss.

6 Validierung der Ergebnisse

Die Simulationsergebnisse werden anhand eines im Projekt entwickelten Prüfstands validiert. Abbildung 11 zeigt das Schema der Anlage.

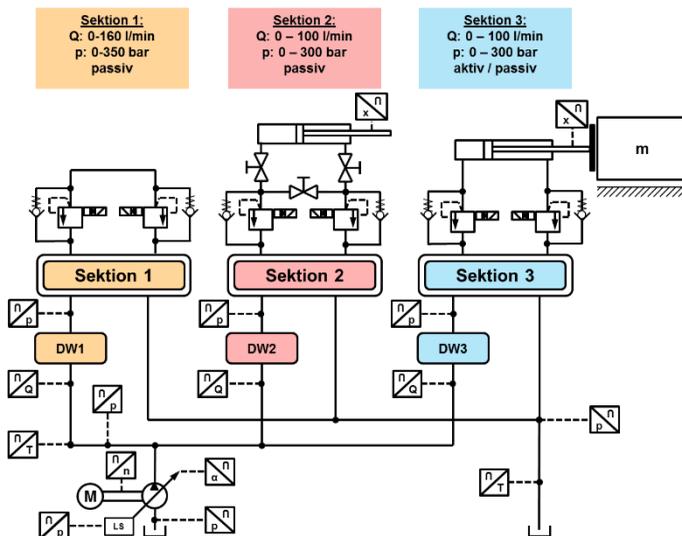


Abbildung 11: Prüfstand

Der Prüfstand wurde gemäß der Referenzmaschine des Projekts, ein Hydraulikbagger mittlerer Leistungsklasse, aufgebaut. Die Anlage stellt ein hydraulisches Load-Sensing-System mit vorgeschalteten Druckwaagen dar. Die verwendete LS-Pumpe hat ein Schluckvolumen von 95 cm^3 . Die Energieversorgung der Pumpe wird durch einen Asynchronmotor mit 130 kW Antriebsleistung bereitgestellt. Die Nebenstromfunktionen des LS-Systems (Kühlen, Filtern) werden durch das zentrale Konstantdrucknetz erfüllt. Als LS-Ventile wurden mobilhydraulische Standardventilblöcke eingesetzt. In der verwendeten Ausführung verfügen die Ventilblöcke zusätzlich über Messanschlüsse an allen hydraulischen Steuer- und Leistungsleitungen. Um den für die Schaltung notwendigen individuellen Tankleitungsabgriff zu ermöglichen, wurden die drei Sektionen jeweils mit separaten Anschluss- und Endplatten ausgeführt, die über Schläuche verbunden sind.

Der Prüfstand verfügt über drei Verbrauchersektionen (Sektion 1 – Sektion 3, Abbildung 11), die jeweils unterschiedliche zeitliche Leistungsprofile abbilden können. In Sektion 1 sind zwei Proportional-DBVe mit Bypass-Ventilen eingebaut, die die Leistungsentnahme ermöglichen. Während der ersten Versuche wurde mit Sektion 1 generell der LS-Druck des Systems eingestellt – bei der anschließenden Vermessung des Referenzzyklus veränderte sich diese Rolle gemäß der im Zyklus vorgegebenen Belastung.

Sektion 2 besteht aus einem Differentialzylinder, der mit einem Wegmesssystem ausgestattet ist. Die Belastung kann wiederum durch zwei im Rücklauf angeordnete elektrisch angesteuerte Proportional-DBVe eingestellt werden. Dies ermöglicht eine rein passive Belastung der Sektion.

Sektion 3 ist ähnlich aufgebaut wie Sektion 2, verfügt allerdings neben dem Differentialzylinder zusätzlich über einen Masseschlitten. Dieser kann mit einer beliebigen Last beladen werden. Dadurch kann z.B. die Trägheit eines Auslegers mit voll beladener Schaufel simuliert werden. Die Belastung erfolgt zum gegenwärtigen Zeitpunkt durch Proportional-DBVe. Im

weiteren Verlauf der Untersuchungen ist geplant, den Masseschlitten zusätzlich mit einer Belastungseinheit, bestehend aus zwei Hydraulikzylindern, zu koppeln, die auch das Aufprägen aktiver Lasten ermöglicht.

Jede Sektion ist mit einem individuellen im Zustrom eingebauten Volumenstromsensor sowie Drucksensoren an den LS-Meldeleitungen der einzelnen Ventilblöcke ausgestattet. Die beiden Zylinder verfügen zusätzlich über Wegmesssysteme. Die Temperatur des Betriebsmediums wird am Pumpenausgang und in der Rückleitung zur Konstantdruckversorgung gemessen. Die LS-Pumpe ist mit einem Schwenkwinkelsensor sowie einem Drehzahlsensor an der Antriebswelle ausgestattet. Das Antriebsmoment wird nicht aufgezeichnet. Zur Druckmessung verfügt die LS-Pumpe über Drucksensoren am Hochdruckausgang, am LS-Steuerdruckeingang und am Speiseeingang.

7 Zusammenfassung

Im Projekt „Reduzierung systembedingter Druckverluste“ wurde eine Schaltung entwickelt, die es ermöglicht, auf rein hydraulischem Weg die Energieeffizienz mobilhydraulischer Load-Sensing-Systeme zu steigern. Um dies zu erreichen, muss das LS-System um eine Rückspeisesektion mit Hydraulikspeicher sowie um T/S-Logikventile – entsprechend der Verbraucheranzahl – erweitert werden. Die neue Schaltung ermöglicht es, den individuellen Sektionslastdruck um den Speicherdruck anzuheben und reduziert dadurch die Druckdifferenz, die andernfalls an der Druckwaage der Sektion abfällt.

Die Analyse eines 90°-Arbeitsspiels mittels einer gekoppelten Simulation zwischen einem hydraulischem und einem MKS-Modell einer Referenzmaschine hat Verluste in Höhe von ca. 19 % aufgezeigt, die mit der Schaltung in Abhängigkeit der zugrundeliegenden Systemparameter um bis zu 13 % reduziert werden konnten.

Für eine realistische Potentialabschätzung wurde ein mobilhydraulisches LS-System eines Hydraulikbaggers in der Simulation und an einem Prüfstand umgesetzt. Das Simulationsmodell wurde bereits mit Messungen am Prüfstand validiert.

8 Ausblick

Um das Potential der Schaltung zu ermitteln, wird der Referenzzyklus des 90°-Arbeitsspiels auf dem Prüfstand vermessen und mit der Simulation verglichen. Anschließend wird das Simulationsmodell des Hydrauliksystems um am Prüfstand validierte Modelle der Tank-/Speicherlogikventile erweitert. In einer abschließenden Simulation wird das 90°-Arbeitsspiel im optimierten LS-System simuliert.

Danksagung

Das Projekt „Reduzierung systembedingter Energieverluste an Druckwaagen in Load-Sensing-Systemen durch Reihenschaltung eines Hydrospeichers“ wurde vom Forschungsfonds Fluidtechnik im VDMA aus Eigenmitteln finanziert. Der Forschungsfonds Fluidtechnik ist Mitglied im Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., FKM.

Literaturverzeichnis

- [1] Findeisen, Dietmar. Ölhydraulik: Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2006.
- [2] Geimer, Marcus. Projektantrag: Reduzierung systembedingter Energieverluste an Druckwaagen von Load-Sensing-Systemen durch Reihenschaltung eines Hydrospeichers (RSD). Karlsruhe: 2013.
- [3] Nagel, Philipp. „Hydraulisches Mehrverbrauchersystem mit energieeffizienter hydraulischer Schaltung“. DE 102013101107 A1; WO 2014/121910 A1 Deutschland Patent, 07.08.2014.

- [4] Siebert, Jan & Geimer, Marcus. Reduction of System Inherent Pressure Losses at Pressure Compensators of Hydraulic Load Sensing Systems. Dresden: 10. IFK: International Fluid Power Conference, 2016.
- [5] Fedde, T. Elektrohydraulische Bedarfsstromsysteme am Beispiel eines Traktors; Dissertation. TU Braunschweig: Shaker Verlag Aachen, 2008.
- [6] Nass, Christian. Projekt RSD: Untersuchung des Schaltungsprinzips mittels hydraulisch-mechanischer Co-Simulation; Masterarbeit. Karlsruhe: 2015.
- [7] Holländer, Claus. Dissertation: Untersuchungen zur Beurteilung und Optimierung von Baggerhydrauliksystemen. Technische Universität Braunschweig: 1998.
- [8] Siebert, Jan & Geimer, Marcus. Projekt RSD: Steigerung der Energieeffizienz von LS-Systemen durch Reduzierung der Druckverluste an Druckwaagen. Aachen: FLUIDON Konferenz, 2015.
- [9] Wydra, Marco. Projekt RSD: Übertragung der Charakteristik des Tank-/Speicher-Logikventils auf ein System mit aufgelösten Steuerkanten. Masterarbeit Karlsruhe: 2016.

Bosch Rexroth Fluid Rating - Neues auf realen Lastanforderungen basiertes Bewertungsverfahren für Hydraulikflüssigkeiten

Karl-Heinz Blum

*Bosch Rexroth AG, An den Kelterwiesen 14, 72154 Horb am Neckar,
Deutschland, E-Mail: karl-heinz.blum@boschrexroth.de,
Telefon: +49(0)7451-92-1348*

Dipl. Ing. Klaus Ellenrieder

*Bosch Rexroth AG, Glockeraustrasse 4, 89275 Ulm - Elchingen,
Deutschland, E-Mail: klaus.ellenrieder@boschrexroth.de,
Telefon: +49(0)7308-82-2686*

Kurzfassung

Einschlägige Anforderungsnormen beschreiben die Mindestanforderungen an Hydraulikflüssigkeiten. Diese spiegeln jedoch teilweise die technische Weiterentwicklung der Hochleistungs-Hydraulik und die Eignung der eingesetzten Hydraulikfluide in der Praxis nur unzureichend wider. Eine deutlich gesteigerte Leistungsdichte in der Hydraulik, bedingt durch höhere Arbeitsdrücke, Drehzahlen, Ölumlaufraten und Temperaturen, hat in den vergangenen Jahren die Leistungsfähigkeit nochmals gesteigert. Das stellt auch höhere Anforderungen an die verwendete Hydraulikflüssigkeit, die unter anderem das Verschleißverhalten der eingesetzten Hydraulikkomponenten entscheidend beeinflusst. Um fluidbedingte Ausfälle zu minimieren bietet Bosch Rexroth für Schmierstoff- und Additivhersteller ein neutrales, wissenschaftlich standardisierte Bewertungsverfahren nach Rexroth Datenblatt 90235 an, das diese aktuellen Anforderungen an die Kernkomponenten Pumpen und Motoren realistisch abbildet. Hydraulikflüssigkeiten, die das Verfahren erfolgreich durchlaufen, werden in der Fluid Rating List 90245 von Bosch Rexroth

aufgenommen. Ziel ist es, das Risiko fluidbedingter Schäden zu reduzieren und die Betriebssicherheit für den Anwender zu erhöhen.

Stichworte

Bewertung von Hydraulikflüssigkeiten, Axialkolbeneinheiten, Verschleißverhalten

1 Einleitung

Der sichere und zuverlässige Betrieb von Industrie- und Mobilanlagen ist durch den Einsatz von Hydraulikflüssigkeiten möglich, die auf den jeweiligen Anwendungsfall abgestimmt sind. Diese spielen daher eine entscheidende Rolle für den Verschleiß von Hydraulikkomponenten und damit ihrer Lebensdauer bzw. der Verfügbarkeit des Hydrauliksystems. Allerdings wird das verbindende Element „Hydraulikflüssigkeit“ bei der Projektierung von Maschinen und Anlagen oftmals vernachlässigt. Höhere Leistungsanforderungen an Maschinen und Anlagen steigern die Qualitätsanforderungen an die eingesetzten Hydraulikflüssigkeiten ständig. Daher muss die Hydraulikflüssigkeit als Konstruktionselement schon in der Entwicklung und Projektierung mitbetrachtet werden. Aktuelle Anforderungsnormen für Hydraulikflüssigkeiten wie die DIN 51524 bzw. ISO 11158 für Mineralöle, die ISO 15380 für Umweltverträgliche sowie die ISO 12922 für Schwerentflammbare Hydraulikflüssigkeiten decken oftmals die heutigen hohen Anforderungen der Hochleistungshydraulik nicht ausreichend ab. In der folgenden Abbildung ist am Beispiel des Rexroth A6VM80 - Schrägachsenhydraulikmotors die Veränderung der Leistungsdichte über der Zeit dargestellt. Innerhalb der Motoren - Entwicklungsstufen hat sich die Leistungsdichte gemessen in KW/kg seit Mitte der siebziger Jahre in etwa verdoppelt.

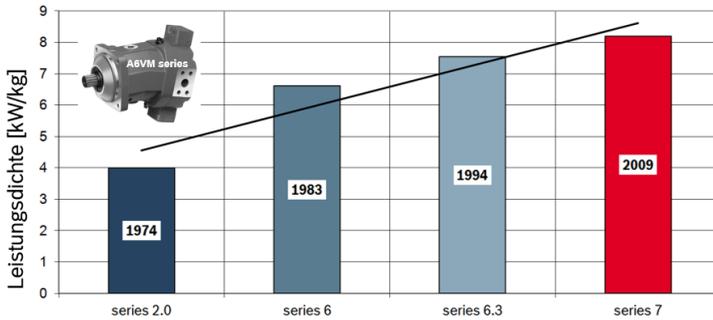
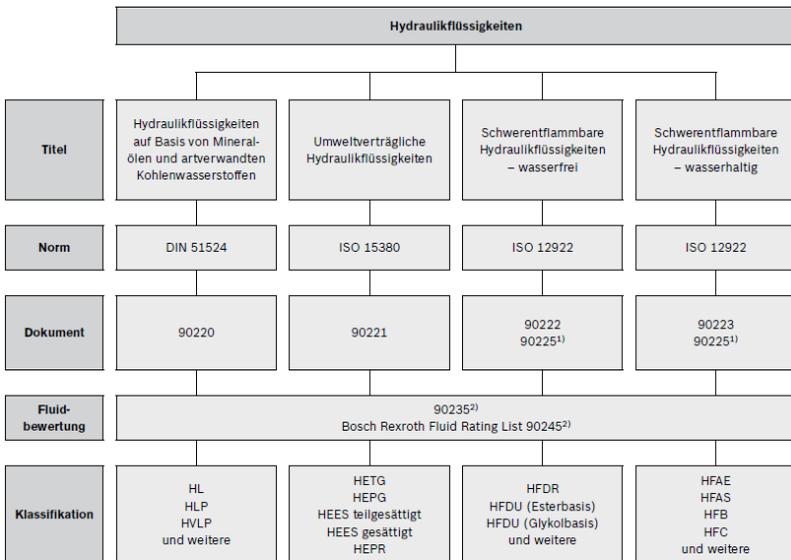


Abbildung 1: Leistungsdichte (Spezifische Leistung) A6VM80 in kW/kg

In der Abbildung 2 klassifiziert Bosch Rexroth Hydraulikflüssigkeiten wie folgt:



¹⁾ Gültig für Bosch Rexroth Axialkolbeneinheiten

²⁾ Gültig für Bosch Rexroth Business Unit „Mobile Applications“ – Pumpen und Motoren

Abbildung 2: Klassifikation von Hydraulikflüssigkeiten (Bosch Rexroth)

2 Normung – „DIN/ISO versus Hausnorm“

Die Anforderungsnormen für Hydraulikflüssigkeiten beschreiben nur die Mindestanforderungen, welche Hydraulikfluide im Neuzustand bzw. bei Abfüllung in das jeweilige Gebinde erfüllen müssen. Die dort verankerten Prüfnormen für die Bewertung des Verschleißverhaltens reichen erfahrungsgemäß oftmals nicht aus, um die verschiedenen Fluide hinsichtlich Ihrer Verschleiß - Performance im schweren Mischreibungsgebiet in aktuellen Praxisanwendungen zu bewerten und untereinander zu differenzieren. Im Katalog der Anforderungsnormen sind z.B. die Mechanische Prüfung in der Flügelzellenpumpe nach ISO 20763, welche das Antiwear (AW) - Verhalten der Hydraulikflüssigkeit bewertet sowie die Mechanische Prüfung in der FZG-Zahnrad-Verspannungs-Prüfmaschine A/8,3/90 nach ISO 14635-1, welche die Extreme Pressure (EP) Performance anhand der Ermittlung einer Schadenskraftstufe beschreibt, enthalten.



Abbildung 3: Verschleißersatz
Flügelzellenpumpe nach ISO 20763
(AW-Test)



Abbildung 4: Zahnradverspannungs-
Prüfmaschine nach ISO 14635-1 (EP-
Test)

Zur Praxis differierende Tribokontakte und Testbedingungen sowie die hohe Streubreite entsprechen nicht den Bedingungen moderner Hydraulikpumpen und -motoren. Weiterhin sagen die Anforderungsnormen nichts über die vom Schmierstoffhersteller eingesetzte Chemie der Grundöle und Additive aus. Dies kann je nach Anwendung und Betriebsbedingungen durchaus zu Problemen in der täglichen Praxis führen.

Daher gibt es neben diesen beiden in der DIN 51524 verankerten Prüfverfahren, weitere, in Hausnormen definierte Komponententests, welche die Eignung der Hydraulikflüssigkeit unter realen Praxisbedingungen produktbezogen bewerten sollen. Abbildung 5 gibt eine Übersicht über die unserer Kenntnis nach derzeit im Markt verfügbaren und etablierten Prüfverfahren und Komponententests.

	Vickers Flügelzellenpumpe	FZG-Zahnrad-Verspannungs-Prüfstand	Vickers	Parker Denison	A2F	Komatsu	Bosch Rexroth
Benennung	V-104-C10	A 8,3-90	35VQ25A-11	T6H20C-M17	A2FM10	HPV 35 + 35	RFT-APU-CL
Prüfgröße	Verfahren A Flügelzellenpumpe	Zahnrad Bauform A	Flügelzellenpumpe	Axialkolbenpumpe Flügelzellenpumpe	Axialkolbenpumpe (Schrägachse)	Tandem-Axialkolbenpumpe	Axialkolbenpumpe- und motor
Norm	ISO 20763	DIN ISO 14635	ATS 373	A. TP-30560	JCMAS P 041	JCMAS P 041 (ASTM D 6813)	Rexroth Datenblatt 90235
Bewertungskriterien	Massenverlust Ring < 120 mg Flügel < 30mg	Schadenkraftstufe Bestimmung Frestragefähigkeit	Massenverlust Ring < 75 mg Flügel < 15 mg	Vanes + pins < 15 mg Kolben < 300mg	Abfall Kinematische Viskosität bei 40 °C (max. 10 %) TAN Erhöhung in mg KOH/g (max. 2) Verschmutzungsgrad (0,8 µm Membrane, max. 10mg/100ml)	Volumenstromänderung Verschleiß Pumpe Änderungen in der Gebrauchtolanalytik	Optische Kontrolle (u.a. Nitrierschicht) Massenverlust Kolben 15/50 mg Kolben (Axialspiel Bundmaß)
Drehzahl	1440 1/min	8,3 m/s	2400 1/min	1700 1/min	2100 1/min	2100 1/mi	4000 1/min
Druck / Kraft	140 bar	99 – 15826 N	207 bar	280 bar	343 bar	343 bar	450 / 500 bar
Temperatur	13 mm ² /s	90 °C Anfangstemperatur	95 °C	110 °C	80 °C	95 °C	100 °C
Prüftauer	250 Stunden	15 min / Laststufe Mineralöl HLP-10-12	50 Stunden 3 Einsätze (3x 50 h)	2 x 308 Stunden Zyklustest (trocken und 1 % Wasser)	500 Stunden	500 Stunden Zyklustest	510 Stunden (Zyklus und Konstanttest)
Hinweise	Bestandteil DIN 51524 Teil 1-3						NEU !!!

Abbildung 5: Prüfverfahren und Komponententest

In ausgiebigen Tests hat Bosch Rexroth vielfältige Erfahrungen mit unterschiedlichen Fluiden gesammelt. Die getesteten Hydraulikfluide zeigten hierbei teilweise nach relativ kurzer Betriebszeit in modernen Pumpen- und Motorenanwendungen sowie im neuen hausinternen Fluid-Test (RFT-APU-CL), welcher eine sehr gute Korrelation zur Praxis aufzeigt, ein deutlich unterschiedliches Verschleißverhalten bis hin zum Totalausfall der eingesetzten Komponenten. Typische fluidbedingte Ausfallursachen sind exemplarisch in der folgenden Abbildung dargestellt.

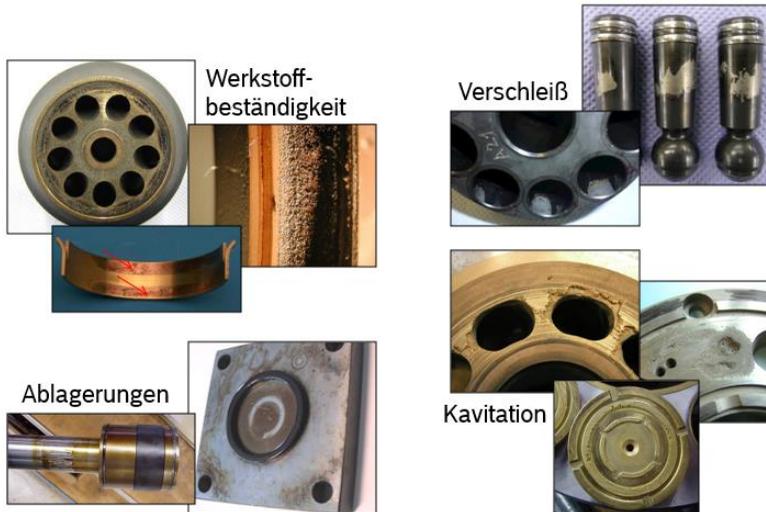


Abbildung 6: Fluidbedingte Ausfallursachen

Damit die geeignete Hydraulikflüssigkeit eingesetzt werden kann, sind daher ausreichende Kenntnisse und Erfahrungen notwendig. Auf Basis interner Versuchsreihen bietet Bosch Rexroth als neutrale Instanz die Bewertung von Hydraulikflüssigkeiten für Rexroth-Hydraulikkomponenten mit dem Fokus Pumpen und Motoren als Dienstleistung für die Schmierstoff- und Additivhersteller an. Ziel ist es, das Risiko fluidbedingter Schäden beim Einsatz von Rexroth-Hydraulikpumpen und -motoren zu minimieren sowie die Betriebssicherheit für den Maschinenhersteller und -betreiber zu erhöhen. Das Fluidbewertungsverfahren ist detailliert im Rexroth Datenblatt 90235 sowie im Fluidflyer 98129 - Bewertung von Hydraulikflüssigkeiten - beschrieben.

3 Normung – DIN 51524 Teil 1 bis 3

Hydraulikflüssigkeiten können nach deren Verwendung bzw. Grundölbasis in folgende Hauptgruppen eingeteilt werden: Fluide für hydrostatische Anwendungen und Fluide für hydrokinetische Anwendungen. Innerhalb der

hydrostatischen Anwendungen kann man die Hydraulikfluide in Anlehnung an die ISO- und CETOP-Klassifikation unter Berücksichtigung von nationalen Normen (z.B. DIN) in folgende Hauptgruppen gliedern:

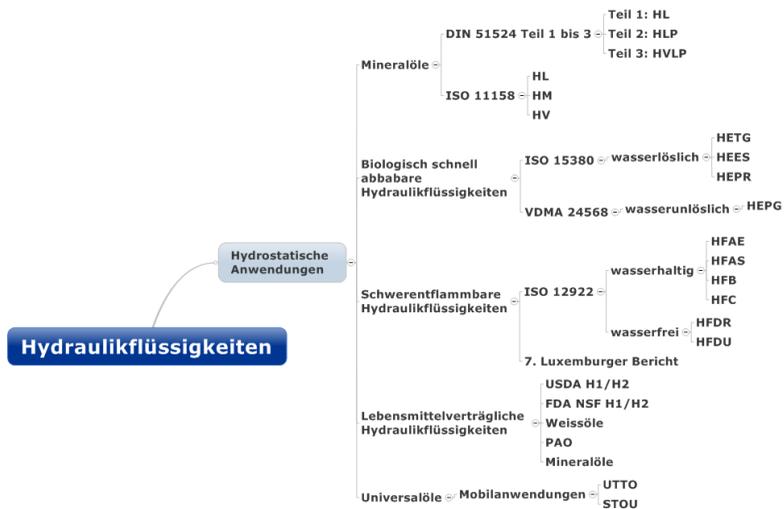


Abbildung 7: Übersicht Hydraulikflüssigkeiten für hydrostatische Anwendungen

Hydraulikflüssigkeiten auf Basis von Mineralölen nach DIN 51524 bzw. ISO 6743-4 sind mit ca. 88% die in Hydraulikanwendungen am meisten eingesetzten Fluide. Synthetische Grundöle haben derzeit einen Marktanteil von ca. 12%. In der folgenden Abbildung 8 ist die Verteilung der Grundöle für Hydraulikfluide grafisch dargestellt.

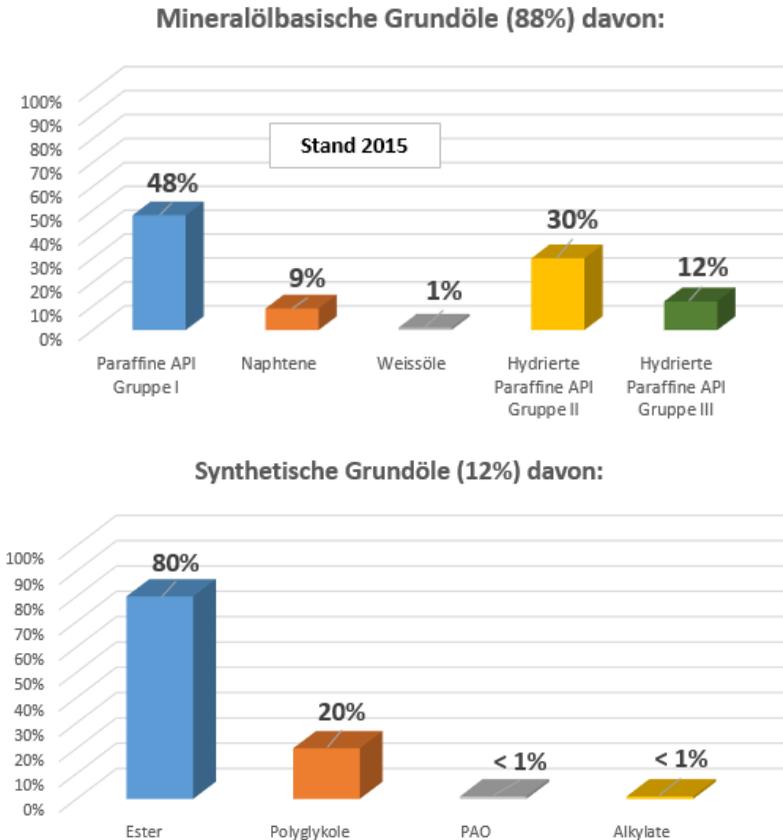
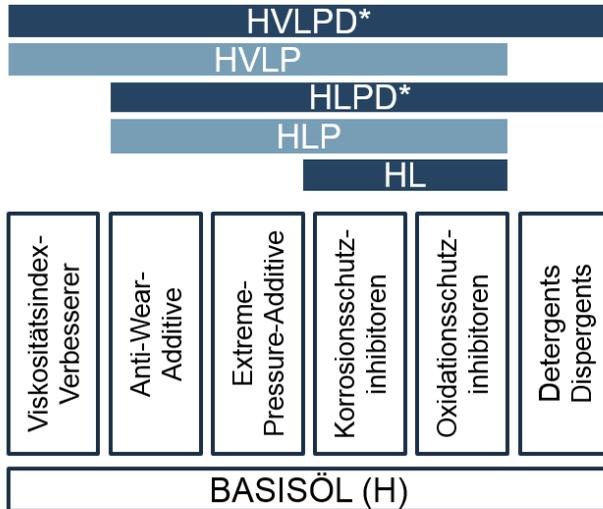


Abbildung 8: Verteilung Grundöle für Hydraulikflüssigkeiten [3]

Der Trend bei den verwendeten Mineralölbasischen Grundölen geht weg von paraffinbasierten API Gruppe I- zu hydrierten paraffinischen API Gruppe II und III - Grundölen geht. Ebenso werden zinkhaltige Additivierungen oftmals durch zinkfreie bzw. aschefreie Additivierungen ersetzt. Die nachfolgende Abbildung zeigt schematisch auf, wie Mineralöle nach der Anforderungsnorm DIN 51524 Teil 1 bis 3 eingeteilt werden.

Teil 1: HL, Teil 2: HLP und Teil 3: HVLP Hydraulikflüssigkeiten



* derzeit nicht genormt (geplant DIN 51524 Teil 4 und 5)

Abbildung 9: Einteilung Mineralöle DIN 51524

In der DIN 51524 Teil 3 ist unter Punkt 5 vermerkt, das insbesondere im schweren Mischreibungsgebiet im Einzelfall zusätzliche Prüfstandstests aus der Vielzahl existierender mechanisch-dynamischer Prüfungen vereinbart werden können, die im Regelfall nicht im Katalog einer Anforderungsnorm enthalten sind. Hierfür haben sich genormte Prüfverfahren und Komponententests bewährt. Für Entscheidungen bezüglich einer Anwendung ist jedoch zu beachten, dass die Ergebnisse derartiger Prüfungen mit Wirkstoff-haltigen Ölen sehr unterschiedlich ausfallen können und in der Regel auch nicht vergleichbar sind. [5]

Die Abbildung 10 zeigt die Anforderungen an Hydraulikflüssigkeiten nach DIN 51524 Teil 3:

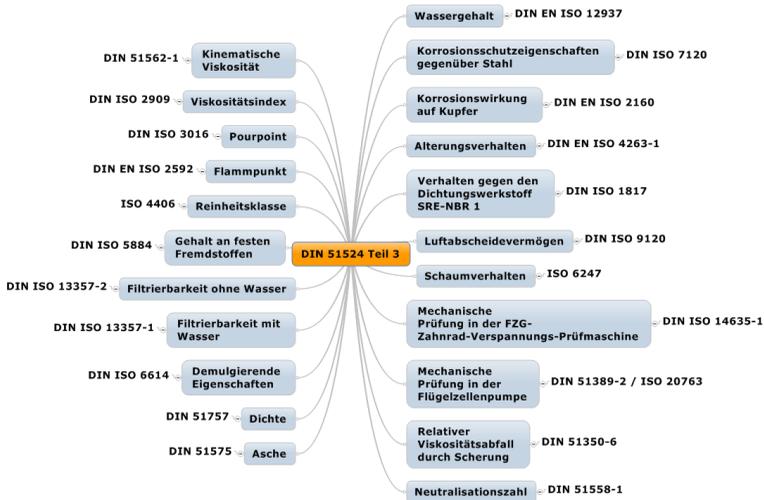


Abbildung 10: Anforderungen DIN 51524

Die Beanspruchung einer Hydraulikflüssigkeit in einer Industrieanlage oder in einem Mobilgerät ist neben der eigentlichen Belastung des Weiteren auch von der Konstruktion, den eingesetzten Materialpaarungen sowie von vorhandenen Umwelteinflüssen anhängig. Daher sollten z.B. auch praxisrelevante Werkstoffe anstatt die in der DIN 51524 verankerte Referenzwerkstoffe, wie z.B. das SRE-NBR 1 beim Dichtungstest, unter praxisnahen Bedingungen (Druck, Temperatur, Laufzeit) für die entsprechenden Abprüfungen verwendet werden. Anhand bestehender Erfahrungen müssen die in der Anforderungsnorm verankerten Verschleißprüfungen an die derzeit aktuellen Betriebsbedingungen und Anforderungen angepasst werden. Veränderungen im Schmierstoffmarkt wie z.B. der Trend zu API Gruppe II / III Grundölen sowie der Einsatz von zink- und / oder aschefreien Additivierungen müssen ebenso in zukünftigen Anforderungskatalog der Fluide berücksichtigt werden. All diese benannten

Einflüsse lassen die derzeitige Normung eines Hydraulikfluids als recht schwierig erscheinen. [2]

4 Bosch Rexroth Fluid Rating

Aufbauend auf den vorhandenen DIN bzw. ISO - Mindestanforderungen bietet Bosch Rexroth zur praxisnahen Bewertung von Hydraulikflüssigkeiten ein neues Fluid- Bewertungsverfahren an, welches im Rexroth Datenblatt 90235 beschrieben ist.

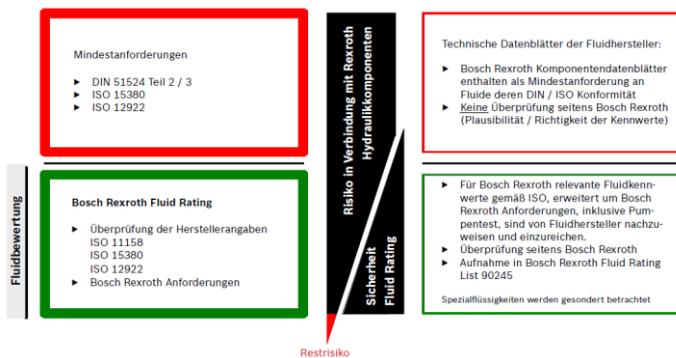


Abbildung 11: Schema Bosch Rexroth Fluidbewertung [1]

a. Mindestanforderungen

Die Angaben in den technischen Datenblättern der Fluidhersteller bezüglich der Erfüllung der jeweiligen Anforderungsnorm entsprechen derzeit unseren Angaben in den jeweiligen Komponentendatenblättern (Mindestanforderungen). Es erfolgt jedoch **keine** Plausibilitätsprüfung der Richtigkeit der Kennwerte seitens Bosch Rexroth.

b. Bosch Rexroth Fluidrating

Einforderung und Überprüfung der vom Fluidhersteller schriftlich eingereichten Kennwerte auf Plausibilität bzw. auf Normkonformität (ausgewählte Anforderungen), erweitert um Rexroth-Anforderungen

(verschärfte und erweiterte Anforderungen). Bei den erweiterten Rexroth-Anforderungen handelt es sich zu einem um praxisrelevante Pumpen- und Motorentests sowie zum anderen um einen spezifizierten statischen Dichtungstest, welche die Eignung der Hydraulikflüssigkeit mit definierten Rexroth-Komponenten und -Bedingungen aufzeigen und Bestandteile der Spezifikation sind. Je nach eingesetzten Rexroth-Hydraulikkomponenten und Fluidkategorie muss der entsprechende Fluidtest vor Beauftragung des Rexroth-Fluid Rating bestanden worden sein. Des Weiteren werden Rückstellmuster von den eingesetzten Grundölen und vom Fertigöl hinterlegt. Die nach RDE 90235 positiv bewerteten Hydraulikflüssigkeiten werden in die neue Bosch Rexroth Fluid Rating List 90245 aufgenommen, welche die derzeitigen Marktübersichten RD 90220-01 (Mineralöle) und RD 90221-01 (Umweltverträgliche Hydraulikflüssigkeiten) ersetzt.

5 Bosch Rexroth Fluid Test

Derzeit können bei Bosch Rexroth zwei verschiedene Fluidtests beauftragt werden:

- ▶ RFT-APU-CL: Rexroth Fluid Test Axial Piston Unit Closed Loop
- ▶ RFT-APU-OL-HFC: Rexroth Fluid Test Axial Piston Unit Open Loop-HFC

5.1 Fluid Test Axial Piston Unit Closed Loop – RFT-APU-CL

Fluidtest für geschlossene Kreisläufe unter Verwendung einer Kombinationseinheit bestehend aus einer Schrägscheiben-Hydraulikpumpe A4VG045EP und einem Schrägachsen-Hydraulikmotor A6VM060EP. Dieser Fluidtest stellt die aktuellen Anforderungen an einen hydrostatischen Fahrtrieb dar.

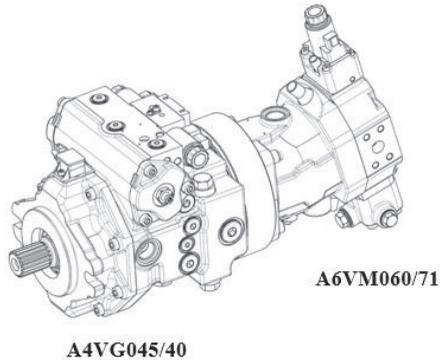


Abbildung 12: Prüflinge RFT-APU-CL

Der schematische Hydraulikschaltplan ist in Abbildung 13 dargestellt

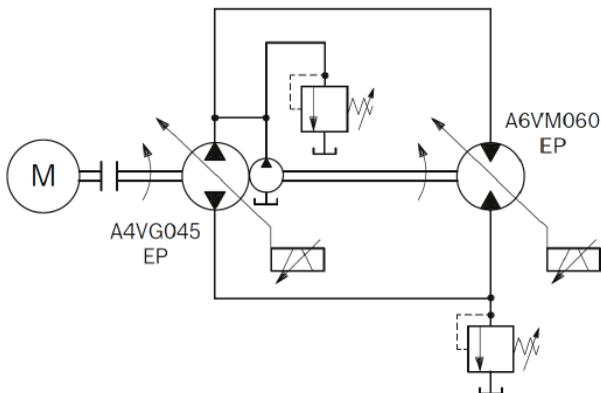


Abbildung 13: Schematischer Schaltplan RFT-APU-CL [1]

Die Eignung der Hydraulikflüssigkeit wird unter hoher Belastung und bei praxisnahen Testbedingungen geprüft und besteht aus einem Einlauf-Test, Zyklus- und Eckdatentest. In der Abbildung 14 sind die Lastzyklen des RFT-APU-CL dargestellt.



Abbildung 14: Lastzyklen RFT-APU-CL

Der Fluidtest wird mit der Viskositätsklasse ISO VG 32 durchgeführt. Mit einem Betriebsdruck bis 500 bar sowie einer Drehzahl von 4000 1/min zeigt der RFT-APU-CL die höchsten Anforderungen gegenüber den aktuell zur Verfügung stehenden Komponententests zur Bewertung von Hydraulikflüssigkeiten.

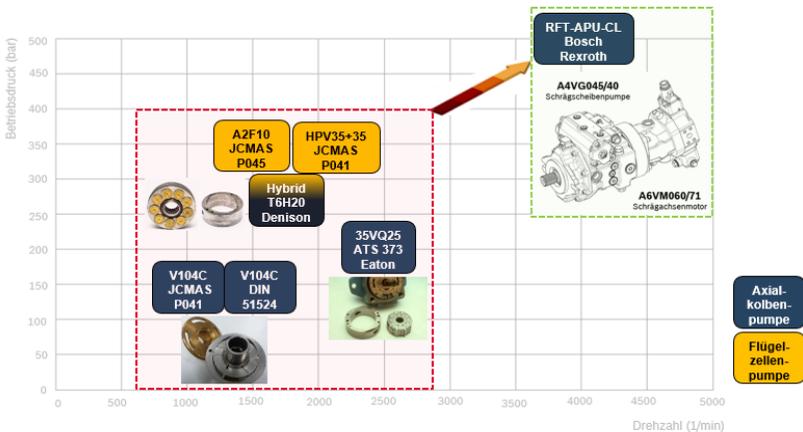


Abbildung 15: Vergleich Prüfbedingungen Pumpentests

Nach Testende wird die Kompaktheit demontiert und bewertet. Bewertungskriterien sind hierbei:

→ Untersuchung der Wechselwirkung Fluid-Bauteil

- Messung der Bauteil-Gewichts- bzw. Maßänderung
- Werkstoffverträglichkeiten
- Optische Begutachtung von Bauteilen/Bauteiloberflächen
- Ölanalytik (Testbeginn, während des Tests, Testende)

→ Aussagen zum Dauerlaufverhalten

Anbei zwei Beispiele für eine optische Bewertung der relevanten Pumpen- und Motorenbauteile, welche mit verschiedenen marktüblichen Hydraulikflüssigkeiten betrieben wurden. Fluid A und C zeigen hier Verschleißbilder, welche zu einem „Fail“ im Fluidtest führen. Fluid B und D zeigen typische Erscheinungsbilder nach 510 Stunden Testlauf, welcher als „Pass“ bewertet wird.



Abbildung 16: A4VG, Verschleiß Zylinderbronze [4]

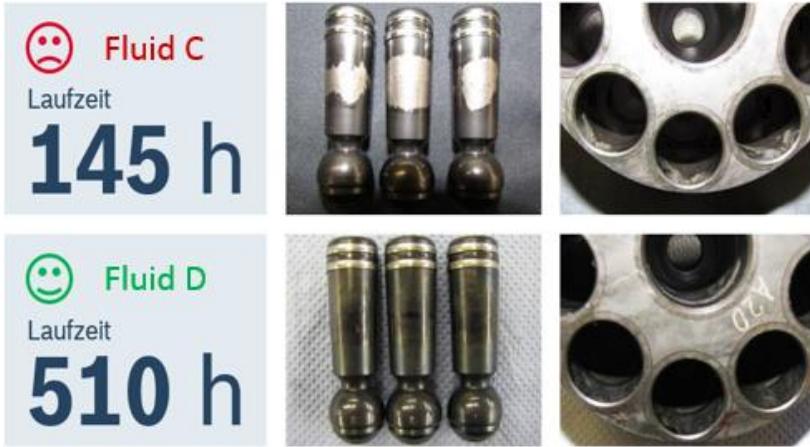


Abbildung 17: A6VM, Verschleiß Kolbenmantel / Zylinder [4]

In der Abbildung 18 ist ein kleiner Ausschnitt aus einer internen Verschleißbewertung von positiv bewerteten Hydraulikflüssigkeiten dargestellt, welche mittels eines Bewertungsverfahrens der Triebwerkskolben in die Verschleißkategorie Main Line, Premium und Advanced eingeteilt werden können. Hierbei können maximal 70 Verschleiß - Performancepunkte erreicht werden.

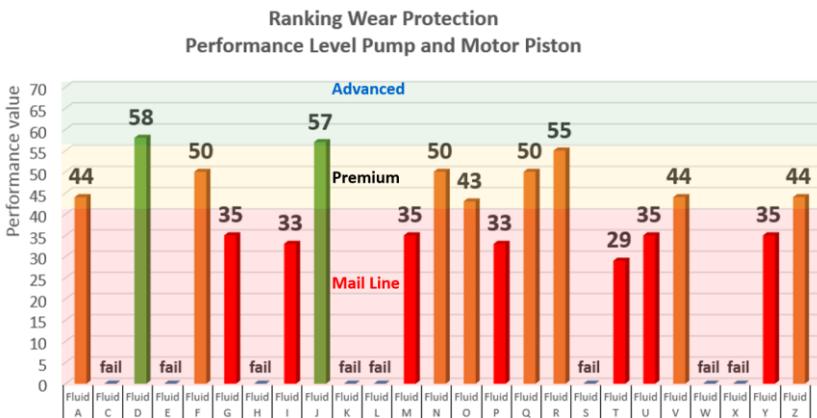


Abbildung 18: Auswertung Verschleißverhalten RFT-APU-CL

5.2 Fluid Test Axial Piston Unit Open Loop HFC: RFT-APU-CL-HFC

Fluidtest für Hydraulikflüssigkeiten im offenen Kreislauf bestehend aus einer Hochdruck A4VSO125 Schrägscheiben - Kombinationseinheit und einer EA-10VSO18 Mitteldruck Schrägscheibeneinheit. Dieser Fluidtest stellt die Anforderungen für Anwendungen mit schwerentflammaren – wasserhaltigen Hydraulikflüssigkeiten der Kategorie HFC dar. Der Fluidtest besteht aus einem Konstant- und einem Zyklustest. Weitere Hinweise hierzu finden sie im Rexroth Datenblatt 90235.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die einschlägigen Anforderungsnormen definieren nur die Mindestanforderungen an Hydraulikflüssigkeiten und dienen nicht deren Differenzierung. Des Weiteren spiegeln sie die technische Weiterentwicklung der Hydraulikflüssigkeiten und der Hochleistungs-Hydraulik unzureichend wider. Erhöhte Anforderungen an Maschinen und Anlagen erhöhen die Qualitätsanforderungen der eingesetzten Hydraulikflüssigkeit stetig. Insbesondere im schweren Mischreibungsgebiet können im Einzelfall zusätzliche Prüfstands- oder Komponententests vereinbart werden, die im Regelfall nicht im Katalog einer Anforderungsnorm enthalten sind. Hierfür haben sich teilweise in diversen Hausnormen definierte Prüfverfahren und Komponententests bewährt. Mit einem neuen, wissenschaftlich standardisierten Bewertungsverfahren testet Rexroth unter realistischen Betriebsbedingungen das Verhalten von Hydraulikflüssigkeiten und die Wechselwirkungen mit den Kernkomponenten Pumpen und Motoren. Hierbei zeigte sich, dass durchaus ein sehr großer Performanceunterschied zwischen den auf dem Schmierstoffmarkt existenten Hydraulikflüssigkeiten vorhanden ist. Erfüllt ein Fluid alle Anforderungen, wird es in die neue Fluid Rating List 90245 von Bosch Rexroth aufgenommen, welche die derzeitige Marktübersicht RD 90220-01 für Mineralöle und RD 90221-01 für umweltverträgliche

Hydraulikflüssigkeiten ersetzt. Schmierstoff- und Additivhersteller können mit dem Bewertungsverfahren die Leistungsfähigkeit ihrer Hydraulikflüssigkeiten neutral und unabhängig vom Einsatzfall bewerten lassen. Auf Wunsch bietet ihnen Bosch Rexroth auch einen Fluidprüfstand RFT-APU-CL an, der beispielsweise für die eigene Entwicklungsarbeit in den jeweiligen Prüflaboren der Additiv- und Schmierstoffhersteller genutzt werden kann.

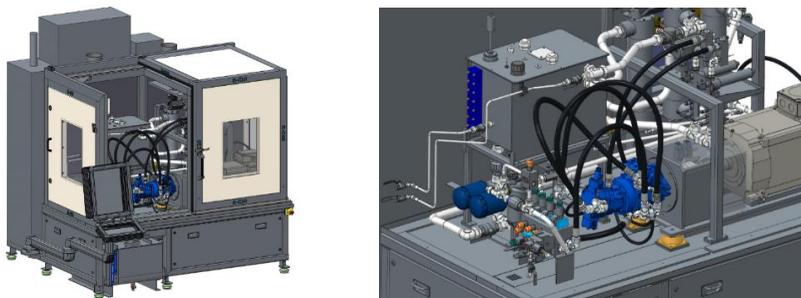


Abbildung 19: Fluidprüfstand RFT-APU-CL

Maschinenherstellern und Betreibern, die sich bei der Auswahl ihrer Hydraulikflüssigkeit an der Bosch Rexroth Fluid Rating List orientieren, verbessern die Betriebssicherheit, senken die Ausfallwahrscheinlichkeit von Pumpen und Motoren beträchtlich und verringern die Wartungs- und Stillstandskosten ihrer Maschinen und Anlagen.

Literaturverzeichnis

- [1] Bosch Rexroth AG, Bewertung von Hydraulikflüssigkeiten RDE 90235.
- [2] Wilfried J. Bartz und 18 Mitautoren, Hydraulikflüssigkeiten, Eigenschaften, Normung und Prüfung, Expert Verlag 1995.
- [3] Wolfgang Bock, Vereinigte Fachverlage - Hydraulikfluide als Konstruktionselement

- [4] Bosch Rexroth AG, Flyer, Bewertung von Hydraulikflüssigkeiten, RD 98129
- [5] DIN 51524-3: 2006-04, Druckflüssigkeiten - Hydrauliköle - Teil 3: Hydrauliköle HVLP; Mindestanforderungen

Untersuchung unterschiedlicher Gestaltungskonzepte für Hydrauliktanks durch Strömungssimulationen

Thees Vollmer, Prof. Dr. Ludger Frerichs

Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge (IMN), Technische Universität Braunschweig, Langer Kamp 19a, 38106 Braunschweig, E-Mail: t.vollmer@tu-bs.de

Kurzfassung

Hydrauliktanks haben im Hydrauliksystem die Aufgabe, Öl einer anforderungsgemäßen Qualität bereitzustellen. Neben Festkörpern und Wasser sind vor allem Luftblasen abzuscheiden, um ein möglichst luftfreies Hydraulikfluid zu liefern. Die Untersuchung der Abscheidung von Luftblasen mit Strömungssimulationen wurde in letzter Zeit häufig diskutiert. In dieser Veröffentlichung wird ein kurzer Überblick über die notwendigen Grundlagen sowie derzeitigen Arbeiten zu einer Methodik zur Entwicklung von Hydrauliktanks mit dem Ziel einer ausreichenden Luftabscheideleistung gegeben. Der Fokus liegt im Folgenden darauf die Auswirkungen von Gestaltungsparametern auf die Luftabscheideleistung eines Tanks zu untersuchen.

Stichworte

Hydrauliktank, Luft in Öl, Luftabscheidung, CFD

1 Einleitung

In einem hydraulischen System dient der Hydrauliktank dazu, das im System benötigte Öl bereitzustellen und aufzubereiten. Das Hydrauliksystem fordert luftfreies, bestimmt temperiertes und von

Verunreinigungen befreites Öl. Die Verunreinigungen werden typischerweise durch einen feinmaschigen Filter in oder vor den Öleinlassstellen entfernt. Dennoch wird oftmals noch ein Saugfilter eingesetzt, da einzelne Rückläufe ohne Gegendruck und somit ohne Rücklauffilter in den Tank zurückgeführt werden müssen. Weiterhin besitzen Schmutzpartikel häufig eine höhere Dichte als das Öl und sinken somit ab. Hierfür muss jedoch genügend Zeit zur Verfügung stehen. Die Temperierung des Öls geschieht gleichermaßen entweder durch einen zusätzlichen Kühler oder durch Vermischung mit kühlerem Öl innerhalb des Tanks. Ein externer Kühler ist in den meisten mobilhydraulischen Systemen notwendig, da die Verluste durch unterschiedliche Belastungen einen hohen Wärmeeintrag verursachen. Über die Behälterwände wird genauso Wärme an die Umgebung abgegeben. Hierbei kann auch erzwungene Konvektion genutzt werden. [1] Auch für die Abscheidung von Luft können aktive Systeme eingesetzt werden. Diese Systeme werden in der Stationärhydraulik eingesetzt. In den meisten Systemen werden allerdings rein passive bzw. konstruktive Maßnahmen eingesetzt. Dies können Bleche zum gezielten Führen der Strömung sein als auch feinmaschige Siebe, an denen die Luft abgeschieden wird.

Die Menge an Öl, die im Tank bevorratet wird, übersteigt insbesondere die für den Betrieb asymmetrischer Verbraucher benötigte um einen häufig erfahrungsgemäß festgelegten Faktor. Als Anhaltspunkt für die Bewertung der eingesetzten Ölmenge kann die theoretische Verweilzeit verwendet werden. Diese definiert sich als Füllmenge Öl im Tank dividiert durch den typischen Volumenstrom der Pumpe.

$$t_{\text{Verweil}} = \frac{V_{\text{Öl}}}{Q_{\text{Pumpe}}} \quad (1)$$

Dieser Wert wird jedoch nur erreicht, wenn eine vollständig gleichmäßige Strömung durch den Tank besteht, also einer laminaren Rohrströmung entspricht. Durch die Gestaltung des Tanks kann auch erreicht werden, dass das Öl nahezu die theoretische Verweilzeit erreicht. Ein hoher Wert für die

Verweilzeit ist zum Erreichen einer guten passiven Verunreinigungsabscheidung notwendig.

Im Rahmen der Entwicklung eines Hydrauliktanks wird zum einen durch Kostendruck angestrebt, dass eine möglichst geringe Ölmenge verwendet wird um die Betriebskosten für den Kunden niedrig zu halten. Auf der anderen Seite steht der Tank in Konkurrenz zu anderen Komponenten der Maschine in Bezug auf den vorhandenen Bauraum. Speziell durch die steigende Komplexität der Maschinen in Folge umfangreicherer Abgasnachbehandlung und sowie zusätzliche Komponenten und Aggregate müssen immer mehr Teile im gleichen Bauraum untergebracht werden. Entsprechend steht für den Tank und den Ölvorrat immer weniger Platz zur Verfügung.

Da, wie oben ausgeführt, speziell die Luftabscheidung häufig nur im Hydrauliktank stattfindet, muss bei schrumpfendem Volumen das Luftabscheideverhalten des Tanks verbessert werden. Um bereits in frühen Phasen der Produktentwicklung die Luftabscheidung des Tanks im Allgemeinen als auch die Auswirkung von Maßnahmen im Einzelnen beurteilen zu können, werden Strömungssimulationen vorgeschlagen. [1, 2, 3, 4]

In [5] wurde eine Methodik zur strukturierten Entwicklung von Hydrauliktanks vorgestellt. Basierend auf dieser Methodik kann bei gegebenen Randbedingungen ein Tank entwickelt werden, der ein notwendiges Luftabscheideverhalten erreicht. Zur Demonstration der Methodik wurde ein Beispieltank konstruiert und exemplarisch die Gestaltung von einzelnen Trennblechen variiert.

In der vorliegenden Veröffentlichung soll zunächst eine kurze Einführung in die Modellierungsmethoden des Verhaltens von Luftblasen in Hydrauliköl in Theorie und Simulation gegeben werden. Anschließend wird die in [5] vorgestellte Methodik umrissen. Schwerpunkt dieses Beitrags ist die Diskussion der Auswirkung verschiedener Parameter der Tankgestaltung auf das Luftabscheideverhalten in Hydrauliktanks.

2 Modellierung von Luft in Hydrauliköl

Strömungssimulationen können sowohl einphasig als auch mehrphasig durchgeführt werden. An dieser Stelle sollen nur die grundlegenden Charakteristika der später verwendeten Methoden erklärt werden. Eine allgemeinere Übersicht wurde in [3] gegeben bzw. ist in Grundlagenbüchern wie [6,7] nachzulesen.

Im Rahmen der Modellierung des Verhaltens im Hydrauliktank können mit einphasigen Simulationen grundlegende Erkenntnisse über die Strömung erworben werden. Da das Fluid in der Simulation im gesamten Berechnungsbereich gleichbleibende physikalische Parameter besitzt, können keine Aussagen über das Verhalten von Luft im Öl getroffen werden. Es können aber prinzipielle Parameter wie die Verweilzeit bestimmt werden und der Hauptströmungsweg erkannt werden.

Für Mehrphasenströmungen gibt es unterschiedliche Modelle, die sowohl homogene als auch heterogene Strömungen beschreiben können. Die Modelle für heterogene Strömungen, zu denen Luft in Öl gehört, werden häufig auch als Euler-Euler Modell bezeichnet. In diesen Modellen werden alle Phasen mit einem vollständigen Gleichungssystem berechnet. Die Herausforderung bei diesen Modellen besteht darin, die Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Phasen zu modellieren. Diese Austauschkräfte werden als Quellen und Senken in die jeweiligen Gleichungssysteme eingebracht. Als Ergebnis der Berechnungen liegen dann für jede Zelle von jeder Phase sämtliche Strömungsgrößen vor, unabhängig davon wie groß der Phasenanteil ist. Dies muss bei der Bewertung der Ergebnisse beachtet werden.

Um das Verhalten der Luft im Öl korrekt zu beschreiben müssen diverse Parameter in den Modellen an das Öl-Luft-Gemisch angepasst werden. Da die Abscheidung der Luft aus dem Öl durch den Unterschied in der Dichte geschieht, ist es wesentlich, den Auftrieb der Luftblasen richtig zu modellieren. In [4] wird mit Hilfe von Experimenten bestimmt, in welchem

Maße der Auftrieb von Luftblasen sich vom Auftrieb, wie ihn Stokes beschrieben hat, unterscheidet. Longhitano zeigt unter anderem, dass mit steigender Viskosität des Öls das Verhalten der Luftblasen sich der Beschreibung nach Stokes annähert.

Weiterhin ist der Auftrieb, und damit die Luftabscheidung, von der Größe der Luftblasen abhängig. Die Größe der Luftblasen kann zum einen durch das Einlösen und Auslösen in Öl variieren, dieser Mechanismus ist sehr stark vom Lösungsgleichgewicht und damit vom lokalen Druck abhängig. Weiterhin können sich Blasen in Hydrauliköl zusammenschließen und somit größere Blasen bilden, die dann wiederum schneller aufsteigen können. [4] gibt an, dass Luftblasen, um sich in ISO VG 32 bzw. 46 Hydrauliköl zusammenzuschließen, einen Durchmesser von mindestens $d_{Blase} = 0,9\text{mm}$ besitzen müssen.

Zuletzt ist die Aufstiegsgeschwindigkeit einer Luftblase entscheidend dafür, ob eine Luftblase innerhalb des Tanks abgeschieden werden kann oder nicht. Je geringer der Auftrieb ist, desto niedriger ist die Relativgeschwindigkeit der Luftblase gegenüber dem umgebenden Ölstrom.

3 Methodik/Ablauf der methodischen Entwicklung

Die in [5] vorgestellte Methodik zur Entwicklung eines Hydrauliktanks wird in vier Schritte unterteilt. Das Ziel der Methodik ist es, iterativ eine für die Luftabscheidung optimierte Gestaltung des Hydrauliktanks zu ermitteln. Für die Beschreibung der Methodik wird vereinfacht davon ausgegangen, dass nur ein Rücklauf und eine Ansaugung verwendet werden und der Tank eine quaderförmige Grundform besitzt. In Abbildung 1 ist der prinzipielle Ablauf der Methodik dargestellt, der im Folgenden näher beschrieben wird.

Im ersten Schritt müssen die Informationen zusammengetragen werden, die für die Konstruktion notwendig sind. Dazu zählen der Bauraum, die Position von Rücklauf und Ansaugung, ob und wie viele Einbauten in den

Tank notwendig sind, ob es Gestaltungsräume bei der Positionierung der Komponenten gibt. Weiterhin ist es wichtig, dass bekannt ist, welchen statischen Neigungen der Tank ausgesetzt wird und in welchen Häufigkeiten. Diese Informationen werden anschließend genutzt, um gegebenenfalls die Leitbleche einzubringen. Als Übergang vom ersten zum zweiten Schritt werden Rücklauf und Ansaugung positioniert.

Als zweiter Schritt wird die Ausgangslage bewertet. Um die tatsächliche Verweilzeit des Tanks zu bestimmen, kann an dieser Stelle nun eine Einphasen-CFD durchgeführt werden. Anhand der ermittelten Strömungslinien wird damit erkannt, welchen Weg das Öl (und somit auch die Luft) nimmt und an welchen Stellen die Strömung optimiert werden muss. Weiterhin können verschiedene Bewertungskriterien berechnet werden, unter anderem verschiedenen Betrachtungsarten der Verweilzeit, vgl. Gleichung (1).

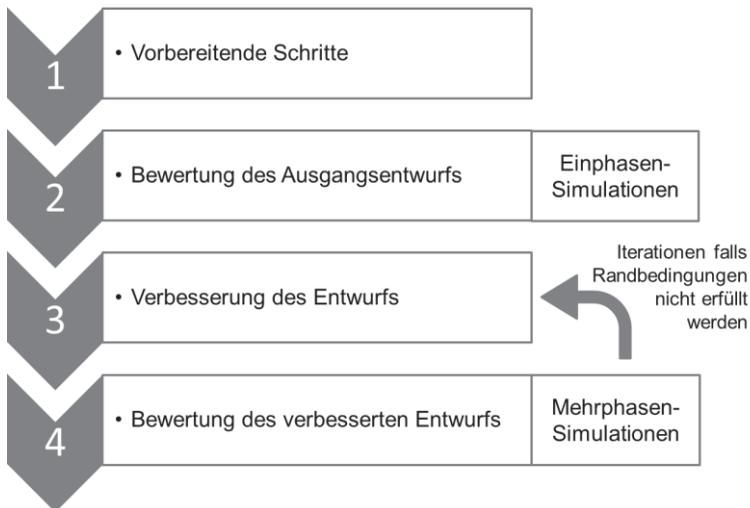


Abbildung 1: Grobstruktur der Methodik aus [5]

Mit Hilfe der Symmetrien im Tank, die durch die äußeren Parameter bedingt sind, wird nun im dritten Schritt ein gewünschter Strömungsfaden

formuliert. Um diesen zu erreichen, werden konstruktive Maßnahmen wie Bleche oder Siebe in den Tank eingefügt.

Nachdem die gewünschte Geometrie des Tanks im dritten Schritt nun festgelegt wurde, folgt im vierten Schritt die Bewertung des Luftabscheideverhaltens mit Hilfe von CFD-Simulationen. Hierfür werden Euler-Euler Simulationen anhand der Randbedingungen wie typischen Volumenströmen, Phasenanteilen und Blasengrößen durchgeführt. Anhand der Ergebnisse der Simulationsrechnungen kann bestimmt werden, ob der Tank die gewünschte Luftabscheidung erreicht oder nicht. Falls dies nicht der Fall ist, muss zurück zum dritten Schritt gegangen werden und die Maßnahmen überarbeitet werden.

4 Vorstellung des Anwendungsbeispiels

Die in [5] vorgestellte Methodik wurde an einem Beispieltank dargestellt, der auch in dieser Veröffentlichung verwendet werden soll. Hierbei handelt es sich um einen quaderförmigen Tank mit den Innenmaßen 508mm · 365mm · 410mm. Die Füllhöhe beträgt $h_{\text{Öl}} = 350\text{mm}$, es sind also ca. 65l Öl im Tank vorhanden. Das Verdrängungsvolumen der Einbauten wird bei der Konfiguration der Berechnung nicht beachtet. Die Pumpe fördert einen typischen Volumenstrom von $Q_{\text{pumpe}} = 66\text{ l/min}$ aus dem Tank, die theoretische Verweilzeit liegt somit bei ca. 60s. Der Rücklauf und die Ansaugung sind in zwei gegenüberliegenden Ecken positioniert, der Rücklauf ist gegen die Wand ausgerichtet. Abbildung 2 zeigt die Sichtkanten des Tanks. Die obere Linie kennzeichnet den Füllstand des Tanks.

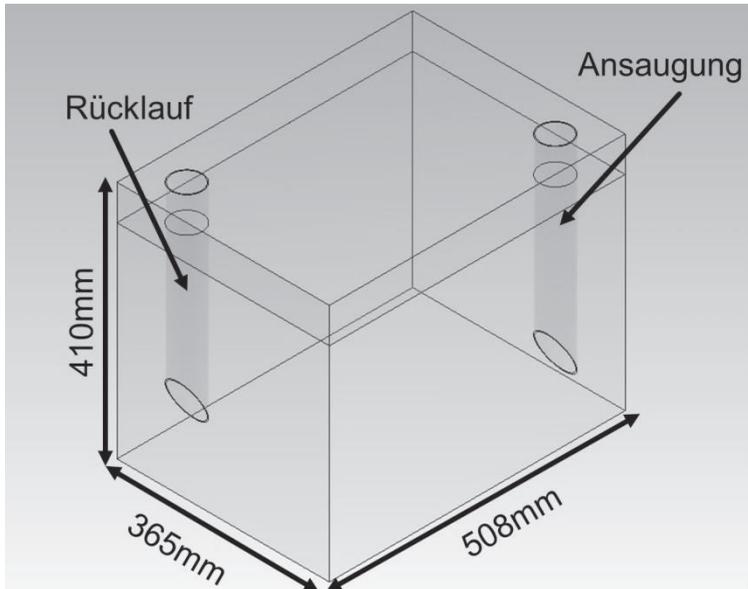


Abbildung 2: Abmaße der Grundgeometrie des Tanks

Simuliert werden die Strömungen in der Annahme einer Ölviskosität von 46cSt und eines Luftblasendurchmessers von $d_{Blase} = 1\text{mm}$. Es wird angenommen, dass der Volumenanteil der Luft im Einlass $\varphi_{Luft} = 5\%$ beträgt. Als Startbedingung wird davon ausgegangen, dass im gesamten Öl derselbe Luftanteil vorhanden ist, also noch keine Schichtung ausgebildet wurde.

In der in [5] präsentierten Simulation konnte gezeigt werden, dass durch den Einsatz von vertikalen Leitblechen im Tank eine Verbesserung des Luftabscheideverhaltens um zusätzliche 5% erreicht werden kann. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass die Variation der Länge der Bleche einen geringfügigen Effekt im Vergleich zur Installation der Bleche besitzt.

5 Parametervariation

In dieser Veröffentlichung soll nun der Einfluss von Veränderungen im Bereich der Ansaugung präsentiert werden. Weiterhin wird als Ergänzung zu dem Beispiel des Einsatzes von vertikalen Leitblechen aus [5] ein Beispieltank mit horizontalen Leitblechen vorgestellt.

Zunächst soll die Auswirkung einer anderen Ausrichtung der Schräge am Rücklauf betrachtet werden. In der Ausgangsgeometrie ist diese dem Hauptvolumen entgegen gerichtet. Das rückströmende Öl wird also gegen die Seitenwände geleitet um sich von dort im gesamten Tank zu verteilen. Um den Effekt dieser Gestaltungsmaßnahme zu bewerten, wurde eine vergleichende Simulation durchgeführt, bei der die Schräge um 180° verdreht wurde. Es ist zu vermuten, dass so eine Kurzschlussströmung entstehen kann, da die Schräge von Rücklauf und Ansaugung genau gegenüber liegen.

Abbildung 3 zeigt den zeitlichen Verlauf des Luftgehalts in der Ansaugung über der Zeit. Je schneller und stärker dieser abnimmt, umso besser ist das Luftabscheideverhalten des Tanks.

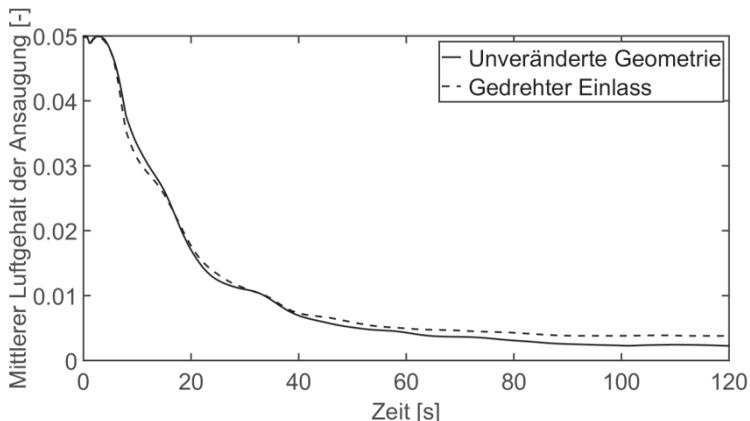


Abbildung 3: Einfluss des gedrehten Einlasses auf die Luftabscheidung

Ab 40s simulierter Strömungszeit kann erkannt werden, dass die Abscheidung durch die verkürzte Strömung schwächer wird. Nach 120s liegt bei den gegebenen Randbedingungen der mittlere volumetrische Luftgehalt in der Ansaugung für die unveränderte Geometrie bei 0,23%, beim um 180° gedrehten Einlass bei 0,38%. Da die Verweilzeit des Tanks sehr hoch ist, ist davon auszugehen, dass sich dieser Effekt bei größeren Volumenströmen stärker auswirkt.

Als zweiter Parameter soll die Veränderung der Länge des Rücklaufrohres und damit des Bodenabstandes untersucht werden. Im Ausgangsentwurf liegt die untere Kante der Schräge 60mm oberhalb des Bodenblechs. Bei der Festlegung dieses Abstandes sind zwei konkurrierende Effekte zu erwarten. Je tiefer das Rücklaufrohr im Tank liegt, desto länger wird der Weg, den eine Luftblase bis zur Luft-Öl-Grenzfläche zurücklegen muss. Hierbei ist zu vermuten, dass die Abscheidung schlechter wird, je länger die zurückzulegende Strecke ist. Auf der anderen Seite wird durch einen höher liegenden Rücklauf die Strömungslinie so gelegt, dass mehr aufsteigende Blasen diese kreuzen und somit mitgerissen werden können.

Durch eine Variation der Länge des Rücklaufrohres soll ermittelt werden, ob eine Korrelation zwischen Tiefe des Rücklaufrohres und dem Luftgehalt in der Ansaugung festgestellt werden kann.

In Abbildung 4 sind wieder die zeitlichen Verläufe des volumetrischen Luftgehalts in der Ansaugung über der Zeit gezeigt. Es kann eindeutig erkannt werden, dass mit jeder Kürzung des Einlassrohres das Abscheideverhalten des Tanks verschlechtert wird. In diesen Fällen sind die Strömungslinien so stark verändert, dass das unterschiedliche Verhalten Veränderung des Verhaltens sehr schnell erkennbar wird. Nach 120s Simulationszeit liegt der Luftgehalt in der Ansaugung bei 0,23% für die unveränderte Geometrie, bei 0,48% für die Variante mit einem 50mm gekürzten Einlassrohr und bei 0,78% für die Variante mit einer Kürzung von 100mm. Für die untersuchte Geometrie ist also eine Kürzung des Einlassrohres nicht zu empfehlen.

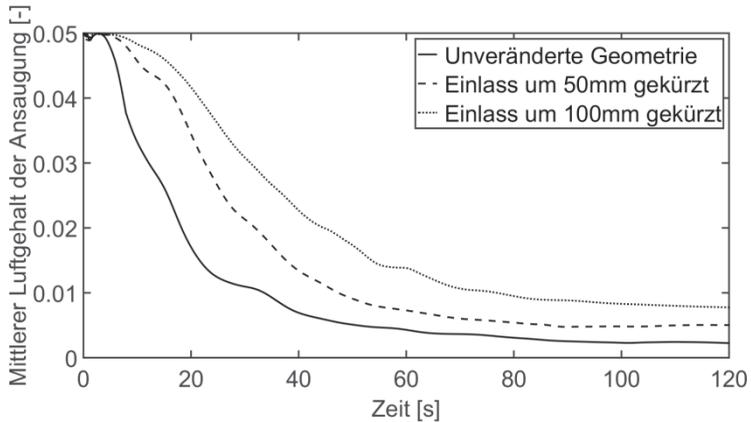


Abbildung 4: Einfluss der Länge des Einlassrohres

Nachdem in [5] die Auswirkungen von vertikalen Blechen untersucht wurde, soll an dieser Stelle eine Variante mit nahezu horizontalen Blechen vorgestellt werden. Hierbei wird die Strömung im Tank durch ein vertikales Labyrinth geleitet, vgl. Abbildung 5. Die Strömung wird wie in den anderen Tanks durch ein Einlassrohr an den Boden geleitet. Von hier aus wird sie über ein hohes Blech zum Labyrinth geleitet, das den Strömungsweg stark verlängert.

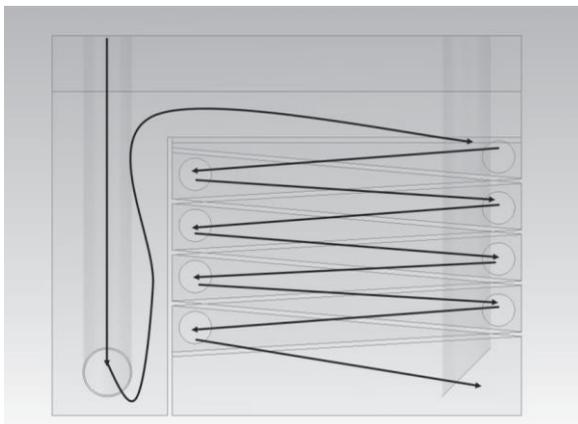


Abbildung 5: Strömung durch den Tank mit horizontalen Blechen (Seitenansicht)

Dieses Design wurde mit dem anfänglichen Entwurf wieder durch Simulationen verglichen. Hierbei konnten jedoch keine zufriedenstellenden Ergebnisse festgestellt werden. In dem Tank fehlt eine geeignete Maßnahme zum Ableiten der Luft aus dem Labyrinth. Diese könnte zum Beispiel durch einen Kamin dargestellt werden, der die einzelnen Abscheidekammern mit dem Luftpolster verbindet, vgl. Abbildung 6.

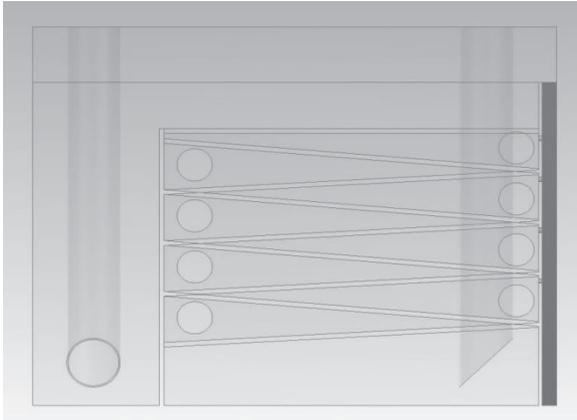


Abbildung 6: Tank mit Aufstiegskamin für die Luftblasen (Seitenansicht, Kamin dunkel hervorgehoben)

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die Methoden zur Entwicklung von Hydrauliktanks werden unterstützt durch aktuelle wissenschaftliche Arbeiten, stetig effektiver gestaltet. Um Lebenszeiten von Aggregaten und die Effizienz des Hydrauliksystems zu erhöhen, müssen Tanks entwickelt werden, die ein verbessertes Luftabscheideverhalten besitzen. Eine besondere Anforderung entsteht dabei durch die Bauraumkonkurrenz

In dieser Veröffentlichung wurde nach einem kurzen Überblick über die Methodik der Simulation von Luft in Öl mittels CFD auf den Einfluss verschiedener Designveränderungen an einem Hydrauliktank eingegangen.

Es wurde gezeigt, dass mit dieser Methode auch kleine Veränderung der Gestaltung des Tanks, z.B. eines Einlasses, untersucht und unter dem Aspekt der Luftabscheideleistung gezielt ausgewählt werden können.

In weiteren Untersuchungen soll vor allem letzteres Design weiter untersucht werden, welchen Einfluss das Einbringen eines Luftkamins auf die Luftstömung hat. Genauso sind Wechselwirkungen zwischen den hier gezeigten Veränderungen des Einlasses mit weiteren Maßnahmen wie die in [5] gezeigten Vertikalbleche zur Strömungsleitung zu untersuchen.

Literaturverzeichnis

- [1] Wohlers, A. An Approach to Optimize the Design of Hydraulic Reservoirs. In: 14th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, May 20-22, 2015.
- [2] Tič, V., Lovrec, D. Design of Modern Hydraulic Tank Using Fluid Flow Simulation. In: 7th International Fluid Power Conference., Aachen, Germany, March 26-26, 2010
- [3] Vollmer, T., Untch, J. Capabilities and Challenges of CFD Multiphase Simulation of Hydraulic Tanks. In: Proceedings of the 8th FPNI Ph.D Symposium on Fluid Power, Lappeenranta, Finland, June 11-13, 2014
- [4] Longhitano, M., Murrenhoff, H. Experimental Investigation of Air Bubble Behaviour in Stagnant Flows. In: Proceedings of the ASME/BATH 2015 Symposium on Fluid Power & Motion Control, Chicago, Illinois, USA, October 12-14, 2015
- [5] Vollmer, T., Frerichs, L. Development of hydraulic tanks by multi-phase CFD simulation. In: 10th International Fluid Power Conference., Dresden, Germany, March 08-10, 2016
- [6] Hirsch, C. Numerical Computation of Internal & External Flows. Oxford: Elsevier, 2007
- [7] Oertel jr., H. Prandtl – Führer durch die Strömungslehre. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012

Mit variablen Hydrostaten – Effizienz auch in unteren Leistungsbereichen

Dipl.-Ing. Gordon Mohn, Dipl.-Ing. René Scheerer, Dipl.-Ing. Daniela Klaubert, Dipl.-Ing. (BA) Richard Krämer, Dipl.-Ing. Christian Spielvogel

Bosch Rexroth AG, 72160 Horb a. N., Deutschland, E-Mail: gordon.mohn@boschrexroth.de, Telefon: +49 7451/92-0

Kurzfassung

Strenger werdende Abgasvorschriften sowie knapper werdende Ressourcen sind Motivationen, hydraulische Systeme in mobilen Anwendungen hinsichtlich ihres Wirkungsgrades zu optimieren. Aktuelle Marktbeobachtungen zeigen, dass dabei immer kleiner werdende Energiewandler-Leistungsklassen auf der Primärseite verstellbar ausgeführt werden.

Des Weiteren ist die Auswahl des richtigen Verdrängerprinzips von Bedeutung. Denn in Abhängigkeit der zeitlichen Anteile der Betriebspunkte lässt sich die optimale verstellbare Verdrängermaschine bezüglich der Wirkungsgradanforderung auswählen. Hinzu kommen weitere Mobilanforderungen, die es bei der Auswahl zu berücksichtigen gilt, wie z.B. dynamisches Stell-Regelverhalten, Bauraum und Zuverlässigkeit.

In diesem Kontext werden Anwendungsbeispiele vorgestellt – zum einen verstellbare Axialkolbenpumpen für Leistungsklassen mit hydraulischen Leistungen kleiner 45 kW als Hauptpumpe für die Arbeits- und Lenkhydraulik – zum anderen verstellbare Flügelzellenpumpen, die als Niederdruckpumpen (beispielsweise Speise-, Schmieröl-, Steuerölpumpen) eingesetzt werden.

Die Einsparpotentiale hinsichtlich Leistung, Kraftstoff und CO₂-Emission sind signifikant und erlauben aus wirtschaftlicher Sicht die Substitution von prinzipbedingt einfacher herstellbaren Konstantpumpen.

Stichworte

Verstellbare Verdrängermaschine, Wirkungsgrad, Axialkolbenpumpe, LS-System, LS-Pumpe, Arbeitshydraulik, Flügelzellenpumpe, Niederdruckpumpe, Speisepumpe, Steuerölpumpe, Schmierölpumpe

1 Einleitung

Stetig steigende ökologische und ökonomische Anforderungen an mobile Arbeitsmaschinen führen in der Entwicklung von hydraulischen Systemen zu der Motivation, das System hinsichtlich seines Wirkungsgrades weiter zu optimieren. Durch den steigenden Kostendruck auf dem Markt, ist trotz des derzeitig gesunkenen Dieselpreises (siehe Abbildung 1), langfristig eine Verbesserung des Wirkungsgrades der Hydraulikkomponenten nötig, um auch bei wieder steigenden Rohölpreisen ökonomische wie auch ökologische mobilhydraulische Arbeitsmaschinen im Markt anbieten zu können.

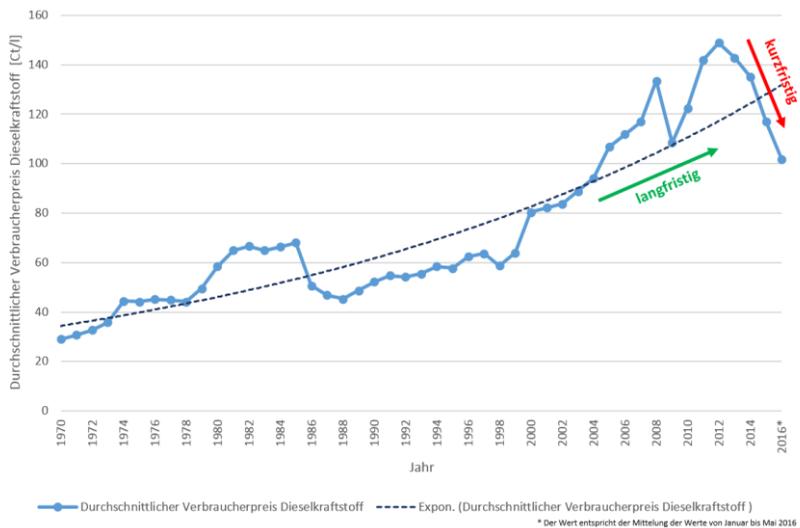


Abbildung 1: Durchschnittlicher Verbraucherpreis für Dieselkraftstoff in Cent pro Liter nach Daten von [1]

Strenger werdende Abgasvorschriften für mobile Arbeitsmaschinen führen in Zukunft zu der Forderung, die Antriebs- und Arbeitshydraulik effizienter zu gestalten. Seit einigen Jahren unterliegen mobile Arbeitsmaschinen der EU- Richtlinie 97/68/EG, welche die Forderung eines schadstoffärmeren Betriebes vorantreibt. Eine Reduzierung der Leistungsaufnahme der Hydraulikkomponenten und eine damit verbundene Kraftstoffeinsparung tragen zu der geforderten Senkung des Schadstoffausstoßes bei.

2 Verstellbare Verdrängermaschinen in mobilen Anwendungen

2.1 Auswahl des geeigneten Verdrängers

In der Arbeitshydraulik mobiler Maschinen ist in der Regel der hydraulische Volumenstrombedarf nicht die führende Größe für die Regelung der Pumpenantriebsdrehzahl. Um dadurch bedingte, zum Teil erhebliche, Leistungsverluste zu vermeiden, ist der Einsatz von, in ihrem geometrischen Verdrängungsvolumen, verstellbaren Hydropumpen notwendig.

Abbildung 2 zeigt für zahlreiche Fluidenergiemaschinen den maximalen Pumpenwirkungsgrad η_{\max} als Funktion der spezifischen Drehzahl n_q . Sie ist nach *Grabow* [2] abhängig von der Drehzahl n , dem Volumenstrom \dot{V} sowie der massespezifischen Förderarbeit Y und berechnet sich entsprechend nachfolgender Formel (1).

$$n_q = 333 \cdot n \cdot \frac{\dot{V}^{\frac{1}{2}}}{Y^{\frac{3}{4}}} \quad (1)$$

Im wesentlichen Arbeitsbereich der Hydropumpen mobiler Arbeitsmaschinen zeigen Axialkolbenpumpen im unteren spezifischen Drehzahlbereich

($n_q < 6 \cdot 10^{-1}$) und Vielzellenpumpen – insbesondere Flügelzellenpumpen – im oberen spezifischen Drehzahlbereich ($n_q > 6 \cdot 10^{-1}$) höchste Wirkungsgrade (η_{\max}) im Vergleich zu allen anderen hydrostatischen sowie

hydrodynamischen Pumpenprinzipien. Diese beiden hydrostatischen Verdrängerpumpen erfüllen zudem die zuvor beschriebene Notwendigkeit der Verstellbarkeit ihres geometrischen Verdrängungsvolumens.

Bei typischen Mobildrehzahlen liegt die Axialkolbenpumpe im unteren Leistungsbereich, gekennzeichnet durch relativ kleine Verdrängungsvolumen und Mitteldruck im optimalen Wirkungsgradbereich der Abbildung ($n_q \approx 2 \cdot 10^{-1} \dots 3 \cdot 10^{-1}$).

Ist der Einsatz im unteren Leistungsbereich hingegen erforderlich, der durch mittlere Verdrängungsvolumen und Niederdruck gekennzeichnet ist, sind mit Flügelzellenpumpen höhere Wirkungsgrade zu erreichen ($n_q > 6 \cdot 10^{-1}$).

Aus der Sicht des Pumpenwirkungsgrades sollte der Pumpenbetriebspunkt, zum Beispiel durch die Anpassung der Drehzahlübersetzung, in den Bereich des Wirkungsgradmaximums des Verdrängungsprinzips gelegt werden.

Für die Gesamteffizienz der mobilen Arbeitsmaschine ist hingegen die gesamte Wirkungsgradkette zu betrachten. Um diese zu optimieren lassen sich aus Abbildung 2 Betriebsbereiche ableiten, die unter Berücksichtigung der weiteren Systemkomponenten aus Systemwirkungsgradsicht zu bevorzugen und zu projektieren sind.

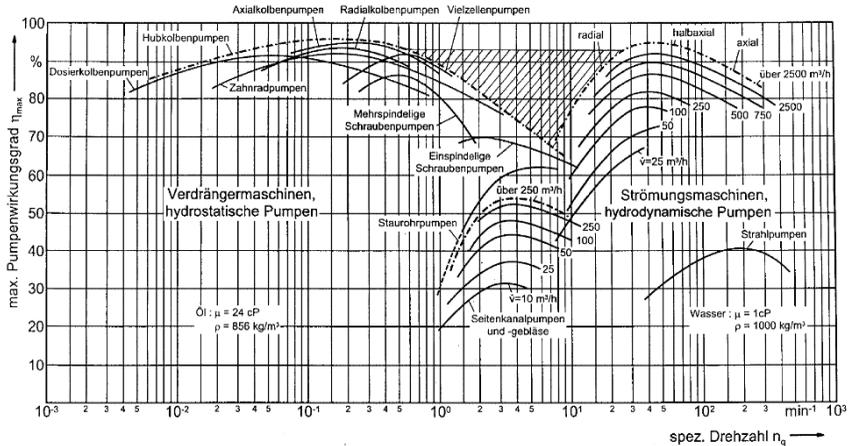


Abbildung 2: Optimalbereiche für Fluidenergiemaschinen (Pumpen) [2]

Unter Berücksichtigung dieser physikalischen Eigenschaften verstellbarer Axialkolben- und Flügelzellenpumpen ist ein energetisch optimaler hydraulischer Antrieb möglich.

2.2 Anwendungsbeispiel Axialkolbenpumpe für niedrigere Leistungsklassen

Der Einsatz von Axialkolbenpumpen in mobilen Arbeitsmaschinen ist in den letzten Jahrzehnten stark angestiegen. Sie sind heute in mobilen Maschinen z.B. in Mining-Fahrzeugen, Radladern, Baggern, Traktoren, etc. im Druckbereich von 210 bar bis 450 bar und bis zu einer hydraulischen Leistung von rund 900 kW weit verbreitet. Dabei findet derzeit ein Einsatz verstellbarer Axialkolbenpumpen in niedrigeren Leistungsbereichen, vor allem aufgrund des Kosten- und Bauraumaspektes, heute noch keine große Verbreitung.

Am Beispiel der Axialkolbenpumpe A1 sollen die Vorteile des Einsatzes einer Verstellpumpe für niedrige Leistungsklassen unter Berücksichtigung des Kostenaspektes aufgezeigt werden. Die Möglichkeit energiesparende Verstellpumpen in Verbindung mit Load-Sensing-Systemen betreiben zu

können, ergibt sich bei der Schrägscheibenpumpen A1 durch die konsequente Fortführung des modularen Plattformprinzips, abgeleitet aus der A10 Mitteldruck-Pumpe. Durch das Produktdesign, das eine hohe Modularität ermöglicht, können deshalb die wachsenden Markterfordernisse nach effizienten Hydrauliksystemen in kleineren Leistungsbereichen ausgeführt werden. Das Plattformdesign, das in Verbindung mit darauf ausgerichteten Fertigungsabläufen ausgelegt wurde, ermöglicht es somit, kostenbewusste Verstellpumpensysteme für kleinere, preissensitive Leistungsbereiche bereitzustellen, wie in Mohn und Nafz [3] beschrieben.

Dies wird durch eine signifikante Optimierung der Varianz der Bauteile, bei gleich gebliebenen Funktions- und Schnittstellenumfang, erreicht. Beispielsweise kann hier die Verlagerung aller hydraulischen Schnittstellen in ein Bauteil und die Reduzierung der Anzahl der internen Bauteile genannt werden. Diese Optimierungen führen dazu, dass sowohl die Kostenanforderung in den kleinen Leistungsklassen erfüllt werden kann und gleichzeitig der Wirkungsgrad der Komponente durch den Einsatz moderner Fertigungstechnik verbessert wird.

Die internen hydraulischen Lagerungen wie beispielsweise der Zylindertrommel-Steuerscheiben-Kontakt und der Kolbenschuh-Schrägscheiben-Kontakt sind hydrostatisch entlastet, sodass ein Gesamtwirkungsgrad von über 92 % erreicht wird, wie Abbildung 3 verdeutlicht.

Zugleich wird der axiale Bauraum durch konstruktive Maßnahmen verringert, sodass die Integration ohne signifikante Bauraumvergrößerung auch in niedrigen Leistungsklassen ermöglicht wird. In radialer Richtung sind die Anschlusspositionen der hydraulischen Anschlüsse bauraumoptimiert. Zudem bietet die A1 für alle radial stark beengten Einbauträume die Möglichkeit, alle hydraulischen Anschlüsse in axialer Richtung anzubringen.

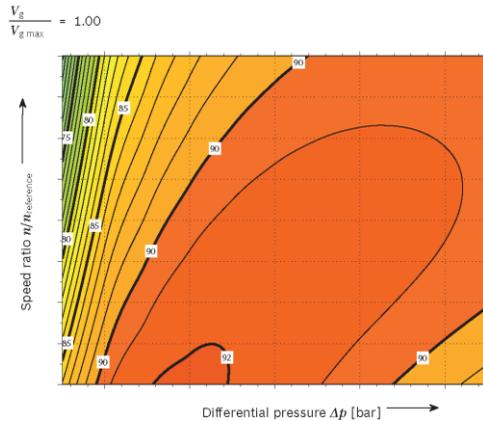


Abbildung 3: Wirkungsgrad der Axialkolbenpumpe A1 aus [3]

Wie in Mohn und Nafz [3] beschrieben, kommen in mobilen Arbeitsmaschinen im unteren Leistungsbereich derzeit überwiegend energieintensive Open-Center-Systeme mit Konstantpumpen zum Einsatz. Eine Anpassung des Volumenstroms ist nicht möglich, was zu signifikanten Energieverlusten in bestimmten Betriebspunkten führt. Diese Verluste können durch Verstellpumpen kompensiert werden. Dies geschieht durch eine Anpassung des Drucks und auch des Volumenstroms in allen Arbeitspunkten entsprechend des tatsächlichen Bedarfes. Hierfür verfügbar ist die hydraulische Druck- und Volumenstromregelung. Ergänzend gibt es die Möglichkeit einer elektrischen Druckregelung.

Über alle Nenngrößen hinweg ist die Verstellpumpe A1 für Eckleistung ausgelegt. Bei einer Nenndrehzahl von über 3000 1/min im offenen Kreislauf, beträgt der Nenndruck 250 bar und der Spitzendruck 280 bar.

Somit können die Vorteile, die heute bereits in größeren Leistungsklassen Standard sind, auch in den Bereich kleinerer Leistungsklassen durch kompakte Axialkolben-Verstellpumpen, wie z.B. die vorgestellte Pumpe A1, kostengünstig überführt werden. Im Folgenden wird dies am Beispiel einer Stapler Anwendung aufgezeigt.

Das Einsparpotential erschließt die AIVO im Teillastbereich. Die Teillastarbeiten überwiegen zeitlich deutlich gegenüber denen unter Volllast. Das zugrunde gelegte Lastkollektiv, wie es in Abbildung 4 dargestellt ist, kategorisiert die unterschiedlichen Last-Tätigkeiten mit den entsprechenden hydraulischen Leistungsanforderungen in Form von Druck und Volumenstrom.

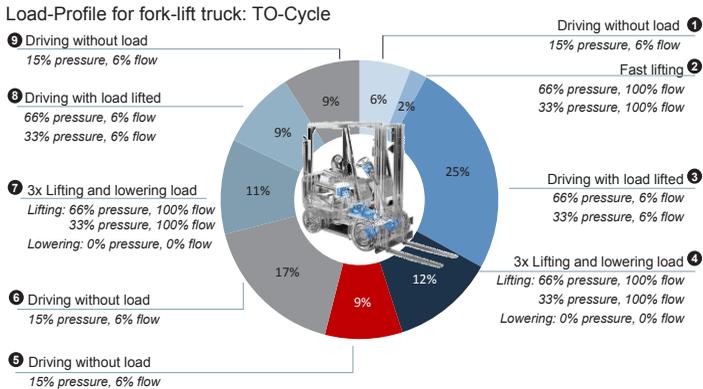


Abbildung 4: Lastkollektiv Stapler

In Abbildung 5 sind die Einsparungen des Kraftstoffverbrauches verschiedener Operationen des Lastzyklus dargestellt. Es zeigt sich, dass die größte Einsparung im Bereich des Fahrens ohne Last möglich ist, welcher gemäß Abbildung 4 einen prozentual hohen Anteil im Lastzyklus des Staplers einnimmt.

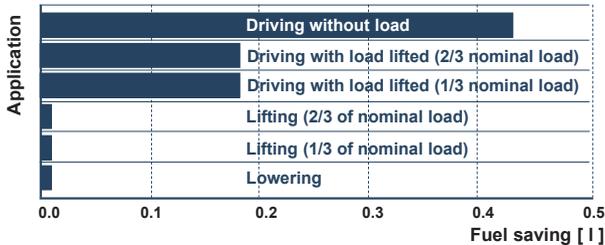


Abbildung 5: Einsparung des Kraftstoffverbrauchs je Stunde beim Stapler durch Einsatz einer A1-Verstellpumpe in Abhängigkeit der Lastzyklen

Basierend auf dem vorgestellten Lastzyklus ergibt sich eine Einsparung durch die Verstellpumpe von circa 0,7 Liter pro Betriebsstunde gegenüber dem Einsatz einer Konstantpumpe. Bei einer typischen jährlichen Betriebsdauer von circa 1000 Stunden resultiert eine Dieseleinsparung von rund 700 Liter [5].

2.3 Anwendungsbeispiel variable Niederdruckpumpe

In zahlreichen mobilen Arbeitsmaschinen werden heute Niederdruckpumpen (insbesondere Zahnring- und Innenzahnradpumpen mit oder ohne Füllstück) eingesetzt. Sei es im offenen Kreislauf als Speisepumpe für die Hauptpumpe der Arbeitshydraulik oder im geschlossenen Kreis als Hilfspumpe für den Speisekreislauf sowie für die Ansteuerung der Verstellung der Hauptpumpe des hydrostatischen Fahrtriebes. Aufgrund der relativ geringen hydraulischen Nennleistungen dieser Niederdruckpumpen (in der Regel < 10 kW) sind hier bisher häufig Konstant-Verdränger eingesetzt worden. Mit langfristig steigenden Kraftstoffpreisen und strengeren Abgasvorschriften weltweit ergibt sich jedoch auch in diesem geringen Leistungsbereich vermehrt der Bedarf nach effizienten Verstellpumpen.

Als Lösung hierfür sind variable Flügelzellenpumpen geeignet, welche sich durch einen kompakten axialen Bauraum auszeichnen und sich somit ideal mit einer Axialkolbenpumpe kombinieren lassen, ohne den Radialbauraum

zu vergrößern. Es besteht dabei die Möglichkeit der Vollintegration in die Anschlussplatte der Axialkolbeneinheit oder der Adaption durch Anbau einer separaten Flügelzellenpumpe an einen bestehenden Durchtrieb der Axialkolbenpumpe. Am Beispiel der Axialkolbenpumpe A10CNO für Traktoranwendungen soll das Prinzip der Vollintegration verdeutlicht werden (siehe Abbildung 6).

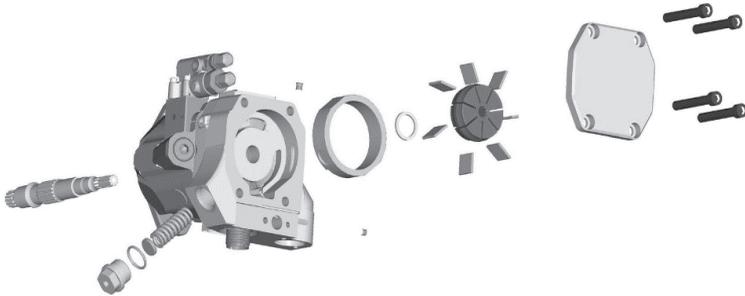


Abbildung 6: Integration einer variablen Flügelzellepumpe in eine A10CNO

Die Grundeinheit der Axialkolbeneinheit bleibt unverändert und die variable Flügelzellenpumpe ist in eine spezielle Anschlussplatte integriert.

Vor allem in Traktoranwendungen bietet der Einsatz einer solchen Kompakteinheit mit integrierter Flügelzellenpumpe signifikante Vorteile, da in einem typischen, vereinfachten Lastkollektiv zu annähernd 85 % der Zeit von der Arbeitspumpe quasi keine hydraulische Menge abverlangt wird (siehe Abbildung 7). Da die Flügelzellenpumpe über eine direkte Niederdruckregelung an die Axialkolbeneinheit gekoppelt ist, wird auch diese in diesen Betriebspunkten entsprechend zurückgeregelte und stellt nur noch die erforderliche Speisemenge bereit. Im Vergleich zu einer konstanten Speisepumpe lässt sich eine Leistung von etwa 3kW einsparen, was einer Leistungsreduktion von rund 65 % entspricht. Bei einer jährlichen Betriebsdauer eines Traktors von 600 Stunden, ergibt sich eine Einsparung von circa 400 Liter Diesel und eine Reduktion des CO₂-Ausstoßes um rund 1000 kg.

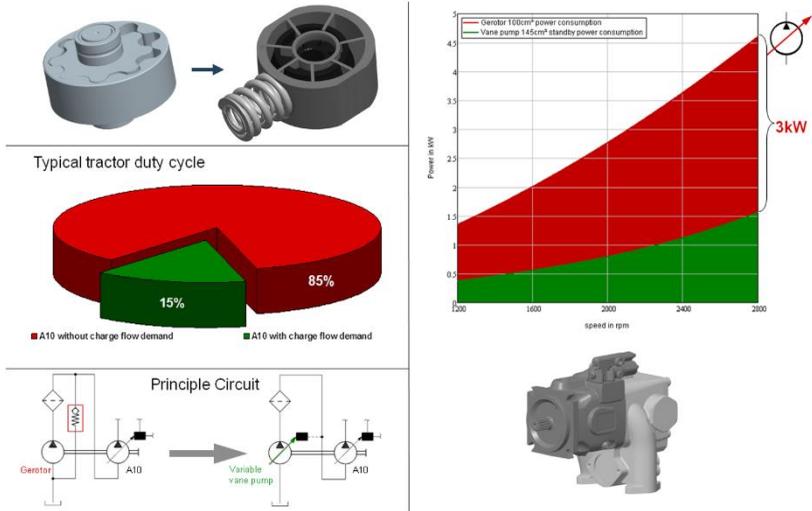


Abbildung 7: Energieeinsparung variable Niederdruckflügelzellenpumpe vs. Gerotor

Bei Bedarf kann die Flügelzellenpumpe zusätzlich zur Einspeisung der Hauptpumpe noch weitere Funktionen im System übernehmen, wie zum Beispiel Kühlung, Achsschmierung und Einspeisung weiterer Pumpen im System.

Zudem zeichnet sich die Flügelzelle durch ihre weiteren technischen Vorteile aus:

- Kaltstartfähigkeit
- Hohe Regeldynamik
- Vorteilhafte akustische Eigenschaften

Durch einige Modifikationen am Triebwerk sowie am Stell-Regelsystem der Flügelzellenpumpe, kann diese auch bei höheren Drücken eingesetzt werden. Um bei erhöhten Drücken einen idealen Verlauf der Druck-Förderstrom-Kennlinie zu erhalten, wird der Einsatz eines Vorsteuerventils erforderlich (siehe Abbildung 8).

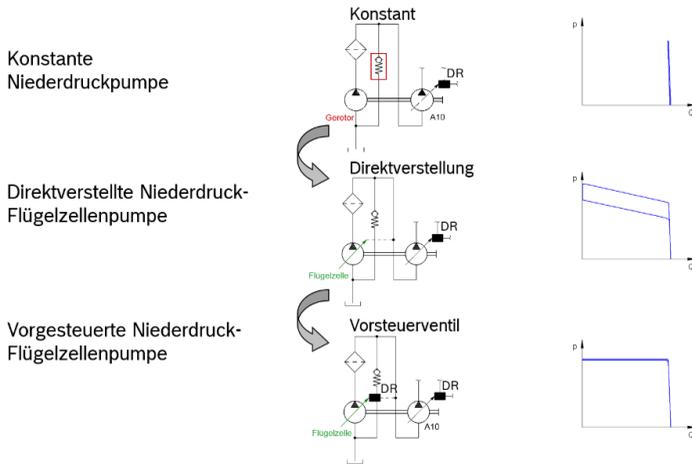


Abbildung 8: p-Q-Kennlinien konstante Niederdruckpumpe vs. Variable Niederdruck-Flügelzellenpumpe

3 Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Beitrag zeigt die Chancen auf, die der Einsatz von Verstellpumpen, insbesondere auch in mobilhydraulischen Antriebssystemen kleinerer Leistungsklassen, ermöglicht.

Sowohl verstellbare Axialkolbenpumpen als auch verstellbare Niederdruck-Flügelzellenpumpen wurden bei der Verwendung in niedrigen hydraulischen Nennleistungsbereichen kleiner 45 kW (Beispiel Axialkolbenpumpe A1) bzw. in niedrigen hydraulischen Druck- und Nennleistungsbereichen kleiner 10 kW (mobile Flügelzellenpumpe) als geeignetste energiesparende und kostenbewusste Verstellpumpenprinzipien vorgestellt.

Die Einsparpotentiale hinsichtlich der Leistung sowie des damit verbundenen Kraftstoffes und der CO₂-Emission sind signifikant. Sie zeigen, dass aus ökonomischer Sicht die Substitution von prinzipbedingt einfacher herstellbaren Konstantverdrängern sinnvoll ist. Somit kann der

Trend zu Verstellpumpensystemen, der in höheren Leistungsbereichen vor Jahren einsetzte, in den kleineren Leistungsbereichen fortgesetzt werden.

Auch die zukünftig immer strenger werdenden Abgas-Richtlinien werden diesen energiesparenden Trend unterstützen und dadurch zu ökonomischeren und robusteren Hydrauliksystemen mit Verstellpumpen auch in kleineren Leistungsbereichen führen.

Literaturverzeichnis

- [1] Statistisches Bundesamt, Energie-Informationsdienst, MWV-Berechnungen;
<http://www.mwv.de>
- [2] Grabow, G., Optimalbereiche von Fluidenergiemaschinen - Pumpen und Verdichter, Forschung im Ingenieurwesen 67, Springer-Verlag, 2002
- [3] Mohn, G.; Nafz, T., Swash plate pumps – the key to the future, 10th International Fluid Conference, März 8-10, 2016, Dresden, Germany
- [4] Bosch Rexroth AG, Axialkolben-Verstellpumpe A1VO: Sparsames Load-Sensing auch für die unteren Leistungsklassen, RD 98222/11.11
- [5] Bosch Rexroth AG, A1VO axial piston variable pump, Compact size – high efficiency, RE98701

Optimierung von Axialkolbenmaschinen durch bedarfsangepasste Entlastung tribologischer Kontakte

Dipl.-Ing Stefan Haug

*Karlsruher Institut für Technologie, Institut für
Fahrzeugsystemtechnik, Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen,
Rintheimer Querallee 2, Gebäude 70.04, 76131 Karlsruhe
E-Mail: stefan.haug@partner.kit.edu, Telefon: +49 74 5192-1658*

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

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

Kurzfassung

Axialkolbeneinheiten nach dem Schrägscheibenprinzip werden in mobilen Anwendungen häufig für den Arbeitsantrieb diverser Funktionen verwendet.

Eine Optimierung dieses Verdrängerprinzips kann durch die aktive Beeinflussung der hydrostatischen Entlastung in den hochbeanspruchten tribologischen Kontaktstellen erzielt werden. Im Rahmen dieser Veröffentlichung werden die Kontaktstelle Zylinder/Verteilerplatte, Gleitschuh/Schwenkwiege sowie die Schwenklagerung betrachtet. Neben dem Wirkungsgrad können dadurch auch die limitierenden Effekte bezüglich des Leistungsbereiches, im Pumpen und Motorbetrieb sowie das Ansprechverhalten und die Stabilität des Betriebszustandes verbessert werden.

Der Lösungsansatz mit dem sich diese Arbeit beschäftigt, ist eine kennfeldbasierte Druckregelung von Zusatzflächen, die betriebspunktspezifisch den Entlastungsgrad der einzelnen Kontaktflächen ausregelt.

Stichworte

Elektronifizierung, Axialkolbenpumpe, Schrägscheibe, bedarfsangepasste Entlastung, Energieeffizienz, Leistungssteigerung, Mehrquadrantenbetrieb, Stabilität.

1 Einleitung

Hoch integrative und immer stärker vernetzte Systeme, auch als Elektronifizierung bezeichnet, ist ein deutlicher Trend in hydraulischen Anwendungen. Gründe dieser Entwicklung sind unter anderem steigende Ansprüche an Energieeffizienz, Genauigkeit, Bedienbarkeit sowie eine Reduzierung des Wartungsaufwandes. In stationären wie auch in mobilen Anwendungen werden aufgrund dessen vermehrt elektronisch geregelte Hydraulikeinheiten verwendet. [1,2,3]

Zusätzlich zur Pumpenregelung werden in bekannten Forschungsprojekten Themen zum Condition Monitoring sowie der aktiven Beeinflussung des Umsteuervorgangs behandelt. [4,5]

Betrachtet man den Leistungsbereich von Axialkolbeneinheiten, ist dieser aufgrund der geometrischen Auslegung der Einheit auf einen bestimmten Betriebsbereich begrenzt. Am relevantesten ist diesbezüglich die hydrostatische Entlastung, also die resultierende Kraft aufgrund des druckbeaufschlagten Feldes, das sich im Schmierpalt aufbaut. Die Entlastung soll die anpressenden Kräfte, die an den relativbewegten Teilen aufgebracht werden, größtenteils kompensieren. Als Entlastungsgrad wird der Quotient bezeichnet aus entlastender zu anpressender Kraft, die Differenz davon bezeichnet sich als Restkraft. Aufgrund der geometrischen Abhängigkeit des Entlastungsgrades kann dieser lediglich mit einer gewissen Druckabhängigkeit auf den Betriebsbereich der Axialkolbeneinheit ausgelegt werden. Da das System allerdings bei unterschiedlichen Drehzahlen und Schwenkwinkeln betrieben wird, entstehen zusätzlich Quer- und Fliehkräfte sowie hydrodynamische Effekte, die Einfluss auf die Momentenbilanz und das Kräftegleichgewicht nehmen.

Der Entlastungsgrad ist dementsprechend lediglich ein Kompromiss, um den gesamten Betriebsbereich funktionsfähig und robust zu gestalten. Als besonders kritisch erweist sich diese Problematik im Langsamlauf und bei hohen Drehzahlen, da sich die hydrodynamischen Effekte und die hydrostatischen überlagern. Vor allem aber ist der Betrieb im Mehrquadrantenbetrieb sowohl als Pumpe als auch als Motor nur bedingt möglich. Da die Betriebsart zu einer Richtungsumkehr der Reibkräfte zwischen Kolben und Zylinder führt, wird das Verhältnis zwischen belastenden und entlastenden Kräften verändert. Gleichzeitig ist die Kraft aufgrund ihrer Abhängigkeit von der Fliehkraft und den Querkräften, die an Kolben und Gleitschuh wirken, abhängig von Druck, Drehzahl und Schwenkwinkel.

Die wirkungsgradspezifische Optimierung von Hydrostaten ist trotz steigendem Kostendruck weiterhin hoch relevant. An mobile Arbeitsmaschinen werden immer strikere Umweltregularien und Anforderungen an die Energieeffizienz gestellt, wie sie beispielsweise in den EU-Abgasnormen festgehalten werden [6]. Bei stationären Anwendungen ist ein anhaltender Trend zu vollelektrischen Produktionsmaschinen zu erkennen. Begründet wird dies neben Vorteilen bezüglich der Wartung aufgrund der Energieeffizienz [7]. Um sich demgegenüber behaupten zu können, bedarf es einer Wirkungsgradsteigerung der Verdrängereinheiten.

Eine Auswertung diverser Lastkollektive aus dem Bereich Land-, Forst- und Baumaschinen ergab, dass mobile Anwendungen sehr häufig im Teillastbereich betrieben werden. Dies zeigt die Auswertung am Beispiel eines Traktors wie von Haug [8] dargestellt.

Der Wirkungsgrad von Axialkolbenpumpen wird maßgeblich durch die tribologischen Kontakte der Axialkolbenpumpe definiert. Im Bereich der Eckleistung erzielen moderne Axialkolbeneinheiten Wirkungsgrade von über 90 %. Im Teillastbereich sind diese allerdings deutlich geringer. Dies ist damit zu begründen, dass die Verluste nicht ausschließlich von der

Leistung abhängen und die Entlastung, die maßgeblich für Reibung und volumetrische Verluste verantwortlich ist, aus Robustheitsgründen auf Eckleistung ausgelegt ist. [9]

Anhand der einzelnen Verluste nach Mohn und Nafz [10] ist ersichtlich, dass die Tribokontakte Gleitschuh/Schwenkwiege, Zylinder/Verteilerplatte und die Schwenklagerung neben dem tribologischen Kontakt Kolben/Zylinder als Hauptverluststellen der Axialkolbeneinheit identifiziert werden können.

2 Bedarfsangepasste Entlastung

Ein Ansatz, um die im vorherigen Abschnitt angesprochenen Problemstellungen zu lösen, ist die bedarfsangepasste Entlastung der tribologischen Kontakte. Dabei werden die Entlastungskräfte, die in den Gleitlagern den anpressenden Kräften entgegen wirken, geregelt. Ziel der Regelung ist es, die Restanpresskräfte möglichst gering zu halten und deren Ortsvektor möglichst zentral zu positionieren, um einen durchgängigen parallelen Spalt mit möglichst geringen volumetrischen aber auch hydraulisch mechanischen Verlusten zu realisieren.

Das entlastende Druckfeld das sich dadurch abbildet wurde auf Basis der Reynoldsgleichung nach Langlois und Deville [11] abgeleitet, wie in Ivantysyn [12] dargestellt. Als Simulationsgrundlage dieser Arbeit dient eine HD-Simulation in MATLAB, die auf Basis der Finiten Differenzen Methode die Differenzialgleichung der Entlastungskraft inkl. Randbedingungen löst.

2.1 Lösungsansatz Schwenklager

Eine der drei Kontaktstellen, die in diesem Bericht behandelt werden ist die Schwenklagerung. Die Schwenklagerung ist in Axialkolbenmaschinen überwiegend mittels einer hydrostatisch entlasteten Gleitlagerung realisiert. Grund der hydrostatischen Entlastung ist die Reduzierung der Reibmomente

während des Schwenkvorgangs sowie eine Verhinderung kritischen Materialverschleißes. Betrachtet man die Schwenkwiege wie in Haug [8] dargestellt, ist zu erkennen, dass sich diese aufgrund der wirkenden Stell- und Triebwerkskräfte und den daraus resultierenden Biegemomenten verformt. Wird die Lagerung zu stark entlastet, sind die Konsequenzen eine erhöhte Leckage sowie Instabilitäten des Stellmechanismus und Triebwerks. Starke Unterentlastung hingegen führt zu Schwenkproblemen, einer kritischen Flächenpressung und einer reduzierten Dynamik.

Abbildung 1 stellt die Entlastung (links) wie auch den Kräfteverlauf und Momentenverlauf (rechts) in der Schwenklagerung dar. Der hell eingefärbte Bereich steht unter Hochdruck und dunkel entspricht dem Umgebungs- bzw. Saugdruck. Gleichzeitig beschreibt die Kurve (loading force) bei $y \approx 35\%$, $x \approx 20\%$ dem Kraftangriffspunkt der belastenden Kräfte, die Entlastung (relief force) befindet sich aufgrund des parallel angenommenen Spaltes auf der y Achse, was zu einem Restkraftverlauf (residual force) beginnend bei $y=50\%$, $x=50\%$ führt.

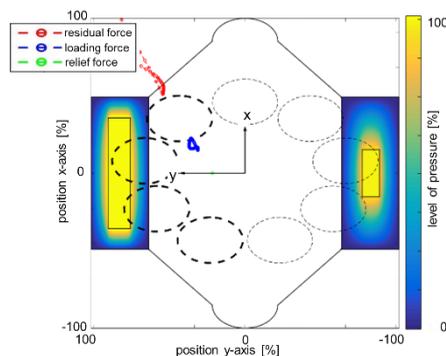


Abbildung 1: Seriententlastung Tribokontakt Schwenklager

Betrachtet man den Verlauf des Entlastungsgrades bezüglich Druck und Schwenkwinkel wie in Abbildung 2 dargestellt, zeigt sich die Problematik des unbeständigen Entlastungsgrades. Einerseits ist zu erkennen, dass der Entlastungsgrad bei geringen Drücken stark abfällt, was überwiegend der

Federvorspannung geschuldet ist. Andererseits ist auch eine gewisse Abhängigkeit des Schwenkwinkels ersichtlich. Der Ortsvektor der resultierenden Restkraft dient als Identifikator einer gleichmäßigen Entlastung von Hoch- und Niederdruckseite. Dort zeigt sich eine zeitweise deutliche Überentlastung der Niederdruckseite, wodurch sich die volumetrischen Verluste weiter erhöhen.

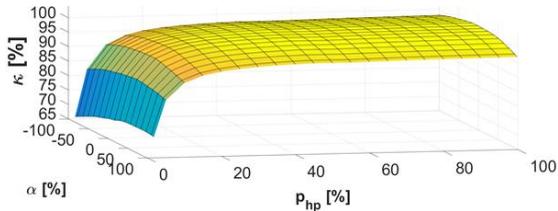


Abbildung 2: Normierte Entlastung in der Serien Schwenklagerung

Ziel der bedarfsangepassten Entlastung ist es, mit einer entsprechenden Regelung die Drücke der Entlastungsfelder zu steuern, um dadurch sowohl die Verluste als auch die Dynamik und Stabilität des Stellsystems positiv zu beeinflussen. Darüber hinaus bietet die adaptive Entlastung bei statischem Schwenkwinkel eine Reduzierung der Entlastung, was einen positiven Einfluss auf Leckage und Stabilität hat.

Das Funktionsprinzip mittels dessen der Regelkreis realisiert ist, wird in Abbildung 3 dargestellt. Die Regelung der Druckfelder erhält Informationen über den aktuellen Betriebspunkt und gleicht diese mit einem dafür hinterlegten Kennfeld ab. Dadurch werden die Drücke in den einzelnen Taschen geregelt und den Betriebspunkten angepasst.

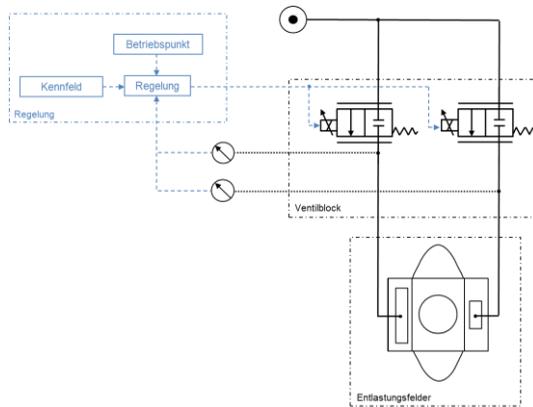


Abbildung 3: Schaltplan zur geregelten hydrostatischen Entlastung der Schwenklagerung

Auf Basis dieses Ansatzes kann somit der Entlastungsgrad auf einem optimierten Level über den gesamten Betriebsbereich gehalten werden. Probleme aufgrund zu hoher Reibung bzw. Instabilitäten können so flexibel ausgeregelt werden.

Speziell für Anwendungen mit sehr hohen Zeitanteilen in denen nicht geschwenkt werden soll, wie es bei mobilen Anwendungen überwiegend der Fall ist, können die Verluste deutlich reduziert werden. Auch die Position der Restkraft kann dadurch problemlos zentral zwischen Hoch- und Niederdruckseite gehalten werden. Gleichzeitig kann bei einem Druckseitenwechsel ohne zusätzlichen Sonderausführungen das Druckniveau der Felder flexibel umgeschaltet werden.

In Abbildung 4 ist der normierte Entlastungsgrad mittels adaptiven Druckfeldern dargestellt. Klar ersichtlich ist das schwenkwinkelunabhängige Niveau der Entlastung, welche bereits bei sehr geringen Drücken realisiert werden kann. Die Simulation zeigt auch, dass das Niveau der Restkraft bei Drücken deutlich über aktuellen Anforderungen weiterhin präzise ausgeregelt werden kann und somit die Funktion bei einer Drucksteigerung erfüllt wäre.

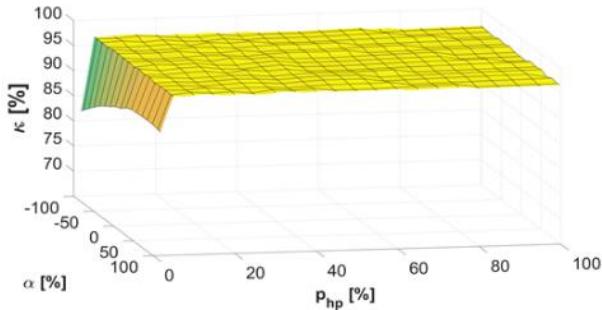


Abbildung 4: Normierter Entlastung in der geregelten Schwenklagerung

2.2 Lösungsansatz Zylinder/Verteilerplatte

Eine weitere Kontaktstelle mit wesentlichem Verlustanteil nach Mohn und Nafz [10], ist die tribologische Paarung Zylinder/Verteilerplatte.

Die grundlegende Problematik an dieser Stelle ist, dass sich auch hier bei unterschiedlichen Betriebspunkten ein durch die Geometrie vorgegebener Entlastungsgrad einstellt. Die Anpressung des Zylinders auf die Verteilerplatte basiert hauptsächlich auf der Querschnittsverengung des Zylinders und der daraus resultierenden axialen Druckkraft. Allerdings wirken noch weitere Kräfte wie die Kraft der Zentralfeder, drehzahlabhängige hydrodynamische Effekte sowie die Fliehkraft und Querkräfte an den Triebwerkskolben und der daraus resultierenden Kolbenreibung.

Eine weitere Problematik aufgrund der angesprochenen Flieh- und Querkräfte ist die Verlagerung des Schwerpunktes der Restanpressung. Folge der dezentralen Position ist ein verkippter Zustand des Zylinders. Aufgrund der Verkipfung beziehungsweise der ungleichmäßigen Schmierspalthöhe entstehen erhöhte Verlust durch Reibung und zusätzliche Leckage.

Der mögliche Betriebsbereich der Einheit ist deshalb davon abhängig, wie groß die Restanpressung ist und wie sich der dazugehörige Ortsvektor verhält. Steigt der Entlastungsgrad zu weit oder wird der Restkraftverlauf zu

dezentral, weitet sich der Schmierspalt um ein Vielfaches auf. Man spricht hier von einem Abheben des Triebwerks. Dadurch wäre die Funktion der Einheit nicht mehr erfüllt, was die Grenze des Leistungsbereiches bedeutet.

In Abbildung 5 ist an einem Beispiel im ausgeschwenkten Zustand, bei Nenndrehzahl und maximalem Druck, dargestellt, wie sich das Entlastungsfeld (links) und die dezentrale Position der Restanpressung (rechts) abbildet. Die Farbnomenklatur entspricht der Legende aus Abbildung 1.

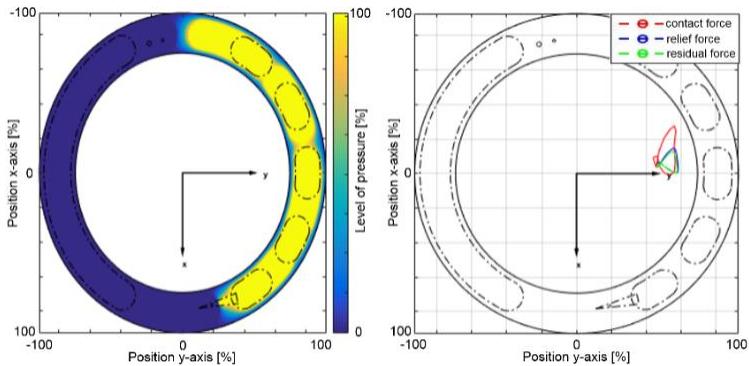


Abbildung 5: Serientlastung und Position der Kraftvektoren an Zylinder/Verteilerplatte

Anhand der bedarfsangepassten Entlastung kann sowohl die Position als auch der Betrag der Restanpressung beeinflusst werden. Der Ansatz der diesbezüglich verfolgt wird, ist eine reduzierte Kernentlastung, die in etwa der einer Motoreinheit entspricht und zusätzlicher Entlastungsfelder, die bedarfsangepasst angesteuert werden können.

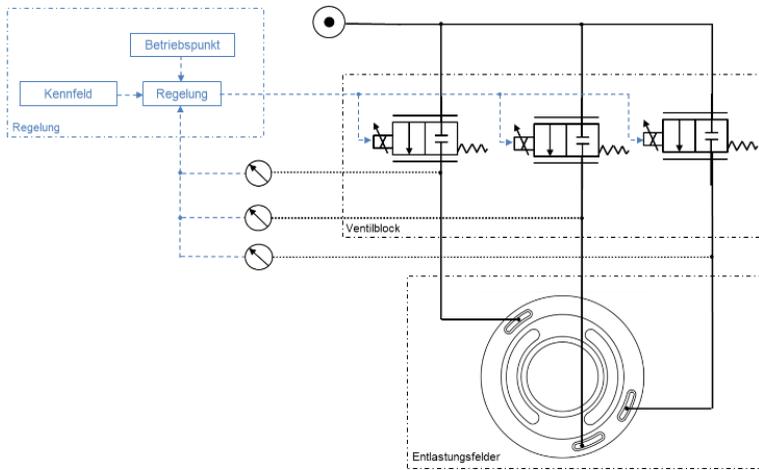


Abbildung 6: Schaltplan zur geregelten hydrostatischen Entlastung Zylinder/Verteilerplatte

Das Schaltkonzept in Abbildung 6 zeigt eine Realisierung mittels drei Feldern. Äquivalent zur Schwenklagerung wird der Betriebspunkt erfasst und die dazugehörigen Druckbeaufschlagungen der Felder aus einem hinterlegten Kennfeld ausgelesen.

Aufgrund der individuellen Zusatzdruckfelder kann simulativ wie in Abbildung 7 dargestellt gezeigt werden, dass sich die Position des Restkraftvektors stärker in Richtung des Schwerpunktes verlagert.

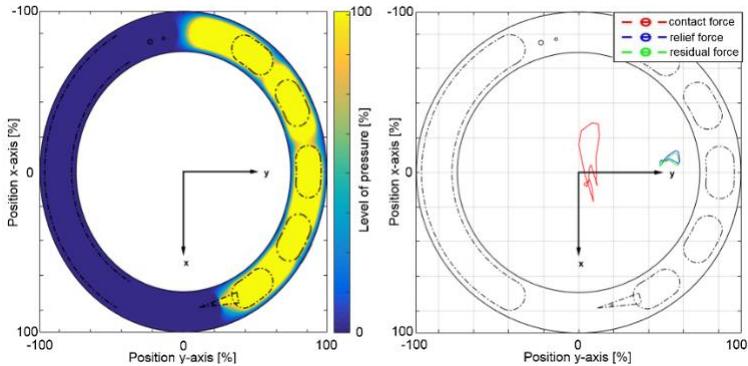


Abbildung 7: Optimierte Entlastung und Position der Kraftvektoren
Zylinder/Verteilerplatte

Auch die Entlastung wird dadurch geregelt und kann bereits ab relativ geringen Drücken auf einem konstanten Niveau gehalten werden. Abbildung 8 zeigt den konstanten Entlastungsgrad bei mittlerer Drehzahl über Druck und Schwenkwinkel. Zu beachten ist, dass der Bereich des negativen Schwenkwinkels den Motorbetrieb darstellt. Der Leistungsbereich der anhand der Simulation realisiert wurde, beinhaltet neben der Mehrquadrantenfähigkeit auch eine Steigerung bezüglich Druck und Drehzahl gegenüber aktuellen Seriensystemen.

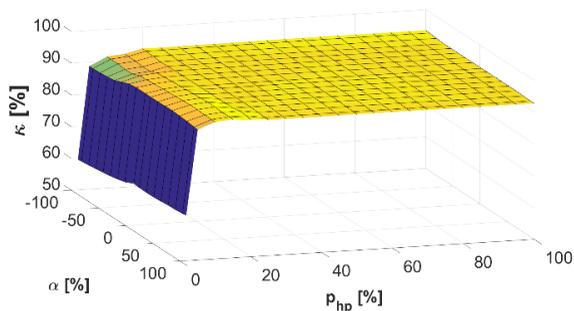


Abbildung 8: Normierter Entlastungsgrad Zylinder/Verteilerplatte bei mittlerer
Drehzahl

2.3 Lösungsansatz Gleitscheibe

In der gleichen Größenordnung wie an der Verteilerplatte verhalten sich nach Mohn und Nafz [10] die Verluste am Gleitschuh/Schwenkwiegenkontakt.

Auch dieser tribologische Kontakt wird anhand einer geometrischen Auslegung druckabhängig entlastet. Allerdings haben auch hier weitere druckunabhängige Kräfte einen Einfluss, die rein geometrisch nicht kompensiert werden können, wie bereits in Ivantysyn [12] erläutert.

Die Fliehkraft spielt hier eine ganz besondere Rolle, da der Gleitschuh aufgrund der Rotation um die Triebwelle und des nicht im eigenen Drehpunkt befindlichen Massenschwerpunktes ein Moment erfährt, welches zur Verkipfung führt. Gleichzeitig wirken hydrodynamische Effekte auf den Gleitschuh, wodurch sich eine zusätzliche Verkipfung in Rotationsrichtung einstellt. Dies hat abhängig von der Drehzahl zusätzlich einen Einfluss auf die Entlastungskraft. Auch die Betriebsart als Pumpe oder Motor hat hier wiederum Einfluss auf die Größe der anpressenden Kräfte.

Genau wie in den Kontakten zuvor kann auch diese Problematik mittels der bedarfsangepassten Entlastung angegangen werden. Auf Basis einer rotationssymmetrisch zur Triebwelle gestalteten Gleitscheibe kann das hydrostatische Feld geregelt, Abhebeproblematiken auf der Saugseite gelöst und Fliehkraft und hydrodynamische Effekte deutlich verringert werden.

Durch die Regelung der Entlastung kann das System sowohl im Motor als auch im Pumpenbetrieb gleichmäßig entlastet werden.

Das in Abbildung 9 links dargestellte Funktionsprinzip berücksichtigt eine rotatorische Relativbewegung zwischen der Schwenkwiege und der Gleitscheibe, die mit den Triebwerkskolben mitrotiert. Die radiale Bewegung, die aufgrund der elliptischen Kreisbahn von ausgeschwenkten Schrägscheibeneinheiten erforderlich ist, wird separat davon zwischen der Gleitscheibe und den einzelnen Triebwerkskolben realisiert.

Das daraus resultierende Kontaktpaar Gleitscheibe/Schwenkwiege ist relativ äquivalent zum Kontakt Zylinder/Verteilerplatte und kann mittels einer bedarfsangepassten Entlastung des nierenförmigen Druckfeldes entlastet werden (vgl. Abbildung 9). Spezielle Taschen in der Gleitscheibe und Kerben im Bereich der Umsteuerung ermöglichen eine nahezu gleichbleibende Entlastung trotz drehwinkelabhängig pulsierender Anpressung.

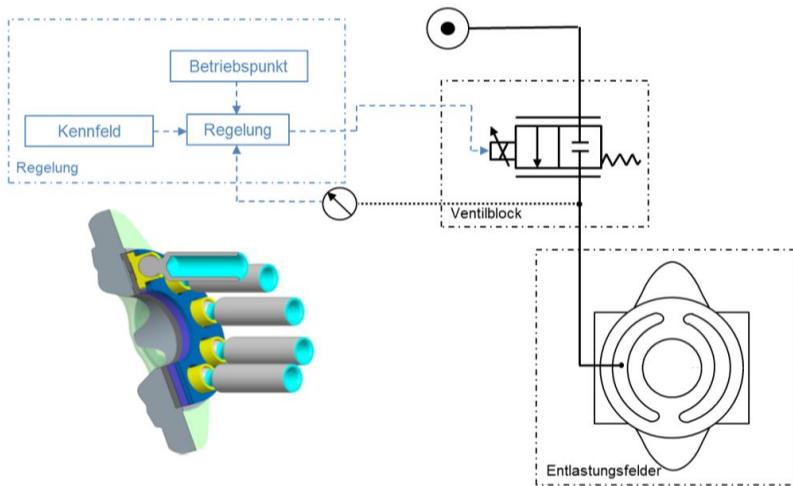


Abbildung 9: Design und Schaltplan zur geregelten hydrostatischen Entlastung der Gleitscheibe

Das dazugehörige Entlastungsfeld kann wiederum so ausgeregelt werden, dass die Entlastungskraft den anpressenden Kräften bestmöglich entgegen wirkt und die Exzentrizität und Größe der Restanpresskraft möglichst gering gehalten wird.

Abbildung 10 zeigt an einem Beispiel im ausgeschwenkten Zustand, bei Nenndrehzahl und maximalem Druck, wie sich das Entlastungsfeld abbildet. Die Farbnomenklatur entspricht Abbildung 1.

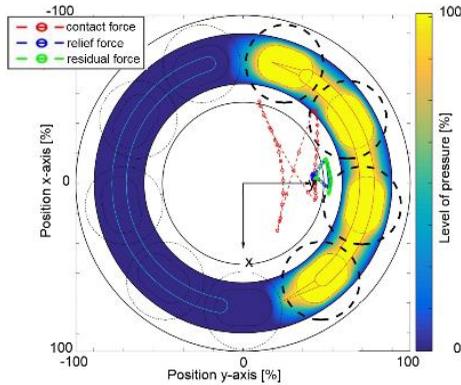


Abbildung 10: Optimierte Entlastung und Position der Kraftvektoren an der Gleitscheibe

Betrachtet man nun den Entlastungsgrad der Einheit über Druck und Schwenkwinkel bei konstanter Drehzahl (Abbildung 11) ist ersichtlich, dass der Entlastungsgrad wie auch bei den vorherigen Tribokontakten konstant gehalten werden kann. Der wesentliche Unterschied jedoch zum Zylinder/Verteilerplatten-Kontakt ist, dass eine Mindestanpressung mittels Federkraft nicht mehr erforderlich ist, da eine spezielle Ausgestaltung der Gleitscheibe eine gegenseitige Niederhaltung ermöglicht.

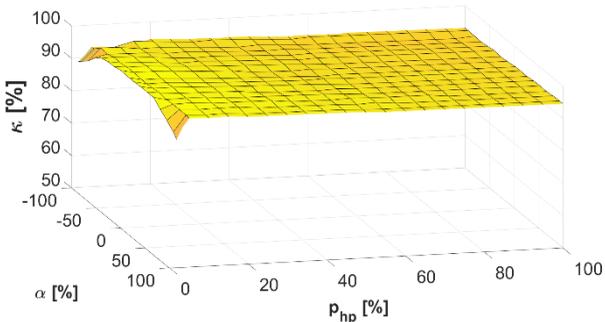


Abbildung 11: Normierter Entlastungsgrad der Gleitscheibe bei mittlerer Drehzahl

3 Zusammenfassung und Ausblick

Die hier dargestellten Ergebnisse bieten einen Ansatz zu einer optimierten Auslegung und Ausregelung der kritischen Schmierspalte in Schrägscheiben-Axialkolbeneinheiten. Auf simulativer Ebene konnte der Mehrwert abgeleitet werden, der neben einer Wirkungsgradsteigerung über den gesamten Betriebsbereich eine Steigerung der Stabilität und eine Erweiterung des Leistungsbereiches ermöglicht. Axialkolbeneinheiten können so problemlos im Mehrquadrantenbetrieb betrieben werden und lösen dadurch auf Basis der Elektronifizierung diverse Herausforderungen, die zukünftig sowohl im stationären aber auch im mobilen Bereich an hydraulische Verdrängereinheiten gestellt werden. Um den realen Mehrwert belegen zu können, wurde der Ansatz anhand eines Prototyps realisiert und wird aktuell experimentell validiert.

Literaturverzeichnis

- [1] Keuper, G., & Maier, U. (2005). Stand der Technik und Trends der Arbeitshydraulik. Wissensportal Baumaschine. Germany.
- [2] Geimer, M., & Pohlandt, C. (2014). Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen. (S. Bd. 22, S. II-16). Karlsruhe, Germany: Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik.
- [3] Bach, M. e. (2015). Entwicklung und Erprobung eines energieeffizienten Antriebs- und Steuerungssystems für den Grünen Radlader. Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, (S. Bd. 30 S.1-18). Karlsruhe, Germany.
- [4] Hast, D. (2012). A Method for the Interpretation of Parametric Faults in Model Based Condition Monitoring. 8th IFAC, (S. S. 618-623). Mexico City, Mexico.
- [5] Nafz, T. (2011). Aktive Ventilumsteuerung von Axialkolbenpumpen zur Geräuschreduktion hydraulischer Anlagen. PhD Thesis. Aachen, Germany: Shaker Verlag.
- [6] VDMA e.V. (2014). Abgasgesetzgebung Diesel und Gasmotoren. www.vdma.org, (S. S. 37-44). Germany.
- [7] Amada AG. (2015). Punching Technology AE NT Series. www.amada.de. Germany.

- [8] Haug, S., & Geimer, M. (03.2016). Optimization of Axial Piston Units Based on Demand-driven Relief of Tribological Contacts. 10th international Fluid Power Conference, (S. Bd.1 S. 295-306). Dresden, Germany.
- [9] Enekes, K. (2012). Ausgewählte Maßnahmen zur Effizienzsteigerung von Axialkolbenmaschinen. Phd Thesis. Aachen, Germany: Shaker Verlag.
- [10] Mohn, G., & Nafz, T. (2016). Swash platepumps- the key to the future. 10th International Fluid Power Conference, (S. Bd. 2; S.139-150). Dresden, Germany.
- [11] Langlois, W., & Deville, M. (2014). Slow Viscous Flow 2nd ed. Germany: Springer Verlag.
- [12] Ivantysyn, J., & Ivantysynova, M. (1993). Hydrostatische Pumpen und Motoren. Germany: Vogel Verlag.

Kombination von Eigenhydraulik und Traktorhydraulik auf einem gezogenen Kartoffelroder

Dr.-Ing. Bernd Niemoeller

*Grimme Landmaschinenfabrik, Systemtechnik Hytronik, 49404
Damme, Deutschland, E-Mail: b.niemoeller@grimme.de,
Telefon: +49(0)5491/666 2391*

Kurzfassung

In von Traktoren gezogenen einfachen Kartoffelrodern werden die hydraulischen Antriebssysteme von dem Hydrauliksystem des Traktors (Traktorhydraulik) gespeist. Bei komplexen Kartoffelrodern wird die max. Leistung der Traktorhydraulik überschritten. Hier erfolgt die zusätzliche Installation einer Eigenhydraulik auf dem Kartoffelroder. Dabei wird eine Pumpe auf dem Kartoffelroder installiert, die von der Gelenkwelle angetrieben wird. Zusätzlich sind ein Pumpenverteilergetriebe, Tank, Filter, Ventile und Kühler zu installieren. Die Traktorhydraulik ist weiterhin notwendig, um z.B. bei Vorgewendefahrten mit abgeschalteter Gelenkwelle relevante Verbraucher zu versorgen. Somit sind hier zwei parallele Hydrauliksysteme installiert. Es zeigt sich, dass der Schritt von der Traktorhydraulik zur Eigenhydraulik sehr aufwändig ist.

Von der Grimme Landmaschinenfabrik wurde eine Zwischenlösung erarbeitet, bei der eine Kombination von Eigenhydraulik und Traktorhydraulik realisiert wurde, welche im Rahmen dieser Präsentation vorgestellt werden soll. Bei dieser Zwischenlösung werden für die Eigenhydraulik lediglich eine Pumpe und Ventile installiert. Der rücklaufende Volumenstrom der Verbraucher wird direkt der Pumpe wieder zugeführt (Semi-geschlossener-Kreis). Um eine Kühlung der Eigenhydraulik zu gewährleisten, wurde ein Spülventil installiert, das einen definierten Ölaustausch zwischen der Eigenhydraulik und der Traktorhydraulik bewirkt.

Stichworte

Eigenhydraulik, Traktorhydraulik, Kombination

1 Einleitung

Bei den immer größer werdenden von Traktoren gezogenen Maschinen ist eine starke Tendenz hin zu immer mehr Antrieben, die möglichst drehzahlvariabel gestaltet werden sollen, zu sehen. Um die Drehzahlvariabilität zu ermöglichen, werden die Antriebe zumeist hydraulisch ausgeführt. Dabei zeigt sich, dass die Traktorhydraulik als bisherige hydraulische Leistungsquelle nicht mehr ausreicht. Die vom Traktor zur Verfügung gestellte hydraulische Leistung aber auch die Leistungsübertragung über die heute üblichen Schnellkuppler stellen dabei in der Praxis die Grenzen der Systeme dar. Näheres wird im nachfolgenden Kapitel zum Stand der Technik erläutert.

2 Stand der Technik

Nach Herstellerangaben der Traktorhersteller sind Förderleistungen von bis zu 200 l/min möglich. Um diese jedoch dauerhaft abnehmen zu können sind ausreichend groß dimensionierte Verbindungen zwischen Traktor und dem Arbeitsgerät notwendig. Die Verwendung der Standardschnellkupplungen zwischen Traktor und dem Arbeitsgerät erzeugen größere Druckverluste bei Volumenströmen > 40 l/min. Um diese zu minimieren wird das gezogene/angebaute Arbeitsgerät häufig von dem Power Beyond des Traktors mit Öldruck versorgt. Aber auch dieses System kommt an seine Grenzen, sodass die eingestellte Regeldruckdifferenz der Traktorpumpe nicht ausreicht um die geforderte Menge zu erzeugen.

Des Weiteren kann ein unterschiedliches Druckniveau verschiedener parallel geschalteten Verbraucher im Hydrauliksystem große Verlustleistungen erzeugen.

Eine Möglichkeit ausreichend hydraulische Leistung bereitzustellen und die Verlustleistung zu minimieren ist die Verwendung einer zusätzlichen separaten Hydraulikanlage (Eigenhydraulik) auf dem Arbeitsgerät, welches einen großen konstruktiven und materiellen Aufwand erzeugt. Dabei wird das Hydrauliksystem des Arbeitsgerätes von dem Hydrauliksystem des Traktors entkoppelt.

Die zusätzliche auf der Maschine installierte Eigenhydraulik besteht aus einer oder mehreren Pumpen inkl. Verteilergetriebe, welches von der Traktorzapfwelle angetrieben wird, einem separatem Hydrauliktank mit Filter und Kühlsystem, eigener Ventiltechnik und Verbrauchern. Im folgenden Blockschaltbild wird dieses verdeutlicht, siehe Abbildung 1.

Im oberen Teil ist die Eigenhydraulik dargestellt, bestehend aus dem mechanischen Antrieb durch den Traktor und die Gelenkwelle zum Arbeitsgerät, dem Pumpenverteilergetriebe mit angeschlossenen Pumpen und dem nachgelagerten Ventilblock mit in der Regel rotatorischen Verbrauchern. Zusätzlich werden Kühler und Ölbehälter installiert.

Im unteren Teil ist das von der Traktorhydraulik gespeiste System dargestellt, bestehend aus Schnellkupplungen, Druckfiltern, Ventilblock und rotatorischen Verbrauchern.

Deutlich ist die Trennung der beiden Systeme zu erkennen.

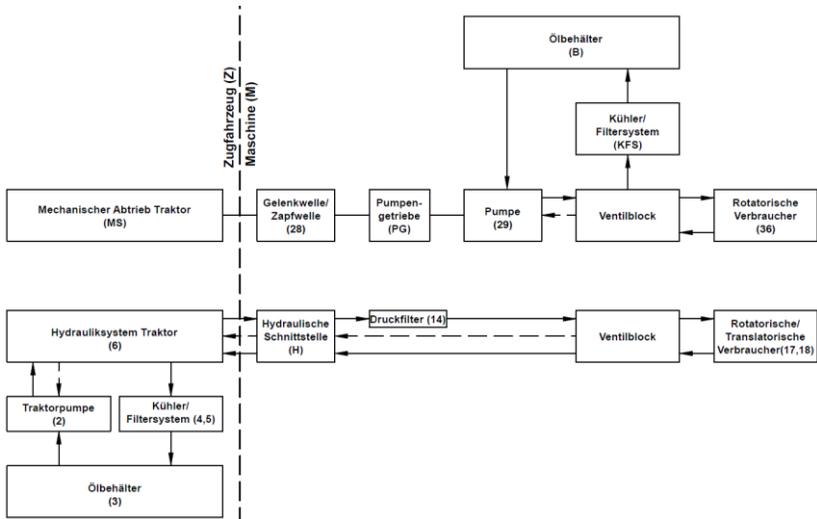


Abbildung 1: Blockschaltbild – Stand der Technik

3 Idee eines alternativen Hydrauliksystems

Die Idee des alternativen Hydrauliksystems besteht darin die Eigenhydraulik auf dem Arbeitsgerät mit dem von der Traktorhydraulik gespeisten System zu koppeln, siehe Abbildung 2. Ziel ist es dabei die teilweise bereits im Traktor vorhandenen Bauteile (Tank, Kühler, ...) zu verwenden und diese nicht zweifach aufzubauen und damit die Systeme einfacher und kostengünstiger zu halten.

Dieses nun gekoppelte Hydrauliksystem des Gespanns zwischen Traktor und Arbeitsgerät – Gekoppelte-Eigen-Traktorhydraulik (GET-Hydraulik) - wird in einen offenen (Primärpumpensystem) und einen geschlossenen (Sekundärpumpensystem) Hydraulikkreislauf, welche miteinander kombiniert sind, unterteilt.

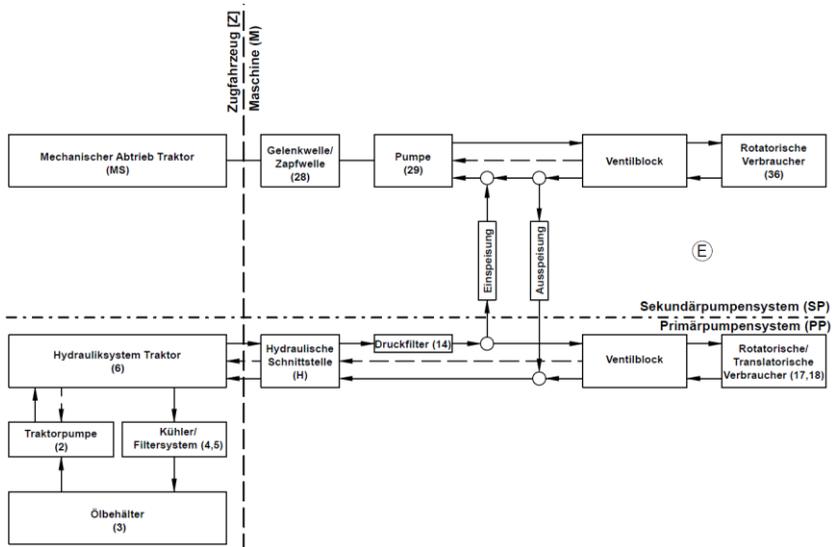


Abbildung 2: Blockschaltbild – Einfachster Aufbau der GET-Hydraulik

Das Primärpumpensystem (in Abbildung 2 unterer Teil) besteht wie bisher aus Steckkupplungen, einem Druckfilter, einem oder mehreren Ventilblöcken und Verbrauchern. Der Ventilblock des Primärpumpensystems wird wie bisher an einem Traktorwegeventil oder mit dem Power Beyond Anschluss des Traktors verbunden und bedient Zylinderfunktionen, motorische Funktionen im Primärpumpensystem.

Das Sekundärpumpensystem (in Abbildung 2 oberer Teil) besteht aus einem oder mehreren Verdrängern, einem Sicherheitsventil, einem Ventilblock und rotatorischen Verbrauchern. Ein an die Versorgungsleitung angeschlossenes Stromregelventil speist permanent frisches Hydrauliköl in den Niederdruck des Sekundärpumpensystems, um die Kühlung des System sicherzustellen. Die Auspeisung erfolgt über ein federvorgespanntes Rückschlagventil welches den Niederdruck vorspannt.

Das Sekundärpumpensystem kann um eine Zwei-Pumpen-Druckwaage erweitert werden. Diese ermöglicht die Übertragung der Lastmeldung an

das Primärpumpensystem und eine bedarfsgerechte Leistungsübertragung aus dem Primärpumpensystem zum Sekundärpumpensystem, siehe Abbildung 3.

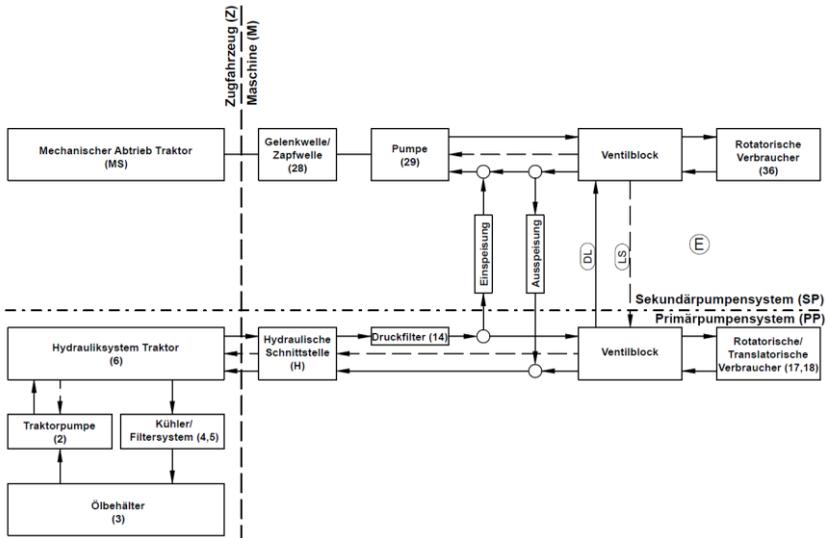


Abbildung 3: Blockschaltbild GET-Hydraulik mit integr. Leistungsübertragung

4 Funktionsweise der GET-Hydraulik

Ein detaillierter Aufbau der GET-Hydraulik ist in Abbildung 4 dargestellt.

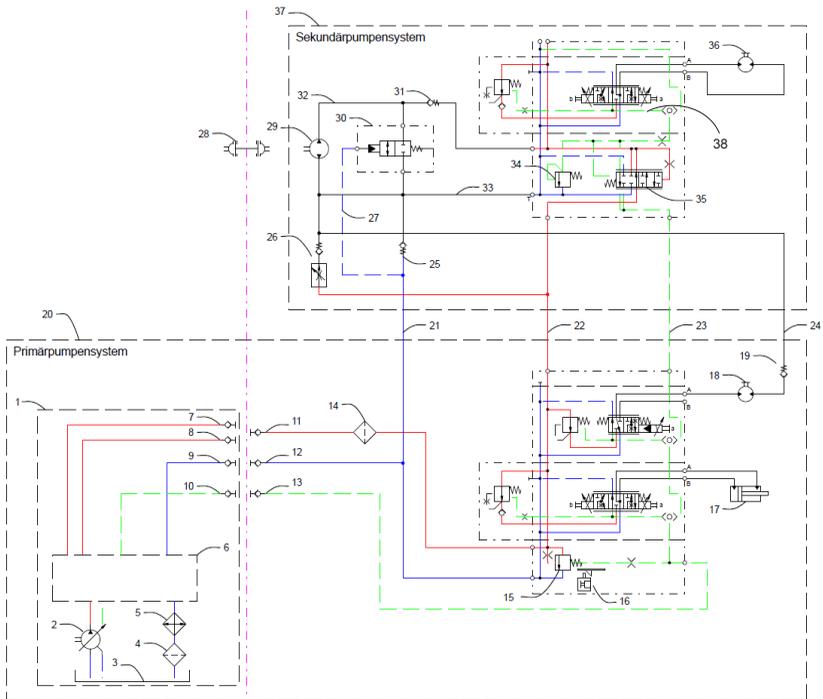


Abbildung 4: Schematische Darstellung der GET-Hydraulik

Die Funktionsweise der GET-Hydraulik stellt sich wie folgt dar:

Die hydraulische Leistung eines Traktor-Hydrauliksystems besteht herstellerabhängig meist aus einer offenen Kreislaufpumpe (2) mit Druckförderstromregler (Primärpumpensystem). Über die Steckkupplungen (7/8, 11) wird der Volumenstrom vom Traktor zum Arbeitsgerät geleitet. Dort geht er über den Druckfilter (14) zum Ventilblock (15), um von dort aus zu linearen Verbrauchern (17) oder rotatorischen Verbrauchern (18) geleitet zu werden. Über die Steckkupplung (9, 12) gelangt der rückfließende Ölstrom zum Traktor. Die Lastmeldung bei LS-Systemen erfolgt über die Steckkupplungen (10, 13) der LS-Leitung.

Das Sekundärsystem wird über die Gelenkwelle (28) betrieben, die Konstantpumpe (29) erzeugt den umlaufenden Ölstrom, der über

Druckleitungen (32) und Proportionalventile (38) zu rotatorischen Verbrauchern (36) geleitet wird. Der rücklaufende Ölstrom wird über eine Rücklaufleitung (33) der Konstantpumpe (29) zurückgeführt.

Die Verbindung zwischen Primär- und Sekundärsystem erfolgt über eine Druckleitung (22), eine Rücklaufleitung (21) und die LS-Leitung (23). Dabei wird über einen Stromregler (26) ein gezielter Volumenstrom aus dem Primär- in das Sekundärsystem eingespeist. Über das Rückschlagventil (25) erfolgt das Ausspülen vom Sekundär- in das Primärsystem. Um eine zusätzliche Kühlung zu erzielen wird ein Teil des rücklaufenden Ölstroms der rotatorischen Antriebe (18) des Primärsystems über das Rückschlagventil (19) und die Druckleitung (24) der Konstantpumpe (29) des Sekundärsystems bereitgestellt.

Sollte während des Betriebes des Arbeitsgerätes die Verbindung der Steckkupplung (9,12) des rückfließenden Ölstroms zum Traktor unterbrochen werden, führt der Druckanstieg in den Leitungen (21, 27) zu einer Betätigung von Ventil 30, das einen Umlauf des Ölstroms der Konstantpumpe (29) ermöglicht und einen Schaden an der Pumpe verhindert.

Ein wesentliches Bauteil des Systems ist die Zweipumpendruckwaage (35) (siehe auch Abbildung 5). Zielsetzung dieser Druckwaage ist es, die Verlustleistung dieses Systems möglichst gering zu halten und bei Unterversorgung durch die Konstantpumpe (29) einen ausgleichenden Volumenstrom aus der Traktorhydraulik zu erhalten.

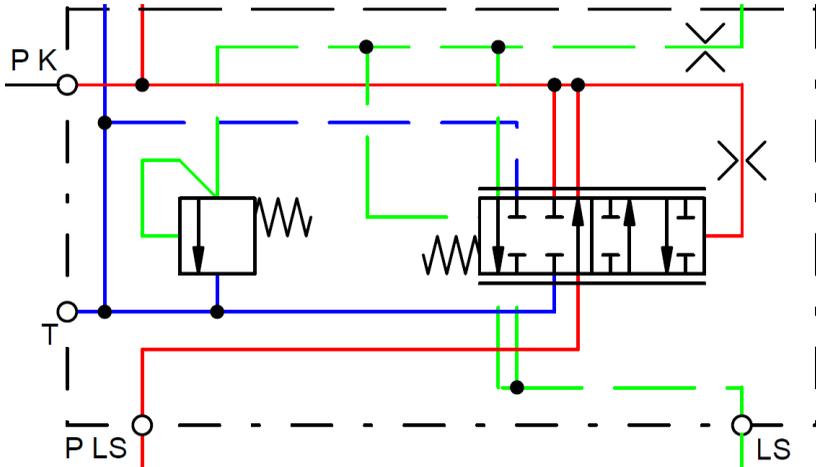


Abbildung 5: Schema Zweipumpendruckwaage im Sekundärpumpensystem

Diese ermöglicht das Regeln zweier unterschiedlicher Pumpensysteme. Verschiedene Druckniveaus in diesem Hydrauliksystem sind dadurch möglich. An Anschluss PLS ist das Primärsystem (Traktorhydraulik), an Anschluss PK ist das Sekundärsystem angeschlossen. Konstruktiv fest definiert ist der Schaltbereich der LS Meldung für das Primärpumpensystem und somit die Priorisierung des Sekundärpumpensystems. Wird die geforderte Ölmenge an den Verbrauchern des Sekundärpumpensystems größer als die geforderte Ölmenge dieses Systems, wird die Lastmeldung an das Primärpumpensystem geschaltet und die Differenzmenge wird über die Traktorpumpe ausgeglichen.

Abhängig von der Drehzahl der Zapfwelle (28) und dem geforderten Volumenstrom über das Proportionalventil (38) wird das Sekundärpumpensystem entweder in Über- oder Unterversorgung betrieben. Nachfolgend werden diese beiden Betriebspunkte beschrieben.

4.1 Überversorgung

Durch die Drehzahl der Zapfwelle (28) und das konstante Verdrängungsvolumen der Sekundärpumpe (29) stellt sich ein Volumenstrom ein. Das Proportionalventil (38) ist zunächst geschlossen. Somit stellt sich in der Druckleitung der Sekundärpumpe (32) und somit auf der Stirnfläche des Kolbens der Zweipumpendruckwaage (35) der Druck der Regelfeder ein. Der gesamte Volumenstrom wird dem Niederdruck des Sekundärpumpensystems zurückgeführt.

Wird das Proportionalventil (38) geöffnet, stellt sich über die Messblende des Steuerschiebers ein Druckverlust ein welcher über die Wechselventilkette in die Federkammer der Zweipumpendruckwaage (35) gemeldet wird. Bei mehreren Verbrauchern entspricht dieser Druck dem höchsten Verbraucherdruck. Ist der zugeführte Volumenstrom größer als der über die Auslenkung des Wegeventils geforderte Volumenstrom stellt sich der Druck des Verbrauchers plus Regelfeder in der Druckleitung (32) ein. Der Reststrom wird in den Niederdruck des Sekundärpumpensystems zurückgeführt.

Somit fließt in diesem Betriebszustand kein Volumenstrom über die Zweipumpendruckwaage (35).

4.2 Unterversorgung

Wird der Steuerschieber des Proportionalventils (38) soweit ausgelenkt, dass die Menge im Reststrom gegen null geht, bricht die Regeldruckdifferenz an der Zweipumpendruckwaage (35) zusammen. Der Kolben der Zweipumpendruckwaage (35) wird somit durch die Federkraft in Richtung Neutralstellung zurückgelenkt. Durch die Bewegung des Kolbens wird eine Steuerkante geöffnet, die die Lastmeldung des Sekundärpumpensystems in die Wechselventilkette des Primärpumpensystems meldet. Das Druckniveau des Primärpumpensystems wird entsprechend der eingestellten Regeldruckdifferenz an der Primärpumpe angehoben. Über die Steuerkante der

Zweipumpendruckwaage stellt sich ein Volumenstrom vom Primärpumpensystem in das des Sekundärpumpensystems ein, welcher der fehlenden Differenzmenge im Sekundärpumpensystem entspricht.

Wird parallel eine Funktion im Primärpumpensystem betätigt, welche im Druckniveau höher liegt als die Lastmeldung des Sekundärpumpensystems, stellt sich ein um die Regeldruckdifferenz eingestelltes höheres Druckniveau im Primärpumpensystem ein. Lediglich die Differenzmenge vom Primärpumpensystem in das Sekundärpumpensystem wird auf das Druckniveau des Sekundärpumpensystems gedrosselt.

Um den Reststrom im Sekundärpumpensystem möglichst gering zu halten, empfiehlt es sich die Konstantpumpe (29) so auszulegen, dass sie in Unterversorgung betrieben wird.

Ein Extremfall der Unterversorgung ist das Abschalten der Gelenkwelle z.B. bei Vorgewendefahrten. Dann steht auch die Konstantpumpe (29) und erzeugt keinen Volumenstrom. Auch hier wird über die Zweipumpendruckwaage(35) ein Volumenstrom für die Proportionalventile (38) aus dem Primärpumpensystem bereitgestellt und die Verbraucher (36) können weiter betrieben werden. Hier zeigt sich einer der großen Vorteile der GET-Hydraulik gegenüber der konventionellen Eigenhydraulik.

5 Systemverhalten in der Praxis

Das System GET-Hydraulik wurde an einer realen Maschine aufgebaut. In den nachfolgenden Abbildungen wird das Systemverhalten in der praktischen Anwendung erläutert.

In Abbildung 6 sind die Zustände der Unter- und Überversorgung dargestellt. Im ersten Zustand liegt der Volumenstrombedarf der Verbraucher im Sekundärpumpensystem über dem Fördervolumenstrom der Zusatzpumpe – Zustand der Unterversorgung. Die Lastmeldung an die Primärpumpe richtet sich nach der Lastmeldung aus dem Sekundärpumpensystem. Der zusätzliche Bedarf wird durch die

Primärpumpe gedeckt. Der Pumpendruck des Primärsystems stellt sich entsprechend der Lastmeldung ein.

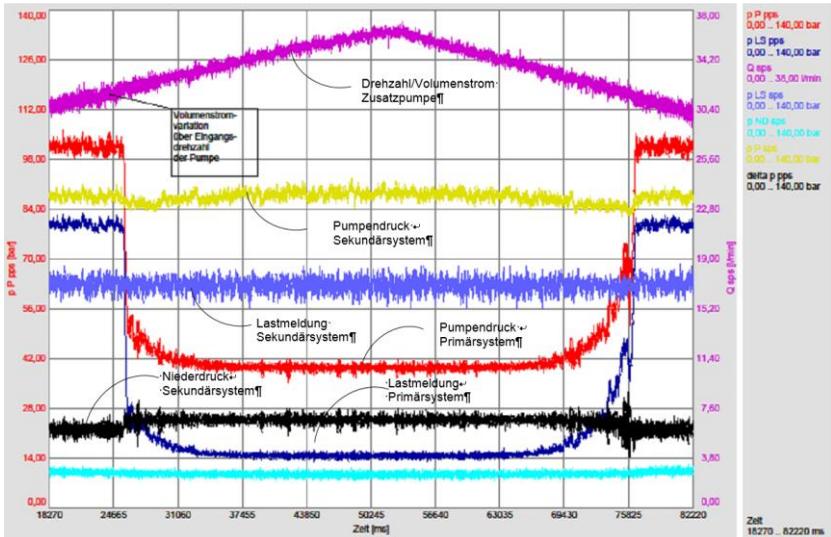


Abbildung 6: Unter- und Überversorgung

Im Weiteren wird die Eingangsdrehzahl an der Zusatzpumpe erhöht. Dies führt zu einem Anstieg des Fördervolumenstroms. Wenn die Eigenversorgung erreicht wird, schließt der Steuerkolben der Zwei-Pumpen-Druckwaage die Verbindung zum Primärpumpensystem, wodurch die zusätzliche Einspeisung unterbrochen wird. Die Lastmeldung und der Pumpendruck (rot) des Primärsystems sinken schlagartig ab – Zustand der Überversorgung. Es ist zu sehen, dass die Druckverhältnisse des Sekundärsystems (Lastdruck, Pumpendruck und der Niederdruck) nahezu konstant sind. Die Anwendung zeigt auch (hier nicht dargestellt), dass die Drehzahl der Verbraucher des Sekundärpumpensystems nahezu konstant ist. Es sind keine Schwingungen beim Absinken des Pumpendrucks des Primärpumpensystems zu sehen. Bei einer weiteren Erhöhung der Drehzahl der Zusatzpumpe steigt der zur Verfügung stehende Volumenstrom, dieses

hat aber keinen Einfluss auf die Funktion des Sekundärkreises. Wird die Drehzahl wieder zurückgenommen, kommt es wieder zum Übergang der Unterversorgung. Hier wird die Lastmeldung des Sekundärsystems wieder an das Primärsystem übermittelt und die Lastmeldung des Primärsystems steigt an. Es wird ein zusätzlicher Volumenstrom vom Primär- in das Sekundärsystem eingespeist.

In Abbildung 7 ist das Temperaturverhalten des Öls im Sekundärkreis zu erkennen. In der unteren Kurve ist die Öltemperatur des eingespeisten Öls, in der mittleren Kurve die Öltemperatur des ausgespeisten Öls (beide abzulesen an den linken Skalen dargestellt). In der oberen Kurve ist die Temperaturdifferenz zu sehen (abzulesen rechts).

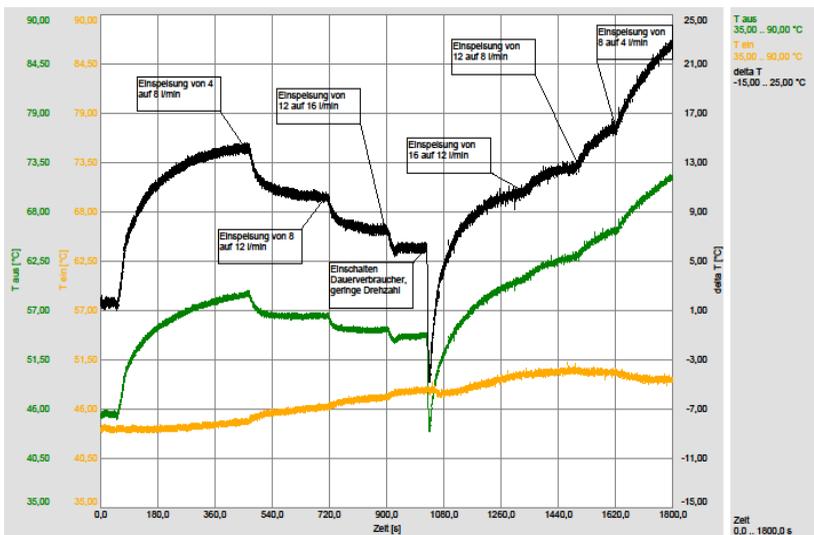


Abbildung 7: Temperaturverhalten des Öls im Sekundärkreislauf

Die Einspeisemenge wird sukzessive um 4 l/min erhöht, die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Ausspeisung fällt ab. Bei 1000 s wird der Dauerverbraucher mit minimaler Drehzahl aktiviert, sodass das Öl

die Ventile durchströmen kann. Nach einem kurzzeitigen Einbruch der Ausgangstemperatur durch das zusätzlich in Umlauf fließende kalte Öl des Verbrauchers, steigt diese wieder an. Die Einspeisemenge wird wieder sukzessive um 4 l/min verringert, wodurch sich die Temperaturdifferenz weiter erhöht.

Efficiency Analysis of Mobile Applications Using Machine-Based Simulation

Vincent Rémillard, Eng., M.A.Sc.*; Richard Gagné, Eng., M. Eng.;
Véronique Bader, Jr. Eng.; Dipl.-Ing. Daniel Schneider

Famic Technologies Inc., 350-9999 Cavendish, H4M 2X5, Montréal, QC, Canada, E-Mail: vremillard@famictech.com, Phone: +1 514 748 8050 #335

Abstract

Due to current economic constraints, OEMs and system integrators are pressured to develop high performance systems with shorter time requirements. As part of the solution, simulation can be used to reduce time and cost in early prototyping. However, the use of simulation in the mobile hydraulics industry remains limited due to various issues including (1) difficulty and time consumption related to an entire machine's modeling, (2) limited access to components' physical information, and (3) skills requirements. Hence, involved disciplines – R&D, design, simulation, manufacturing, documentation, training and maintenance – are not properly integrated in this process.

The Machine Knowledge Management concept is an efficient approach used to build virtual machines. By combining conventional modeling methods (differential equations) and data-mapping, this approach helps adjusting the simulation of sub-models, such as machine functions. These adjustments improve machine precision by incorporating real component performance data into the simulation environment. Major players in the mobile hydraulic industry apply this concept to speed up and reuse simulation models of specific functions. Simulation models of manufacturers' components are developed in Automation Studio™, assembled and later adjusted by OEMs to satisfy the real machine's expected performance.

To demonstrate this concept, example 1 will present a hydrostatic transmission efficiency analysis, where components (Linde Hydraulics HPV-HMV, Danfoss H1,

Bosch Rexroth A4VG- A6VM) were developed to analyze different configurations, based on expected performance and energy consumption of rolling conditions. In example 2, electrohydraulic main control valves (Kawasaki KMX, Bosch Rexroth M9-25), tandem pumps (Bosch Rexroth A20VO, Kawasaki K3V), travel and swing motors (Eaton JMF and JMX, Bosch Rexroth A6VM) were modeled and adjusted with mechanism of an excavator. The resulting machine can be reused for publication, documentation and machine-based training. By further implementing multi-technology failure scenarios, this training environment improves specialists' understanding of machine operations and their troubleshooting skills.

Keywords

Mobile Hydraulics, Mechatronics, Fluid Power Systems, Virtual Machine, Hydrostatic Transmission, Simulation, Efficiency, Electrohydraulic Main Control Valves

1 Introduction

When developing mobile hydraulic applications, prototyping is a critical step in reducing time-to-market. It allows for an initial validation of the design and its performance which helps reducing risk in later phases of the product lifecycle. As a way to further reduce time and costs, simulation can be used to validate components and systems' expected behaviour.

However, the use of simulation solely based on conventional modeling methods requires a high level of efforts as each component model needs to be created from scratch. For modeling entire machine systems, this method becomes difficult and time consuming. Moreover, representing the realistic behaviour of the machine is challenging as specialists have limited access to physical information of components.

In this paper, we will present an innovative concept, Machine Knowledge Management, which combines conventional modeling and data-mapping. This hybrid approach [1], presented in Section 2, will help adjust the simulation of sub-models by integrating real component performance data. Simulation models of manufacturers' components were developed using

this approach. A complete virtual machine can then quickly be assembled and the models can be adjusted as to reproduce the real machine's expected performance.

To demonstrate this concept, section 3 will show how the implement mechanism of an excavator was created and adjusted using developed simulation models of electrohydraulic main control valves, tandem pumps, and travel and swing motors. Section 4 will present a hydrostatic transmission efficiency analysis, where hybrid modeling was used to develop various simulation component models of different manufacturers. Various configurations were then analyzed based on expected performance and energy consumption of rolling conditions. Section 5 concludes with some final remarks on the proposed approach and some remaining challenges.

2 Machine Knowledge Management

Prior to creating a virtual model, specialists must define the scope of the simulation (see Figure 1) [2]. This will help determine the most efficient modeling approach and the level of details required. At one end of the simulation spectrum, components and subcomponents are modeled based on their fundamental equations, which require knowledge on various areas of physics (mechanics, thermodynamics, fluid dynamics, electrics, etc.). This upstream design approach allows for in-depth simulation, but requires a significant amount of time. On the other end of the simulation spectrum, the efforts are directed towards building complete functions and systems using downstream design. This approach uses data-mapping (input-output tables, graphical representations of components' behaviour, characteristic curves) to simulate accurately the global behaviour and performances.

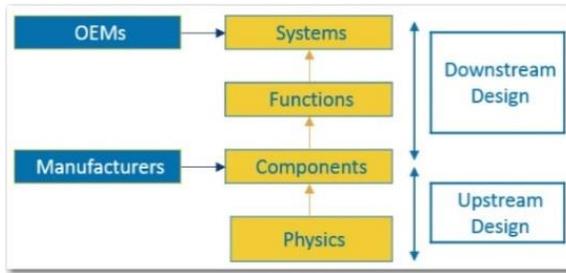


Figure 1: Different Simulation Levels [2]

When designing complete multi-technological machines, both modeling approaches present some limitations. “With upstream design, the complexity of certain components or the lack of information provided by manufacturers on key parameters can make it difficult to establish the precise relationships needed. Moreover, many assumptions and simplifications are often made for more complex phenomena. Therefore, an equation-based model will not describe accurately the behavior of the global system” [1]. With downstream design, the global characteristics and behaviour of a machine can quickly be validated and improved. However, the empiric data needed to model the systems are not always accessible to users.

The concept presented in this paper, Machine Knowledge Management or hybrid modeling, aims to surpass these limitations by combining the advantages of upstream and downstream design. In this approach, upstream design is used to create model-based components using differential equations, that will be used to create complete system dynamics [2]. On the other end, preconfigured component with adjustable parameters will be used for a fast and easy creation of the global behaviour of the system. This combined method provides a much more efficient modeling approach to build complete virtual machines, such as the excavator model presented in Section 3.

3 Excavator Modeling Example

In this section, the complete machine schematic of an excavator was created using different preconfigured manufacturers' components (see Figure 5). Each of these components was developed using the hybrid approach and assembled to create different excavator parts: electrohydraulic main control valve, tandem pump, travel and swing motors.

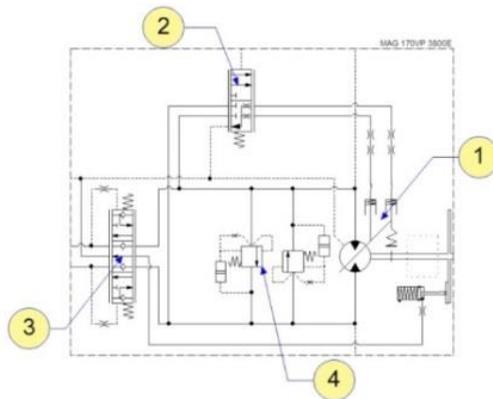


Figure 2: KYB Travel Motor Model

Figure 2 shows the KYB (Kayaba) MAG two speed travel motor created from basic hybrid subcomponents models:

- (1) the piston rotary group, that combines theoretical equations and real data for motor efficiency curves (see Figure 3),
- (2) the displacement pilot valve,
- (3) the double counterbalance valve, where flow curves can be matched with the available experimental data (see Figure 4), and,
- (4) the shockless crossover relief valves.

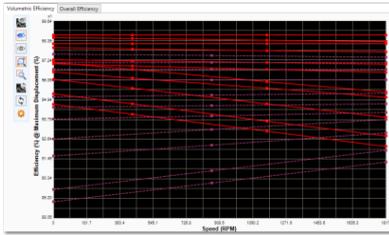


Figure 3: KYB MAG Motor Efficiency

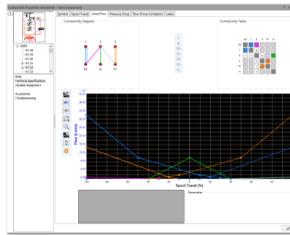


Figure 4: Counterbalance Valve Flow Curves

Similarly, other main components of the excavator were developed with the hybrid approach to create models according to manufacturers' specifications (see Figure 5):

- (1) **Bosch M9-25 control block:** a main valve for two parallel hydraulic circuits which has specific features: parallel motion valve, summation function and regeneration,
- (2) **Kawasaki K3V pump:** a tandem pump with flow control and total variable power control,
- (3) **Eaton JMF swing drive motor:** a swing motor with anti-reverse or anti-reaction valve.

Once each simulation model has been developed and tested, the complete excavator hydraulic system was created by connecting the different functions, allowing data exchange between all hybrid simulation models. An accurate system simulation which takes into account power losses can be achieved by configuring the fluid environment, the layout and parameters of the piping system, including fittings, pipe length, diameter and material for the correct calculation of the pressure drop [1].

At this point, a first functional analysis can be conducted at a machine level to observe if the overall expected behaviour is achieved. This type of simulation is greatly beneficial to everyone involved in the project life cycle as it helps to gain a better understanding of the machine functions. It also helps designers to identify at an early stage, the critical circuit points and

situations where a more detailed simulation model needs to be developed. Designers can then perform a more in-depth analysis to avoid issues or improve performances.

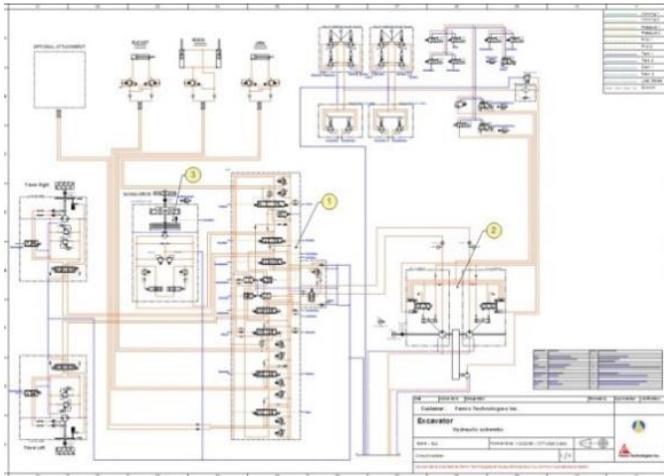


Figure 5: Excavator Circuit

In addition to the hydraulic system, the mechanical environment needs to be taken into account in order to achieve a more realistic behaviour. As such, the excavator arm geometry was recreated in a planar mechanism to account for bodies' dynamics and external loads distribution on each cylinder (Figure 6).

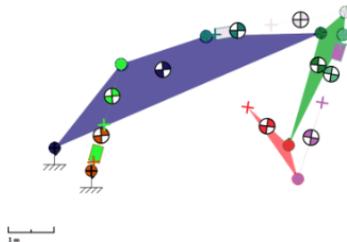


Figure 6: Excavator Arm Geometry Represented in the Planar Mechanism Manager

An analysis of a common duty cycle was then performed on the machine to evaluate the power consumption at the pump shaft, as shown in Figure 7.

The cycle consists of four phases:

- (1) complete extension of the excavator arm and digging motion,
- (2) swing on one side to prepare the unloading phase,
- (3) bucket unloading phase,
- (4) swing back in digging position to restart the cycle.

The simulation results show that the digging motion phase (1) requires practically all the hydraulic power available. Indeed, it activates the pump power control, resulting in nearly constant power demand near the end of the digging phase.

With this project, the simulation can be enhanced by adjusting component behaviour, both with data-mapping or theoretical values, to increase the degree of accuracy. The machine model can also help in defining and testing different main valve configurations or control settings on the overall performance.

The same principle applies to other components, such as the pump and motors used in the excavator's hydraulic system. Other components have been developed as well (Kawasaki KMX, Bosch Rexroth A20VO, Eaton JMF and JMX, Bosch Rexroth A6VM). The hybrid approach allows to easily customizing the configuration and therefore allows testing of various settings.

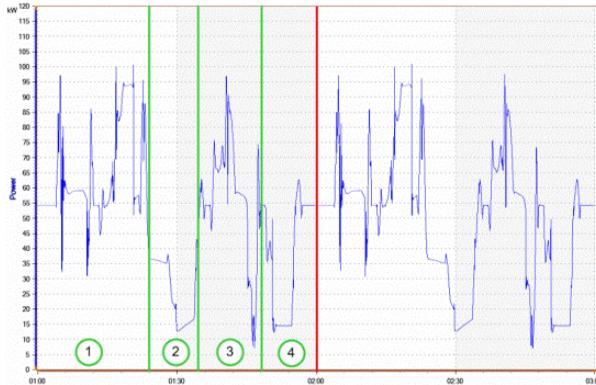


Figure 7: Excavator Working Cycle – Power at Pump Shaft

4 Hydrostatic Transmission Efficiency Analysis

In this section, a vehicle's hydrostatic transmission system is built using hybrid-modeled manufacturers' components available in Automation Studio™ [3]. The purpose of this application is to quickly compare the performance of different transmission configurations by conducting an efficiency analysis of a rolling machine at different driving conditions.

As a first step, the configuration of the hydrostatic transmission under study was built using a Linde Hydraulics Closed Loop Variable Displacement Pump HPV-02-A2-105R, and two HVM-02-A2-105N Variable Displacement Motors. Similar to the first example, these manufacturers' components represent an assembly of individual subcomponents modeled from fundamental equations and performance data. For this application, the main characteristics and functions of pump and motors have been developed based on manufacturers' data. Efficiency curves were adjusted and the circuit design was completed as shown in Figure 8.

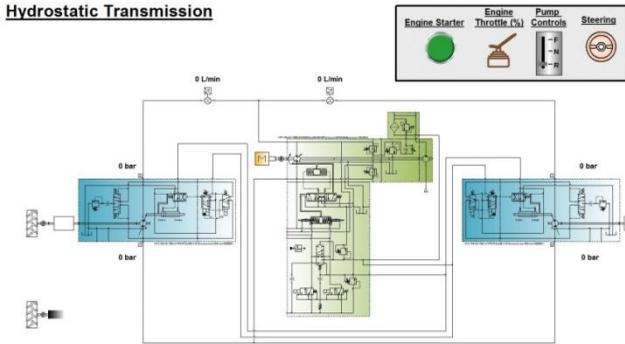


Figure 8: Hydrostatic Transmission with Linde Hydraulics HMV/HPV-02

As a second step, the dynamics of the vehicle was modeled using ground vehicle dynamic equations [4] implemented using a diagram of block functions:

Vehicle Acceleration:

With aerodynamic resistance neglected on a flat surface:

$$m\ddot{x} = F_{Fr} + F_{Rr} - R_{Fr} - R_{Rr} \quad (1)$$

Where m is the mass of the vehicle, F_{Fr} and F_{Rr} are the tractive forces on front and rear wheels and R_{Fr} and R_{Rr} are the rolling resistances on the front and rear wheels.

Wheel Acceleration:

$$J\dot{\omega} = r(F_x - R_r) + \tau_{tr} \quad (2)$$

Where J is the wheel's moment of inertia, r is the effective radius and τ_{tr} is the tractive torque transmitted from the shaft.

Longitudinal slip (i):

$$i = \left(1 - \frac{v}{r\omega}\right) * 100\% \quad (3)$$

Where v is the speed of the vehicle.

Figure 9 shows the non-linear relationship between Traction coefficient (μ) and slip (i).

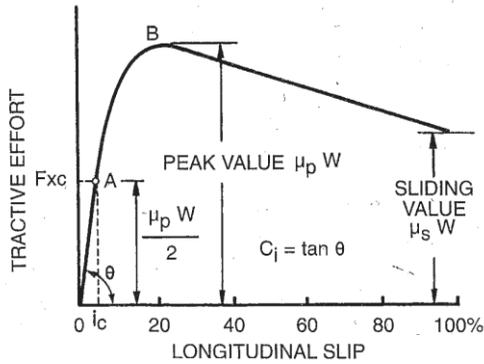


Figure 9: Relationship between Tractive Effort and Longitudinal Slip [4]

Longitudinal force transmitted:

$$F_x = \mu * W \quad (4)$$

$$R_r = f_s * W \quad (5)$$

Where μ is the tractive coefficient, f_s the resistance coefficient, and W is the weight supported by the wheel. Varying parameters, like vehicle mass and resistance coefficients are entered manually in the software's interface.

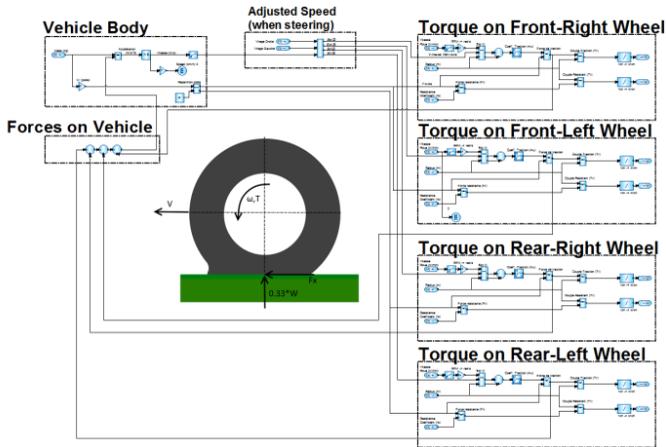


Figure 10: Vehicle Dynamics Model with Rolling Condition

The block diagram representation of this model is shown in Figure 10. By exchanging data (wheel speed, tractive and resistive torque) at every simulation step, the block diagram simulation is synchronized with the hydraulic transmission simulation.

The efficiency calculation of the transmission was done by comparing the sum of the power transmitted to the wheels with the mechanical input power transmitted from the engine to the pump. Figure 11 shows the results of the transmission efficiency at different driving conditions: accelerating, steering and decelerating. The overall speed of the vehicle is also plotted along with the right side and left side wheel radial speeds.

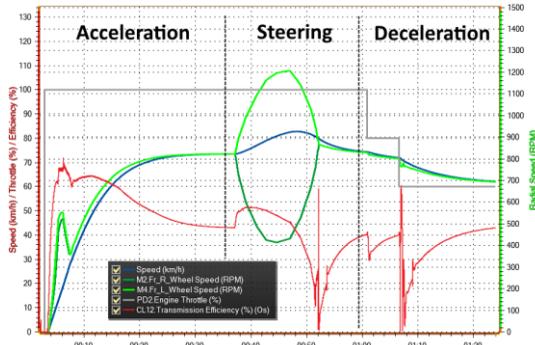


Figure 11: Speed and Transmission Efficiency

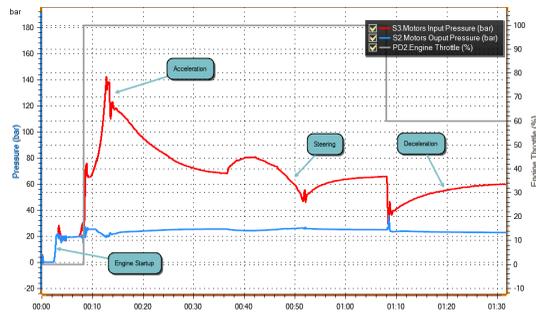


Figure 12: Pressure at Motors Input and Output

Input and output pressures of the pump and motors were plotted (see Figure 12). It shows the maximum pressure that will endure the transmission's main components while the vehicle is at maximum acceleration (full throttle) and the pressure while the vehicle is steering and decelerating.

These results can be used in order to analyse the effect of varying parameters on the overall system performance. In this example, the efficiency of the transmission is at its peak when the pressure is high (at acceleration), and lowers when the speed is constant. Since the peak pressure is significantly lower than the component's standard operating

conditions, a motor with lower displacement or a pump with higher displacement can be tested to increase system pressure.

The mathematical model of the vehicle used will work regardless of changes in the hydrostatic transmission, as long as the components used in both the hydraulic circuit and the block diagram representation – in this example the wheels only – are kept the same. Since replacing components or changing parameters in the hydraulic circuit is straightforward with the hybrid approach, many preliminary designs can be tested on a machine model in a short amount of time.

An extension to that example has been performed where the 4-wheel vehicle model was actuated by a pump with electrically controlled variable displacement displayed in Figure 13. Likewise, Danfoss H1 pumps and motors specific configurations were also analysed.

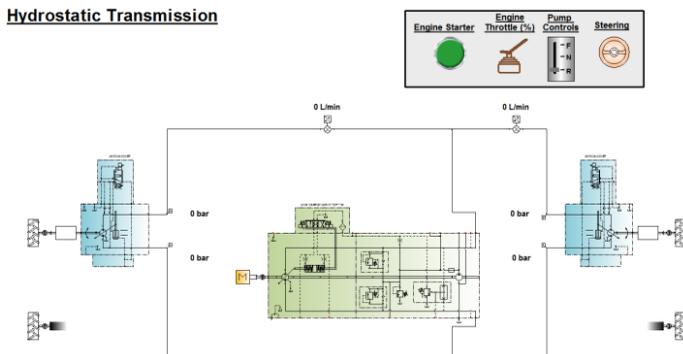


Figure 13: Hydrostatic Transmission with Bosch Rexroth A4VG/A6VM

5 Conclusions

In this article, the Machine Knowledge Management concept was presented and applied to create a Function- and Machine-Based simulation environment, using preconfigured hybrid components and subcomponent models. The approach allows to take advantage of simulation in an early stage of the project life cycle. It eases the selection and sizing of

components which helps to identify which parts of the machine are more critical. Designers can then improve machine performances based on design criteria and specific working conditions. Additionally, experts will be able to determine where a more exhaustive analysis is required, either by using a more detailed simulation model or by performing tests on a machine's prototype.

In section 3, a complete excavator model was developed. Since that type of machine is highly specialised, everything needs to be sized and customized properly and individually, based on each excavator's specificity and unique characteristics. Having a simulation environment that allows to quickly evaluating different component assemblies will reduce the prototyping time and will help to optimize the machine's performances.

In section 4, pre-configured manufacturers' components, developed using the hybrid approach, were used to build a virtual model of a hydrostatic transmission system. This helps accelerate the design process, and, once the vehicle dynamics and rolling conditions were added, the application can serve as a virtual test bench to simulate a large amount of configurations.

With these examples, the Machine Knowledge Management concept has been explicitly shown to be an efficient approach that makes simulation more accessible, which makes its integration more efficient at a larger scale in machine development processes.

The created schematics can also be reused for documentation, publications and training as a way to further optimize the entire project lifecycle. For example, technicians and maintenance personnel can be trained in a virtual environment that includes the created simulation models. This will help them gain a better understanding of the machine's behaviour and improve their troubleshooting skills.

In further steps, as the electrification of hydraulic systems [5] has become a growing trend in the industry, the electrical system for mobile applications, such as the ones presented in this article, can be further implemented in

existing virtual machines. With the hybrid approach, previously developed applications can easily be reused and improved to adapt and satisfy the industries' needs.

References

- [1] V. Rémillard, J. Sfeir, Innovative Hybrid Modeling Approach to Enhance Green Design based on Fully Integrated Mechatronic System Simulation, IFPE, 2014.
- [2] V. Bader et al., A Combination of Traditional Control and Hybrid Modeling Methods for Intelligent Fluid Power Systems, KSFC, 2015.
- [3] Famic Technologies Inc., [Online]. Available: <http://www.famicttech.com>. [Accessed 24 June 2016].
- [4] J.Y Wong, Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons, 2008.
- [5] P. Labenda et al., Synergetic utilization of hydraulic, electric and electro-hydraulic drive and control systems in agrucultural vehicles, Conference Agricultural Engineering, 2015.
- [6] Bosch Rexroth, "Hydraulics Products," [Online]. Available: <https://www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-groups/mobile-hydraulics/index>.
- [7] KYB, "Hydraulic Products," [Online]. Available: <https://www.kyb.co.jp/english/products/building.html>.
- [8] Kawasaki, "Hydraulic Products," [Online]. Available: https://global.kawasaki.com/en/industrial_equipment/hydraulic/index.html.
- [9] Eaton, "Hydraulic Products," [Online]. Available: <http://www.eaton.com/Eaton/ProductsServices/Hydraulics/index.htm>.
- [10] Linde Hydraulics, "Hydraulic Products," [Online]. Available: <http://www.linde-hydraulics.com/en-gb/>.

Intelligente Elektrohydraulik zur Steigerung der Energieeffizienz, Ergonomie und Produktivität von Forstmaschinen

Dr.-Ing. Martin Scherer

*Karlsruher Institut für Technologie, Institut für
Fahrzeugsystemtechnik, Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen,
Rintheimer Querallee 2, 76131 Karlsruhe, Deutschland,
E-Mail: martin.scherer@kit.edu, Telefon: +49(0)721/608 48643*

Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer

*Karlsruher Institut für Technologie, Institut für
Fahrzeugsystemtechnik, Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen,
Rintheimer Querallee 2, 76131 Karlsruhe, Deutschland,
E-Mail: marcus.geimer@kit.edu, Telefon: +49(0)721/608-48601*

Björn Weiß

*Weiss Mobiltechnik GmbH, Harlachweg 15, 72229 Rohrdorf,
Deutschland, E-Mail: bweiss@weiss-can-sps.de,
Telefon: +49(0)7452 930-875*

Michael Beck

*Ritter Maschinen GmbH, Klosterstrasse 3, 77736 Zell a. H.,
Deutschland, E-Mail: beck@ritter-maschinen.com,
Telefon: +49(0)7835 6387-34*

Kurzfassung

Vorstellung eines Skidders mit elektrohydraulischer Bedarfsstromsteuerung zur Versorgung der leistungintensiven Hauptverbraucher, respektive des Forstkrans sowie der Nebenverbraucher, wie Klemmbank, Prätzen, Räumschild und Joystick-Lenkung. Durch die elektronische Signalleitung und -verarbeitung sind die Verbraucheranforderungen jederzeit bekannt und der Pumpenvolumenstrom kann direkt als deren Summe eingestellt werden. Das Steuerungsprinzip erhöht die Energieeffizienz gegenüber den weit verbreiteten Load-Sensing Systemen. Reduzierte Schwingungsneigung und schnelles Ansprechverhalten erhöhen zudem den Bedienkomfort und die Produktivität.

Stichworte

elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung, Load-Sensing, Forstmaschine, Energieeffizienz, Ergonomie, Produktivität

1 Einleitung

In Bezug auf die Energieeffizienz, repräsentieren hydraulisch-mechanische Load-Sensing Systeme [9] den Stand der Technik. Der Volumenstrom wird permanent an den aktuellen Bedarf angepasst; abgesehen von einer erforderlichen Regeldruckdifferenz, orientiert sich der Systemdruck an den anliegenden Lasten (siehe Abbildung 1 und 2). Somit wird die Verlustleistung niedrig gehalten.

Jedoch sind Load-Sensing Hydrauliken für ihre Schwingungsanfälligkeit [1] und verzögertes Ansprechverhalten bekannt; Nachteile die den Anwendern von früheren Konstantstromsystemen fremd waren.

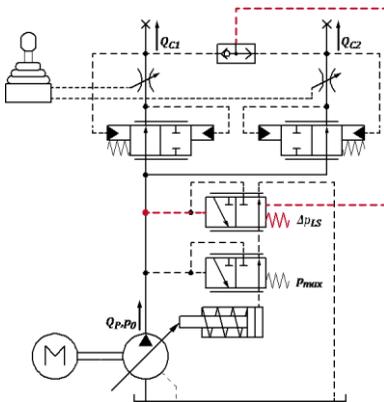


Abbildung 1: Funktionsprinzip eines LS-Systems

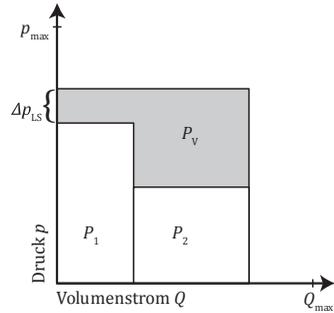


Abbildung 2: Leistungsbilanz eines LS-Systems

Abhilfe versprechen elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerungen (eBSS), die durch die wachsende Verfügbarkeit zuverlässiger elektrohydraulischer Komponenten [10] und das veränderte Bewusstsein der Hersteller und Anwender eine wachsende Bedeutung am Markt erlangen werden.

2 Grundlagen elektrohydraulischer Bedarfsstromsysteme

Die Grundidee dieses Steuerungsprinzips ist aus der Forschung bekannt [3, 5, 13, 17]. Die Joystickstellungen entsprechen dem Bedienerwunsch nach entsprechenden Verfahrensgeschwindigkeiten der hydraulischen Verbraucher, beispielsweise den Zylindern eines Forstkrans. In reiner geometrischer Abhängigkeit vom Kolbendurchmesser korreliert hiermit der Volumenstrombedarf der einzelnen Verbraucher und kann von der Maschinensteuerung berechnet werden. Folglich kann der erforderliche Pumpenvolumenstrom als Summe der Einzelanforderungen ermittelt werden und als direktes Steuerungssignal an die elektrohydraulische Verstellpumpe übermittelt werden (siehe Abbildung 3). Der mechanisch-

hydraulische Pumpenregler entfällt und somit wird der träge geschlossene Regelkreis des konventionellen LS-Systems aufgebrochen. Dies führt zu einer signifikanten Beruhigung des Systems und einer feinfühligere Steuerbarkeit des Arbeitsprozesses. Gegenüber hydraulischen Lastmeldeleitungen ermöglicht die elektronische Signalleitung und –verarbeitung zudem ein deutlich direkteres Ansprechverhalten. Das System reagiert schneller auf Vorgaben, der Bediener muss weniger Bewegungen antizipieren, wird kognitiv entlastet und ermüdet langsamer.

Da der Volumenstrom dem System aufgeprägt wird, stellt sich der Systemdruck in Abhängigkeit des höchsten Lastdruckes selbst ein und ist lediglich um die Druckverluste auf dem Weg von der Pumpe zum Verbraucher erhöht (siehe Abbildung 4). Diese Druckdifferenz ist in allen Arbeitsbereichen geringer als bei LS-Systemen. Somit wird der Verlustleistungseintrag reduziert, die Energieeffizienz der Gesamtmaschine steigt und durch den gesunkenen Kühlleistungsbedarf können Ölkühler verkleinert werden.

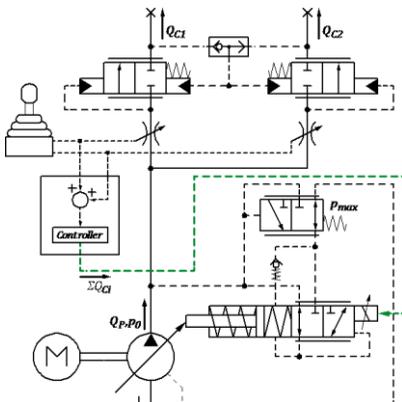


Abbildung 3: Funktionsprinzip eines eBSS-Systems

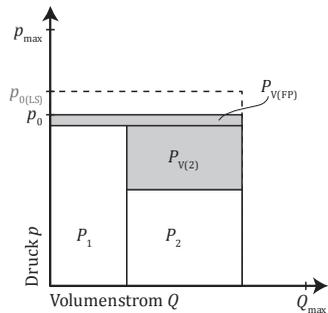


Abbildung 4: Leistungsbilanz eines eBSS-Systems

Der Vorwurf mangelnder Praxistauglichkeit konnte durch die Arbeiten am Lehrstuhl für Mobile Arbeitsmaschinen entkräftet werden. Gemeinsam mit der Weiss Mobiltechnik GmbH wurde in einem Forschungsprojekt eine elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerung auf einen Forstkran appliziert und zum täglichen Einsatz gebracht. Diese Beispielanwendung repräsentiert nicht nur die Lastzyklen vieler Forstmaschinen, der Lösungsansatz kann vielmehr für typische Hydraulikanwendungen mobiler Arbeitsmaschinen verallgemeinert werden. [15]

3 Forstkran mit Bedarfsstromsteuerung

Allgemein repräsentieren Ladekrane eine der anspruchsvollsten mobilhydraulischen Anwendungen. Der motorische Teil des Hydrauliksystems besteht aus 6 Hauptverbrauchern, durch deren parallelen Betrieb der Maschinenbediener eine komplexe Raumkurve nachfahren kann.

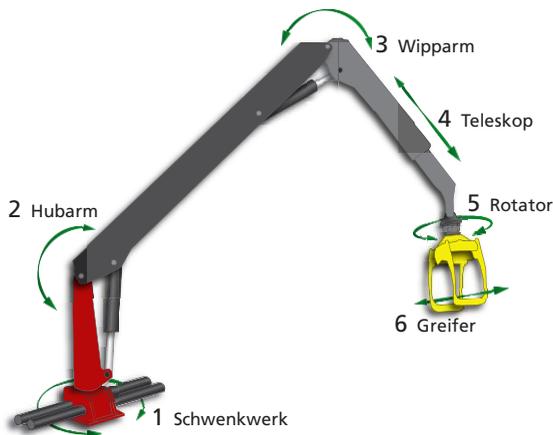


Abbildung 5: hydraulische Aktuatoren eines Holzladekranes

Das Schwenkwerk (1) ist üblicherweise mit vier Schwenkzylindern ausgerüstet, die kreuzweise parallel verschaltet sind. Die

gegenüberliegenden Zylinder sind jeweils über eine Zahnstange gekoppelt, die mit dem Ritzel kämmt, das auf der Vertikalachse des Kranes sitzt. Diese Anordnung ermöglicht das Laden in einem Schwenkbereich von bis zu 410°. Alternativ kann das Schwenkwerk auch als Kombination aus Zahnkranz und Ritzel ausgeführt sein, welches dann von einem Hydraulikmotor angetrieben wird. Hierdurch wird ein unendlicher Schwenkbereich ohne Anschläge realisiert, insbesondere in schmalen Rückegassen kann dies von Vorteil sein. Hubarm (2), Wipparm (3) und Greifer (6) werden von Differentialzylindern bewegt, ebenso wie das 1- oder 2-stufige Teleskop (4), dessen Zylinder normalerweise innenliegend ist. Der Rotator (5) zur Positionierung des Greifers besteht im Prinzip aus einem speziellen Hydraulikmotor mit sehr großem Schluckvolumen.

Speziell bei Holzladekranen ist die Arbeitsbewegung von sehr schnellen Bewegungsabläufen, aber auch von hochgenauen Feinpositionierungsaufgaben geprägt. Der Kran, und somit auch dessen Hydrauliksystem, muss auf Bedienervorgaben schnell und präzise reagieren, um einen produktiven und sicheren Arbeitsprozess zu gewährleisten. Die beschriebenen Krane finden sich bei Lang- und Kurzholztransportern, Forwardern und Mobilhackern, aber auch bei Skidern, deren Hauptarbeitsfunktion das Bewegen schwerer Stämme mithilfe des Kranes sowie der Klemmbank ist. Diese verfügt über eine Schnellwechsellvorrichtung und kann durch einen Rungenkorb ersetzt werden, wodurch der 6-Rad Skidder zum Forwarder für Kurzholz wird. Die gesamte Arbeitshydraulik des Skidders wurde mit der, im Forschungsprojekt entwickelten, elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung ausgerüstet.



Abbildung 6: Skidder bei der Holzmanipulation

Eine elektrohydraulisch angesteuerte Pumpe versorgt ein Einkreis-Hydrauliksystem mit vier Steuerblöcken, die folgende Funktionen bedienen (siehe Tabelle 1):

Steuerblock	Aktoren
#1: Kran	Schwenkwerk, Hubarm, Wipparm, Teleskop, Rotator, Greifer
#2: Vorderwagen	Joystick-Lenkung, Räumschild
#3: Hinterwagen	Klemmbank, Abstützpratzen
#4: Seilwinde	Seilwinde

Tabelle 1: Verteilung der Aktoren auf die Steuerblöcke

Exemplarisch ist der Systemaufbau in Abbildung 7 für 2 Verbraucher dargestellt.

der Einspritzmenge V_e das Abtriebsmoment M_{ab} . Hieraus kann die momentan abgegebene Leistung des Verbrennungsmotors sowie die aktuell verfügbare Leistungsreserve berechnet werden. Durch die elektronische Signalverarbeitung kann die benötigte Leistung der Hydraulikpumpe aus den Größen Drehzahl n , Schwenkwinkel α und Pumpendruck p_P ermittelt werden. Leistungssprünge lassen sich somit an die Dynamik des Verbrennungsmotors anpassen. Neben der globalen, ermöglicht das eBSS-System zudem eine individuelle Leistungsregelung der einzelnen Verbraucher. Nicht zum Schutz der VKM, sondern zum schonenderen Umgang mit der Gesamtmaschine, zur feinfühligere und sichereren Bewegung schwerer Lasten oder aber auch zur Freigabe kurzzeitiger Überlastung.

4 Repräsentative Messergebnisse

Folgendes Kapitel soll zunächst das sehr direkte Ansprechverhalten der elek-trohydraulischen Bedarfsstromsteuerung dokumentieren. Weiterhin wird der Energieeffizienzvorteil gegenüber hydraulisch-mechanischen Load-Sensing Systemen nachgewiesen.

Ansprechzeiten von 100 ms und darunter werden vom Bediener einer Maschine in der Regel als direkt empfunden. Vergeht eine Latenzzeit von mehr als 200 ms, bevor ein haptisches Feedback erfolgt, bspw. der Beginn des Ausfahrens eines Zylinders als Reaktion auf einen Joystick-Befehl, dann ist die Ausführung von Arbeitsaufgaben mit der Maschine auch für erfahrene Bediener nicht mehr möglich. Reaktionszeiten zwischen 100 – 200 ms empfindet der Bediener als mehr oder weniger schwammig. Die unmittelbare Steuerung des Volumenstroms des eBSS-Systems wirkt sich positiv auf ebendiese Systemdynamik aus. Das spontane Ansprechverhalten gibt dem Maschinenbediener ein sehr direktes Gefühl und verhindert somit Überschwingen des Reglers „Mensch“. Die entsprechenden eBSS-Reaktions- und Verstellzeiten sind in Abbildung 8 beispielhaft für einen angeforderten Volumenstromsprung des Verbrauchers V_2 zum Zeitpunkt

$t = 12 \text{ s}$ quantifiziert. Anzumerken ist die elektronische Angleichung der Pumpen- und Ventildynamiken (vgl. α_P und y_2).

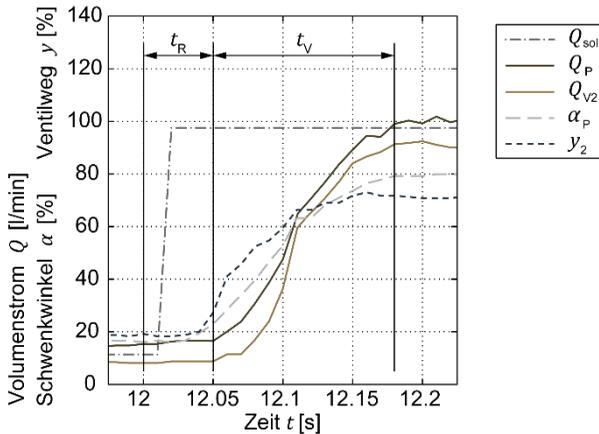


Abbildung 8: Reaktions- und Verstellzeit des eBSS-Systems nach [15]

Im Fall des betrachteten Forstkranes beeinflussen das Gewicht des jeweiligen Stammes und die Greifposition maßgeblich die Lastdrücke der einzelnen Verbraucher. Der Verlauf des absoluten Systemdrucks variiert somit von Stamm zu Stamm, bzw. bei jedem Durchlauf des Lastzyklus. Aus diesem Grund wird die Druckdifferenz Δp zwischen aktuell höchstem Lastdruck $p_{L,\text{max}}$ und Pumpendruck p_P als relevante Messgröße für den Effizienzvergleich herangezogen. Diese dient als Maß für die ins System eingebrachte Verlustleistung und ermöglicht somit eine Aussage zum Effizienzsteigerungspotential elektrohydraulischer Bedarfsstromsteuerungen (siehe Abbildung 9).

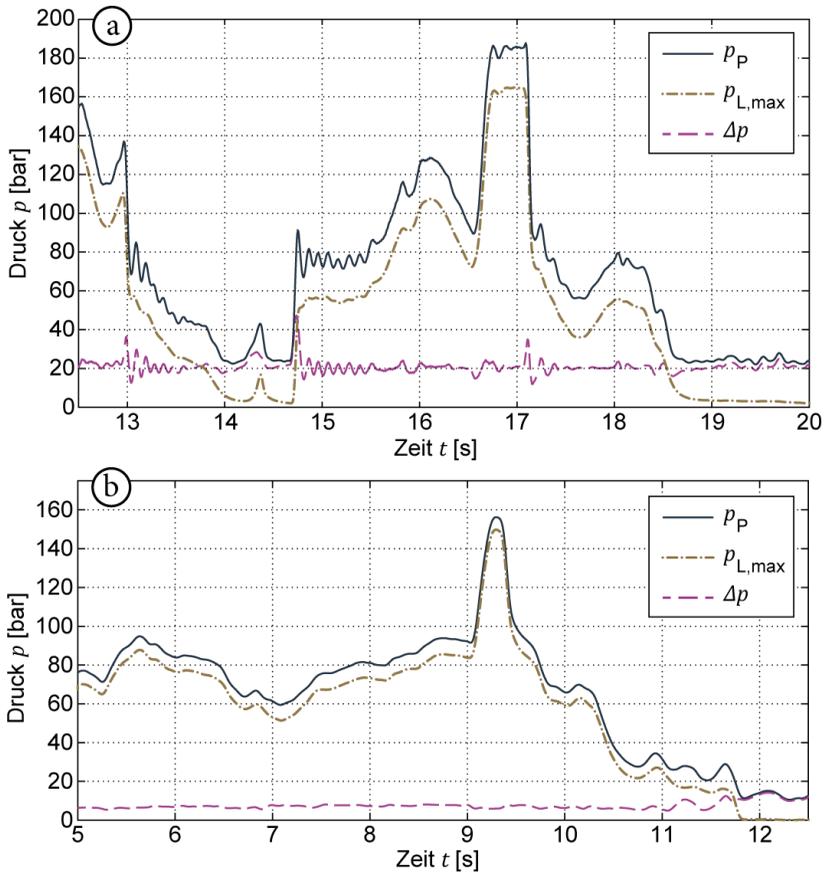


Abbildung 9: Vergleich des Differenzdruckverlaufs zwischen dem Hydrauliksystem mit LS (a) bzw. eBSS (b) [15]

Obwohl beide Grafiken ähnliche Zyklusausschnitte zeigen, sagt der Verlauf des absoluten Pumpendrucks nichts über mögliche Effizienzunterschiede aus. Erst die Betrachtung der Druckdifferenzen zeigt das Einsparpotential des eBSS-Systems. Die Druckdifferenz Δp_{eBSS} pendelt sich zwischen 8 – 10 bar ein; respektive verringert sich die prinzipbedingte Verlustleistung um mindestens 50 %.

5 Subjektive Systemverbesserungen

Neben der messtechnisch erfassbaren Effizienzsteigerung, sind durch den Wechsel der Steuerungsphilosophie noch weitere positive Effekte der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung erzielbar. Die Kranbediener heben die signifikant reduzierte Schwingungsanfälligkeit, einhergehend mit einer verbesserten Positionierbarkeit des Greifers, hervor. Der Kran lässt sich feinfühlicher steuern und nach zügigen Schwenkbewegungen kann der Stamm schnell gegriffen werden. Der Effekt ist hauptsächlich auf das Aufbrechen des LS-Regelkreises zurückzuführen, dessen hydraulisch-mechanischer Förderstromregler, in Verbindung mit langen Lastmeldeleitungen, ein unruhiges Systemverhalten aufweist.

Das Kaltstartverhalten von LS-Systemen ist, insbesondere im Winter, mangelhaft, da die Regeldynamik des Förderstromreglers stark viskositäts- und damit temperaturabhängig ist. Im Gegensatz dazu ist die Dynamik der eBSS-Ansteuerung nahezu temperaturunabhängig. Der angeforderte Volumenstrom wird dem System stets sofort aufgeprägt und steht den Verbrauchern zur Verfügung. Bei kaltem Öl kommt es hierbei zwar zu einer erhöhten Druckdifferenz, verbunden mit einem größeren Wärmeeintrag ins Druckmedium. Im Umkehrschluss bedeutet dies jedoch, dass das System schneller auf Betriebstemperatur kommt und somit öl- und komponentenschonend arbeitet.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Elektrohydraulische Bedarfsstromsteuerungen stellen auf lange Sicht, analog zu hybriden Fahrtrieben, sicherlich nur eine Brückentechnologie auf dem Weg zur verlustfreien mobilen Arbeitsmaschine dar. Kurz- und mittelfristig gesehen bieten sie jedoch eine interessante Alternative zu den als Stand der Technik zu betrachtenden Load-Sensing Systemen. Die gesteigerte Energieeffizienz, die reduzierte Schwingungsanfälligkeit und der verbesserte Bedienkomfort sind die Hauptargumente für einen

Technologiewechsel. Die einfache Adaptierbarkeit in bestehende Maschinenkonzepte sollte den eBSS-Systemen einen deutlich früheren Markterfolg bescheren, als dies beispielsweise für digitalhydraulische Systeme [11] zu erwarten ist. [15]

In einem Folgeprojekt wird zurzeit die Idee der elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit dem hydraulischen Schaltungsprinzip der getrennten Steuerkanten [4, 7, 12, 16] kombiniert, um weitere Effizienzsteigerungspotentiale zu realisieren.

Konventionell wird sowohl der Zu- als auch der Ablauf des Druckmediums zum bzw. vom Verbraucher über Steuerkanten gesteuert, die auf einem gemeinsamen Ventilschieber ausgeführt sind. Die Auslegung der Tankkante muss somit immer als Kompromiss zwischen möglichst geringen Drosselverlusten und guter Steuerbarkeit ziehender Lasten erfolgen. [6]

Das Prinzip der getrennten Steuerkanten bricht diese Abhängigkeit auf, indem Zu- und Ablaufsteuerkante auf getrennt voneinander ansteuerbaren Schiebern ausgeführt werden. Kombiniert man dieses Prinzip mit einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung und nutzt deren zusätzlichen Freiheitsgrad, werden hierdurch verschiedene energieeffiziente Schaltzustände realisierbar. So kann beispielsweise bei drückenden (passiven) Lasten die Ablaufsteuerkante komplett geöffnet werden, um Drosselverluste zu minimieren. Ebenso ist zum Bewegen ziehender (aktiver) Lasten ein energieneutraler Modus denkbar, indem beide Verbraucheranschlüsse mit dem Tank verbunden werden. Die Pumpe bleibt in diesem Betriebsmodus inaktiv bzw. versorgt andere Verbraucher.

Ein hydraulisches Hybridsystem zur Rekuperation potentieller Lageenergie und kinetischer Bewegungsenergie wird ebenfalls vorteilhaft mit getrennten Steuerkanten ausgeführt. Voraussetzung zur Nutzung des Prinzips getrennter Steuerkanten ist jedoch die Kenntnis des aktuellen Betriebszustandes, der anhand von Sensorwerten ermittelt werden muss. Hierzu müssen sowohl die Druckwerte in beiden Zylinderkammern eines Verbrauchers als auch dessen Bewegungsrichtung erfasst werden.

Im aktuell gestarteten Projekt ist eine zweistufige Untersuchung ebendieser Kombination aus elektrohydraulischer Bedarfsstromsteuerung und dem Prinzip der getrennten Steuerkanten angedacht. Die bereits bekannte Forstkrananwendung [14] bietet sich zur Implementierung und Untersuchung der genannten Modi an. Insbesondere der Hubarm ist mit einer starken Rücklaufdrossel ausgeführt. Dies ermöglicht zwar einerseits das feinfühliges Absenken schwerer Lasten, führt beim schnellen Senken des leeren Krans und beim Heben jedoch zu Verlustleistungen. Wird die Tankkante beim Heben allerdings unabhängig von der Zulaufsteuerkante (die für die Geschwindigkeitssteuerung des Verbrauchers zuständig ist) komplett geöffnet, lässt dies eine erhebliche Steigerung der Energieeffizienz erwarten. Beim Absenken des Hubarms liegt durch das Eigengewicht des Krans und eines sich im Greifer befindlichen Stammes nahezu immer ein aktiver Lastfall vor. Die Geschwindigkeitssteuerung erfolgt über die Ablaufsteuerkante [2]. Wird zudem die Zulaufsteuerkante mit dem Tank verbunden, wird Öl in die Zylinderkammer nachgesaugt, ohne dass die Pumpe hierfür Volumenstrom bereitstellen muss. Muss der Kran jedoch am Ende des Absenkvorgangs aktiv in den Holzpolter gedrückt werden, ändert sich der Lastfall. Dieser Bedienerwunsch muss von der Steuerung zuverlässig erkannt werden und der Moduswechsel muss möglichst unmerklich geschehen. Zur Abschätzung der allein durch diesen Modus erzielbaren Energieeinsparungen wurden die relevanten Leistungsanteile aus den Messdaten des vorangegangenen Projektes herausgerechnet. Die Ergebnisse legen im Vergleich zu der vorgestellten elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit herkömmlichen Schiebern weitere Einsparungen in Höhe von 4 % nahe.

Durch die Integration eines Hydraulikspeichers wird das System zum Hybrid [8]. Statt die beim Anheben des Krans in Lageenergie umgesetzte Energie beim Absenken durch Abdrosseln in Wärme umzusetzen, kann diese rekuperiert werden und zur weiteren Verwendung im Speicher zwischengespeichert werden. Die Herausforderung hierbei besteht zum

einen in der Zuschaltung des Speichers, ohne dass die Senkgeschwindigkeit des Kranarms vom Füllgrad des Speichers abhängt. Zum anderen muss eine Möglichkeit gefunden werden, die rekuperierte Energie auch wieder sinnvoll in das System einzubringen. Im Projektverlauf sollen hierzu verschiedene Möglichkeiten untersucht werden. Denkbar ist das Anheben des Kranarms ohne Last, die Entlastung der VKM durch einen Hydromotor auf der Antriebswelle, oder die Versorgung anderer Verbraucher, bspw. des Rotators.

Zur Erreichung des Projektziels hat sich die Anwendung verschiedener wissenschaftlicher Methoden bewährt. Zur Berechnung des Einsparpotentials, zur Unterstützung der Steuerungsentwicklung sowie zur iterativen Bestimmung der optimalen Speichergröße ist zunächst der Aufbau eines Simulationsmodells angedacht. Der zum Teil schon am KIT vorhandene Systemprüfstand soll erweitert werden und zur Untersuchung und Optimierung des Übertragungsverhaltens eingesetzt werden. Der Einbau in einen Demonstrator und umfangreiche Feldversuche werden das Projekt abschließen.

Literaturverzeichnis

- [1] Axin, M.: Mobile Working Hydraulic System Dynamics, Dissertation, Linköping University, Linköping, Sweden, 2015
- [2] Axin, M.; Palmberg, J.-O.; Krus, P.: Optimized Damping in Cylinder Drives Using the Meter-out Orifice - Design and Experimental Verification, Proceedings of the 8th International Fluid Power Conference, Dresden, 2012
- [3] Djurovic, M.: Energiesparende Antriebssysteme für mobile Arbeitsmaschinen „Elektrohydraulisches Flow Matching“, Dissertation, Techn. Univ., Dresden, 2007
- [4] Eriksson, B.: Control Strategy for Energy Efficient Fluid Power Actuators Utilizing Individual Metering, PhD thesis, Linköping University, Linköping, Sweden, 2007

- [5] Fedde, T.: Elektrohydraulische Bedarfsstromsysteme am Beispiel eines Traktors, Dissertation, Techn. Univ., Braunschweig, 2007
- [6] Finzel, R.: Elektrohydraulische Steuerungssysteme für mobile Arbeitsmaschinen, Dissertation, Techn. Univ., Dresden, 2010
- [7] Hansen, A.H.; Pedersen, H.C.; Andersen, T.O.; Wachmann, L.: Design of Energy Efficient SMISMO-ELS Control Strategies, Proceedings of the 2011 International Conference on Fluid Power and Mechatronics, Beijing, China, 2011
- [8] Inderelst, M.; Sgro, S.; Murrenhoff, H.: Energy recuperation in working hydraulics of excavators, Proceedings of the ASME/BATH Symposium on Fluid Power & Motion Control, FPMC 2010, Bath, UK, 2010
- [9] Krus, P.: On Load Sensing Fluid Power Systems - With Special Reference to Dynamic Properties and Control Aspects, PhD thesis, Linköping University, Linköping, Sweden, 1988
- [10] Latour, C.: Elektrohydraulisches Flow-Matching (EFM) – Die nächste Generation von Load-Sensing-Steuerungen, Mobile 2006 - International Mobile Hydraulics Congress, Ulm, 2006
- [11] Linjama, M.: Digital Fluid Power – State of the Art, Proceedings of the 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, 2011
- [12] Pedersen, H.C.; Andersen, T.O.; Skouboe, T.; Jacobsen, M.S.: Investigation and Comparison of Separate Meter-In Separate Meter-Out Control Strategies, Proceedings of the ASME/BATH Symposium on Fluid Power & Motion Control, FPMC 2013, Sarasota, USA, 2013
- [13] Scherer, M.; Geimer, M.; Weiss, B.: Contribution on Control Strategies of Flow-On-Demand Hydraulic Circuits, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2013
- [14] Scherer, M.; Geimer, M.; Weiss, B.: Forestry Crane with Electrohydraulic Flow-on-Demand System, Proceedings of the 71st Conference „LAND. TECHNIK - AgEng 2013“, Hannover, 2013
- [15] Scherer, M.: Beitrag zur Effizienzsteigerung mobiler Arbeitsmaschinen – Entwicklung einer elektrohydraulischen Bedarfsstromsteuerung mit aufgeprägtem Volumenstrom, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, 2015

- [16] Sitte, A.; Weber, J.: Structural design of independent metering control systems, Proceedings of the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 2013
- [17] Zähle, B.: Energiesparende Schaltungen hydraulischer Antriebe mit veränderlichem Versorgungsdruck und ihre Regelung, Dissertation, Techn. Hochsch., Aachen, 1993

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

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

Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik (ISSN 1869-6058)

Herausgeber: FAST Institut für Fahrzeugsystemtechnik

Band 48 Mohanad El-Haji
**Ontologie-basierte Definition von Anforderungen an
Validierungswerkzeuge in der Fahrzeugtechnik.** 2016
ISBN 978-3-7315-0496-2

Band 49 **9. Kolloquium Mobilhydraulik**
22./23. September 2016 in Karlsruhe. 2016
ISBN 978-3-7315-0573-0

Eine Gemeinschaftsveranstaltung von



Institut für mobile
Maschinen und Nutzfahrzeuge



Der Tagungsband „9. Kolloquium Mobilhydraulik“ enthält die gesammelten Beiträge zu den Vorträgen der gleichnamigen Veranstaltung am 22./23. September 2016 in Karlsruhe. In neun Artikeln wird über den Stand der Forschung und neue Entwicklungen auf dem Gebiet der Mobilhydraulik berichtet. Die Themenfelder lauten:

- Neue mobilhydraulische Konzepte
- Druckflüssigkeiten und Komponenten für Fahr- und Arbeitsantriebe
- Energieeffizienz in mobilhydraulischen Systemen

Die Fachtagung findet seit 2008 alle zwei Jahre im Wechsel zwischen dem Teilinstitut Mobile Arbeitsmaschinen (MOBIMA) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) und dem Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge (IMN) der TU Braunschweig statt. Begleitend dazu geben MOBIMA, der Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau (VDMA) und der Wissenschaftliche Verein für Mobile Arbeitsmaschinen (WVMA e.V.) den vorliegenden Tagungsband heraus.

ISSN 1869-6058
ISBN 978-3-7315-0573-0

ISBN 978-3-7315-0573-0

