

Reduzierung des Energieverbrauchs bei Ladevorgängen von Forstmaschinen durch hydraulische Transformatoren

Chris Geiger¹, Sebastian Beiser¹, Jonas Kaupp¹ und Marcus Geimer¹

¹ *Karlsruher Institut für Technologie, Karlsruhe, Deutschland
E-Mail: chris.geiger@kit.edu; Tel.: (+49)721 608 48642*

Kurzfassung

Forstmaschinen sind ein essentieller Bestandteil im vollmechanisierten Holz-ernteprozess. Eine besondere Bedeutung fällt hierbei den Ladeprozessen von Rückezügen zu, welche 54 % der Arbeitszeit dieser einnehmen [1]. Im Vergleich zu einer Serienmaschine kann durch die Verwendung eines neuartigen Hydraulikkonzepts mit hydraulischem Transformator (HT-System) eine Reduktion der bei Ladeprozessen eingebrachten Energie um 15,8 % erreicht werden. Der vorliegende Beitrag beschreibt den simulationsgestützten Entwicklungsprozess des HT-Systems für Forstkräne, dessen Inbetriebnahme auf einer realen Forstmaschine und eine messtechnische Erfassung der Energie-reduktion. Ergänzt wird dies durch die Entwicklung einer Kranspitzensteuerung, welche spezifisch auf das neue Hydrauliksystem angepasst ist.

Schlagnworte: Forwarder, Hydraulischer Transformator, Energiereduktion, Ladezyklus, Simulationsmodell, Kranspitzensteuerung

1 Motivation

Deutschland ist etwa zu einem Drittel mit Wald bedeckt [2]. Dieser wird unter dem Aspekt der Nachhaltigkeit ökonomisch bewirtschaftet, um den Rohstoff Holz zu gewinnen. Dieses rückt immer mehr als klimafreundliches Baumaterial in den Fokus, gleichzeitig wird es schon lange als klimaneutrale Energiequelle genutzt. Jährlich findet dabei eine Ernte von 76 Mio. m³ statt [3]. Bei einem vollmechanisierten Ernteverfahren wie dem Cut-To-Length-System (CTL) werden die Bäume von einem Harvester gefällt und in bestimmte Längen geschnitten. Im nächsten Prozessschritt laden Forwarder die Stämme auf und rücken sie von den Einschlagsflächen zu den Forststraßen. Dort poltert der Fahrer die Stämme sortimentspezifisch, wodurch ein Weitertransport per LKW problemlos möglich ist [4][5].

Das Be- und Entladen von Stämmen macht mit etwa 80 bis 85 % der Gesamtarbeitszeit die Haupttätigkeit der Fahrer aus [1]. In diesem Zusammenhang sind Ladevorgänge ein wichtiger Ansatzpunkt für eine energieeffiziente Optimierung. Während dieser Ladezyklen gibt es häufig Situationen einer nahezu horizontalen Bewegung des Greifers, bei denen die potenzielle Energie einzelner Systemkomponenten aufgrund aktiver Lasten regeneriert werden kann. Im vorliegenden Beitrag wird der Entwicklungsprozess einschließlich der prototypischen Umsetzung und Validierung des innovativen Hydrauliksystems beschrieben, mit welchem ebendieses Energieregenerationspotential genutzt werden kann. Zusätzlich wird die Lösungsmöglichkeit einer Kranspitzensteuerung für das HT-System präsentiert, mit welcher eine weitere Effizienzoptimierung erfolgen kann.

2 Hydrauliksystem mit hydraulischen Transformatoren

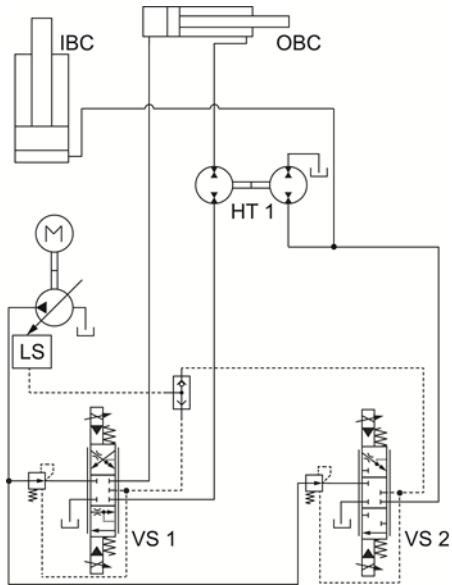


Abbildung 2.1: Load-Sensing (LS) System mit hydraulischem Transformator (HT 1). Die Steuerung der Zylinder IBC und OBC erfolgen über die Ventilsektionen VS 1 und VS 2.

Abbildung 2.1 zeigt den hydraulischen Schaltplan des HT-Systems, welches basierend auf [6] entwickelt wurde. Das Funktionsprinzip der Energiereduktion durch Energieregeneration wird beispielhaft an der zyklisch wiederkehrenden Ausfahrbewegung des Greifers zum Stamm hin erläutert: In dieser zweiten Phase des Ladeprozesses [7] wird der Greifer linear zum Stamm hinab bewegt. Dies resultiert in einem Absenken des Hubarms, einhergehend mit einem Einfahren des Hubarmzylinders (IBC). Um die Streckbewegung des Kranes zu erreichen, wird simultan der Wipparm angehoben, welches in einem Einfahren des Wipparmzylinders (OBC) resultiert. Dabei kann die durch

das Absenken des Hubarms nutzbare Energie verwendet werden, um den Wipparm anzuheben. Hierdurch findet eine Energieregeneration zwischen den beiden Zylindern statt. Da sowohl unterschiedliche Kräfte auf die Zylinder wirken, als auch divergierende Zylinderbaumaße verwendet werden, muss zur Leistungsübertragung eine Volumenstrom- und Druckanpassung zwischen IBC und OBC stattfinden. Hierfür wird durch einen hydraulischen Transformator (HT 1) die hydraulische Leistung als Produkt aus Volumenstrom und Druckdifferenz vom einfahrenden IBC hin zum OBC transferiert. Neben den energetischen Vorteilen dieses Konzepts wird der Bediener bei der Ausführung der Arbeitsaufgabe unterstützt, da dieser nun mit einem Steuerbefehl mehrere Aktoren ansteuert.

3 Simulationsmodell einer Serienmaschine

Für den simulationsgestützten Entwicklungsprozess wird in Kapitel 3 ein holistisches Simulationsmodell des konventionellen Arbeitsantriebes einer Serienmaschine aufgebaut, bestehend aus dem Mehrkörpermodell der Arbeitskinematik und dem Modell der Arbeitshydraulik. Nach der Parametrierung und Validierung des Simulationsmodells anhand von Messdaten einer Referenzmaschine im Serienstand erfolgt in Kapitel 4 die Erweiterung des Modells um das HT-System sowie die Auslegung der benötigten Komponenten, im Speziellen des hydraulischen Transformators.

3.1 Aufbau des Simulationsmodells

Ausgangspunkt des Entwicklungsprozesses ist eine Serienmaschine des Typs HSM 208f. Das verbaute konventionelle Hydrauliksystem unterscheidet sich zum in Abbildung 2.1 dargestellten HT-System dahingehend, dass keine Koppelung zwischen Hub- und Wippzylinder vorliegt. Für eine Bewegung der Kran Spitze müssen daher der Hubzylinder durch die Ventilsektion 2 und der Wippzylinder durch die Ventilsektion 1 separat angesteuert werden.

Das Simulationsmodell besteht aus dem Mehrkörpermodell der Arbeitskinematik des Forstkranes und dem Modell des hydraulischen Antriebssystems. Das Mehrkörpersystem (MKS) enthält die geometrischen Daten und Massen der einzelnen Volumenkörper, ebenso sind die Trägheitsmatrizen dieser hinterlegt. Die Reibung aller Drehgelenke wird im MKS als drehgeschwindigkeitsabhängige Dämpfung modelliert, da diese auch die Verbindung der einzelnen Objekte darstellen. Schnittstelle der beiden Modelle innerhalb der Simulation bilden die hydraulischen Aktuatoren, welche die Kraft an das Mehrkörpersystem übergeben und eine Geschwindigkeit aus der errechneten Bewegung der Körper erhalten (vgl. Abbildung 3.1, rechts). Die translatorische Reibung der Zylinder wird direkt im Hydraulikmodell mit Hilfe einer Stribeck-Kurve modelliert.

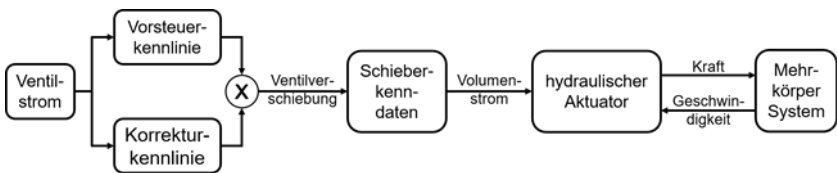


Abbildung 3.1: Ablaufplan des Simulationsmodells.

Der Ablaufplan der Simulation ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Als Eingangssignal für die Simulation dienen die auf einer Maschine gemessenen Ventilbestromungen der einzelnen Funktionen. Diese Ströme werden über eine ideale Kennlinie des Vorsteuerventils und eine aus Messdaten berechnete Kennlinie für einen Korrekturfaktor in eine Ventilverschiebung umgerechnet. Die einzelnen Ventilsektionen sind über variable Blenden für die einzelnen Ablaufkanten des Ventilschiebers im Simulationsmodell integriert. Die Ventilverschiebung korreliert über die spezifischen Kenn-daten mit dem Öffnungsquerschnitt der Ventilsektion, welcher durch die vorgeschalteten Druckwaagen einen direkten Zusammenhang mit dem Volumenstrom aufweist.

In der Simulation erfolgt die Bereitstellung des benötigten Volumenstroms, analog zur Serienmaschine, über eine Verstellpumpe, welche über ein Load Sensing System angesteuert wird. Bei dieser Pumpe sind die Kennfelder für den mechanischen und volumetrischen Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Drehzahl, Druckdifferenz und dem Schluckvolumen hinterlegt, um eine möglichst hohe Abbildungstiefe zu gewährleisten.

3.2 Parametrierung und Validierung des Simulationsmodells

Zur Parametrierung des Simulationsmodells, insbesondere der nicht vernachlässigbaren Leitungsverluste, dienen Messreihen der Einzelfunktionen des Kranes. Hierbei wird jeweils nur eine Ventilsektion bei konstantem Ventilstrom, resultierend in einer konstanten Geschwindigkeitsanforderung, bei gleichbleibender Position der verbleibenden Verbraucher ohne Last im Greifer angesteuert. Derart können die Faktoren der Korrekturkennlinie (vgl. Abbildung 3.1) iterativ bestimmt werden, die Werte für die Reibung in den Gelenken werden ebenfalls auf diese Weise ermittelt. Das Ergebnis einer solchen Simulation einer Einzelfunktionsmessung ist in Abbildung 3.2 beispielhaft für das Ausfahren des Hubzylinders dargestellt. Es zeigt sich, dass eine sehr gute Übereinstimmung der Aktorgeschwindigkeit einhergehend mit dem anliegenden Druckniveau für Kolben- und Stangenseite vorliegt. Die Verzögerung beim Bewegungsbeginn und –ende (vgl. Abbildung 3.2, $t = 5$ s und $t = 10$ s) weisen auf unzureichend parametrierte Werte für die Haft- und Grenzreibung hin. Während im realen System zuerst ein deutlicher Druckaufbau nötig ist, bevor die Haftreibung überwunden wird und ein Bewegungsbeginn erfolgt ($t = 5$ s), startet die Bewegung im Simulationsmodell bei einer geringeren Drucküberhöhung. Die Verbraucher Wippzylinder, Teleskopzylinder und Schwenkwerk weisen ebenfalls sehr gute Übereinstimmungen auf.

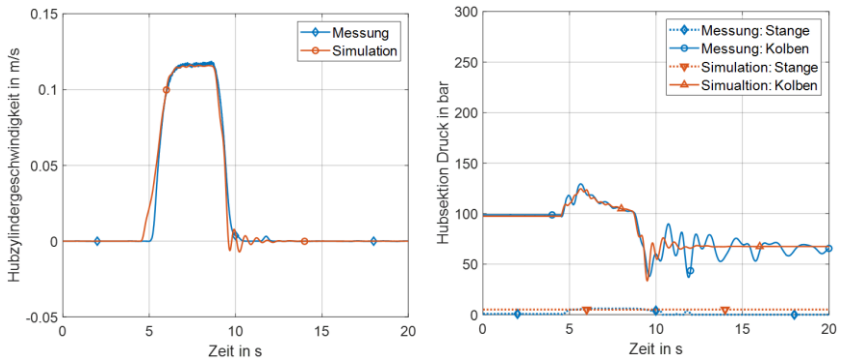


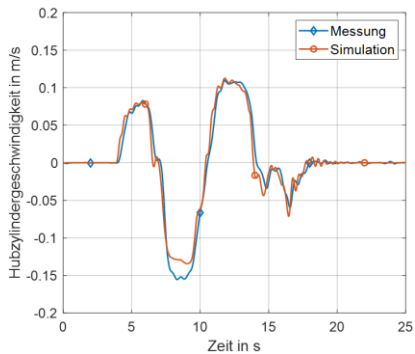
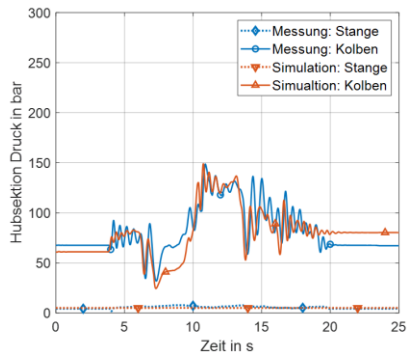
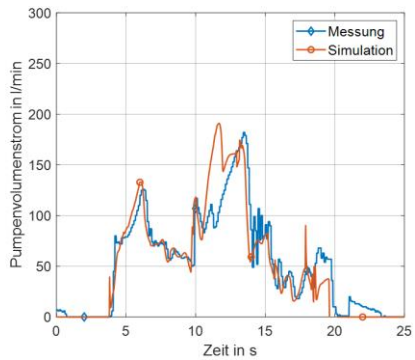
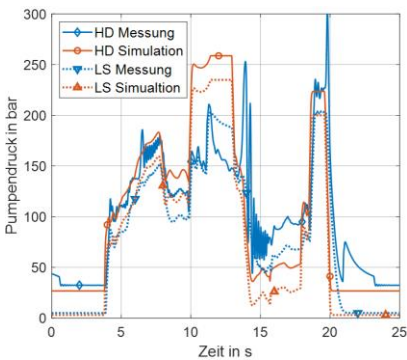
Abbildung 3.2: Ergebnisse der Parametrierung am Beispiel des Hubarms.

Zur Validierung der Simulation werden die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen einer Serienmaschine bei der Durchführung von Referenzzyklen [7] abgeglichen. Die Referenzzyklen stellen den typischen Bewegungsablauf der Arbeitskinematik dar. Hierbei wird der Greifer aus dem Rungenkorb heraus zu einem Stamm bewegt, der über die Rungen in den Korb gehoben wird. Die Ergebnisse einer solchen Simulation zur Validierung sind in Abbildung 4 dargestellt, wobei die roten Graphen der Simulation entsprechen und die blauen Graphen die Messdaten wiedergeben. Hierbei werden die Hauptfunktionen des Hubzylinders, Wippzylinders und Schwenkwerks sowie der Arbeitspumpe fokussiert. Die linke Spalte stellt dabei die Druckverläufe der jeweiligen Komponente dar, die rechte Spalte ihre dazugehörige Geschwindigkeit bzw. Volumenstrom.

Es ist eine sehr gute Übereinstimmung der Zylindergerwindigkeiten und des Druckniveaus bei den jeweiligen Verbrauchern zu erkennen. Die Geschwindigkeitsverläufe weisen ein sehr ähnliches Schwingungsverhalten wie das reale System auf, woraus auf eine korrekte Modellierung der Reibungen und Trägheiten geschlossen wird. Die Druckschwingungen im Simulationsmodell, vergleiche hierzu beispielsweise das Hubventil in Abbildung 3.3, weisen teilweise eine geringere Schwingungsamplitude auf als die in der

Messung, was auf die Vernachlässigung der Dämpfung durch die Reifen im Simulationsmodell zurückgeführt wird.

Die deckungsnahen Verläufe des Druckniveaus spiegeln die hinreichend genau parametrisierten Leitungsverluste und Zylinderreibungen wieder. Dabei kommt es auch zu einer hohen Übereinstimmung des Pumpendrucks und des von der Pumpe geförderten Volumenstroms, was eine korrekte Modellierung des Load-Sensing - Systems bedeutet.



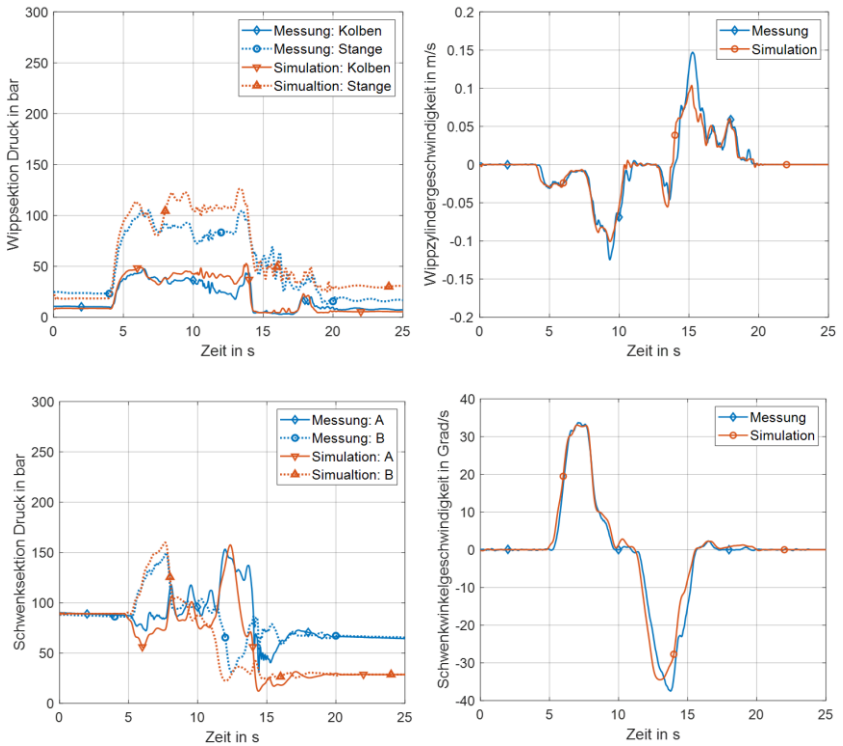


Abbildung 3.3: Ergebnisse der Validierung anhand eines Referenzzyklus.

In der Validierungsmessung sind fünf Abweichungen zur Simulation auffällig, die vorab bei der Parametrierung der Einzelfunktionen nicht auftraten. Im Zeitbereich von 10 bis 13 s weichen sowohl der Pumpendruck als auch der Volumenstrom signifikant von der Messung ab, vgl. Abbildung 3.3. Dies ist auf die Betätigung des Greifers zurückzuführen, im Speziellen dessen Schließens. Die hohe Leistungsanforderung hierfür resultiert bei der realen Maschine, aufgrund des verbauten Pumpenreglers, in einem Zurückschwenken der Pumpe. Dadurch wird weniger Volumenstrom gefördert und der lasthöchste Verbraucher (Greifersektion) gerät aufgrund der vorgeschalteten Druckwaagen in Unterversorgung. Durch die geringere Zylindergergeschwindigkeit wird

auch ein niedrigeres Druckniveau benötigt. Im Simulationsmodell ist der Leistungsregler vernachlässigt. Die reale Fahrervorgabe führt daher in der Simulation zu einem schnellen Schließen des Greifers, wobei dieser sich ab 11,5 s im Anschlag befindet, erkennbar in einem rapiden Abfall des Volumenstroms und einem konstanten Druckniveau.

Die Geschwindigkeiten des Hubzylinders im Zeitbereich von 8 s bis 9,5 s und des Wippzylinders im Zeitbereich von 14,5 s bis 16 s sind zu gering. Die Einfahrgeschwindigkeit des Hubzylinders (negativer Geschwindigkeitsbereich) ist aufgrund der aktiven Last abhängig von dem aktuellen Zylinderdruck und dem Ventilöffnungsquerschnitt im Rücklauf. Dadurch ist keine Volumenstromsteuerung, wie sie durch den Einsatz von Druckwaagen realisiert wird, möglich. Daher führt der höhere Zylinderdruck im Vergleich zur Parametrierung aufgrund einer veränderten Kranposition in der Messung zu einer absolut betrachteten höheren Geschwindigkeit. Bei dem Wippzylinder tritt ein ähnlicher Effekt auf, auch hier führt die aktive Last dazu, dass die Geschwindigkeit nicht durch den Zulauf, sondern durch die Drosselung im Rücklauf zum Tank eingestellt wird. Die Zylindergeschwindigkeit ist daher schneller als vom Fahrer gefordert, eine Kavitation auf der Bodenseite wird nur dadurch vermieden, dass über ein Drosselrückschlagventil Volumenstrom von der vorgepressten Tankleitung in den Zylinder gefördert wird. Ein Beleg hierfür ist der Vergleich des theoretischen Volumenstroms, welcher sich aus den Zylindergeschwindigkeiten der zu diesem Zeitpunkt betätigten Verbraucher berechnet, mit dem gemessenen Pumpenvolumenstrom. Dieser ist im besagten Zeitbereich um 25 % bis 34 % geringer. Die fünfte Abweichung ist die Druckdifferenz bei dem Wippzylinder zwischen 7 s bis 14 s. Zurückzuführen ist diese auf eine geringfügig unterschiedliche Position des Kranes resultieren aus der geringeren Geschwindigkeit des Hubzylinders zwischen von 8 s bis 9,5 s.

4 Simulationsgestützte Entwicklung des HT-Systems und Evaluierung dessen Potentials zur Energiereduktion

Auf Basis des validierten Simulationsmodells des Seriensystems werden zur Modellierung des HT-Systems zwei direkt miteinander verbundene Konstantmotoren integriert, welche wie zuvor beschrieben als Hydrotransformator dienen, vgl. Abbildung 2.1. Durch den Einsatz des Hydrotransformators wird das benötigte Pumpendruckniveau für den Hub- und Wippzylinder reduziert. Parametriert werden die Konstanteinheiten mit den Werten zu Trägheit und Schluckvolumen aus dem Datenblatt des Herstellers. Zusätzlich sind bei den Konstanteinheiten, wie auch schon bei der Pumpe, die Kennfelder für den mechanischen und volumetrischen Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Druckdifferenz und Drehzahl hinterlegt. Um das Potential der Energieeinsparung zu steigern, muss das Druckniveau des Schwenkwerks reduziert werden, mit dem Ziel einer Annäherung des Druckniveaus aller Verbraucher. Hierzu wird im Schwenkwerk ein Ventilschieber verbaut, welcher einen geringeren Ablaufdruck bewirkt, wodurch das Druckniveau beim Schwenken des Kranes abgesenkt wird.

Um einen Vergleich des Energiebedarfs zwischen dem Seriensystem und dem HT-System auf demselben Referenzzyklus zu ermöglichen, werden Positionsregler in das Simulationsmodell integriert. Hierdurch wird sichergestellt, dass die Geschwindigkeitsverläufe und somit die Druck- und Volumenstromanforderungen an den Verbrauchern übereinstimmen. Für eine optimierte Steuerbarkeit der Kranspitze wird das HT-System nur außerhalb des Rungenkorbs verwendet. Die Ergebnisse beider Simulationen für einen beispielhaften Referenzzyklus sind in Abbildung 4.1 dargestellt. Hier ist gut zu erkennen, dass das HT-System zu einem Absenken des Druckniveaus führt und den benötigten Volumenstrom beim Anheben des Stammes deutlich verringert. Der Zyklus wird bei einer sehr guten Übereinstimmung der Bewegungen zwischen den

einzelnen Systemen ausgeführt. Durch die Simulation von vorab messtechnisch erfassten Referenzzyklen zeigt sich ein Energieeinsparungspotenzial zwischen 15 % und 20 %, evaluiert anhand der von der Pumpe bereitgestellten hydraulischen Leistung.

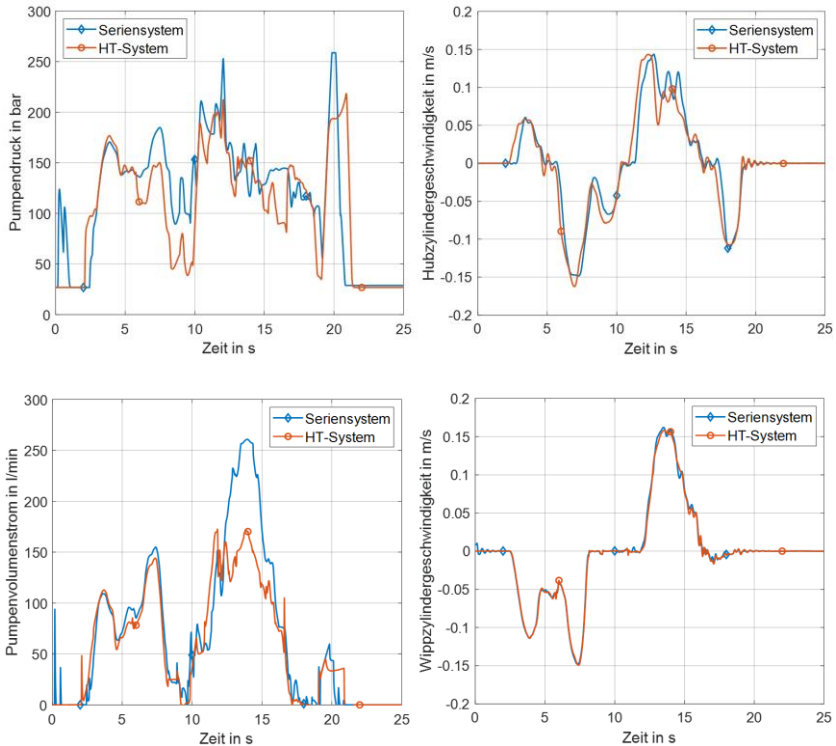


Abbildung 4.1: Simulativer Vergleich zwischen Seriensystem und HT-System.

5 Validierung der Effizienzsteigerung im HT-System

Es wird ein Forwarder prototypisch aufgebaut, wobei die Arbeitshydraulik wie in Abbildung 2.1 gezeigt ausgeführt wird. Am Beispiel des Referenzladezyklus wird das HT-System mit einem konventionellen Hydrauliksystem verglichen. Dafür werden mit jedem Hydrauliksystem 31 Referenzzyklen messtechnisch aufgenommen. Um das serienmäßige Hydrauliksystem zu testen, wird der Prototyp für die Messung auf dieses umgebaut, um gleichbleibende Versuchsbedingungen durch die gleiche Grundmaschine einschließlich der Arbeitskinematik und des Verbrennungsmotors zu gewährleisten. Dadurch ist eine Untersuchung des Effizienzvorteils, welcher ausschließlich durch die unterschiedlichen Hydrauliksysteme hervorgerufen wird, möglich. Abbildung 5.1 stellt die Ergebnisse dieser Versuche dar. Hierbei zeigt sich eine Reduktion der benötigten hydraulischen Energie je Zyklus von 90,3 Wh für das konventionelle Hydrauliksystem auf 76,0 Wh bei dem HT-System. Ebenfalls ist eine tendenzielle Verringerung der Zykluszeit erkennbar, worin sich das Potential des HT-Systems zu einer leichteren Bedienung der Arbeitskinematik aufgrund einer Komplexitätsreduktion der Arbeitsaufgabe widerspiegelt.

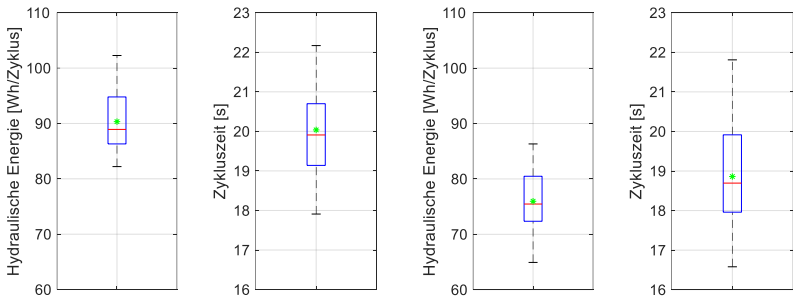


Abbildung 5.1: Energieverbrauch und Zykluszeit im Referenzzyklus, links: Konventionell, rechts: HT-System.

6 Regelstrategien zur Effizienzoptimierung

Für den Prototypen des Forwarders wird eine Kranspitzensteuerung entwickelt. Diese ist im ersten Schritt anhand des holistischen Simulationsmodells ausgelegt, das um die Bestandteile einer inversen Kinematik und Regelung erweitert ist. Für die inverse Kinematik, die eine lokale, schrittweise Pfadplanung zulässt, wird das Konzept der gewichteten Pseudoinversen nach [8] genutzt, um die Redundanz aufzulösen. Dadurch werden die Geschwindigkeitsanteile der Gelenke am räumlichen Pfad beeinflusst. Außerdem ist die Nullraumgeschwindigkeit implementiert, die eine Eigenbewegung des Krans ohne räumliche Bewegung des Greifers zulässt. Hierbei können bspw. die Gelenkgrenzen durch eine Kostenfunktion vermieden werden, die von [9] vorgeschlagen und auf den vorliegenden Forstkran angepasst sind.

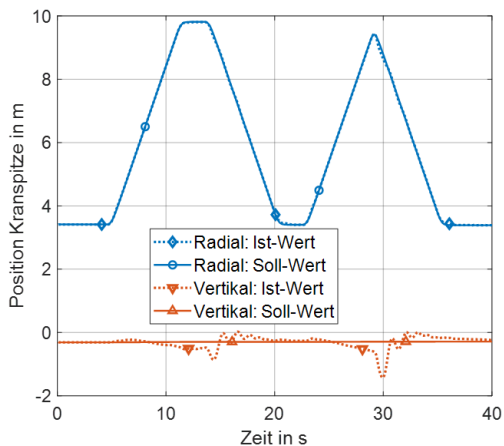


Abbildung 6.1: Kagefehler der Kranspitze bei 1 m/s.

Die Regelung basiert auf einer Einzelgelenkregelung in Kaskadenstruktur mit Vorsteuerung, die anhand [10] dimensioniert wird. Als Hilfsregelgröße wird die Gelenkgeschwindigkeit herangezogen, für die ein PI-Regler ausgelegt

wurde. Für die Gelenkposition als Hauptregelgröße wird ein P-Regler verwendet. Die Vorsteuerung wird mit dem bekannten Zusammenhang Volumenstrom zu Ventilstrom über eine Look-Up-Tabelle umgesetzt sowie der Addition der Sollgeschwindigkeit auf den Ausgang des Lagereglers. Es kann gezeigt werden, dass die Kopplung des Hub- und Wipparms durch das HT-System sowohl in der inversen Kinematik, als auch in der Vorsteuerung möglich ist.

Anschließend sind verschiedene Gewichtungsmatrizen für einen horizontalen, einen vertikalen und einen schrägen Pfad des Greifers auf den entstandenen Lagefehler sowie die benötigte Energie untersucht worden. Dabei weist das HT-System für den horizontalen und schrägen Pfad eine Einsparung gegenüber dem konventionellen System von bis zu 20% je nach gewählter Gewichtung und Kopplung auf. Die mittleren Lagefehler belaufen sich dabei auf maximal 67,1 mm für eine Kranspitzen geschwindigkeit von 1 m/s sowie maximal 15,1 mm für 0,5 m/s.

7 Fazit

Der Beitrag zeigt, dass eine simulationsgestützte Entwicklung eine schnelle und zielgerichtete Ausführung und Prüfung neuartiger Konzepte ermöglicht. Durch das HT-System werden eine Energieeinsparung im Ladeprozess von 16 % im Vergleich zu einem konventionellen System nachgewiesen. Zudem sind messtechnisch erfasste, positive Tendenzen hinsichtlich einer gesteigerten Produktivität erkennbar, welche auf eine für den Bediener erleichterte Ausführung der Arbeitsaufgabe zurückgeführt wird.

Für eine optimale Ausnutzung des Energieeinsparpotentials wurde spezifisch für das HT-System eine Kranspitzensteuerung simulationsbasiert entwickelt. Diese führt zu einem zu einer Effizienzsteigerung, zum anderen werden Produktivitätsvorteile aufgrund einer geringeren mentalen Belastung des Fahrers erwartet. Im nächsten Schritt wird dieses in der Maschinensteuerung imple-

mentiert und unter Laborbedingungen untersucht. Anschließend wird der minimierte Dieselverbrauch und die damit einhergehende Reduktion von Kohlenstoffdioxid untersucht, wobei das Verbrauchskennfeld der Verbrennungskraftmaschine bei der Optimierung mitberücksichtigt wird.

Danksagungen

This project has received funding from the European Union's Horizon 2020 research and innovation programme under grant agreement No 727883.

Gefördert durch: Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages.

Literatur

- [1] Manner, J.; Palmroth, L.; Nordfjell, T. und Lindroos, O.: Load level forwarding work element analysis based on automatic follow-up data, *Silva Fennica* 50 (2016) H. 3.
- [2] Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft: Der Wald in Deutschland: Ausgewählte Ergebnisse der dritten Bundeswaldinventur. 3. Auflage. Berlin 2018.
- [3] Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft: Holzmarktbericht 2018: Abschlussergebnisse für die Forst- und Holzwirtschaft des Wirtschaftsjahres 2018. Bonn 2018.
- [4] Manner, J.: Automatic and Experimental Methods to Studying Forwarding Work: Dissertation. Umeå 2015.
- [5] Morales, D. O.; Westerberg, S.; La Hera, P. X.; Mettin, U.; Freidovich, L. und Shiriaev, A. S.: Increasing the Level of Automation in the Forestry Logging Process with Crane Trajectory Planning and Control, *Journal of Field Robotics* 31 (2014) H. 3. S. 343–363.

- [6] Hohenlohe, F.: Gebrauchsmusterschrift (22.08.2014) DE 20 2014 006 861 U1.
- [7] Geiger, C. und Geimer, M.: Efficiency Optimisation of a Forestry Crane by Implement Hydraulics with Energy Recovery. In: VDI-MEG - 75th International Conference on Agricultural Engineering - LAND. TECHNIK AgEng 2017 - The Forum for Agricultural Engineering Innovations, Hannover, 10.-11. November 2017 (2017). S. 117–125.
- [8] Beiner, L. und Mattila, J.: An improved pseudoinverse solution for redundant hydraulic manipulators, *Robotica* 17 (1999) H. 2. S. 173–179.
- [9] Liégeois, A.: Automatic Supervisory Control of the Configuration and Behavior of Multibody Mechanisms, *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics* 7 (1977) H. 12. S. 868–871.
- [10] Weber, W.: *Industrieroboter: Methoden der Steuerung und Regelung*. 4. Auflage. München: Hanser Verlag 2019.