

# Simulative Untersuchung zum Energiebedarf einer schreitenden Forstmaschine

*Sebastian Beiser<sup>1</sup>, Marco Wydra<sup>1</sup> und Marcus Geimer<sup>1</sup>*

<sup>1</sup> *Institutsteil Mobile Arbeitsmaschinen (Mobima), Karlsruher Institut für Technologie (KIT),  
Karlsruhe, Deutschland  
E-Mail: [sebastian.beiser@kit.edu](mailto:sebastian.beiser@kit.edu)*

## Kurzfassung

Dieser Beitrag zeigt eine Möglichkeit auf, den Energiebedarf für das Vorschreiten eines Portalschreitwerks in einem frühen Stadium der Entwicklung abzuschätzen. Hierfür wird eine gekoppelte Simulation, bestehend aus Mehrkörper- und Hydraulikmodell aufgebaut. Zunächst wird die Bewegungs- und Steuerungsabfolge in der Ebene beschrieben. Die Abfolge wird für die Simulation in drei Teilbewegungen unterteilt. Diese werden jeweils mit vereinfachten Randbedingungen durchgeführt. Die Simulationen zeigen, dass für einen Bewegungszyklus eine Energie von 174 Wh benötigt wird, woraus sich ein Dieserverbrauch von 0,77 ... 0,87 l/100 m ableiten lässt.

**Schlagerworte:** Portalschreitwerk, Co-Simulation, Hydraulik, Forsttechnik

# 1 Einleitung

Die Holzwirtschaft rückt immer mehr in den Fokus der Gesellschaft, da Holz als klimaneutrales Baumaterial und Energiequelle weiter an Bedeutung gewinnt [6,18]. Für eine nachhaltige Forstwirtschaft ist es notwendig, Bodenschäden zu reduzieren. Schwere rad- oder kettengetriebenen Forstmaschinen schädigen feuchte und nasse Waldböden aufgrund des Maschinengewichts und des Schlupfs zwischen Antrieb und Boden, indem die Waldböden verdichtet und aufgerissen werden [1,3]. Der Gegenstand aktueller Forschungsarbeiten in der Forsttechnik zielt primär auf die Verringerung des Schlupfs zwischen Antrieb und Boden [4]. Vor dem Hintergrund, dass die nutzbaren Kälteperioden für herkömmliche Forstmaschinen in feuchten, ebenen Beständen immer kürzer werden, gewinnen Maschinen, die nicht rad- oder kettengetriebene sind, an Bedeutung. Diese haben das Potenzial den Schlupf zwischen Antrieb und Boden bis auf null zu reduzieren, sodass hierdurch eine gesteigerte Erholungsrate nach der Ernte für die Mikroökologie im Boden ermöglicht wird, da ein Großteil des Schadens am Boden vermieden werden kann [1,20]. Reduzierter Bodenschaden kann zu robusteren Ökosystemen gegen Umwelteinflüsse wie Bodenerosion, verminderte Wasseraufnahme der Flora oder Schädlingsbefall führen [1,2].

Im Kontrast zu rad- oder kettengetriebenen Fahrzeugen sind Maschinen mit einem rein schreitenden Fortbewegungsmuster in der Forsttechnik für flache Bestände nie über den Prototypenstatus hinaus entwickelt worden [7,16]. Gründe für eine fehlende Umsetzung sind bisher, nach Meinung der Autoren, unter anderem hohe Investitionskosten, unzureichendes Know-How und ein derzeit begrenztes Marktpotenzial aufgrund nicht freigegebener Erntegebiete. Dadurch fehlen belastbare Daten, mit denen sich der Energiebedarf oder die Waldbodenschädigung solcher Maschinen untersuchen lassen. In diesem Beitrag wird daher eine Möglichkeit zur Analyse solcher Maschinen mittels simulativer Techniken aufgezeigt und der Energiebedarf für die Fortbewegung bestimmt. Die Simulation kann im weiteren Verlauf auch zur Optimierung von Betriebsstrategien genutzt werden.

## 2 Portalschreitwerk als Bewegungsmechanismus

In dieser Arbeit wird das Portalschreitwerk für eine Forstmaschine betrachtet. Dieses wurde im Rahmen der Entwicklung des sogenannten *Portalharvesters* [7] als schreitendes Bewegungskonzept entwickelt. Wie in Abbildung 2.1 dargestellt besteht dieses Portalschreitwerk aus zwei Standbasen mit je drei hydraulisch angesteuerten Standbeinen und einer Überfahrbrücke, welche die Standbasen miteinander verbindet. Für die Anwendung als Forstmaschine ist auf der Brücke ein beweglicher Oberwagen mit Forstkran einschließlich Antriebstechnik montiert. Die Beine des Schreitwerks sind hydraulisch teleskopierbar, damit sie beim Schreitvorgang möglichst wenig Raum einnehmen. Ebenso ist die Brücke an den Standbasen jeweils um  $\pm 10^\circ$  anstellbar, um ein Gefälle des Terrains ausgleichen zu können. Das Schreitwerk wurde für ebene und feuchte Einsatzorte konzipiert, an denen klassische Forstmaschinen im Zweifel nicht mehr eingesetzt werden können. [7]



Abbildung 2.1: Portalschreitwerk mit Oberwagen und Forstkran [7]

## 2.1 Bewegungsabfolge des Schreitwerks

Die folgenden Betrachtungen gelten für die Bewegungsabfolge in der Ebene: Für die Fortbewegung der Maschine klappt eine Brückenhälfte über ein Gelenk in der Mitte der Brücke nach oben, sobald der Oberwagen über einer der Standbasen steht. Mit eingeklappter Brücke kann das Portalschreitwerk um die vertikale Achse der, sich unter dem Oberwagen befindlichen, Standbasis gedreht werden. Durch das Herunterklappen der Brücke an einer anderen Stelle wird ein Schritt beendet. Die Abfolge des Bewegungszyklus kann in vier Schritte eingeteilt werden:

1. Verfahren des Oberwagens über eine Standbasis
2. Anstellen der Standbeine und Einklappen einer Brücke
3. Drehen der Brücke
4. Absenken der Brücke und Ausfahren der Beine

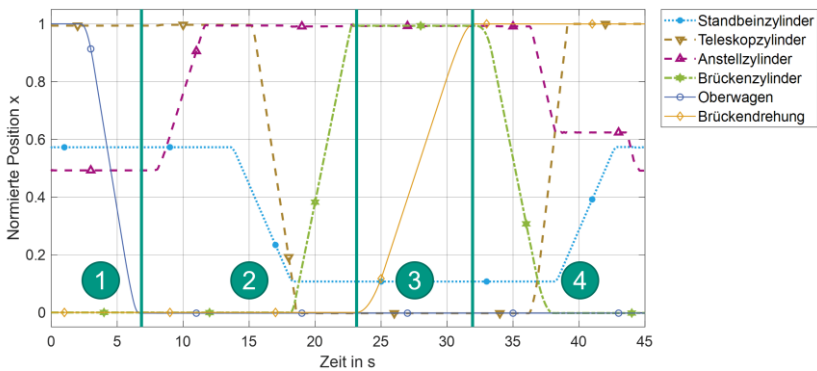


Abbildung 2.2: Normierte Aktorpositionen des Portalschreitwerks

Die Trajektorien aller an der Bewegung beteiligten Aktoren wird anhand Abbildung 2.2 näher erläutert. Dabei sind alle Trajektorien normiert und es

wird nur ein Aktor für die Bewegung der Beine dargestellt, da diese parallel verlaufen.

Es ist zu erkennen, dass die Bewegung des Oberwagens, Schritt 1, in der Zeit von  $t = 2 \dots 7 \text{ s}$  getrennt von den anderen Funktionen stattfindet. Daraufhin beginnt Schritt 2 des Bewegungszyklus, das Einklappen der Brücke. Dabei wird die Brücke bei  $t = 8 \dots 13 \text{ s}$  zuerst auf einen Winkel von bis zu  $10^\circ$  angestellt, sodass die Beine, der angehobenen Standbasis, keinen Bodenkontakt mehr haben. Anschließend werden die Beine eingeklappt ( $t = 14 \dots 18,5 \text{ s}$ ), indem die Teleskope eingefahren und die Beine angewinkelt werden. Daraufhin wird die Brückenhälfte nach oben gehoben ( $t = 18 \dots 23 \text{ s}$ ). Mit Ende dieser Sequenz beginnt die Drehung der kompletten Brücke, Schritt 3. Die Drehung um  $180^\circ$  dauert  $9,5 \text{ s}$  und ist bei  $t = 32,5 \text{ s}$  beendet. Schritt 4 startet mit dem Ende der Drehung und verläuft gegensätzlich zu Schritt 2. Zuerst wird in der Zeit von  $t = 32,5 \dots 38,5 \text{ s}$  die Brücke abgesenkt. Parallel dazu beginnt bei  $t = 36 \text{ s}$  das Absenken der Brückenanstellung auf einen Winkel von etwa  $1,5^\circ$  und das Ausfahren der Beine, indem die Teleskopzylinder angesteuert werden. Bei Ende des Absenkvorgangs ( $t = 38 \text{ s}$ ) beginnt das Ausfahren der Standbeinzylinder und damit das Ablegen der Beine in Richtung Boden bis  $t = 43 \text{ s}$ , wobei der Teleskopiergang schon bei  $t = 39,5 \text{ s}$  beendet ist. Sobald die Beine wieder in ihre Ausgangsstellung gefahren sind, wird die Anstellung der Brücke wieder in Schwimmstellung geschaltet, wodurch sich die Standbasis um die letzten  $1,5^\circ$  absenkt. Alle sechs Beine haben danach wieder vollen Bodenkontakt.

### 3 Simulationsmodell des Schreitwerks

Im Rahmen des Forschungsvorhabens *Portalschreitwerk* [4] wird das Portal-schreitwerk zunächst simulativ abgebildet und anschließend im Versuch verifiziert. Ein Hauptziel dieses Projekts ist die Entwicklung und Untersu-

chung einer geeigneten Steuerung für den Versuchsträger als mechatronisches System.

Zur Auslegung des hydraulischen Antriebsstrangs wird ein Anforderungsprofil der Aktoren benötigt. Die Anforderung zur Bewegung des Portalschreitwerks besteht aus einem definierten Bewegungsablauf, siehe Kapitel 2, und den dabei auftretenden Kräften und Momenten. Während die Wegtrajektorien und damit die Geschwindigkeiten der Aktoren von den Entwicklern definiert werden können, ist die Abschätzung der dabei wirkenden Kräfte aufgrund der Komplexität des Portalschreitwerks mit erheblichem Aufwand verbunden. Die Trägheiten, Reibungen und äußere Lasten gilt es folgerichtig für unterschiedliche Betriebspunkte während des Schreitens abzuschätzen.

Wie bei Inventionen üblich, wird hierfür im Produktentstehungsprozess zur Vermeidung von Kosten, Verkürzung der Entwicklungszeiten, Fehleridentifikation und vorzeitigen Auslegung die Co-Simulation als probates Mittel eingesetzt [9,19].

In diesem Abschnitt wird daher ein holistisches Simulationsmodell des Portalschreitwerks vorgestellt. Es besteht aus einem Mehrkörpermodell (MKM) der Bewegungskinematik, gekoppelt mit einem Modell des hydraulischen Antriebsstrangs. Die Parametrierung der eindimensionalen Co-Simulation basiert auf CAD-Daten, Herstellerinformationen und Erfahrungswerten. Die Simulationsergebnisse werden in Kapitel 4 hinsichtlich des Energiebedarfs ausgewertet und diskutiert.

### **3.1 Aufbau des Simulationsmodells**

Um das mechatronische System des Portalschreitwerks virtuell abzubilden, wird ein gekoppeltes 1D-Simulationsmodell erstellt. Dies bietet nach [19] folgende Vorteile:

1. Modellierung: Trennung physikalischer Domänen (Elektrik, Hydraulik, Mechanik, etc.) zur Nutzung spezifischer Tools
2. Engineering: Parallelisierung der Modellerstellung
3. Effizienz: Nutzung spezifischer Solver und Schrittweiten

Für das hier vorliegende Problem wird eine s. g. *Constraint Kopplung* verwendet, bei der die Größen *Kraft* und *Weg* bzw. *Geschwindigkeit* über unendlich steife Feder-Elemente verknüpft werden [19]. Die Aktorbewegungen werden mithilfe des MKMs unter Einwirkung äußerer Kräfte bestimmt. Die Wege und Geschwindigkeiten werden an das Hydraulikmodell übergeben, welches wiederum einen Teil der äußeren Kräfte berechnet und dem MKM rückmeldet. Abbildung 3.1 verdeutlicht beispielhaft diesen Zusammenhang.

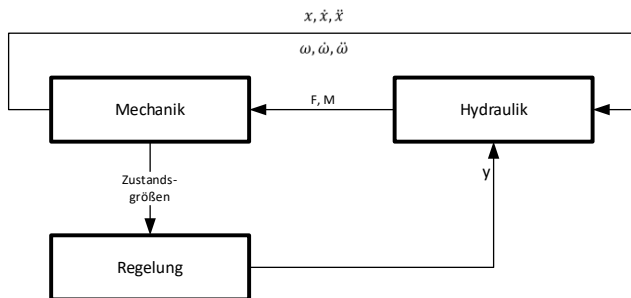


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung einer gekoppelten Simulation nach [18]

Basierend auf vorliegenden CAD-Daten des Portalschreitwerkes ist es möglich, die Bewegungskinetik mithilfe eines auf Massenpunkte reduziertes Starrkörpermodells abzubilden, siehe Abbildung 3.2. Die Modellierung

erfolgte in diesem Fall mit der Toolbox *Simscape-Multibody* in Matlab/Simulink [10].



Abbildung 3.2: Visualisierung des Starrkörpermodells mittels Matlab/Simulink

Für das MKM werden folgende Vereinfachungen und Annahmen getroffen:

1. Die Kinematik wird auf bewegungsrelevante Starrkörper reduziert. Die zugehörigen Massen von vernachlässigten Bauteilen werden in die Schwerpunkte der Starrkörper verlagert.
2. Der Oberwagen, bestehend aus Kabine, Kran und Antriebssystem, ist in einer translatorisch beweglichen Punktmasse zusammengefasst.
3. Während der Schreitbewegung findet keine Kranbewegung statt, sodass keine zusätzlichen Trägheitskräfte auf das Portalschreitwerk wirken.
4. Die Gestalt der Bauteile wird durch einfache Geometrien ersetzt.
5. Es wirkt die Gravitation.
6. Der Standfuß-Boden-Kontakt wird mit einem in Matlab optimiertem Kontaktmodell [11] abstrahiert.

Das Modell des hydraulischen Antriebsstrangs, vgl. Schaltplan in Abbildung 3.3, wird mit der Toolbox *Simscape-Fluids* in Matlab/Simulink [12] erstellt.



Zur Ansteuerung des Portalschreitwerks wird ein Load Sensing (LS)-System ausgewählt, welches in einem offenen Kreis mit einer Verstellpumpe betrieben wird.

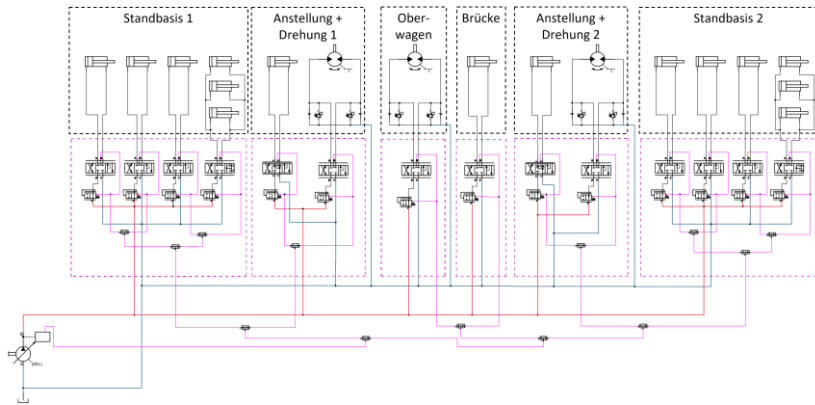


Abbildung 3.3: Vereinfachter hydraulischer Schaltplan des Portalschreitwerks

Insgesamt gibt es 18 Aktoren. 12 Zylinder sind für die Bewegung der Beine an den Standbasen zuständig. Ein Zylinder erfüllt das Aufrichten der Brücke, zwei Zylinder nivellieren die Brücke auf den Standbasen und ein Hydromotor wird genutzt, um den Oberwagen zu verfahren. Zudem wird je ein Hydromotor je Standbasis verwendet, um die Brückendrehung zu realisieren.

Aufgrund der zentralen hydraulischen Leistungsbereitstellung und den Dimensionen des Portalschreitwerks, können die entstehenden Druckverluste in den bis zu 8 m langen Leitungen nicht vernachlässigt werden. Zur vereinfachten Modellierung wird auf komplexe Rohrmodelle verzichtet und diese mittels hydraulischer Widerstände umgesetzt. Die Widerstände befinden sich zwischen der Pumpe und den Hauptsteuerventilen sowie zwischen den Hauptsteuerventilen und den Aktoren. Der Druckverlust in der Tankleitung wird vernachlässigt.

Wie dem hydraulischen Schaltplan aus Abbildung 3.3 entnommen werden kann, gibt es unterschiedliche LS-Proportionalventile mit vorgeschalteten Druckwaagen zur Ansteuerung der Aktoren. Für die Druckwaagen werden Modelle aus der Modellbibliothek verwendet. Die einzelnen Hauptsteuerkanten der LS-Proportionalventile werden durch Blendenmodelle abgebildet, deren Öffnungsquerschnitt sich linear mit dem Schieberweg ändert. Das vorgegebene Steuersignal entspricht hierbei dem Schieberweg. Die Hauptsteuerkanten weisen eine positive Überdeckung auf, um das LS-Signal vor der eigentlichen Leistungsverbindung melden zu können. In der Neutralstellung wird ein LS-Signal von 3 bar an die Pumpe gemeldet. Jeder Aktoran-schluss besitzt zudem ein Nachsaugventil, um Kavitation zu vermeiden.

Die LS-Meldekette wird zur numerischen Stabilisierung und zur Vermeidung von kleinen Schrittweiten als signalbasierte Größe anstatt durch hydraulische Komponenten abgebildet. Hierbei wird die Leistungsgröße *Druck* zunächst mittels eines Sensors an jedem Aktor in eine *Signalgröße* umgewandelt und durch eine Übertragungsfunktion mit PT1-Verhalten modifiziert. Anschließend wird das Signal des lasthöchsten Aktors mittels einer idealen Druckquelle wieder in die Leistungsgröße *Druck* umgewandelt, welche auf den Stellmechanismus der Pumpe geschaltet wird.

Dissipative Kräfte und Momente werden sowohl in den rotatorischen Gelenken der Kinematik als auch in den hydraulischen Zylindern sowie den Hydromotoren abgebildet. Sie dienen primär der Vermeidung von Schwingungen. Während im MKM und den Hydromotoren die Dämpfung als eine rein geschwindigkeitsproportionale Größe definiert ist, wird für die Zylinder ein vereinfachtes Stribeck-Modell der Modellbibliothek [13] verwendet.

## 3.2 Parametrierung

Ausgangspunkt für die Parametrierung des MKMs bilden die CAD-Daten des Schreitwerks. Hieraus ergeben sich die Abmessungen für die Kinematik, sowie die Gewichte der Massenpunkte. Die Trägheitsmomente der verein-

fachten Geometrieobjekte werden in Matlab automatisiert anhand der vorgegebenen Masse und Geometrie berechnet. Hierdurch werden die Trägheiten der realen Geometrie für die vorgesehenen Betrachtungen genau genug abgebildet.

Im hydraulischen Teil der Co-Simulation sind alle Aktoren nach Angaben der Datenblätter parametrisiert. Die während eines Bewegungsablaufs maximal auftretenden Volumenströme ergeben sich aus den geforderten Geschwindigkeiten und werden aufgrund der Überschneidung verschiedener Aktoren auf 250 l/min abgeschätzt.

Die Verstellpumpe ist mit einem Druck-Förderstrom-Regler modelliert und wird bei einer konstanten Drehzahl von  $n = 2.600 \text{ 1/min}$  betrieben. Das Schluckvolumen der Pumpe beträgt  $V_g = 193 \text{ cm}^3$  und ermöglicht damit Untersuchungen ohne eine Unterversorgung der Aktoren. Der Systemdruck wird auf  $p_{system} = 280 \text{ bar}$  begrenzt. Die pumpenseitige LS-Druckdifferenz ist auf 28 bar eingestellt, um die von den LS-Proportionalventilen benötigte Druckdifferenz von 12 bar stets aufrechtzuerhalten, sowie eine gute Regelbarkeit zu erhalten.

Der Widerstand der Pumpenleitung erzeugt einen Druckverlust von 5 bar bei einem Volumenstrom von 150 l/min. Die Widerstände zwischen den Hauptsteuerventilen und den Aktoren sind derart gewählt, dass Druckschwingungen gedämpft werden.

Wie zuvor beschrieben, werden dissipative Kräfte und Momente in den Gelenken und Aktoren berücksichtigt, welche der Schwingungsdämpfung dienen. Bei der Parametrierung wird darauf geachtet, dass während der Bewegung die Verluste nicht größer als 5 % der maximalen Akteurleistung werden.

Das Standfuß-Boden-Kontaktmodell [11] basiert auf der Annahme eines Feder-Dämpfer-Modells in vertikaler Richtung und einem Haft- und Gleitreibungs-Modell in horizontaler Richtung. Die Parameter der Kontakte sind so

gewählt, dass bei einer maximalen Aufstandskraft eines Fußes die Eindringtiefe im Boden ca. 0,2 mm erreicht. Dabei wird ein asphaltierter bzw. betonierter Boden angenommen, um die durch das Federmodell entstehenden Relativbewegungen des Schreitwerks gering zu halten.

### **3.3 Selektive Reduktion der Modellkomplexität**

Ziel dieser Untersuchung ist eine erste Abschätzung des benötigten Energiebedarfs für einen Bewegungszyklus. Um die Komplexität und die Rechenzeit eines Simulationsdurchlaufs zu verringern, wird der Bewegungszyklus in drei Teilbewegungen aufgetrennt und jeweils separat mit unterschiedlichen Randbedingungen simuliert. Als Randbedingungen wird das gezielte Einschränken von Bewegungsfreiheitsgraden wie z. B. dem Standfuß-Bodenkontakt verstanden. Die Aufteilung orientiert sich an den in Kapitel 2 erläuterten Schritten des Bewegungszyklus. Es ergeben sich folgende Teilbewegungen:

1. Das Verfahren des Oberwagens auf der Brücke von einer Standbasis auf die andere. (Schritt 1)
2. Die Brücken- und Beinbewegung während des Hoch- und Herunterklappens. (Schritte 2 & 4)
3. Die Brückendrehung mit hochgeklappter Brücke. (Schritt 3)

Jeder dieser drei Teilbewegungen stellt einen zeitlich voneinander getrennten Bewegungsablauf dar, wobei die Positionen am Ende einer Teilbewegung die Anfangszustände des darauffolgenden Bewegungsablaufs sind.

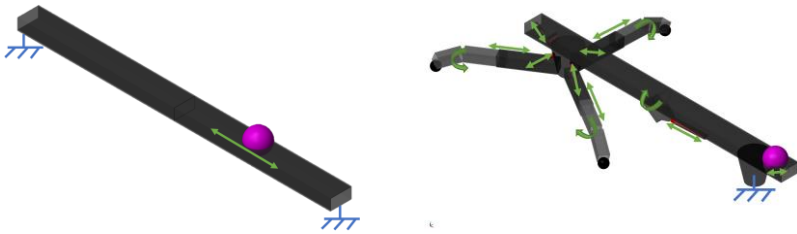
Für das Verfahren des Oberwagens (Teilbewegung 1) wird angenommen, dass sich die Standbasen sowie die Brücke nicht bewegen. Daher wird der Standfuß-Bodenkontakt entfernt und die Brücke ortsfest im Raum positioniert, siehe Abbildung 3.4a. Hierdurch werden Mikrobewegungen im Standfuß-Bodenkontakt, welche im Vergleich zur Bewegung des Oberwagens um etwa vier bis fünf Größenordnungen kleiner sind, vermieden. Dies führt

dazu, dass die Schrittweite des Solvers signifikant vergrößert werden kann. Alle nicht angesteuerten Aktoren werden im hydraulischen Antrieb vernachlässigt. Es reduziert sich die Anzahl der zu lösenden Gleichungen und somit auch der Rechenaufwand.

Für das Hoch- bzw. Herunterklappen der Brücke (Teilbewegung 2) sind mehrere Aktoren und damit die meisten Bewegungsfreiheitsgrade notwendig. Um auch bei dieser Bewegung die Komplexität zu reduzieren, wird angenommen, dass die am Boden verbleibende Standbasis keine Bewegung ausführt. Der gesamte Bewegungsapparat dieser Standbasis wird daher vernachlässigt und die Standbasis ortsfest im Raum fixiert, vgl. Abbildung 3.4b.

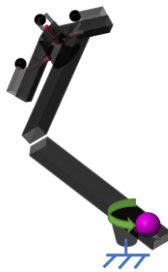
Während der Drehung der Brücke (Teilbewegung 3) ist diese hochgeklappt und lediglich der Drehmotor einer Standbasis ist aktiv. Aus diesem Grund wird im MKM die Standbasis, deren Beine Bodenkontakt haben, durch eine ortsfeste Fixierung im Drehgelenk der Standbasis eingeschränkt. Gleichzeitig werden die nicht angesteuerten hydraulischen Aktoren entfernt, was wiederum die Systemkomplexität für die Drehbewegung auf das Notwendigste reduziert, vgl. Abbildung 3.4c.

In einer auf das MKM reduzierten Simulation des Bewegungszyklus wurde überprüft, ob das Portalschreitwerk während des Bewegungsablaufs kippt. Hierbei wurden die Aktoren nicht über äußere Kräfte angesteuert, sondern über eine Vorgabe der Trajektorien. Dadurch wird weiterhin den Massenträgheiten und Gewichtskräften Rechnung getragen. Mit den getroffenen Annahmen gerät das Schreitwerk in keinen kritischen Zustand bezüglich des Kippens, sodass die obigen Teilbewegungen ihre Gültigkeit behalten.



a) Verfahren des Oberwagens

b) Brücken- und Beinbewegung



c) Brückendrehung

Abbildung 3.4: Darstellung der verbliebenen Freiheitsgrade je Teilsimulationsmodell

## 4 Simulative Bestimmung des Energiebedarfs

### 4.1 Ergebnisse der Teilsimulationen

In Abbildung 4.1 sind die hydraulischen Leistungsdaten jeder Teilsimulation (1. OW – Verfahren des Oberwagens; 2. Brücke – Brücken- und Beinbewegung; 3. Dreh – Brückendrehung) aufgezeigt.

Es ist zu erkennen, dass das Ergebnis der Teilsimulation des Oberwagens keine zeitlichen Überschneidungen mit den anderen beiden Teilsimulationen hat. Die Drehung der Brücke hingegen, überschneidet sich im Druckverlauf bei  $t = 22,5$  s mit dem Ergebnis der Brücken- und Beinbewegung. Diese zeitliche Überschneidung existiert aufgrund der Steuervorgabe der Ventilöffnung ab  $t = 22,5$  s. In der Ansteuerung ist eine Rampe hinterlegt, die eine Öffnung des Ventils innerhalb von 2,5 s vorgibt. Dadurch wird in den ersten 500 ms ab  $t = 22,5$  s zwar das LS-Signal übertragen, die Ventilblenden des Hauptsteuerschiebers sind währenddessen noch geschlossen. Hierdurch fließt zu diesem Zeitpunkt noch kein Volumenstrom. Diese Überschneidung hat einen vernachlässigbaren Effekt auf die Bestimmung des Gesamtenergiebedarfs.

Während des Verfahrens des Oberwagens, Teilsimulation 1 – OW, ist der Einfluss einer steileren Rampe, im Vergleich zur Drehbewegung, (kompletter Öffnungsquerschnitt wird nach 1 s erreicht) auf die Trägheitskräfte erkennbar. Während der Beschleunigung wird das am Druckbegrenzungsventil (DBV) des Aktors eingestellte Druckniveau von 185 bar erreicht. In der gleichmäßigen Bewegung mit konstantem Volumenstrom verringert sich der benötigte Druck daraufhin auf etwa 100 bar. Dies entspricht dem Lastdruck, welcher sich primär aus der Modellierung der Reibung des Verfahrmehanismus ergibt.

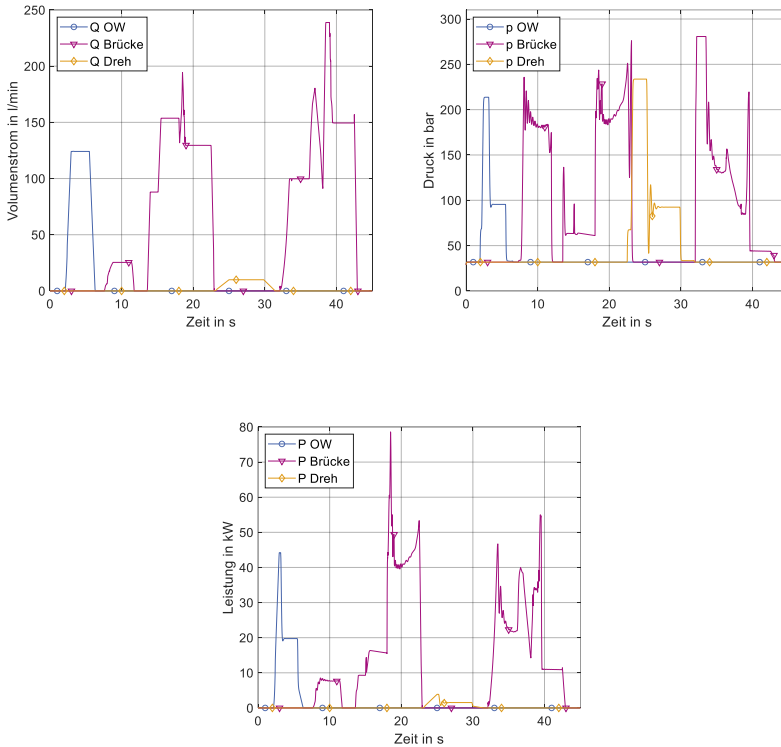


Abbildung 4.1: Pumpenvolumenstrom, Systemdruck und Leistung der drei Teilsimulationen

Das Anheben der Brückenhälfte in Teilsimulation 2 – Brücke, stellt den leistungsintensivsten Verbrauch mit in der Spitze von bis zu 54 kW während des gesamten Zyklus dar. Damit die Brücke innerhalb von 5 s vollständig einklappt, erfordert das Verfahren des Knickzylinders einen Volumenstrom von 130 l/min. Der Systemdruck steigt durch die Übersetzung der Linearbewegung in eine Kreisbewegung mithilfe eines Kniehebels während der Bewegung von 185 bar auf 250 bar. Die erkennbare Leistungsspitze von über 70 kW zum Zeitpunkt  $t = 18,5\text{s}$  zu Beginn des Klappvorgangs, lässt sich durch eine Erhöhung des Volumenstrombedarfs erklären. Die Bewegung des



Knickzylinders überschneidet sich mit den Bewegungen der Bein- und Teleskopzylinder.

Bei der anschließenden Drehung, Teilsimulation 3 – Dreh, spiegelt sich, wie beim Verfahren des Oberwagens, deutlich der Beschleunigungszeitraum im Systemdruck wider. Der Aktordruck wird durch ein DBV nach der Wegeventilstufe auf etwa 200 bar begrenzt. Der Drehmotor der Brücke benötigt den geringsten Leistungsbedarf im Bewegungszyklus, da die Drehung mit einem Volumenstrom von 10 l/min realisiert wird. Die maximal benötigte Leistung liegt unter 4 kW.

Zu Beginn des vierten Abschnitts ( $t = 32,5$  s) des Bewegungszyklus aus Kapitel 2.1, benötigt der Brückenknickzylinder den maximalen Systemdruck von 280 bar. Dies erklärt sich zum einen dadurch, dass die Übersetzung von Zylinderweg zu Brückenwinkel gegen Ende des Zylinderhubs über viermal größer wird als zu Beginn des Zylinderhubs. Somit erzeugen kleine Bewegungen des Zylinders große Bewegungen der Schwungmasse der Brücke ( $> 3$  t), wodurch hohe Trägheitskräfte entstehen. Zum anderen ist in der Ausklappbewegung die kleinere, stangenseitige Zylinderfläche des Knickzylinders als Wirkfläche aktiv, wodurch für dieselbe Stellkraft ein höherer Druck notwendig ist. Der Lastdruck am Knickzylinder sinkt auf unter 100 bar, sobald sich der kombinierte Schwerpunkt aus Brückenhälfte und Standbasis über den Kippunkt des Drehgelenks hinausbewegt. Der daraufhin vorherrschende Lastdruck ist auf die Drosselung der kolbenseitigen Hauptsteuerblende zum Tank zurückzuführen. Dieser Staudruck wurde bewusst gewählt, damit die Bewegung weiterhin aktiv gesteuert werden kann, obwohl aufgrund der Gewichtskraft eine vorausseilende Last am Knickzylinder anliegt.

Mit der schreitenden Fortbewegungsweise des Portalschreitwerks wird, bei einer Zykluszeit für einen Bewegungsablauf von  $t = 41$  s und einer Schrittweite von 6 m, eine Geschwindigkeit von 0,146 m/s bzw. 0,527 km/h erreicht.

## 4.2 Ermittlung des Energiebedarfs

Für die Bestimmung des Energiebedarfs eines Bewegungszyklus werden die Teilergebnisse miteinander kombiniert. Der gesamte Pumpenvolumenstrom ergibt sich dabei aus der Summe aller Volumenströme der Teilsimulationen:

$$Q_{kombiniert}(t) = Q_{OW}(t) + Q_{Dreh}(t) + Q_{Brückenzyklus}(t) \quad (4.1)$$

Für den Pumpendruck müssen die zeitlichen Überschneidungen der Systemdrücke berücksichtigt werden. Dies wird durch das Auswählen des maximalen Teilsystemdrucks ermöglicht, da dieser den theoretischen Systemdruck eines Gesamtsystems darstellt.

$$p_{kombiniert}(t) = \max(p_{Pumpe_{OW}}(t), p_{Pumpe_{Dreh}}(t), p_{Pumpe_{Brücke}}(t)) \quad (4.2)$$

Über die zeitliche Integration der resultierenden Leistungskurve für den kombinierten Bewegungszyklus ergibt sich die benötigte Energie.

$$E_{Zyklus} = \int_{t=0}^{t=end} p_{kombiniert}(t) \cdot Q_{kombiniert}(t) dt \quad (4.3)$$

Zur Überprüfung werden ebenso die notwendigen Energien der Teilsimulationen ermittelt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.1 aufgeführt. Wie erwartet ist die Superposition der Teilergebnisse zulässig, sodass zukünftige Auswertungen mit dieser Methode möglich sind.

Tabelle 4.1: Energiebedarf der Teilsimulationen und des kombinierten Zyklus

Verfahren des Oberwagens	21,79 Wh
Brücken- und Beinbewegung	148,83 Wh
Brückendrehung	3,45 Wh
Kombinierter Zyklus	174,07 Wh

### 4.3 Verbrauchsermittlung

Um die Simulationsergebnisse in Relation zu bestehenden Forstmaschinen setzen zu können, werden Kriterien benannt und ein Vergleichswert ermittelt. Gängiger Weise wird bei Forstmaschinen, wie Forwardern oder Harvestern, der Kraftstoffverbrauch auf die geerntete Holzmenge bezogen, siehe [5, 8, 17]. Da der Arbeitsprozess beim Portalschreitwerk aktuell nicht berücksichtigt wird, ist eine Abschätzung hinsichtlich der geernteten Holzmasse nicht möglich. In [15] wird der Kraftstoffverbrauch pro gefahrene Strecke [l/100 m] und dessen Abhängigkeit von der Fahrzeuggesamtmasse aufgezeigt. Eine Verbrauchsabhängigkeit von den Bodenbedingungen zeigt der Vergleich zwischen den Ergebnissen von [14] und [15]. Die Fähigkeiten des Fahrzeugführers, aber auch die Umgebungsbedingungen spielen beim Verbrauch ebenso eine Rolle [8]. Da das Portalschreitwerk in der Simulation keinen Fahrereinflüssen unterliegt und sich in einer idealen Umgebung bewegt, werden diese Faktoren hier nicht weiter berücksichtigt. Durch die beschriebenen Unterschiede ist kein direkter Vergleich zwischen Portalschreitwerk und gängigen Forstmaschinen möglich.

Um dennoch eine Einordnung zu ermöglichen, wird diejenige Energiemenge bestimmt, welche für eine Fortbewegung von 100 m benötigt wird. Das Portalschreitwerk erreicht eine Distanz von 102 m nach  $N = 17$  Schritten. Unter der Annahme, dass jeder Bewegungszyklus dieselbe Energie benötigt, ergibt sich mit  $E_{xm} = N \cdot E_{zyklus}$  eine Energiemenge von  $E_{102m} = 2,96$  kWh.

Auf Basis dieser Ergebnisse lässt sich unter der Annahme, dass ein Dieselmotor als Primärenergiewandler verwendet wird, der Kraftstoffverbrauch näherungsweise abschätzen. Hierzu werden folgende Annahmen getroffen:

- Gesamtwirkungsgrad Pumpe:  $\eta_{Pumpe} = 0,8 \dots 0,9$
- Durchschnittlicher Wirkungsgrad Dieselmotor:  $\eta_{VKM} = 0,43$
- Energieinhalt Diesel:  $E_{Diesel} = 9.7$  kWh/l

Der Dieserverbrauch für eine Fortbewegung von 100 m wird wie folgt abgeschätzt:

$$Verbrauch_{100\text{ m}} = \frac{E_{xm}}{\eta_{Pumpe} \cdot \eta_{VKM} \cdot E_{Diesel}} \cdot \frac{100}{x} \quad (4.4)$$

Mit diesen Annahmen und einem Energiebedarf von 2,96 kWh ergibt sich ein Dieserverbrauch von 0,77 ... 0,87 l/100 m für die schreitende Fortbewegung mit dem Portalschreitwerk.

Tabelle 4.2: Verbrauchswerte aus der Literatur [14, 15] für Forwarder und Portalschreitwerk

Maschinentyp	Gesamtmasse	Bodenverhältnisse	Verbrauch in l/100 m
Forwarder aus [15]	16-27 t	schlammig, hoher Radschlupf	0,66...0,69
Forwarder aus [14]	20 t	nahezu eben auf festem Waldboden	0,30...0,33
Portalschreitwerk	13,5 t	eben, auf Asphalt	0,77...0,87

In Tabelle 4.2 wird der ermittelte Verbrauch für das Portalschreitwerk mit Werten aus der Literatur [14,15] dargestellt. Der Verbrauch des Schreitwerks entspricht in etwa der Fahrt eines Forwarders mit einer Gesamtmasse von 16 ... 27 t auf schlammigem Untergrund mit hohem Radschlupf. Dadurch, dass beim Portalschreitwerk das Anheben der Füße vom Boden nur einen kleinen Anteil am Gesamtverbrauch hat und in [7] aufgezeigt wird, dass bei nassen Standorten nur geringe Kräfte benötigt werden, um einen Fuß aus dem Boden herauszuziehen, ist anzunehmen, dass der Verbrauch des Schreitwerks nahezu unabhängig von den Bodenverhältnissen ist.

## 5 Fazit

Erntearbeiten mit schweren Forstmaschinen schädigen Waldböden, indem die Böden verdichtet und aufgerissen werden [1]. Im Bereich der Forsttechnik sind bodenschonende, schreitende Maschinen für flache Bestände nie über den Prototypenstatus hinaus entwickelt worden [7,16]. Hierdurch fehlen belastbare Daten, mit denen sich der Energiebedarf oder die Waldbodenschädigung solcher Maschinen untersuchen lassen.

Dieser Beitrag stellt ein gekoppeltes Kinematik- und Hydrauliksimulationsmodell mit konzentrierten Parametern vor, welches zur Untersuchung des Energiebedarfs für den Bewegungsvorgang des Portalschreitwerks genutzt wurde. Es konnte gezeigt werden, dass der Bewegungsablauf mithilfe von Teilsimulationen abgebildet werden kann. Darüber hinaus kann das Simulationsmodell künftig zur Steuerungsentwicklung oder zur Untersuchung der Bodenschädigung sowie Kipp- und Reichweitengrenzen genutzt werden. Eine Erweiterung des Simulationsmodells durch ein Arbeitsgerät, bspw. einen Forstkran, ist ebenfalls denkbar.

Mit dem vorgestellten Simulationsmodell kann der Energiebedarf für das Schreiten von einer Entfernung von 102 m auf etwa 2,96 kWh bestimmt werden. Dies entspricht in etwa einem Kraftstoffverbrauch von 0,77 ... 0,87 l/ 100m, der in etwa vergleichbar ist mit der Fahrt eines Forwarders mit der Gesamtmasse von 16-27 t auf schlammigem Untergrund mit hohem Radschlupf [15]. Die Schreitgeschwindigkeit beträgt mit dem vorgeschlagenen Steuerungs- und damit Bewegungsablauf 0,146 m/s. Das Konzept verspricht eine Reduktion der Bodenschädigung sowie die Möglichkeit zur Nutzung von bisher nicht erschließbaren Gebieten.

## Danksagung

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses  
des Deutschen Bundestages



Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e.V.



Diese Arbeit wurde durch das Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft, durch die „Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e. V.“ im Forschungsprojekt „Portalschreitwerk“ (FNR Förderkennzeichen: 2220NR216B) unterstützt. Die Autoren bedanken sich für die Finanzierung und allen Projektpartnern, die sich an dem Projekt beteiligen.

## Literatur

- [1] Cambi, M.; Certini, G.; Neri, F. & Marchi, E. (2015). The impact of heavy traffic on forest soils: A review, *Forest Ecology and Management* 338, S.124-138
- [2] Christopher, E. A. & Visser, R. (2007). Methodology for evaluating post harvest erosion risk for the protection of water quality, *NZ Journal of Forestry*, S.20-25
- [3] Horn, R.; Vossbrink, J & Becker, S. (2004). Modern forestry vehicles and their impacts on soil physical properties, *Soil & Tillage Research* 79, S.207-219

- [4] FNR (2022). Verbundvorhaben: Portalschreitwerk als Fortbewegungsprinzip auf befahrungssensiblen Böden und zerklüfteten Untergründen; Teilvorhaben 2: Entwicklung der Steuerungsarchitektur - Akronym: Portalschreitwerk, <https://www.fnr.de/index.php?id=11150&fkz=2220NR216B>, abgerufen am: 25.08.2022
- [5] Haavikko, H.; Kärhä, K.; Poikela, A.; Korvenranta, M. & Palander, T. (2022). Fuel Consumption, Greenhouse Gas Emissions, and Energy Efficiency of Wood-Harvesting Operations: A Case Study of Stora Enso in Finland, *Croatian Journal of Forest Engineering*, 43-1, S.79-97
- [6] Kaiser, B. (2022). Bin im Wald – Mit einem Forstexperten durchs grüne Dickicht, Hirzel Verlag, ISBN 978-3-7776-3040-3 (Print), ISBN 978-3-7776-3136-3 (E-Book, epub)
- [7] Knobloch, C. (2017). Entwicklung und kombinierte Verwendung eines Portalharvesters und eines mobilen Seilkransystems in forstlichen Verfahren zur vollmechanisierten Holzernte auf befahrungssensiblen, ebenen Standorten, Dissertation, Dresden
- [8] Lijewski, P.; Merkisz, J.; Fuć, P.; Ziołkowski, A.; Rymaniak, L. & Kusiak, W. (2016). Fuel consumption and exhaust emissions in the process of mechanized timber extraction and transport, *European Journal of Forest Research*, 136, S.153-160
- [9] Marthaler, F. (2021). Zukunftsorientierte Produktentwicklung – Eine Systematik zur Ableitung von generationsübergreifenden Zielsystemen zukünftiger Produktgenerationen durch strategische Vorausschau, Dissertation, Karlsruhe. Herausgeber: Albers, A.; Matthiesen, S.: Forschungsberichte / IPEK, Institut für Produktentwicklung am KIT: Systeme, Methoden, Prozesse; 137
- [10] Mathworks (2022). Simscape Multibody. <https://www.mathworks.com/products/simscape-multibody.html>, abgerufen am: 24.08.2022

- [11] Mathworks (2022). Spatial Contact Force – Model contact between two geometries.  
[https://www.mathworks.com/help/phymod/sm/ref/spatialcontactforce.html?s\\_tid=srchtitle\\_spatial%20contact%20force\\_1](https://www.mathworks.com/help/phymod/sm/ref/spatialcontactforce.html?s_tid=srchtitle_spatial%20contact%20force_1), abgerufen am: 24.08.2022
- [12] Mathworks (2022). Simscape Fluids.  
[https://www.mathworks.com/products/simscape-fluids.html?s\\_tid=srchtitle\\_fluids\\_1](https://www.mathworks.com/products/simscape-fluids.html?s_tid=srchtitle_fluids_1), abgerufen am: 24.08.2022
- [13] Mathworks, (2022). Translational Friction.  
[https://www.mathworks.com/help/phymod/simscape/ref/translationalfriction.html?s\\_tid=srchtitle\\_Translational%20Friction\\_1](https://www.mathworks.com/help/phymod/simscape/ref/translationalfriction.html?s_tid=srchtitle_Translational%20Friction_1), abgerufen am: 24.08.2022
- [14] Nordfjell, T.; Athanassiadis, D. & Talbot, B. (2003). Fuel Consumption In Forwarders, International Journal of Forest Engineering 14:2, S.11-20
- [15] Pandur, Z.; Šušnjar, M.; Bačić, M.; Đuka, A.; Lepoglavec, K. & Nevečerel, H. (2019). Fuel consumption comparison of two forwarders in lowland forests of pedunculate oak, iForest - Biogeosciences and Forestry, 12-1, S.125-131
- [16] Pressebox (2011). John Deere spendet dem Finnischen Gorstmuseum LUSTO einen Plusjack Walking Harvester.  
<https://www.pressebox.de/inaktiv/nuhn-gmbh-co-kg/John-Deere-spendet-dem-Finnischen-Gorstmuseum-LUSTO-einen-Plusjack-Walking-Harvester/boxid/406603>, abgerufen am: 17.08.22
- [17] Spinelli, R.; Magagnotti, N.; Pari, L. & De Francesco, F. (2015). A comparison of tractor-trailer units and high-speed forwarders used in Alpine forestry, Scandinavian Journal of Forest Research, 30:5, S.470-477, DOI: 10.1080/02827581.2015.1012113



- [18] Statistisches Bundesamt (Destatis) (2021). Bauen und Wohnen - Baugenehmigungen von Wohn- und Nichtwohngebäuden nach überwiegend verwendetem Baustoff Lange Reihen z. T. ab 1980, Art.Nr. 5311107217004
  
- [19] Völker, L. (2011). Untersuchung des Kommunikationsintervalls bei der gekoppelten Simulation, Dissertation, Karlsruhe. Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 6, KIT Scientific Publishing, 2011.
  
- [20] Williamson, J. R. & Neilsen, W.A. (2000). The influence of forest site on rate and extent of soil compaction and profile disturbance of skid trails during ground-based harvesting, Canadian Journal of Forest Research 30, S.1196-1205