

Integratives Konzept für ein Flurförderzeug-Hubgerüst mit elektrischen Antrieben

Integrative concept for a lift mast of industrial trucks with electric drives

Tobias Müller
Thorsten Schmidt

Professur für Technische Logistik
Institut für Technische Logistik und Arbeitssysteme
Technische Universität Dresden

Im Rahmen eines vorwettbewerblichen Forschungsvorhabens wird ein Konzept für ein Flurförderzeug-Hubgerüst erarbeitet, das nur aus wenigen Verschleißteilen besteht und ausschließlich mit elektrischen Komponenten angetrieben wird. Im Senkbetrieb soll eine Energierückgewinnung stattfinden. Hierfür ist eine neue Herangehensweise in der Gestaltung der Hubgerüstprofile erforderlich. Das Hubgerüst soll rein elektrisch betrieben werden, möglichst wenige Bauteile sowie eine kompakte Bauform aufweisen. Weiterhin soll es einen teleskopierbaren Hub von ca. zwei Metern mit einer Tonne Nutzmasse realisieren können. Aus dem Konzept geht eine Vorzugsvariante hervor, die in einem Simulationsmodell dargestellt ist und mit der eine theoretische Energiebetrachtung durchgeführt wird.

[Schlüsselwörter: Hubgerüst, Flurförderzeug, Schubkette, Rekuperation]

As part of a pre-competitive research project, a concept for an industrial truck lift mast is being developed that consists of only a few wear parts and is powered exclusively by electrical components. An energy recovery takes place in the lowering mode. This requires a new approach in the design of lift frame profiles. The lift mast should be operated purely electrically, consist of few components and have a compact design. Furthermore, it should be able to produce a telescopic stroke of approx. two metres with a payload of one tonne. A preferred variant resulted from different concepts, which is shown in a simulation model and which is used for a theoretical energy analysis.

[Keywords: lift mast, industrial truck, push chain, energy recovery]

1 EINLEITUNG

In aktuellen Hubgerüsten dominieren hydraulische Antriebe, die alle Hub-, Senk- und Seitenschubvorgänge sowie vorwiegend auch Neigebewegungen realisieren.

Hydrauliksysteme sind bewährt, robust und kompakt. Des Weiteren bietet die Hydraulik eine bisher unerreichbare Leistungsdichte. Nachteilig an Hydrauliksystemen sind die notwendigen Wartungsintervalle sowie die wenig effiziente Energierückgewinnung der potentiellen Energie bei den Senkvorgängen aufgrund der mehrfachen Energieumwandlung. Aktuelle elektrische Systeme besitzen eine deutlich effizientere Energierückgewinnung und besseren Wirkungsgrad bei deutlich wartungsfreundlicherem Betrieb. Zwar besitzen viele Flurförderzeuge einen elektrischen Fahrtrieb, ein rein elektrischer Betrieb des Hubgerüsts ist bislang nicht bekannt. Auch Anbaugeräte werden zunehmend elektrifiziert, z. B. die elektrische Zinkenverstellung von Kaup. Ansätze, um Hubgerüste auch elektrisch anzusteuern, liefern beispielsweise die Patente DE1020008022487A1 [Pat01] und US2514563A [Pat02], in dem die beiden nicht teleskopierbaren Mastarme als Gewindespindel ausgebildet sind. Eine Rekuperation auf diese Weise ist aber nicht möglich. Des Weiteren gibt es rein mechanische Betriebsvarianten, die aber überwiegend handgeführt und nicht teleskopierbar sind, siehe DE2403181A1 [Pat03].

In diesem Beitrag werden Konzepte für ein elektrisches Hubgerüst vorgestellt. Die Vorzugsvariante aus den Konzepten wird in einem Simulationsmodell abgebildet und einer theoretischen Energiebetrachtung gegenübergestellt.

2 KONZEPTANALYSE

Hubgerüste bestehen aus den wesentlichen Komponenten Antrieb, Hubrahmen und Zugmittel, die es in unterschiedlichen Ausführungen gibt. In hydraulisch betriebenen Hubgerüsten übernehmen kompakte Stellglieder die Steuerung für das Hubgerüst. Die Hydraulikpumpe als Antrieb sorgt für den notwendigen Hydraulikdruck, Ventile steuern die Bewegung des Hubgerüsts und übernehmen auch die Lasthaltefunktion sowie eine Sicherung bei Leckage gegen unkontrolliertes Absenken. Das Konzept des Elektrohubgerüsts hat die Eliminierung der Hydraulik zum

Ziel, sodass die Funktionen hydraulischer Komponenten durch elektrische und mechanische Bauelemente übernommen werden. Das hat Auswirkung auf die Hubgerüstgestaltung, insbesondere die Gestaltung der Hubrahmen, Lasthaltungsfunktion sowie des Antriebskonzepts, welche sich gegenseitig beeinflussen. Das Ziel der Gestaltung ist möglichst alle Bauteile im Hubrahmeninnern zum Schutz vor Fremdeingriff und Umwelteinflüssen zu integrieren.

2.1 SICHERHEITSBETRACHTUNG

Hubgerüste dienen ausschließlich zum Transport von Gütern und unterliegt dadurch nicht den einschlägigen Sicherheitsrestriktionen der Personenbeförderung. In der Personenbeförderung, beispielsweise im Aufzugsbereich nach [DIN01], werden Fangvorrichtungen zur Absturzsicherung des Fahrkorbes gefordert. Des Weiteren sind die Betriebsbremsen sowie die Zugmittel redundant ausgeführt. Alle diese Anforderungen sind für das Hubgerüst nicht relevant, auch Puffer oder Dämpfer sind nicht zwingend vorgesehen. In konventionellen Hubgerüsten werden die Zugmittel, z. B. Rollen- oder Fleyerketten, mit einem ausreichend großen Sicherheitsfaktor dimensioniert. Für Hydraulikaktuatoren, die im Hubvorgang eingebunden sind, besteht die Forderung, dass sie im Leckagefall den Senkvorgang auf 0,6 m/s begrenzen müssen [DIN02], um ein unkontrolliertes Absenken zu verhindern. Für den Bruch von Hydraulikleitungen, Ketten oder anderen Bauteilen gibt es auch in derzeitigen Flurförderzeugen keine redundanten Sicherheitsmaßnahmen. Sie unterliegen geregelten Wartungsintervallen.

2.2 HUBRAHMENAUSWAHL

Hubrahmen existieren in verschiedenen Profilstrukturen sowie Konstruktionen mit unterschiedlichen Eigenschaften, insbesondere bezüglich der Teleskopgestaltung. Aktuelle Hubgerüste besitzen einen feststehenden, äußeren Hubrahmen (Standmast), an dem sich ein innerer, beweglicher abstützt (Fahrmast). Beide Hubrahmen sind in der Regel aus Stahl und tragen so zu einer hohen Eigenmasse an einer Stelle des Flurförderzeugs bei, bei der es sich nachteilig auf den Betrieb des Flurförderzeugs auswirkt. Leichtbaulösungen in Form alternativer Werkstoffe wurden in Flurförderzeugen bisher nicht umgesetzt. Lediglich die Zukunftsstudie cubeXX der Still GmbH besitzt ein Hubgerüst aus CFK-Bestandteilen. Einen weiteren Ansatz für eine Leichtbaulösung mit CFK-Modulen liefert DE102009039218A1 [Pat04]. Im Forschungsprojekt wird der Ansatz verfolgt, dass sich ein äußerer, beweglicher Hubrahmen an einem feststehenden, inneren abstützt. Der äußere Hubrahmen weist dadurch ein größeres Profil als der innere auf – größere Profile besitzen eine größere Steifigkeit und können somit leichter ausgeführt werden. Abbildung 1 zeigt den beschriebenen Ansatz mit einem Beispielquerschnitt. Die Hohlräume zwischen den Hubrahmen könnten für Bremsen, Kabel, Sensoren oder die Hubrah-

menführung genutzt werden, während das Hubrahmeninnere für die mechanischen Bauteile sowie Zugmittel zur Verfügung steht.

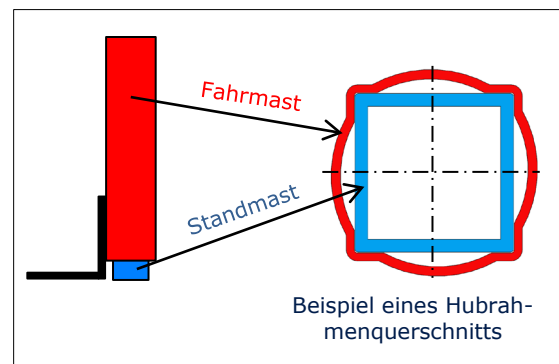


Abbildung 1. Ansatz für das Hubgerüstkonzept mit exemplarischem Querschnitt

Die Gestaltung des Hubgerüsts zielt zunächst auf eine Einmast-Bauweise. Die Ergebnisse können auf eine Zweimast-Bauweise, wie sie in Flurförderzeugen üblich ist, übertragen werden. Weitere Beispiele nach genanntem Ansatz für die Hubrahmengestaltung sind in Abbildung 2 zu sehen.

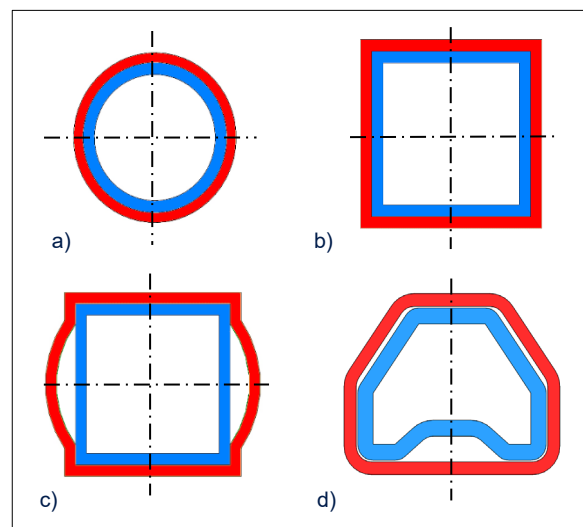


Abbildung 2. weitere Beispiele für Hubrahmenquerschnitte

Abbildung 2 a) zeigt Rohrprofile für den Hubrahmenquerschnitt, die aber in der Einmast-Bauweise gegen eine Verdrehung der Hubrahmen zueinander gesichert werden müssen. Abbildung 2 b) stellt das eckige Pendant zum voran genannten Profil dar, das beispielsweise in Teleskoparmen von Radladern oder Kranen zu finden ist. Die Profile c) und d) weisen erneut Zwischenräume auf, die für Elemente der Sicherung und Führung der Hubrahmen sowie zum Mitführen von Kabeln und Sensoren dienen könnten. Sie besitzen aber einen wesentlich größeren Fertigungsaufwand bei verminderter Kompaktheit, was die

Sichtverhältnisse mehr einschränkt. Aus diesen Überlegungen heraus ist das Profil aus Abbildung 2 b) zu favorisieren.

2.3 DAS HALTEN DER LAST

Beim Halten der Nutzmasse und die Masse der Rahmen besteht zunächst die Frage der Wirkungsweise der Bremsfunktion. Folgende Möglichkeiten der Bremsgestaltung existieren: Schließbremse, Lösebremse, Betriebsbremse ohne oder mit Redundanz. Eine Schließbremse schließt bei Betätigung, eine Lösebremse verhält sich konträr zur Schließbremse. Eine Betriebsbremse lässt eine Störung zu, bei der aber keine gravierenden Folgen auftreten. Beispielsweise schließt die Federkraftbremse bei Stromausfall und durch die ausreichend dimensionierten Federpakete wird die Nutzmasse problemlos gehalten und ein Lastabsturz verhindert. Bei einer zusätzlichen Redundanz wird eine Störung zugelassen, ohne die Funktion der Bremse zu beeinflussen, wie es beispielsweise in Zweikreis-Federkraftbremsen der Fall ist. Für den Einsatz des elektrischen Hubgerüsts in kleinen Gabelstaplern sowie Hochhubwagen dominieren die Haltefunktionen des Gabelträgers. Ein angehobener Gabelträger wird beispielsweise zur ergonomischen Verladung von Gütern sowie auch während des Transportvorgangs angewendet, siehe Abbildung 3. Daher sind für diese Zwecke die Haltefunktion durch die stromlosen Federpakete der Betriebsbremse die energetisch effizienteste Lösung. Eine Redundanz der Betriebsbremse wird für den Gütertransport nicht gefordert und daher nicht in Betracht gezogen.



Abbildung 3. häufige Anwendungsfälle zum Halten der Last im Betrieb mit Flurförderzeugen

2.3.1 LASTHALTEFUNKTION AM ANTRIEBSMOTOR

Das Halten der Masse der teleskopierbaren Komponenten des Hubgerüsts kann auf unterschiedliche Weise erfolgen. Bekannt aus dem Aufzugsbau sind elektromechanische Federkraftbremsen, die direkt am Aufzugsmotor die Last abbremsen. Diese Möglichkeit könnte beim Elektrohubgerüst ebenso auf der verlängerten Antriebswelle des Elektromotors realisiert werden, wodurch ein kleineres Drehmoment abgebremst werden müsste, was die Dimensionierung verringert. Das Schema hierzu siehe Abbildung 4.

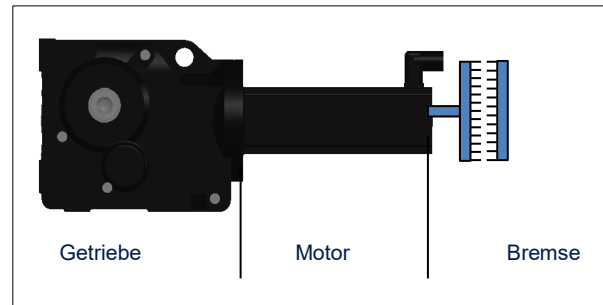


Abbildung 4. Federkraftbremse auf der verlängerten Antriebswelle des Elektromotors

Nachteilig bei dieser Anordnung ist das Lasthalten über den Antriebsstrang des Hubgerüsts. Im Falle eines Zugmittelrisses oder eines Getriebschadens würde die Bremse funktionslos werden.

Eine andere Anwendung der Federkraftbremse in direkter Bremswirkung auf gesonderte Schienen der Hubrahmen bewirken eine sehr große Dimensionierung der Bremsen, was das Ziel eines kompakten Hubgerüsts verfehlen würde. Pneumatische Bremsen weisen eine wesentlich kompaktere Bauform als elektromechanische Bremsen gleicher Leistung auf. Pneumatische Glieder stellen aber ein zusätzliches Medium im Hubgerüst dar, das einen erneuten Aufwand erfordert. Darum werden diese nicht näher in Betracht gezogen.

2.3.2 LASTHALTEFUNKTION DURCH KOLBENBREMSEN

Eine weitere Variante für eine elektromagnetische Lasthaltefunktion ist die Kolbenbremse. Diese Bauart würde nicht das Zugmittel sichern, sondern direkt den äußeren Hubrahmen. Die Kolbenstange ist mit dem äußeren Hubrahmen verbunden, die Federkraftbremse mit dem inneren, siehe Abbildung 5.

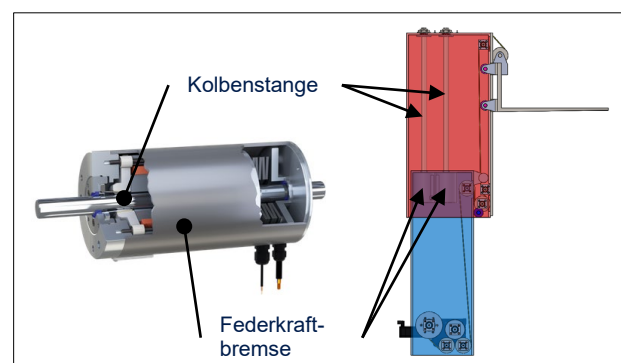


Abbildung 5. Kolbenstangenbremse am Beispiel eines CAD-Modells

Eine Sicherung des Gabelträgers wäre auf diese Weise nicht gegeben, sodass eine weitere Lasthaltefunktion erforderlich ist. Kolbenbremsen erzielen zwar größere Bremskräfte als die bereits beschriebenen Federspeicherbremsen,

dennoch sind mehrere Kolbenbremsen für die zu erwartende Haltekraft notwendig.

2.3.3 LASTHALTEFUNKTION DURCH FORMSCHLUSS

Aufgrund der hohen Abmessungen der elektromechanischen Bremsen wird nach einer alternativen Bremslösung gesucht. Diese kann beispielsweise im Formschluss durch Sägezahn sowie exzentrisch gelagerte Ritzel sein. Abbildung 6 zeigt exemplarisch den Formschluss zwischen einer am inneren Hubrahmen befindlichen Bremschiene mit Zahnstange und einem am äußeren Hubrahmen angebrachten Gegenstück. Diese Lasthaltefunktion kann auch am Gabelträger angewandt werden. Die Ansteuerung erfolgt durch sogenannte Hubmagnete. Abbildung 7 zeigt eine ähnliche Lasthaltefunktion, bei der der Formschluss durch einen Exzenter, angesteuert durch Drehmagnete, mit der Zahnstange realisiert wird.

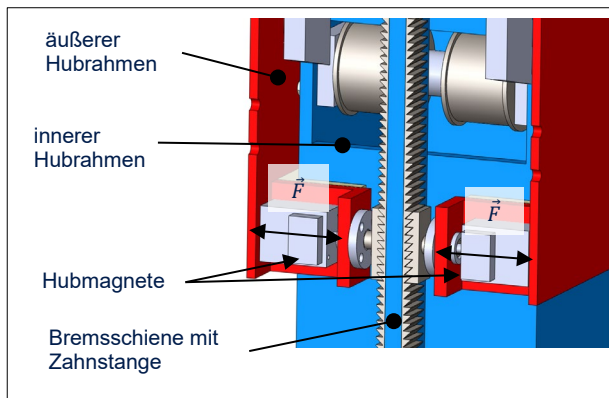


Abbildung 6. Lasthaltefunktion durch Sägezahn-Verzahnung, angesteuert durch Hubmagnete

Vorteile dieser Art der Lasthaltefunktion sind der geringe Leistungsbedarf zur Ansteuerung sowie eine Sicherung unabhängig vom Zugmittel. Im dargestellten Fall würde die Last auch bei Stromausfall gehalten werden, weil die Federkraft permanent den Formschluss sichert. Nachteilig sind der abrupte Stoppvorgang, der mit einer geringen Positionsverschiebung einhergeht, weil die passende Verzahnung ggf. nicht sofort gefunden wird bzw. der Exzenter durch die Drehung einen Weg zum Aktivieren des Formschlusses benötigt. Des Weiteren ist zum Lösen der Lasthaltefunktion ein Anheben des Hubrahmens unvermeidbar.

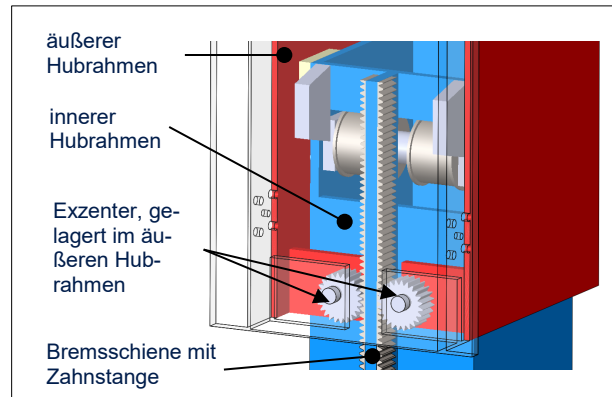


Abbildung 7. Lasthaltefunktion durch Exzenter, angesteuert durch Drehmagnete

Bei der Sägezahn-Verzahnung liegt die bewegte Masse des Hubgerüsts auf den einzelnen Zahnflanken auf und die bewusst klein dimensionierten Hubmagnete würden die Reibung zwischen den Zahnflanken der Sägezahn-Verzahnung ohne Anheben nicht gelöst bekommen. Im Anwendungsfall des Exzenter müsste der Exzenter aus der Verzahnung herausgedreht werden, wofür ein Anheben des Hubgerüsts ebenfalls notwendig ist. Die Positioniergenauigkeit ist für Hubgerüste signifikant wichtig, sodass eine Anwendung im Betrieb nicht ohne Weiteres realisierbar wäre, als Konzeptstudie für ein möglichst energieeffizientes Hubgerüst aber durchaus denkbar.

2.3.4 LASTHALTEFUNKTION DURCH VERKLEMMEN DES ZUGMITTELS

Eine weitere alternative Möglichkeit der Lasthaltefunktion ist das Verklemmen des Zugmittels, wie es beispielsweise aus der Windentechnik bekannt ist. Zwei symmetrisch angeordnete Keile stützen sich an einer Fixierung ab, inmitten läuft das Zugmittel, Schema siehe Abbildung 8. Je größer dabei die Kraft des Zugmittels ist, desto größer wird die Anpresskraft der Keile auf das Zugmittel. Die Ansteuerung erfolgt je Keil durch einen Linearantrieb. Linearantriebe übertragen hohe Zug- und Druckkräfte, die zum Lösen des Keils aus der Lasthaltefunktion erforderlich sind. Vorteil bei dieser Lasthaltefunktion ist die einfache Gestaltung im Hubrahmeninnern. Nachteilig sind die erforderlichen Linearantriebe, die nicht nur einen hohen Leistungsbedarf erfordern, sondern deren Ansteuerung langsamer als bei Hubantrieben ist. Des Weiteren unterliegt das Zugmittel durch den direkten Kontakt mit den Keilen und der damit verbundenen Pressung sowie Relativbewegung einem hohen Verschleiß.

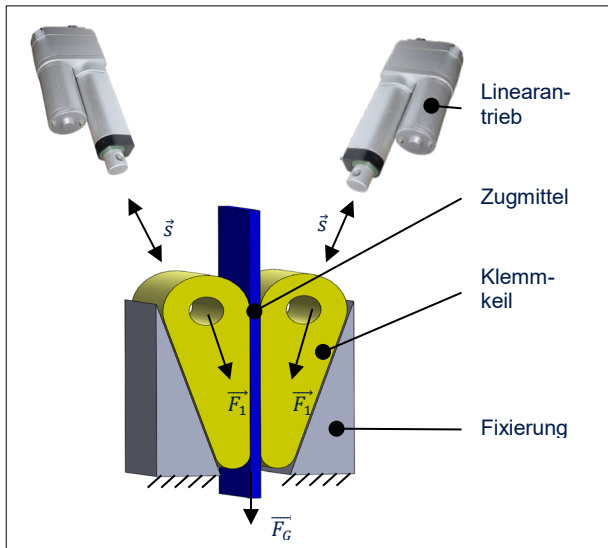

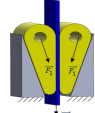
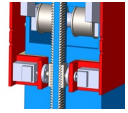
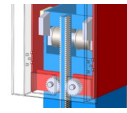
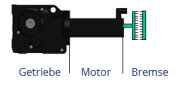


Abbildung 8. Lasthaltefunktion durch über Linearantriebe angesteuerte Klemmkeile am Zugmittel

2.3.5 BEWERTUNG DER LASTHALTEFUNKTION

Die Bewertung der Lasthaltefunktion erfolgt durch eine gewichtete Punktbewertung nach [DIN03]. Als höchste Priorität ist der Leistungsbedarf für die Ansteuerung der Lasthaltefunktion zu nennen, der so gering wie möglich sein soll. Des Weiteren nehmen praxistaugliche Parameter, wie die Handhabung und die Positioniergenauigkeit, weitere wichtige Stellenwerte ein. Die Sicherung des Zugmittels hat die niedrigste Priorität, weil dies für den Gütertransport nicht gefordert ist. Aus diesen Betrachtungen heraus erzielt die Federkraftbremse auf der verlängerten Antriebswelle die meisten Punkte und wird für das Hubgerüstkonzept ausgewählt. Das Ergebnis der Bewertung ist in Tabelle 1 zu sehen.

Tabelle 1. Bewertung der Lasthaltekonzepte

						
Leistung zur Ansteuerung d. Bremse		4 x 126 W	4 x 30 W	4 x 7 W	2 x 30 W	1 x 85 W
Masse d. Bremse		4 x 26.000 g	4 x 1300 g	4 x 85 g	2 x 85 g	1 x 30.000 g
Wichtung	Kriterien	Kolbenstangenbremse	Verklemmen des Zugmittels	Bremsen durch Formschluss mittels Sägezahn	Bremsen durch Formschluss mittels Exzenter	Federkraftbremse am E-Motor
0,65	kompakte Bauweise	1	4	3	3	4
0,29	Eigenmasse	1	4	5	5	3
0,47	Reaktionsgeschwindigkeit	5	2	4	4	5
0,71	Positioniergenauigkeit	5	2	2	1	5
0,88	Handhabung im Betrieb	5	1	3	2	5
0,47	konstruktiver Aufwand	3	5	3	3	5
0,06	Sicherung bei Zugmittelbruch	5	1	5	5	1
0,18	Verschleiß Zugmittel	5	1	5	5	3
1,00	Leistung	1	3	5	4	4
Summe		14,8	12,6	16,9	14,4	20,7

2.4 ZUGMITTELBETRACHTUNG

Für die vertikale Bewegung des Hubgerüsts können verschiedene Zugmittel eingesetzt werden. Beispielsweise werden Zahnriemen aufgrund ihres wartungsfreien Betriebs, ihrer hohen Zugfestigkeit bei geringer Masse und ihrer langen Lebensdauer bereits erfolgreich in Hubantrieben von Regalbediengeräten eingesetzt [Pat05, Nag08, Per09] und stellen für die Kettentriebe eine brauchbare Alternative dar. Der Wirkungsgrad beider Hülltriebe ist nahezu gleich und liegt zwischen 0,95 und 0,98 [Hag13,

Nag08]. Ähnliche Wirkungsgrade erreichen auch Seiltriebe. Seile und Zahnriemen erfordern für eine lange Betriebsdauer größere Durchmesser als Ketten oder Flachriemen. Riemen sind allgemein wartungsärmer, da Ketten oder Seile regelmäßig nachgeschmiert werden müssen. Des Weiteren sind auch Getriebelösungen durch Gelenkwellen oder Zahnstangen denkbar. Bekannt aus der Bühnentechnik sind auch Schubketten oder Faltspindeln, auch unter dem Namen Spiralift gebräuchlich, als Varianten möglich, siehe Abbildung 9.

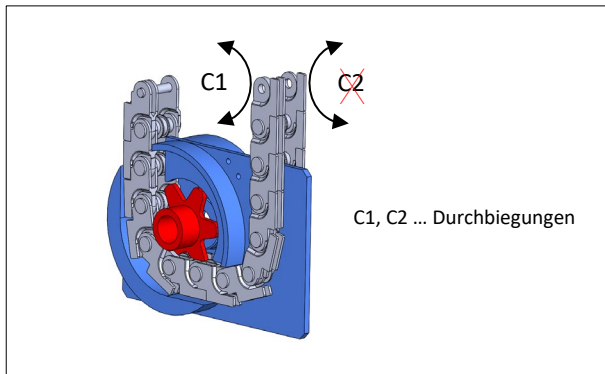


Abbildung 9. Prinzipien der a) Faltspindel [Hor19] und der b) Schubkette

Bei Faltspindeln wird die Spindel als Rohr aus einem horizontalen und vertikalen Spiralband gebildet. Beide Bänder sind im gesenkten Zustand wie eine Spiralfeder in einem Paket zusammengeschoben und werden im Hubvorgang formschlüssig und schraubenförmig zu einer Säule verbunden. Die Schubkette besteht aus blockförmigen Gliedern die formschlüssig ineinandergreifen und sich so zu einer Hubsäule aufrichtet. Diese Hubsäule ist nur in eine Richtung biegsam, siehe Abbildung 9 b) mit Durchbiegung C1. Die Durchbiegung C2 ist aufgrund des Kettengliederprofils nicht möglich. Schubketten und Faltspindeln konkurrieren im Bereich der Bühnentechnik, da sie ähnliche Hubgeschwindigkeiten aufweisen [Grö15]. Zum Verschleißverhalten zwischen beiden Hubmechanismen gibt es derzeit keine Vergleiche. Aus der Gestaltung der Faltspindeln geht hervor, dass bei einsetzendem Verschleiß der Formschluss zwischen den Bändern abnimmt und die Gefahr besteht, dass die Nutzmasse plötzlich abstürzt. Des Weiteren muss für die Funktionsfähigkeit der Faltspindel immer eine Mindestdruckkraft vorhanden sein, da ansonsten der Formschluss zwischen den horizontalen und vertikalen Bändern verloren geht [Grö15]. Diese Mindestdruckkraft kann im Betrieb von Flurförderzeugen nicht garantiert werden, da der Gabelträger mit den Gabeln beim Einlagern auch aufliegen bzw. das Hubgerüst auch leicht anheben kann. Daher werden Faltspindeln als Alternative für das Hubgerüstkonzept nicht weiter betrachtet. Schubketten hingegen können Zug- und Druckkräfte aufnehmen und bilden stets ein formschlüssiges Gebilde, wodurch die Nutzmasse auch bei Verschleiß sicher gehalten werden kann. Theoretisch ist auch ein Scherenhub im Hubrahmeninnern denkbar. Allerdings wäre hierfür ein sehr großer Platzbedarf notwendig, sodass auch diese Variante nicht weiterverfolgt wird. Die Verwendung des Zugmittels ist abhängig vom Antriebskonzept, das nachfolgend vorgestellt wird.

2.5 ANTRIEBSKONZEPTE

Die Gestaltung der Antriebskonzepte ist abhängig vom gewählten Zugmittel und dem Hubrahmenprofil. Nicht jede Variante eignet sich für einen Freihub, der von Flurförderzeugen angewendet werden gewünscht wird.

2.5.1 ANTRIEBSKONZEPT MIT GETRIEBEN

In Abbildung 10 ist ein Antriebskonzept mit Getrieben zur Kraftübertragung dargestellt. Es besteht aus Rohrprofilen, in deren Innenräume eine Gelenkwelle mit anschließenden Getrieben verläuft. Über ein Kegelradgetriebe wird das Motormoment auf eine Gelenkwelle übertragen, danach wird es an ein Differentialgetriebe weitergeleitet. Aufgrund der Eigenschaft von Differentialgetrieben können die Abtriebe unterschiedlich geschaltet werden, sodass durch eine entsprechende Regelung des Getriebes ein Freihub möglich ist. Das Differentialgetriebe verteilt bis zur ersten Hubstufe das übertragbare Moment ausschließlich auf die Welle zum Wickelspeicher, sodass durch das Zugmittel nur der Gabelträger bewegt wird. Nach der zweiten Hubstufe wird der Abtrieb des Differenzials zusätzlich auf das Ritzel für die Zahnstange verteilt. Dabei wird der äußere Hubrahmen bewegt, während der Abtriebsstrang zum Gabelträger weiterhin belastet wird. Die Rutschkupplung gleicht überhöhte Zugkräfte für den Gabelträger aus und hält diesen unter Spannung, da sich der Weg dieses Zugmittels während der Bewegung des äußeren Hubrahmens ändert. Im Senkbetrieb muss das Zugmittel für den Gabelträger durch z. B. Bremsen am Wickelspeicher weiterhin unter Spannung gehalten werden.

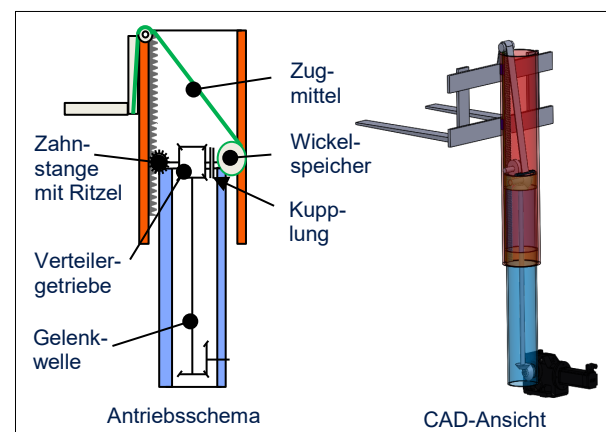


Abbildung 10. Antriebskonzept mit Getrieben und Gelenkwelle (nicht maßstabsgetreu)

Würde dieses Antriebskonzept ohne Freihub betrachtet werden, so ist ihr Aufbau wesentlich einfacher, da ein einfaches Kegelradgetriebe genügt und die Kupplung sowie der Wickelspeicher entfallen. Über die Bewegung des äußeren Hubrahmens würde der Gabelträger, durch das am inneren Hubrahmen fixierte Zugmittel, gleichzeitig mitbewegt werden. Der runde Querschnitt der Profile verspricht eine hohe Steifigkeit, allerdings ist die Montage von z. B. Wellen oder Lagern an unebenen Flächen schwierig. Die Freihubvariante ist komplex in der Steuerung und benötigt durch das Differentialgetriebe mit Kupplung und Wickelspeicher einen großen Platzbedarf bei hoher Masse im oberen Bereich des inneren Hubrahmens, was ungünstig für die Standsicherheit ist.

2.5.2 ANTRIEBSKONZEPT MIT EINER LOSEN ROLLE

Abbildung 11 zeigt ein Antriebskonzept, bei der das Zugmittel eines Wickelspeichers eine lose Rolle bewegt und somit über weitere Zugmittel Hubrahmen und Gabelträger gleichzeitig verschiebt. Das Zugmittel der losen Rolle ist jeweils an den unteren Enden des äußeren Hubrahmens befestigt und stützt sich am inneren Hubrahmen ab. Die lose Rolle halbiert nicht nur die Zugmittelbelastung, sondern gleicht mögliche Verspannungen, die durch die Belastung am Gabelträger entstehen können, aus, sodass der äußere Hubrahmen stets synchron angehoben wird. Die Fixierung des Zugmittels für den Gabelträger am inneren Hubrahmen sorgt dafür, dass äußerer Hubrahmen und Gabelträger gleichzeitig ausfahren. Ein Freihub ist mit dieser Variante nicht möglich. Dafür besitzt diese Variante einen einfachen Aufbau mit sehr wenigen Bauteilen. Der Wickelspeicher sorgt durch das Aufwickeln des Zugmittels für eine veränderliche Geschwindigkeit des Zugmittels, die durch eine entsprechende Motorsteuerung kompensiert werden muss. Allerdings ist gerade bei Verwendung einer losen Rolle die aufzuwickelnde Länge für den Wickelspeicher sehr groß. Eine große Durchmesservariation im Wickelspeicher hat ein variierendes Motormoment zur Folge. Dementsprechend groß müsste der Antriebsmotor dimensioniert werden.

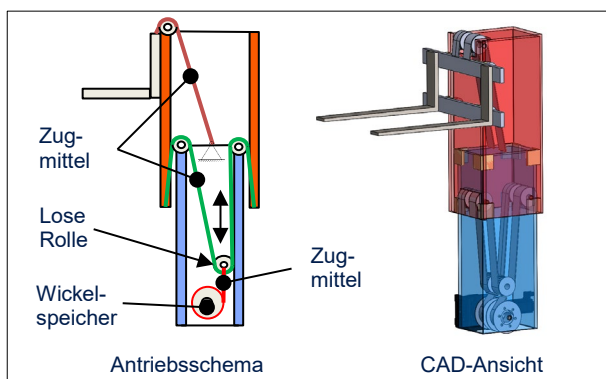


Abbildung 11. Antriebskonzept mit loser Rolle (nicht maßstabsgetreu)

2.5.3 ANTRIEBSKONZEPT MIT OMEGA-ANTRIEB

Das in Abbildung 12 dargestellte Antriebskonzept löst das Problem des variierenden Motordrehmoments durch einen Omega-Antrieb. Nicht nur die beiden Zahnriemenenden sind mit dem Schlitten verbunden, sondern auch der äußere Hubrahmen. Durch den Antrieb des Zahnriemens gleitet der Schlitten am inneren Hubrahmen vorbei und bewegt den äußeren Hubrahmen. Der Gabelträger ist wie im vorangegangenen Antriebskonzept befestigt und bewegt sich gleichzeitig mit dem äußeren Hubrahmen. Ein Freihub ist auch mit diesem Antriebskonzept nicht möglich. Dieses Antriebskonzept ist etwas komplexer als die lose Rolle, besitzt aber durch den Omega-Antrieb einen wartungsarmen Antrieb bei stets gleichem Drehmoment. Die Umlenkrollen

sind bei Verwendung des Zahnriemens aber größer, als beim Flachriemen, sodass dieses Antriebskonzept von den Abmessungen etwas größer ausfällt.

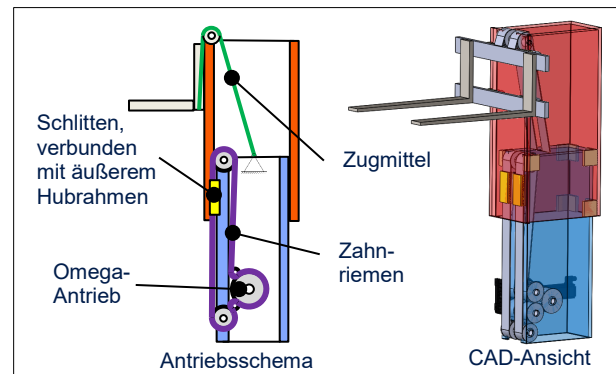


Abbildung 12. Antriebskonzept mit Omega-Antrieb (nicht maßstabsgetreu)

2.5.4 ANTRIEBSKONZEPT MIT EINEM ENDLICHEN ZUGMITTEL

Abbildung 13 zeigt ein Antriebskonzept mit einem endlichen Zugmittel, vorzugsweise Flachriemen, das sich an den jeweiligen Hubrahmen abstützt.

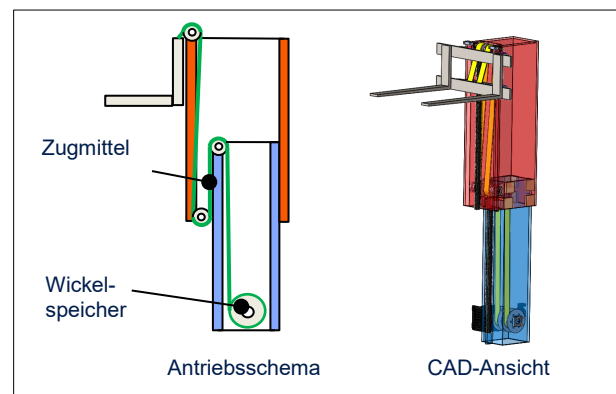


Abbildung 13. Antriebskonzept mit einem endlichen Zugmittel (nicht maßstabsgetreu)

Dieses Konzept existiert bereits in der Offenlegungsschrift DE 2403181 [Pat06]. Eine praxisnahe Umsetzung ist nicht bekannt. Der Ansatz sieht einen Freihub vor, indem zunächst der Gabelträger und dann der äußere Hubwagen mit Gabelträger bewegt wird. Allerdings ist diese Funktion nur dann erfüllt, wenn die Nutzmasse mit Gabelträger kleiner als die Masse des äußeren Hubwagens ist. Dadurch, dass es in diesem System nur ein Zugmittel gibt, das sich an den Hubrahmen abstützt, strebt das System zum Massenausgleich zwischen Gabelträger und äußerem Hubrahmen, wie Abbildung 14 schematisch beschreibt.

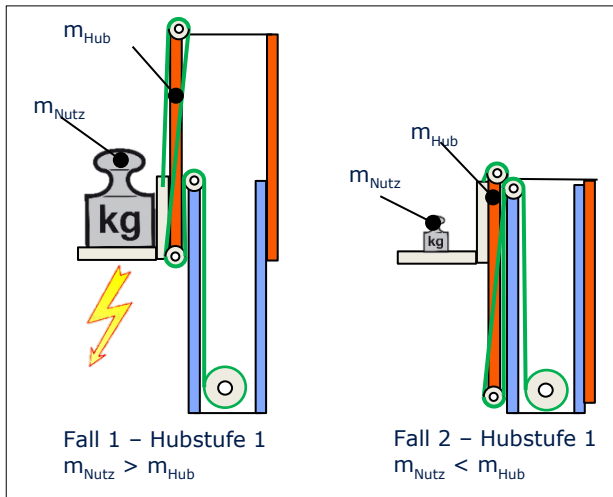


Abbildung 14. Problem des Massenausgleichs bei unterschiedlichen Nutzmassen

Für den Fall, dass die Masse aus Gabelträger und Nutzmasse größer ist als das Gewicht des äußeren Hubrahmens, wie ihn Fall 1 darstellt, würde in der ersten Hubstufe der Gabelträger gemeinsam mit dem äußeren Hubrahmen ausfahren. In der umgekehrten Variante, wie sie Fall 2 darstellt, ist ein Freihub möglich. Im realen Betrieb kann aber nicht zwischen leichter und schwerer Masse unterschieden werden, sondern das Hubgerüst muss stets zuverlässig ausfahren. Das ist in dieser Variante nicht gegeben, zumal das Arbeiten in niedrigen Räumen für den Fall 1 unmöglich bzw. sogar gefährlich ist. Allerdings bietet diese Variante Lösungsansätze. Ein Lösungsansatz ist die Gestaltung einer losen Rolle am Gabelträger, wie ihn Fall 3 in Abbildung 14 darstellt. Die Gefahr des Massenausgleichs wird dadurch um den Faktor zwei vermindert, indem der Freihub bei doppelter Nutzmasse gegenüber der Masse des äußeren Hubrahmens gewährt wird. Die Gefahr des Massenausgleichs ist aber nicht gebannt. Im zweiten Lösungsansatz kann der Massenausgleich durch ein wechselseitiges Arretieren von Hubrahmen und Gabelträger verhindert werden, schematisch dargestellt in Abbildung 15.

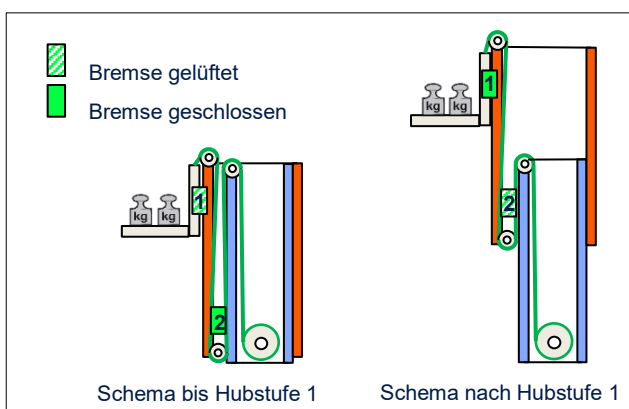


Abbildung 15. Verhinderung des Massenausgleichs durch Arretierung von Hubrahmen und Gabelträger

Beim Anheben bis zur ersten Hubstufe ist die Arretierung 2 zwischen den Hubrahmen aktiv. Beim Überschreiten der ersten Hubstufe muss zunächst die Arretierung 1 zwischen Gabelträger und äußerem Hubrahmen geschlossen werden, dann erst darf die Arretierung 2 gelüftet werden, da sonst die Gefahr des Massenausgleichs besteht. Beim Senkbetrieb von der zweiten Hubstufe in die erste muss zunächst die Arretierung 2 geschlossen werden, dann erst kann die Arretierung 1 gelüftet werden. Die Beschreibung zeigt, dass zwischen dem Wechsel der Hubstufen der Betrieb kurz unterbrochen werden muss, was zu Verzögerungen führt. Die Arretierung könnte ähnlich der Lasthaltefunktion nach der Abbildung 6 durchgeführt werden. Die Verzahnung müsste dabei viereckige ausgeführt sein, weil die Belastungen auf die Verzahnung beidseitig wirken, einerseits hervorgerufen durch die Nutzmasse und andererseits durch den Massenausgleich. Nachteilig an dieser Arretierung ist, dass dafür zusätzlicher Abstand sowohl zwischen den Hubrahmen als auch zwischen äußerem Hubrahmen und Gabelträger erforderlich ist. Hinzu kommt bei diesem Antriebskonzept, dass zwischen den Hubrahmen das Zugmittel verläuft, wodurch das Hubgerüst insgesamt ca. 25 % länger wird. Dieser Abstand, der auch eine Hebelwirkung darstellt, muss aufwändig geführt werden. Weiterhin besteht die Gefahr, dass die berührenden Zahnflanken von Profilschiene und Gegenstück beim Lasthalten oder beim Massenausgleich zu großer Reibung im Lösevorgang führt. Dadurch werden starke Linearantriebe notwendig, die einen großen Leistungsbedarf und auch Eigengewicht erfordern, das stets mit angehoben werden muss.

2.5.5 ANTRIEBSKONZEPT MIT SCHUBKETTE

Eine weitere Variante für ein elektrisches Antriebskonzept zeigt Abbildung 16 mit einer Schubkette. Die Schubketten in Hubmasten sind bereits in EP3106421B1 [Pat06] und DE102012100356A1 [Pat07] veröffentlicht, wobei die zuletzt genannte Offenlegungsschrift sich direkt auf ein Flurförderzeug bezieht, aber in der Praxis bisher nicht umgesetzt wurde. Die Schubkette wird über ein Ritzel angetrieben und ist an einem Ende mit dem Gabelträger befestigt. Dadurch wird zunächst der Gabelträger verschoben und ein Freihub realisiert. Der äußere Hubrahmen ist auf der Seite des Gabelträgers, bis auf den Anschlag, geschlitzt, sodass dieser darin hindurchgeführt werden kann. Beim Übergang von der ersten in die zweite Hubstufe fährt der Gabelträger gegen den Anschlag des äußeren Hubrahmens und teleskopiert diesen. Im Hubrahmeninnern erfolgt die Speicherung der Schubkette. Durch die Befestigung des anderen Endes der Schubkette mit dem inneren Hubrahmen stapelt sie sich in diesem auf und wird erneut umgelenkt.

Die Schubkette wird bis zur Höhe des inneren Hubrahmens zusätzlich durch ein Blech geführt. Im teleskopierten Zustand wird die Kette durch den äußeren Hubrahmen geführt. Dadurch, dass die Schubkette nur in Richtung der Gabeln ausknicken kann, ist eine Führung zum Hubrahmeninnern nicht notwendig.

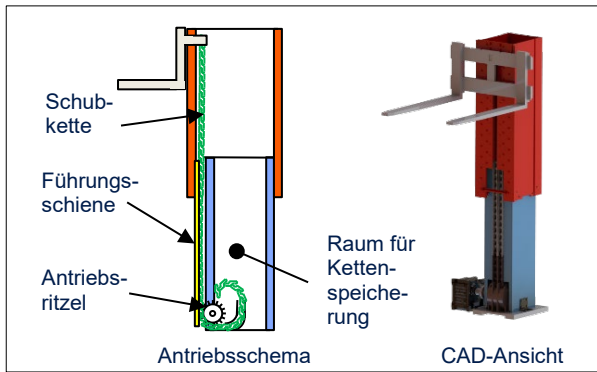


Abbildung 16. Antriebskonzept mit Schubkette (nicht maßstabgetreu)

Das Funktionsprinzip dieses Antriebskonzepts ist ähnlich wie bei hydraulisch betriebenen Hubgerüsten. Es besitzt einen Freihub bei einem relativ einfachen Aufbau mit einer geringen Anzahl an Baugruppen und einem geringen Platzbedarf. Nachteilig ist die Wartung, weil die Ketten regelmäßig geschmiert werden müssen, sowie der geringere

Wirkungsgrad gegenüber den anderen Antriebskonzepten. In [Ser19] ist ein Wirkungsgrad von 0,8 bis 0,9 benannt, in [Wol19] wird er in Verbindung mit einer Speicherung in Magazinen von 0,65 angegeben.

2.5.6 BEWERTUNG DER ANTRIEBSKONZEPTE

Die Bewertung der einzelnen Antriebskonzepte ist analog dem Verfahren der Lasthaltefunktion. Aus einer Anforderungsmatrix werden die einzelnen Anforderungen miteinander verglichen, welche die Wichtung ergeben. Als besonders wichtige Anforderungen gelten der Freihub, die zu erwartenden Abmessungen des äußeren Hubrahmens sowie die Komplexität des gesamten Antriebskonzepts. Die abschätzbare Eigenmasse, das konstante Antriebsmoment sowie die Wartung der verwendeten Zugmittel werden als weniger wichtig angesehen. Auf Grundlage dieser Wichtung und durch die Bewertung der einzelnen Konzepte entsteht eine Bewertungsmatrix, bei der das Antriebskonzept mit Schubkette favorisiert wird, siehe Tabelle 2.

Tabelle 2. Bewertung der Antriebskonzepte

	Kriterien	Konzept 1	Konzept 2	Konzept 3	Konzept 4	Konzept 5
		Getriebe	Lose Rolle	Omega-Antrieb	endlicher Riemen	Schubkette
	vorl. Querschnitt äußerer Hubrahmen	ca. \varnothing 400 mm	ca. 370 mm x 500 mm	ca. 500 mm x 600 mm	ca. 378 mm x 670 mm	ca. 340 mm x 504 mm
Wichtung						
0,867	Abmessungen	3	5	1	2	5
1,000	Freihub	5	1	1	5	5
0,200	konstantes Antriebsmoment	1	1	5	5	5
0,400	Wartung	2	5	5	3	2
0,667	Komplexität	2	5	3	1	5
0,067	abschätzbare Eigenmasse	2	5	3	3	2
0,667	Teileanzahl	2	4	3	1	5
0,400	Wirkungsgrad Zugmittel	3	4	5	5	2
	Summe	11,2	13,3	8,8	10,5	17,5

2.6 GESTALTUNG DER VORZUGSVARIANTE

Die Hubrahmen der Vorzugsvariante sind in der Form der Schubfeldträgerbauweise gestaltet. Der Standmast ist durch ein U-Profil geschlossen. Das Innere des Standmasts dient zur Kettenspeicherung. Die Schubkette ist in der Ausführung einer Doppelschubkette und besitzt seitlich Rollen. Diese Rollen werden in der Aussparung des Standmasts durch das U-Profil geführt. Durch entsprechende Stege, die am Fahrmast sowie am Standmast angebracht sind, erfolgt die Führung der Schubkette auf die Rollen der Gelenkbolzen. Somit ist auch eine Kettenführung im ausgefahrenen

Zustand gewährleistet, die ein Ausknicken der Schubkette im Betrieb verhindert. Seitlich und gegenüber dem Gabelträger werden die Hubrahmen durch Gleitsteine aus Kunststoff voneinander getrennt. Im Bereich des Gabelträgers sind die Hubrahmen zueinander rollengelagert. Der Gabelträger ist vertikal durch Stützrollen sowie seitlich am Fahrmast durch Kombirollen geführt. Im oberen Bereich des Fahrarms befindet sich der Anschlag, bei dem ein Verbindungsstück sowie Teile vom Gabelträger beim Ausfahren stoßen. Im unteren Bereich ist der Fahrmast durch ein T-Profil geschlossen. Abbildung 17 zeigt einen Seitenschnitt

der Vorzugsvariante mit gespeicherter Schubkette. Abbildung 18 stellt die Vorzugsvariante in der Draufsicht dar. Als Antrieb dient ein Permanent-Servomotor mit Getriebe. Diese Motorbauform vereint Leistung und Abmessung optimal miteinander. Zudem sind Getriebemotoren nicht nur kostengünstiger und leichter als getriebelose, sondern auch flexibler montierbar, was die Einbaulage des Motors zum Hubgerüst vereinfacht.

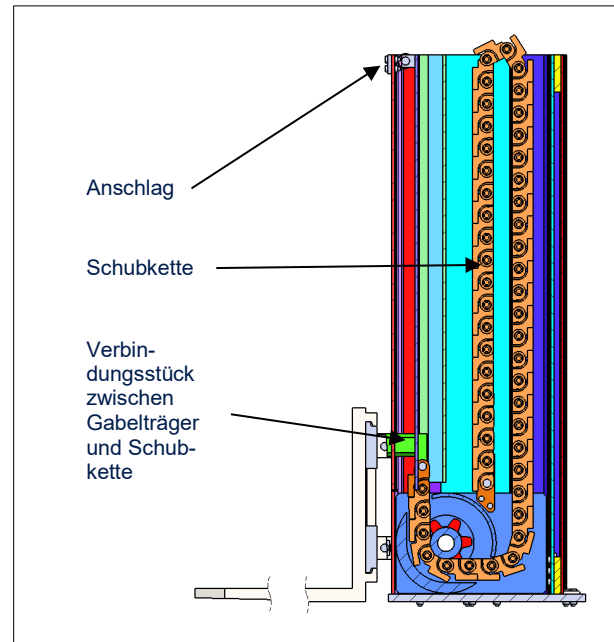


Abbildung 17. Vorzugsvariante im gesenkten Zustand im Seitenschnitt

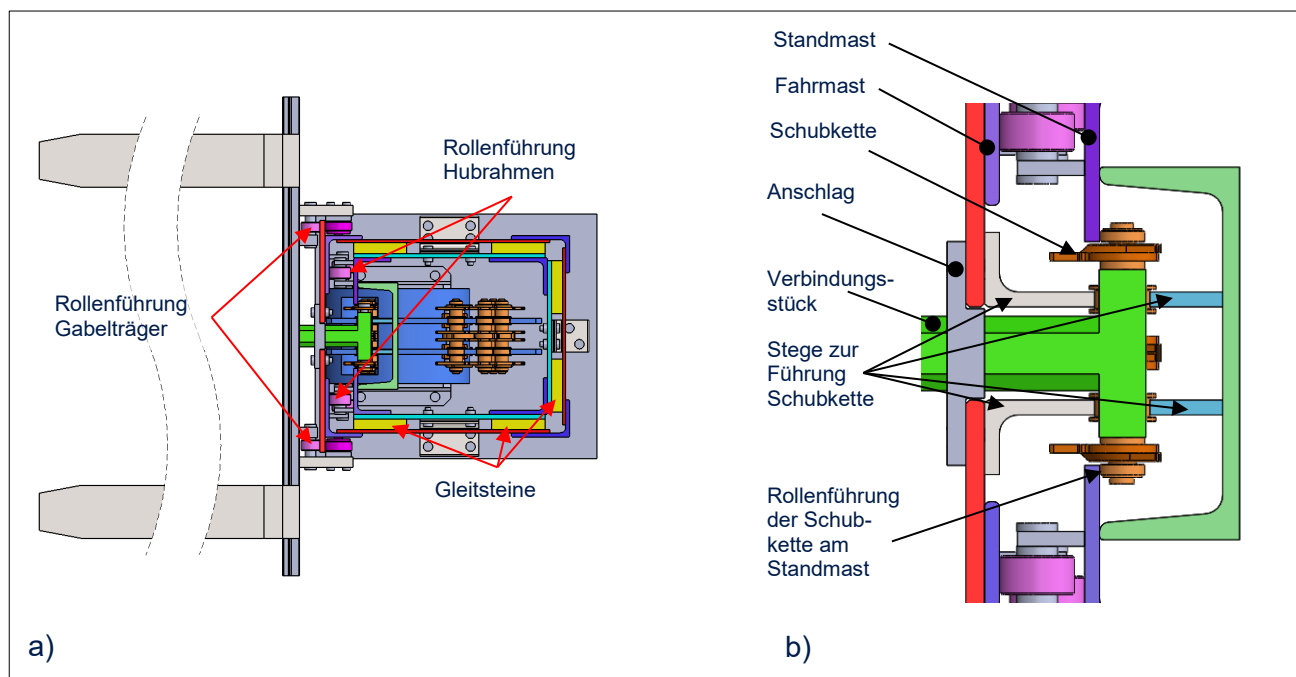


Abbildung 18. Vorzugsvariante in der Draufsicht: a) Übersicht b) Verbindungsstück mit Führung der Schubkette

3 DYNAMISCHE SIMULATION

Für die Fertigung des Hubgerüsts existiert ein detailliertes CAD-Modell. Dieses Modell wurde für die Simulation erheblich vereinfacht, um Rechenzeit und Aufwand einzusparen, z. B. Verschraubungen wurden modifiziert o-

der ausgelassen. Die Schubfeldträgerbauweise wurde zusammengefasst und auch der Gabelträger wurde aus einem Bauteil ersetzt. Die Schubkette ist in der Simulation nicht betrachtet worden, weil ihr dynamischer Einfluss gering gegenüber dem enormen Modellierungsaufwand ist.

Die dynamische Simulation wurde mit Inventor Professional 2019 durchgeführt. Dabei werden alle Elemente

als Starrkörper aufgefasst. Die Simulation beinhaltet folgende Baugruppen: äußerer und innerer Hubrahmen, Grundplatte, Gabelträger und Stützrollen. Die Hubrahmen beinhalten die Gleitsteine, die Grundplatte die Befestigung für den Standmast, der Gabelträger das Verbindungsstück und die Stützrollen die Befestigung an den Rahmen. Das Modell ist in Abbildung 19 schematisch dargestellt.

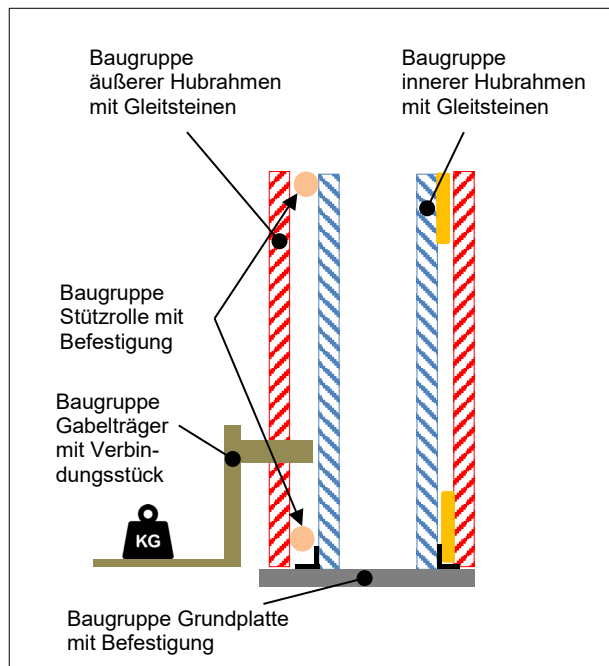


Abbildung 19. Schematische Darstellung des Simulationsmodells

Die Nutzmasse beträgt 1000 kg, die Hub- bzw. Senkgeschwindigkeit 300 mm/s. Der Reibwert zwischen Stahlwerkstoffen für die Rollreibung wird in [Dec18] mit 0,1 angegeben. Im Kontakt mit den Gleitsteinen wird ein Reibwert ebenfalls von 0,1 angenommen, weil die Gleitflächen zwischen dem Stahl und dem Werkstoff POM für die Gleitsteine geschmiert ist. Ansonsten würde nach [Lic19] die Gleitreibung für die Paarung Stahl-POM zwischen 0,3 und 0,4 liegen. Die Dämpfung für die Gelenke wird mit 10 N*s/mm angenommen, weil bei kleineren Dämpfungswerten der Fahrmast auf dem Verbindungsstück des Gabelträgers beim Anheben mit hohen Amplituden springt, was physikalisch nicht erklärbar ist. Abbildung 20 stellt einen Hubvorgang dar. Darin ist der Stoß, der beim Übergang der Hubstufen entsteht, zu sehen. Der Stoß verursacht, trotz der Dämpfung, das 2,5-fache der zu hebenden Nutzmasse. Im Verlauf ist zu sehen, dass nach der zweiten Hubstufe die Belastung, aufgrund des zusätzlichen Gewichts durch den Fahrmast, höher ist. Die Bewegungslasten für den Zeitpunkt der maximalen Belastung werden in eine Finite-Elemente-Analyse übertragen, um die Verformung der Hubrahmen sowie des Verbindungsstückes zu ermitteln, siehe Abbildungen 21 bis 23. Die Hubrahmen sind aufgrund von Bohrungen oder Aussparungen für die Antriebswelle nicht

symmetrisch aufgebaut. Des Weiteren wurde bei der Analyse von einer asymmetrischen Belastung der Gabelzinken ausgegangen (7000 N und 3000 N), um bewusst von keiner idealen Belastung auszugehen. Demnach werden auch un-symmetrische Spannungen erwartet.

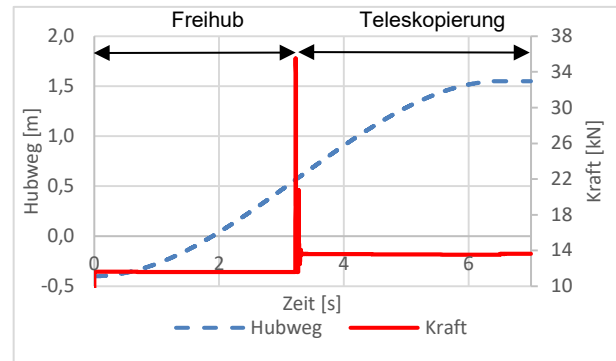


Abbildung 20. Stoßbelastung in der Hubbewegung beim Übergang zwischen den Hubstufen

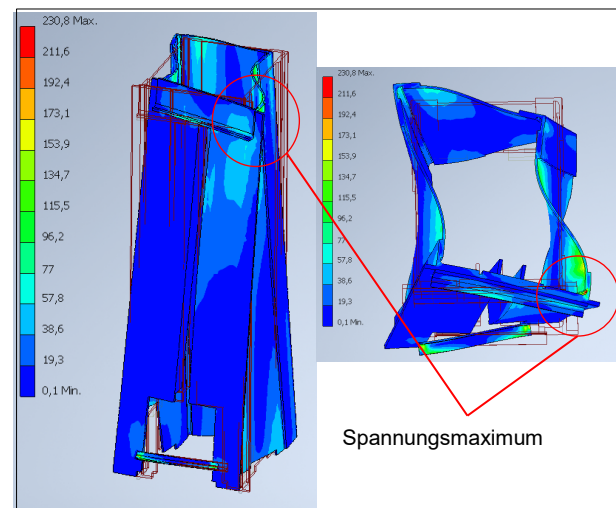


Abbildung 21. Spannungen für den Fahrmast beim Übergang der Hubstufe (vergrößerter Verzerrungszustand)

Der Fahrmast wird um seine Längsachse verdreht und im oberen Bereich eines Schubfeldträgers am stärksten beansprucht. Durch den geschlitzten Fahrmast wird dieser versucht sich aufzuspalten, was aber das L-Profil oben und unten das T-Profil unten am Mast verhindern. Im Querschnitt, siehe Abbildung 21 (rechts) ist zu sehen, dass der Fahrmast an den Seiten nach innen beult. Der Standmast wird an den Seiten im oberen Bereich ebenfalls nach innen gebeult, im Bereich des Gabelträgers stark verwunden. An einem Schubfeldträger, der zur Führung der Schubkette dient, wird der Standmast am stärksten beansprucht. Die Spannungen belaufen sich in allen Fällen unterhalb der Streckgrenze, sodass keine Gefahr für das Hubgerüst besteht. Nur in dem T-Profil, siehe Abbildung 23, sind die Spannungen wesentlich höher, die aber durch eine Instabi-

lität des Netzes an einer spitzen Kerbe hervorgerufen werden. Alle anderen Bereiche weisen unkritische Spannungen auf.

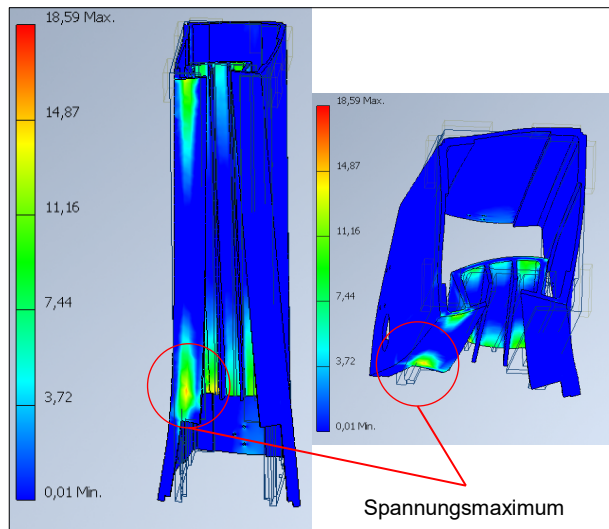


Abbildung 22. Spannungen für den Standmast beim Übergang der Hubstufe (vergrößerter Verzerrungszustand)

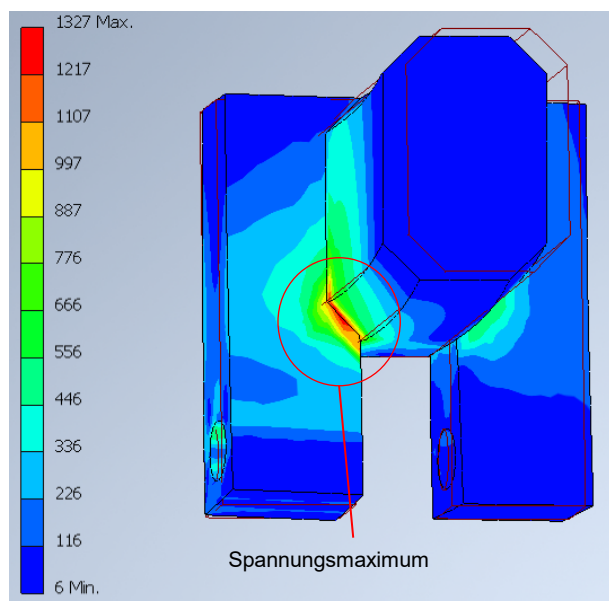


Abbildung 23. Spannungen für das Verbindungsstück beim Übergang der Hubstufe (vergrößerter Verzerrungszustand)

Das T-Profil erzielt beim Umlenken der Kraftwirkungslinien – von horizontal auf vertikal – seine größte Beanspruchung. Spannungsvermindernd wirken Radien oder Fasen, die homogenere Übergänge zu den Kraftwirkungslinien ermöglichen. Diese wurden entsprechend den Konstruktionsunterlagen angepasst. Im ausgefahrenen Zustand überlappen die Hubrahmen um 500 mm. Dabei wird die geschlitzte Gestaltung des Fahrmastrs besonders beansprucht, weshalb an dem unteren Querblech die maximale Spannung auftritt, siehe Abbildung 24. Die Spannungen

sind insgesamt niedriger, als beim Stoß, auch die Verwindungen sind nicht so groß. Gleiches gilt für den Standmast, siehe Abbildung 25.

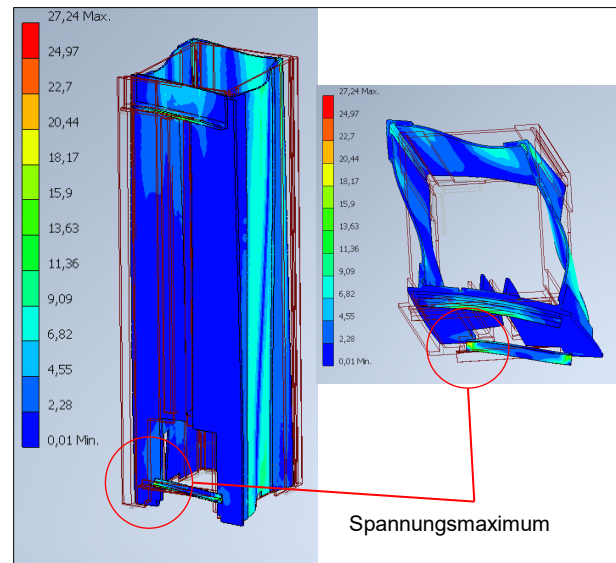


Abbildung 24. Spannungen für den ausgefahrenen Fahrmast (vergrößerter Verzerrungszustand)

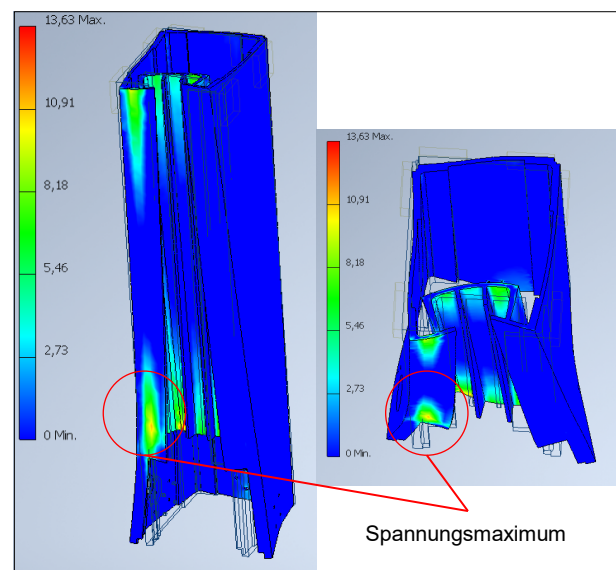


Abbildung 25. Spannungen für den Standmast im ausgefahrenen Zustand des Hubgerüsts (vergrößerter Verzerrungszustand)

Mithilfe der dynamischen Simulation wurden auch Not-Stopp-Situationen untersucht. Dabei senkt sich der Gabelträger mit Fahrmast mit 300 mm/s und wird kurz vor der zweiten Hubstufe abrupt gestoppt. Dieser Impuls ist in Abbildung 24 bei ca. 2,5 Sekunden zu sehen, der das 2,8-fache der üblichen Beanspruchung bewirkt. Demnach ist die Beanspruchung der Not-Stopp-Situation in etwa vergleichbar mit dem Stoß beim Übergang der Hubstufe. In der Praxis beschreibt dieser Sachverhalt beispielsweise die Betätigung des Not-Aus Schalters oder einen Stromausfall.

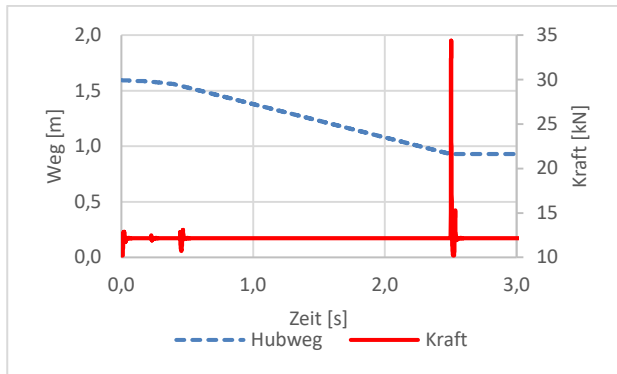


Abbildung 26. Not-Stop-Situation mit dem teleskopierten Hubgerüst

4 ENERGIEEFFIZIENZBETRACHTUNG

4.1 REKUPERATION IN FLURFÖRDERZEUGEN

In Anbetracht der stetig wachsenden Energiekosten [Sta18], dem Ziel einer klimagerechten Energiepolitik und dem zunehmenden Wettbewerb unter den Flurförderzeugherstellern ist die Forschung nach einem effizienten Flurförderzeug von großer Bedeutung. Insbesondere die Energierückgewinnung steigert die Energieeffizienz eines Systems. [Min13b] zeigt einen Vergleich des Batteriebetriebs mit und ohne Energierückgewinnung. Dabei wurde analysiert, dass das Speichern der Rückgewinnungsenergie während des Absenkens der Nutzlast den Batterie-Entladungsgrad verringert, was die Möglichkeit bietet, die Größe der Batterie kleiner zu dimensionieren oder die Lebensdauer der Batterie bei gleicher Größe zu verlängern. Bisher wurde die Rekuperation nur an elektro-hydraulischen Hubgerüsten durchgeführt, indem beim Senken der Nutzlast die hydraulische Pumpe als Motor und die Elektromaschine als Generator verwendet wurde [Gro14]. Weitere Möglichkeiten der Rekuperation in hydraulischen Anlagen ist die Speicherung des Mediums in Druckspeichern. Die Idee, potenzielle Energie zur Rekuperation zu nutzen, wurde in der Praxis längst umgesetzt sowie in einigen Publikationen diskutiert: in Aufzügen [Yan07], in Baggern [Lin10, Yoo09], in Kranen [Lia01] und in Gabelstaplern [And05, Ryd05]. [Min13a] weist die Rekuperation in Form des Nutzsenkens anhand eines hydraulisch betriebenen Gabelstaplers, der zweifach teleskopierbar ist, nach. Anstelle einer herkömmlichen Ventilsteuerung wird das Hubsystem direkt mit einem elektrischen Servomotor und einer Hydraulikpumpe gesteuert, die bei einer möglichen Energierückgewinnung auch als Hydraulikmotor arbeiten kann. Die Messergebnisse zeigen, dass ca. 14 % der Gesamtmasse benötigt werden, um die hydraulischen Systemverluste zu überwinden, bevor die Energierückgewinnung beginnen kann. Der Grad der Rekuperation ist neben der Nutzlast auch von der Senkgeschwindigkeit und der elektrohydraulischen Energiewandlung abhängig [Sin11]. In einer weiterführenden Studie zeigt [Min13b], dass die

Menge der Rekuperationsenergie in etwa direkt proportional zur Nutzlast und in etwa umgekehrt proportional zur Gabelgeschwindigkeit und zur Geschwindigkeit des Permanentmagnet-Synchronmotor ist. In [Min14] konnte die Energierückgewinnung beim Nutzsenken auf 40 % gesteigert werden, was einer Verbesserung von 16 % gegenüber herkömmlichen Hydrauliksystemen ist. Dieses Ergebnis wurde durch die Verbesserung der Pumpe, des Elektromotors und des Energiespeichers unter optimaler Viskosität des Öls erreicht.

4.2 THEORETISCHE ENERGIEEFFIZIENZBETRACHTUNG BEIM ELEKTRISCHEN HUBGERÜST-PRÜFSTAND

Beim geplanten elektrisch betriebenen Hubgerüst gibt es nur elektrisch-mechanische Komponenten, wodurch eine elektrisch-hydraulische Energiewandlung entfällt. Für den Prüfstand gibt es prinzipiell vier Möglichkeiten um die gewonnene Energie abzuführen:

- in das örtliche Stromnetz,
- in eine Batterie, vorzugsweise einer FFZ-Batterie,
- in einen Kondensator oder
- durch Wärmeumwandlung in einen Bremswiderstand.

Ziel des Prüfstandskonzeptes ist es, auch die Rekuperation so real wie möglich abzubilden. Dabei liegt es nahe, eine Flurförderzeug-Batterie als Energiespeicher zu wählen. Ihre Handhabung im Rekuperationsprozess gestaltet sich aufgrund ihrer Spezifikationen, z. B. CAN-Bus-Codes, kompliziert. Deshalb wird auf eine Systemlösung von SEW zurückgegriffen, welche die Speicherung der Energie von dem Generator über einen Wandler in einen Kondensator vorsieht.

Durch diese Verbraucher entstehen kleine Verluste, die aber in Bezug zu den mechanischen Verlusten, z. B. im Getriebemotor, der Gleitreibung durch die Gleitelemente zwischen den Hubrahmen, der Rollreibung durch die Stütz- und Kombirollen zwischen den Hubrahmen und dem Gabelträger, vernachlässigbar sind. Die größte Schwachstelle in der Energieeffizienz Betrachtung ist die Schubkette, insbesondere ihre Speicherung, da sie die meisten Reibkontakte liefert. Die theoretische Betrachtung für den Hubvorgang sieht eine Berechnung der potentiellen Energie vor, bei der sich die Massen je Hubstufe unterscheiden mit

$$E_{pot,Hub} = \sum_{i=1}^n E_{pot,i} = \sum_{i=1}^n m_i \cdot g \cdot h_i \quad (1)$$

i, n : Summationsindex

m_i : vertikal bewegte Masse

g : Gravitationskonstante

h_i : Laufvariable in Abhängigkeit der Höhe

Im Senkvorgang werden zur Gleichung (1) noch die Wirkungsgrade der einzelnen elektromechanischen Komponenten hinzugezogen. Diese sind

$$\eta_{Getriebemotor} = 0,85 \text{ [SEW19]}$$

$$\eta_{Schubkette} = 0,65 \text{ [Wol19]}$$

$$\eta_{Gleitstein} = 0,9$$

$$\eta_{Rollenführung} = 0,9 \text{ [Dec18]}$$

Der Wirkungsgrad für die Gleitsteine ergibt sich aus der Überlegung heraus, dass die Kontaktfläche zwischen den Gleitsteinen und den Hubrahmen mit einem leichten Schmierfilm versehen ist. Ansonsten läge dieser Wert bei 0,7 [Lic19]. Alle Einzelwirkungsgrade ergeben im Produkt 0,447. Wird von einer Nutzmasse von 1000 kg und der Masse des Fahrmasts von 250 kg ausgegangen, ergibt sich eine aufzuwendende Energie für den Standardhubmast von 22,1 kJ und einer rekuperierten Energie von rund -10 kJ. In einer Studie wurde dieser Fahrmast gewichtsoptimiert mit einer Reduzierung der Eigenmasse um 87,7 kg. Die aufzuwendende als auch rekuperierte Energie für den optimierten Hubmast liegen geringfügig darunter. Insgesamt kann durch die Gewichtersparnis eine Energieeffizienzsteigerung von knapp 4 % erreicht werden. Abbildung 25 stellt diesen Sachverhalt grafisch dar, wobei die Kurve für den Senkvorgang ein Offset der aufzuwendenden Energie besitzt.

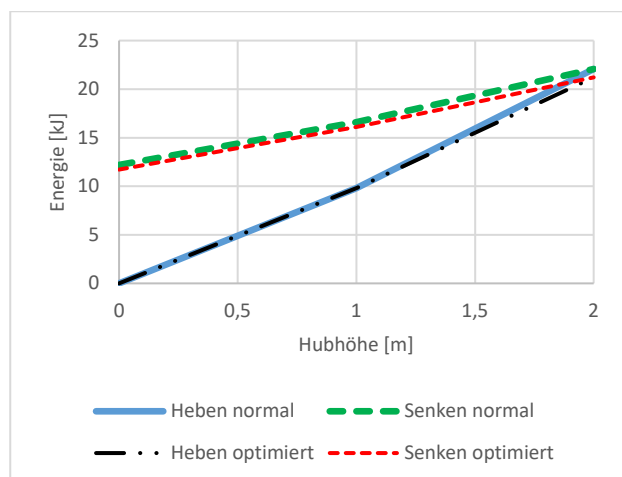


Abbildung 27. theoretische Energiebetrachtung der Vorzugsvariante

Die theoretische Überlegung bedarf einer experimentellen Validierung, die derzeit noch nicht durchgeführt wurde. Der rechnerisch ermittelte Wert zur Rekuperation liegt mit rund 15 % über dem Wert von derzeitigen hydraulisch betriebenen Hubgerüsten.

5 ZUSAMMENFASSUNG

Die Substitution hydraulischer Glieder durch elektrische und mechanische Komponenten erfordert eine Neugestaltung des Hubgerüsts. In diesem Beitrag werden Konzepte für die Haltefunktion vorgestellt, die von klassischen Federkraftbremsen bis zu alternativen Bremsen mittels Formschluss reichen. Im Ergebnis erfolgte eine gewichtete Punktbewertung, die eine Federkraftbremse auf dem verlängerten Wellenstrang des Getriebemotors favorisiert. Es folgen weitere Konzepte für den Antrieb, die auch bereits veröffentlichte Konzepte beinhalten, die aber in der Praxis bislang nicht umgesetzt wurden. Aus einer gewichteten Punktbewertung geht das Antriebskonzept mittels Schubkette als Favorit hervor. Beide favorisierten Konzepte, die Lasthaltefunktion und das Antriebskonzept, ergeben die Vorzugsvariante für das elektrische Hubgerüst, die in ein CAD-Modell und schließlich in eine dynamische Simulation überführt wurden. Die dynamische Simulation analysiert einen Belastungsfall mit unsymmetrisch belasteten Gabelzinken (7000 N und 3000 N). Das Ergebnis der Finite-Elemente Analyse zeigt, dass beide Hubrahmen im Bereich des Gabelträgers, der Lastseite, am stärksten beansprucht werden. In einer Studie wurde der Fahrmast gewichtsoptimiert, mit der eine theoretische Energiebetrachtung im Vergleich zum Standardmasten aufgestellt wurde. Diese Energiebetrachtung erfasst rechnerisch die potentielle Energie beim Hub- und Senkvorgang, unter Einbeziehung der Rekuperation. Das Ergebnis verdeutlicht, dass der gewichtsoptimierte Fahrmast eine Energieeinsparung von 4 % gegenüber dem Standardmasten bewirkt. Unter Einbeziehung der Wirkungsgrade in die Energiebilanzkette können für das elektrische Hubgerüst mit Standardmast theoretisch 44,75 % bei einem Hub von 2 Metern und einer Nutzmasse von 1000 kg rekuperiert werden. Das sind etwa 15 % mehr gegenüber derzeitigen hydraulisch betriebenen Hubgerüsten.

6 FÖRDERHINWEIS

Dieses über die AiF geförderte Forschungsvorhaben wird im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie, aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages, gefördert.

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Technologie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

LITERATUR

- [And05] T.O. Andersen, M.R. Hansen, H.C. Pedersen, F. Conrad, Regeneration of potential energy in hydraulic forklift truck, in: Proceedings of the 6th International Conference on Fluid Power Transmission and Control, 2005, pp. 302–306, (Hangzhou).
- [Cro18] <http://news.crown.com/de/2015/quick-pick-remote-hubtechnologie-vereint-automatisierungstechnologie-mit-hoher-ergonomie/>. Mai 2019
- [Dec18] Decker, K. et. al: Decker Maschinenelemente, 20. Auflage. Carl Hanser, 2018
- [DIN01] DIN EN 81-3: Sicherheitsregeln für die Konstruktion und den Einbau von Aufzügen – Teil 3: Elektrisch und hydraulisch betriebene Kleingüteraufzüge. Juni 2011.
- [DIN02] DIN EN ISO 3691-1: Sicherheit von Flurförderzeugen – Sicherheitsanforderungen und Verifizierung – Teil 1: Motorkraftbetriebene Flurförderzeuge mit Ausnahme von fahrerlosen Flurförderzeugen, Staplern mit veränderlicher Reichweite und Lastentransportfahrzeugen. Dezember 2012
- [DIN03] VDI 2225-3: Konstruktionsmethodik – Technisch-wirtschaftliches Konstruieren – Technisch-wirtschaftliche Bewertung. November 1998
- [Gro14] Grote, K.-H.; Feldhusen, J.: Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau. Berlin, Heidelberg: Springer, 2014
- [Grö15] Grösel, B.: Bühnentechnik, 5. Auflage. Oldenburg: De Gruyter, 2015
- [Hag13] Hagl, R.: Elektrische Antriebstechnik. München: Hanser, 2013
- [Hor19] Horstbrink, H.: BISTECH-Fachinformationen, Beratungs- und Informationssystem für Technologietransfer im Handwerk, Innovativer Hebemechanismus I-Lock-Spirallift, www.fachinfo.bistech.de
- [Lia01] X. Liang, T. Virvalo, An energy recovery system for a hydraulic crane, in Conference Proceedings of the Institution of

- [Lic19] Mechanical Engineers, in: Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, June 1, 2001, pp. 737–744.
- [Lin10] T. Lin, Q. Wang, B. Hu, W. Gong, Research on the energy regeneration systems for hydraulic excavators, *Automation in Construction*, Elsevier 19 (8) (December 2010) 016–1026.
- [Min13a] T.A. Minav, L. Laurila, J. Pyrhönen, Analysis of electro-hydraulic lifting system's energy efficiency with direct electric drive pump control, *Automation in Construction* 30 (2013) 144–150.
- [Min13b] Minav T, Murashko K, Laurila L and Pyrhönen J. Forklift with a lithium-titanate battery during a lifting/lowering cycle: analysis of the recuperation. *Automation in Construction* 2013; 35: 275–284.
- [Min14] Minav T. et al.: Towards a better energy efficiency through a system approach in an industrial forklift system. In *Journal of Automobile Engineering* (2014), 1-10
- [Nag08] Nagel, T.: *Zahnriemengetriebe – Eigenschaften, Normung, Berechnung, Gestaltung*. München: Hanser, 2008
- [Pat01] DE102008022487A1. Flurförderzeug mit einem Hubmast. 2009
- [Pat02] US2514563A. Electric hoist structure. 1946
- [Pat03] DE2403181. Mechanische Hubvorrichtung. 1973
- [Pat04] DE102009039218A1. Hubgerüst für Flurförderzeuge. 2011
- [Pat05] EP2565148A1. Regalbediengerät mit flaschenzugartig angetriebenem Hubschlitten. 31.08.2012
- [Pat06] EP3106421B1. Teleskopstange. 2015
- [Pat07] DE102012100356A1. Flurförderzeug mit einem Hubgerüst. 2013
- [Per09] Perneder, R.: *Handbuch Zahnriementechnik – Grundlagen, Berechnung, Anwendungen*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2009
- [Ryd05] K.-E. Rydberg, Energy efficient hydraulic systems and regenerative capabilities, in: *Conference Proceedings of the Ninth Scandinavian International Conference on Fluid Power SICFP*, 2005, pp. 2–5 (Linköping).
- [Ser19] Teleskopischer Hubmast mit Schubkettentechnik. www.serapid.com, Mai 2019
- [SEW19] Kegelaradgetriebe: hoher Wirkungsgrad und dauerfeste Verzahnung. www.sew-eurodrive.de. Mai 2019
- [Sin11] Sinkkonen, A. et al.: Energy usage in mast system of electrohydraulic forklift. In *Ventil (Ljubljana)*, letnik 17, številka 6, str. 500-506.
- [Sta18] Statista 2018: Index zur Entwicklung des Industriestrompreises in Deutschland in den Jahren 1998 bis 2018 (1998 = Index 100), BDEW - Strompreisanalyse Januar 2018, Seite 4, 2018
- [Sta19] <https://www.staplerberater.de/sicherstaplerfahren/lasten-aufnehmen-befoerdern-und-absetzen>. Mai 2019
- [Wol19] Heinrich Wolf Antriebs- und Steuerungstechnik GmbH & Co. KG: *Linear Chain, Technische Dokumentation*. www.wolf-eutin.de, Mai 2019
- [Yan07] H. Yang, W. Sun, B. Xu, New investigation in energy regeneration of hydraulic elevators, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics Journal* 12 (5) (October 2007).
- [Yoo09] J.I. Yoon, A.K. Kwan, D.Q. Truong, A study on an energy saving electrohydraulic excavator, in: *IEEE Proceedings of the International Joint Conference ICROS-SICE*, 2009, pp. 3825–3830, (Fukuoka, Japan).

Dipl.-Ing. Tobias Müller, Research Assistant at the Chair of Material Handling, Technische Universität (TU) Dresden. Between 2005 and 2010 he studied Mechanical Engineering at the TU Dresden. During the time as research assistant, he accompanied projects for industrial trucks, wire ropes and fatigue tests. His current research areas are the design of machinery components for material handling systems, improving the stage mast in industrial trucks and finite element analysis.

Address: Technische Universität Dresden, Professur für Technische Logistik, 01062 Dresden, Germany, Phone: +49 351 463-33510, Fax: +49 351 463-35499, E-Mail: tobias.mueller@tu-dresden.de

Prof. Dr.-Ing. habil. Thorsten Schmidt, Head of the Chair of Material Handling, TU Dresden. Prof. Thorsten Schmidt is full professor at the TU Dresden and heads the Chair of Material Handling at the Mechanical Engineering faculty since 2008. He holds a diploma degree in mechanical engineering from the TU Dortmund and a Master degree in industrial engineering from the Georgia Institute of Technology. He received his Ph.D. from the TU Dortmund in 2001. His research areas are the design and optimization of facility logistics and production systems including a focus on the machinery and components involved. He currently works on energy efficient control strategies in material flow, fast approximation in early planning stages by means of standard design modules, online data analysis, formal verification of control logic, performance analysis of decentral and self-controlled systems, lightweight structures in material handling and stress analysis on wire ropes and toothed belts, respectively.

Address: Technische Universität Dresden, Professur für Technische Logistik, 01062 Dresden, Germany, Phone: +49 351 463-32538, Fax: +49 351 463-35499, E-Mail: thorsten.schmidt@tu-dresden.de