



**Lehrstuhl für Bergbaukunde –
Fördertechnik und Konstruktionslehre**

Masterarbeit



**Schaufelfüllen am Radlader bei
überlagerter Schaufelbewegung**

Stefan Klausner, BSc

Februar 2020

EIDESSTATTLICHEERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich diese Arbeit selbständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt, und mich auch sonst keiner unerlaubten Hilfsmittel bedient habe.

Ich erkläre, dass ich die Richtlinien des Senats der Montanuniversität Leoben zu "Gute wissenschaftliche Praxis" gelesen, verstanden und befolgt habe.

Weiters erkläre ich, dass die elektronische und gedruckte Version der eingereichten wissenschaftlichen Abschlussarbeit formal und inhaltlich identisch sind.

Datum 27.01.2020



Unterschrift Verfasser/in
Stefan, Klausner

Danksagung

Herrn Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr.mont. Nikolaus A. Sifferlinger und Herrn Dipl.-Ing. Dr.mont. Michael Prenner möchte ich für die Ermöglichung und Förderung meiner Diplomarbeit danken.

Herrn Dr. Pfab, Herrn Dipl.-Ing. Knapp, Herrn Dipl.-Ing. Altenberger, Herrn Dipl.-Ing. Pichler und Herrn Ing. Heugenhauser möchte ich besonders für die hervorragende Betreuung und Unterstützung meiner Arbeit danken.

Des Weiteren bedanke ich mich bei den restlichen Mitarbeitern aus der Vorentwicklung und dem technischen Versuch der Firma Liebherr-Werk Bischofshofen GmbH, welche mir bei vielen Fragen zur Verfügung standen.

Zuletzt darf ich mich bei meiner Familie für die fortwährende Unterstützung während meiner gesamten Ausbildung bedanken.

Kurzfassung

Ein Radlader ist eine Baumaschine, die für Ladetätigkeiten verschiedener Güter verwendet wird. Beim Umschlag von Material in einem Steinbruch oder beim Ladevorgang an einer gewachsenen Wand, wird diese Ladetätigkeit durch die hohen Widerstände des Schüttgutes erschwert.

In der vorliegenden Arbeit werden Konzepte zur Verbesserung des Ladevorgangs anhand der Leistungs- und Geometriedaten des Radladers L566 der Firma Liebherr-Werk Bischofshofen GmbH entwickelt und detailliert erklärt. Die vorhandene Ladebewegung der Hubkinematik samt Schaufel wird dabei durch eine zusätzliche Bewegung überlagert. Die einzelnen Konzepte werden hinsichtlich des notwendigen Energieverbrauches und des weiteren Entwicklungsaufwandes verglichen. Es folgt die Auswahl eines geeigneten Konzeptes, welches anhand von Versuchen an der realen Maschine getestet wird, um dessen Funktion zu überprüfen und um die Steuerung anzupassen.

Zum Schluss wird der Ladevorgang ohne zusätzliches, den Ladevorgang unterstützendes System mit einem Ladevorgang samt diesem aktivierten System verglichen. Dies liefert Aufschluss über die Wirksamkeit des gewählten Konzeptes und ob dadurch eine verbesserte Ladetätigkeit erzielt wird.

Abstract

A wheel loader is a machine that is basically used to handle bulk materials with its bucket. If it is used in the mining industry, a problem occurs during the loading process. It is hard to handle the material in a mine due to the high resistance of the bulk material.

In this master thesis, concepts for a better loading process were developed by the usage of the data of the L566 wheel loader from Liebherr-Werk Bischofshofen GmbH. To make this process more comfortable, a second movement of the mast or bucket was added to the existing one. The energy, which is used to power the concepts, was calculated to compare the concepts to each other. Afterwards one of the designs was chosen to test it during the loading process in real life. The tests are used to adjust the system and to check if it works correctly.

Finally the loading processes with and without the new system will be compared to one another. Then the data is analyzed to verify the effects on the process.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	III
Kurzfassung	IV
Abstract	V
Inhaltsverzeichnis	VI
1 Einleitung	1
1.1 Zielsetzung der Arbeit	2
2 Grundlagen	3
2.1 Allgemeines Radlader	3
2.2 Übersicht über die Baugrößen von Radladern	4
2.2.1 Kompaktlader	4
2.2.2 Kleingerät	4
2.2.3 Mittelgerät	5
2.2.4 Großgerät	5
2.3 Einsatzgebiete	6
2.3.1 Umschlag und Gewinnung	6
2.3.2 Leichtguttransport	8
2.3.3 Gabelbetrieb	8
2.3.4 Holzeinsatz	9
2.4 Aufbau eines Radladers	10
2.5 Antriebskonzepte	11
2.5.1 Hydrostatischer Antrieb	11
2.5.2 Hydrodynamischer Antrieb	12
2.6 Schaufelkinematik	13
2.6.1 Z-Kinematik	13
2.6.2 P-Kinematik	14
2.6.3 TP-Kinematik	15
2.6.4 Wirkungsweise eines Differentialzylinders	15
2.7 Lasten und Kräfte	17
2.8 Grundlagen der Maschinendynamik	18
2.8.1 Grundbegriffe und deren Zusammenhang	18
2.8.2 Systemparameter	19
2.8.3 Einmassenschwinger	24

2.8.4	EMS ohne Dämpfung, ohne Anregung.....	24
2.8.5	EMS mit Dämpfung, ohne Anregung.....	26
2.8.6	EMS mit Dämpfung, mit Kraftanregung.....	28
2.9	Energiebedarf einer Antriebsmaschine	30
3	Stand der Technik.....	31
4	Konzepte.....	35
4.1	Bewegliche Zähne.....	35
4.1.1	Konstruktion der Felsschaufel ohne bewegliche Zähne	35
4.1.2	Konzept der beweglichen Zähne.....	37
4.1.3	Konstruktion der Schaufel mit beweglichen Zähnen.....	38
4.1.4	Energiebedarf.....	44
4.1.5	Kosten.....	44
4.2	Passiv arbeitende Steuerung der Kinematik	45
4.2.1	Konzept der passiv arbeitenden Kinematik	45
4.2.2	Kinematischer Zusammenhang.....	46
4.2.3	Energiebedarf.....	48
4.2.4	Kosten.....	49
4.3	Schwingungsanregung der gesamten Schaufel	50
4.3.1	Konzept der Schwingungsanregung.....	50
4.3.2	Modellbildung	51
4.3.3	Überprüfung des Modells	54
4.3.4	Konstruktion	57
4.3.5	Energiebedarf und Vergleich der Modelle	59
5	Versuch mit der Steuerung der Hubkinematik.....	61
5.1	Anpassung der Steuerung.....	61
5.2	Versuchsaufbau	64
5.3	Messdatenauswertung	66
6	Zusammenfassung.....	71
7	Ausblick.....	73
8	Literaturverzeichnis	74
9	Abbildungsverzeichnis	75
10	Tabellenverzeichnis	77
11	Abkürzungsverzeichnis	78
12	Verwendete Formelzeichen	79
	Anhang.....	I

1 Einleitung

Radlader sind Baumaschinen, welche seit der ersten vorgestellten Maschine in der Mitte des letzten Jahrhunderts ihren Einsatzbereich stark vergrößert haben. Zu Beginn nur mit einer Ladeschaufel ausgestattet, um Schüttgüter verladen zu können, sind sie heute für vielseitige Zwecke einsetzbar.

Die Einsatzbereiche reichen von der Verwendung im Tage- und Untertagebau über die Land- und Forstwirtschaft bis hin zu industriellen Anwendungen und Palettenmanipulationen mit einer Ladegabel als Anbaugerät. Sobald eine Ladetätigkeit ausgeführt werden soll, wird der Radlader in Betracht gezogen.

Die Effizienz im Ladevorgang bei Radladern hängt aktuell vorwiegend von der Erfahrung des Fahrers ab. Je nach Ladegut ist der Fahrer gefordert die Steuerung der Hub- und Kippbewegung durch die manuelle Betätigung des Arbeitshydraulikjoysticks und/oder die Lenkbewegung durch Betätigung des Lenkrads und/oder Lenkjoysticks mit einer beispielsweise wellenförmigen Bewegung, insbesondere Hydraulikbewegung mittels Hub- und Kippzylinder zu überlagern, um das Ladegut effizient zu laden. Dieser Vorgang ist intuitiv, durch vielfache Wiederholung anstrengend und kann bei Fehlbedienungen zu einem erhöhten Eindringwiderstand und erhöhtem Kraftstoffverbrauch führen.

Bis heute gibt es keine geeigneten Systeme, welche den Fahrer beim Ladevorgang gezielt unterstützen und die Belastung auf den Fahrer mindern.

In der Automobilindustrie als auch bei den Baumaschinen arbeitet man jedoch intensiv daran, den Fahrer gezielt durch autonome Fahrzeuge zu ersetzen. Teilautonome Fahrzeuge für den Bergbau sind bereits heute vorhanden. Dabei lenkt ein Fahrer einen Lader oder ähnliche Maschinen für den Untertage- oder Tagebau von einem Steuerplatz aus, welcher sich meist in einem Container an der Erdoberfläche befindet. Somit sitzt der Bediener außerhalb der Gefahrenzone in einem klimatisierten Raum und wird durch den täglichen Betrieb in der Mine nicht belastet. [Sandvik, *AutoMine*]

Die Realisierung eines vollautomatischen Ladeprozesses erweist sich jedoch als große Herausforderung. Dabei müssen nicht nur die Umgebungsbedingungen, wie zum Beispiel andere Fahrzeuge, berücksichtigt werden, sondern auch das sich mit jedem Ladezyklus verändernde Schüttgut. Somit wird vorerst der Fahrer selbst beim Laden von schwer ladbarem Gut gefordert sein.

1.1 Zielsetzung der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist es, erste Konzepte zur Unterstützung des Fahrers während des Ladevorgangs zu entwickeln und diese hinlänglich ihrem Energieverbrauch zu vergleichen um potentielle Lösungen herauszufiltern. Dabei sollen neben der Verwendung der bereits vorhandenen Steuerung des Hubgerüsts mittels Hydraulikzylinder auch konstruktive Lösungen erarbeitet werden. Bewerkstelligt wird dies durch 3D CAD Modelle und durch computerunterstützte Schwingungsanalysen.

Die Ausführung von Versuchen erfolgt an der Maschine während des Ladevorgangs. Ein dafür passendes Konzept wird aus den entwickelten Varianten ausgewählt.

2 Grundlagen

2.1 Allgemeines Radlader

Der Radlader ist eine selbstfahrende Baumaschine, welche meist mit einer Schaufel als Anbaugerät ausgerüstet ist (Abbildung 1). Er wird zum Lösen, Laden und Transportieren von Schüttgut und Stückgut verwendet. Durch die Bereifung kann der Radlader kurze als auch lange Distanzen zurücklegen und somit ein breites Einsatzspektrum abdecken. [König, H.]



Abbildung 1: Radlader mit Schaufelausrüstung (LBH)

Ein Schnellwechsler ermöglicht dem Bediener des Fahrzeuges innerhalb weniger Sekunden die Arbeitsausrüstung auszutauschen und somit die Einsatzvielfalt noch weiter zu erhöhen (Abbildung 2).



Abbildung 2: Radlader mit Schnellwechsler

2.2 Übersicht über die Baugrößen von Radladern

Um an die unterschiedlichen Einsatzgebiete bestmöglich angepasst zu sein, haben sich durch stetige Weiterentwicklung verschiedene Baugrößen der Radlader gebildet. Die einzelnen Baugrößen und deren spezifischen Kenndaten werden in diesem Kapitel kurz erläutert.

2.2.1 Kompaktlader

Sie unterscheiden sich schon rein äußerlich von den anderen Radladerkategorien (Abbildung 3). Durch den hydraulischen Allradantrieb lassen sich die seitlichen Radpaare in unterschiedliche Richtungen drehen und ermöglichen der Maschine somit eine Rotation am Stand. Des Weiteren erlangt der Kompaktlader durch diese Steuerung eine sehr hohe Wendigkeit und kann dadurch auch in beengten Räumen eingesetzt werden. Durch verschiedene Anbaugeräte ist der Kompaktlader universell einsetzbar. [König, H.]



Abbildung 3: Kompaktlader (CAT)

2.2.2 Kleingerät

Kleinlader besitzen eine Antriebsleistung von 20 bis 60 kW und als Fahrtrieb wird überwiegend ein hydrostatischer Antrieb verwendet. Die meisten Geräte besitzen eine Knicklenkung oder eine Allradlenkung. Die Kleinlader sind oft mit einer Schnellwechseleinrichtung für Anbaugeräte ausgerüstet, wodurch sie vielseitig einsetzbar sind (Abbildung 4). [König, H.]



Abbildung 4: Kleingerät (LBH)

2.2.3 Mittelgerät

Die mittlere Baugröße dieser Baumaschinen besitzt eine Antriebsleistung von 70 bis 140 kW und gilt als Allround-Radlader. Er ist sehr vielseitig einsetzbar und sein Hubgerüst ist auf den jeweiligen Einsatz optimiert. Der Fahrtrieb erfolgt, wie bei den Kleingeräten, meist über einen hydrostatischen Antrieb (Abbildung 5).

[König, H.], [LBH]



Abbildung 5: Mittelgerät (LBH)

2.2.4 Großgerät

Diese Baugröße hat eine Antriebsleistung ab ca. 160 kW und wird als reines Ladegerät verwendet (Abbildung 6). Durch ihre Größe und durch ihre technische Ausrüstung können sie Materialien lösen, laden und transportieren. Als Antrieb wird meist ein hydrostatischer oder hydrodynamischer Antrieb eingesetzt. Des Weiteren besitzen neue Modelle einzelner Hersteller leistungsverzweigte Fahrtriebe, welche einen optimalen Wirkungsgrad in allen Einsatzbereichen ermöglichen. Aus der höheren Fahrgeschwindigkeit von ca. 40 km/h resultieren kurze Ladespielzeiten.

[König, H.], [LBH]



Abbildung 6: Großgerät (LBH)

2.3 Einsatzgebiete

Radlader sind vielseitig einsetzbare Arbeitsmaschinen, die aufgrund ihres Reifenfahrwerkes, kleine aber auch große Distanzen zurücklegen können. Durch die Bestückung der Maschine mit unterschiedlichen Anbaugeräten kann diese für verschiedene Aufgabenbereiche verwendet werden. Nachfolgend sind einige Beispiele für die Anwendung des Radladers angeführt. [Ebner, J.] [LBH]

2.3.1 Umschlag und Gewinnung

Das Haupteinsatzgebiet des Radladers ist der Materialumschlag und die Gewinnung. Dieser Vorgang geschieht meist im Y-Ladezyklus (Abbildung 7), da durch diesen Bewegungsablauf das kürzeste Ladespiel¹ erreicht wird.

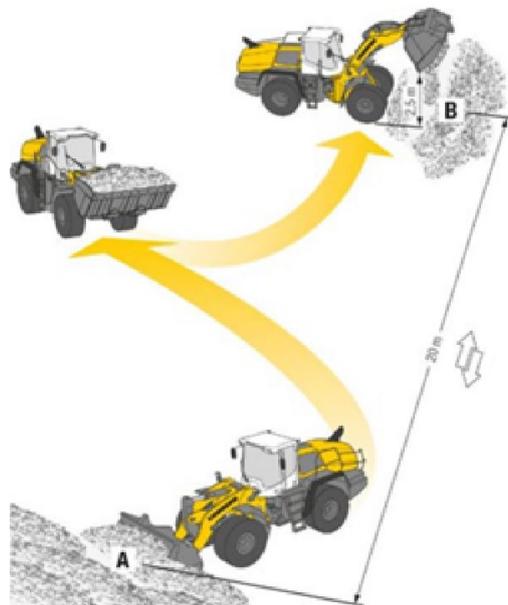


Abbildung 7: Y-Ladezyklus (LBH)

Der Fahrer der Maschine beginnt den Ladezyklus mit der Fahrt zum Haufwerk A. Dabei muss der Radladerfahrer beachten, den Füllvorgang nicht mit Anlauf zu beginnen. Langsames aber doch zügiges, kraftschlüssiges Anfahren ermöglicht die volle Arbeitsleistung der Maschine auszunutzen. Außerdem sollte die Schaufel knapp über dem Boden geführt werden. Jedoch darf diese nicht am Boden schleifen, da dies den Vortrieb der Maschine verringert.

¹Ein Ladespiel beschreibt jenen Zeitraum, der für einen Ladezyklus der Arbeitsmaschine benötigt wird.

Im nächsten Schritt dringt die Maschine mittels des vom Fahrtrieb aufgebrachten Vortriebs in das Haufwerk ein. Bei zu großem Eindringwiderstand des Schüttgutes, lässt sich die Schaufel alleine durch den Vortrieb nicht füllen und der Fahrer muss mit der Kinematik des Hubgerüsts eine überlagerte Hub- und Kippbewegung ausführen. Dabei wird die Reißkraft (siehe Abschnitt 2.7) der Maschine genutzt, welche unter anderem ein wichtiges Beurteilungskriterium eines Radladers darstellt.

Nach dem Füllvorgang der Arbeitsausrüstung setzt der Fahrer mit eingeschlagener Lenkung auf seine Zwischenposition zurück. Zu schnelles Fahren und abruptes Bremsen müssen dabei vermieden werden, da ansonsten das Ladegut aus der Schaufel fällt. Durch die Verschmutzung der Fahrbahn kommt es zu geringerem Haftkontakt zwischen den Reifen und dem Boden. Bei den folgenden Ladezyklen kann es zum Durchrutschen der Reifen kommen, was wiederum zu einem geringeren Vortrieb der Maschine und einem schlechteren Eindringverhalten führt.

Im Übrigen wird beim Zurücksetzen die Schaufel im unteren Drittel des möglichen Hubweges gehalten, um instabile Fahrbewegungen und ein kippen des Radladers zu vermeiden.

Nach dem Zurücksetzen der Maschine kommt es wiederum zu einer Fahrtrichtungsumkehr und der Fahrer lenkt die Maschine zur Entladestelle *B*. Dort wird meist ein LKW oder über eine Schurre ein Förderband mit dem Schüttgut beladen. Um den Entladevorgang zu ermöglichen, wird die Schaufel mittels der Hubkinematik über die Bordwandhöhe gehoben und anschließend durch Betätigung des Kippzylinders entleert.

Am Ende des Entladens fährt der Fahrer wieder auf seine Ausgangsposition zurück, senkt das Hubgerüst ab und beginnt den Ladezyklus von Neuem.

2.3.2 Leichtguttransport

Ein weiteres Einsatzgebiet des Radladers ist der Transport von Leichtgut. Für diese Arbeit besitzt die Maschine als spezielle Arbeitsausrüstung eine Hochkippschaufel (Abbildung 8).



Abbildung 8: Radlader mit einer Hochkippschaufel als Arbeitsausrüstung (LBH)

In der oberen Endposition wird zum Entleeren der Schaufel nicht der Kippzylinder betätigt, sondern die eigene Auskipphydraulik der Schaufel verwendet. Diese besitzt zwei weitere Hydraulikzylinder, welche am Rücken der Arbeitsausrüstung eingebaut sind. Durch die Kombination der Maschine mit dieser Schaufelart werden Auskipphöhen von über fünf Metern ermöglicht.

2.3.3 Gabelbetrieb

Mit einer Ladegabel als Anbaugerät (Abbildung 9) ist es mit dem Radlader möglich Güter zu transportieren, welche auf einer Palette gelagert werden. Des Weiteren können beispielsweise sogenannte Big Packs oder Marmorblöcke transportiert werden.



Abbildung 9: Radlader mit Ladegabel als Arbeitsausrüstung (LBH)

Beim Einsatz der Gabel ist es notwendig, dass diese während der gesamten Hubbewegung so wenig wie möglich von der Parallelität zum Boden abweicht. Ansonsten würde die Palette oder anderes Transportgut von der Gabel rutschen, wodurch es zu erheblichen Schäden am Gut, der Maschine oder dem Fahrer kommen kann.

2.3.4 Holzeinsatz

Radlader mit Holzgreifer (Abbildung 10) werden in Sägewerken zum Transport von Baumstämmen, zum Entladen von LKWs und zur Beschickung von Sägeanlagen eingesetzt.



Abbildung 10: Radlader mit einem Holzgreifer als Arbeitsausrüstung (LBH)

Bei diesen Arbeitsvorgängen wird die Kinematik des Radladers sehr stark beansprucht, da diese die hohe Masse der Arbeitsausrüstung und die zusätzliche Masse der Baumstämmen auch in der oberen Position noch sicher halten können muss.

Meist variiert der Einsatz im Sägewerk zwischen der Hochkippschaufel und dem Holzgreifer als Anbaugerät. Um einen Wechsel zwischen beiden Betrieben zu ermöglichen, sind die Maschinen meist mit einer Schnellwechseleinrichtung ausgestattet.

2.4 Aufbau eines Radladers

Ein Radlader besteht aus mehreren einzelnen Baugruppen welche in der Montage zusammengefügt werden. Der Aufbau der meist verwendeten Maschine ist in Abbildung 11 dargestellt.

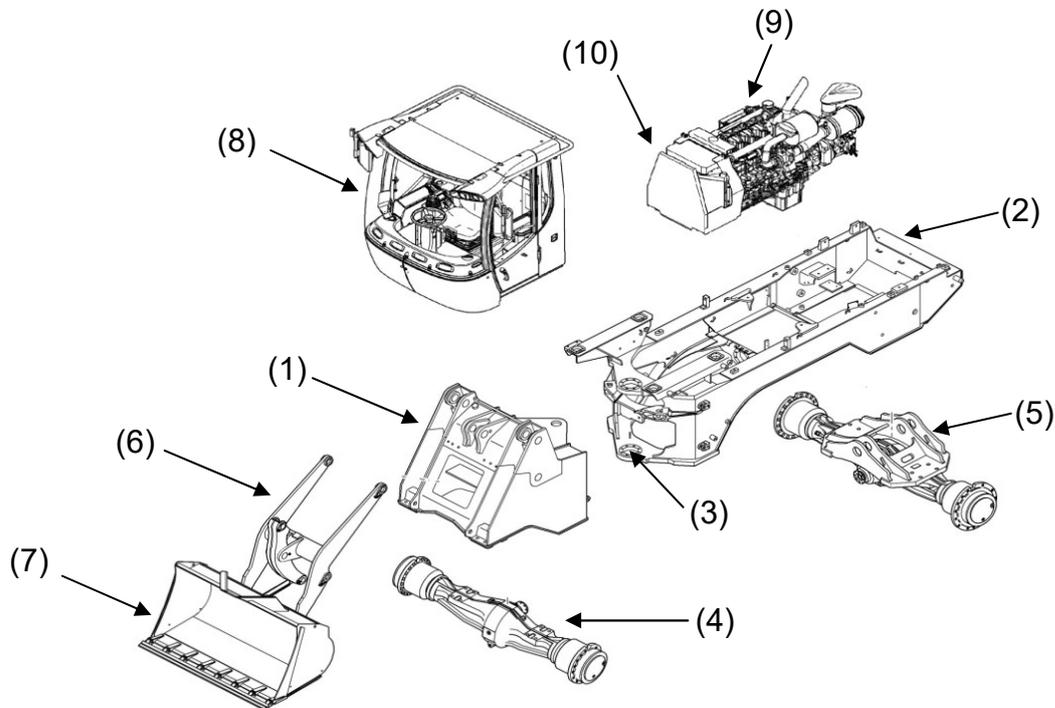


Abbildung 11: Komponenten eines Radladers (LBH)

Das Grundgerüst der Maschine bilden der Vorderwagen (1) und der Hinterwagen (2). Diese Stahlbauteile sind über ein Knickgelenk (3) miteinander verbunden, welches der Maschine eine höhere Wendigkeit verleiht. Unter dem Vorderwagen wird die Vorderachse starr montiert. Hingegen wird die Hinterachse (5) über ein Pendelgelenk mit dem Hinterwagen beweglich verbunden, wodurch Bodenunebenheiten ausgeglichen werden können. Als Arbeitsausrüstung wird meist die Schaufel (7) am Hubgerüst (6) installiert, welches wiederum über ein Gelenk mit dem Vorderwagen zusammengesetzt ist. Am Hinterwagen sind die Kabine (8) und der Dieselmotor (9) samt Kühlaggregat (10) befestigt.

2.5 Antriebskonzepte

Um die Leistung des Motors auf die Räder zu übertragen, gibt es grundsätzlich zwei Systeme. Diese ermöglichen die Motorleistung in eine Vortriebs- bzw. Zugkraft der Maschine zwischen den Reifen und dem Untergrund umzuwandeln.

2.5.1 Hydrostatischer Antrieb

Mit einem hydrostatischen Fahrtrieb lässt sich die Fahrgeschwindigkeit eines Fahrzeuges stufenlos regeln. Dazu wird die mechanische Energie eines Dieselmotors (1) zum Antrieb einer verstellbaren Hydraulikpumpe (2) genutzt, welche über Hydraulikleitungen mit einem oder mehreren Hydraulikmotoren (3) verbunden ist (Abbildung 12). Die Abtriebswellen dieser Motoren sind direkt oder indirekt mit den Rädern des Fahrzeuges verbunden. Die Pumpe und die Motoren bilden einen geschlossenen Hydraulikkreislauf. Um mit dem Fahrzeug auch rückwärtsfahren zu können, besitzt die Pumpe zwei Förderrichtungen.

[Nourney, Vollmer GmbH & Co. KG]

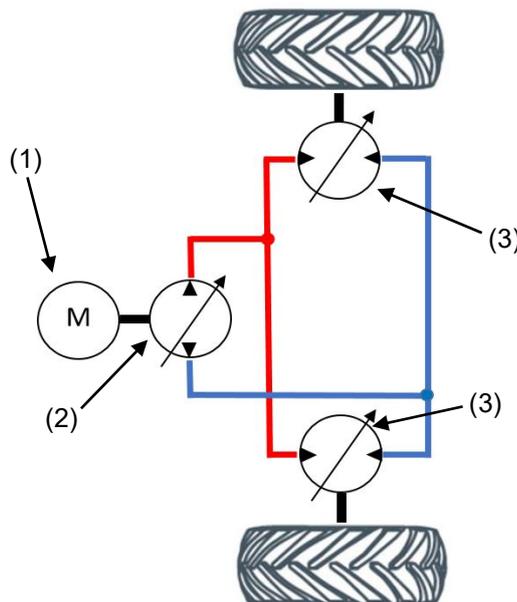


Abbildung 12: Schema eines hydrostatischen Antriebes

2.5.2 Hydrodynamischer Antrieb

In Abbildung 13 sind die Hauptkomponenten des hydrodynamischen Antriebssystems dargestellt.

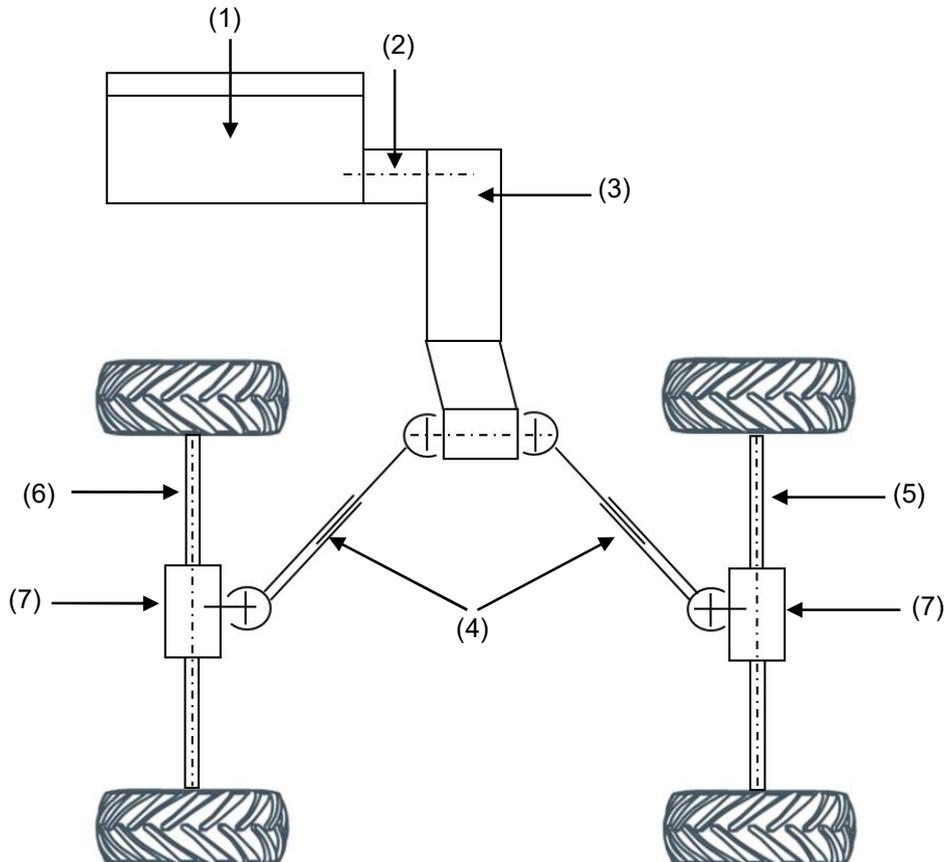


Abbildung 13: Schema eines hydrodynamischen Antriebes

Der hydrodynamische Antrieb besitzt als Energiequelle einen Dieselmotor (1). Dieser ist über eine Welle oder direkt mit einem Drehmomentwandler (2) verbunden. Über ein anschließendes, stufenlos schaltbares Lastschaltgetriebe (3) und zwei Gelenkwellen (4) wird die Antriebsleistung auf die Vorderachse (5) und die Hinterachse (6) weitergeleitet. Durch konstanten Druckaufbau in den hydraulischen Lamellenkupplungen sind die Schaltvorgänge sanft und ruckfrei. Die beiden Achsen sind meist mit einem Selbstsperrdifferential (7) und Scheibenbremsen ausgestattet. Die Leistung wird mittels Planetenradsätzen an die Radnaben übertragen.

Die Hinterachse ist als Pendelachse ausgeführt, damit das Fahrzeug im unebenen Gelände ständig mit allen Rädern Bodenkontakt hat. Die Vorderachse ist starr mit dem Vorderwagen verbunden. [König, H.]

2.6 Schaufelkinematik

Die Schaufelkinematik beschreibt die Gelenkskette, welche die Hub- und Kippbewegung der Arbeitsausrüstung des Radladers ermöglicht. In diesem Kapitel werden die bekanntesten Systeme und deren Eigenschaften beschrieben.

2.6.1 Z-Kinematik

Bei der Z-Kinematik wird die Kippbewegung der Schaufel über einen Hydraulikzylinder (1), einen Umlenkhebel (2) und eine Koppelstange (3), auch Zuglasche genannt, ermöglicht. Der Anordnung dieser drei Komponenten verdankt diese Art der Schaufelkinematik ihren Namen, da sie sehr dem Buchstaben Z gleicht (Abbildung 14).

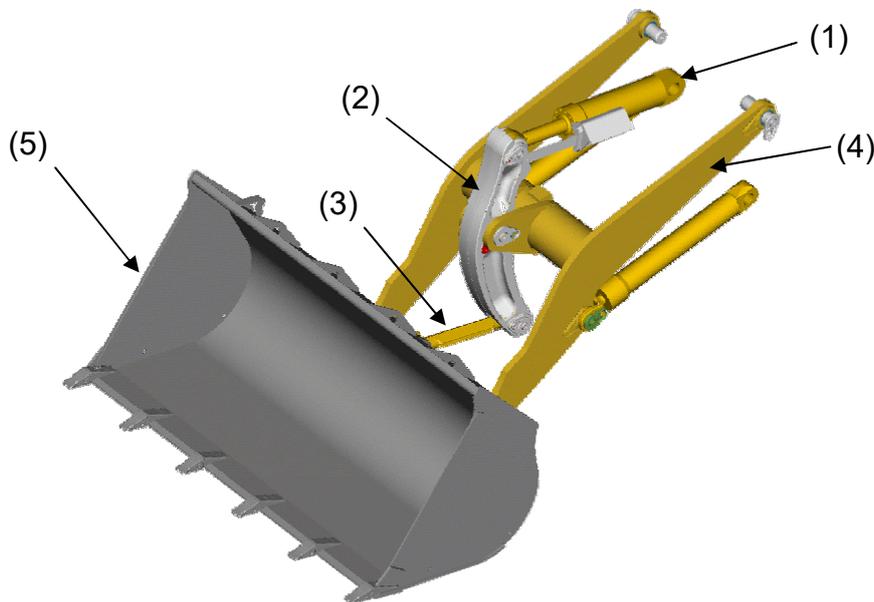


Abbildung 14: Z-Kinematik (LBH)

Durch die Druckbeaufschlagung der Bodenseite des Zylinders fährt die Kolbenstange aus und drückt den Umlenkhebel nach vorne. Dieser ist am Hubarm (4) drehbar gelagert. Diese Bewegung wird auf die gelagerte Koppelstange übertragen, wodurch die Schaufel (5) über ihren Kippunkt einzukippen beginnt. Um die Schaufel wieder auszukippen, muss die Stangenseite des Hydraulikzylinders mit Druck beaufschlagt werden.

Diese Kinematik weist eine sehr große Ausbrechkraft durch die Druckbeaufschlagung der Bodenseite auf. Beim Auskippen werden sehr kurze Auskippszeiten ermöglicht. [Nourney, Vollmer GmbH & Co. KG]

2.6.2 P-Kinematik

Die Parallelkinematik (Abbildung 15) oder kurz P-Kinematik ermöglicht durch deren geschickte Auslegung ein paralleles Heben und Senken der Güter. Dies ist vor allem beim Betrieb mit der Ladegabel von großem Vorteil, da der Fahrer die Hydraulik während des Hubvorgangs nicht manuell nachsteuern muss.

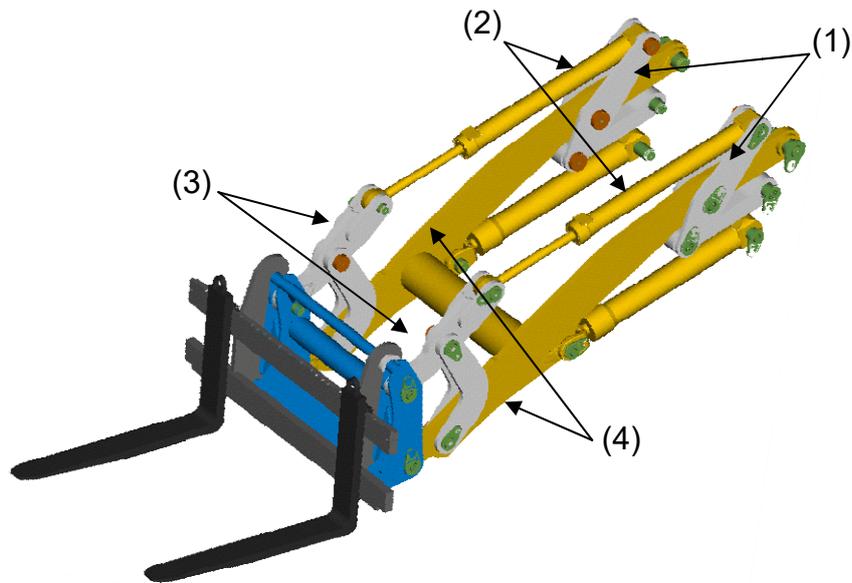


Abbildung 15: P-Kinematik (LBH)

Die hinteren Verbindungslaschen (1), die beiden Kippzylinder (2), die beiden vorderen Verbindungslaschen (3) und die Hubarme (4) bilden zusammen pro Seite jeweils ein Parallelogramm, welches die genaue Steuerung der Bewegung ermöglicht. Die Ansteuerung des Kippzylinders erfolgt umgekehrt zur Z-Kinematik. Zum Einkippen der Schaufel muss also die Stangenseite des Kippzylinders mit dem Druck beaufschlagt werden. Daraus ergeben sich geringere Ausbrechkräfte und größere Auskippszeiten. Meist wird diese Steuerung im Stapelbetrieb eingesetzt. [Nourney, Vollmer GmbH & Co. KG]

2.6.3 TP-Kinematik

Die Torque-Parallel-Kinematik, kurz TP-Kinematik (Abbildung 16), verbindet die Vorteile der Z-Kinematik und der P-Kinematik. Durch die konstruktive Ausführung ergeben sich eine hohe Ausbrechkraft bei parallel geführter Arbeitsausrüstung im Hubvorgang sowie das kontrollierte Auskippen in den oberen Hubpositionen. [Nourney, Vollmer GmbH & Co. KG]



Abbildung 16: TP-Kinematik (Volvo)

2.6.4 Wirkungsweise eines Differentialzylinders

Ein Differentialzylinder (Abbildung 17) wird zur Erzeugung der Hub- und Kippbewegung am Radlader eingesetzt. Dieser weist eine Kolbenboden- und eine Kolbenstangenseite auf. An der Bodenseite steht die gesamte Querschnittsfläche des Kolbens zur Beaufschlagung mit Druck zur Verfügung. Hingegen ist an der Stangenseite die zur Verfügung stehende Fläche um den Querschnitt der Kolbenstange verringert. Es ergibt sich eine Kreisringfläche als Wirkfläche. Aus den unterschiedlichen Flächengrößen ergeben sich unterschiedliche Eigenschaften für das Ein- bzw. Ausfahren des Zylinders.

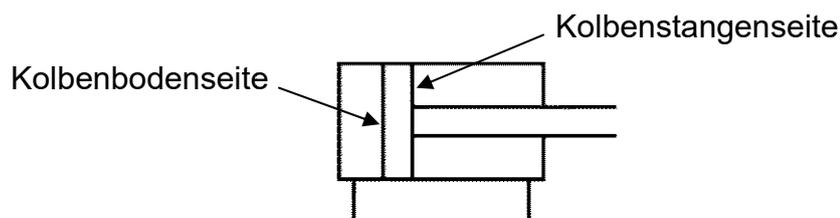


Abbildung 17: Schema eines Differentialzylinders

Beim Ausfahren wirkt der Druck auf die Kolbenbodenseite und beim Einfahren auf die Stangenseite. Die unterschiedliche Wirkung ergibt sich aus dem physikalischen Grundgesetz:

$$p = \frac{F}{A_K} \quad (2.1)$$

p Druck [Pa]
 F Kraft [N]
 A_K Kolbenfläche [m²]

Wirkt ein Druck p auf eine große Querschnittsfläche A (Bodenseite des Kolbens), so ergibt sich daraus eine große Kraft F . Wirkt derselbe Druck auf die kleinere Fläche (Kolbenstangenseite), so ist die resultierende Kraft geringer als zuvor.

Bei der Z-Kinematik wird wegen diesem Sachverhalt zum Einkippen der Schaufel der Kolbenboden des Zylinders angesteuert, woraus eine große Ausbrechkraft resultiert. Im Vergleich wird bei der P-Kinematik die Stangenseite angesteuert und es steht weniger Kraft beim Einkippen der Ausrüstung zur Verfügung.

Durch die Bauweise des Differentialzylinders ist auch die Geschwindigkeit beim Ein- und Ausfahren unterschiedlich. Aus dem physikalischen Gesetz

$$Q = A_K * v \quad (2.2)$$

Q Volumenstrom [m³/s]
 A_K Fläche [m²]
 v Geschwindigkeit [m/s]

folgt, dass bei gleichem Volumenstrom (Fördermenge pro Zeit) die Ausfahrsgeschwindigkeit geringer als die Einfahrsgeschwindigkeit sein muss.

Die hydraulische Leistung, die der Abgabeleistung von Pumpen bzw. der Antriebsleistung von Motoren entspricht, berechnet sich nach Gleichung (2.3).

[Will, D.]

$$P = Q * \Delta p \quad (2.3)$$

P Leistung [Watt]
 Q Volumenstrom [m³/s]
 p Druckdifferenz zwischen hydraulischem Eingang und Ausgang der Verdrängermaschine [Pa]

2.7 Lasten und Kräfte

Während des Arbeitsvorgangs wirken durch den Antrieb, durch die Hydraulik und durch die auftretenden Lasten die im Folgenden genannten Kräfte auf den Radlader und dessen Hubgerüst (Abbildung 18). [Nourney, Vollmer GmbH & Co. KG]

Hubkraft F_H

Die Hubkraft wird durch die beiden Hubzylinder des Radladers erzeugt und greift im Schaufelschwerpunkt S an. Durch die Hubkraft ist es der Maschine möglich die gefüllte Schaufel aus dem Haufwerk und bis über die Ladekante der zu beladenden Lastkraftwagen zu heben.

Ausbrechkraft F_A

Diese Kraft wird auch als Reißkraft bezeichnet. Sie ermöglicht das Gewinnen von Gut auch bei erhöhten Ladewiderständen wie zum Beispiel bei gewachsenen Böden oder Schüttgut mit hoher Dichte. Die Ausbrechkraft wird durch den Kippzylinder erzeugt und greift an der Schaufelschneide an. Während des Ladevorgangs ermöglicht sie das Einkippen der Schaufel und gilt des Weiteren als wichtige Kenngröße eines Radladers.

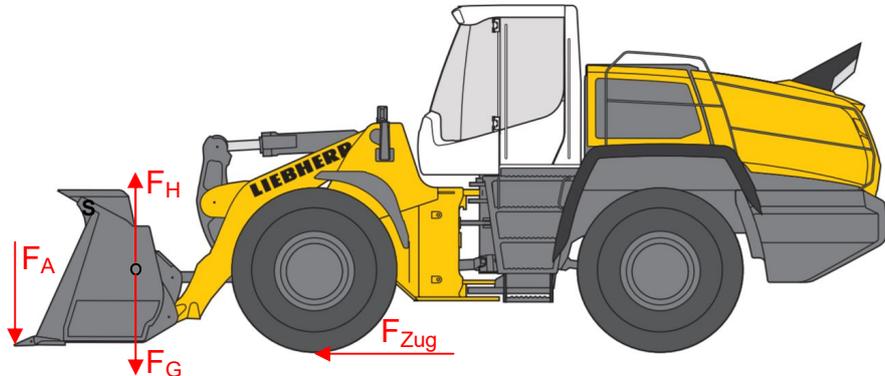


Abbildung 18: Kräfte am Radlader

Nennlast F_G

Die Nennlast entspricht der Gewichtskraft des Schaufelinhalts und greift im Schwerpunkt S an.

Zugkraft F_{Zug}

Sie ist die zweite wichtige Kenngröße eines Radladers im Hinblick auf die leistbaren Kräfte der Maschine. Die Zugkraft wird durch den Antrieb des Laders erzeugt und durch das Getriebe auf die Achsen und die Radnaben weitergeleitet. Sie wirkt zwischen dem Reifen und der Fahrbahnoberfläche und ermöglicht das Eindringen in das Haufwerk.

2.8 Grundlagen der Maschinendynamik

In diesem Kapitel werden die grundlegenden Begriffe zur Beschreibung von Schwingungen eingeführt. Des Weiteren wird das Schwingverhalten einer freien, gedämpften Schwingung mit harmonischer Erregung näher erläutert. [Vöth, S.]

2.8.1 Grundbegriffe und deren Zusammenhang

Als Schwingung bezeichnet man die zeitliche Änderung einer Zustandsgröße eines Systems um deren Ruhelage [Magnus K, Popp, K.] [DIN 1311-1:2000]. Um die Schwingungen eindeutig beschreiben zu können, gibt es in der Technik Grundbegriffe, welche unter anderem anhand der Abbildung 19 erläutert werden. [Dresig H., Holzweißig F.] [Vöth, S.]

Schwingungsdauer T (Periode)

Die Schwingungsdauer oder Periode T ist jene Zeit, die das System zum Ausführen einer vollen Schwingung benötigt. Eine volle Schwingung ist absolviert, wenn die schwingende Zustandsgröße wieder einen Punkt des Bewegungsvorganges erreicht, den sie zuvor bereits durchlaufen hat.

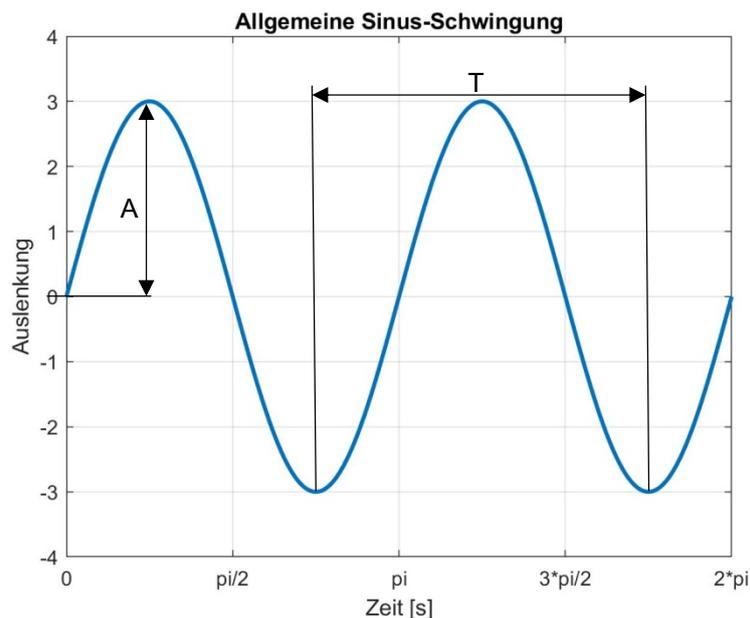


Abbildung 19: Parameter eines allgemeinen Schwingungsvorganges

Treten mehrere Schwingungen pro Zeiteinheit auf, lässt sich daraus die Frequenz f der Schwingung berechnen. Die Frequenz gibt also die Anzahl der Schwingungen pro Zeitintervall an.

$$f = \frac{1}{T} \quad (2.4)$$

Amplitude A

Die Amplitude A beschreibt den Maximalwert der Auslenkung, den die Zustandsgröße während des Schwingvorgangs in einem festgelegten Zeitintervall annimmt.

Eigenkreisfrequenz ω

Die Eigenkreisfrequenz gibt an, wie schnell eine Schwingung abläuft. Bei einer vollständigen Schwingung wird ein Phasenwinkel von $2 \cdot \pi$ überstrichen und somit ergibt sich Omega zu:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T} = 2 \cdot \pi \cdot f \quad (2.5)$$

Allgemeine Schwingungsgleichung

Jede Form der Schwingung lässt sich als Überlagerung einer Sinus- und Cosinusschwingung mit unterschiedlichen Amplituden darstellen.

$$x(t) = A \cdot \cos(\omega \cdot t) + B \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (2.6)$$

A und B stellen dabei die beiden Amplituden der Winkelfunktionen dar.

2.8.2 Systemparameter

In der Maschinendynamik besteht ein mechanischer Schwinger aus verschiedenen Parametern, welche je nach Zusammensetzung unterschiedliche Formen der Schwingung erzeugen. Mit Hilfe dieser Parameter können reale, komplexe Systeme mathematisch modelliert und deren Schwingverhalten untersucht werden.

Beim Schwingen mechanischer Systeme wird permanent kinetische Energie in potentielle Energie umgewandelt und umgekehrt. Um kinetische Energie aufzubauen ist eine Masse erforderlich, welcher diese Form der Energie verliehen wird. Potentielle Energie kann durch unterschiedliche Quellen aufgebaut werden. Sehr oft wird in mechanischen Schwingern diese Energieform durch die Verformung einer Feder bereitgestellt. Das Verhalten der Feder wird dabei automatisch durch ihren Werkstoff vorgegeben.

Ein weiterer wichtiger Parameter ist die Dämpfung. Jedes schwingende System wird während seines Schwingverlaufes über die Zeit wieder seinen Ruhezustand erreichen, sofern das System nicht immer wieder durch äußere Einwirkung angeregt wird. Daraus schließt man, dass bei jedem Wechsel zwischen den beiden Energieformen ein Teil der Energie dissipiert, d.h. in Wärme umgewandelt, wird.

Die Dämpfung kann dabei aktiv durch Dämpferelemente oder passiv durch innere Reibung eines Materials oder Fluids erfolgen.

Masse m

Ein Körper besitzt im dreidimensionalen Raum sechs Freiheitsgrade. Diese entsprechen den drei translatorischen Bewegungen entlang der Raumachsen x, y und z, sowie den drei Rotationen um diese Achsen (Abbildung 20).

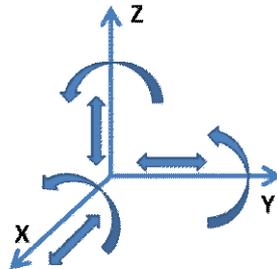


Abbildung 20: Darstellung der 6 Freiheitsgrade im dreidimensionalen Raum

Bezüglich jedes Freiheitsgrades besitzt eine Masse eine Trägheitseigenschaft. Betrachtet man den einfachsten Fall, die einachsige translatorische Bewegung einer Punktmasse, so ist von diesen Eigenschaften nur mehr die Eigenmasse m des Körpers relevant. Wird die Masse entlang der positiven x-Achse beschleunigt, so wirkt eine Trägheitskraft F_T entgegengesetzt dieser Bewegung, also in negative x-Richtung (Abbildung 21).

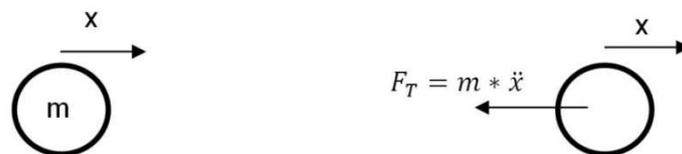


Abbildung 21: Auf eine Punktmasse m wirkende Trägheitskraft bei einachsiger, translatorischer Bewegung

Für die Beschleunigung der Masse ist nun ausschlaggebend, wie hoch die Summe der Kräfte entlang einer Raumachse ist. Herrscht zwischen den wirkenden Kräften kein Gleichgewicht, so ist die Beschleunigung proportional zur Größe des Ungleichgewichts. Je größer der Kraftunterschied, desto höher die Beschleunigung.

Wird die Masse m um eine Raumachse in Rotation versetzt, so ergibt sich statt der Trägheitskraft F_T ein Trägheitsmoment M_T . Dieses Trägheitsmoment ist das Produkt aus der Drehmasse θ und der Winkelbeschleunigung $\ddot{\varphi}$ um die Rotationsachse.

$$M_T = \theta * \ddot{\varphi} \quad (2.7)$$

Steifigkeit c

Als weitere Kenngröße gilt die Steifigkeit eines Systems. Diese Eigenschaft wird meist über Federn realisiert, wobei diese entlang derselben sechs Freiheitsgrade im

Raum verformt werden können. Hierbei muss zwischen translatorisch und rotatorisch verformbaren Federn unterschieden werden (Abbildung 22).



Abbildung 22: Durch Translation bzw. Rotation verformbare Feder

Im einfachsten Fall liegt eine in einer Achse translatorisch verformbare Feder vor (Abbildung 22), welche eine konstante Steifigkeit aufweist. Wirkt eine Verformung auf ein Ende der Feder, so entsteht eine Reaktionskraft F_C in der Feder, welche entgegengesetzt zur Auslenkung wirkt (Abbildung 23).

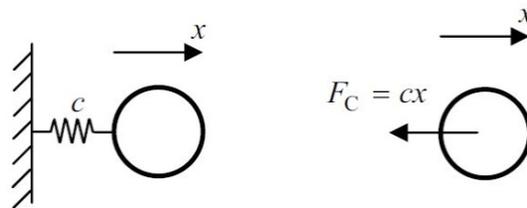


Abbildung 23: Reaktionskraft einer Feder bei Auslenkung entlang der positiven x-Achse (Quelle: Vöth, S.)

Wird die Feder mit der Drehsteifigkeit c_T um eine Raumachse um den Winkel φ in Rotation versetzt, so ergibt sich statt der Federkraft F_C ein Reaktionsmoment M_C .

$$M_C = c_T * \varphi \quad (2.8)$$

Die Steifigkeit eines Bauteils ergibt sich aus dessen Aufbau und kann aus diesem Grund beliebig komplex sein. In der Regel gibt es keine Federn mit einer absolut linearen Kennlinie, da das Verformungsverhalten in Abhängigkeit der Geometrie und des Verformungsweges immer leicht unlinear ist.

Treten in einem System mehrere Steifigkeiten auf, so kann eine Ersatzsteifigkeit eingeführt werden. Um diese Ersatzsteifigkeit zu berechnen, wird zwischen einer Serien- und einer Parallelschaltung der Federelemente unterschieden. [Decker]

Serienschaltung

Bei einer Serienschaltung (Abbildung 24) werden die einzelnen Federn hintereinandergeschaltet. Somit greift die äußere Kraft an jeder einzelnen Feder an. Daraus resultiert, dass die Federwege s_i und die Federsteifigkeiten c_i für jede Feder unterschiedlich groß sind.



Abbildung 24: Serienschaltung von Federn (Quelle: Decker)

Der gesamte Federweg s_{ges} ergibt sich aus der Summe der einzelnen Federwege (s_1, s_2, s_3).

$$s_{ges} = s_1 + s_2 + s_3 \quad (2.9)$$

Somit wird die Ersatzfedersteifigkeit aus der Summe der Kehrwerte der einzelnen Federsteifigkeiten berechnet.

$$\frac{1}{c_{ges}} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_3} \quad (2.10)$$

Parallelschaltung

Bei dieser Schaltung der Federn, werden die einzelnen Elemente nebeneinander angeordnet (Abbildung 25).

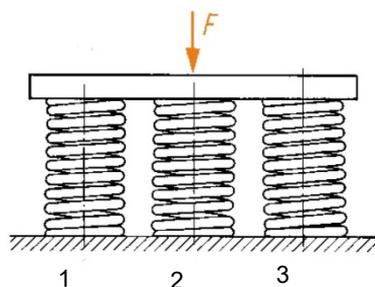


Abbildung 25: Parallelschaltung von Federn (Quelle: Decker)

Die von außen auf das Federpaket wirkende Kraft F verteilt sich anteilmäßig auf die Federn, jedoch ist der Federweg für alle gleich groß.

$$s_1 = s_2 = s_3 \quad (2.11)$$

Somit ergibt sich die Ersatzsteifigkeit bei der Parallelschaltung zu:

$$c_{ges} = c_1 + c_2 + c_3 \quad (2.12)$$

Dämpfung d

Die dritte Eigenschaft eines Systems ist die Dämpfung. Auch sie kann in allen sechs Raumrichtungen auftreten. Der einfachste Fall entspricht der translatorischen, viskosen² Dämpfung entlang einer Raumachse. Wirkt eine Verformung auf das Dämpferglied, so entsteht eine Reaktionskraft F_D , welche entgegengesetzt zur Auslenkung wirkt (Abbildung 26).

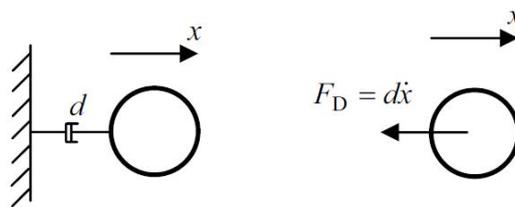


Abbildung 26: Reaktionskraft eines viskosen Dämpfers bei Auslenkung entlang der positiven x-Achse (Quelle: Vöth, S.)

Bei einer rotatorischen Auslenkung um eine der drei Raumachsen, ergibt sich als Reaktion auf diese ein Reaktionsmoment M_D anstatt der Reaktionskraft F_D

$$M_D = d_T * \dot{\varphi} \quad (2.13)$$

²Eine viskose Dämpfung ist proportional zur Geschwindigkeit.
 [Prof. Dr. Wandinger: „Dämpfungsmodelle“ unter:
http://wandinger.userweb.mwn.de/LA_Elastodynamik_1/v3_4.pdf (abgerufen am 07.01.2020)]

2.8.3 Einmassenschwinger

Um ein maschinendynamisches Modell aufzubauen, ist der Einmassenschwinger (EMS) die einfachste Form. Der EMS besitzt dabei nur einen Freiheitsgrad, wodurch sich eine Vielzahl der Schwingungsaufgaben geeignet darstellen lassen. [Vöth, S.]

2.8.4 EMS ohne Dämpfung, ohne Anregung

Dieses System besteht aus zwei Elementen, der Masse m und der Steifigkeit c . Sie sind im Modell in Reihe geschaltet und besitzen nur einen Freiheitsgrad, die Translation entlang der positiven x -Achse. Des Weiteren sind sie an der starren Umgebung angelenkt. In Abbildung 27 sieht man das zugehörige Modell sowie die freigeschnittene Masse mit den wirkenden Kräften. Da diese als Reaktion auf die Auslenkung der Masse entlang der positiven, horizontal gerichteten x -Achse auftreten, müssen sie in negative x -Richtung eingetragen werden (siehe Abschnitt 2.8.2). [Vöth, S.]

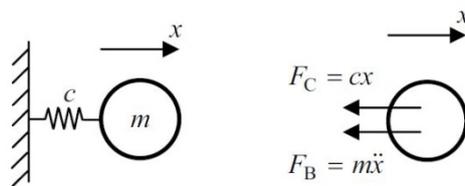


Abbildung 27: EMS ohne Dämpfung und ohne Anregung (Quelle: Vöth, S.)

Stellt man nun das Kräftegleichgewicht an der Masse entlang der Horizontalen auf so ergibt sich dieses zu:

$$-m * \ddot{x} - c * x = 0 \quad (2.14)$$

Durch Division durch die Masse m folgt:

$$\ddot{x} + \frac{c}{m} * x = 0 \quad (2.15)$$

Das vorliegende System kann also durch eine lineare, homogene Differentialgleichung (DGL) 2.Ordnung mit konstanten Koeffizienten dargestellt werden. Diese besitzt die bereits bekannte allgemeine Lösung nach Gleichung 2.6.

Die Kreisfrequenz ω entspricht dabei dem Verhältnis zwischen der Masse und der Steifigkeit.

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (2.16)$$

Durch die Berücksichtigung der Anfangsbedingungen (Gleichungen 2.16) können die beiden Konstanten A und B bestimmt werden. Allgemein werden die Größe der Anfangsauslenkung x_0 und der Anfangsgeschwindigkeit \dot{x}_0 wie folgt dargestellt:

$$x(0) = x_0 \ ; \ \dot{x}(0) = \dot{x}_0 \quad (2.17)$$

Setzt man diese Bedingungen in die allgemeine Lösung der DGL ein, so ergeben sich die Werte für die Konstanten A und B zu:

$$\begin{aligned} x(0) = x_0 = A & \quad \rightarrow \quad A = x_0 \\ \dot{x}(0) = \dot{x}_0 = B * \omega & \quad \rightarrow \quad B = \frac{\dot{x}_0}{\omega} \end{aligned} \quad (2.18)$$

Somit lautet die spezielle Lösung der DGL:

$$x(t) = x_0 * \cos(\omega * t) + \frac{\dot{x}_0}{\omega} * \sin(\omega * t) \quad (2.19)$$

2.8.5 EMS mit Dämpfung, ohne Anregung

Dieses System besteht aus drei Elementen, der Masse m , der Steifigkeit c und der viskosen Dämpfung d . Die Steifigkeit und die Dämpfung sind im Modell parallel und zusammen mit der Masse in Serie geschaltet. Es ist nur ein Freiheitsgrad vorhanden, welcher die Translation entlang der positiven x -Achse darstellt. Des Weiteren ist das System an der starren Umgebung angelenkt.

In Abbildung 28 sieht man das zugehörige Modell, sowie die freigeschnittene Masse mit den wirkenden Kräften. Da diese als Reaktion auf die Auslenkung der Masse entlang der positiven, horizontal gerichteten x -Achse auftreten, müssen sie in negative x -Richtung eingetragen werden. [Vöth, S.]

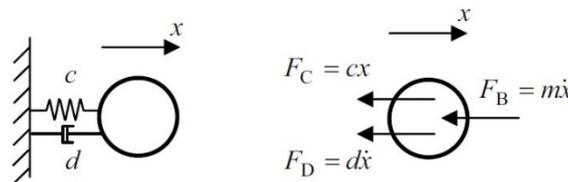


Abbildung 28: EMS mit viskoser Dämpfung und ohne Anregung (Quelle: Vöth, S.)

Aus dem Kräftegleichgewicht entlang der x -Achse folgt:

$$-m * \ddot{x} - d * \dot{x} - c * x = 0 \quad (2.20)$$

Dividiert man durch die Masse m , so ergeben sich die Beziehungen für den Dämpfungsgrad

$$2 * \delta = \frac{d}{m} \quad (2.21)$$

und für die Eigenkreisfrequenz.

$$\omega^2 = \frac{c}{m} \quad (2.22)$$

Setzt man diese Beziehungen in Gleichung 2.19 ein so ergibt sich folgende DGL:

$$\ddot{x} + 2 * \delta * \dot{x} + \omega^2 * x = 0 \quad (2.23)$$

Eine solche lineare DGL zweiter Ordnung mit konstanten Koeffizienten lässt sich durch die folgende Ansatzfunktion lösen:

$$x(t) = A * e^{\lambda * t} \quad (2.24)$$

Da in Gleichung 2.22 die erste und die zweite Ableitung auftreten, muss auch die Ansatzfunktion zweimal nach der Zeit abgeleitet werden. Dies liefert:

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= A * \lambda * e^{\lambda * t} \\ \ddot{x}(t) &= A * \lambda^2 * e^{\lambda * t} \end{aligned} \quad (2.25)$$

Nach dem Einsetzen in Gleichung 2.22 und nach Division durch den gemeinsamen Faktor $A * e^{\lambda * t}$ ergibt sich:

$$\lambda^2 + 2 * \delta * \lambda + \omega^2 = 0 \quad (2.26)$$

Die Lösung dieser quadratischen Gleichung lässt sich durch die entsprechende mathematische Lösungsformel berechnen und liefert zwei mögliche Lösungen für λ .

Durch Einführung des Lehr'schen Dämpfungsmaßes $D = \frac{\delta}{\omega}$ ergibt sich daraus:

$$\lambda_{1,2} = -\delta \mp \omega \sqrt{D^2 - 1} \quad (2.27)$$

Je nachdem, ob der Ausdruck unter der Wurzel positiv, negativ oder gleich Null ist, ergeben sich nun drei wichtige Fallunterscheidungen:

Starke Dämpfung: $D > 1$

Aperiodischer Grenzfall: $D = 1$

Schwache Dämpfung: $D < 1$

Die Eigenheiten der einzelnen Fälle können in entsprechender Literatur nachgeschlagen werden. Für die vorliegende Arbeit ist der letzte Fall der schwachen Dämpfung relevant und somit wird deren Lösung der DGL angeführt.

$$x(t) = e^{-\delta * t} (A * \cos(\omega_d t) + iB * \sin(\omega_d t)) \quad (2.28)$$

Wobei gilt: $\omega_d = \omega * \sqrt{1 - D^2}$

Dies ist die Eigenkreisfrequenz der gedämpften Schwingung.

2.8.6 EMS mit Dämpfung, mit Kraftanregung

In diesem Abschnitt wird nun das zuvor besprochene System durch eine harmonische Kraftanregung erweitert. Diese Form der Kraftanregung schwingt mit einer Anregungskreisfrequenz Ω , welche sich von der bereits eingeführten Eigenkreisfrequenz ω des Gesamtsystems unterscheidet. Abbildung 29 zeigt den schematischen Aufbau. [Vöth, S.]

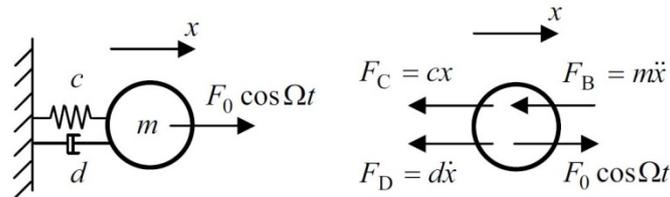


Abbildung 29: EMS mit viskoser Dämpfung und harmonischer Anregung (Quelle: Vöth, S)

Die DGL für diesen Fall lautet

$$m * \ddot{x} + d * \dot{x} + c * x = F_0 * \cos(\Omega t) \quad (2.29)$$

bzw. in der Schreibweise der komplexen Zahlenebene

$$m * \ddot{x} + d * \dot{x} + c * x = F_0 * e^{j\Omega t} \quad (2.30)$$

Durch das Einsetzen des Dämpfungsgrades, der Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems, des Lehr'schen Dämpfungsgrades und des Frequenzverhältnisses

$$2\delta = \frac{d}{m} \quad \omega^2 = \frac{c}{m} \quad D = \frac{\delta}{\omega} \quad \eta = \frac{\Omega}{\omega}$$

sowie der Verwendung des Lösungsansatzes für die partikuläre Lösung

$$x_p = x_0 * V * e^{j\Omega t} \quad (2.31)$$

folgt die Gleichung:

$$-\Omega^2 m x_0 V + j\Omega d x_0 V + c x_0 V = F_0 \quad (2.32)$$

Daraus ergibt sich die komplexe Verstärkungsfunktion

$$V = \frac{1}{1 - \eta^2 + j2D\eta} \quad (2.33)$$

Um nun den Amplitudenfrequenzgang zu erhalten, muss der Betrag dieses komplexen Frequenzganges gebildet werden. Dies erfolgt in zwei Schritten durch mathematische Methoden, welche folgendes Ergebnis liefern:

$$V = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \quad (2.34)$$

Der Tangens des Phasenwinkels φ_P zwischen der Kraftanregung und der Verformung ergibt sich aus dem Quotienten des Imaginärteils und des Realteils der komplexen Verstärkung:

$$\tan(\varphi_P) = \frac{2D\eta}{1 - \eta^2} \quad (2.35)$$

Die Lösung ist nun keine Lösung im Zeitbereich, sondern im Frequenzbereich. Dies hat den Vorteil, dass die Auswirkungen einer harmonischen Anregungsfrequenz Ω auf das Gesamtsystem sehr gut ersichtlich sind.

Anschließend wird noch ein Sonderfall erläutert, da dieser in der Technik sehr oft angewendet wird.

Unwuchterregung $F_0 = m_U * r_U * \Omega^2$

Bei der Unwuchterregung wird die harmonische Schwingung durch eine Unwuchtmasse m_U erzeugt, welche im Abstand r_U (Exzentrizität) mit der Anregungsfrequenz Ω um eine Achse rotiert.

Für diesen Fall der harmonischen Erregung sieht die Verstärkungsfunktion wie folgt aus

$$V = \frac{\eta^2}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \quad (2.36)$$

Da das Ergebnis wie zuvor bereits erwähnt frequenzabhängig ist, wird die Auswirkung der Verstärkung bei unterschiedlichen Dämpfungsgraden wie in Abbildung 30 dargestellt.

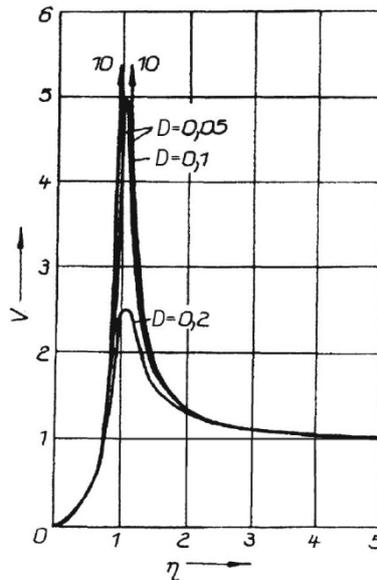


Abbildung 30: Verstärkungsfunktion bei Unwucherregung über dem Frequenzverhältnis η
 (Quelle: Dresig, H./ Holzweißig, F)

Deutlich zu erkennen sind die maximalen Ausschläge bei unterschiedlichen Kennwerten für das Lehr'sche Dämpfungsmaß D . Je geringer die Dämpfung ist, desto höher liegen die Maximalwerte von V . Diese Ausschläge treten immer im Bereich $\eta = 1$ auf. Bei diesem Wert des Frequenzverhältnisses η sind die Anregungsfrequenz Ω und die Kreisfrequenz ω des Systems gleich groß. In der Technik spricht man in diesem Fall von Resonanz.

2.9 Energiebedarf einer Antriebsmaschine

Das notwendige Moment für den Anlauf einer Antriebsmaschine M_{an} ergibt sich aus der Summe des Lastdrehmoments M_L und des Beschleunigungsdrehmoments M_a .
 [Wittel, H]

$$M_{an} = M_L + M_a \quad (2.37)$$

Sobald die Antriebsmaschine ihre Nenndrehzahl erreicht hat, ist nur mehr das Lastdrehmoment M_L aufzubringen. Der Antrieb läuft dann in seinem Betriebspunkt, in welchem Gleichgewicht zwischen dem Lastdrehmoment und dem Antriebsmoment herrscht.

Das Lastdrehmoment ergibt sich aus der Belastung der Arbeitsmaschine und den Reibkräften. Das Beschleunigungsmoment beachtet alle zu bewegenden Massen während des Beschleunigungsvorgangs.

3 Stand der Technik

Bisher sind in der Firma Liebherr noch keine Erfahrungen hinsichtlich eines Schaufelfüllvorganges bei überlagerter Schaufelbewegung bei Radladern vorhanden. Auch von Mitbewerbern wurden etwaige Entwicklungen nicht veröffentlicht, was dazu führt, dass keine Literatur, abgesehen von Patenten, vorhanden ist.

Die Patente beschreiben Systeme die im Zuge des Schaufelfüll- und Entladevorgangs zu einer energieeffizienteren Arbeitsweise, höherer Umschlagsleistung und einer Entlastung des Fahrers führen können. Beispielhaft wird durch Aufbringung einer Schwingungsbewegung im Ladevorrichtungsbereich (Schaufel-) und/oder Hubgerüstbereich ein effizienterer Schaufelentladevorgang ermöglicht. Es werden auch Systeme beschrieben, welche durch Aufbringung von Schwingungen und Vibrationen das Eindringen der Ladevorrichtung in das Ladegut vereinfachen. Im Folgenden werden einzelne recherchierte Patente erläutert, um die bisher getätigten Entwicklungen auf diesem oder ähnlichen Gebieten aufzuzeigen. Die Deckblätter sowie Darstellungen der originalen Patentschriften sind im Anhang zu finden.

Die Firma Friedrich Bilger beschreibt in der Patentschrift DE 16 34 708 C3 von 1965 die aktive Steuerung der Hydraulik für das Hubgerüst eines Radladers zur Erzeugung von Schaufelschwingungen. Die Schwingungen werden durch einen Druckschwingungserzeuger eingeleitet. Dieser Druckschwingungserzeuger regt den Hydraulikzylinder (Kippzylinder) über ein eingebautes Steuerschwingungsventil oder über einen schwingend angetriebenen Verdrängerkolben an. Über eine Bedienungsstelle in der Nähe des Lenkrades kann die Frequenz und die Amplitude der Schwingung variiert werden.

Die Idee der Schwingungserzeugung durch das Ansteuern der Hydraulikzylinder wird von der Firma Volvo Construction Equipment Holding Sweden AB in der Patentschrift DE 196 51 594 B4 aus dem Jahr 1996 aufgegriffen. Das Patent zeigt einen hydraulischen Steuerkreislauf zum aktiven, automatischen Rütteln eines Arbeitsteils eines Baggers um anhaftendes Material aus der Schaufel zu rütteln. Dabei wird die Vibration nicht durch Betätigung eines Schalters erzeugt, sondern durch das elektrische Signal beim Auslenken des Lenkjoysticks generiert und kann mittels eines zusätzlichen Schalters aktiviert oder deaktiviert werden. Das elektrische Signal wird von einer Kontrolleinheit verarbeitet und die Ventile des Hydraulikzylinders entsprechend geschaltet.

Durch die Kopplung der Vibrationssteuerung mit der Joystickbewegung entfallen zusätzliche Schalter für die Einstellung der Vibrationsstärke und der Auswahl für den zu steuernden Hydraulikzylinder. Dadurch wird die Bedienung für den Fahrer sehr stark vereinfacht.

Eine weitere Vereinfachung des Arbeitsprinzips liefert die Firma Caterpillar SARL in ihrer Patentschrift DE 11 2016 001 689 T5 aus dem Jahr 2015. Darin wird eine aktive, automatische, hydraulische Vibrationsvorrichtung für einen Bagger zum Sieben von Schüttgut dargestellt. Die Steuerung der Vibration erfolgt durch das Eingangssignal eines Gewichtssensors, welcher die Masse des Schaufelinhalt misst. Eine Steuerung verarbeitet dieses Signal und versetzt mit steigendem Masseninhalt die Schaufel durch die Betätigung der Hydraulikzylinder stärker in Schwingung. Während dieses Vorgangswird der Baggerarm in einem geeigneten Arbeitsbereich gehalten.

Die beiden Erfinder Jae-Ryong Jo und Jung Ho Lee beschreiben 2011 in ihrem Patent US 2013/0031812 A1 einen Heckaufreißer mit Vibrationsfunktion für eine Laderaupen. Die Vibration wird durch einen Unwuchtmotor erzeugt und auf eine am Vibrationskörper angebrachte Klinge samt Zahn übertragen. Durch die Schwingungen dringt der Aufreißer leichter in das feste Erdreich ein, ohne Felsen oder dergleichen dabei zu zerbrechen.

Zum Eindringen in festes Material im Ober- und Untertagebau wird durch die Firma Atlas Copco Construction Tools GmbH eine weitere Möglichkeit aufgezeigt. Das im Jahr 2004 angemeldete Patent DE 10 2004 035 306 A1 zeigt eine Schlagvorrichtung insbesondere Hydraulikhammer, bestehend aus einem druckmittelbetriebenen Schlagwerk mit einem unter Einwirkung einer Steuerung auf und ab bewegbaren Schlagkolben, welcher durch die erzeugte Schlagenergie ein unter ihm angebrachtes Werkzeug zum Schwingen bringt. Diese Schwingungen werden in das Gestein übertragen und führen zum Zerbersten des selbigen.

Das Patent EP 000 002 853 142 B1 von Herrn Stöckl Friedrich aus dem Jahr 2014 zeigt einen Balkenmäher aus der Landwirtschaft mit zwei übereinander gleitenden Schneiden. Die Schneiden werden durch einen Exzenter und einen Hebelmechanismus quer zur Fahrtrichtung in Bewegung versetzt. Durch die Zahnbewegung werden die Halme vom Gras zwischen den beiden Zahnreihen abgetrennt. Durch den Schneideeffekt wird ein leichteres Vorankommen des Mähers im hohen Gras ermöglicht.

Im Unterschied zu den bisher erwähnten Patenten, welche sich mit der Bewegung des Hubgerüsts, Schaufelarmen und der gesamten Ladevorrichtung oder ähnlichem beschäftigt haben, zeigt die US 3795070 eine Schaufel für einen Radlader, wobei das Anbaugerät über einen Mechanismus zur variablen Anpassung der Zahnlänge bzw. Bodenlänge verfügt. Die hydraulische Anlenkung betätigt einen Hebelmechanismus mit dem die gesamte Bodenplatte oder alle Zähne auf einmal, je nach Einsatzgebiet, auf eine bestimmte Länge verstellt werden. Die Variation der Länge erfolgt vor dem Eintritt in das Schüttgut und wird im Gegensatz zu bisher beschriebenen Systemen nicht zur Erzeugung von Vibrationen verwendet. Jedoch kann die Zahnlänge auf den jeweiligen Einsatz angepasst werden.

Die Bewegung der Schaufelzähne über einen hydraulischen Schwingungsmechanismus für Radlader wird 1972 durch die Patentschrift DE 22 36 381 gezeigt. Die Schwingungserzeugung erfolgt jeweils an den einzelnen Zähnen über eine oder mehrere Membrandosen. Durch die Ansteuerung führt der eingebaute Zahn eine Schwingbewegung um seine Höhenachse aus. Die Schaufelschneide kann je nach Material auch aus einer Anzahl aus fest und beweglich angebrachten Zähnen bestehen.

Zuletzt sei als Beispiel vieler Ideen zur Bewegung von Zähnen von Anbaugeräten noch die US 2 228 445 aus dem Jahr 1938 erwähnt. Sie zeigt eine Ladeschaufel eines Hydraulikbaggers mit vier unter dem Schaufelboden befindlichen Systemen, welche die Funktion eines Hydraulikhammers erfüllen. Dabei wird die Schlagmasse durch die Hydraulik gehoben und beim Senken durch diese beschleunigt. Beim Aufprall wird die Energie auf den gefedert gelagerten Zahn übertragen wodurch dieser in das zu fördernde Gut gerammt wird.

Zusammenfassung und Ableitung

Die Recherche zeigt Systeme zum Vibrieren bzw. Bewegen der gesamten Schaufel, einzelner Zähne und der gesamten Schneide oder Zahnreihe. Die Bewegungen werden zum Großteil über die aktive Steuerung der Hydraulikzylinder erzeugt. Weitere Systeme aus anderen Teilgebieten der Technik nutzen zur Erzeugung von Vibrationen bzw. Schwingungen

- Vibrationsmotore
- Unwuchtgetriebe
- Kurbeltriebe
- Exzentertriebe
- Nockenwellen.

Des Weiteren arbeitet der Abbauhammer mit Schwingungen, welche jedoch durch das Aufeinanderschlagen von einzelnen Bauteilen erzeugt werden. Diese werden in das Erdreich, den Stein/Fels oder die Mauer weitergeleitet. Durch diese Schwingungen wird der jeweilige Gegenstand vor dem Werkzeug des Abbauhammers zerbrochen.

Dieses System wurde zum Teil auch für Lösungen von beweglichen Baggerzähnen verwirklicht (siehe Patent US 2 228 445). Jedoch ist das Ziel dieser Entwicklungen nicht das Eindringverhalten bzw. den Ladevorgang der Schaufel zu verbessern, sondern die Verringerung der Arbeitsschritte. Die Abbauhämmer unter den Schaufeln können das Lösen des Gesteins mit dem Ladevorgang verbinden. Aufgrund der hohen Krafrückwirkung auf den Schaufelarm und die dadurch entstandenen Schäden bzw. die dadurch entstandene höhere Belastung der Bauteile, haben sich diese Systeme nicht bewährt.

Die vorliegende Arbeit greift einzelne Ideen der bereits entwickelten Lösungen aus dem Bereich der Bau- und Landwirtschaftsmaschinen auf und untersucht die Anwendung am Radlader, um einen besseren Ladevorgang für schwer ladbares Gut zu ermöglichen. Außerdem wird die Bewegungsmöglichkeit einzelner Zähne durch konstruktive Mittel erarbeitet. Während der gesamten Arbeit wird das Augenmerk auf geringen Energieverbrauch gelegt.

4 Konzepte

Aus der Recherche geht hervor, dass es mehrere denkbare Lösungen für eine Bewegung der Schaufel oder einzelner Teile dieser gibt. Um ein leichteres Eindringen der Ladevorrichtung in das schwer ladbare Gut zu ermöglichen bzw. um den Ladevorgang effizienter zu gestalten, werden deshalb mehrere Lösungsansätze näher betrachtet und deren Ausführungen erläutert.

4.1 Bewegliche Zähne

In diesem Kapitel werden die konstruktive Lösung und das Grundkonzept der beweglichen Zähne erläutert. Des Weiteren werden die Veränderungen zwischen der Schaufel ohne bewegliche Zähne und jener mit beweglichen Zähnen aufgezeigt.

4.1.1 Konstruktion der Felsschaufel ohne bewegliche Zähne

Die Schaufel zum Laden von schwer ladbarem Gut mit Stand 2019 ist in Abbildung 31 und 32 dargestellt.

Um ein leichteres Eindringen in das Haufwerk zu ermöglichen, besitzt die Felsschaufel eine Deltaschneide (1). Diese Form der Schneide ist vorne nicht gerade, sondern verläuft leicht konisch und nutzt den Keileffekt aus. Dadurch wirkt die gesamte Zugkraft der Maschine in einem kleinen Bereich, vorne in der Mitte der Schneide, beim Eindringen in das Gut. Als Werkstoff wird ein Hardox-Stahl verwendet, da dieser aufgrund höherer Chrom- und Mangananteile eine hohe Härte aufweist und der Verschleiß der Schneide somit gemindert wird.

Auf der Deltaschneide sind die Zahnhalter (2) angeschweißt. Diese Schmiedeteile dienen als Aufnahme der eigentlichen Schaufelzähne. Um den Zahn mit dem Zahnhalter zu verbinden, wird der Zahn auf den Halter gesetzt und ein Bolzen zur Sicherung durch die Bohrung im vorderen Bereich des Zahnhalters gesteckt. Dies ermöglicht aufgrund von hohem Verschleiß einen einfachen Austausch der Zähne.

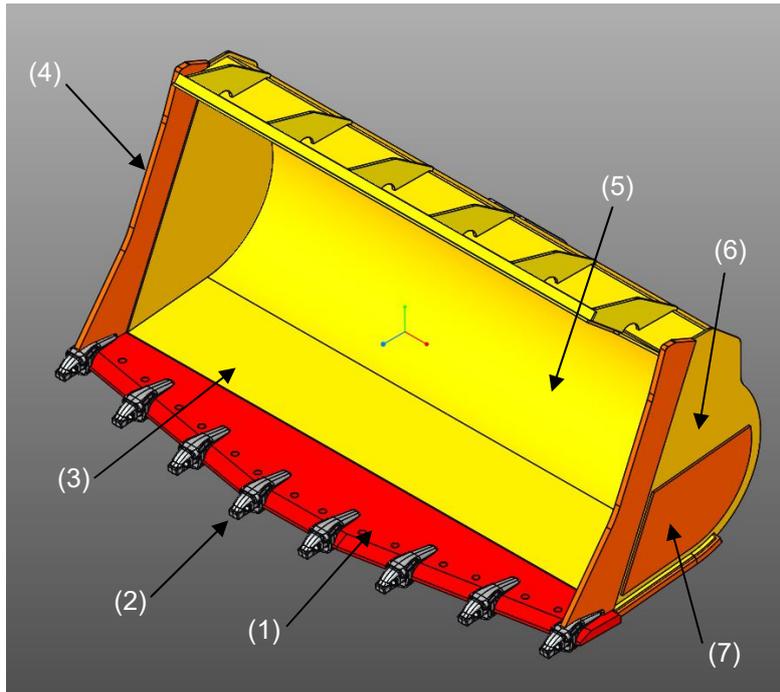


Abbildung 31: Isometrische Ansicht der Felschaufel ohne bewegliche Zähne

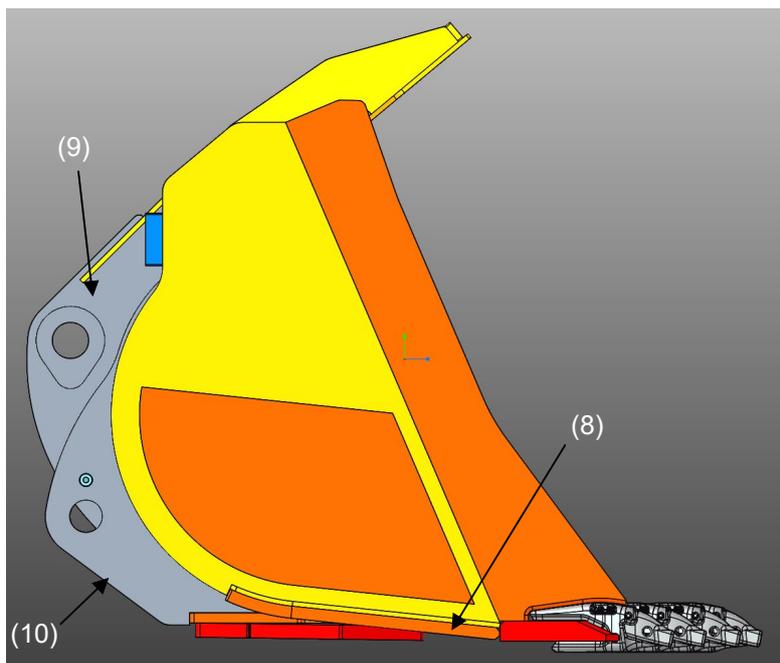


Abbildung 32: Seitenansicht der Felschaufel ohne bewegliche Zähne

Eine spezielle Form weist auch der Schaufelboden (3) auf. Dieser ist leicht geneigt, um die Kontaktfläche zwischen dem Schaufelboden und dem Ladegut zu verringern. Dieser sogenannte Schrägboden ermöglicht durch seine Form ein leichteres Eindringen und unterstützt somit den Ladevorgang. An der Unterseite des Bodens sind Verschleißbleche (8) angeschweißt, um den Boden vor zu starkem Abrieb zu schützen.

An den Seiten befinden sich die Seitenschneiden (4), welche ebenfalls aus Hardox-Stahl gefertigt sind. Am unteren Ende dieser Schneiden ist jeweils ein Zahnhalter eingeschweißt.

Sehr wichtig für das Füllverhalten der Schaufel ist der Radius des Schaufelrückens (5). Dieser muss auf die Größe und die Kinematik der Maschine angepasst sein.

Um der Schaufel die notwendige Steifigkeit zu verleihen, sind neben der Schaufelschneide (1) auch die beiden Seitenwände (6) notwendig. Diese müssen durch Verschleißplatten (7) geschützt werden. Diese Platten reichen nur bis zu einer bestimmten Höhe, da während des Ladevorgangs nicht die ganze Seitenwand in Kontakt mit dem Schüttgut gerät.

Die Blechlasche (9) ist am Schaufelrücken (5) angeschweißt und dient als Verbindung zwischen der Koppelstange (siehe Abbildung 12) und der Schaufel.

Die Blechlaschen (10), links und rechts neben der Lasche (9), beinhalten die Lagerpunkte für die Schaufel, um welche die Kippbewegung stattfindet. Dort werden die beiden Hubarme der Hubkinematik angelenkt.

4.1.2 Konzept der beweglichen Zähne

Das Eindringen der Schaufel in das geschossene Material wird durch das Verkeilen der Steine und Felsen erschwert. An der gewachsenen Wand wird das Laden durch die dicht gepressten Erdschichten behindert. Um diesen Gegebenheiten zu trotzen, benötigt die Schaufel eine hohe Steifigkeit, da sich die Ladeeinrichtung aufgrund der hohen wirkenden Kräfte ansonsten plastisch verformt. Jedoch ist das nicht nachgiebige Verhalten der Schaufel auch ein Nachteil, da diese oder Teile von dieser bei erhöhten Eindringwiderständen an einzelnen Stellen der Schaufel, das weitere Eindringen der Ladevorrichtung in das Haufwerk verhindern. Die Neuentwicklung muss somit in einem gewissen Maß nachgiebig sein und trotzdem die notwendige Steifigkeit gewährleisten.

Durch Zähne, welche vorne an der Schneide beweglich ausgeführt sind, wäre dies möglich. Das Einsatzgebiet und die hohen Kräfte erschweren die konstruktive Ausführung und schränken die möglichen Lösungen sehr stark ein. Im Betrieb des Laders muss mit dem Fall gerechnet werden, dass die gesamte Zugkraft F_{Zug} und die gesamte Ausbrechkraft F_A der Maschine auf einen einzigen Zahn wirken. Dieser Fall kann eintreten, wenn aus dem Haufwerk einzelne Steine herausragen oder wenn der Fahrer in einem spitzen Winkel in das Ladegut eindringt.

Eine dauerhafte Hub-, Quer- oder Längsbewegung der Zähne führt durch den längeren Betrieb des Antriebes zu einem hohen Energieverbrauch und dadurch zu höherem Kraftstoffverbrauch. Die Zähne sollen somit nur dann eine Bewegung ausführen, wenn die äußeren Kräfte ein Grenzmaß überschreiten.

In der Technik gibt es Anwendungen, bei denen bestimmte Bauteile einer Konstruktion aufgrund zu hoher Belastungen absichtlich versagen, um die restliche Anlage zu schützen und um einen größeren Schaden zu verhindern. Ein bekanntes Konzept ist hier der sogenannte Scherbolzen. Dieser Bolzen bricht, sobald eine Grenzlast überschritten wird.

Die Zerstörung einzelner Bauteile ist jedoch nicht Sinn und Zweck der vorhandenen Entwicklung. Jedoch ist die Idee von einem schlagartig, nachgebenden Bauteil der Grundgedanke dieser Lösungsvariante, welche im folgenden Kapitel erläutert wird.

4.1.3 Konstruktion der Schaufel mit beweglichen Zähnen

Die konstruktive Lösung der Ladevorrichtung ist in den Abbildungen 33 bis 41 dargestellt. Die einzelnen Details der Konstruktion werden im Folgenden detailliert erläutert und deren Funktion erklärt.

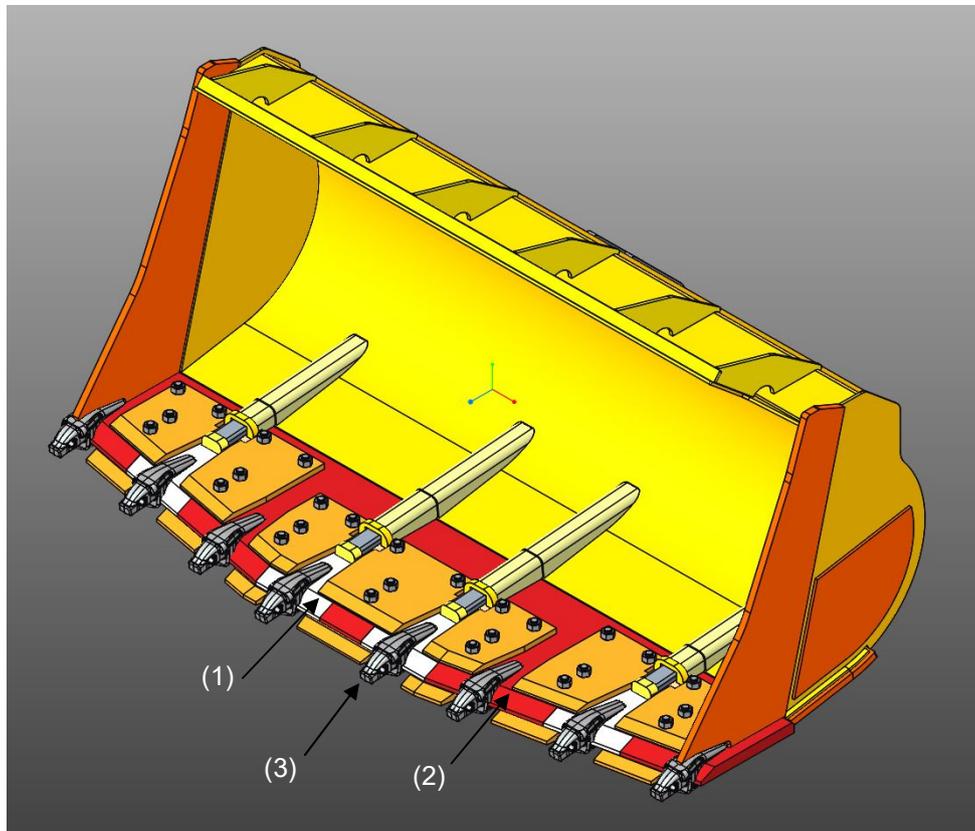


Abbildung 33: Isometrische Vorderansicht der Felsschaufel mit beweglichen Zähnen

Unverändert bleiben der Radius des Schaufelrückens und die Blechlaschen zur Anlenkung an das Hubgerüst (siehe Abbildung 31 und 32), da eine Veränderung dieser Bauteile eine Überarbeitung des gesamten Hubgerüsts nach sich ziehen würde. Alle bisher gesammelten Daten über den Ladevorgang müssten daraufhin überarbeitet werden.

Die Zähne der Schaufel werden beweglich gestaltet, indem die Gleitstücke (1, in weiß dargestellt) aus der neuen Bodenschneide (2) (Abbildung 34) geschnitten werden. Um die Verschiebbarkeit der Gleitstücke zu ermöglichen, muss hinter jeder beweglichen Zahneinheit ein weiterer Bereich, der Verschiebeweg, aus der Schneide entfernt werden (Abbildung 35).

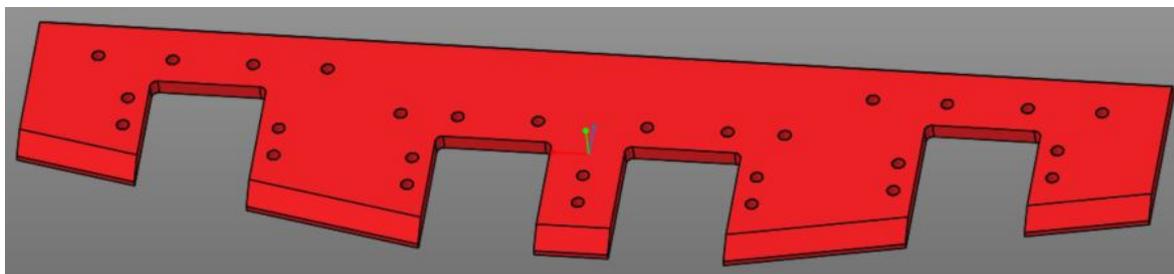


Abbildung 34: Neue Bodenschneide samt den Ausnehmungen für die Gleitstücke

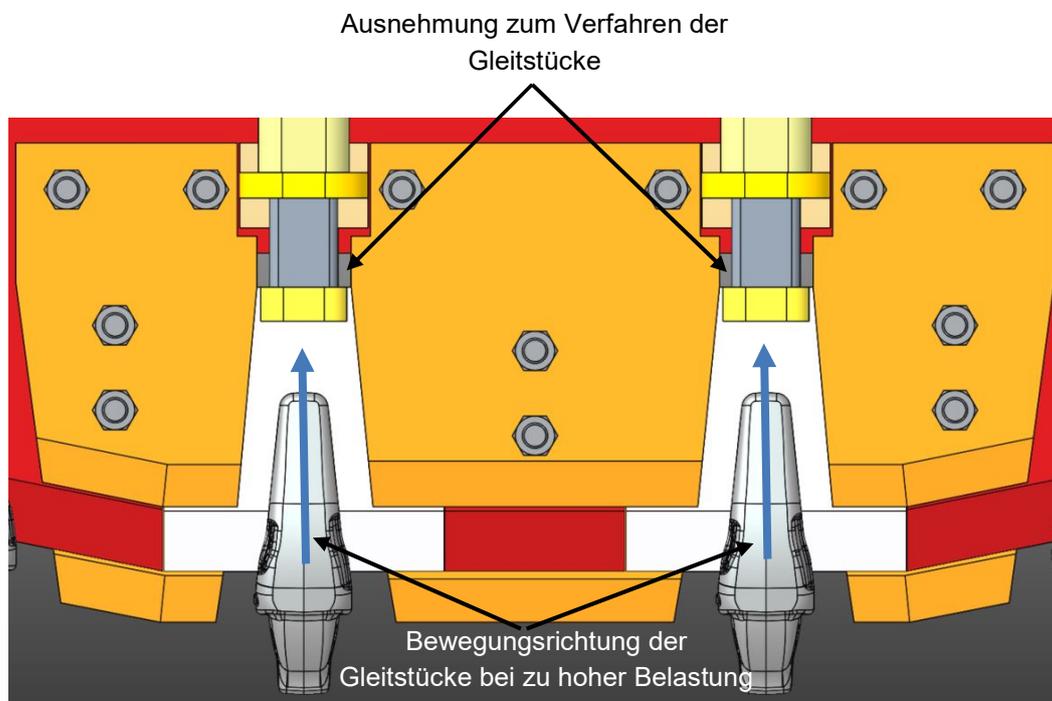


Abbildung 35: Draufsicht der neuen Schaufel mit den ersichtlichen Ausnehmungen zum Verfahren der Gleitstücke

Durch diese Ausnehmungen wird die Steifigkeit der Schaufel stark verringert. Dieser Nebeneffekt wird durch eine längere Schneide ausgeglichen. Da die Gesamtlänge der Schaufel ein festgelegter Parameter ist, muss der Schaufelboden in seiner Länge gekürzt werden. Vergleicht man Abbildung 31 und Abbildung 33 so wird dies ersichtlich.

Aufgrund der Positionierung der Blechlaschen für die Anlenkung der Kinematik an der Rückseite der Schaufel, kann der Mechanismus zur Bewegung der Zähne nicht hinter jedem Zahn montiert werden. Daraus folgt, dass nicht jeder Zahn beweglich ausführbar ist.

Die Zahnhalter (3) (Abbildung 33) für die beweglichen Zähne werden auf die Gleitstücke geschweißt, welche mit geringem Spiel in den Ausnehmungen der Deltaschneide (2) und zwischen den Oberschneiden (4) und Unterschneiden (5) geführt sind (Abbildung 36).

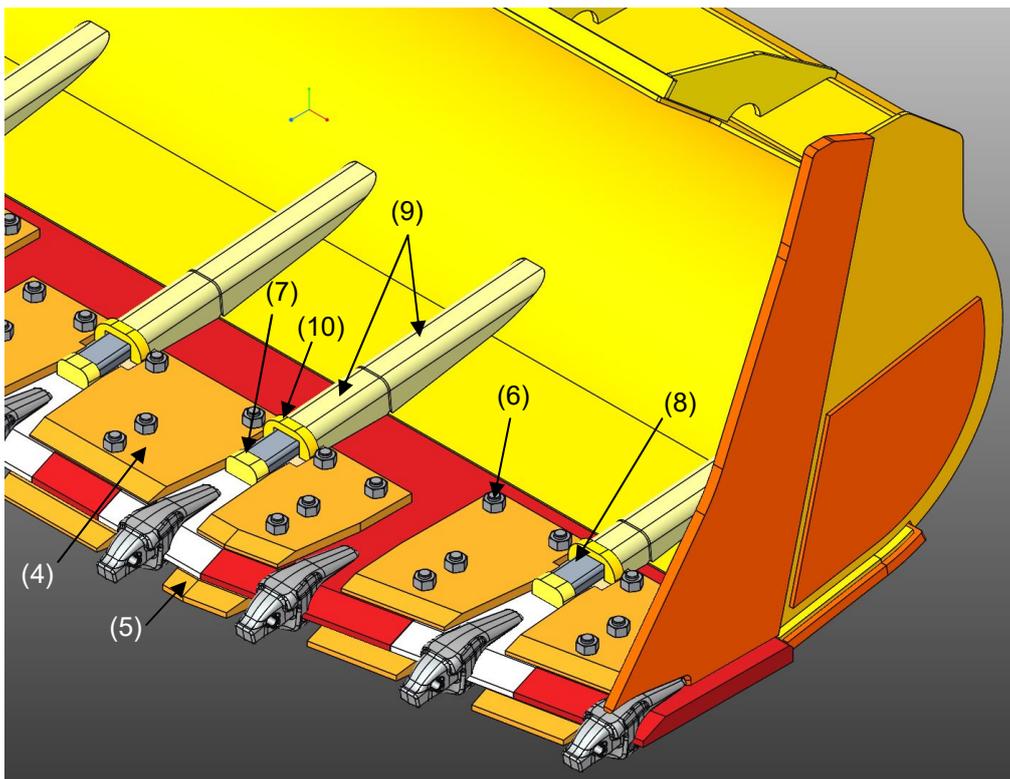


Abbildung 36: Detailaufnahme der Felsschaufel mit beweglichen Zähnen

Diese Schneiden sind, aufgrund des Kontaktes mit dem Ladegut, ebenfalls aus Hardox-Stahl zu fertigen. Die Unterschneide verhindert durch ihre spezielle Form (Abbildung 37) in Kombination mit dem überlappenden Stoßblech (7) ein Herausfallen der Gleitstücke beim Auskippvorgang. Dieses Stoßblech ist hinter den Gleitstücken angeschweißt.

Ober- und Unterschneiden sind durch Schraubenverbindungen (6) mit der Deltaschneide verbunden und können bei zu starkem Verschleiß durch den Kontakt mit dem Ladegut einfach ausgewechselt werden. Bei der Verschraubung ist zu beachten, dass die Schraubenköpfe an der Unterseite der Schaufel nicht über die Unterschneiden hinausragen (Abbildung 37), da diese ansonsten mit dem Schüttgut bzw. dem Boden in Kontakt treten. Dies führt zu hohem Verschleiß der Schraubenköpfe und durch die Reibung in weiterer Folge zur Verminderung der Zugkraft der Maschine.

Am Stoßblech liegt der Stößel (8) an, welcher die Gleitstücke mit dem Mechanismus zur Bewegung der Zähne am Schaufelrücken verbindet. Der Stößel besteht aus einem rechteckigen Formrohr, da dieses in der richtigen Einbaulage eine geringe Höhe bei gleichzeitig hohem Widerstand gegen Knickung aufweist.

Um den Stößel bestmöglich vor dem Kontakt mit dem Schüttgut zu bewahren, wird dieser durch einen zweiteiligen Tunnel (9) geschützt. Dieser wird aus zwei Blechbiegeteilen hergestellt und bei der Montage mit der Deltaschneide bzw. dem Schaufelboden und dem Schaufelrücken verschweißt.

Durch eine geringe Neigung zwischen dem Stößel und dem Schaufelboden ergibt sich ein geringer Verlust an Füllvolumen der gesamten Schaufel. Aufgrund dieser Anordnung ragt der Stößel durch das Bodenblech (Abbildung 37). Die Führung des Stößels (8) erfolgt schwimmend durch die Lagerstelle (10) (Abbildung 36) und durch die Lagerstelle (11) (Abbildung 37).

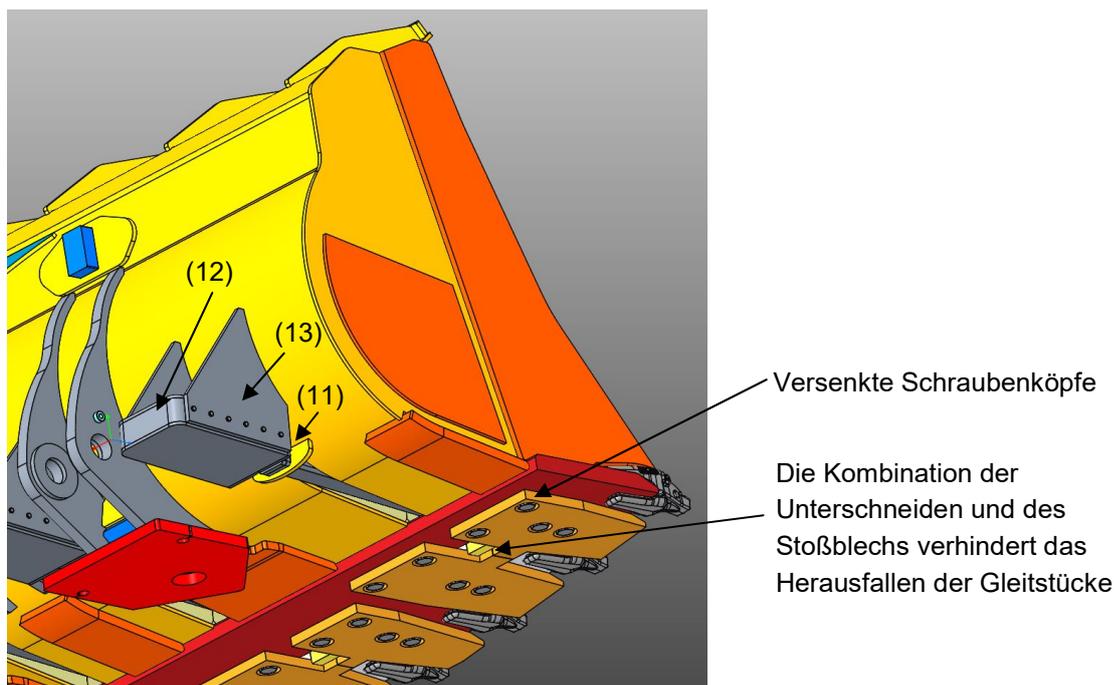


Abbildung 37: Hintere Ansicht der Felsschaufel mit beweglichen Zähnen

An der Rückseite der Schaufel befindet sich der Mechanismus, welcher das Einfahren und das Ausfahren der Zähne ermöglicht. Dieser befindet sich in einer Konsole (12), um ihn vor Umwelteinflüssen sowie den rauen Arbeitsbedingungen zu schützen. Die Konsole wird aus einzelnen Blechteilen zusammengesetzt (Abbildung 38). Zur Verbindung der Teile werden Schweiß- und Schraubenverbindungen genutzt. Dabei wurde in weiterer Folge auf eine einfache Montage des Mechanismus in der Konsole und eine gut ausführbare Verbindung mit der Schaufel geachtet.

Der Rahmen der Konsole (1) wird aus einem Blechstreifen gebogen und besitzt an der Innenseite Ausnehmungen zur Führung der Federn, welche für den Mechanismus zur Bewegung der Zähne benötigt werden. Nach dem Verschweißen des Rahmens mit dem Bodenblech der Konsole (2) kann der gesamte Apparat von oben in die Konsole eingesetzt werden. Dieser wird durch zwei Blechteile (3), welche mit dem Rahmen verschraubt sind, von vorne von den Umwelteinflüssen geschützt.

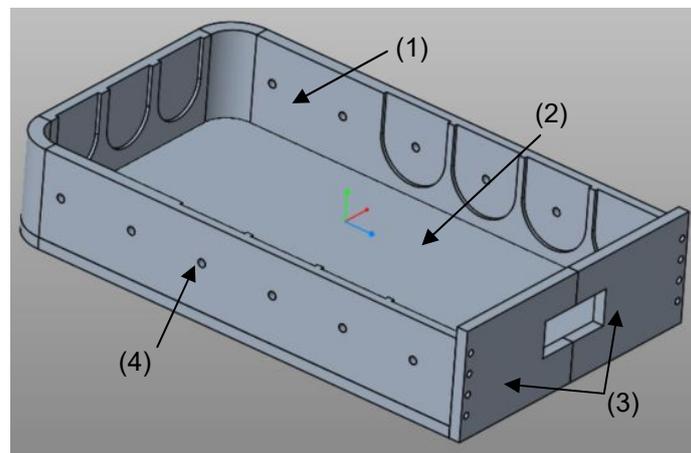


Abbildung 38: Konsole zum Schutz und zur Montage des Schnappmechanismus

Danach folgt die Montage am Schaufelrücken durch die Schraubenverbindung (4) an der Seite der Konsole. Die Montagebleche (13) (Abbildung 37) werden zuvor am Schaufelrücken und mit dem Deckel der Konsole verschweißt.

Das Kernstück bildet der Mechanismus im Inneren der Konsole. Dessen Arbeitsprinzip ist einem Kugelschnäpper (Abbildung 39) nachempfunden. Dieser Schnäpper besitzt zwei Kugeln (1), welche auf jeder Seite des Schnäppers durch eine Feder vorgespannt sind. Wird der Drücker (2) nun mit genügend Kraft gegen die Kugeln gedrückt, werden diese in ihre Sitze gepresst und der Drücker rastet ein. Nach dem Einrasten pressen die Federn die Kugeln wieder aus ihren Sitzen und ein Herausrutschen des Drückers wird verhindert.

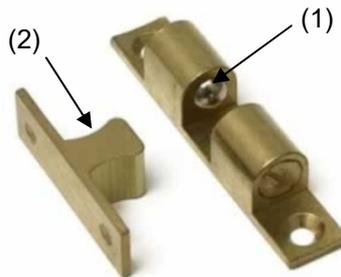


Abbildung 39: Kugelschnäpper

Abbildung 40 zeigt den abgeleiteten Mechanismus für die Bewegung der Zähne. Die Kugel wird durch einen Keil (1) ersetzt, da aufgrund der hohen wirkenden Kräfte die zulässige Flächenpressung mit einer Kugel als Auslöser überschritten wird. Des Weiteren müssen vier Federn (2) hinter dem Keil parallelgeschaltet werden, wodurch die große, auslösende Kraft auf die einzelnen Federn verteilt wird (siehe Abschnitt 2.8.2, Steifigkeit c, Parallelschaltung). Der Keil rastet in eine Ausnehmung in der Druckplatte (3) ein.

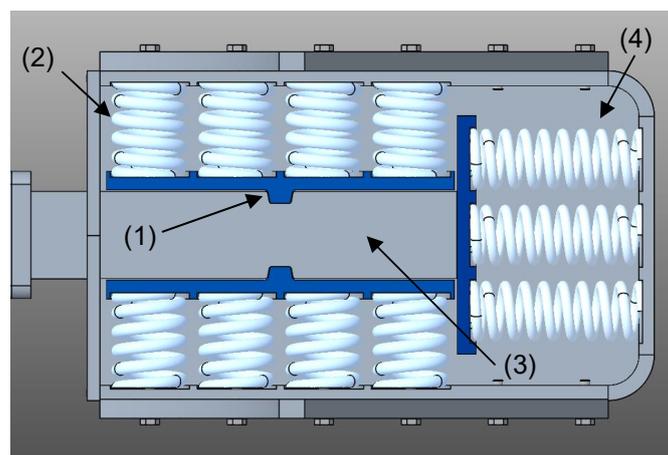


Abbildung 40: Schnappmechanismus der beweglichen Zähne (nicht ausgelöst)

Wird die Grenzlast vorne an den Zähnen erreicht, wird diese durch den Stößel auf den Schnapper übertragen (Abbildung 41). Über die schiefe Ebene des Keils drückt die Druckplatte (3) die Federn (2) zusammen, wodurch der Weg zum Verfahren nach hinten freigegeben wird. Dort werden die drei parallelgeschalteten Federn (4) zusammengepresst.

Diese weisen eine geringe Federsteifigkeit auf, um ein schlagartiges Einfahren der Zähne zu ermöglichen. Im Übrigen werden die Federn (4) benötigt, um nach dem Austritt der Schaufel aus dem Haufwerk die eingefahrenen Zähne wieder auszufahren.

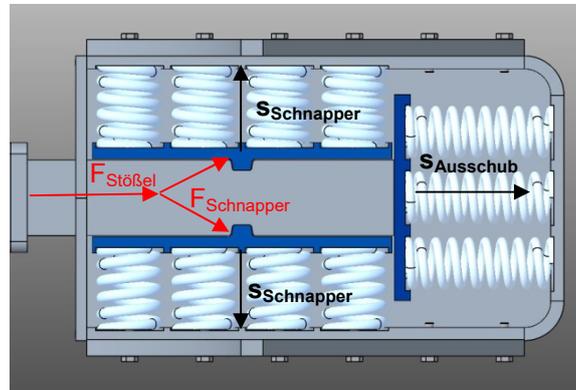


Abbildung 41: Kräfte und Verfahrwege am Schnappmechanismus

4.1.4 Energiebedarf

Um eine wirtschaftliche Arbeitsweise des entwickelten Systems zu ermöglichen, soll dieses einen möglichst geringen Energieverbrauch aufweisen. Eine aktive Steuerung der Bewegung der Zähne hat einen Anstieg der notwendigen Energie zum Betreiben des Mechanismus zur Folge. Diese Energie muss vom Dieselmotor zusätzlich bereitgestellt werden und hat neben höheren Kosten auch einen höheren CO_2 -Ausstoß zur Folge.

Durch die passive Arbeitsweise des mechanischen Systems entfällt ein solcher Antrieb. Die Federn im Schnappmechanismus werden durch die äußeren, wirkenden Kräfte und durch Kraftumlenkung zusammengepresst. Der Ausschub der Zähne wird ebenfalls durch ein Federpaket realisiert. Somit ist keine zusätzliche Energie zum Betreiben des Systems notwendig. Dies macht es sehr energieeffizient.

4.1.5 Kosten

Um das Konzept für den Hersteller als auch für die Kunden rentabel zu gestalten, müssen die Kosten so gering wie möglich gehalten werden. Während die Preise für Zukaufteile, wie beispielsweise Federn für den Schnappmechanismus, vor allem bei höheren Stückzahlen gering sind, stehen diesen die hohen Entwicklungskosten gegenüber. Neben den weiteren entwickelten Konzepten, mit zum Teil viel geringerem Kostenaufwand, wirken sich die für dieses Konzept hohen Kosten negativ aus.

4.2 Passiv arbeitende Steuerung der Kinematik

Während des Ladevorgangs wird der Kippzylinder zum Aufbringen der Ausbrechkraft F_A durch den Fahrer angesteuert, wodurch die Schaufel um deren Lagerpunkte am Hubgerüst einkippt. Während dieses Einkippvorgangs, kann es durch einen zu hohen Widerstand des Haufwerks oder der gewachsenen Wand zum Stillstand der Einkippbewegung kommen. Um diesen Stillstand auszugleichen, muss der Fahrer mehrmals mit dem Hub- und Kippzylinder gegensteuern. Dieser Arbeitsvorgang ist für den Fahrer sehr anstrengend und kann nur von sehr geübten Fahrern richtig ausgeführt werden. Um dem Stillstand der Schaufel während des Einkippens entgegenzuwirken und um den Ladevorgang durch die Steuerung der Hydraulik zu erleichtern, wurde ein weiteres Konzept entwickelt. Dieses wird in diesem Kapitel erläutert.

4.2.1 Konzept der passiv arbeitenden Kinematik

Aus mehreren während der Patentrecherche studierten Patenten geht hervor, dass sich einzelne Hersteller bereits Gedanken zur Steuerung der vorhandenen Arbeitshydraulik zum leichteren Laden des Schüttgutes gemacht haben. Diese überlagerten Bewegungen werden meist durch aktive Betätigung mehrerer Schalter und Hebel aktiviert. Des Weiteren ändern sich die Bedingungen des zu ladenden Schüttgutes bei jedem Ladezyklus aufs Neue, wodurch eine Auslegung der aktiven Steuerung stark erschwert wird.

Die Grundidee des Konzeptes, welches in diesem Kapitel behandelt wird, liegt in der passiven anstatt der aktiven Steuerung der Hubkinematik. Dabei soll noch vor dem Stillstand der Einkippbewegung, aufgrund zu hoher Einkippwiderstände, der Kippzylinder eine kurze Auskippbewegung ausführen. Dies wird durch das Ablassen von Hydraulikflüssigkeit aus dem Zylinder, bei Erreichen eines voreingestellten Grenzdruckes, ermöglicht. Durch das kurze Gegensteuern der Schaufel kann das Haufwerk nachrutschen und es ergeben sich neue Ladebedingungen, welche das Einkippen der Ladeausrüstung vereinfachen können. Nach dem Auskippen wird wieder die Kolbenbodenseite des Kippzylinders angesteuert, um die Schaufel erneut einzukippen.

Im Folgenden werden die kinematischen Zusammenhänge und der daraus resultierende Energieverbrauch beschrieben.

4.2.2 Kinematischer Zusammenhang

Die in dieser Arbeit entwickelten Konzepte sind auf die Baugröße des Radladers L566 von Liebherr angepasst. Diese Maschine gehört zu den Großgeräten und verfügt in der verwendeten Ausführung über eine Z-Kinematik (siehe Abschnitt 2.6.1).

In der Abbildung 42 ist ein Ladevorgang durch die Bildreihe von 1 bis 10 dargestellt. Anhand des Bewegungsablaufes, kann in weiterer Folge ein Modell abgeleitet werden, woraus sich der Zusammenhang zwischen dem Einkippweg an der Spitze der Schaufel und dem zurückgelegten Weg des Kippzylinders berechnen lässt.



Abbildung 42: Ladevorgang eines Radladers (Quelle: LBH)

Abbildung 43 zeigt ein Schema der kinematischen Bewegung während des Einkippens der Schaufel. In Blau ist der Ausgangszustand vor der Betätigung des Kippzylinders dargestellt und in Rot der Zustand nach einem kurzen Einkippvorgang.

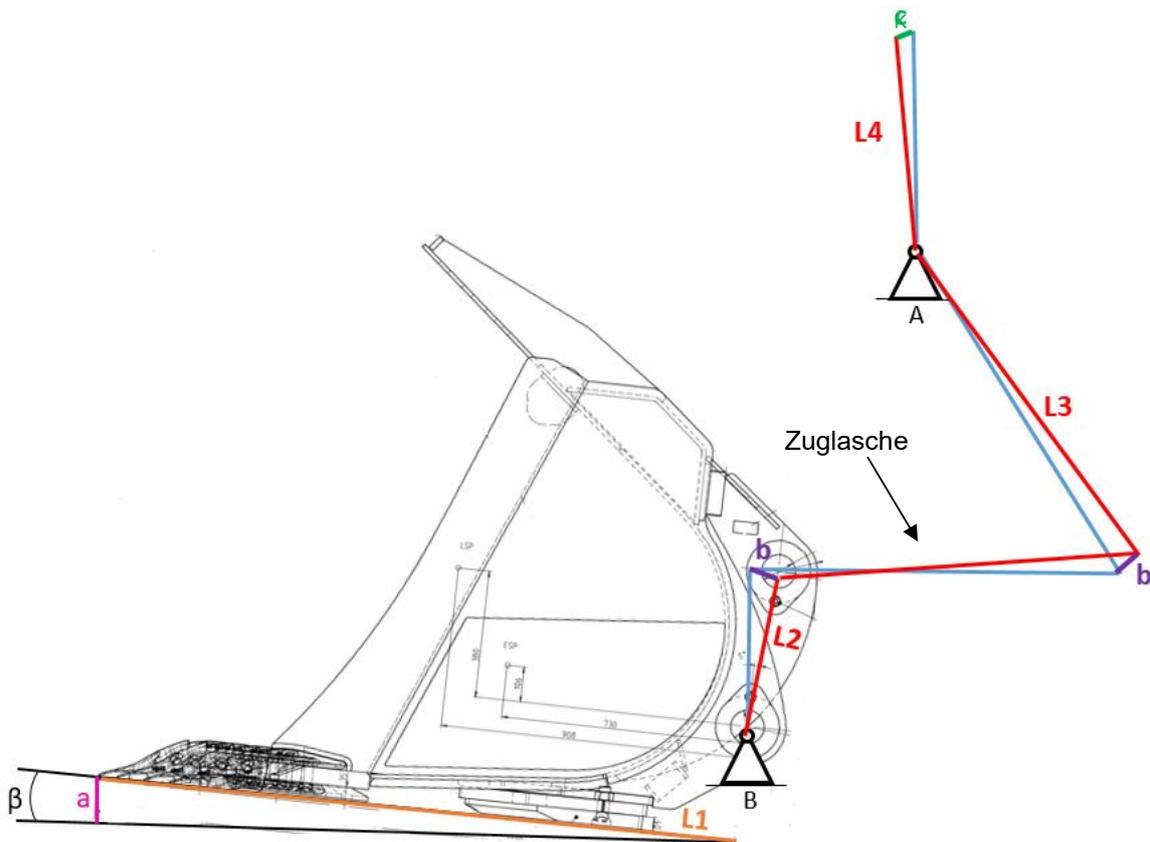


Abbildung 43: Schema der Z-Kinematik während des Einkippvorgangs

Wird der Kippzylinder mit Druck beaufschlagt, so ergibt sich ein Kolbenweg c_K der Kolbenstange. Über die Lagerstelle A schwenkt der Umlenkhebel, bestehend aus L3 und L4, am unteren Ende um den Weg b. Über die Zuglasche wird die Bewegung auf die Schaufel übertragen. Diese kippt um den Lagerpunkt B um einen Winkel β , welcher sich aus dem Zusammenhang zwischen der Länge L2 und dem Weg b ergibt. Der Winkel β tritt auch gemessen zur Bodenebene auf. Aus der Beziehung zwischen diesem Winkel und der Länge L1, vom Lagerpunkt B bis zur Zahnschnecke gemessen, ergibt sich der zurückgelegte Weg a an der Spitze der Schaufel.

4.2.3 Energiebedarf

Um den Energiebedarf für den unter 4.2.1 beschriebenen Arbeitsvorgang zu berechnen, wird dieser in zwei Arbeitsschritte aufgeteilt.

Schritt 1

Dieser beschreibt das Auskippen nach Erreichen eines voreingestellten Grenzdruckes. Dabei wird durch kurze Betätigung des Wegeventiles Hydraulikflüssigkeit aus der Kolbenbodenseite des Zylinders abgespritzt. Der Vorgang wird zeitlich gesteuert, da dies leichter zu realisieren ist als eine Wegsteuerung. Während die Flüssigkeit auf der Kolbenbodenseite abgelassen wird, muss auf der Kolbenstangenseite Öl nachgepumpt werden, damit im Zylinder kein leerer Raum entsteht. Zum Nachpumpen stellt die Hydraulikpumpe die notwendige Druckdifferenz Δp bereit, welche zusammen mit dem Volumenstrom Q die erforderliche hydraulische Leistung P ergibt (siehe Gleichung 2.3).

Schritt 2

Dieser beschreibt das Einkippen der Schaufel über den Kippzylinder. Dazu muss die Kolbenstangenseite mit Druck beaufschlagt werden. Der Förderdruck der Pumpe wird vom Steuergerät durch eine Kennlinie gesteuert. Der zur Berechnung der Leistung gewählte Druck stellt nach Rücksprache mit Herrn Stock Josef (Leitung technischer Versuch, Liebherr Werk Bischofshofen GmbH) einen Mittelwert zwischen 100 bar und 350 bar dar. Die 100 bar Druck werden für den Zeitpunkt des Druckaufbaus nach dem Abspritzen des Zylinders angenommen und 350 bar entsprechen dem Maximaldruck. Zusammen mit dem Volumenstrom Q ergibt sich wiederum die hydraulische Leistung P .

Die für den jeweiligen Schritt erforderliche Energie erhält man durch Multiplikation der Leistung P mit der zum Arbeitsschritt passenden Zeitvorgabe t . Die Zeitvorgaben zur Näherung des Energiebedarfs werden entsprechend der Erfahrung der Firma Liebherr gewählt.

Des Weiteren wird zur Abschätzung des Energiebedarfs ein Weg a der Schaufelspitze von 100 mm angenommen. Bei geringeren Werten ergeben sich aufgrund der Kinematik (siehe 4.2.2) sehr geringe Kolbenwege c_K , welche über die Hydrauliksteuerung nur schwer realisierbar sind.

Aus den vorhandenen Längenmaßen L_1 , L_2 , L_3 und L_4 (siehe Abbildung 43), den Durchmessern von Kolben und Kolbenstange des Kippzylinders, der angenommenen Auslenkung a der Schaufelspitze, der Hydraulikdrücke Δp und den gewählten Steuerzeiten t für das Heben und das Senken der Schaufel, ergibt sich unter Berücksichtigung des Gesamtwirkungsgrades für ein einmaliges Ausführen der passiven Hydrauliksteuerung ein Energiebedarf von 10,2 kJ.

Der Vorgang lässt sich während des Ladezykluses beliebig oft wiederholen und muss entsprechend der Anzahl der Vorgänge mit dem Energiebedarf eines Ausführungszyklus multipliziert werden, um die Gesamtenergie zu bestimmen.

Die maximale Leistung für einen Arbeitszyklus, unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades, liegt bei ca. 16,8 kW. Dies entspricht in etwa einem Fünftel der derzeit möglichen Pumpenleistung und ist somit realisierbar.

4.2.4 Kosten

Bei diesem Konzept werden bereits vorhandene Baugruppen und Systeme genutzt. Es müssen keine zusätzlichen Pumpen, keine zusätzlichen Ventile und auch keine zusätzlichen Leitungen im Hydrauliksystem eingebaut werden. Der Aufwand in der Umsetzung unterliegt der Steuerungs- und Regelungstechnik sowie dem Ausführen von Versuchen unter realen Einsatzbedingungen zur Abstimmung des Systems.

Somit entsteht kein Kostenaufwand für neue Bauteile oder Umrüstungen des vorhandenen Hydrauliksystems. Jedoch müssen im weiteren Verlauf der Entwicklung die geringen Kosten für Versuche, Treibstoff und Personal berücksichtigt werden.

4.3 Schwingungsanregung der gesamten Schaufel

Aus der Recherche geht hervor, dass in vielen Bereichen der Bauindustrie, wie zum Beispiel dem Heckaufreißer mit Schwingungsanregung durch Unwuchtmotore an der Laderaube, Vibrationen zum leichteren Eindringen eines Bauteils in kompaktes Gut verwendet werden. Dieser Ansatz soll, unter Berücksichtigung von einigen Annahmen, auf die Schaufel des Radladers angewandt werden, um die für eine Schwingungsanregung notwendige Energie zu bestimmen.

Eine dieser Annahmen beinhaltet, dass als erster Schritt der Entwicklung nur die Möglichkeit der Anregung der Schaufel ohne Kontakt mit dem Schüttgut untersucht wird. Der Hintergrund dieser Annahme ist, dass bei zu hohem Energieaufwand für die Anregung der leeren Schaufel, weitere Entwicklungsschritte unterlassen und ein komplexes Modell samt Versuchen für die Auswirkungen während des Füllvorgangs nicht erforscht werden.

4.3.1 Konzept der Schwingungsanregung

Der Fahrer des Radladers soll vor dem Beginn des Ladevorgangs ein Unwuchtsystem, welches an der Schaufel angebracht ist, über einen Schalter in der Kabine aktivieren. Dieses System versetzt die gesamte Schaufel in Schwingung, wodurch ein einfacheres Eindringen in das Ladegut ermöglicht werden soll.

Um eine Schwingung auf die Schaufel zu übertragen, muss durch eine geeignete Methode eine Vibration erzeugt werden. Die am meisten verwendeten Systeme hierfür sind der Vibrationsmotor oder ein Unwuchtgetriebe (Abbildung 44).

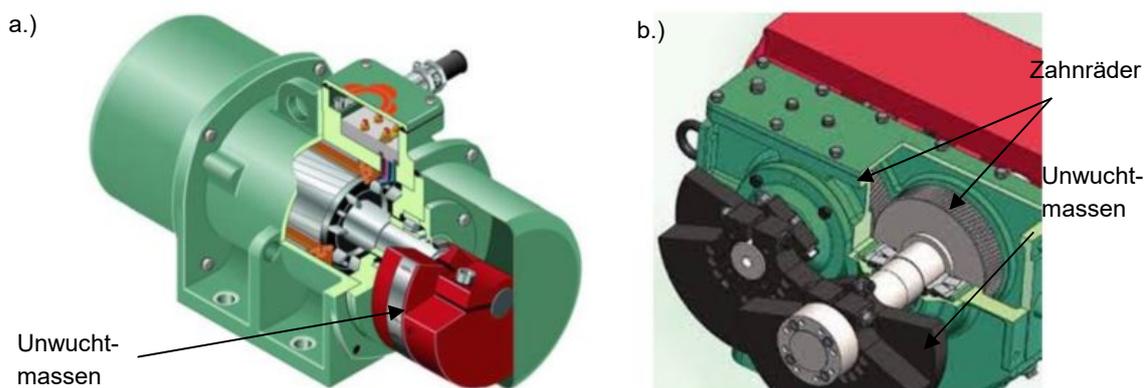


Abbildung 44: Unwuchtsysteme a) Vibrationsmotor b) Unwuchtgetriebe

Die angeregte Schaufel soll eine Bewegung quer zur Fahrtrichtung ausführen. Dabei ist die Anordnung der Unwuchtmassen zueinander von großer Bedeutung. Diese sollten in entgegengesetzter Richtung rotieren, damit sich die wirkenden Fliehkräfte in vertikaler Richtung aufheben (Abbildung 45).

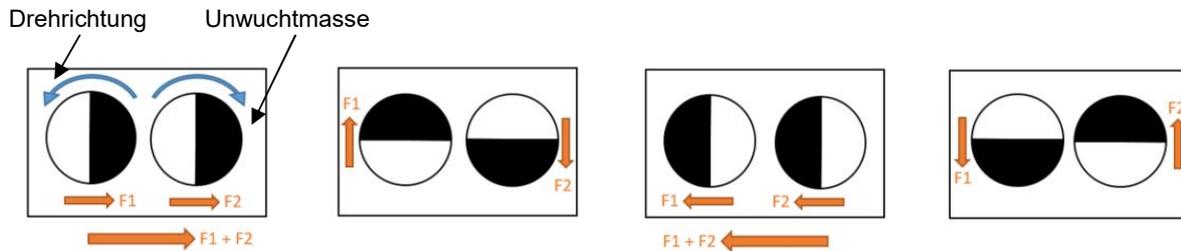


Abbildung 45: Schema der wirkenden Kräfte bei gegenläufig rotierenden Unwuchtmassen

Ein Unwuchtgetriebe eignet sich besser für die Vibration der Schaufelaustrüstung, da bei diesem eine genauere Positionierung der Unwuchtmassen über den Eingriff der Zahnräder möglich ist. Angetrieben wird das Unwuchtgetriebe durch einen geeigneten Getriebemotor, welcher über die am Radlader vorhandene Stromversorgung gespeist wird (Datenblatt des Motors siehe Anhang). Der Getriebemotor ermöglicht bei geringen Drehzahlen ein hohes Moment. Dieses ist erforderlich, um die Unwuchtmassen und die Zahnräder in Rotation zu versetzen.

4.3.2 Modellbildung

Das Schwingverhalten der Schaufel wird anhand eines Einmassenschwingers (EMS) mit Dämpfung und Kraftanregung durch Unwuchterregung untersucht. Die analytische Lösung eines solchen Systems liefert die entsprechende Fachliteratur (siehe Abschnitt 2.8.3). Diese dient als Referenz zu den Simulationsergebnissen.

Für die Simulation des Systems wurden Annahmen getroffen, um verwertbare Ergebnisse zu erzielen und um diese vergleichen zu können. So wurde für die Dämpfung des Gesamtsystems ein Lehr'sches Dämpfungsmaß $D = 0,1$ zugrunde gelegt, welches das Dämpfungsverhalten aller Bauteile und deren Auswirkung zueinander berücksichtigt.

Außerdem wurde der Anlauf des Motors vom Einschaltzeitpunkt bis zum Erreichen der Nenndrehzahl durch eine Rampenfunktion bedacht. Für die Simulationen in *MATLAB* und *Simulink* wurden Nenndrehzahlen des Motors von 1 s^{-1} (60 Umdrehungen/Minute), 2 s^{-1} (120 Umdrehungen/Minute) und 3.3 s^{-1} (200 Umdrehungen/Minute) und deren Auswirkungen auf die Schwingung, samt Baugrößen des Getriebes und der Unwuchtmassen untersucht.

Um eine möglichst hohe Verstärkung V (siehe Abschnitt 2.8.6) der Schwingung mit geringem Energieaufwand zu erzeugen, wurde ein Frequenzverhältnis $\eta = 1$ durch Anpassung der Federsteifigkeit c erzeugt. Der Zusammenhang zwischen der Verstärkung V und dem Frequenzverhältnis η ist in Abbildung 30 dargestellt.

Eine letzte Anpassung wurde hinsichtlich der Reibung getroffen. Da die Schaufel während des betrachteten Zeitraumes nicht mit dem Ladegut in Kontakt kommt, wird die Coulomb'sche Reibung, welche zwischen Schaufel und Gut verstärkt auftritt, vernachlässigt und stattdessen eine rein viskose Dämpfung angenommen.

Abbildung 46 zeigt den einfachen Aufbau des Einmassenschwingers in *Simulink*.

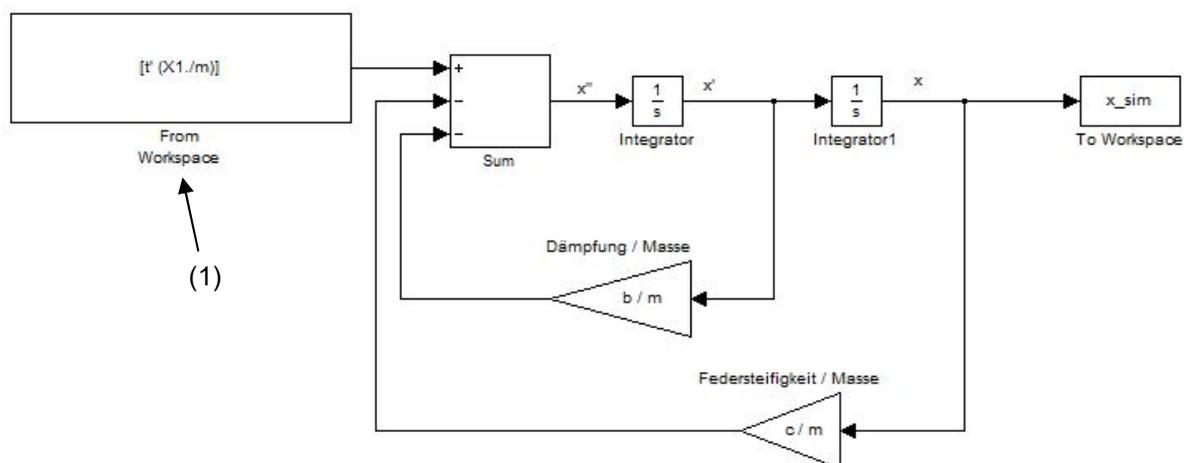


Abbildung 46: Schwingungsmodell der Schaufel in Simulink mit Unwuchterregung

Dieses System bildet die Differentialgleichung 2.29 nach, wobei die Eingangsdaten (1) aus dem dazugehörigen Matlabworkspace geliefert werden. Der Wert $X1$ beschreibt dabei die Fliehkraft F_0 , welche bei Unwuchterregung wirksam wird (siehe S.31). Die Masse m setzt sich aus der Schaufelmasse, der Masse des Getriebemotors und der Masse des konstruierten Unwuchtgetriebes zusammen.

Die Masse der Unwucht ergibt sich aus einem iterativen Prozess während der Simulation. Diese wird so lange vergrößert, bis die Amplitude der Schwingung eine ausreichende Höhe aufweist.

Das Ergebnis der ersten Simulation, nach Berücksichtigung aller Annahmen, ist in Abbildung 47 zu sehen. Dabei wird für den gesamten Betrieb des Motors eine Zeit $t_{\text{Ende}} = 30$ s und für den rampenförmigen Anlauf des Motors eine Zeit $t_{\text{Rampe}} = 20$ s angenommen. Die lange Anlaufzeit soll das Anlaufverhalten des Motors besser darstellen.

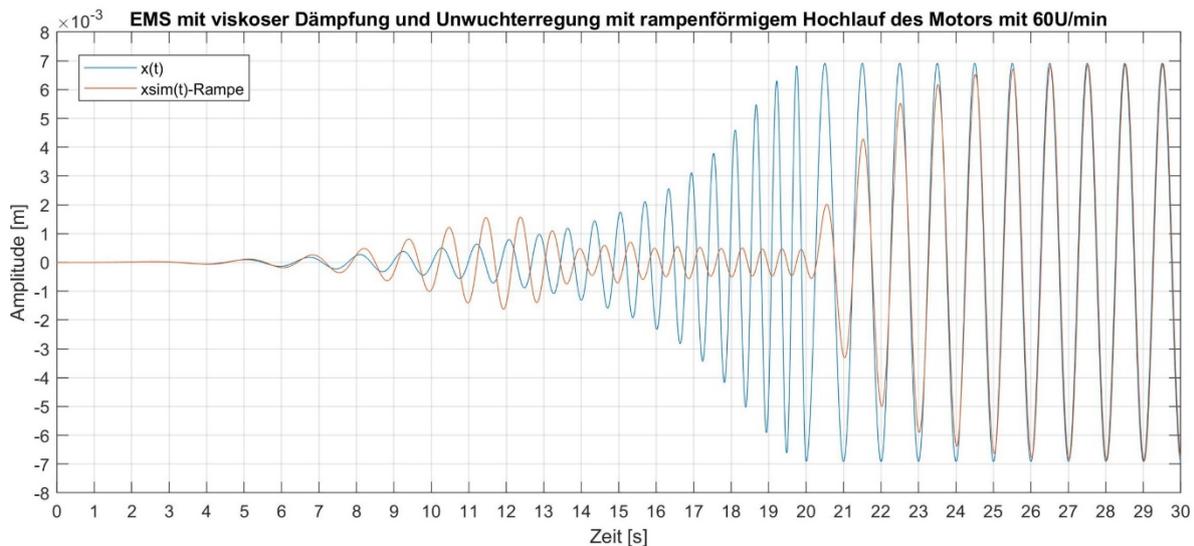


Abbildung 47: Simulationsergebnis des EMS bei rampenförmigem Motorhochlauf mit einer Drehzahl von 60 U/min

Aus der Simulation ist ersichtlich, dass sich der Verlauf der Schwingungen unterscheidet. $x(t)$ ist der Verlauf laut der analytischen Lösung mit partikulärer Lösung. $xsim(t)$ -Rampe folgt aus der Simulation in Simulink und stellt die Antwort des Systems dar. Einschwingvorgänge (homogene Lösung) sind bei der analytischen Lösung $x(t)$ nicht berücksichtigt, da diese aufgrund der Anfangsbedingungen (Anfangsauslenkung $x(0) = 0$, Anfangsgeschwindigkeit $\dot{x}(0) = 0$) entfallen.

Abbildung 48 zeigt die zur ersten Simulation dazugehörige Verstärkungsfunktion.

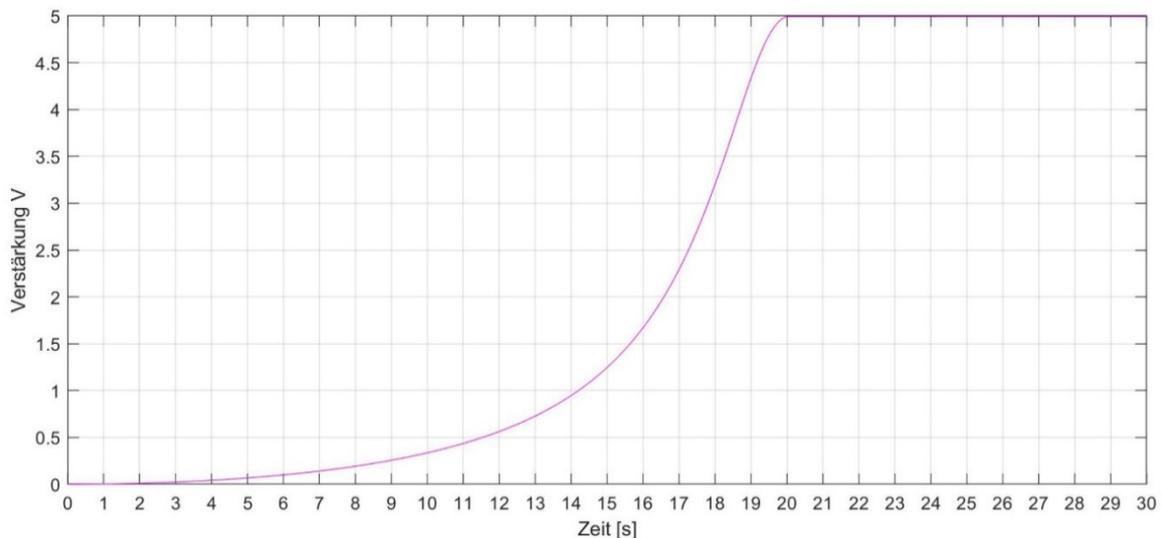


Abbildung 48: Verstärkung der Schwingung über der Zeit

Anhand des Verlaufes der Verstärkung wird ersichtlich, dass sich das Verhalten, der in Abbildung 47 dargestellten Schwingungen, ändert, sobald die Verstärkung einen Wert größer 1 aufweist. Dies tritt ca. 14 Sekunden nach Beginn der Simulation ein.

Die analytische Lösung $x(t)$ zeigt, dass sich die Amplitude der Schwingung bei einer Verstärkung größer 1 bis zum Ende der Rampenfunktion (20 Sekunden) vergrößert. Beim Simulationsergebnis $x_{sim}(t)$ -Rampe hingegen wird die Amplitude in diesem Zeitbereich gedämpft. Erst nach dem Ende des Motoranlaufs vergrößert sich auch die Amplitude der Simulation. Die Dauerlösung der beiden Schwingungen stimmen in Amplitude und Phase überein.

Für weitere Berechnungen, bezüglich des Energieverbrauches vom Unwuchtsystem, muss zuerst überprüft werden, ob das verwendete Modell Fehler aufweist, da es im Vergleich zur analytischen Lösung Abweichungen während des Motorhochlaufs gibt. Die Überprüfung erfolgt anhand des Motors mit einer Nenndrehzahl von 1 s^{-1} (60 Umdrehungen/Minute).

4.3.3 Überprüfung des Modells

Um die auftretenden Unterschiede zu analysieren, wird die Betriebszeit des Motors und dessen Anlaufzeit vergrößert. Es wird zusätzlich ein stufenförmiger Anlauf vom Motor untersucht. Diese Form des Anlaufs ermöglicht es den Motor für längere Zeit auf einem Drehzahlniveau zu halten und die Auswirkung einzelner Drehzahlen zu untersuchen (Abbildung 49). Die lange Rampe simuliert eine geringe Zunahme der Motordrehzahl pro Sekunde und soll eine Näherung zum stufenförmigen Anlauf sein.

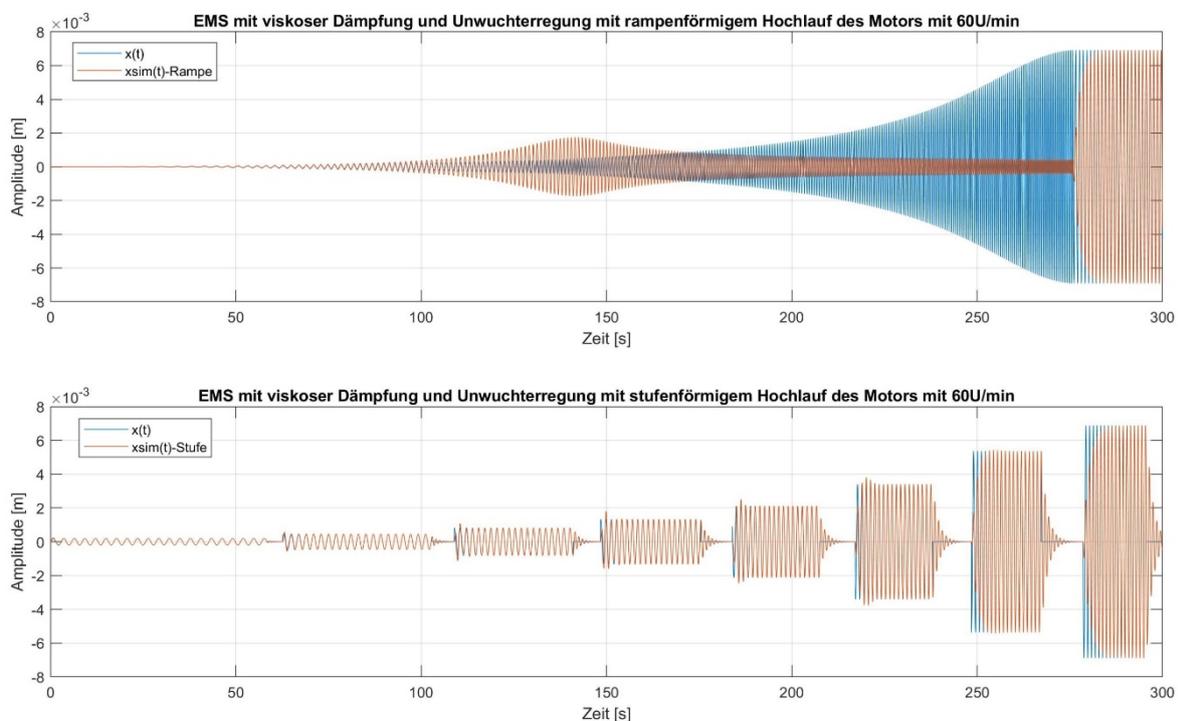


Abbildung 49: Systemantwort des EMS mit rampenförmigem und stufenförmigem Anlauf

Die Erkenntnis aus dem stufenförmigen Anlauf ist, dass der Motor mit genügend Zeit zum Hochlaufen und bei konstanter Drehzahl für ein paar Schwingungsperioden das erwartete Verhalten zeigt. Der Anlauf über die Rampe zeigt jedoch wieder eine Dämpfung der Amplitude. Im eingeschwungenen Zustand decken sich die beiden Schwingungsverläufe für die analytische Lösung und jene aus der Simulation für beide Variationen des Motoranlaufes.

Zur besseren Untersuchung der Eingangssignale werden diese mit Hilfe der „Fast Fourier Transformation“ (FFT) in den Frequenzbereich transformiert (Abbildung 50). So wird ersichtlich, welche Frequenzen diese Eingangssignale beinhalten. Mit dem Eingangssignal als Stufenfunktion, weist dessen Frequenzspektrum mehrere Ausschläge auf, welche sich dem Maximalausschlag bei der Resonanzfrequenz von 1 Hz annähern. Die Ausschläge zeigen die Anregung des Systems. Im unteren Graphen sieht man anhand der roten Kurve dieses Verhalten.

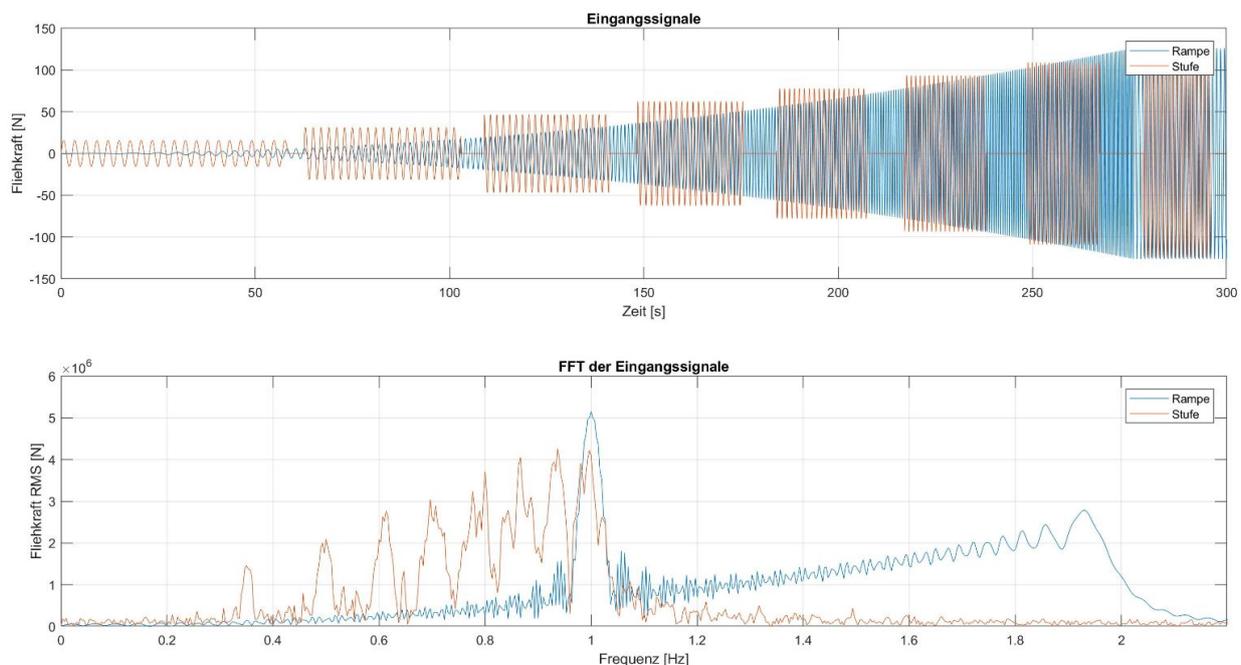


Abbildung 50: Darstellung der Eingangssignale im Zeit- und im Frequenzbereich

Die blaue Kurve in der unteren Darstellung zeigt die FFT der Rampenfunktion. Dieser Verlauf zeigt beim Anlauf bis 1Hz keine bzw. nur geringe Anregungen. Bei 1 Hz sieht man bei beiden Kurven den Resonanzpeak.

Beim Vergleich der Frequenzspektren ist zu sehen, dass eine Drehzahlrampe mit Fliehkraftanregung des Systems, eine dämpfende Wirkung auf den dabei durchfahrenen Frequenzbereich hat.

Des Weiteren resultiert aus dem rampenförmigen Anlauf des Motors mit einer Anregungsfrequenz von 1 Hz, eine Anregung des Gesamtsystems bis in den 2 Hz Bereich. Somit resultiert aus der 1 Hz Anregung der Fliehkraft eine Anregung des Systems um die doppelte Frequenz.

Zur weiteren Analyse des Modells wird auch die Übertragungsfunktion des Systems überprüft. Man erhält ein Ausgangssignal aus der Simulation, welches der Systemantwort entspricht. Dividiert man dieses Ausgangssignal durch das Eingangssignal, so erhält man die Übertragungsfunktion $H(s)$. Die erhaltenen Übertragungsfunktionen $H(s)$ sind in Abbildung 51 gegenübergestellt.

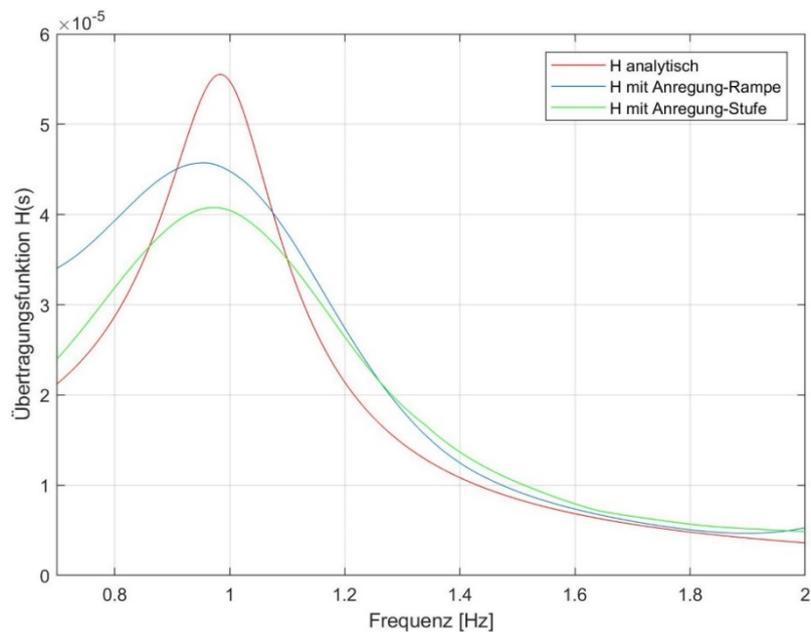


Abbildung 51: Gegenüberstellung der Übertragungsfunktionen

Der Vergleich der Übertragungsfunktionen zeigt, dass das Simulink-Modell plausibel arbeitet, da die einzelnen Übertragungsfunktionen sehr ähnlich sind. Im Übrigen wird im Simulink-Modell ein zeitlich veränderliches Eingangssignal berücksichtigt.

4.3.4 Konstruktion

Aus den gewonnenen Daten der Simulation kann ein CAD Modell des Unwuchtsystems erstellt werden. Aufgrund der notwendigen Masse der Unwucht (siehe Tabelle 1), wird ein System mit drei Zahnrädern zur besseren Aufteilung nach dem Schema der Abbildung 52 gestaltet.

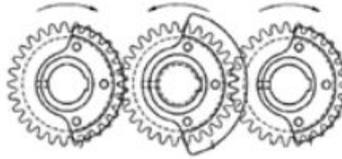


Abbildung 52: Schema eines Unwuchtgetriebes

Dabei ist zu berücksichtigen, dass der Durchmesser der Unwuchtmassen kleiner als jener der Zahnräder sein muss, da diese bei der Rotation um deren Achsen ansonsten kollidieren. In Abbildung 53 ist eines der konstruierten Systeme dargestellt.

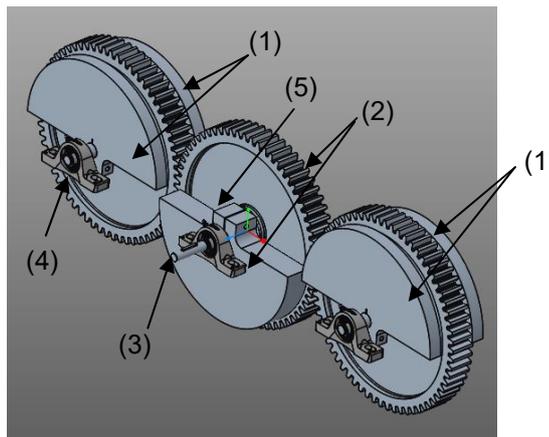


Abbildung 53: Unwuchtsystem für eine Anregung mit 1 Hz

Zu sehen ist, dass die Masse der Unwucht pro Welle (1, 2) symmetrisch um das Zahnrad auf zwei gleich große Halbscheiben aufgeteilt ist. Dies bewirkt eine gleichmäßige Belastung der einzelnen Wellen. Aufgrund der wirkenden Kräfte (siehe Abbildung 41) muss die Gesamtmasse der Unwucht der mittleren Welle (2) gleich der Summe der beiden äußeren Unwuchtmassen (1) sein. Die mittlere Welle (3) ist über eine Passfederverbindung mit dem Getriebemotor verbunden und die Lagerung der Wellen erfolgt durch Stehlagereinheiten (4). Befestigt werden die Unwuchtmassen über eine Klemmverbindung (5).

Nach dem Einfügen der einzelnen Unwuchtgetriebe in das bereits bestehende CAD Modell der Schaufel, ist eine Gegenüberstellung der drei Baugrößen möglich (Abbildung 54 bis 56).

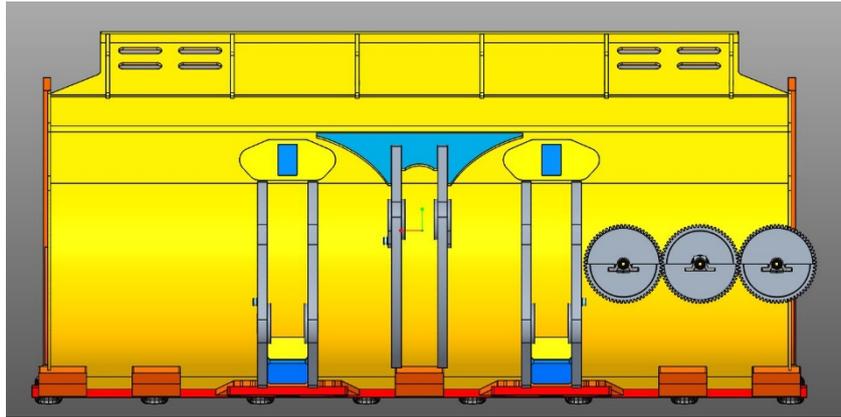


Abbildung 54: Einbaulage des Unwuchtsystems mit 1 Hz-Anregung

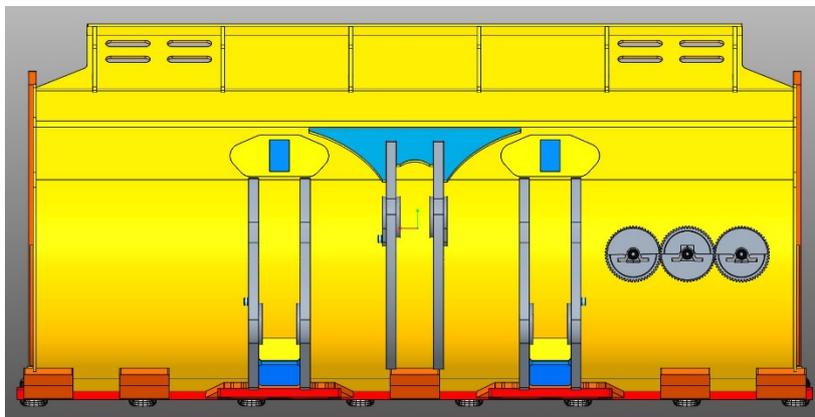


Abbildung 55: Einbaulage des Unwuchtsystems mit 2 Hz-Anregung

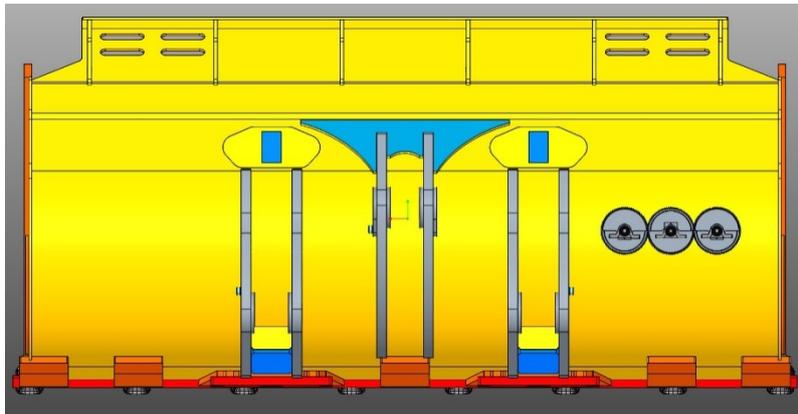


Abbildung 56: Einbaulage des Unwuchtsystems mit 3.3 Hz-Anregung

Der Vergleich zeigt, dass die Größe des Unwuchtsystems mit steigender Drehzahl abnimmt, da die notwendige Masse zur Erzeugung der Fliehkraft folglich der Gleichung 4.1 geringer wird.

$$F_0 = m_U * r_U * \Omega^2 \quad (4.1)$$

4.3.5 Energiebedarf und Vergleich der Modelle

Die untersuchten Unwuchtsysteme benötigen im Betrieb aufgrund ihrer unterschiedlichen Drehzahlen und Dimensionen unterschiedliche Energiemengen. Zum Vergleich werden eine einheitliche Motorlaufzeit und Anlaufzeit festgelegt.

Die Bestimmung der notwendigen Energie erfolgt über die Aufsummierung der Energie während des Motorhochlaufs und dem anschließenden Betrieb im Betriebspunkt. Abbildung 57 zeigt den zeitlichen Verlauf des Moments und der Leistung bei einer Nenndrehzahl von 1 s^{-1} des Motors.

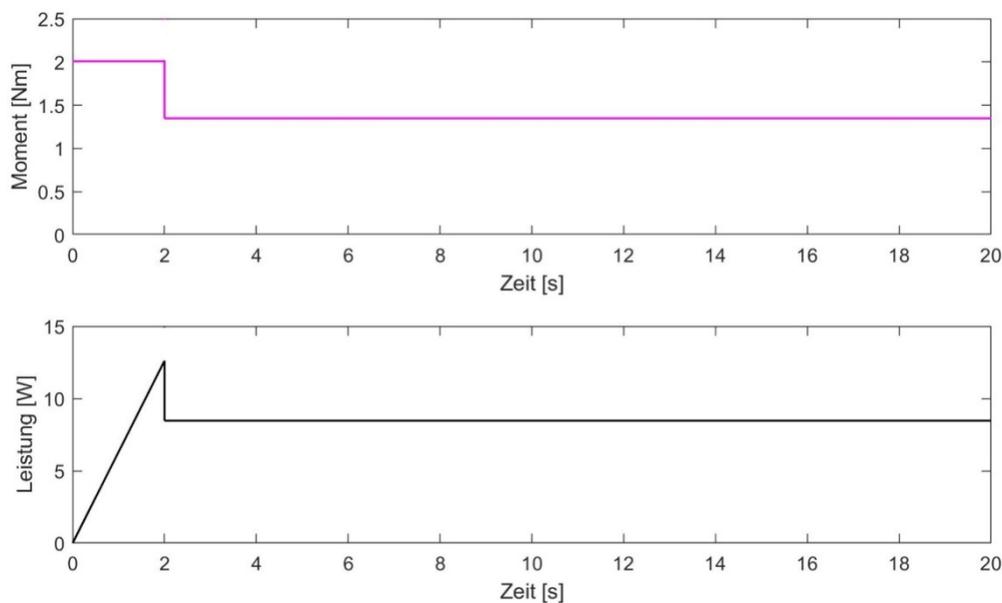


Abbildung 57: Momenten- und Leistungsverlauf bei Nenndrehzahl 1 s^{-1}

In der Darstellung sind eine Laufzeit von 20 Sekunden und eine Hochlaufzeit von zwei Sekunden ersichtlich. Das Moment ist während des Anlaufs höher, da zu Beginn die Massenträgheit der Bauteile überwunden werden muss (siehe Abschnitt 2.9). Der Leistungsverlauf ergibt sich aus dem Zusammenhang zwischen dem Moment und der Motornenndrehzahl.

In der Tabelle 1 sind die Daten der einzelnen Unwuchtsysteme gegenübergestellt.

Anregungs- frequenz	Unwucht- masse [kg]	Zahnrad- durchmesser [mm]	Gesamtmasse Unwuchtsystem [kg]	notwendige Energie [J]	Amplitude [mm]
1 s^{-1}	50	330	103	165,1	7
2 s^{-1}	28	228	50	338,8	$\approx 2,5$
3.3 s^{-1}	20	195	33	582,7	1,4

Tabelle 1: Darstellung der relevanten Daten von den Unwuchtsystemen

Aus der Tabelle 1 wird ersichtlich, dass mit steigender Frequenz die Größe der Unwuchtmassen abnimmt und somit die Baugrößen der Getriebe geringer ausfällt. Hingegen steigt die notwendige Energie an, da für die höheren Drehzahlen mehr Energie bereitgestellt werden muss.

Abbildung 58 zeigt die einzelnen Schwingungsverläufe mit linearem Anlauf des Getriebemotors. Zu sehen ist, dass bei kurzer Anlaufzeit der unter Abschnitt 4.3.3 untersuchte Effekt geringe Auswirkungen hat. Ebenfalls zu beobachten ist, dass mit steigender Anregungsfrequenz bzw. Antriebsdrehzahl des Antriebes die Amplitude abnimmt. Dies ist auch in der Tabelle 1 dargestellt. Des Weiteren stimmt die Dauerlösung der analytischen Lösung $x(t)$ mit jener der Simulationsergebnisse $x_{sim}(t)$ -Rampe überein.

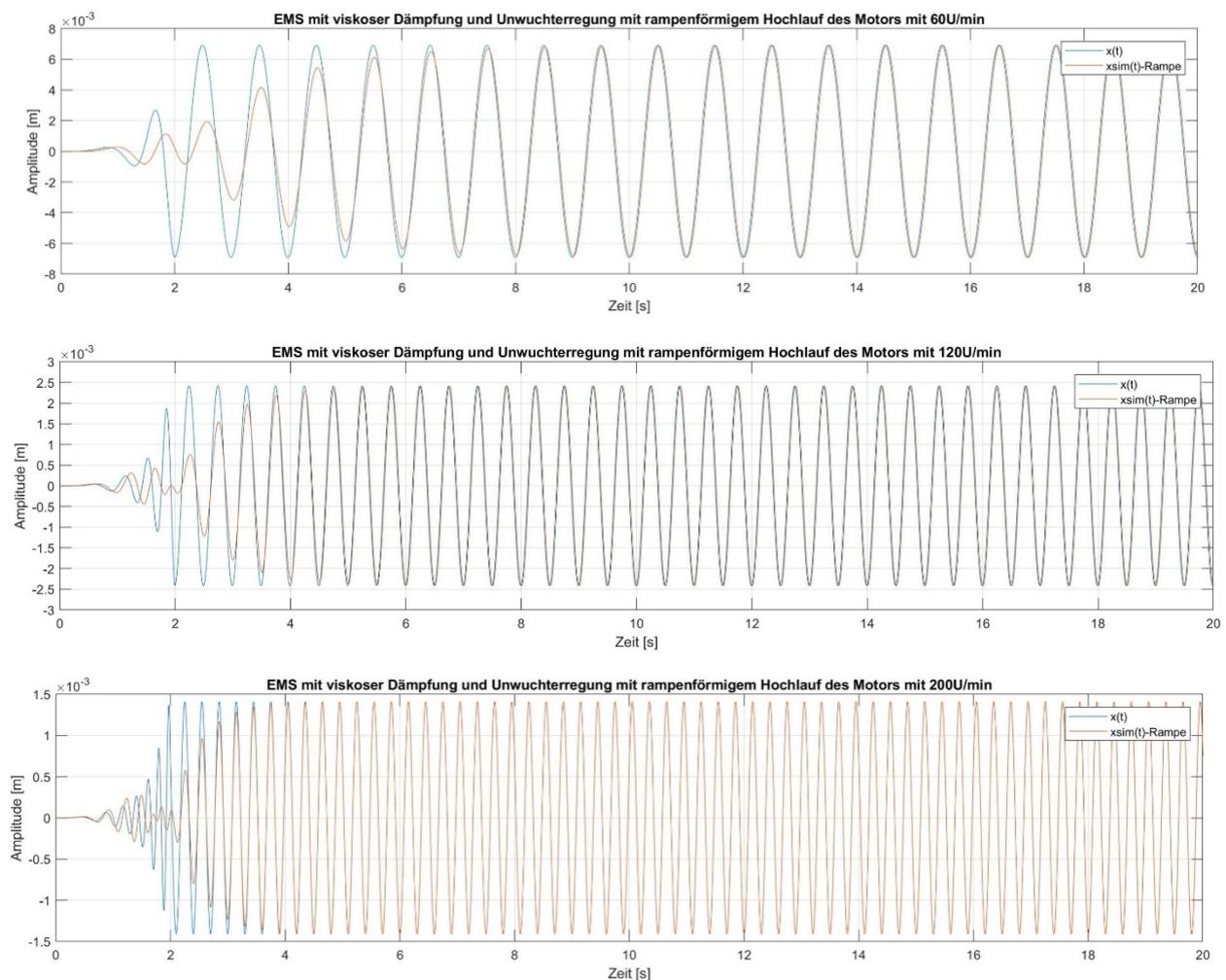


Abbildung 58: Gegenüberstellung der Schwingungsverläufe der Unwuchtsysteme

5 Versuch mit der Steuerung der Hubkinematik

Aufgrund der Ergebnisse aus den Untersuchungen der einzelnen Konzepte und unter Berücksichtigung des weiteren Entwicklungsaufwandes, sowie den derzeitigen Möglichkeiten bei der Liebherr-Werk Bischofshofen GmbH, wird für die Versuche am realen Radlader L566 das Konzept der Steuerung der Hubkinematik ausgewählt. Dabei ist vor allem die Steuerung der Hydraulik wichtig, da die Steuerzeiten den Weg der Kinematik vorgeben. Außerdem soll sich die neue Bewegung in die bereits entwickelte Ladebewegung einfügen.

5.1 Anpassung der Steuerung

Nach der Besprechung des unter Abschnitt 4.2 beschriebenen Konzepts mit der Leitung des technischen Versuches (TV), musste die Realisierung des Bewegungsablaufes angepasst werden. Den Einkippvorgang der Schaufel bei zu hohem Öldruck im System durch das Abspritzen von Hydrauliköl zu unterbrechen, ist laut TV nur mit entsprechend großem Steuerungsentwicklungsaufwand zu realisieren. Das Problem wird im Folgenden erläutert.

Dringt der Radlader durch seine Zugkraft in das Haufwerk ein, so wird durch das Schüttgut in der Schaufel ein Bodendruck bzw. Anpressdruck der Reifen am Boden erzeugt. Dieser Anpressdruck ist essentiell für den Ladevorgang, da durch diesen erst ein stetiger Ablauf beim Laden ermöglicht wird. Nimmt der Bodendruck ab, so verliert der Lader Traktion und die Ladebewegung wird unstetig. Dies führt zu einer erheblichen Abnahme des Wirkungsgrades beim Laden.

Des Weiteren wird während des Ladevorgangs zur Steuerung der Einkippbewegung der Schaufel, der Steuerschieber aus der Nullposition in Richtung Einkippen bewegt. Je stärker die Schaufel eingekippt wird, desto weiter befindet sich dieser Regler auf der Seite des Einkippens.

Soll nun während des Einkippens eine kurze Auskippbewegung durch das Ablassen von Hydrauliköl ausgeführt werden, so muss der Regler in Richtung Auskippen bewegt werden. Jedoch ist der Weg den der Steuerschieber zurücklegen muss umso länger, je mehr der Fahrer den Bedienhebel auslenkt. Da die genaue Position des Schiebers nicht bekannt ist, muss seine Position und damit der notwendige Weg zum Verschieben geschätzt werden. Wird der Regler daraufhin zu wenig verschoben, bleibt der gewünschte Effekt des besseren Füllvorganges aus.

Bei zu großer Verschiebung kippt die Schaufel zu weit aus und der Bodendruck der Maschine verringert sich sehr stark. Der daraus resultierende negative Effekt wurde zuvor beschrieben.

Um dieses Problem zu vermeiden, wird der Bewegungsbereich der Schaufel durch eine zeitliche Steuerung der Bewegung des Steuerschiebers vorgegeben. Somit befindet sich der Reifenanpressdruck am Boden in einem angemessenen Bereich und der Ladevorgang wird nicht unstetig.

In weiterer Zusammenarbeit mit dem technischen Versuch wurden neue Bewegungsabläufe ausgearbeitet. Dabei führt die Schaufel des Radladers, durch schnelle Ein- und Ausfahrbewegungen des Kippzylinders in kurzer Zeitfolge, viele kleine Ein- und Auskippbewegungen aus. Somit wird eine Vibration der Schaufel über die Steuerung der Kippkinematik erzeugt. Diese wird durch die Auslenkung des Steuerjoysticks gesteuert und per Knopfdruck aktiviert. Einzelne Schema der Abläufe sind in den Abbildungen 59 bis 61 dargestellt. Dabei ist in Blau die Steuerung des Kippzylinders und in Rot jene des Hubzylinders dargestellt.

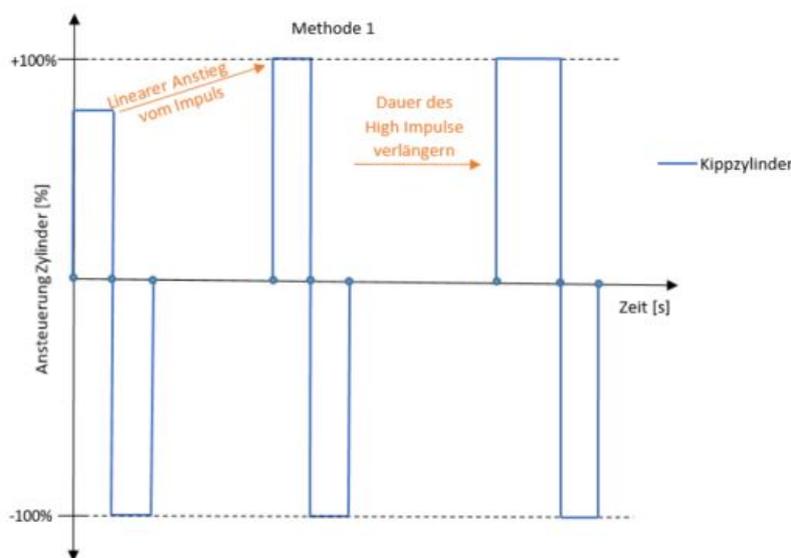


Abbildung 59: Schema 1 der Steuerung der Zylinder

Methode 1 (Abbildung 59) zeigt, dass nur der Kippzylinder über die Regelung betätigt wird. Der Steuerverlauf ist in Blau dargestellt. Auf der positiven y-Achse wird das Ausfahren (High Impulse) und auf der negativen y-Achse das Einfahren (Low Impulse) der Zylinder abgebildet. Da die Steuerung des Systems zeitgesteuert erfolgt, wird auf der x-Achse die Zeit in Sekunden aufgetragen. Diese Beschreibung der Darstellung gilt auch für die weiteren Methoden.

Je nach Auslenkungsgrad des Joysticks, erhöht sich der High Impulse des Kippzylinders. Dabei steigt dieser linear mit der Ansteuerung an. Der Low Impulse erfolgt immer mit 100% Ansteuerung.

Bei der **Methode 3** (Abbildung 61) werden alle Zylinder der Hubkinematik betätigt. Die Bewegung der Kippzylinder erfolgt zu Beginn nach dem gleichen Schema wie es in Methode 1 und 2 beschrieben wird. Die Hubzylinder werden entgegen der Bewegung der Kippzylinder gesteuert. Während des Einkippvorgangs der Schaufel werden diese jedoch nicht betätigt, da eine Abwärtsbewegung des Hubgerüsts während des Einkippens nicht förderlich wäre (kein Low Impulse beim Hubzylinder). Des Weiteren steigt auch der High Impulse des Hubzylinders linear an, d.h. durch die Betätigung des Hubzylinders während des Auskippens der Schaufel wird eine zusätzliche Einkippbewegung erzeugt.

Erreichen die High Impulse der Kipp- und Hubzylinder die 100% Ansteuerung, so beginnt der Hubzylinder während des Einkippens der Schaufel (High Impulse Kippzylinder) ebenfalls eine zusätzliche Einkippbewegung zu erzeugen (Low Impulse vom Hubzylinder steigt).

5.2 Versuchsaufbau

Die Versuche, mit der Steuerung der Hubkinematik während des Ladevorgangs, werden im Liebherr-Werk Bischofshofen durchgeführt. Dazu wird der in Abbildung 62 dargestellte Ladeplatz verwendet. Durch die Überdachung und die seitlichen Wände des Bauwerkes wird der Kontakt des Schüttgutes (Abbildung 63) mit den Witterungsbedingungen vermieden. Die Eigenschaften des Schüttgutes sind somit weitestgehend konstant.



Abbildung 62: Überdachter Ladeplatz für Testläufe im Liebherr-Werk Bischofshofen



Abbildung 63: Schüttgut für die Testläufe

Da sich das Verhalten des Schüttgutes durch die unterschiedlichen Größen des Gesteins im Schüttgut bei jedem Ladezyklus etwas verändert, werden zum einen Testläufe mit den drei unterschiedlichen Methoden zum Vibrieren der Schaufel über die Kippkinematik und zum anderen ohne diese Methoden ausgeführt. Der Radlader dringt dabei, wie im Abschnitt 2.3.1 beschrieben, in das Schüttgut ein. Aktiviert wird die Rüttelfunktion während des Ladevorgangs durch Betätigung des Joysticks, welcher für die Steuerung der Kipp- und Hubzylinder verantwortlich ist.

Dieser Vorgang wird ausgeführt, nachdem der Radlader durch die vorhandene kinetische Energie aus der geringen Anfahrsgeschwindigkeit einige Zentimeter in das Haufwerk eingedrungen ist (Abbildung 64). Die während des Ladevorgangs aufgezeichneten Daten werden anschließend mittels *MATLAB* ausgewertet.



Abbildung 64: Startposition für den Test der unterschiedlichen Steuerungsmethoden der Hydraulikzylinder

5.3 Messdatenauswertung

Die Effekte der entwickelten Hydrauliksteuerung werden durch die Aufzeichnung und Auswertung der Messdaten sichtbar. Die maximale Zugkraft der Maschine wurde während des Versuches auf 40% reduziert, da das am Standort in Bischofshofen verwendete Schüttgut nur einen geringen Eindringwiderstand liefert und der Radlader mit 100% Zugkraft in der Lage ist, auch ohne den Schwingvorgang der Schaufel einen effektiven Füllvorgang durchzuführen. Mittels Reduzierung der Zugkraft wurde die Schubkraft der Maschine soweit herabgesetzt, dass sie ohne zusätzliche Schaufelbewegung nicht im Stande wäre, weiter in das Schüttgut einzudringen.

In Abbildung 65 sind die aufgezeichneten Daten während des Füllvorgangs mit aktiver Rüttelfunktion dargestellt. Verwendet wurde dazu Schema 1, der zuvor beschriebenen Methoden, welches per Knopfdruck aktiviert werden kann.

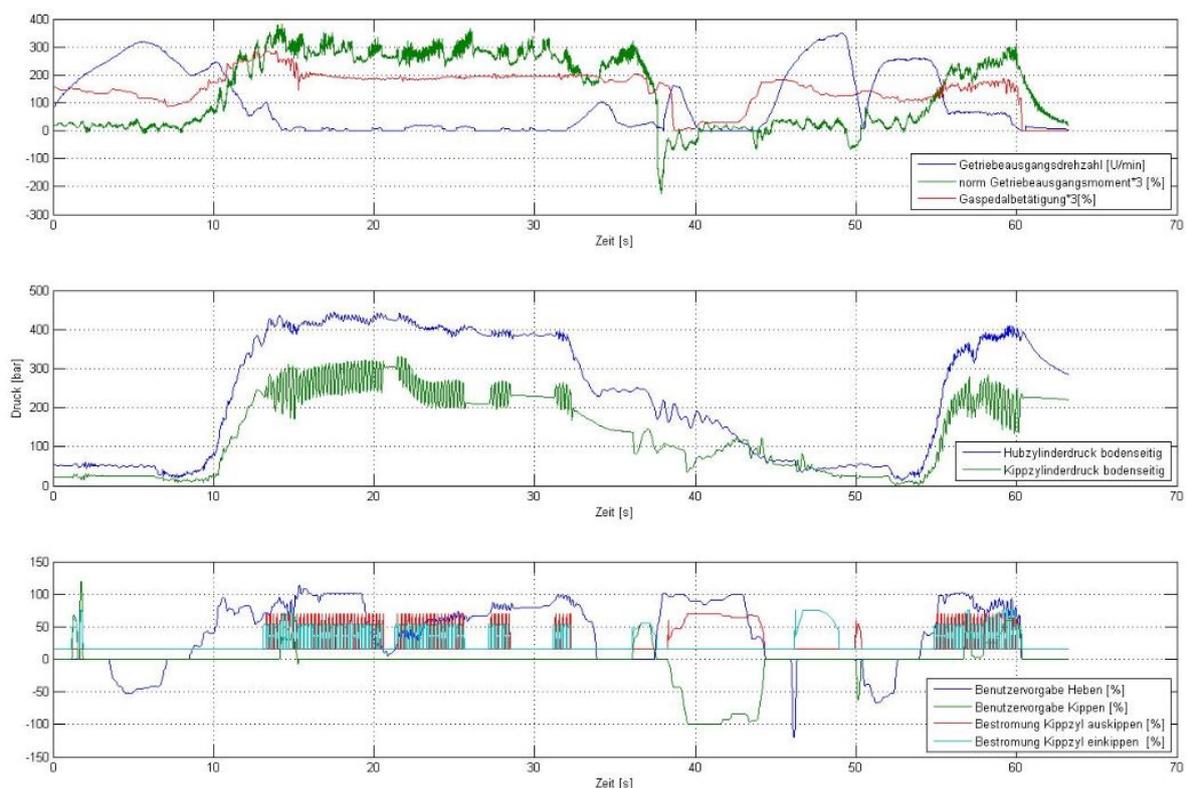


Abbildung 65: Messdaten während des Ladevorgangs mit aktiver Kippzylindersteuerung

In der obersten Datenaufzeichnung sind die Daten des Maschinenvortriebes dargestellt. Dazu gehört die Getriebeausgangsdrehzahl, welche über den Reifenradius in die Fahrgeschwindigkeit des Laders umgerechnet werden kann. Da diese Umrechnung jedoch mit konstanten Werten erfolgt, gibt der Verlauf der Drehzahl ebenfalls Auskunft über die Zu- oder Abnahme der Geschwindigkeit.

Zusätzlich ist das normierte Getriebeausgangsdrehmoment dargestellt, d.h. dass die Angabe in Prozent und nicht in Absolutwerten erfolgt. Zur besseren Darstellung wurde das Moment mit dem Faktor drei multipliziert, wodurch sich grafisch Werte jenseits der 100% des Getriebeausgangsdrehmomentes ergeben.

Zuletzt ist noch die Gaspedalstellung abgebildet. Diese zeigt, dass in bestimmten Bereichen des Versuches (siehe Abbildung 66 und 67) trotz niedriger Getriebeausgangsdrehzahl, das Gaspedal betätigt wurde um einen Vortrieb der Maschine zu erzeugen. Außerdem wurde auch diese Datenreihe zur besseren Darstellung mit dem Faktor drei multipliziert.

Die mittlere Datenreihe der Abbildung 65 zeigt die Drücke der Hubzylinder und des Kippzylinders. In den Bereichen der stark schwingenden Drücke, wurde die Vibration der Schaufel aktiviert. Die Auswirkung auf die Getriebeausgangsdrehzahl wird in diesen Abschnitten genauer analysiert (siehe Abbildung 66 und 67).

Im untersten Abschnitt der Datenaufzeichnung sind die Ansteuerung der Zylinder durch den Bediener und die Bestromung der Vorsteuerventile in Prozent dokumentiert. Der Fahrer aktiviert durch die Auslenkung des Lenkjoysticks bei gleichzeitigem Drücken eines Knopfes die Rüttelfunktion. Er selbst hingegen führt keine rasche Ein- und Auskippbewegung aus. Diese wird nur durch die hinterlegte Steuerung generiert.

Im folgenden Abschnitt werden drei Zeitbereiche mit aktivierter Rüttelfunktion ausgewertet (Abbildung 66 bis 68).

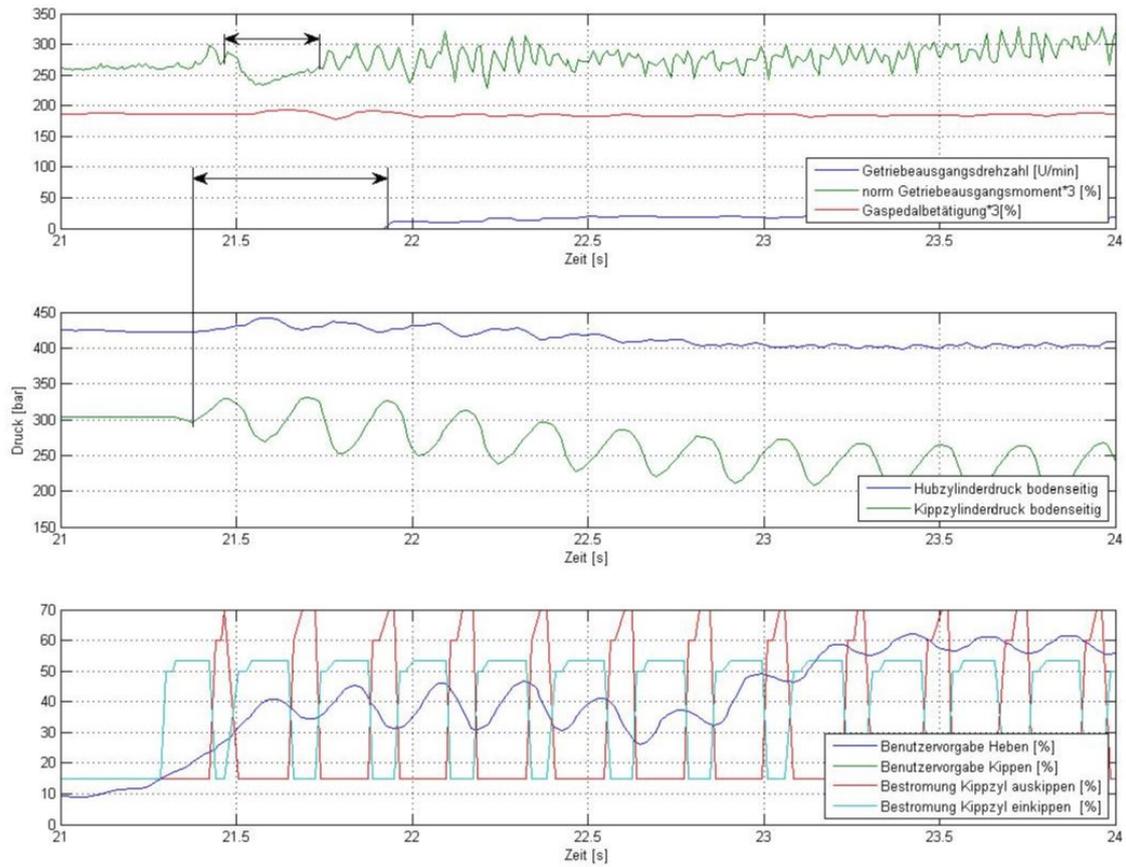


Abbildung 66: Messdaten im Zeitbereich 21 bis 24 Sekunden

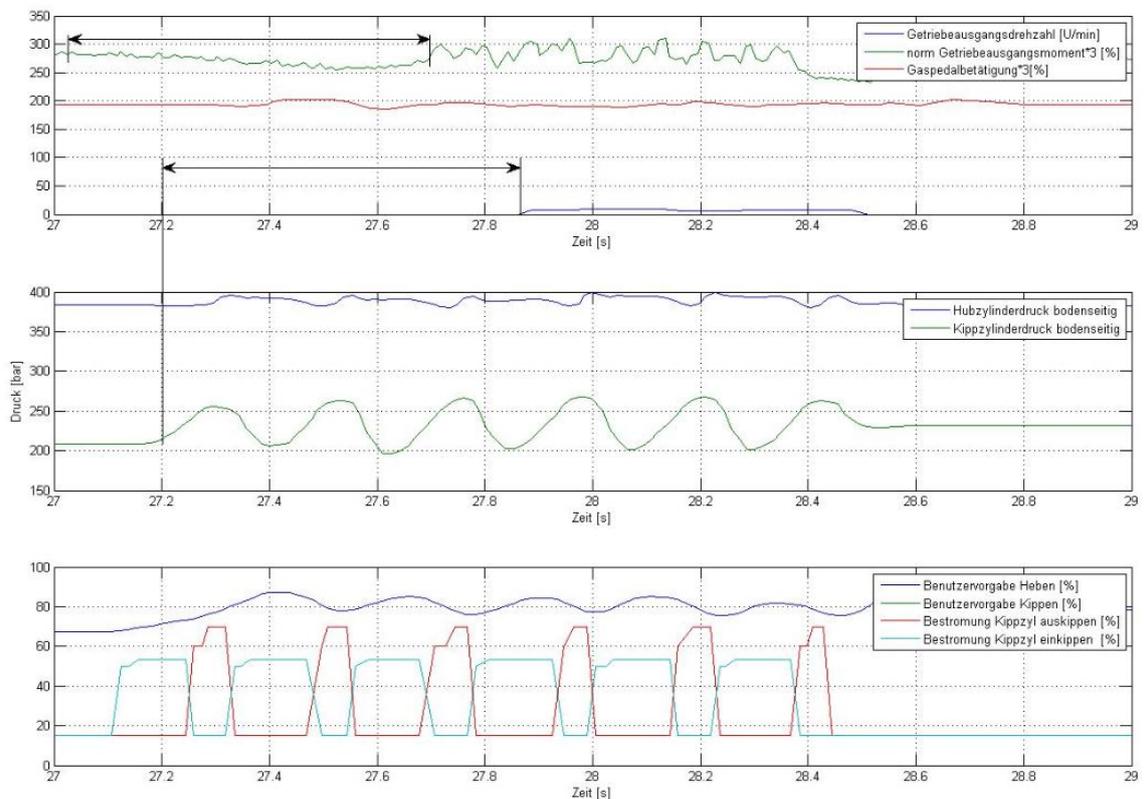


Abbildung 67: Messdaten im Zeitbereich 27 bis 29 Sekunden

In der mittleren Datenreihe von beiden Bildern ist das schwingende Verhalten des Kippzylinders sehr deutlich zu sehen. Interessant ist nun der Vergleich mit der Getriebeausgangsdrehzahl und dem normierten Moment im obersten Messschrieb. Vor dem Beginn der Vibration sinkt die Drehzahl des Getriebeausgangs bis auf null ab. Da die Drehzahl mit dem Vortrieb der Maschine ident ist, bedeutet dies, dass der Radlader stillsteht.

Um ein weiteres Eindringen in das Haufwerk zu ermöglichen, wird die Schaufelschwingung aktiviert (unterer markierter Bereich). Daraufhin sinkt das Drehmoment kurz ab. Sobald die Schaufel wieder frei ist, steigt auch das Drehmoment erneut an (oberer markierter Bereich). Aufgrund der Auflockerung des Schüttgutes und des vorhandenen Drehmomentes, bewegt sich der Lader nach vorne und die Geschwindigkeit steigt an. Dies kann an der geringen Erhöhung der Getriebeausgangsdrehzahl beobachtet werden (unterer markierter Bereich).

Im untersten Bereich der Abbildungen 66 und 67 ist zu sehen, dass die schwingende Bewegung nicht vom Fahrer selbst ausgeführt, sondern wie zuvor bereits erwähnt, durch die Steuerung generiert wird.

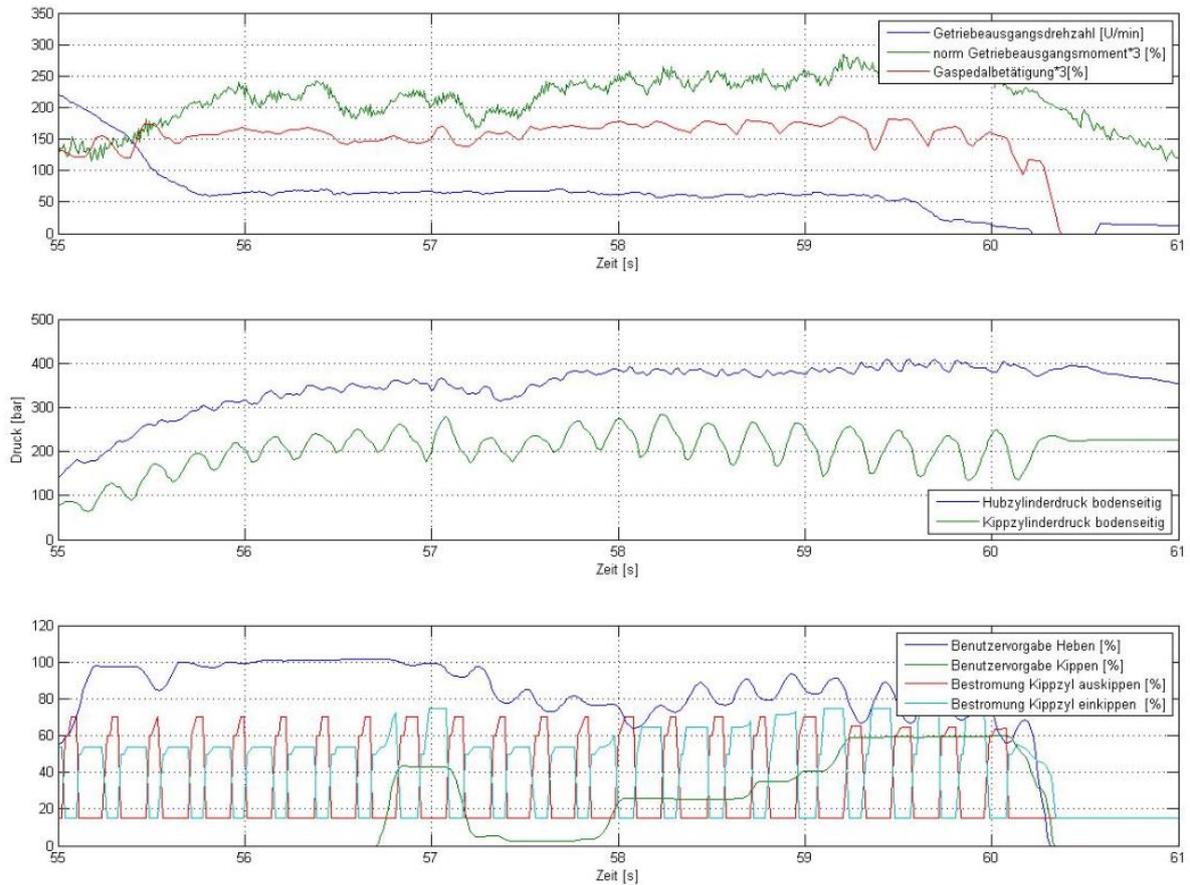


Abbildung 68: Messdaten im Zeitbereich 55 bis 61 Sekunden

Im Gegensatz zu den ersten beiden Zeitbereichen wurde in der Abbildung 68 die Steuerung der schwingenden Kinematik schon während der Drehzahlabnahme und noch vor dem Erreichen des Stillstandes vom Radlader aktiviert. Dies sieht man wiederum an der Datenreihe des Kippzylinderdrucks (mittig) und der Getriebeausgangsdrehzahl (oben).

Daraus resultiert, dass die Maschine in diesem Versuch gar nicht bis zum Stillstand abgebremst, sondern ein konstanter Vortrieb generiert wurde. Durch die Messdaten von der Bestromung der Vorsteuerventile (unten) ist wiederum bewiesen, dass keine aktive Steuerung vom Benutzer getätigt wurde.

6 Zusammenfassung

In dieser Diplomarbeit wurden drei Konzepte entwickelt, welche den Schaufelfüllvorgang des Radladers beim Laden von schwer ladbarem Gut unterstützen sollen.

Aus der Patent- und Literaturrecherche zu Beginn der Arbeit ging hervor, dass Schwingungen und Vibrationen im Erdbau und in weiteren Gebieten der Technik bereits eine große Anwendung finden. Die einzelnen Systeme wurden analysiert und daraufhin eine Vorauswahl an möglichen Mechanismen getroffen. Auf Basis des erworbenen Wissens wurden mögliche Varianten konzipiert und dann auf ihren Energieverbrauch hin untersucht.

Das Konzept der Neukonstruktion der Schaufel mit beweglichen Zähnen, im CAD-Programm Creo, stellt eine Lösung ohne zusätzlichen Energieaufwand für die Bewegung der Zähne dar. Die Form der Zähne und der Zahnhalter, welche Zukaufteile von externen Herstellern sind, wurden dabei nicht verändert, um diese Teile auch weiterhin beziehen zu können. Ein Federmechanismus an der Rückseite der Schaufel ermöglicht das Ein- und Ausfahren der Zähne. Ersteres wird durch Übertragen der Kräfte mittels eines Stößels und durch Auslösen eines Schnappmechanismus durchgeführt, wofür eine bestimmte Kraft aufgewendet werden muss. Diese kann durch Variation der Federpakete eingestellt werden. Aufgrund der Abmessungen des Federmechanismus können jedoch nicht alle Zähne beweglich gestaltet werden.

Die Steuerung der Schaufelkinematik über ein passiv arbeitendes Hydrauliksystem wurde als zweites Konzept entwickelt und die dazu benötigte geringe Energiemenge berechnet. Des Weiteren zeichnet sich dieses System durch keine notwendigen konstruktiven Änderungen an der Maschine aus. Jedoch musste das Konzept nach Rücksprache mit dem technischen Versuch geändert werden, da das System ansonsten zu einem un stetigen Ladevorgang geführt hätte.

Im dritten Konzept wurde analysiert, ob eine Querbewegung der Schaufel durch Schwingungsanregung mittels Unwuchtgetriebe und Getriebemotor möglich ist. Dazu mussten einige Annahmen getroffen werden, woraufhin in MATLAB & Simulink ein Einmassenschwinger-Modell zur Schwingungsanalyse bei unterschiedlichen Anregungsfrequenzen aufgesetzt wurde. Das Ergebnis lieferte einen geringen Energieaufwand, welcher jedoch mit steigender Schwingfrequenz zunahm. Gleichzeitig nahm die Baugröße durch geringere Unwuchtmassen ab.

Nach der Analyse der einzelnen Konzepte wurde unter Berücksichtigung des konstruktiven Aufwandes und der zur Verfügung stehenden Zeit, das System mit der abgeänderten Hydrauliksteuerung für erste Versuche an der realen Maschine ausgewählt. Dazu musste die Steuerung mithilfe des Programmes SCADE Suite von ANSYS angepasst werden.

Aus den Messungen wurde ersichtlich, dass der Radlader durch die erzeugte Schwingbewegung der Schaufel, weiter in das Haufwerk eindringen und den Ladevorgang effektiv fortsetzen kann. Um verwertbare Ergebnisse zu erzielen, wurde die Zugkraft der Maschine reduziert, da das Laden des Schüttgutes, welches bei der Firma Liebherr-Werk Bischofshofen GmbH zur Verfügung stand, bei voller Zugkraft des Radladers, auch ohne Schwingbewegung der Schaufel geladen werden konnte.

7 Ausblick

Um zukünftig das Ladeverhalten des Radladers und die Arbeitsbedingungen für den Fahrer zu verbessern, wurden in dieser Arbeit erste Konzepte entwickelt. Dabei wurden verschiedene Möglichkeiten aus der Technik auf den Radlader umgelegt und analysiert.

Zukünftig wird die Steuerung der Hub- und Kippzylinder durch weitere Versuche verbessert werden, um die passende Frequenz und Schwingamplitude für den Ladevorgang von schwer ladbarem Gut zu ermitteln. Je nach Zusammensetzung des Haufwerkes, sind auch verschiedene Modi, aus denen der Fahrer dann wählen kann, denkbar. Ziel ist es, eine stetige Ladebewegung trotz Schwingvorgang der Schaufel zu erzeugen.

Tests unter realen Einsatzbedingungen in einem Steinbruch sollen Aufschlüsse über die Wirksamkeit des Systems liefern. Dabei soll die Maschine mit voller Zugkraft arbeiten. Diese Versuche können bei bereits vorhandenen Kunden mit Feldtestgeräten getätigt werden.

Weiters ist die Rückwirkung auf den Fahrer zu untersuchen. Zu starke Schwingvorgänge der Kabine sollten vermieden werden, da diese den Bediener zusätzlich belasten. Jedoch sei erwähnt, dass das Laden von geschossenem Material oder das Laden von Gut an einer gewachsenen Wand, durch die hohen wirkenden Kräfte immer eine erhöhte Rückwirkung auf den Fahrer hervorrufen. Ein Kompromiss zwischen verbessertem Ladevorgang und Schwingungsrückwirkung auf den Bediener wird durch weitere Tests gefunden werden müssen.

8 Literaturverzeichnis

- Bilger, F. (1965). *Patent Nr. DE 16 34 708 C 3*. Ulm, DE: Deutsches Patentamt
- Bronson, O. (1974). U.S. *Patent No. 3,795,070*: U.S. Patent Office
- DIN 1311-1:2000: Schwingungen und schwingungsfähige Systeme – Teil 1: Grundbegriffe, Einteilung
- Decker: Maschinenelemente – Funktion, Gestaltung und Berechnung, 18.Aufl, Hanser, 2011
- Dresig, H./ Holzweißig, F.: Maschinendynamik, 8.Aufl, Springer, 2007
- Dudley De Velbiss, C. (1938). U.S. *Patent No. 2,228,445*. Oakland, CA: U.S. Patent Office
- Ebner, J.: Simulation von Radladerkinematiken und deren Bewertung, Diplomarbeit, 2007
- Jo, J.-R. (2011). U.S. *Patent No. 2013/0031812 A1*: U.S. Patent Office
- König, H.: Maschinen im Baubetrieb, 2.Aufl, Vieweg + Teubner, 2008
- LBH:
<https://www.liebherr.com/de/deu/produkte/baumaschinen/erdbewegung/radlader/radlader.html>
- Lee, J.H. (1996). *Patent Nr. DE 196 51 594 B4*. DE: Deutsches Patent- und Markenamt
- Lohmann, S. (2004). *Patent Nr. DE 10 2004 035 306 A1*. DE: Deutsches Patent- und Markenamt
- Magnus, K. / Popp, K.: Schwingungen, 7.Aufl, Teubner, 2005
- Nourney, Vollmer GmbH & Co. KG: Fachkunde Land- und Baumaschinentechnik, 1.Aufl, EUROPA-LEHRMITTEL, 2016
- Sandvik:
<https://www.rocktechnology.sandvik/de/produkte/automatisierung/automine-maschinenautomatisierung-und-teleoperationssysteme/>
- Sieke, H. (1972). *Patent Nr. DE 2 236 381*. Wülferode, DE: Deutsches Patentamt
- Shibata, M. K. (2016). *Patent Nr. DE 11 2016 001 689 T5*. DE: Deutsches Patent- und Markenamt
- Stöckl, F. (2014). *Patent Nr. EP 2 853 142 B1*. AT: Europäisches Patentamt
- Vöth, S.: Dynamik schwingungsfähiger Systeme, 1.Aufl, Vieweg & Sohn, 2006
- Will, D.: Hydraulik – Grundlagen, Komponenten, Schaltungen, 5.Aufl, Springer, 2011
- Wittel, H.: Roloff/Matek Maschinenelemente – Normung, Berechnung, Gestaltung, 23.Aufl, Springer Vieweg,

9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Radlader mit Schaufelausrüstung (LBH)	3
Abbildung 2: Radlader mit Schnellwechsler	3
Abbildung 3: Kompaktlader (CAT).....	4
Abbildung 4: Kleingerät (LBH).....	4
Abbildung 5: Mittelgerät (LBH)	5
Abbildung 6: Großgerät (LBH).....	5
Abbildung 7: Y-Ladezyklus (LBH)	6
Abbildung 8: Radlader mit einer Hochkippschaufel als Arbeitsausrüstung (LBH) ..	8
Abbildung 9: Radlader mit Ladegabel als Arbeitsausrüstung (LBH).....	8
Abbildung 10: Radlader mit einem Holzgreifer als Arbeitsausrüstung (LBH)	9
Abbildung 11: Komponenten eines Radladers (LBH).....	10
Abbildung 12: Schema eines hydrostatischen Antriebes.....	11
Abbildung 13: Schema eines hydrodynamischen Antriebes.....	12
Abbildung 14: Z-Kinematik (LBH).....	13
Abbildung 15: P-Kinematik (LBH).....	14
Abbildung 16: TP-Kinematik (Volvo).....	15
Abbildung 17: Schema eines Differentialzylinders	15
Abbildung 18: Kräfte am Radlader	17
Abbildung 19: Parameter eines allgemeinen Schwingungsvorganges	18
Abbildung 20: Darstellung der 6 Freiheitsgrade im dreidimensionalen Raum	20
Abbildung 21: Auf eine Punktmasse m wirkende Trägheitskraft bei einachsiger, translatorischer Bewegung.....	20
Abbildung 22: Durch Translation bzw. Rotation verformbare Feder.....	21
Abbildung 23: Reaktionskraft einer Feder bei Auslenkung entlang der positiven x-Achse (Quelle: Vöth, S.).....	21
Abbildung 24: Serienschaltung von Federn (Quelle: Decker).....	22
Abbildung 25: Parallelschaltung von Federn (Quelle: Decker)	22
Abbildung 26: Reaktionskraft eines viskosen Dämpfers bei Auslenkung entlang der positiven x-Achse (Quelle: Vöth, S.).....	23

Abbildung 27: EMS ohne Dämpfung und ohne Anregung (Quelle: Vöth, S.)	24
Abbildung 28: EMS mit viskoser Dämpfung und ohne Anregung (Quelle: Vöth, S.)	26
Abbildung 29: EMS mit viskoser Dämpfung und harmonischer Anregung (Quelle: Vöth, S)	28
Abbildung 30: Verstärkungsfunktion bei Unwuchterregung über dem Frequenzverhältnis η (Quelle: Dresig, H./ Holzweißig, F).....	30
Abbildung 31: Isometrische Ansicht der Felsschaufel ohne bewegliche Zähne	36
Abbildung 32: Seitenansicht der Felsschaufel ohne bewegliche Zähne.....	36
Abbildung 33: Isometrische Vorderansicht der Felsschaufel mit beweglichen Zähnen	38
Abbildung 34: Neue Bodenschneide samt den Ausnehmungen für die Gleitstücke	39
Abbildung 35: Draufsicht der neuen Schaufel mit den ersichtlichen Ausnehmungen zum Verfahren der Gleitstücke.....	39
Abbildung 36: Detailaufnahme der Felsschaufel mit beweglichen Zähnen	40
Abbildung 37: Hintere Ansicht der Felsschaufel mit beweglichen Zähnen	41
Abbildung 38: Konsole zum Schutz und zur Montage des Schnappmechanismus	42
Abbildung 39: Kugelschnäpper	43
Abbildung 40: Schnappmechanismus der beweglichen Zähne (nicht ausgelöst)..	43
Abbildung 41: Kräfte und Verfahrswege am Schnappmechanismus	44
Abbildung 42: Ladevorgang eines Radladers (Quelle: LBH).....	46
Abbildung 43: Schema der Z-Kinematik während des Einkippvorgangs	47
Abbildung 44: Unwuchtsysteme a) Vibrationsmotor b) Unwuchtgetriebe	50
Abbildung 45: Schema der wirkenden Kräfte bei gegenläufig rotierenden Unwuchtmassen.....	51
Abbildung 46: Schwingungsmodell der Schaufel in Simulink mit Unwuchterregung	52
Abbildung 47: Simulationsergebnis des EMS bei rampenförmigem Motorhochlauf mit einer Drehzahl von 60 U/min.....	53
Abbildung 48: Verstärkung der Schwingung über der Zeit	53
Abbildung 49: Systemantwort des EMS mit rampenförmigem und stufenförmigem Anlauf.....	54
Abbildung 50: Darstellung der Eingangssignale im Zeit- und im Frequenzbereich	55
Abbildung 51: Gegenüberstellung der Übertragungsfunktionen.....	56
Abbildung 52: Schema eines Unwuchtgetriebes	57

Abbildung 53: Unwuchtsystem für eine Anregung mit 1Hz.....	57
Abbildung 54: Einbaulage des Unwuchtsystems mit 1 Hz-Anregung	58
Abbildung 55: Einbaulage des Unwuchtsystems mit 2 Hz-Anregung	58
Abbildung 56: Einbaulage des Unwuchtsystems mit 3.3 Hz-Anregung	58
Abbildung 57: Momenten- und Leistungsverlauf bei Nenndrehzahl 1 s^{-1}	59
Abbildung 58: Gegenüberstellung der Schwingungsverläufe der Unwuchtsysteme	60
Abbildung 59: Schema 1 der Steuerung der Zylinder.....	62
Abbildung 60: Schema 2 der Steuerung der Zylinder.....	63
Abbildung 61: Schema 3 der Steuerung der Zylinder.....	63
Abbildung 62: Überdachter Ladeplatz für Testläufe im Liebherr-Werk Bischofshofen	64
Abbildung 63: Schüttgut für die Testläufe.....	65
Abbildung 64: Startposition für den Test der unterschiedlichen Steuerungsmethoden der Hydraulikzylinder.....	65
Abbildung 65: Messdaten während des Ladevorgangs mit aktiver Kippzylindersteuerung.....	66
Abbildung 66: Messdaten im Zeitbereich 21 bis 24 Sekunden.....	68
Abbildung 67: Messdaten im Zeitbereich 27 bis 29 Sekunden.....	68
Abbildung 68: Messdaten im Zeitbereich 55 bis 61 Sekunden.....	70

10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Darstellung der relevanten Daten von den Unwuchtsystemen	59
---	----

11 Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Beschreibung
CAD	Computer Aided Design
LKW	Lastkraftwagen
TV	Technischer Versuch
LBH	Liebherr
CAT	Caterpillar
EMS	Einmassenschwinger
DGL	Differentialgleichung
FFT	Fast Fourier Transformation

12 Verwendete Formelzeichen

Lateinische Formelzeichen:

A	Amplitude
A_K	Kolbenfläche
a, b	Weg der Kinematik
$c, c_1, c_2, c_3, c_{ges}$	Federsteifigkeit
c_T	Drehsteifigkeit
c_K	Kolbenweg
d	Dämpfung
D	Lehr'sches Dämpfungsmaß
e	Euler'sche Zahl
$F, F_H, F_A, F_G, F_{Zug}, F_T, F_D, F_C, F_0, F_1, F_2, F_{Stößel}, F_{Schnapper}$	Kraft
f	Frequenz
H(s)	Übertragungsfunktion
j	Imaginärteil
L_1, L_2, L_3, L_4	Längen der Kinematik
m	Masse
m_U	Unwuchtmasse
$M_T, M_C, M_{an}, M_a, M_L$	Moment
p	Druck
P	Leistung
Q	Volumenstrom
r_u	Exzentrizität der Unwucht
$s_{ges}, s_1, s_2, s_3, s_{Schnapper}, s_{Ausschub}$	Weg
T, t_{Rampe}, t_{Ende}	Zeit
T	Schwingungs-/Periodendauer

V	Verstärkung
x_P	Partikuläre Lösung
x, x_0	Weg, Auslenkung
\dot{x}, \dot{x}_0	Geschwindigkeit
\ddot{x}	Beschleunigung
$x(t)$	Analytische Schwingungsverlauf
$x_{sim}(t)$ -Rampe	Schwingungsverlauf Rampe
$x_{sim}(t)$ -Stufe	Schwingungsverlauf Stufe

Griechische Formelzeichen:

β	Kippwinkel der Schaufel
δ	Dämpfungsgrad
η	Frequenzverhältnis
θ	Drehmasse
λ	Platzhalter bei der Hochzahl der Ansatzfunktion
φ	Drehwinkel
$\dot{\varphi}$	Winkelgeschwindigkeit
$\ddot{\varphi}$	Winkelbeschleunigung
φ_P	Phasenwinkel
ω	Eigenkreisfrequenz
ω_d	Eigenkreisfrequenz des gedämpften Systems
Ω	Anregungskreisfrequenz

Anhang

51

Int. Cl. 2:

E 02 F 9/22

19 **BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**

DEUTSCHES PATENTAMT



Behördeneigentum

DT 16 34 708 C 3

11

Patentschrift 16 34 708

21

Aktenzeichen: P 16 34 708.3-25

22

Anmeldetag: 19. 11. 65

43

Offenlegungstag: 16. 7. 70

44

Bekanntmachungstag: 12. 2. 76

45

Ausgabetag: 23. 9. 76

Patentschrift stimmt mit der Auslegeschrift überein

30

Unionspriorität:

32 33 31

—

54

Bezeichnung: **Bodenbearbeitungsgerät**

73

Patentiert für: **Fa. Friedrich Bilger, 7900 Ulm**

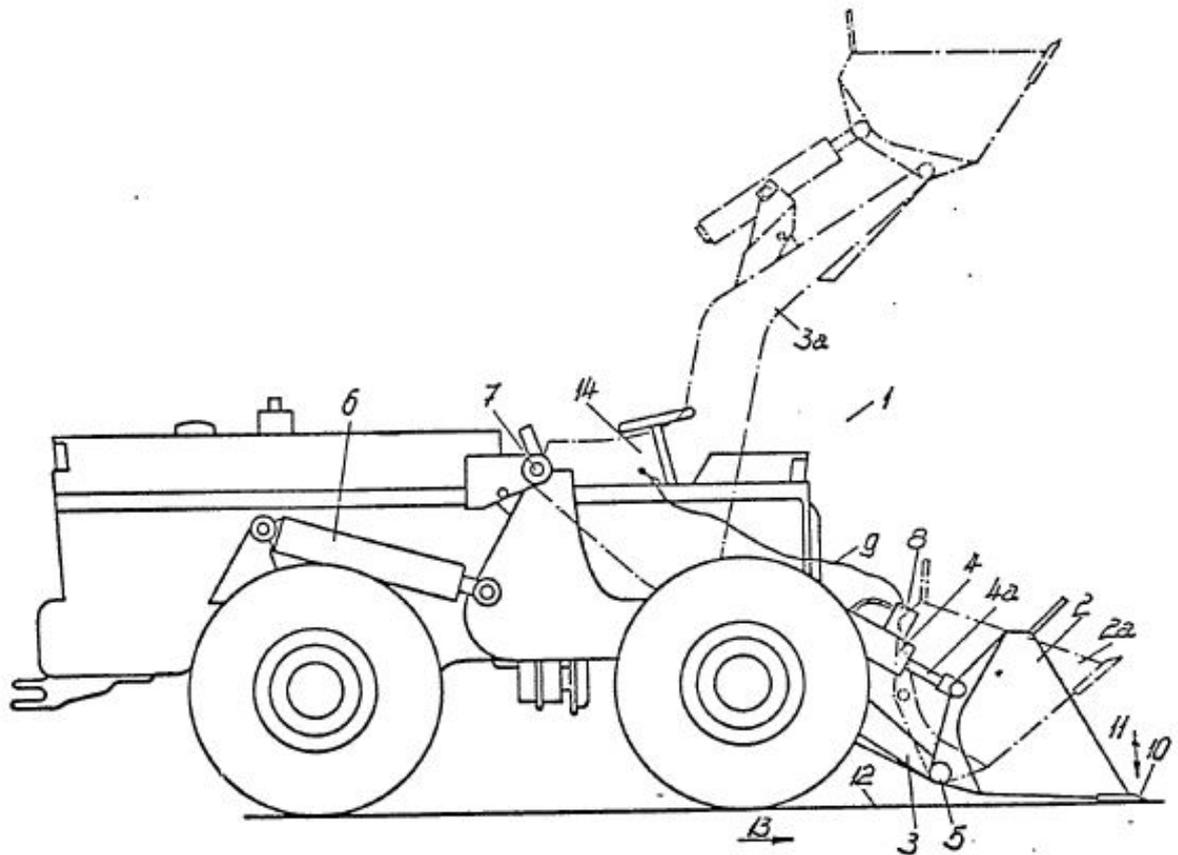
72

Erfinder: **Nichtnennung beantragt**

56

Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

CH 2 30 650
FR 12 37 878
FR 12 26 475
US 30 30 715
US 22 28 445





(19)
 Bundesrepublik Deutschland
 Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 196 51 594 B4** 2006.07.27

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **196 51 594.7**
 (22) Anmeldetag: **11.12.1996**
 (43) Offenlegungstag: **06.11.1997**
 (45) Veröffentlichungstag
 der Patenterteilung: **27.07.2006**

(51) Int. Cl.⁸: **F15B 21/12** (2006.01)
F15B 11/16 (2006.01)
E02F 9/22 (2006.01)
E02F 5/30 (2006.01)
E02D 3/046 (2006.01)

Innerhalb von drei Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 2 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:
96-13961 30.04.1996 KR

(73) Patentinhaber:
**Volvo Construction Equipment Holding Sweden
 AB, Eskilstuna, SE**

(74) Vertreter:
Dr. Weitzel & Partner, 89522 Heidenheim

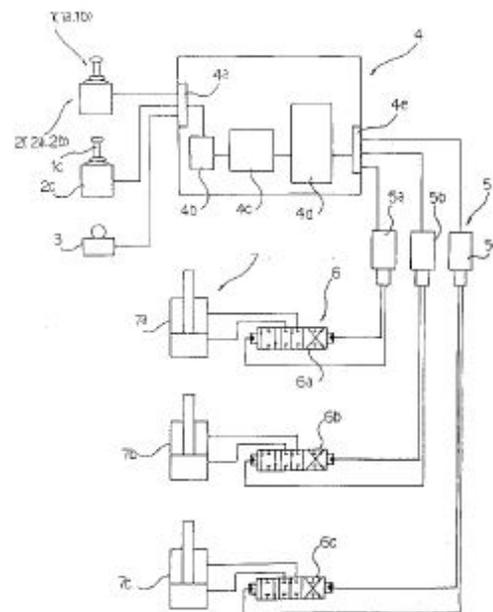
(72) Erfinder:
**Lee, Jin Han, Changwon, KR; Chun, Seong Soo,
 Changwon, KR**

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
 gezogene Druckschriften:
WO 96/11 306 A1
JP 6999-48 B4

(54) Bezeichnung: **Vorrichtung und Verfahren zum automatischen Rütteln von Arbeitsteilen von Motorbaufahrzeugen**

(57) Hauptanspruch: Vorrichtung zum automatischen Rütteln eines Arbeitsteils eines Motorbaufahrzeuges, mit einer Hydraulikpumpe, einem Stellantrieb (7), der durch Druckflüssigkeit betätigt wird, die von der Pumpe geliefert wird, und einem Wegeventil (6), das in einer Flüssigkeitsleitung angeordnet ist, die sich zwischen der Pumpe und einem Steuerventil (5) erstreckt, um die Bewegung des Stellantriebs (7) zu steuern, und weiter mit:

- 1.1 einem Steuerhebel (1), der durch eine Bedienungsperson wahlweise betätigt wird, um einen Hebelbetätigungswinkel zum Steuern des Stellantriebs (7) einzugeben;
- 1.2 einem Potentiometer (2), welches den eingegebenen Hebelbetätigungswinkel des Steuerhebels (1) in ein Spannungssignal umwandelt;
- 1.3 einem Autovibrationsschalter (3), der wahlweise auf Ein oder Aus geschaltet wird, um die Betriebsart des Stellantriebs (7) zwischen einer Normalbetriebsart und einer Autovibrationsbetriebsart umzuschalten;
- 1.4 einer Steuereinheit (4), die sowohl das Spannungssignal aus dem Potentiometer (2) als auch ein Signal aus dem Autovibrationsschalter (3) als Eingangssignale empfängt, wenn der...





US 20130031812A1

(19) **United States**

(12) **Patent Application Publication**

Jo et al.

(10) **Pub. No.: US 2013/0031812 A1**

(43) **Pub. Date: Feb. 7, 2013**

(54) **VIBRATION NIPPER FOR HEAVY MACHINERY**

Publication Classification

(76) Inventors: **Jaе-Ryong Jo**, Seoul (KR); **Jung Ho Lee**, Gyeonggi-do (KR)

(51) **Int. Cl.**
E02F 5/30 (2006.01)
E02F 3/04 (2006.01)

(52) **U.S. Cl.** 37/403; 299/37.1

(21) Appl. No.: **13/641,575**

(57) **ABSTRACT**

(22) PCT Filed: **Apr. 19, 2011**

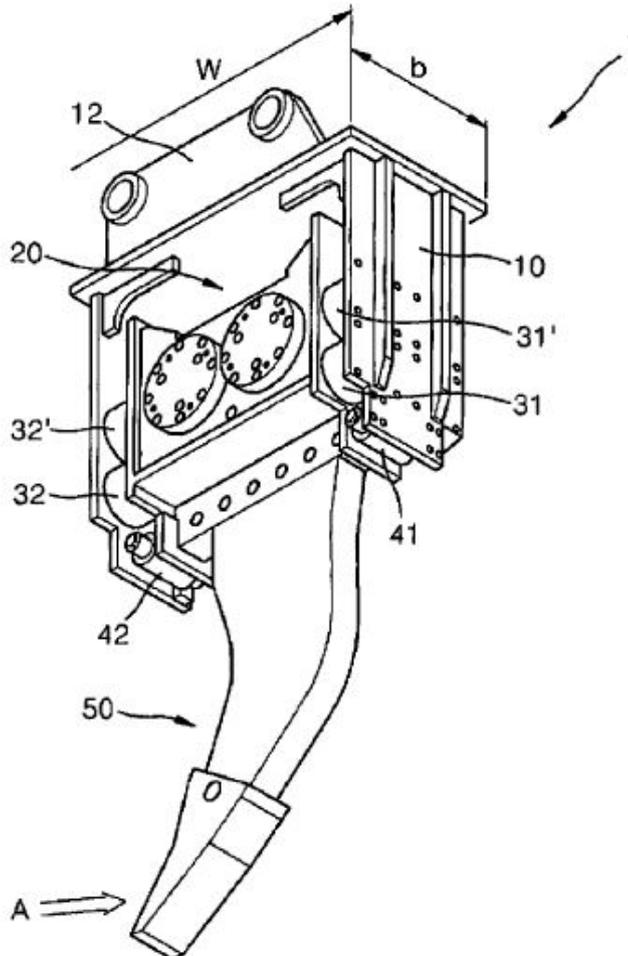
There is provided a vibrating nipper including a vibrating body in which a plurality of gears built therein and having eccentric pendulums are longitudinally arranged and rotated to generate longitudinal vibration, the vibrating body in which the gears rotated by an oil hydrolytic motor are longitudinally arranged to be rotatable, an eccentric pendulum mounted on each of the gears to generate the longitudinal vibration while rotating the gears, wherein a nipper blade is longitudinally mounted on a bottom of the vibrating body in such a way that the vibrating body is capable of being inserted deeply into the ground along the nipper blade when excavating the ground.

(86) PCT No.: **PCT/KR11/02796**

§ 371 (c)(1),
(2), (4) Date: **Oct. 16, 2012**

(30) **Foreign Application Priority Data**

Apr. 20, 2010 (KR) 10-2010-0036183





(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 10 2004 035 306 A1** 2006.03.16

(12)

Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2004 035 306.9**

(22) Anmeldetag: **21.07.2004**

(43) Offenlegungstag: **16.03.2006**

(51) Int. Cl.⁸: **B25D 9/14 (2006.01)**
B25D 9/12 (2006.01)

(71) Anmelder:

**Atlas Copco Construction Tools GmbH, 45143
Essen, DE**

(74) Vertreter:

**Vomberg, F., Dipl.-Phys., Pat.-Anw., 42653
Solingen**

(72) Erfinder:

**Lohmann, Stefan, 45470 Mülheim, DE; Fritz,
Karlheinz, 45549 Sprockhövel, DE; Koch, Reiner,
45470 Mülheim, DE; Mellwig, Markus, 58089
Hagen, DE; Möller, Hendrik, 59379 Selm, DE;
Autschbach, Uwe, 46119 Oberhausen, DE**

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht zu
ziehende Druckschriften:

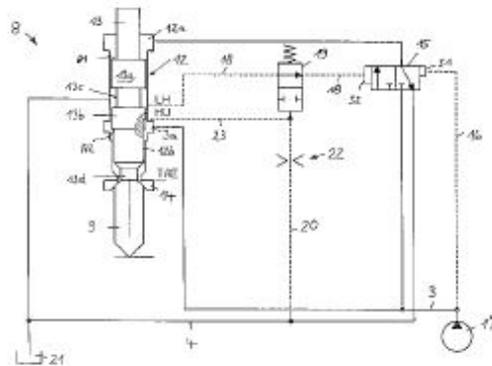
DE 101 23 202 A1
EP 09 34 804 A2

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Rechercheantrag gemäß § 43 Abs. 1 Satz 1 PatG ist gestellt.

(54) Bezeichnung: **Druckmittelbetriebene Schlagvorrichtung insbesondere Hydraulikkammer**

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft eine Schlagvorrichtung, bestehend aus einem druckmittelbetriebenen Schlagwerk mit einem unter Einwirkung einer Steuerung hin- und herbewegbaren Schlagkolben und mit einem als Druckabschaltventil oder Absperrventil ausgebildeten Kontrollventil, welches das Schlagwerk, falls der sich aufgrund der Eingangsleitung einstellende Arbeitsdruck einen vorgebbaren Höchstwert überschreitet, selbsttätig dadurch stillsetzt, dass entweder die Druckleitung blockiert oder die Steuerung in einer ihrer Endstellungen festgehalten wird, ferner mit einem hydraulischen Fangpuffer zur Abbremsung des Schlagkolbens beim Überfahren einer vorgegebenen Aufschlagebene. Erfindungsgemäß soll das Kontrollventil zumindest so lange deaktiviert bleiben, bis der Schlagkolben aus dem hydraulischen Fangpuffer bewegt worden ist.





(11) **EP 2 853 142 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
09.05.2018 Patentblatt 2018/19

(51) Int Cl.:
A01D 34/30^(2006.01) A01D 34/32^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **14186214.4**

(22) Anmeldetag: **24.09.2014**

(54) **Antriebsvorrichtung für einen Balkenmäher**

Driving device for a mower bar

Dispositif d'entraînement pour une motofaucheuse

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR

(30) Priorität: **25.09.2013 AT 7392013**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
01.04.2015 Patentblatt 2015/14

(73) Patentinhaber: **Stöckl, Friedrich**
6283 Hippach (AT)

(72) Erfinder:
• **Stöckl, Friedrich**
6283 Hippach (AT)
• **Stöckl, Lukas**
6283 Hippach (AT)

(74) Vertreter: **Torggler & Hofinger Patentanwälte**
Postfach 85
6010 Innsbruck (AT)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A1- 2 206 514 DE-A1- 2 444 173
GB-A- 808 508

EP 2 853 142 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

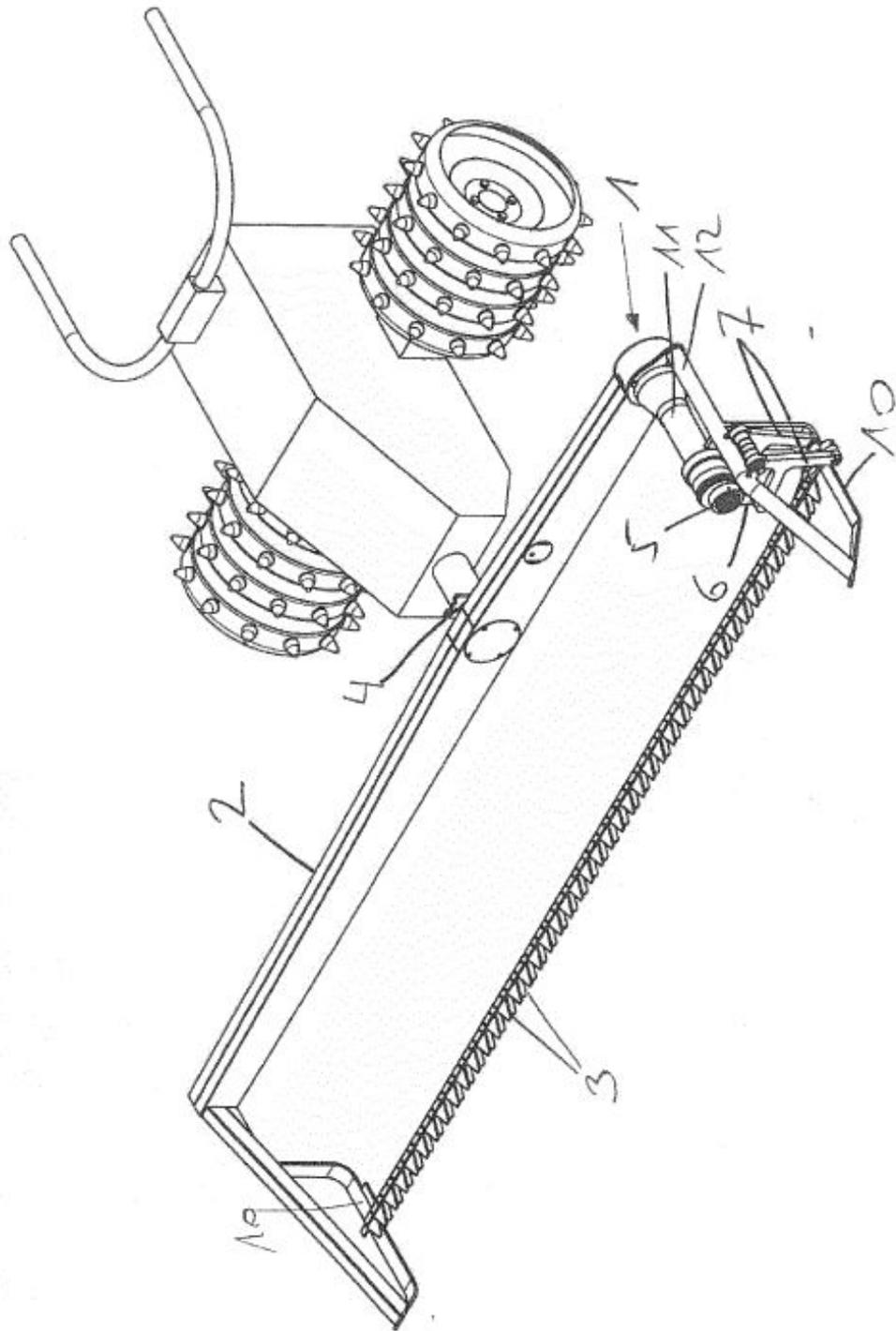


Fig. 1a

[54] **MULTIPURPOSE BUCKET FOR HEAVY-DUTY CONSTRUCTION EQUIPMENT**

[76] Inventors: **Orville P. Bronson**, 5209 Targee Space No. 14, Boise, Idaho 83705;
Bruce L. Crabtree, Sr., P.O. Box 423, Snohomish, Wash. 98290

[22] Filed: **Mar. 12, 1973**

[21] Appl. No.: **340,623**

Related U.S. Application Data

[63] Continuation-in-part of Ser. No. 234,355, March 13, 1972, abandoned.

[52] U.S. Cl. 37/117.5, 37/DIG. 18, 214/131, 299/37, 37/141 R

[51] Int. Cl. **E02f 3/76**

[58] **Field of Search** .. 37/117.5, 4, 120, 124, 126 R, 37/129, 126 AB, 126 AE, 141 R, 141 T, DIG. 18; 172/801, 802; 214/131, 141, 145, 78; 299/36, 37

[56] **References Cited**

UNITED STATES PATENTS

3,048,292	8/1962	Kohorst et al.	214/131 X
2,614,476	10/1952	Jennings	37/DIG. 18
3,675,347	7/1972	Siewert et al.	37/126 AE

3,325,925 6/1967 Hermiz et al. 37/126 AE

FOREIGN PATENTS OR APPLICATIONS

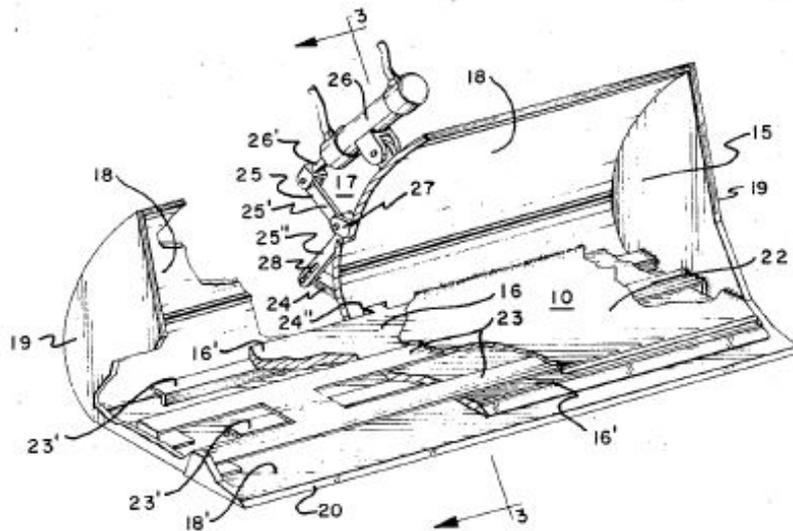
717,714	9/1965	Canada	37/117.5
763,274	7/1967	Canada	37/DIG. 18

Primary Examiner—Ernest T. Wright, Jr.
Assistant Examiner—Eugene H. Eickholt
Attorney, Agent, or Firm—John W. Kraft

[57] **ABSTRACT**

The multipurpose bucket for loaders, mounted on suitably actuated, commonly known, lift arms and being tilted by actuator cylinders mounted to the arms and to the bucket, comprises a bowl; an extendible bottom which is slidable forwardly and rearwardly with respect to said bowl, and being connected at the rearwardmost terminal end by a connector bar; and an actuator assembly including a bell crank upstandingly, pivotally mounted at its vertex to the rearwardmost terminal side of the bowl, an actuator cylinder mounted in alignment with and over the bell crank to the rearwardmost side of the bowl and pivotally mounted by its piston to the upper arm portion of the bell crank, the lower arm portion of the bell crank being pivotally secured to the connector bar.

4 Claims, 4 Drawing Figures



51

Int. Cl.: E 02 f, 9/28

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT



52

Deutsche Kl.: 84 d, 9/28



10

Offenlegungsschrift 2 236 381

11

21

Aktenzeichen: P 22 36 381.1

22

Anmeldetag: 25. Juli 1972

43

Offenlegungstag: 14. Februar 1974

Ausstellungspriorität: —

30

Unionspriorität

32

Datum: —

33

Land: —

31

Aktenzeichen: —

54

Bezeichnung: Greif- oder Ladeschaufel eines Erdbewegungsgerätes

61

Zusatz zu: —

62

Ausscheidung aus: —

71

Anmelder: Sieke, Helmut, Dipl.-Ing., 3001 Wülferode

Vertreter gem. § 16 PatG: —

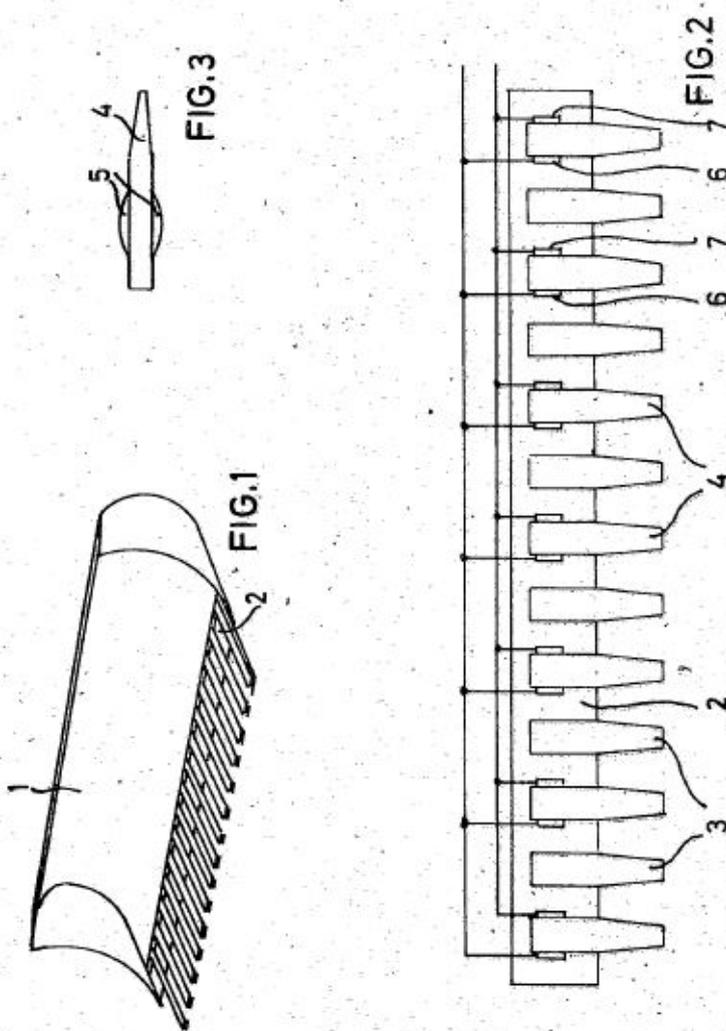
72

Als Erfinder benannt: Erfinder ist der Anmelder

DT 2 236 381

2.74 409 807/39

4/60



409807/0039

UNITED STATES PATENT OFFICE

2,228,445

EXCAVATING BUCKET

Charles Dudley De Velbiss, Oakland, Calif.

Application October 12, 1938, Serial No. 234,615

6 Claims. (Cl. 262-9)

The invention relates to excavating buckets or dippers such as used in conjunction with power-driven excavating machinery.

While power-driven excavating machinery such as shovels, drag-lines, trench diggers and the like are widely used for the economical excavation of large quantities of earth, such machines are frequently rendered ineffectual and substantially useless in dislodging certain types of earth, such as either very hard and compact earth on the one hand, or heavy-bodied sticky earth, such as some clays, on the other hand. The difficulty in excavating such earth lies in the inability of the shovel bucket to properly loosen and dislodge the earth for movement into the bucket. Ordinarily an excavating bucket is provided with a plurality of teeth on the leading lower edge of the bucket for engaging in and loosening the earth in advance of the bucket. However, where the earth is very hard and compact, these teeth can only be driven into the earth with great force, and on the other hand when the earth is heavy-bodied and soggy and sticky, the movement of the bucket through the earth offers such a viscous resistance that an extremely large amount of power is required to pass the bucket into and through the earth.

In accordance with the present invention and as one of the principal objects thereof, I provide an excavating bucket of the character described having a plurality of movable bucket teeth which may be power-driven to positively dislodge the earth by means of a force separate from and far greater than the normal force of engagement of the bucket against the earth. With the present bucket, hard and compact earth may be quickly and readily broken and loosened up for movement into the bucket and on the other hand, when the bucket is used with soft, heavy-bodied soggy or sticky earth, the teeth act to positively sever the earth and pass the same into the bucket without the necessity of cutting such earth with the inert, dull leading edge of the bucket.

Another object of the invention is to provide an excavating bucket of the character described which will automatically act to free the bucket teeth from earth deposited thereon and compacted thereagainst.

A further object of the invention is to provide an excavating bucket of the character above which may be used with substantially all existing types of excavating machinery, such as power-shovels, drag-lines, trench diggers or pull shovels, or the like.

The invention possesses other objects and fea-

tures of advantage, some of which, with the foregoing, will be set forth in the following description of the preferred form of the invention which is illustrated in the drawings accompanying and forming part of the specification. It is to be understood, however, that variations in the showing made by the said drawings and description may be adopted within the scope of the invention as set forth in the claims.

Referring to said drawings:

Figure 1 is a vertical cross-sectional view of an excavating bucket constructed in accordance with the present invention.

Figure 2 is a vertical cross-sectional view of the bucket illustrated in Figure 1 and is taken substantially on the plane of line 2-2 of Figure 1.

Figure 3 is a fragmentary cross-sectional view of a portion of the bucket and is taken substantially on the plane of line 3-3 of Figure 1.

Figure 4 is a bottom plan view of the bucket.

Figure 5 is an enlarged sectional view of a part of the bucket showing the pneumatic motor driving means.

Figure 6 is a side elevation of a power-driven trench digger type of excavating machine with the present bucket connected thereto.

The excavating bucket of the present invention comprises briefly a bucket or dipper of more or less standard construction having an open side for movement of earth into the bucket, and one or more bucket teeth which are movably carried by the bucket adjacent to and projecting forwardly of the open side of the bucket, and motor means preferably of a pneumatic type for driving the tooth or teeth to a forwardly extended position relative to the bucket, so as to forcefully engage and loosen the earth in advance of the bucket.

More specifically and with reference to the accompanying drawings, the bucket or dipper of the present invention consists of a dipper body 7 providing an internal chamber 8 defined between opposite side walls 9 and 11, opposed top and bottom walls 12 and 13 and rear wall 14, the body being provided with an open front portion 16 defined between the leading edges of the side and bottom and top walls, for passage of earth into the interior chamber 8. The bucket is so formed and normally supported by the excavating apparatus as to position the leading face 17 of the bottom wall somewhat forwardly of the leading faces of the side and top walls, and in accordance with this form of construction I prefer to mount a plurality of bucket teeth 18 on the bottom wall, so that the teeth will

Jan. 14, 1941.

C. D. DE VELBISS

2,228,445

EXCAVATING BUCKET

Filed Oct. 12, 1938

2 Sheets-Sheet 1

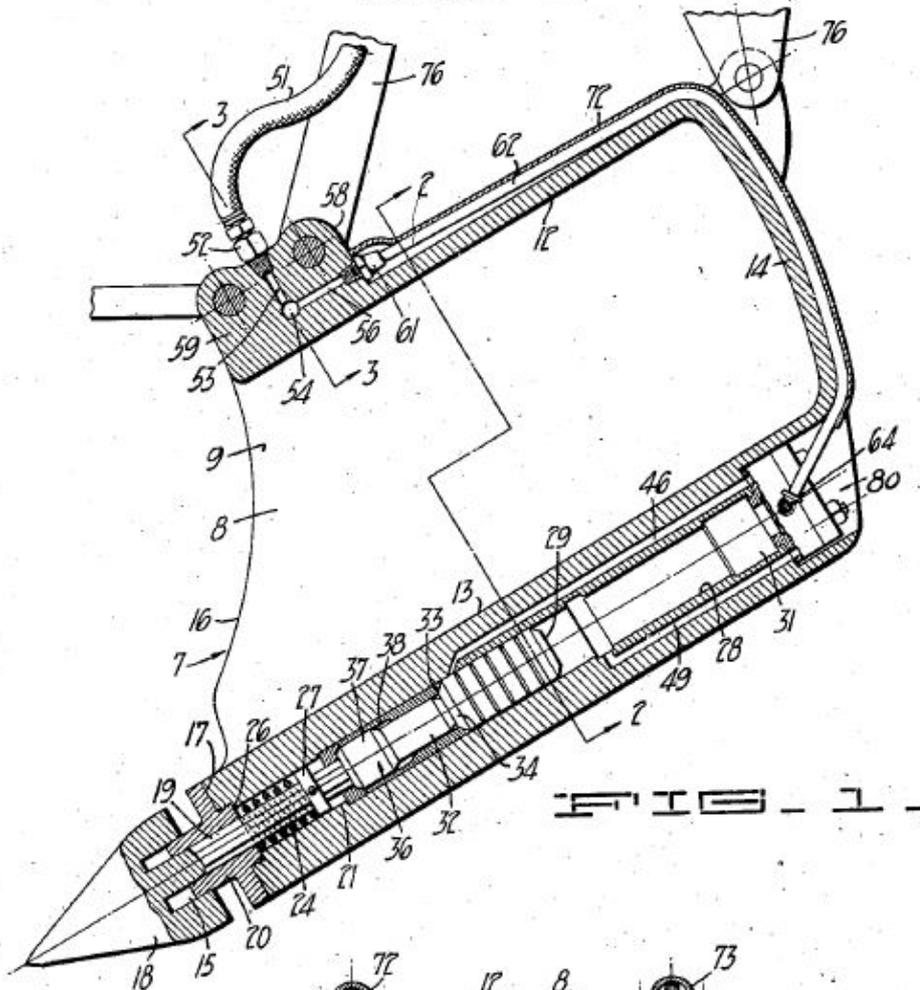


FIG. 1

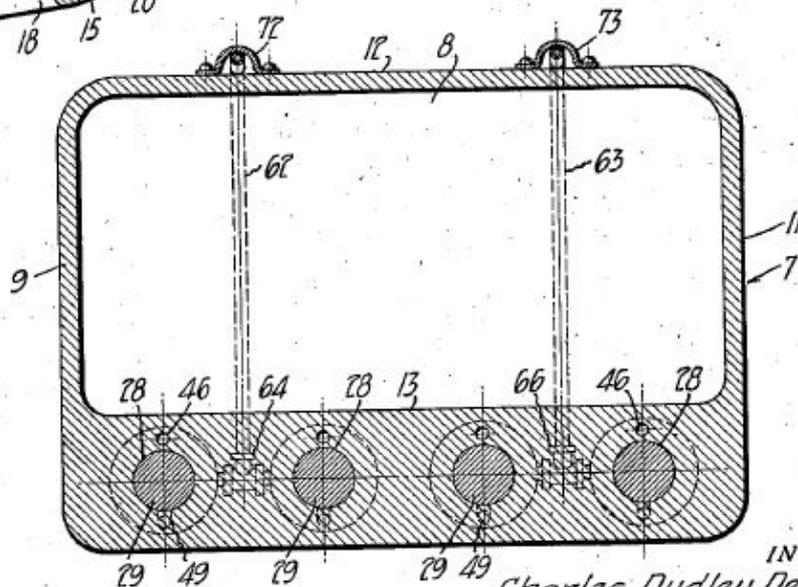


FIG. 2

INVENTOR
Charles Dudley De Velbiss

BY *Joseph B. Gardner*
ATTORNEY



Antriebsauswahl DC-Schneckengetriebemotoren

Auswahltabelle Typ SSN31-1P□□□-056C21

Motortyp	P _N W	n ₂ min ⁻¹	M ₂ Nm	c	l	Auswahl bitte ankreuzen
13.121.55.3.□.□	200	600	2,70	5,15	5	
		430	3,70	3,78	7	
		300	4,90	2,84	10	
		200	7,10	2,25	15	
		150	8,80	1,70	20	
		120	9,80	1,43	25	
		100	11,30	1,32	30	
		80	13,90	1,15	38	
		60	13,00	0,88	50	
		55	15,00	0,82	55	
		40	11,00	0,64	75	
		30	11,00	0,45	100	

2

Zusätzliche Bestellangaben

Motorbauform	2 = B14 5 = B3/B14	
Ausführung B-Seite	0 = ohne Anbau 1 = mit Federkraftbremse 4 = mit DC-Tacho 5 = mit AC-Tacho 6 = vorbereitet für Tacho-Anbau 7 = vorbereitet für Bremsenanbau	
Bemessungsankerspannung:	24 V 180 V	
Bremse- Anschlussspannung	24 V DC 205 V DC nur bei Ankerspannung 180 V	
Elektrischer Anschluss	Leitung Klemmenkasten	
Getriebebauform	VAR	Welle D = 10x30 mm Welle D = 12x40 mm
	DAR	Welle D = 10x30 mm Welle D = 12x40 mm
	VAL	Welle D = 10x30 mm Flansch D = 100 mm Welle D = 12x40 mm Flansch D = 120 mm
	HAR	
	Wellenlage bei Getriebeausführung VAR	
Flansch-/Wellenlage bei Getriebeausführung VAL		3 5
Einbaulage		A B C D E F
Lage elektrischer Anschluss		2 3 4 5

Typenschlüssel siehe Seite 1-3 bis 1-6.