

Masterarbeit
in der Studienrichtung Maschinenbau

Automatische Scheitholzbeschickung

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

der Technischen Universität Graz

Vorstand: o. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gunter Jürgens

Verfasser: BSc. Lukas Hatzmann

Betreuer: Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader

Graz, im Februar 2013

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich besonders bei meinem Betreuer Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Michael Bader. Michael Bader für seine investierten Stunden und die vielen Bemühungen und Anregungen in Hinblick auf diese Arbeit bedanken.

Weiteren Dank für konstruktive Anregungen möchte ich an o. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Gunter Jürgens richten.

Für Korrekturen und formale Angelegenheiten und den zur Verfügung gestellten „Bauraum“ bin ich BSc. Julia Kammerhofer und Mag. Hermine Hatzmann sehr dankbar.

Inhaltsverzeichnis

1. Einführung, Aufgabenstellung	5
1.1. Aufgabenstellung, Lastenheft.....	5
1.2. Eigene Motivation.....	6
1.3. Heizsysteme am Markt, Kostenvergleich	7
1.4. Grundlagen zum Heizmaterial Holz, Grundsätzliche Berechnungen	9
2. Grundsätzliche Lösungsprinzipien	12
2.1. Methodische Vorgehensweise	12
2.2. Funktionsstruktur, Bewertung der Funktionen	13
2.3. Übersicht	13
2.4. Das Holzschicht als Fördergut	14
2.5. Behandlung als Schüttgut.....	16
2.5.1. Band- /Kettenförderer	17
2.5.2. Schwingförderer	18
2.5.3. Becherwerk	19
2.5.4. Fluidförderer	19
2.5.5. Schüttgutgreifer.....	20
2.5.6. Förderschnecken	21
2.6. Behandlung als Stückgut	21
2.6.1. Greifer	22
2.6.2. Dorn	23
2.6.3. Schraube.....	24
2.6.4. „Intelligente“ Systeme vs. „einfache“ Systeme.....	24
2.6.5. Hydraulische / Pneumatische Antriebe	25
2.6.6. Wirkungsgrad der Stückgutförderanlage, Energiebilanz	26
2.7. Bewertung der grundsätzlichen Lösungsprinzipien & Auswahl	27
3. Lösungsvarianten	29
3.1. Greifer	29
3.1.1. Formschlüssige Greifer	30
3.1.2. Kraftschlüssige Greifer	31
3.1.3. Mikroformschlüssige Greifer	32
3.1.4. Sauger	32
3.2. Dorn	32
3.2.1. Dynamisches Eindringen	32
3.2.2. Quasi-statisches Eindringen	35
3.3. Schrauber	35
3.4. Schwingförderer	36
3.5. Bewertung der Vorstudien & Auswahl	36
4. Vorstudien	38
4.1. Schlagdornvariante mit Fallgewicht.....	38
4.1.1. Erster Konstruktionsansatz	38
4.1.2. Ermittlung der notwendigen Schlagarbeit	40
4.1.3. Berechnungen und daraus folgende Erkenntnisse	46
4.1.4. Varianten der Schlagführung.....	47

4.1.5. Ausführung als nachgiebiges System	48
4.1.6. Ausführung als redundantes System	50
4.1.7. Gutabgabe und Anheben des Fallgewichts	51
4.2. Greifer	52
4.2.1. Erster Konstruktionsansatz	52
4.2.2. Versuche und Bewertung	55
4.3. Schraube.....	55
4.3.1. Konstruktive Herausforderungen	55
4.3.2. Messung der relevanten Verschraubungsdaten	55
4.3.3. Ansätze.....	56
4.4. Schwingförderer	58
4.4.1. Erster Konstruktionsansatz	58
4.4.2. Versuche.....	59
4.4.3. Erkenntnisse aus den Versuchen.....	61
5. Prototypen	61
5.1. Schlagdornvariante	61
5.2. Schraube.....	64
5.3. Erkenntnisse durch die Prototypen	67
6. Entscheidung und Ausarbeitungen	68
6.1. Entscheidungen	68
6.2. Biegemomentenausgleich im Bohrfutter	70
6.2.1. Lösung mittels biegeschlaffer Bauteile	70
Modifikationen des Bohrfutters.....	70
Beurteilung.....	73
6.2.2. Kardangelenk.....	73
6.3. Biegemomentenausgleich außerhalb des Bohrfutters	76
6.4. Fazit.....	77
Anhang A: Konstruktionszeichnungen	79
A1: Messstand zur Eindringarbeit	79
A2: Modell des Schwingförderers	81
Anhang B: Berechnungen und Messergebnisse.....	83
B1: Energiebilanz	83
B2: Messtabellen zur Eindringarbeit	84
B3: Tabelle Greiferposition/Greifkraft.....	87
B4: Analytische Berechnung des Greifers	88
Anhang C: Literaturverzeichnis	90
Anhang D: Abbildungsverzeichnis	90

1. Einführung, Aufgabenstellung

1.1. Aufgabenstellung, Lastenheft

Ziel dieser Arbeit ist es, eine automatische Beschickung eines Heizsystems auf Scheitholzbasis zu entwickeln. Hierbei wird auf einen geeigneten, am Markt erhältlichen Heizkessel zurückgegriffen.

Das System soll dabei insbesondere folgende Vorgaben erfüllen:

- Die Holzscheite werden unsortiert in den Aufbewahrungsraum gekippt; anschließend sollen sie vollautomatisch entnommen und zur Brennstelle befördert werden
- mit dem erarbeiteten Konzept sollen Holzvolumina zwischen 20m^3 und 100m^3 (Schüttmeter) abgedeckt werden
- Marktpreise ähnlich zu Pelletsystemen in derselben Größenordnung sollen erreichbar sein
- maximale Fördermenge: 0,5 Holzscheite je Min

Der verwendete Heizkessel bietet bereits eine halbautomatische Beschickung, hierbei muss das Holz jedoch händisch in einen Vorratsbehälter geschichtet werden. Die Fördereinrichtung muss dadurch das Holzscheit jedoch nur auf eine Förderkette ablegen, die Förderung in den Heizraum erfolgt dann bereits durch das Heizgerät selbst. Technisch gesehen würde sich dies recht simpel gestalten, die genaue Schnittstelle müsste bei einer ansprechenden Funktion der Förderanlage in Kooperation mit einem Kesselhersteller geklärt werden.

Bei den meisten am Markt erhältlichen „Halbautomaten“ wird das Holz, wie in der folgenden Abbildung ersichtlich, mittels Kette in den Brennraum gehoben.



Abbildung 1: Halbautomatischer Heizkessel TIMBER der Fa. Lopper

Der händisch befüllbare Speicher bietet weiters einen Sicherheitspuffer, da dadurch nach Ausfall der Förderanlage ein durchschnittliches Einfamilienhaus zwischen 3 und 5 Tagen weiter beheizt werden kann.

Das Preisniveau dieser Heizgeräte liegt bei etwa 12.000 € (Stand 2012).

1.2. Eigene Motivation

Die vorliegende Arbeit wurde ohne Kooperationsunternehmen verfasst, d.h. alle Prototypen etc. wurden selbst gefertigt bzw. finanziert. Aus diesem Grund wurden die Systeme möglichst einfach und kostengünstig konstruiert.

Auf der anderen Seite ermöglichte dies, schnell einfache Versuchsstände aufzubauen, und eröffnet weiters die Chance, das Projekt selbst weiterzuverfolgen und zu nutzen.

Die Eigenmotivation zu dieser Arbeit resultierte aus meiner Unzufriedenheit mit den gängigen Heizsystemen am Markt; als Befürworter nachhaltiger, lokaler (Brennstoff-) Versorgung erscheint die

Scheitholzheizung sinnvoll, allerdings ist es aus Zeitgründen oft nicht möglich, mehrmals am Tag manuell zu heizen. Halbautomatische Systeme ermöglichen eine Pufferzeit von bis zu 5 Tagen, allerdings muss auch hier das Holz mehrfach manuell befördert werden.

1.3. Heizsysteme am Markt, Kostenvergleich

Folgende Abbildungen zeigen Auszüge einer Studie der österreichischen Gesellschaft für Umwelt und Technik (ÖGUT), in welcher verschiedene gängige Heizsysteme einem Kostenvergleich unterzogen werden. Hierbei zeigt sich, dass in 8 von 9 durchgerechneten Szenarien die Scheitholzheizung das derzeit günstigste Heizsystem am Markt ist; dies resultiert hauptsächlich aus den geringen Kosten des Scheitholzes, die einmaligen Anschaffungskosten sind dagegen relativ hoch.

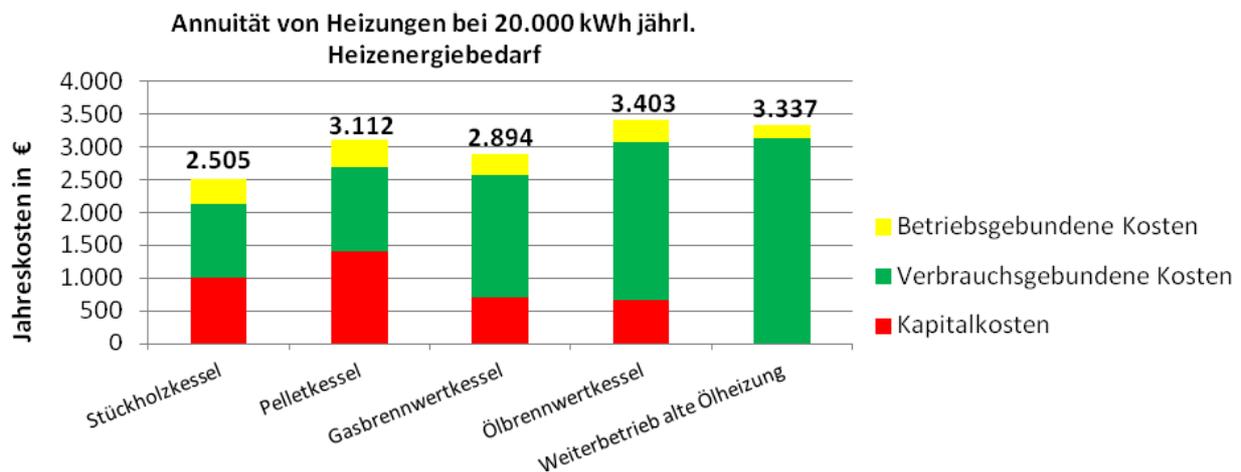


Abbildung 2: Annuität (Jahreskosten) verschiedener Heizungsarten für ein Einfamilienhaus mit einem Heizenergiebedarf von 20.000 kWh bei aktuellen Energiepreisen

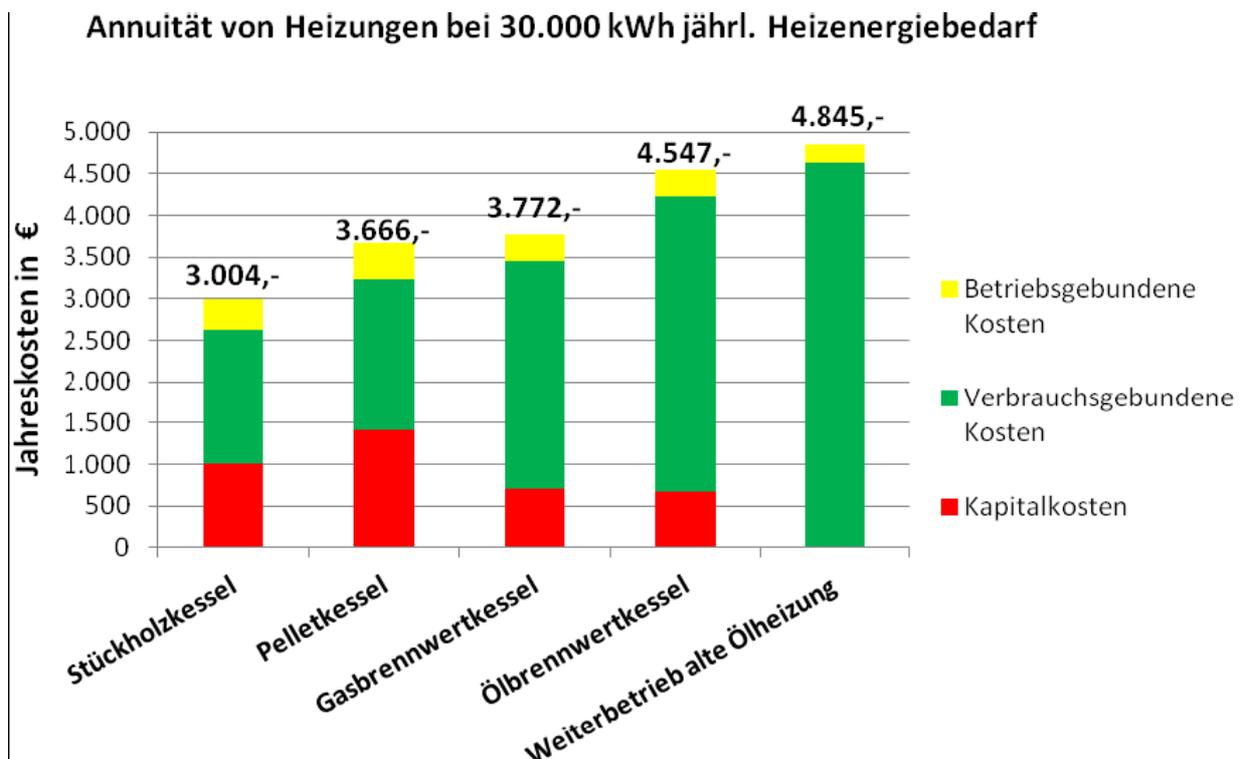


Abbildung 3: Annuität (Jahreskosten) verschiedener Heizungsarten für ein Einfamilienhaus mit einem Heizenergiebedarf von 30.000 kWh bei aktuellen Energiepreisen

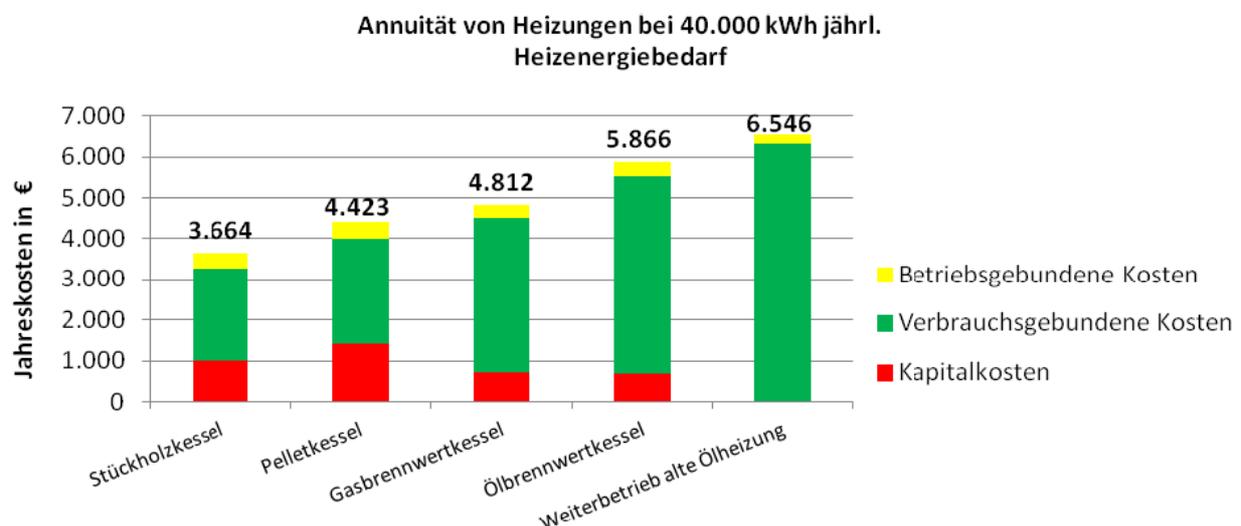


Abbildung 4: Annuitäten (Jahreskosten) verschiedener Heizungsarten für ein Einfamilienhaus mit einem Heizenergiebedarf von 40.000 kWh bei aktuellen Energiepreisen

1.4. Grundlagen zum Heizmaterial Holz, Grundsätzliche Berechnungen

Als zu Heizzwecken meistverwendete Holzarten finden sich in Europa Fichte und Buche. Grundsätzliche Annahmen werden daher auf Basis dieser Holzarten getroffen. In diesem Abschnitt werden zunächst für diese Arbeit wichtige physikalische Eigenschaften aufgelistet, anschließend erfolgen auf Basis dieser Größen einige grundlegende Berechnungen.

Rohdichte:

Fichte: 470 kg/m³

Buche: 690 kg/m³

Brennwerte:

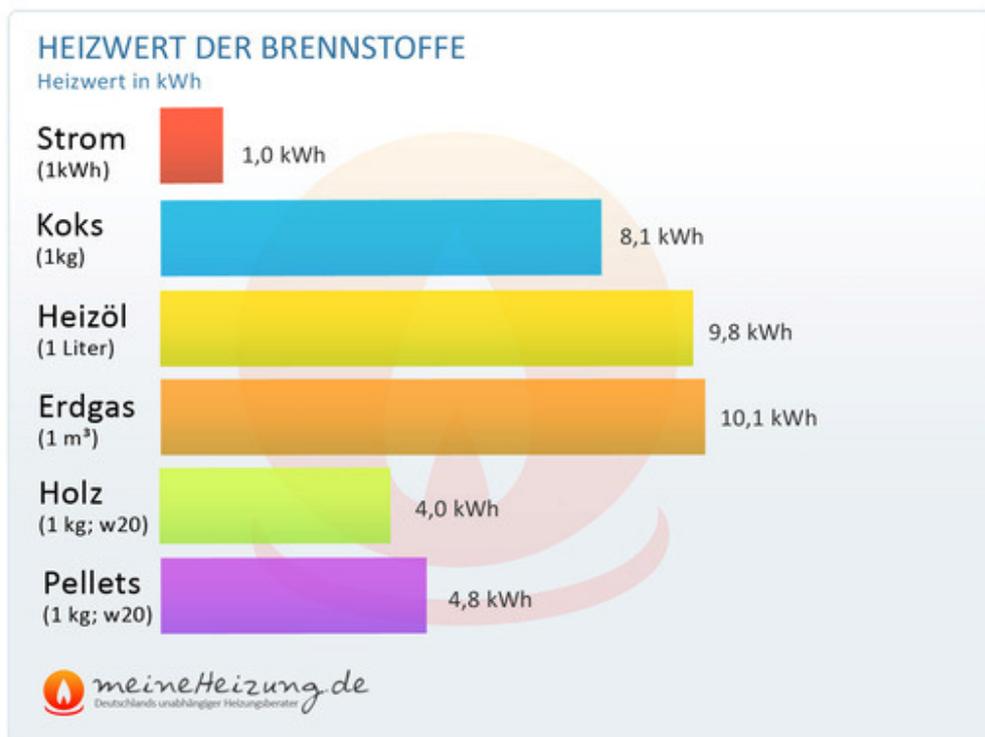


Abbildung 5: Heizwert der Brennstoffe

Es konnte leider kein Diagramm gefunden werden, das den Preis/kWh für Scheitholz inkludiert; diese enthalten meist nur die Preise für Öl, Gas und Pellets.

Eine Studie der Zeitschrift *Konsument* (11/2012) kommt unter Verwendung moderner Heizgeräte auf folgende Preise (reine Brennstoffkosten):

- Holz: 3,64 Cent pro kWh
- Pellets: 5,82 Cent pro kWh
- Erdgas: 7,65 Cent pro kWh
- Öl: 10,72 Cent pro kWh
- Strom: 18,37 Cent pro kWh

In diesen Preisen wurden Abbrandverluste bereits mitberücksichtigt, d.h. sie beziehen sich auf die tatsächlich vom Heizgerät abgegebene Leistung.

Dabei wird deutlich, dass die Preise für Scheitholz um rund 60% unter dem Preis des zweitgünstigsten Mediums dieser Tabelle liegen.

Festmeter, Raummeter, Schüttraummeter:

In der Holzindustrie wird zwischen Festmeter, Raummeter und Schüttmeter unterschieden; ein Festmeter entspricht einem Kubikmeter fester Holzmasse, also ohne Zwischenräume. Der Raummeter entspricht einem Kubikmeter geschichteten Scheitholzes, inklusive der Hohlräume durch die Schichtung. Ein Schüttraummeter entspricht einem Kubikmeter geschütteten Holzes einschließlich der Hohlräume durch die Schüttung.

Überschlagsmäßige Umrechnungsformeln:

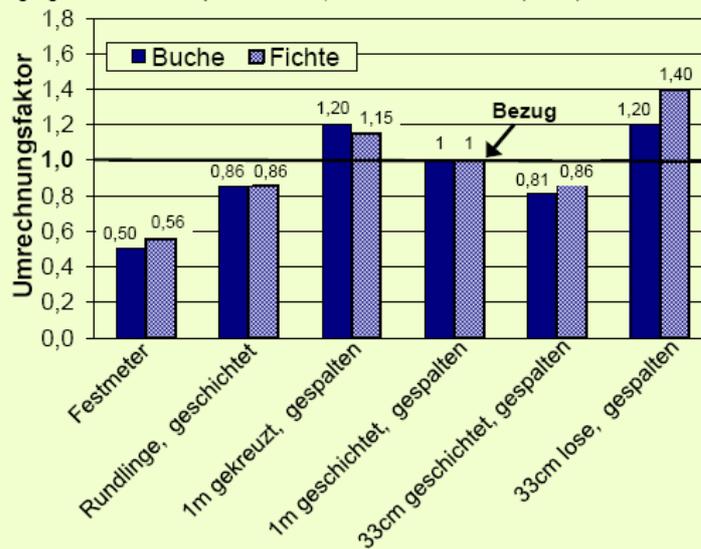
Das *Technologie- und Förderzentrum im Kompetenzzentrum für Nachwachsende Rohstoffe* gibt folgende Umrechnungsfaktoren für die verschiedenen Raummaße an:



Umrechnungsfaktoren verschiedener Raummaße für Scheitholz

Klaus Reisinger, Alexander Höldrich, Dr. Hans Hartmann

Nachfolgendes Diagramm bzw. nachfolgende Tabelle zeigt die Umrechnungsfaktoren zwischen den unterschiedlichen Brennholzlagersortimenten für Buchen- und Fichtenholz. 1 Raummeter (Rm) Buchenscheitholz mit 1m Scheitlänge geschichtet entspricht z. B. 1,2 Schüttraummeter (SRm) Buchenscheitholz geschüttet.



Umrechnungsfaktoren für unterschiedliche Raummaße bei Scheitholz

	Festmeter (Fm)	Rundlinge geschichtet (Rm)	Scheite 1 m gekreuzt (Rm)	Scheite 1 m geschichtet (Rm)	Scheite 33 cm geschichtet (Rm)	Scheite 33 cm geschüttet (SRm)
<i>Umrechnungsfaktoren bezogen auf einen Festmeter:</i>						
Buche	1,00	1,70	2,38	1,98	1,61	2,38
Fichte	1,00	1,55	2,07	1,80	1,55	2,52
<i>Umrechnungsfaktoren bezogen auf einen Raummeter Rundlinge:</i>						
Buche	0,59	1,00	1,40	1,17	0,95	1,40
Fichte	0,65	1,00	1,34	1,16	1,00	1,63
<i>Umrechnungsfaktoren bezogen auf einen Raummeter Meterscheite:</i>						
Buche	0,50	0,86	1,20	1,00	0,81	1,20
Fichte	0,56	0,86	1,15	1,00	0,86	1,40
<i>Umrechnungsfaktoren bezogen auf einen Raummeter 33 cm Scheite:</i>						
Buche	0,62	1,05	1,48	1,23	1,00	1,48
Fichte	0,64	1,00	1,33	1,16	1,00	1,62
<i>Umrechnungsfaktoren bezogen auf einen Schütt-Raummeter 33 cm Scheite:</i>						
Buche	0,42	0,71	1,00	0,83	0,68	1,00
Fichte	0,40	0,62	0,82	0,72	0,62	1,00

Schulungs- und Ausstellunzentrums für Nachwachsende Rohstoffe, Straubing (Technologie- und Förderzentrum)

Abbildung 6: Umrechnungsfaktoren der verschiedenen Raummaße

Erwartete Schüttdichte:

Fichte: $470 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.4 = 188 \text{ kg/m}^3$

Buche: $690 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,4 = 276 \text{ kg/m}^3$

Gesamtholzmasse:

Das heißt, es ist eine Gesamtholzmasse zwischen

$$m_H = 470 \text{ kg/m}^3 \cdot 20\text{m}^3 \cdot 0.4 = 3760 \text{ kg} = 3,76 \text{ to}$$

und

$$m_H = 690 \text{ kg/m}^3 \cdot 100\text{m}^3 \cdot 0.4 = 27600 \text{ kg} = 27,6 \text{ to}$$

zu erwarten.

2. Grundsätzliche Lösungsprinzipien

Zunächst werden in diesem Abschnitt alle erdenklichen Varianten von Fördersystemen aufgelistet und grob skizziert. Am Ende werden die am sinnvollsten erscheinenden ausgewählt und schließlich im Kapitel 3 als Vorstudien ausgearbeitet.

2.1. Methodische Vorgehensweise

Grundsätzlich wurde diese Arbeit systematisch nach Pahl/Beitz durchgeführt, siehe hierzu vor allem das Kapitel „Methodisches Konzipieren“. (vgl. Pahl/Beitz(Grote/Feldhusen 2007, S231). Allerdings wurde abweichend von dieser Literatur immer schon in frühen Entwicklungsstadien Prinzipversuche durchgeführt, da eine Funktionalität auf theoretischer Basis nicht abgeschätzt werden konnte.

2.2. Funktionsstruktur, Bewertung der Funktionen

Folgende Abbildung zeigt die Funktionsstruktur der Anlage. Basierend auf dieser Struktur soll die Komplexität der einzelnen Teilfunktionen abgeschätzt werden.

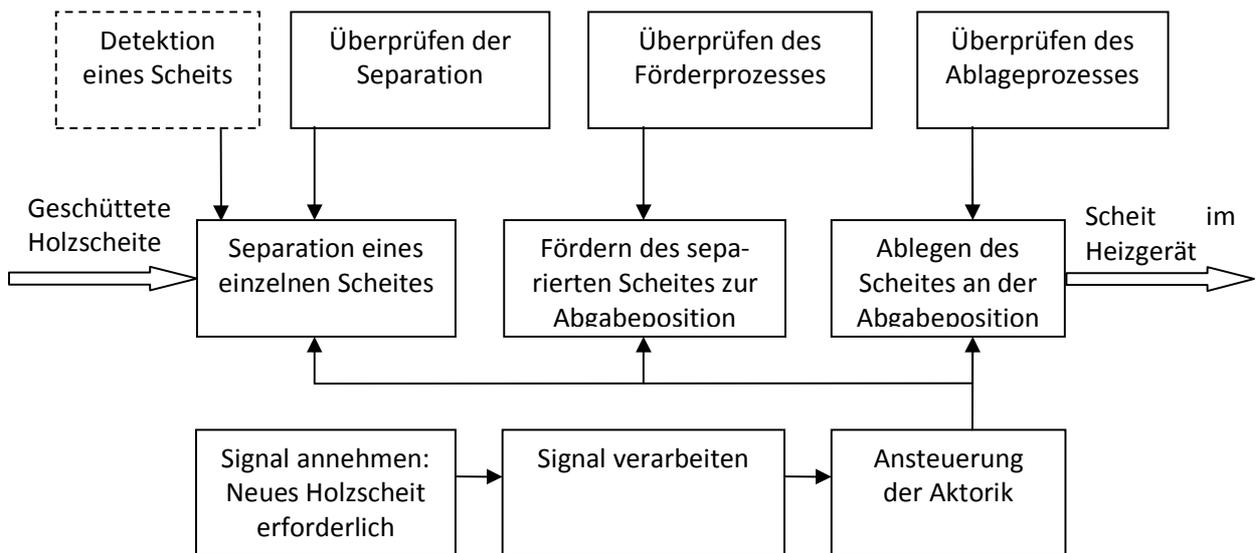


Abbildung 7: Funktionsstruktur der Anlage

Die Steuerungstechnischen Funktionen entsprechen dem Stand der Technik und sind aller Voraussicht nach einfach lösbar. Das Selbe gilt für die Sensorik für das Überprüfen der Separation, des Förderprozesses und des Ablegens. Das Fördern eines separierten Scheits selbst stellt ebenfalls wohl kaum eine Herausforderung dar. Die beiden verbleibenden Funktionen werden komplexer eingeschätzt.

Die Detektion eines einzelnen Scheits stellt eine Hilfsfunktion für die Separation eines einzelnen Scheits dar; bei entsprechender Ausführung des Separationsmechanismus könnte sie auch ganz entfallen.

Aus diesem Grunde wird zunächst der mechanischen Ausführung des Separationsmechanismus die Hauptaufmerksamkeit geschenkt.

2.3. Übersicht

Die folgende Abbildung zeigt einen Überblick über verschiedene Fördermethoden; diese werden in Auflistungsreihenfolge in den nächsten Abschnitten kurz hinsichtlich ihrer Eignung diskutiert.

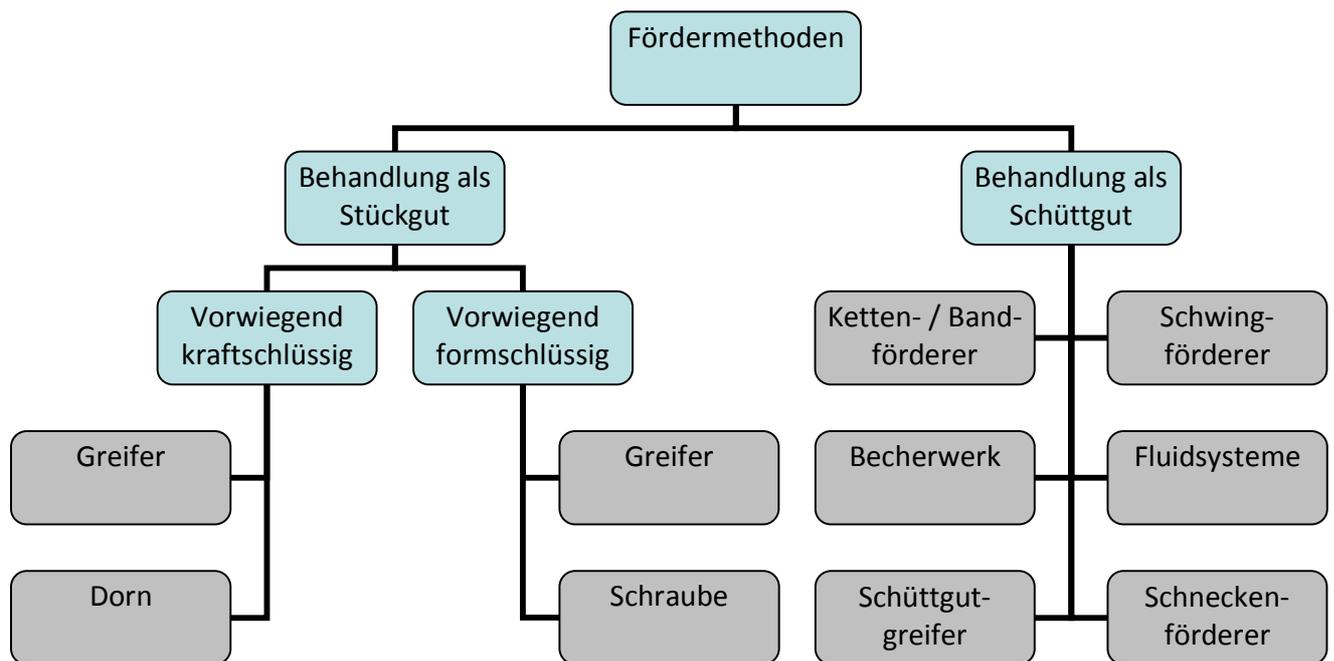


Abbildung 8: Übersicht über die diskutierten Lösungsprinzipien

2.4. Das Holzschicht als Fördergut

Für Holzschicht als Fördergut gibt es in der Literatur kaum Kennwerte. Im Laufe der Arbeit wurde auch klar warum: Versuche zeigten extrem uneinheitliche Ergebnisse, das Gut neigt zum verkeilen, weist teilweise Schüttwinkel über 90° auf.

Bei der Förderung stellen große Hohlräume, übereinander liegende, zusammenhängende und z.B. aufgrund von Astgabeln verkeilte Schicht und Brückenbildung große Probleme dar.



Abbildung 9: geschüttetes Scheitholz



Abbildung 10: Typische Formabweichungen: Äste, Abweichungen von der Prismenform

2.5. Behandlung als Schüttgut

In diesem Abschnitt werden Varianten angeführt, mit welchen versucht wird, das Scheitholz als Schüttgut zu behandeln. Probleme werden vor allem durch dessen ungünstige Form (neigt stark zum Verkeilen und Verklemmen) erwartet. In der Fachliteratur finden sich keinerlei Anhaltspunkte zur Förderung von Scheitholz oder vergleichbaren Gütern, daher müssen viele Daten experimentell ermittelt werden.

Speziell bei der Förderung als Schüttgut stellt die - im Verhältnis zur geforderten Fördermenge - große Stückgröße ein Problem dar. Prinzipien wie z.B. der Schüttgutgreifer funktionieren erst ab relativ großen Fördermengen pro Zyklus.

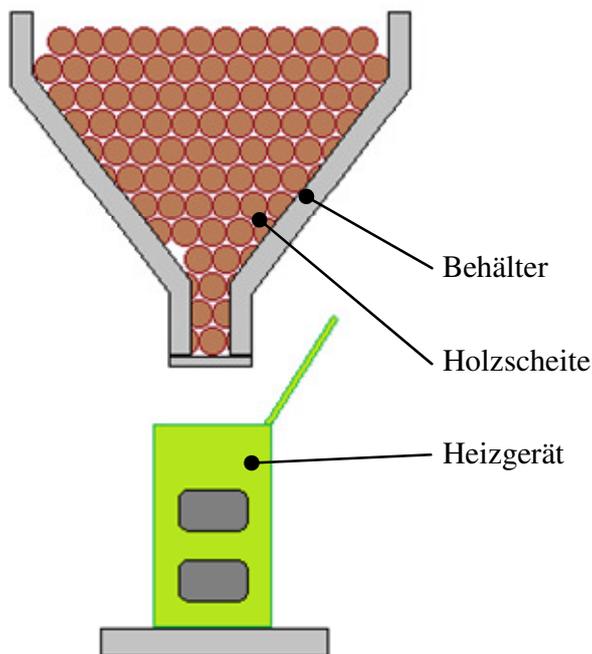


Abbildung 11: Prinzip Schüttgut

2.5.1. Band- /Kettenförderer

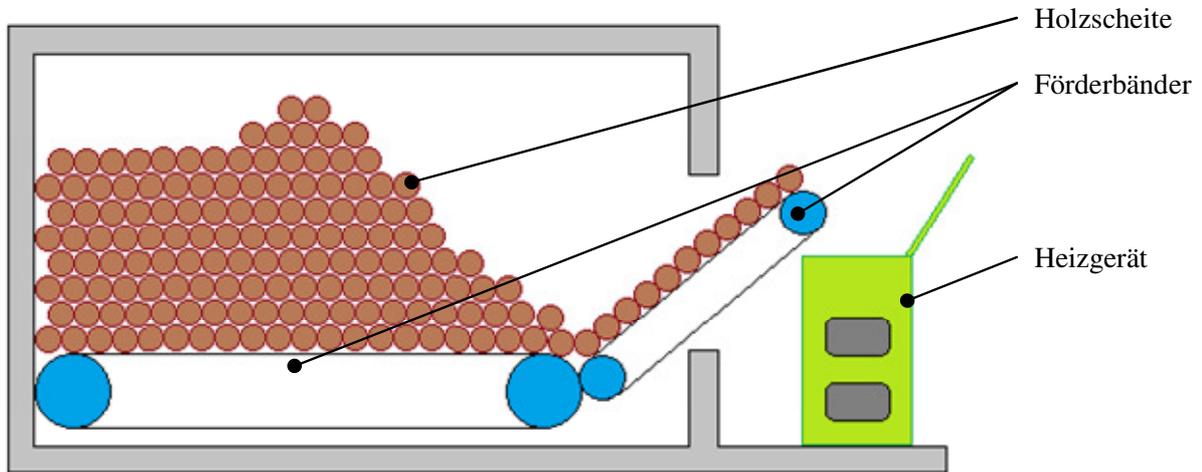


Abbildung 12: Prinzip Bandförderer

Aufgrund der großen Füllhöhe zu Beginn einer Heizsaison können Band- und Kettenförderer ohne Kombination mit anderen Fördermitteln, wie z.B. Rüttlern, zur Zuführung aller Voraussicht nach nicht befriedigend eingesetzt werden. Nach Rücksprache mit Herstellern gilt das auch für Plattenbänder. In Betracht kommen sie jedoch zur Weiterbeförderung anderweitig separierter Holzscheite zur Brennstelle. Dort entsprechen sie weitgehend dem derzeitigen Stand der Technik und werden daher nicht weiter diskutiert.

2.5.2. Schwingförderer

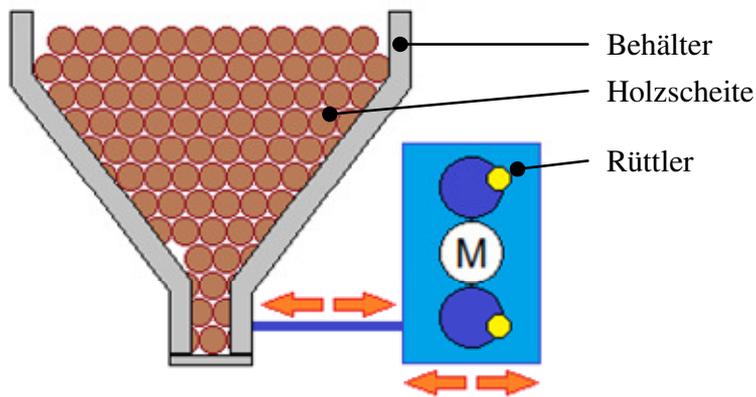


Abbildung 13: Prinzip Schwingförderer

Im Folgenden ein Auszug aus *Fördertechnik 2* (Hoffmann/Krenn/Stanker, 2004, S. 105):

„Das gemeinsame Arbeitsprinzip für alle Schwingförderer ist die Wirkung von Massenkräften. Die Rinne, in der sich das Material bewegt (meist Schüttgut), wird in schwingende Bewegungen versetzt und dadurch eine Vorwärtsbewegung des Fördergutes ermöglicht. Man unterscheidet grundsätzlich zwei Arten von Schwingförderern, Schüttelrutschen und Schwingrinnen.“

Eine Realisierung der Anlage als Schwingförderer scheint zunächst möglich; aufgrund kompletten Datenmangels in der Literatur wurde diese Variante in die Ausarbeitung der Vorstudien mit übernommen.

2.5.3. Becherwerk

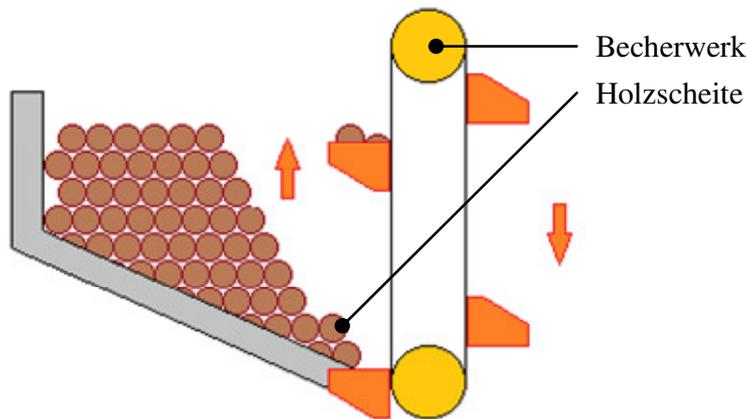


Abbildung 14: Prinzip Becherwerk

Bei dieser Variante wird versucht, das Fördergut mittels Becher senkrecht nach oben zu heben. Das Nachrutschen des Förderguts kann gegebenenfalls mit einem Rüttler gewährleistet werden.

Das zu den Schwingförderern Gesagte gilt auch für die Variante Becherwerk. Aufgrund des vorherrschenden Datenmangels sind für die Bewertung dieser Variante einige Versuche nötig, welche in Verbindung mit den Versuchen zum Schwingförderer durchgeführt werden.

2.5.4. Fluidförderer

Aufgrund des inhomogenen Förderguts und dem damit verbundenen hohen Luftverbrauch kommen Pneumatiksysteme nicht in Frage; die grundsätzlich für diesen Zweck interessant erscheinende Variante der Schwimmförderer scheitert an der Nutzung des Holzes als Brennmaterial.

2.5.5. Schüttgutgreifer

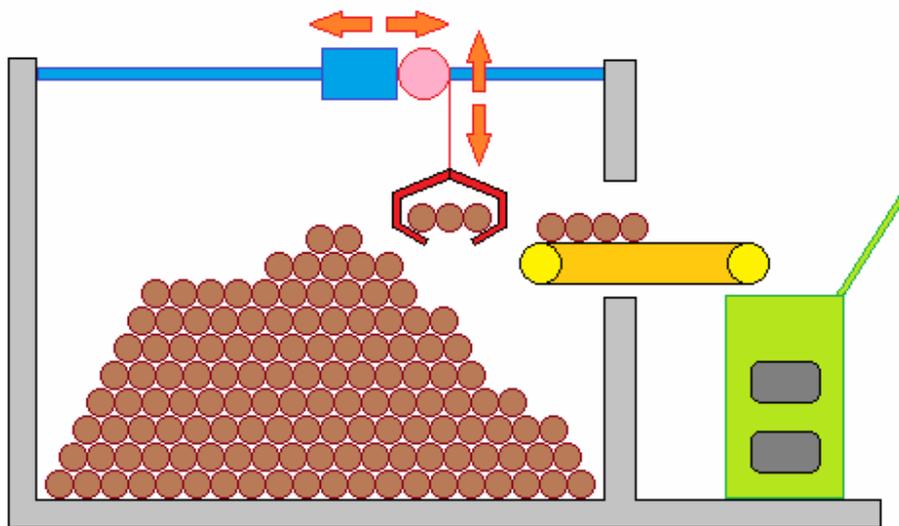


Abbildung 15: Prinzip Schüttgutgreifer



Abbildung 16: Kaminholzgreifer der Fa. DORN-TEC

Stand der Technik: Am Markt sind spezielle "Kaminholz-Greifer" zur Montage an Kranen und Baggern erhältlich. Diese werden meist hydraulisch geöffnet und geschlossen, weisen ein Eigengewicht zwischen 100 und 400 kg auf und sind für Hublasten zwischen 1000 und 5000 kg ausgelegt. Die meisten Bauarten weisen 4 oder 5 Segmente auf.

Der Bereich, in welchem die Holzscheite wirklich als Schüttgut gegriffen werden können, beginnt erst ab ca. 1m³. Das System wäre also nur mittels eines Zwischenpuffers lösbar, in welchem prinzipiell wieder dieselbe Problematik der Separation eines einzelnen Scheits auftritt. Aus diesem Grund wird von diesem Prinzip abgesehen.

2.5.6. Förderschnecken

Im Folgenden ein kurzer Auszug aus *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau* zum Thema Förderschnecken:

„Anwendung. Schneckenförderer mit umlaufender Welle für staubförmige, feinkörnige bis stückige Fördergüter über verhältnismäßig kurze Entfernungen (selten über 40 m), vielfach als Zubringer oder Zwischenförderer; Verbindung von Förder- und Mischvorgang“ (Grote/Feldhusen 2007, U72).

Eine Anfrage bei einem namhaften Förderschneckenhersteller bescheinigte der Variante ebenfalls kaum Erfolgchancen, daher wurde von einer Weiterführung abgesehen. Als Hauptproblem wurde vor allem die Brückenbildung beim Übergang der Scheite in die Schnecke genannt; dies deckt sich weitgehend mit den Erfahrungen aus den Rüttlerversuchen, siehe Kapitel 4.

2.6. Behandlung als Stückgut

Allen in diesem Abschnitt diskutierten Varianten ist die Grundkonstruktion gemein: eine Art Portalkran, in x- und y-Richtung verfahrbar, die Aufnahmevorrichtung in z-Richtung verfahrbar. Natürlich sind auch Varianten wie zum Beispiel Schwenkarme o.ä. denkbar. Diese Konstruktionen stellen technische Standardfälle dar und werden daher hier nicht weiter diskutiert.

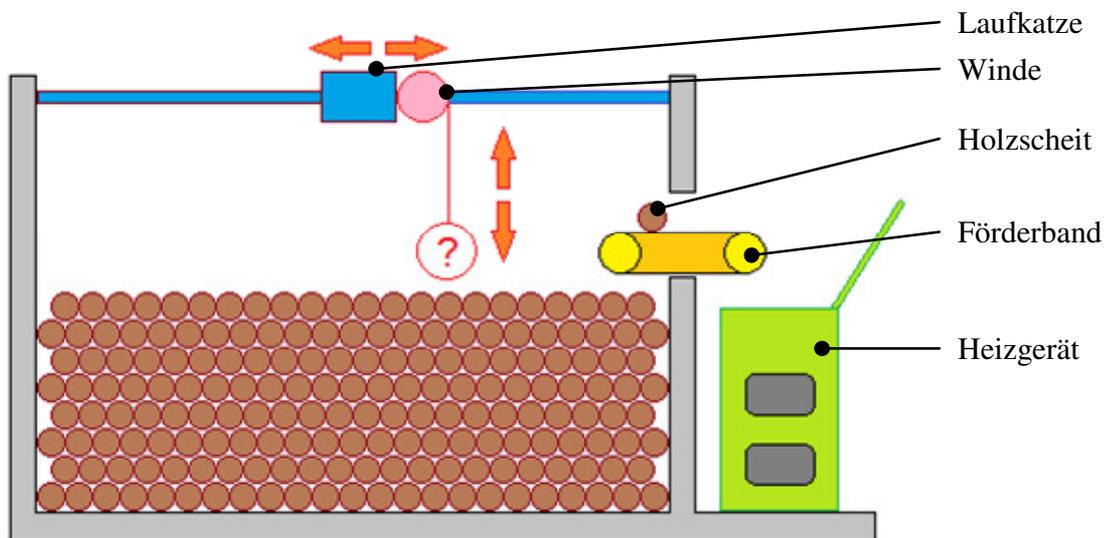


Abbildung 17: Prinzip Stückgut

Mögliche Prinzipien für die Aufnahmevorrichtung selbst werden in den folgenden Abschnitten dargestellt.

2.6.1. Greifer

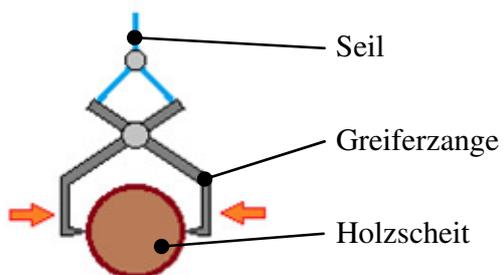


Abbildung 18: Prinzip Greifer

Greifer sind in verschiedensten Bauformen denkbar. Gemeinsam ist allen Bauformen, dass die Greiferposition zum Holzseit sehr wesentlich ist, daher sind sie ohne optische Erkennungssysteme wohl kaum befriedigend einsetzbar.

2.6.2. Dorn

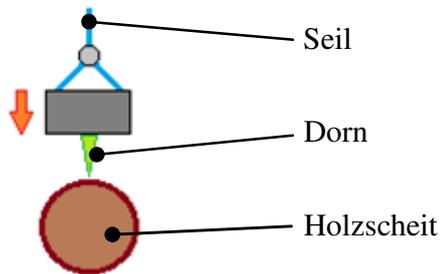


Abbildung 19: Prinzip Dorn

Bei dieser Variante wird ein Dorn in das Holzseil getrieben. Die Zugkraft zum Herausziehen des Dorns muss naturgemäß die Kraft zum Heben des Holzseils übersteigen, sollte aber im Sinne eines einfachen Abladevorganges auch nicht zu groß werden.

Diese Variante besteht zunächst durch eine hohe erwartete Robustheit und Einfachheit.

Die Dornform wird seit Jahrhunderten in der Holzwirtschaft beim Sapie („Sappel“) verwendet; hierbei wird der Dorn mit kinetischer Energie in das Holz getrieben. Das Kopfgewicht beträgt etwa 1000 g. Allerdings wird das Holz in weiterer Folge nur quer zur Einschlagsrichtung gezogen und nur in Ausnahmefällen angehoben.



Abbildung 20: Sapie der Fa. Stubai

2.6.3. Schraube

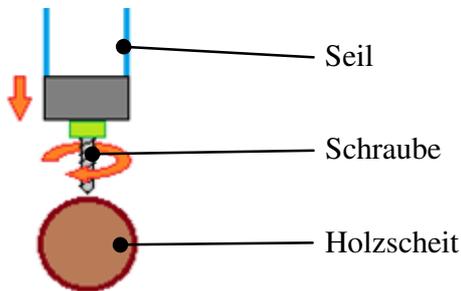


Abbildung 21: Prinzip Schraube

Bei horizontaler Schraubeführung ist diese Variante prinzipiell ähnlich der Greifer-, bei vertikaler Bohrerführung grundsätzlich ähnlich der Dornvariante, allerdings wird das Eindringen in das Holzseit nicht mittels kinetischer Energie sondern durch eine Schraubbewegung erreicht.

2.6.4. „Intelligente“ Systeme vs. „einfache“ Systeme

Eine weitere grundsätzliche Fragestellung betrifft die Intelligenz der Positionierung des Aufnehmers.

Im Folgenden wird unter einem „Intelligenten System“ ein System verstanden, welches die anzufahrende Greiferposition aufgrund der vorliegenden Holzseitaneinanderordnung im Lagerraum auswählt; dies kann z.B. vom Anfahren des höchsten Punktes der Scheite im Raum bis hin zu einer Erkennung von Scheiten in einer möglichst günstigen (z.B. waagrechten) Lage für den Greifer reichen.

Diese Intelligenten Systeme können weiters als Steuerung oder als Regelung konzipiert werden.

Als „einfache Systeme“ werden in der weiteren Arbeit alle Systeme bezeichnet, welche ihre Positionierung unabhängig von der Lage der Holzseite durchführen, z.B. das Abfahren eines definierten Rasters. Das Auslösen des Greifmechanismus erfolgt, wenn in unmittelbarer Nähe ein Holzseit detektiert wird.

Varianten wie z.B. der Schlagdorn sind prinzipiell sowohl „einfach“ als auch mit aufwändiger Positionserkennung denkbar. Andere Varianten, wie z.B. der Greifer, sind ohne „Intelligenz“ völlig undenkbar.

Sensorik im Hinblick auf Scheitholz:

Prinzipiell eignen sich für den Werkstoff Holz alle Arten mechanischer Näherungsschalter, kapazitive Sensoren sowie alle Arten optischer Sensoren.

Beim Einsatz kapazitiver Sensoren ist jedoch die große Schwankung der Dielektrizitätskonstante je nach Feuchtigkeit des Holzes zu beachten, welche sich durch die hohe Dielektrizitätskonstante des Wassers ergibt. Dadurch wird feuchtes Holz wesentlich besser detektiert als trockenes.

Für die ersten grundlegenden Versuche wurde die Positionierung manuell durchgeführt.

2.6.5. Hydraulische / Pneumatische Antriebe

Generell sind die meisten vorgestellten Konzepte wohl auch mittels Pneumatik bzw. Hydraulik lösbar.

Insbesondere die Schlagdornvariante in Kombination mit Pneumatik erscheint einen genaueren Blick wert zu sein. Allerdings überwiegen bei allen untersuchten Konzepten die Nachteile der teuren Energieform in Verbindung mit der schwierigen Zubringung zum Aktor deutlich.

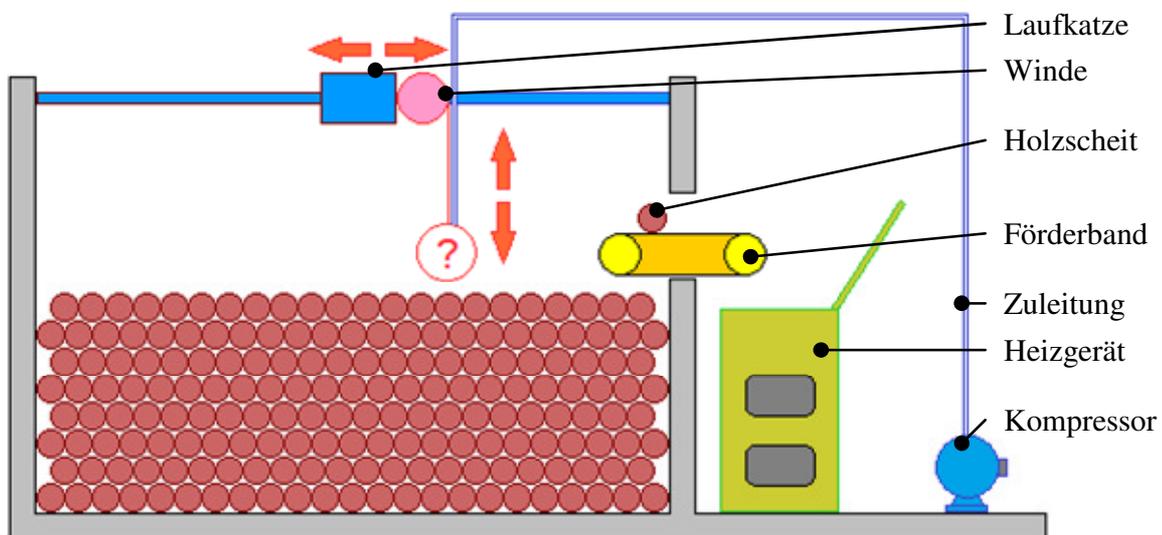


Abbildung 22: Prinzip Pneumatik

2.6.6. Wirkungsgrad der Stückgutförderanlage, Energiebilanz

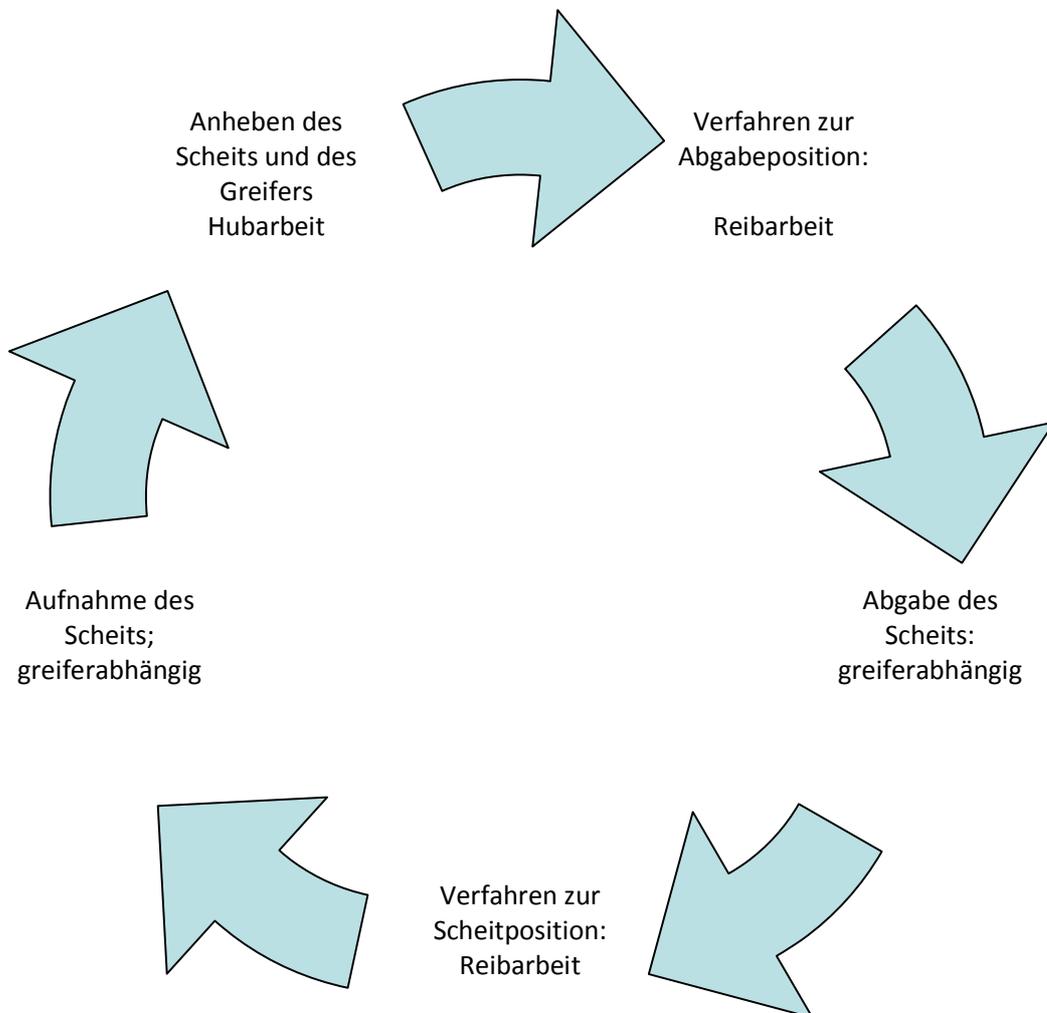


Abbildung 23: Förderzyklus und zugeordnete Arbeiten

Verfahren zur Abgabeposition und zur Scheitposition:

Im Wesentlichen wird hier Reibarbeit verrichtet. Die Normalkraft ergibt sich aus dem Gesamtgewicht der zu bewegenden Massen, d.h. Laufkatze, Schienen in einer Bewegungsrichtung, Greifer usw.

Um die Berechnung zu vereinfachen, wurde ein mittleres Gesamtgewicht angenommen.

Die Fahrtstrecke s beträgt im Mittel die Summe aus halber Raumbreite und halber Raumlänge.

Es gilt:

$$W = F_G \cdot \mu \cdot s$$

Abgabe und Aufnahme des Scheits:

Diese Arbeit ist Greiferabgängig und kann daher nicht generell weiter spezifiziert werden.

Anheben des Scheits:

Hierbei wird im wesentlichen Hubarbeit verrichtet. Die Hubkraft beträgt in erster Näherung die Summe aus Greifergewichtskraft und Scheitgewichtskraft.

Es gilt:

$$W = F_G \cdot H$$

Exemplarische Energiebilanz:

Um eine grobe Abschätzung des Anlagenwirkungsgrades zu ermöglichen, wurde eine exemplarische Energiebilanz für eine mittelgroße Anlage mit 20 kW Heizleistung erstellt. Die gesamte Berechnung befindet sich im Anhang.

Aus den Berechnungen ergibt sich ein Verhältnis Förderarbeit / Heizwert von weniger als 0.0034%, die Anlagenleistung liegt für 2 Holzscheite pro Minute bei etwa 70 W. Dadurch lässt sich eine untergeordnete Rolle des Anlagenwirkungsgrades abschätzen.

2.7. Bewertung der grundsätzlichen Lösungsprinzipien & Auswahl

Die wesentlichen Vor- und Nachteile wurden bereits bei der Vorstellung der Prinzipien beschrieben und sind zudem trivial, daher wird auf eine Bewertungstabelle verzichtet. Somit verbleiben für die Vorstudien folgende Konzepte:

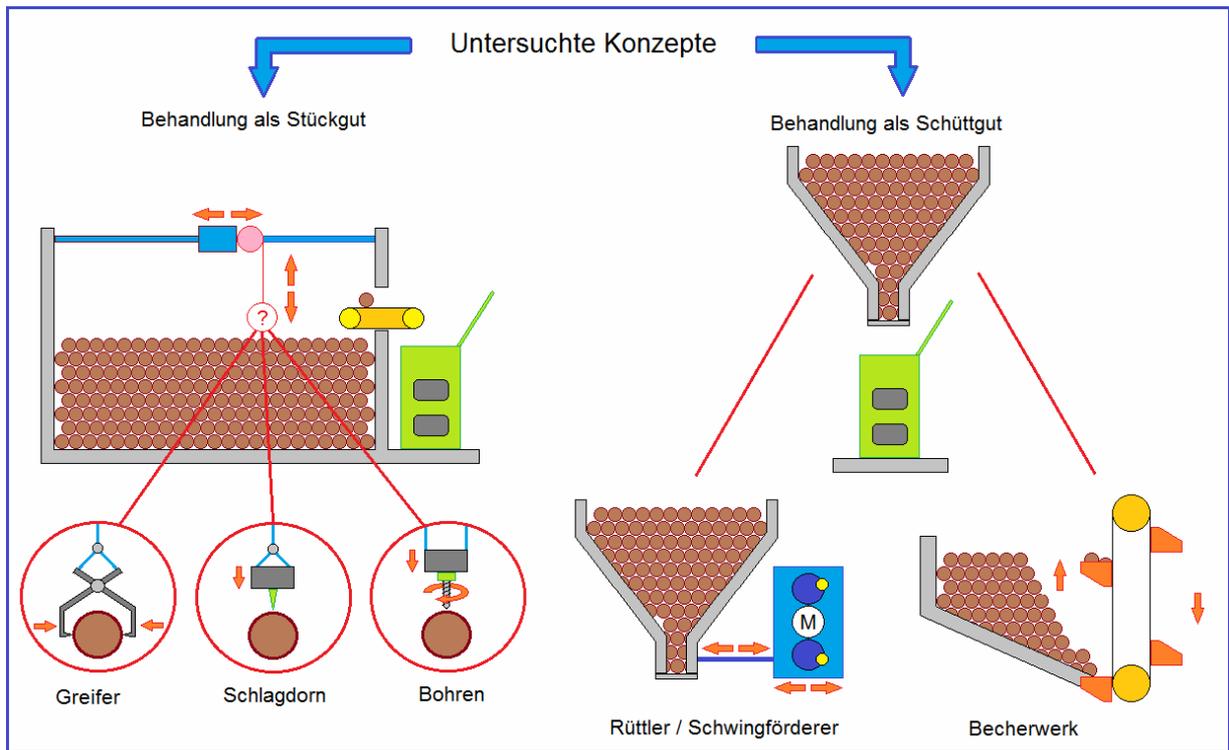


Abbildung 24: Auswahl der Lösungsprinzipien für die Vorstudien

3. Lösungsvarianten

Folgende Übersicht zeigt die Übersicht über die in den nachstehenden Abschnitten diskutierten Lösungsvarianten. Andere Varianten wurden bereits im vorigen Kapitel ausgeschieden.

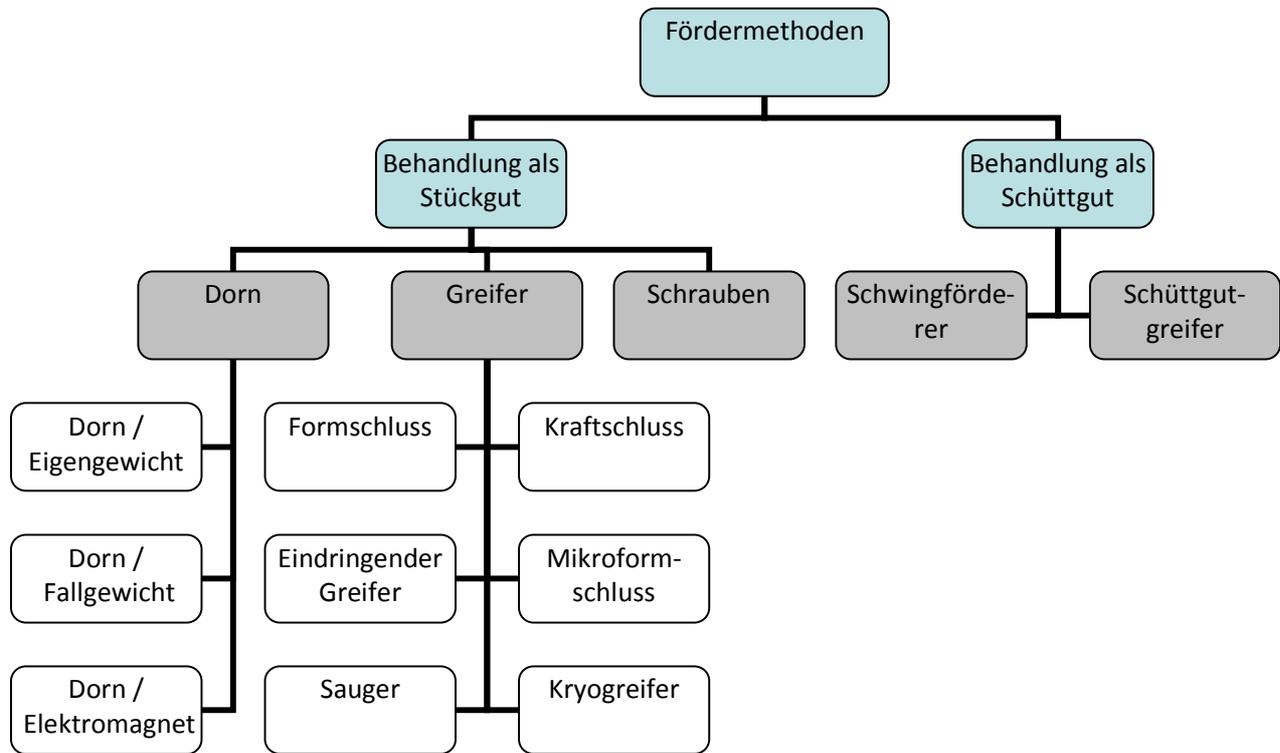


Abbildung 25: mögliche Varianten der Lösungsprinzipien

3.1. Greifer

Greifer stellen grundsätzlich ein symmetrisches System dar; sie können entweder form- oder kraftschlüssig arbeiten, wobei sie entweder über Formschluss mittels Umklammern (externer Formschluss) oder über das System Kraft-Gegenkraft (interner Formschluss und Kraftschluss) arbeiten. Das heißt, für einen erfolgreichen Aufnahmevorgang muss entweder ein Umklammern des Scheits erreicht werden, oder aber der Greifer relativ genau zum Holzscheit positioniert werden, um Kraft und Gegenkraft auf die Zangen zu gewährleisten.

3.1.1. Formschlüssige Greifer

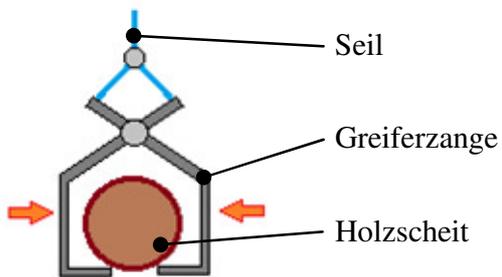


Abbildung 26: Variante externer Formschluss

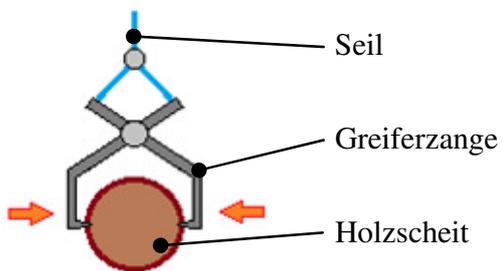


Abbildung 27: Variante interner Formschluss

Bei der Variante des externen Formschlusses treten beim Hubvorgang in erster Näherung lediglich Kräfte in vertikaler Richtung auf. Die Kräfte während des Schließvorganges sind allerdings wohl kaum quantifizierbar, da diese von der Lage der umliegenden Holzscheite abhängen.

Bei der Variante mit internem Formschluss muss erst die Greiferzange in das Holzstamm getrieben werden. Da dies statisch geschieht, sind nach den Erfahrungen aus den Dornversuchen (siehe 3.1.2) allerdings recht große Kräfte notwendig. Dieses System entspricht nach dem Eindringen etwa der Arbeitsweise des Sapiens: Der Hubvorgang erfolgt senkrecht zur Eindringrichtung.

3.1.2. Kraftschlüssige Greifer

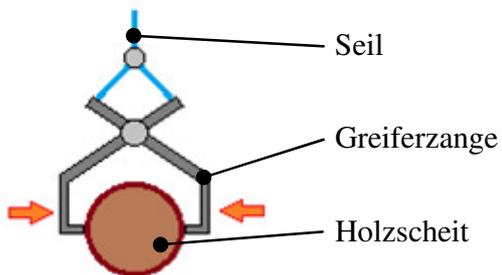


Abbildung 28: Variante kraftschlüssiger Greifer

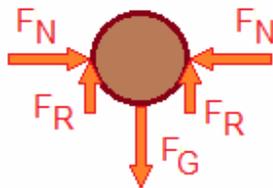


Abbildung 29: Kräfte am Holzseit

Die Summe der Kräfte in vertikaler Richtung und der Ansatz der Reibkraft ergeben

$$F_R = \frac{F_G}{2}$$
$$F_R = \mu \cdot F_N$$

Gleichsetzen und Auflösen ergibt

$$F_N = \frac{F_G}{2 \cdot \mu}$$

Für die Werkstoffkombination Holz/Stahl gibt die Literatur einen Reibwert von 0.5 – 0.6 an (vgl. Böge, 2007). Dies würde bedeuten, dass über den gesamten Hubvorgang Normalkräfte von etwa der Gewichtskraft des Holzseits aufgebracht werden müssten. Bei einem Scheitgewicht bis ca. 10 kg wären dies Normalkräfte von mindestens 100 N zusätzlich zu Reibkräften von etwa 50 N.

Bei realen Betriebsbedingungen (Schmutz, Staub, Rinde am Holz...) ist allerdings von geringeren

Reibwerten auszugehen, was mit einer notwendigen Erhöhung der Normalkräfte einhergehen würde.

Es wurde weiters erfolglos versucht, den Greifer derart zu gestalten, dass das Verhältnis zwischen Hubkraft und Schließkraft möglichst konstant bleibt, die Funktion also ähnlich einer Zange zu gestalten. Die Berechnungen hierzu befinden sich im Anhang.

3.1.3. Mikroformschlüssige Greifer

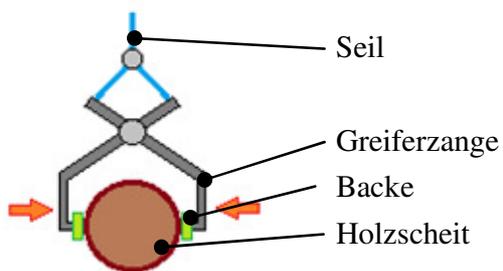


Abbildung 30: Variante Mikroformschlüssiger Greifer

Bei entsprechender Backengestaltung des Greifers ist ein Greifen im Mikroformschluss möglich. Eine derartige Backengestaltung findet sich in der Praxis in vielfältigen Anwendungen, so z.B. bei den Greifeinrichtungen eines Harvesters

3.1.4. Sauger

Sauger sind aufgrund des inhomogenen Förderguts nur mit sehr hohen Verlusten einsetzbar und damit für die Aufgabenstellung ungeeignet.

3.2. Dorn

3.2.1. Dynamisches Eindringen

Versuche (siehe Kapitel 4) ergaben für ein dynamisches Eindringen eine notwendige Eindringarbeit von ca. 10 J für ein sicheres Anheben des Scheits. Diese Eindringarbeit kann mittels Fallgewicht oder eines anderen Aktuators aufgebracht werden.

Schlagdornvariante mit Fallgewicht

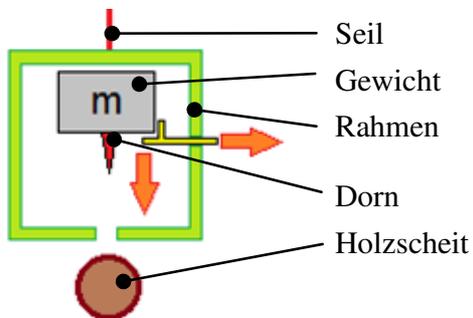


Abbildung 31: Variante Schlagdorn mit Fallgewicht

Bei dieser Variante wird die erforderliche Schlagarbeit durch ein Fallgewicht aufgebracht. Das Fallgewicht muss zu Beginn eines Förderzyklus auf die erforderliche Höhe gebracht werden. Befindet sich ein Holzsplit in Reichweite wird das Fallgewicht freigegeben und der Dorn in das Split getrieben. Dieser Variante werden durch wenige bewegliche Teile und eine einfache Realisierungsmöglichkeit Erfolgchancen zugetraut.

Schlagdorn mit Hubmagnet oder Elektromotor

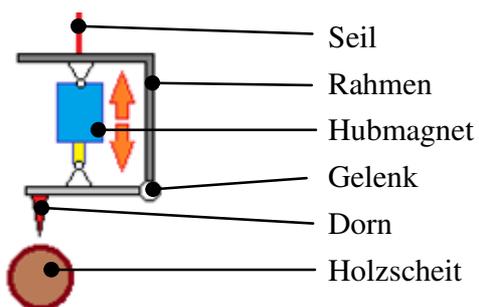


Abbildung 32: Prinzip Schlagdorn mit Elektromagnet

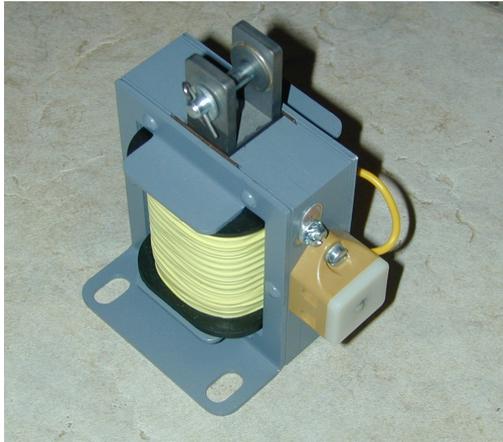


Abbildung 33: In Frage kommender Hubmagnet, $W=700 \text{ Ncm}$

Bei dieser Variante wird die Schlagenergie durch einen Hubmagneten oder Elektromotor aufgebracht. Nachteilig erscheint vor allem der auftretende Rückschlag; dessen Kompensation durch bewegliche Gegengewichte ist technisch umständlich, erhöht die Anzahl der beweglichen Teile und erhöht das Leergewicht der Konstruktion.

Als Elektromagneten kämen primär Wechselstromhubmagnete in Frage, da diese große Hubkräfte über einen großen Weg aufbringen können. Die Dimensionierung gestaltet sich recht simpel, da die Hubarbeit eine Kenngröße dieser Magnete darstellt. Anfragen bei verschiedenen Unternehmen ergaben jedoch, dass die geforderte Hubarbeit nicht mehr im Standardsortiment erhältlich wäre; das größte Standardmodell verrichtet bis zu 700 Ncm pro Hub.

Vorteile der dynamischen Dornvariante:

- einfacher Aufbau
- wenige bewegliche Teile
- kostengünstig
- ohne optische Positionserkennung möglich

Nachteile der dynamischen Dornvariante:

- relativ hohes Leergewicht

3.2.2. Quasi-statisches Eindringen

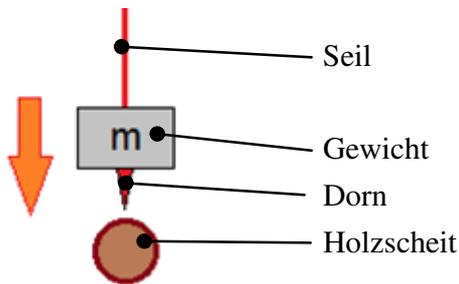


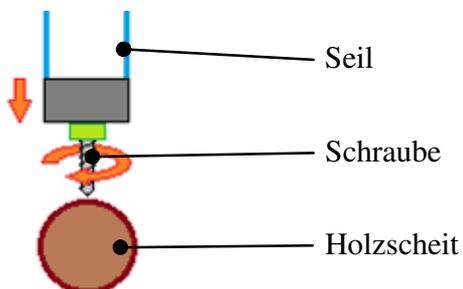
Abbildung 34: Variante Dorn mit Eigengewicht

Bei dieser Variante wird der Großteil der Kraft zum Eindringen durch die Masse des Aufnehmers aufgebracht. Diese Variante scheidet aufgrund des immens schlechten Wirkungsgrades, der durch das hohe Leergewicht entsteht, aus. Weiters wird aufgrund der langsamen Absenkbewegung eine Schiefstellung des Gewichts und somit eine stark reduzierte Eindringkraft zu erwarten sein.

Grobe Versuche bis zu einer Masse von 100 kg zeigten keine brauchbaren Resultate hinsichtlich einer kraftschlüssigen Verbindung.

3.3. Schrauber

Bei dieser Variante wird versucht, eine Schraube ins Holzscheit einzudrehen, um eine vorwiegend formschlüssige Verbindung des Fördermittels mit dem Scheit zu erzeugen. Hierfür muss eine Kraft auf Schraube und Scheit aufgebracht werden, um ein „Anbeißen“ der Schraube zu ermöglichen.



Erwartete Vorteile:

- relativ geringes Eigengewicht der Konstruktion, hoher Wirkungsgrad
- hohe Greifsicherheit
- simples Abladen durch Änderung der Drehrichtung
- geringe Lautstärke des Gesamtsystems

Als Nachteile gegenüber der Dornvariante treten auf:

- Drehmoment der Schraube muss abgefangen werden; dies könnte beispielsweise durch eine Abstützung des Greifers auf den Holzseiten, durch 2 gegenläufige Schrauber oder durch Verwendung mehrerer Halteseile erfolgen.
- Schraube als erwartete Schwachstelle, vor allem bei Biegebelastung durch außermittiges Anheben

3.4. Schwingförderer

In der Literatur wird zwischen 2 Arbeitsprinzipien von Schwingförderern unterschieden: Schüttelrutschen, in welchen das Fördergut ständig in Kontakt mit dem Rinnenboden bleibt, und Schwingrinnen, in welchen das Fördergut von der Rinne abhebt (vgl. Hoffmann/Krenn/Stanker 2004, S. 105).

Als Antriebsmethoden werden der Kurbeltrieb, Unwuchtantrieb und Elektromagnetantrieb genannt, wobei der Kurbeltrieb nur noch in Sonderfällen verwendet wird. Aufgrund fehlender Daten wurden Versuche durchgeführt, dabei wurde aufgrund der einfachen Verfügbarkeit auf den Unwuchtantrieb zurückgegriffen.

3.5. Bewertung der Vorstudien & Auswahl

Generell lässt sich nach Durchsicht der Vorstudien feststellen, dass die Stückgutvarianten einen höheren Füllgrad ermöglichen, da diese weniger Totraum bedingen. Die Schüttgutvarianten lassen sich zu diesem

Zeitpunkt aufgrund fehlender Daten noch nicht vernünftig bewerten.

Aufgrund der besseren Übersichtlichkeit werden Stück- und Schüttgutprinzipien separiert dargestellt.

Variante	Dorn mit Eigengewicht	Dorn mit Fallgewicht	Dorn mit Elektromagnet	Schraube	Greifer externer Formschluss	Greifer Kraftschluss	Greifer interner Formschluss
Robustheit (30%)	10	9	5	8	8	8	8
Fördersicherheit (30%)	4	8	8	9	4	4	6
Wirkungsgrad (5%)	0	8	8	10	7	7	7
Preis (25%)	9	8	5	8	5	5	5
Bauraum (10%)	7	8	8	10	8	8	8
Summe	7,15	8,3	6,35	8,6	6	6	6,6

Abbildung 35: Tabelle zur Bewertung der Stückgutvorstudien

Die Variante des Dorns mit Eigengewicht scheidet wie schon weiter oben dargelegt aufgrund des immens schlechten Wirkungsgrades und der der niedrigen Greifsicherheit aus. Die Variante des Dorns mit Fallgewicht scheint einen genaueren Blick Wert zu sein, zumindest sticht außer einer eventuellen Lärmbelästigung kein weiterer Nachteil ins Auge. Für den Dorn mit Elektromagnet gilt Ähnliches wie für die Fallgewichtvariante, allerdings mit dem Nachteil mehrerer beweglicher Teile und eines teuren Aktuators. Die Schraubvariante erscheint zu diesem Zeitpunkt als interessanteste Variante; ein hoher Wirkungsgrad, gepaart mit geringem Platzbedarf und einer vorwiegend formschlüssigen Verbindung der Schraube zum Scheit.

Die Greifervarianten bleiben zunächst vor allem hinsichtlich der Fördersicherheit ein Fragezeichen.

Robustheit (30%)	8	8
Fördersicherheit (30%)	?	?
Wirkungsgrad (5%)	?	?
Preis (25%)	8	8
Bauraum (10%)	6	5
Summe	5 + ?	4.9 + ?

Abbildung 36: Tabelle zur Bewertung der Schüttgutvorstudien

Die Bewertung der Schüttgutvarianten bleibt zunächst sehr unsicher, da aufgrund des Datenmangels keine Vordimensionierungen, Abschätzungen u.ä. getroffen werden können.

4. Vorstudien

4.1. Schlagdornvariante mit Fallgewicht

4.4.1. Erster Konstruktionsansatz

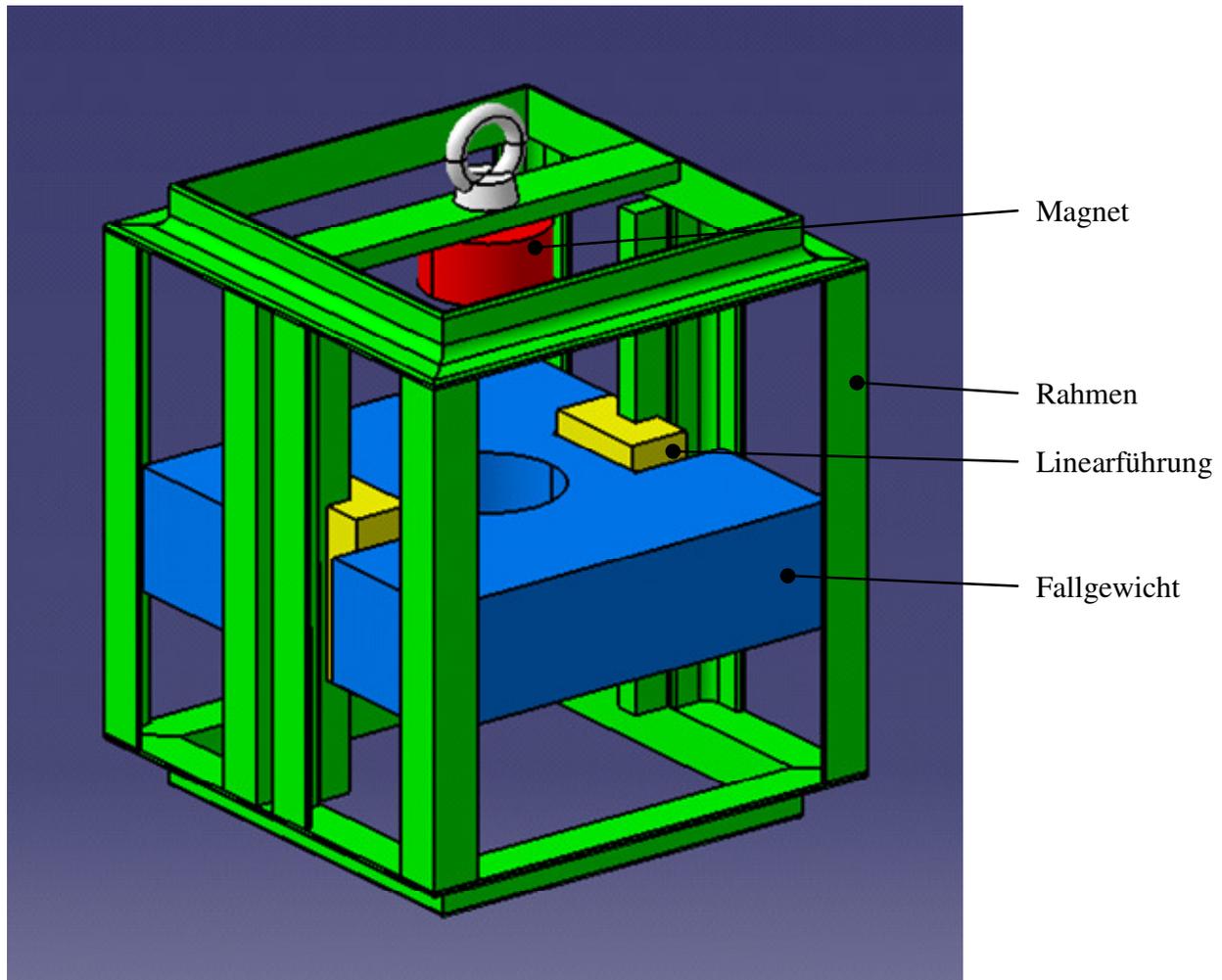


Abbildung 37: Erster Konstruktionsansatz: Schlagdorn mit Fallgewicht

Der mittels einer Ringmutter oder Ähnlichem an einer Winde befestigte Grundrahmen wird abgelassen, bis ein Näherungsschalter ein Holzseit in unmittelbarer Nähe registriert.

Anschließend wird der Elektromagnet bestromt und damit entmagnetisiert.

Das in den Laufschiene geführte Fallgewicht wird freigegeben und fällt nach unten; dadurch wird der Dorn in das Holzseit getrieben.

Die kinetische Energie zum Eindringen entspricht somit nahezu der potentiellen Energie des Fallgewichts. Anschließend wird der Grundrahmen inklusive Holzscheit angehoben (das Mitführen des Holzscheits kann wieder mittels des Näherungsschalters geprüft werden) und an die Abgabeposition verfahren. Das Abladen des Holzscheits passiert mittels eines Rechens.

Um das Fallgewicht wieder an seine Ausgangsposition zu bringen wird der Grundrahmen an der Abgabeposition abgelassen bis die Querbolzen am Ende der Einfuhrschlitze aufliegen.

Anschließend kann das Lastspiel erneut beginnen.

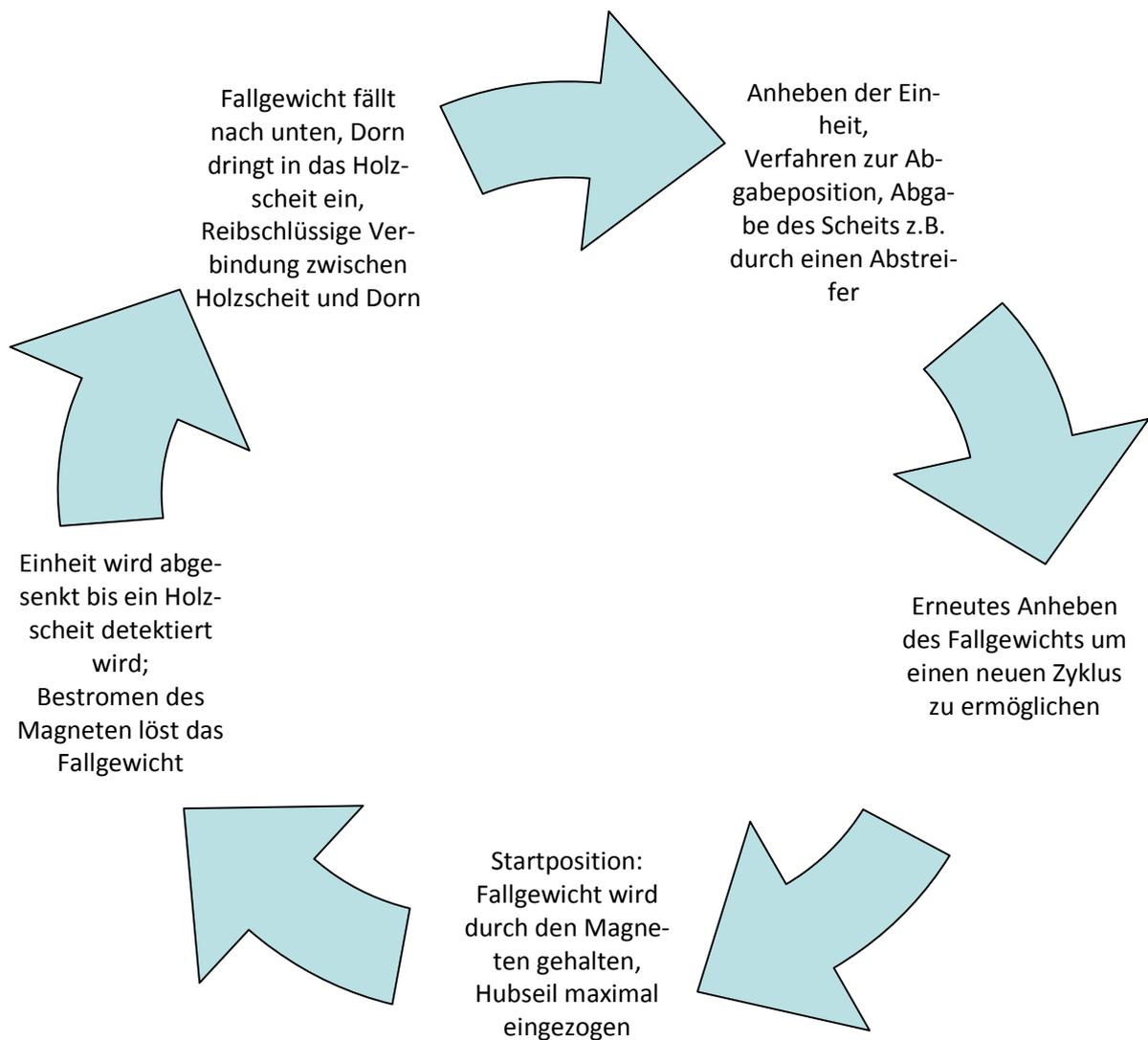


Abbildung 38: Darstellung des Förderzyklus

Auf den Eindringvorgang selbst wird im folgenden Abschnitt genauer eingegangen, die Gutabgabe und das erneute Anheben des Fallgewichts werden in Kapitel 4.1.6. behandelt.

Wie Versuche (siehe Abschnitt 4.1.2.) ergaben, muss für ein sicheres Fördern des Holzscheits eine Eindringenergie von 10 J aufgebracht werden.

Für die potentielle Energie gilt:

$$E_{pot} = m_{FG} \cdot g \cdot h_F$$

Wenn die praktisch auftretenden Reibverluste näherungsweise vernachlässigt werden, entspricht die kinetische Energie am Schluss der Bewegung der potentiellen Energie zu Beginn:

$$E_{kin} \approx E_{pot} = m_{FG} \cdot g \cdot h_F$$

Das heißt die Energie kann mittels zweier Faktoren beeinflusst werden: der Masse des Fallgewichts und der Fallhöhe. Eine Erhöhung der Masse bringt eine massive Verschlechterung des Wirkungsgrades mit sich, da sich das Leergewicht der Anlage erhöht. Einer Erhöhung der Fallhöhe sind konstruktive Grenzen gesetzt, da sich die Raumausnutzung verschlechtert.

Eine mögliche Lösung wäre, die Position der Abgabestelle dem sinkenden Holzscheitpegel anzupassen.

4.1.2. Ermittlung der notwendigen Schlagarbeit

Um Zusammenhänge zwischen Fallhöhe, Fallgewicht, Lage des Holzscheits, Holzart, Gestaltung des Schlagdorns, Eindringtiefe und der erforderlichen Kraft zum Herausziehen des Dorns erkennen zu können, wurden Versuchsreihen durchgeführt. Folgende Abbildung zeigt das CAD-Modell des Messstandes.

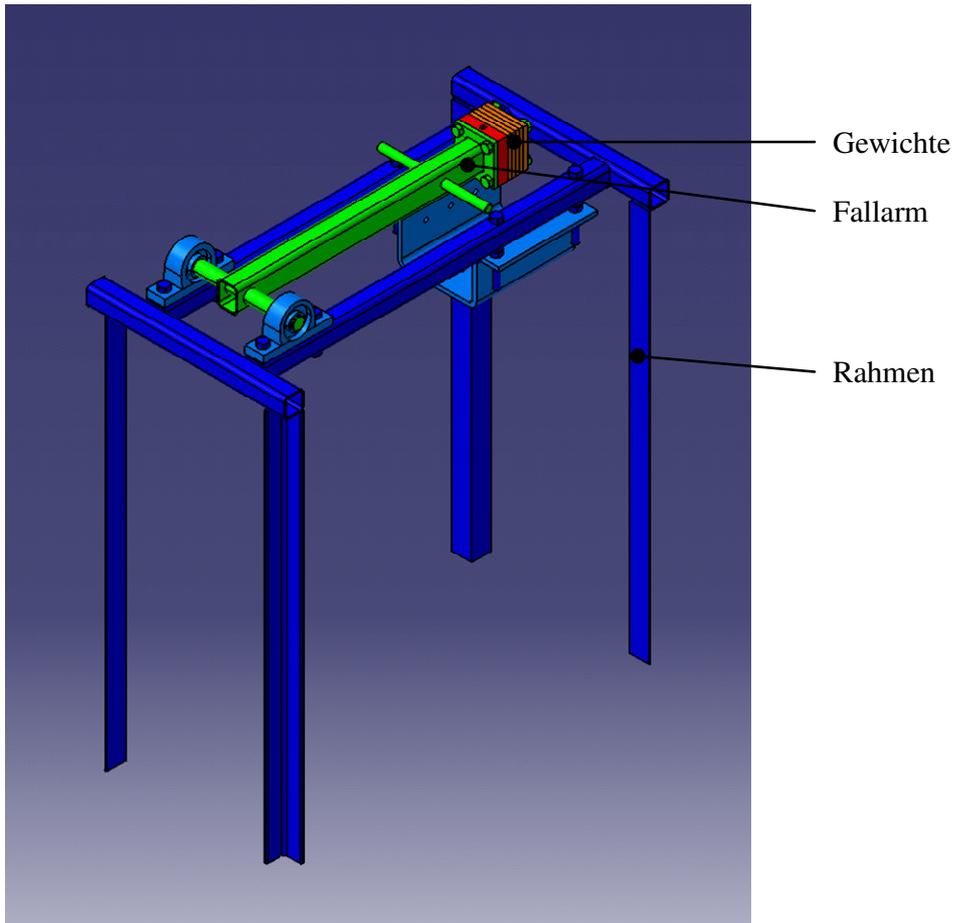


Abbildung 39: Messstand zur Ermittlung der Eindringarbeit

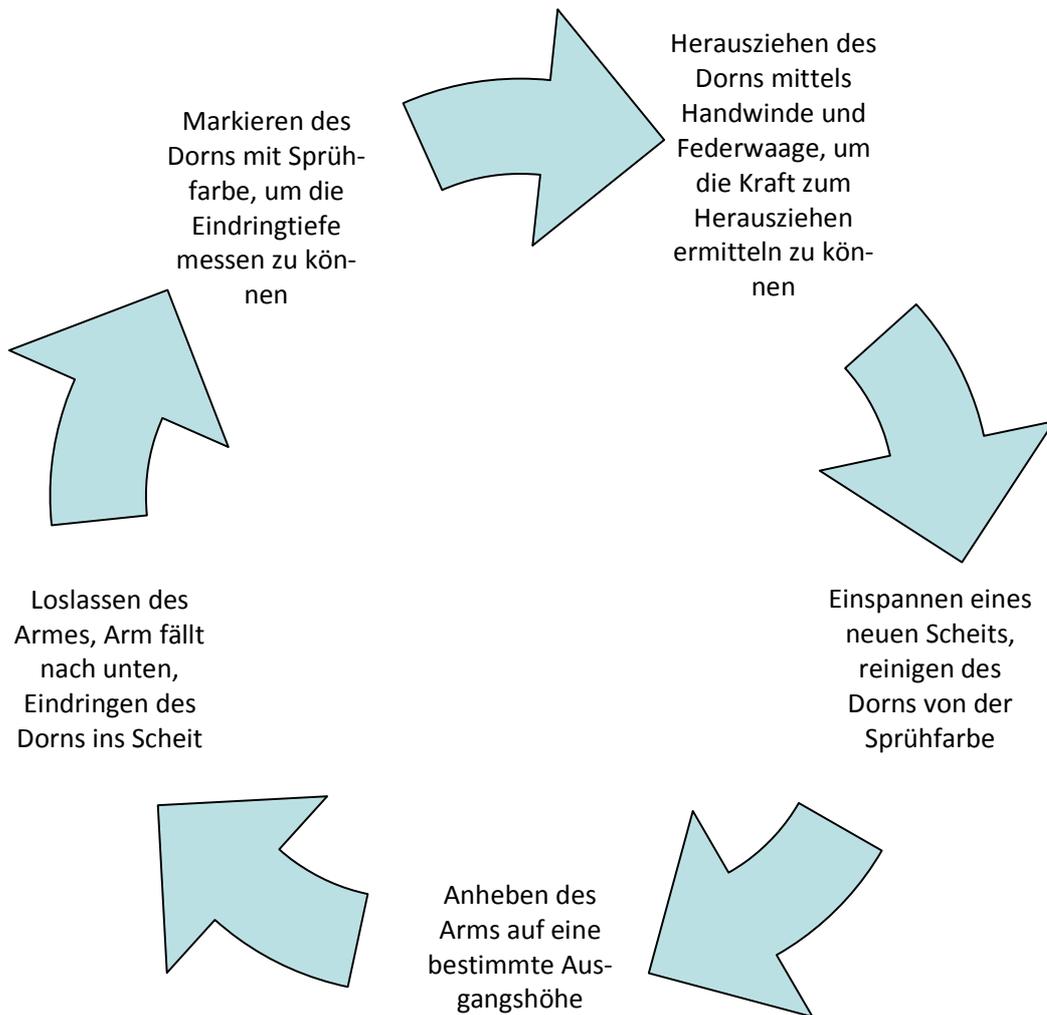


Abbildung 40: Schematischer Versuchsablauf



Gewichte

Fallarm

Rahmen

Abbildung 41: Foto des Messstandes



Untersuchte Formen	
	4–12 mm
	10 mm
	10 mm

Abbildung 42: Untersuchte Dornformen (Auszug)

Der Prüfling wird am Grundrahmen in verschiedenen Lagen aufgespannt, anschließend wird der Arm mit angebrachten Fallgewichten um einen bestimmten Winkel ausgelenkt, losgelassen und die Eindringtiefe des Dorns gemessen.

An Dornformen wurden zunächst Kreisquerschnitte untersucht. Um das Widerstandsmoment des Dorns bei gleich bleibender Querschnittsfläche zu steigern, wurden noch Kreuzquerschnitte und flache Formen

untersucht. Diese zeigten jedoch völlig unzureichende Ergebnisse.

Mittels Gegengewichten wird die notwendige Kraft zum Ausziehen des Dorns gemessen. Nachstehende Diagramme zeigen eine Übersicht über die Messergebnisse; die vollständigen Messtabellen finden sich im Anhang.

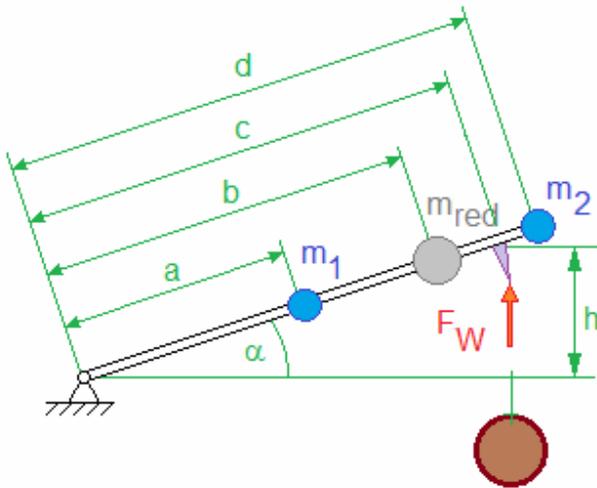


Abbildung 43: Berechnungsskizze zum Messstand

Aus dem Momentengleichgewicht um den Lagerpunkt ergibt sich:

$$m_1 \cdot g \cdot a \cdot \cos(\alpha) + m_2 \cdot g \cdot d \cdot \cos(\alpha) = m_{red} \cdot b \cdot g \cdot \cos(\alpha) = F_W \cdot c \cdot \cos(\alpha)$$

Division durch $\cos(\alpha)$ ergibt:

$$m_1 \cdot g \cdot a + m_2 \cdot g \cdot d = m_{red} \cdot b \cdot g = F_W \cdot c$$

$$E_{pot} = m_1 \cdot g \cdot h_1 + m_2 \cdot g \cdot h_2 = m_1 \cdot g \cdot a \cdot \sin(\alpha) + m_2 \cdot g \cdot d \cdot \sin(\alpha)$$

$$E_{pot} = (m_1 \cdot g \cdot a + m_2 \cdot g \cdot d) \cdot \sin(\alpha)$$

Einsetzen der obigen Gleichung ergibt:

$$E_{pot} = F_W \cdot c \cdot \sin(\alpha)$$

Gleichgewichtsbedingungen:

$$F_w + F_L = m_1 \cdot g + m_2 \cdot g$$

$$F_w \cdot c \cdot \cos(\alpha) = m_1 \cdot g \cdot a \cdot \cos(\alpha) + m_2 \cdot g \cdot d \cdot \cos(\alpha)$$

$$F_w = \frac{m_1 \cdot g \cdot a + m_2 \cdot g \cdot d}{c} \neq f(\alpha)$$

Das heißt, um die potentielle Energie zu erfassen, genügt die Messung der Gewichtskraft an der Dornspitze, und das Berechnen des Winkels α und Kenntnis des Abstandes c .

Messung des Winkels α :

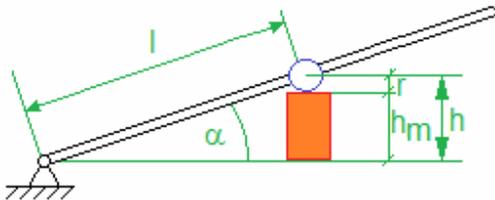


Abbildung 44: Skizze zur Winkelberechnung

$$r = 8 \text{ mm}$$

$$l = 395 \text{ mm}$$

aus der Trigonometrie folgt:

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{h}{l}\right) = \arcsin\left(\frac{h_m + r}{l}\right)$$

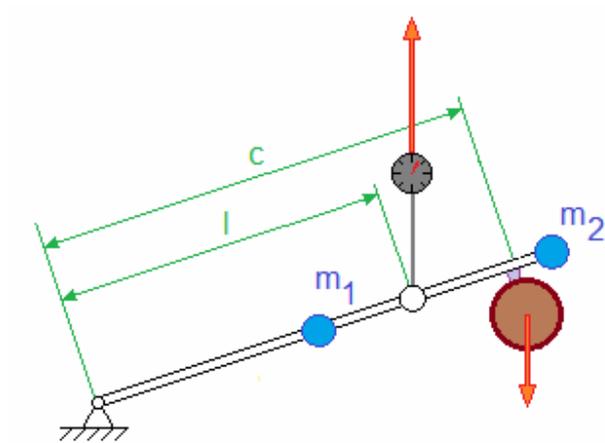


Abbildung 45: Skizze zur Zugkraftmessung

Aus dem Momentengleichgewicht folgt:

$$F_z = \frac{F_w \cdot l}{c}$$

Aus den Messungen folgt, dass eine Schlagarbeit von etwa 10 J für ein sicheres Anheben ausreichend sein sollte.

4.1.3. Berechnungen und daraus folgende Erkenntnisse

Aus den Berechnungen (siehe Anhang) wird ersichtlich, dass bei starrer Ausführung der Konstruktion ein Dorndurchmesser von zumindest 10 mm notwendig wäre.

Versuche mit einem 10 mm starken Dorn ergaben allerdings völlig ungenügende Eindringtiefen, bei Fallenergien bis zu 50 J. Dies macht einen neuen Konstruktionsansatz notwendig, bei welchem das Auftreten eines kritischen Biegemoments entweder durch eine bewegliche Konstruktion verhindert oder durch ein redundantes System egalisiert wird.

4.1.4. Varianten der Schlagführung

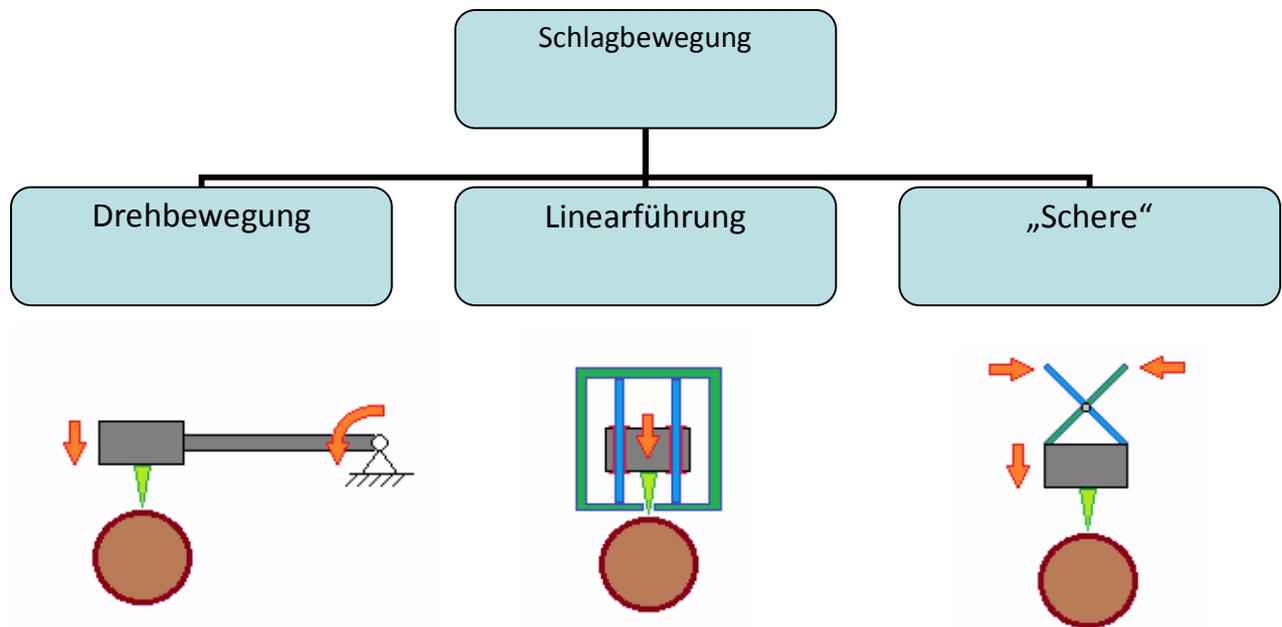


Abbildung 46: Varianten der Schlagführung

Grundsätzlich ist die Drehbewegung die hier am einfachsten zu realisierende Bewegungsform; im Gegensatz zur Linearführung neigt sie auch nicht zum Verkanten. Allerdings weist sie einen höheren Platzbedarf auf als die Linearführung, und streng genommen führt der Dorn nur an einem einzigen Punkt eine senkrechte Bewegung aus. Das heißt, um in einem breiteren Bereich eine annähernd senkrechte Schlagbewegung zu erreichen, muss der Arm verlängert werden, was zu einem noch größeren Platzbedarf führt.

Die Linearführungsvariante ist ebenfalls relativ kostengünstig realisierbar, neigt allerdings bei außerordentlicher Belastung zum Verkanten. Dafür benötigt sie weniger Bauraum, und die Schlagbewegung ist durchgehend linear.

Eine Ausführung als „Schere“ vereint gewissermaßen die Vorteile der Drehbewegung mit jener der Linearführung. Allerdings besteht die Baugruppe aus vielen teuren Einzelteilen und wirkt nicht dem Umfeld entsprechend robust; es wurde in weiterer Folge keine befriedigende Lösung gefunden.

4.1.5. Ausführung als nachgiebiges System

Wie im vorigen Abschnitt dargelegt, muss die Biegemomenteneinleitung in den Dorn möglichst gering gehalten werden, um den Dorndurchmesser ebenfalls klein halten zu können. Während des Einschlagens des Dorns muss diese Beweglichkeit allerdings blockiert werden. Im Folgenden werden kurz mögliche Prinzipien skizziert, welche dies ermöglichen.

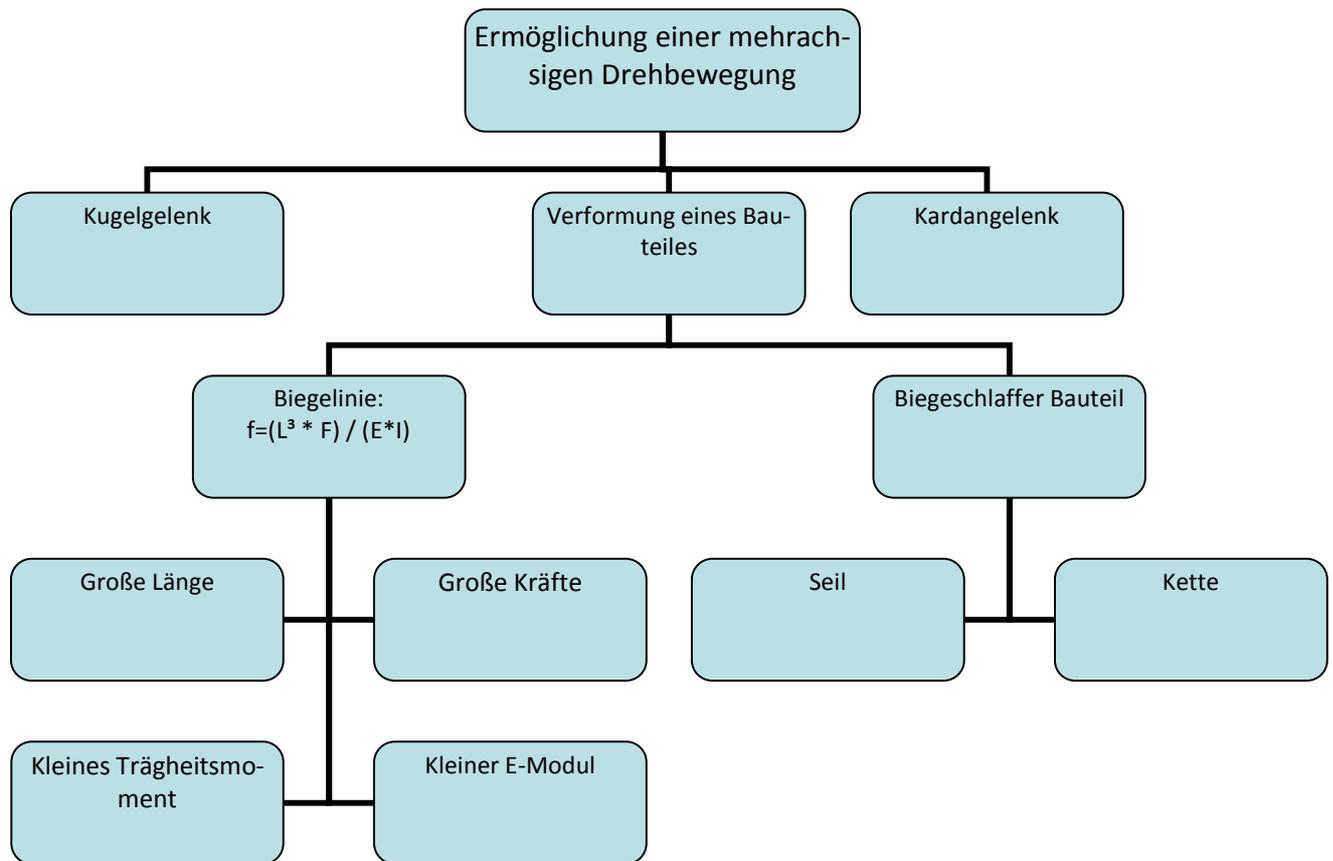


Abbildung 47: Übersicht über die Lösungsprinzipien für den Biegemomentenausgleich

Der Ansatz über verformbare Teile (der Biegelinie nach) wurde nach Durchsicht der Parameter der Biegelinienformel verworfen, da sie den wechselnden Anforderungen während des Hub- und Eindringvorganges nicht entsprechen.

Folgende Abbildung zeigt eine prinzipielle Ausführung als Kugelgelenk. Die linke Darstellung zeigt das System während des Eindringvorganges: Kugel und Stützscheibe wirken als Lagerstelle, wodurch der Dorn in Position gehalten wird. Durch Zugbelastung beim Hubvorgang wird der Dorn nach unten gezogen (rechtes Bild). Dadurch wird die Kugel zur einzigen Lagerstelle, der Dorn kann frei ausschwenken.

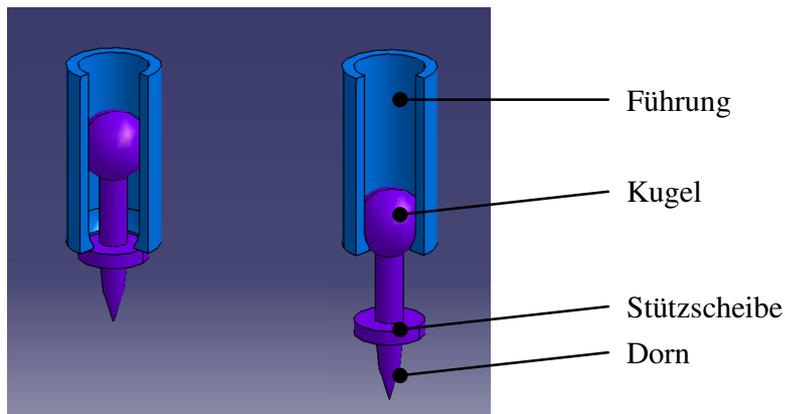


Abbildung 48: Prinzip Kugelgelenk

Folgende Abbildung zeigt eine Lösung mittels biegeschlaffer Bauteile, in diesem Fall ein Drahtseil. Die Zentrierung während des Eindringvorganges erfolgt hier über einen Kegel, welcher über ein Tellerfederpaket und das Drahtseil in den Aufnehmer gezogen wird.

Übersteigt die Zugkraft auf den Dorn die Federkraft, wird der Dorn nach unten gezogen und der Kegel wird freigegeben.

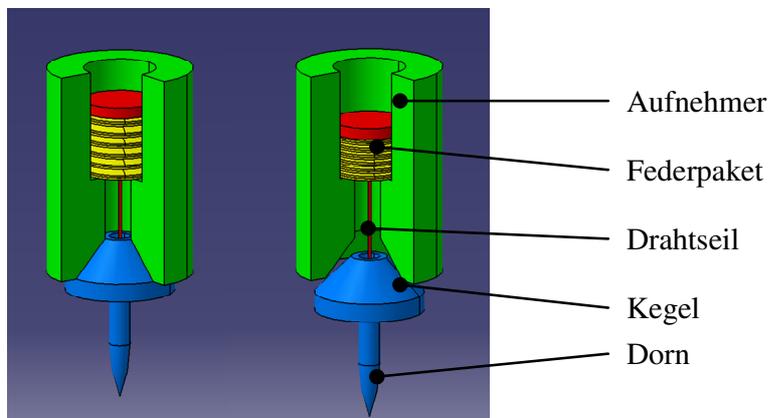


Abbildung 49: Prinzip Drahtseil

Die Varianten Kugel- und Standardkardangeln haben beide den Nachteil eines eingeschränkten Schwenkwinkels; dieser Nachteil tritt bei der Drahtseilvariante bei genügend großem Federweg nicht auf. Zusätzlich sprechen die einfache Realisierbarkeit und die erwartete Robustheit für die Drahtseilvariante. Auch von einer Schmierung kann bei dieser Variante abgesehen werden. Aus diesen Gründen wurde zunächst die Umsetzung dieser Variante versucht.

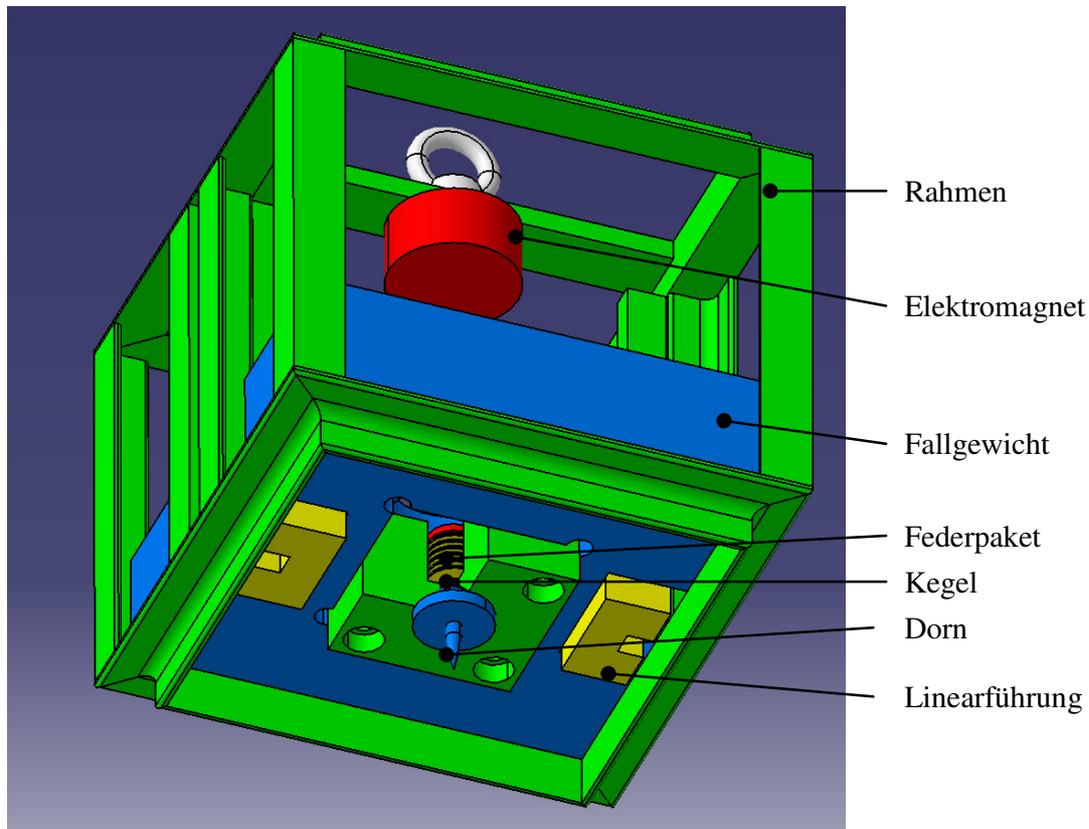


Abbildung 50: Ausführung als nachgiebiges System

4.1.6. Ausführung als redundantes System

Die kritische Belastung des Dorns sollte nur in sehr seltenen Fällen auftreten; daher liegt auch der Ansatz nahe, mehrere Dorne zu verwenden, um den Ausfall eines einzelnen Dornes kompensieren zu können. Dadurch kann auf den Ausgleichsmechanismus komplett verzichtet werden. Allerdings ist die praktische Eignung dieser Ausführung ohne weitere Versuche kaum abzuschätzen.

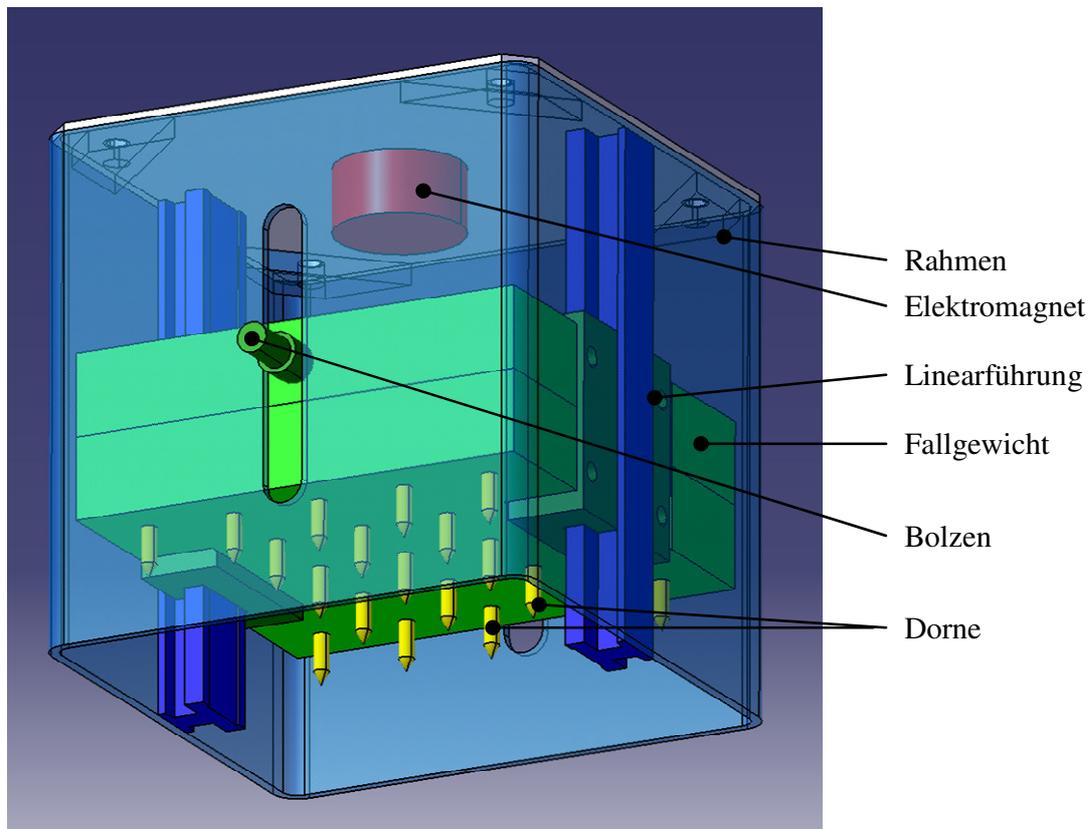


Abbildung 51: Ausführung als redundantes System

4.1.7. Gutabgabe und Anheben des Fallgewichts

Grundsätzlich gibt es 2 Varianten das Gut abzugeben. Die erste besteht darin, mit der gesamten Einheit durch einen Abstreifrechen zu verfahren, um das Scheit abzuwerfen. Dabei wird sich vor allem die Frage nach der Positionierung der Hubeinheit zum Rechen stellen.

Die zweite Variante besteht darin, das Fallgewicht in der Einheit nach oben zu bewegen, wodurch das Scheit automatisch abgestreift wird. Nachdem das Fallgewicht sowieso angehoben werden muss, um einen neuen Zyklus beginnen zu können, erscheint diese Variante zunächst nahe liegend.

Um das Fallgewicht anheben zu können, wurden, wie in der obigen Abbildung ersichtlich, zwei Bolzen durch Langlöcher nach außen geführt. Wird nun die Hubeinheit auf ein geeignetes Gegenelement abgesenkt, wird das Gewicht relativ zum Rahmen nach oben bewegt, bis es vom Magnet gehalten wird. Ein Abwerfen des Scheits ist nur mit dem Eigengewicht des Rahmens natürlich nicht zu erreichen.

Es wird allerdings von einer recht einfachen Lösbarkeit dieses Problems ausgegangen, daher wird es erst behandelt, wenn Versuche eine mögliche Eignung der Schlagdornvariante ergeben.

4.2. Greifer

4.2.1. Erster Konstruktionsansatz

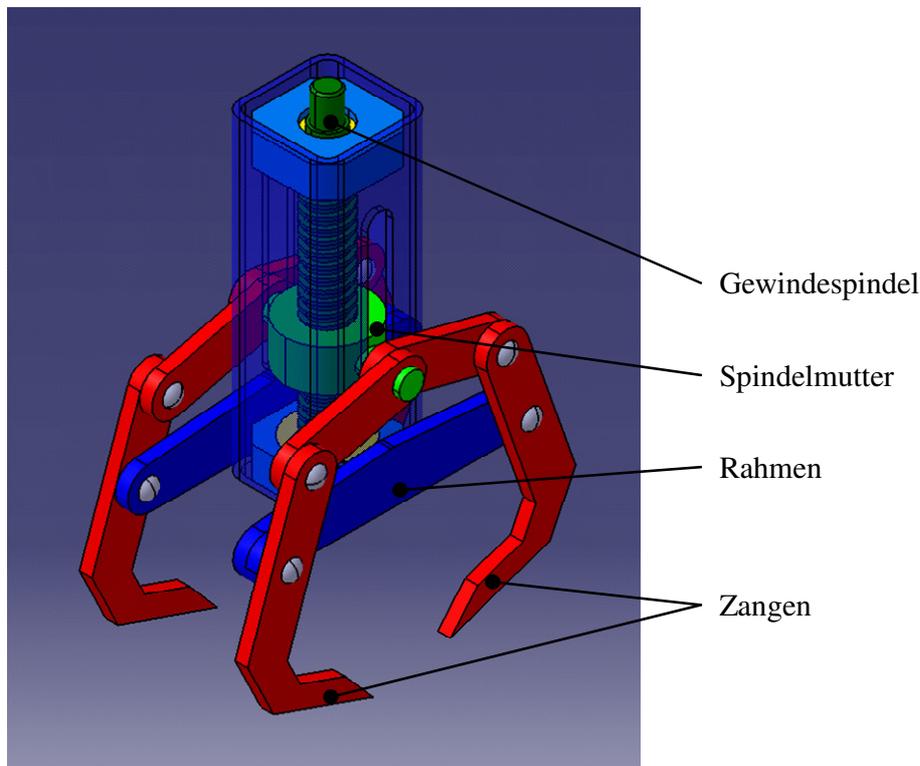


Abbildung 52: Erster Konstruktionsansatz: Greifer mit Gewindespindel und E-Motor

Der Greifer wird abgelassen, bis über den Näherungsschalter ein Holzsplit detektiert wird. Daraufhin wird der Elektromotor (nicht dargestellt) eingeschaltet. Durch die Drehung der Gewindespindel wird die Spindelmutter in vertikaler Richtung nach unten bewegt. Durch das Kniehebelprinzip erfolgt die Schließbewegung erst schnell, mit geringen nutzbaren Kräften, während gegen Ende des Schließvorganges hohe Schließkräfte abrufbar sind.

Dasselbe System wäre auch mittels Hubmagneten oder pneumatisch denkbar.

Der Greifer stellt an sich ein symmetrisches System dar. Er funktioniert nur, wenn zumindest zwei gegenüberliegende Zangen ansatzweise gleichzeitig mit dem Holzsplit in Kontakt treten; daraus resultiert eine sehr schwierige Positionierung.

Berechnung des Kraftverlaufs über den Schließwinkel

Die Berechnung des Kraftverlaufs erfolgte aufgrund der Einfachheit numerisch Mittels der verwendeten CAD-Software wurde eine Parameterstudie erstellt, in welcher der Zusammenhang zwischen der z-Position der Spindelmutter und der x-Position der Zangenspitze ermittelt wurde (Tabelle siehe Anhang).

Anschließend kann der Arbeitssatz angewandt werden (verlustfreie Betrachtung!)

$$F_{Mutter} \cdot \Delta s_{Mutter} = F_{Zange} \cdot \Delta s_{Zange}$$

Division durch F_{Mutter} ergibt

$$F_{Zange} = \frac{F_{Mutter} \cdot \Delta s_{Mutter}}{\Delta s_{Zange}}$$

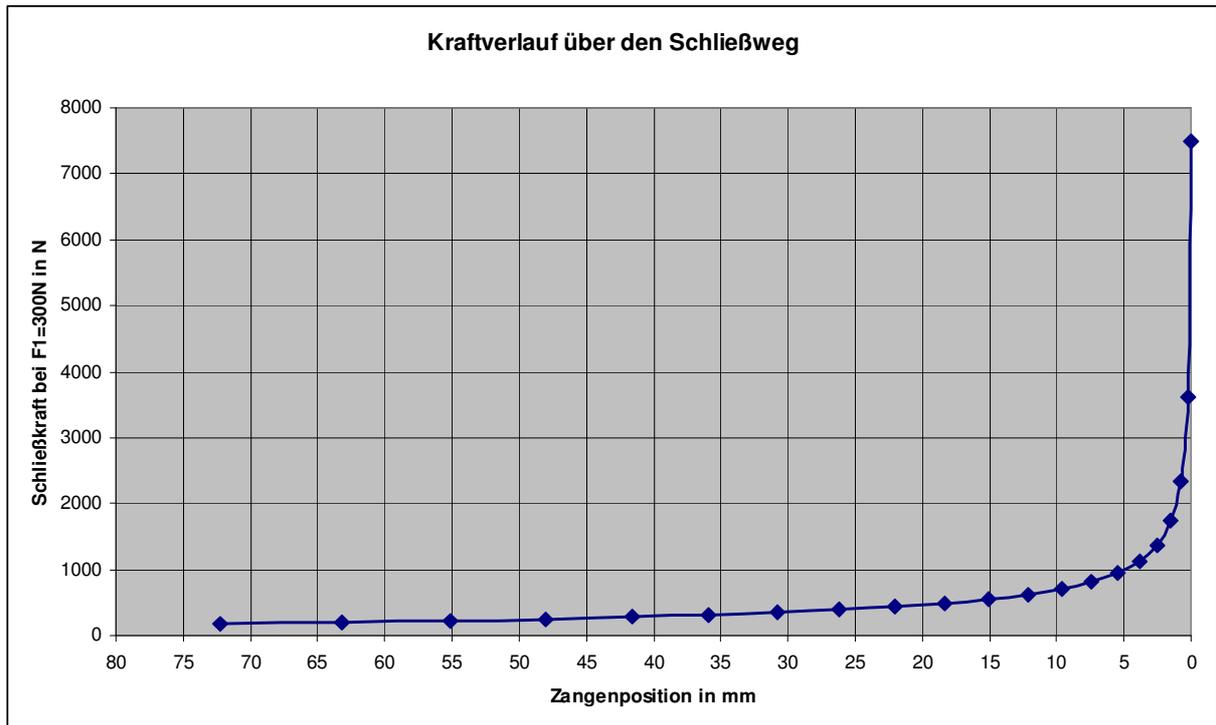


Abbildung 53: Kraftverlauf über die Schließbewegung

Hier wird ein Problem bereits deutlich: Da die Holzscheite unterschiedliche Breiten von etwa 30 bis 200 mm aufweisen können, ist eine Kraftverstärkung nur sehr begrenzt möglich.

Die genau notwendigen Kräfte für ein quasi-statisches Eindringen sind zwar nicht bekannt, liegen aber nach Versuchen (siehe Kapitel 3.1) jedenfalls über 1000 N. Dies würde im obigen Beispiel bedeuten, dass der Arbeitsbereich auf die letzten 5 mm beschränkt bliebe.

Erwartete Vorteile:

- relativ einfacher Aufbau

Erwartete Nachteile:

- exakte Greiferposition zum Holzseit ist entscheidend, daher ohne optische Erkennung kaum möglich
- relativ hohes Leergewicht

4.2.2. Versuche und Bewertung

Versuche bestätigten die bereits in der Vorstudie befürchtete Abhängigkeit von einer günstigen Ausrichtung des Greifers zum Holzscheit. Das Greifen gestaltete sich trotz manueller Ausrichtung des Greifers schwierig – eine befriedigende Realisierung erscheint auch unter Verwendung optischer Positionserkennung kaum möglich, daher wurde von diesem Prinzip abgesehen.

4.3. Schraube

4.3.1. Konstruktive Herausforderungen

Wie in Kapitel 3 dargelegt, soll bei dieser Variante versucht werden, eine Schraube in das Scheit einzudrehen, wodurch eine vorwiegend formschlüssige Verbindung zwischen Scheit und Aufnehmer geschaffen wird.

Für die Lösung mittels Schraube gilt, ähnlich wie bei der Schlagdornvariante, dass das Biegemoment auf den Bohrer möglichst gering gehalten werden muss, um den Durchmesser gering halten zu können. Gleichzeitig muss die Lage der Schraube während des Einschraubvorganges relativ konstant gehalten werden – im Optimalfall senkrecht zur Einschraubfläche. Dies macht eine entsprechende Stützkonstruktion erforderlich.

Erschwerend tritt dabei die Notwendigkeit einer Dreh- und Vorschubbewegung der Schraube auf; insbesondere die Ermöglichung der Vorschubbewegung warf unerwartet große Schwierigkeiten auf.

4.3.2. Messung der relevanten Verschraubungsdaten

Für eine Auslegung der Konstruktion wurden noch Versuchsdaten benötigt: der Zusammenhang zwischen Schraubendurchmesser, Drehmoment und Einschraubtiefe, die notwendige Anpresskraft für ein sicheres „Anbeißen“ der Schraube, sowie der Zusammenhang zwischen Einschraubtiefe und Haltekraft.

Das notwendige Drehmoment wurde simpel mit Hilfe eines Akkuschraubers mit einstellbarem Drehmoment ermittelt; die Drehmomente wurden mittels eines Hebels und einer Waage kontrolliert.

Die Messungen ergaben, dass für Hartholz ein Drehmoment von etwa 2 Nm völlig ausreichende Verschraubungen ergibt.

Weitere Messungen ergaben eine notwendige Normalkraft von etwa 35 N, um ein „Anbeißen“ der Schraube zu gewährleisten.

4.3.3. Ansätze

Im Folgenden werden kurz die Ansätze dargestellt, um die Anforderungen an diese Variante erfüllen zu können.

Für den Biegemomentenausgleich gilt prinzipiell schon das bei der Schlagdornvariante Gesagte, allerdings muss zusätzlich noch ein Drehmoment übertragen werden, was die Sache nochmals erschwert.

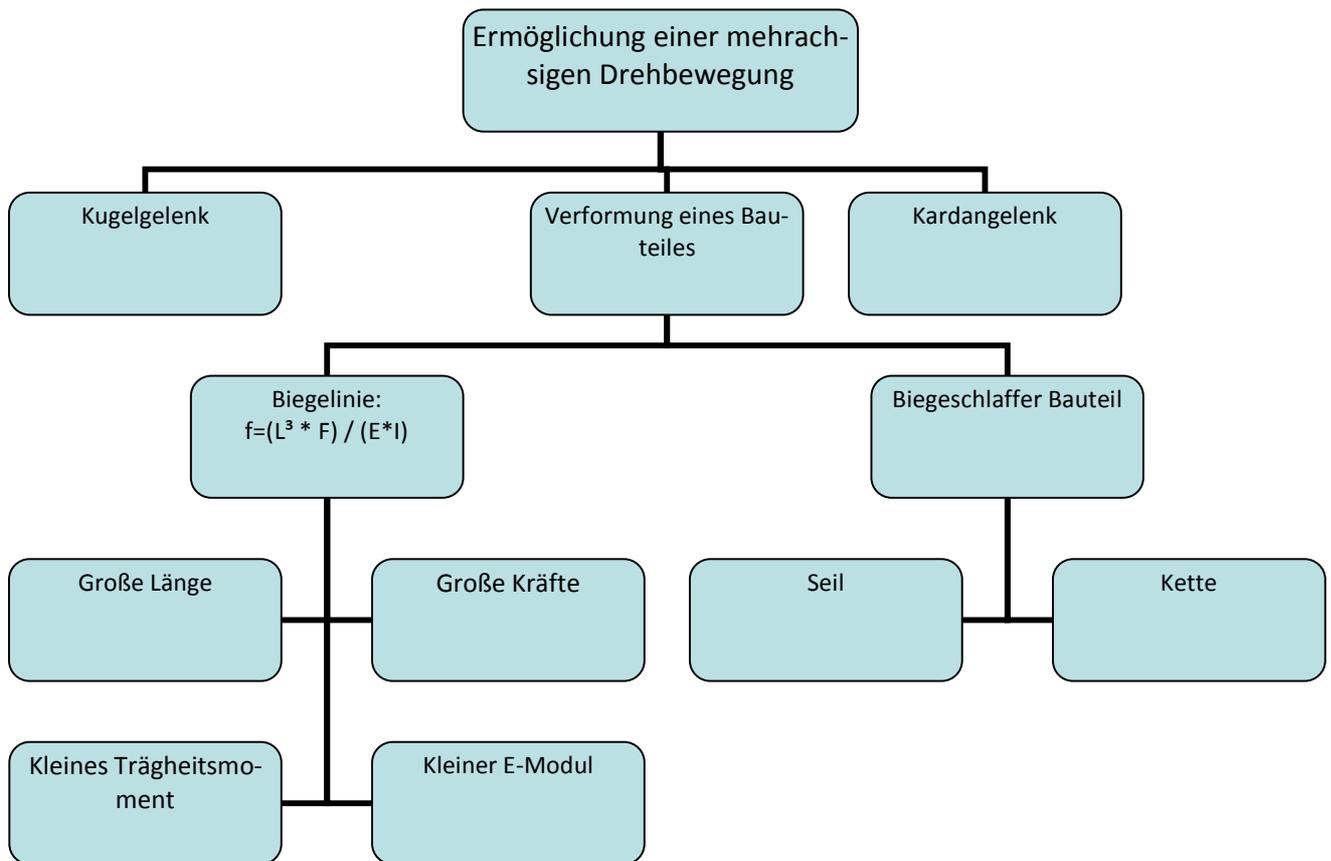


Abbildung 54: Lösungsprinzipien für den Biegemomentenausgleich

Die Lösung über verformbare Teile nach der Biegelinie wird aus denselben Gründen wie schon bei der

Schlagdornvariante ausgeschlossen. Alle weiteren Prinzipien werden an geeigneter Stelle diskutiert.

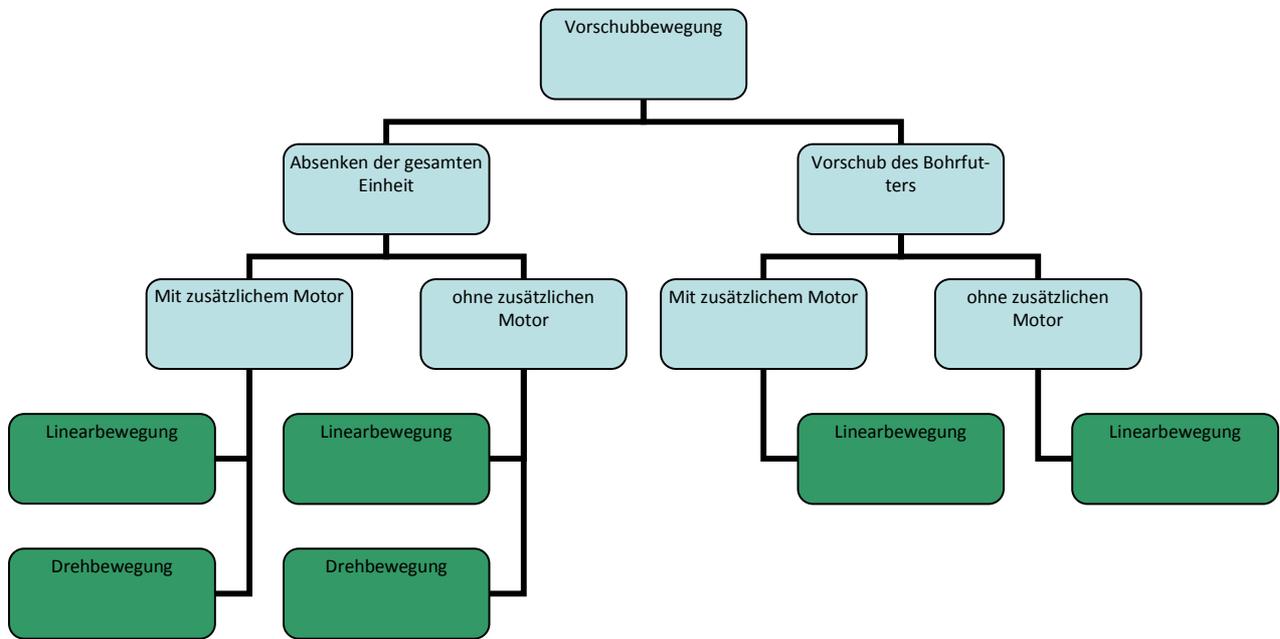


Abbildung 55: Lösungsprinzipien für die Vorschubbewegung

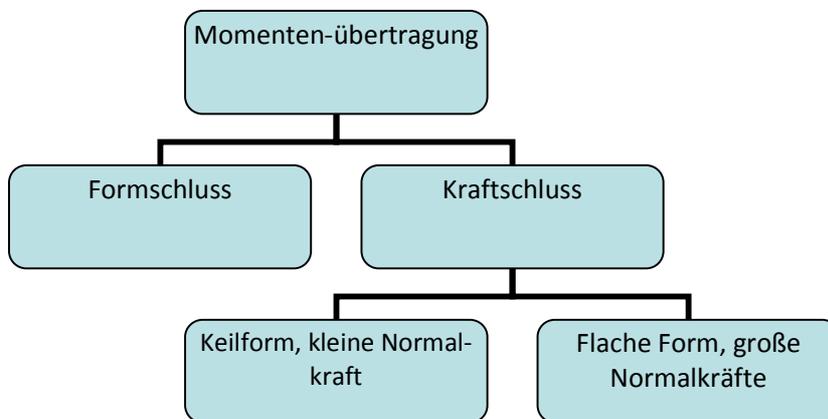


Abbildung 56: Prinzipien für die Momentenübertragung

Die Varianten ohne zusätzlichen Motor erscheinen zunächst platz- und gewichtssparend umsetzbar zu sein. Eine Kopplung an den Motor für die Drehbewegung ist nur sinnvoll, wenn gewährleistet werden kann, dass der Vorschub je Motorumdrehung in etwa gleich groß ist wie jener für die Schraube; dies erscheint bei der Lösung mittels Drehbewegung technisch nicht befriedigend lösbar.

Weiters wurde der Einsatz verschiedenster Linear- und Schneckengetriebemotoren untersucht. Die recht großen Komponenten, das hohe Gewicht und der hohe Preis lassen diese Lösungen leider nicht optimal erscheinen. Deshalb wurde zunächst versucht, die Vorschubbewegung einfach mittels der Schwerkraft zu ermöglichen.

Bevor dies in Angriff genommen wird, erscheinen allerdings wieder Prinzipversuche nahe liegend, um eine mögliche Eignung genauer zu überprüfen, ehe mehr Arbeit in dieses Konzept investiert wird. Diese Variante wird daher in Kapitel 5 weitergeführt.

4.4. Schwingförderer

4.4.1. Erster Konstruktionsansatz

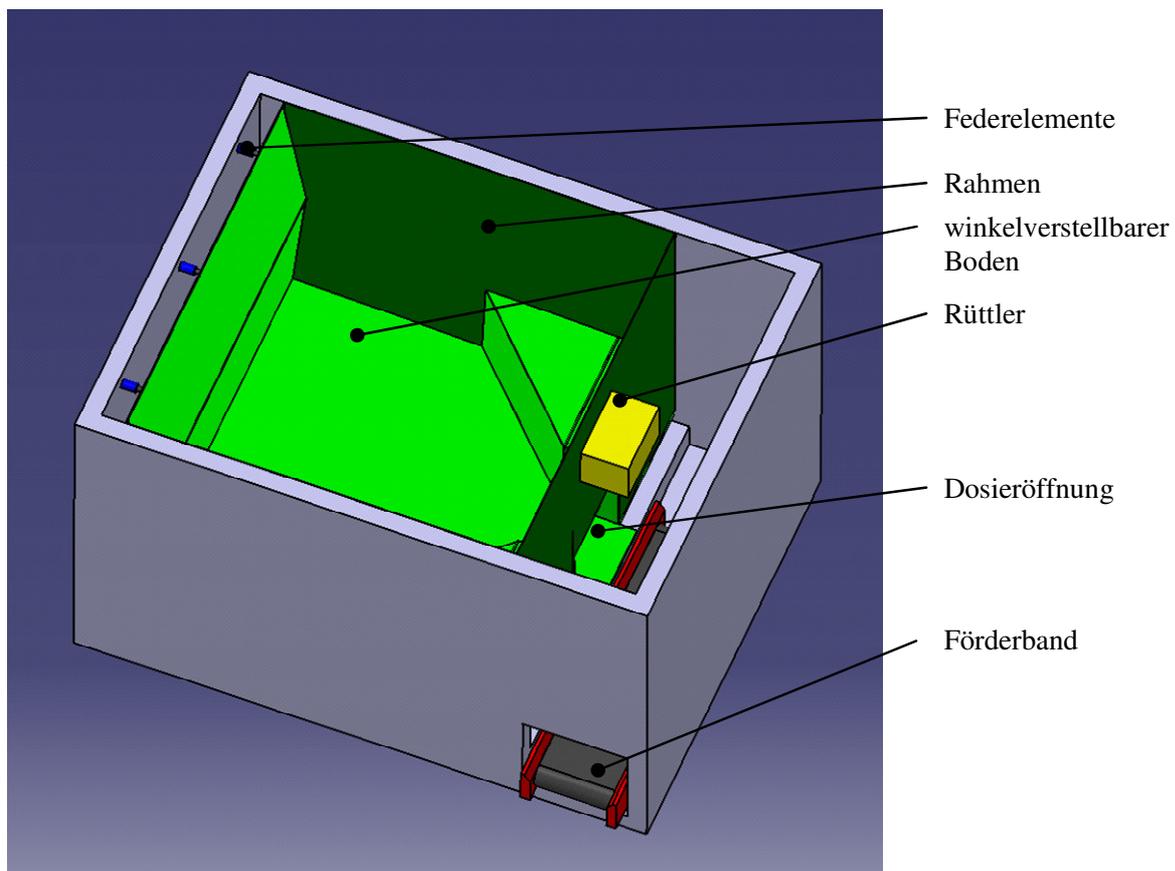


Abbildung 57: Erster Konstruktionsansatz: Schwingförderer

Im ersten Ansatz wurde versucht, eine möglichst simple Konstruktion zu erreichen, welche eine Winkelverstellung des Bodens ermöglicht; in diesem Fall per (nicht dargestellter) Hubwinde. Der Rüttler (gelb dargestellt) versetzt die Konstruktion in Schwingung, wodurch die Scheite nach unten rutschen sollten - durch die Kombination aus Rüttlerleistung, Abgabeöffnung und Neigungswinkel sollte die Dosierung erfolgen. Der Abtransport der Scheite erfolgt über ein Förderband. Das Ausrichten der einzelnen Scheite auf dem Förderband stellt einen technischen Standardfall dar und ist recht simpel lösbar. Um eine Abschätzung der Funktion dieses Prinzips zu ermöglichen, wurden zunächst Versuche durchgeführt.

4.4.2. Versuche

Da in der Fachliteratur keine verwertbaren Angaben gefunden wurden, wurde versucht, mittels eines Prüfstandes möglichst viele Parameterkombinationen abbilden zu können.

Folgendes Bild zeigt die CAD-Konstruktion dieses Versuchsmodells.

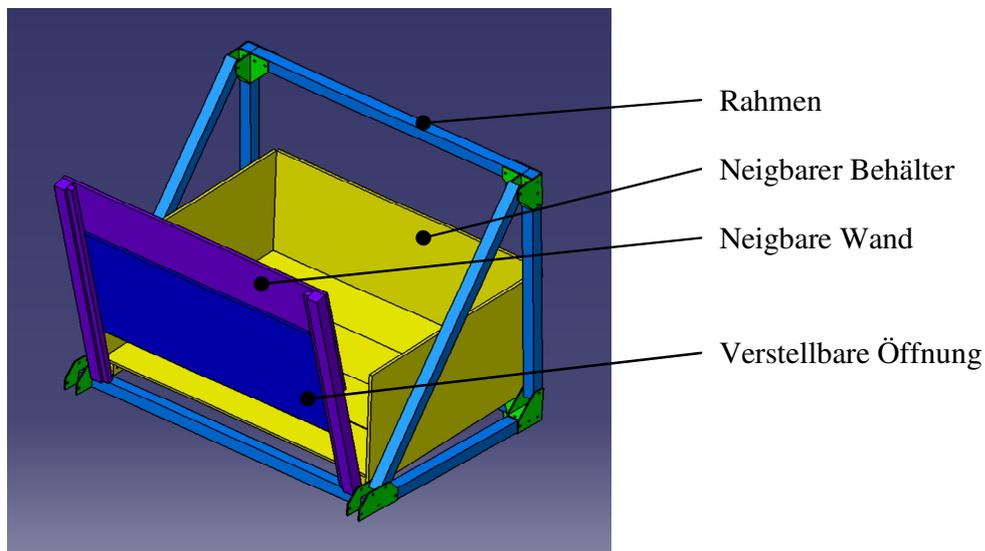




Abbildung 58: Versuchsaufbau des Schwingförderers

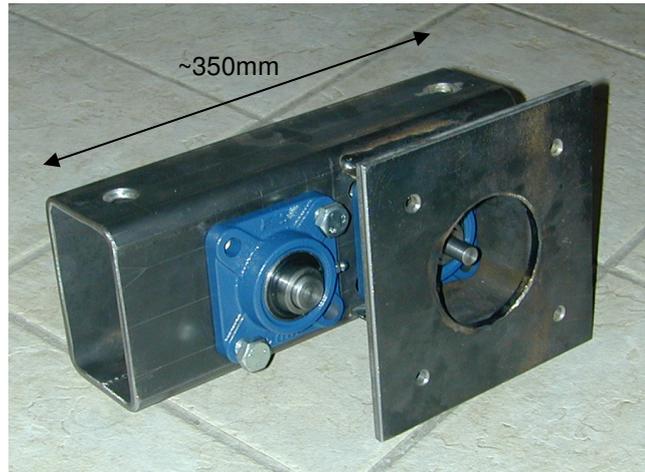
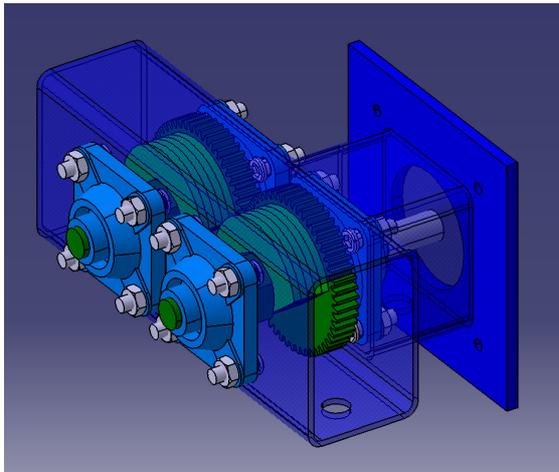


Abbildung 59: Rüttler; max. Unwuchtmasse ca. 1.3 kg

Zentrifugalkraft des Rüttlers:

Für einen Massenpunkt mit dem Abstand r von der Drehachse gilt:

$$F_z = m \cdot r \cdot \omega^2$$

Maximale Drehzahl: $n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Ergibt eine maximale Winkelgeschwindigkeit von

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \cdot \pi \cdot \frac{3000}{60} = 314 \text{ s}^{-1}$$

Maximale Unwuchtmasse (gesamt): 1.3 kg
Radius des Massenschwerpunktes der Unwuchtmassen: 23 mm

Ergibt eine maximale Zentrifugalkraft von
 $F_z = m \cdot r \cdot \omega^2 = 1.3 \cdot 0.023 \cdot 314^2 = 2950 N$

4.4.3. Erkenntnisse aus den Versuchen

Die Versuche mit dem Rüttelprüfstand ergaben extrem uneinheitliche Ergebnisse.

Es wurde ein bestimmter Neigungswinkel eingestellt, der Behälter befüllt, der Rüttler eingeschaltet und die Zeit bis zur vollständigen Entleerung des Behälters gemessen. Dieses Vorhaben wurde jedoch nach wenigen Versuchen aufgegeben, da der Behälter teilweise in Sekundenschnelle leer war und andererseits auch nach Minuten noch unzählige verklemmte Scheite im Behälter verblieben.

Insbesondere eine Dimensionierung der Dosieröffnung wird durch die Brückenbildung unmöglich; um ein relativ konstantes Fördervolumen zu erreichen, müsste die Dosieröffnung und damit verbunden das Fördervolumen sehr groß sein. Das bereits im 2. Kapitel angesprochene Problem des Verhältnisses der Stückgutgröße zur geringen Fördermenge kommt hier zutage.

Die Förderkontinuität wurde zwar nicht quantitativ verifiziert, eine subjektive Beurteilung ergab aber große Diskontinuität, d.h. die Scheite verkeilen und fallen „schubweise“ aus dem Behälter.

Verbunden mit der großen Lärmbelastung wurde daher von diesem Prinzip abgesehen. Allerdings könnten sich die Erkenntnisse für die Konstruktion einer Rutsche zum Befüllen des Lagerraums mit den Scheiten als wertvoll erweisen. Dies ist jedoch nicht mehr Gegenstand dieser Arbeit.

5. Prototypen

Um den Zeit-, Material- und Kostenaufwand möglichst gering zu halten, wurde versucht, die Schlagdorn- und Schraubenvariante möglichst mit einem gleichen Grundrahmen zu realisieren.

5.1. Schlagdornvariante

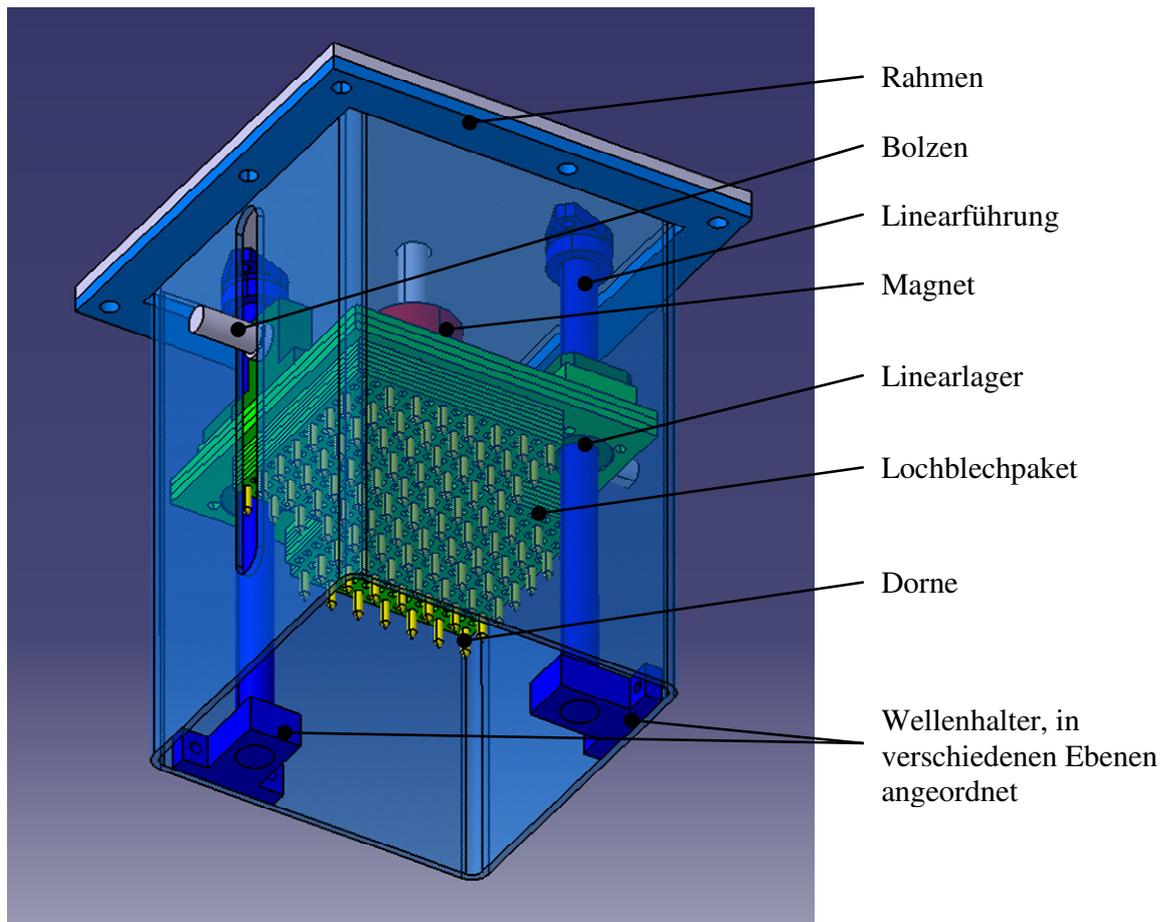


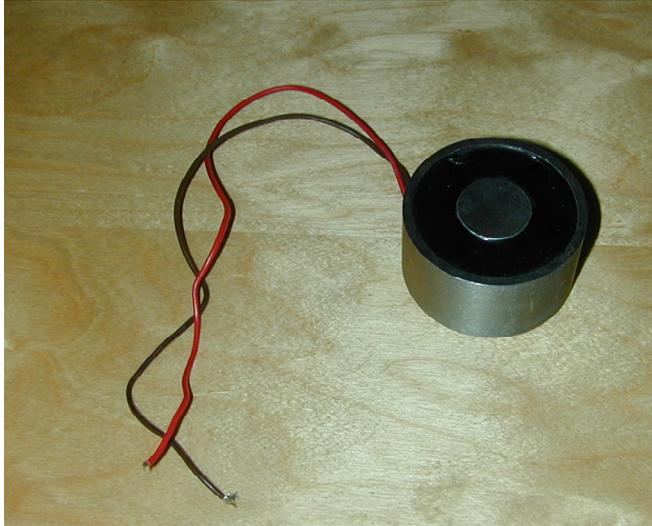
Abbildung 60: Prototyp der Schlagdornvariante



Abbildung 61: Fotos des Schlagdornprototyps

Aus Kostengründen wurden die Linearführungen mittels Linearlagern und zugekauften, geschliffenen Präzisionswellen ausgeführt. Die Wellenhalter wurden in verschiedenen Ebenen angebracht, um eine gute Einstellbarkeit zu gewährleisten. Ebenfalls aus Kostengründen wurde die Aufnahmeeinheit für die Dorne als Blechpaket aus simplen Lochblechzuschnitten ausgeführt. Damit können verschiedenste

Dornanordnungen und Dornlängen untersucht werden.



Nennspannung: 24 V

Kraft: 300 N

Grenztemperatur: 120°C

Durchmesser: 35 mm

Höhe: 29 mm

Kostenpunkt: rd. 40 €
bei Einzelbeschaffung

Abbildung 62: Verwendeter Permanentmagnet mit elektrischer Entmagnetisierung

Obige Abbildung zeigt den verwendeten Magneten; es handelt sich um einen Permanentmagneten mit elektrischer Entmagnetisierung, laut Hersteller ideal für den Dauereinsatz geeignet.

5.2. Schraube

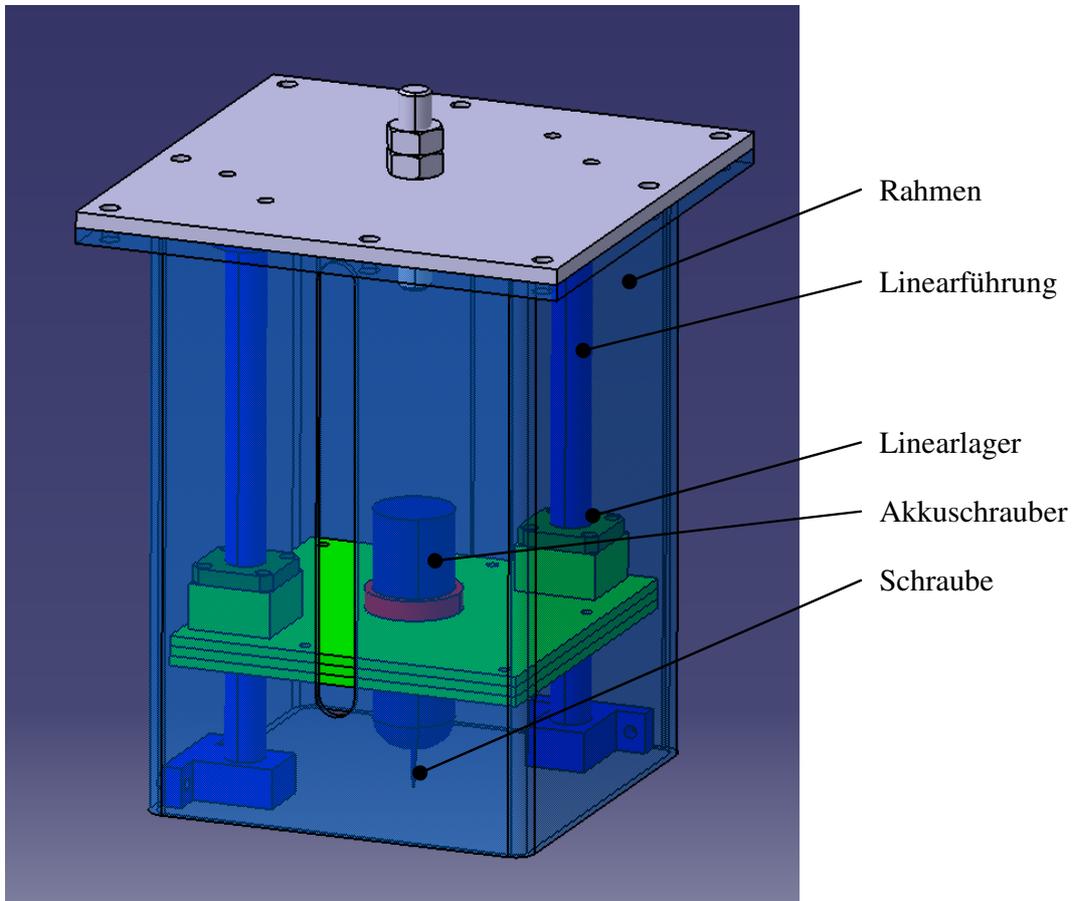


Abbildung 63: Prototyp der Schraubvariante



Abbildung 64: Schrauben für den Versuch

Für die Schraube des Prototyps wurden Holschrauben mit einer Sechskantnuss und dem Gegenstück für den Akkuschrauber verschweißt.

Die Schraubenvariante verwendet denselben Grundrahmen wie die Schlagdornvariante, lediglich die Lochblechpakete wurden entfernt. Als Schrauber wurde ein Akkuschrauber demontiert und dessen Motor und Getriebe verwendet. Die Anpresskraft der Schraube kann durch Anbringen von Zusatzgewichten angepasst werden.

Auf den in früheren Kapiteln angesprochenen Schutz der Schraube vor zu hohen Biegemomenten wurde für diesen Versuchsaufbau noch verzichtet.

5.3. Erkenntnisse durch die Prototypen

Versuche mit dem *Schlagdornprototypen* ergaben folgende Resultate:

Dorne mit einer freien Länge von 35 mm ergaben völlig unbefriedigende Ergebnisse, sowohl einzeln als auch in Gruppen angeordnet; Versuche an 25 zufällig ausgewählten Positionen ergaben bei den verschiedenen Anordnungen lediglich zwischen 3 und 6 erfolgreich ausgeführte Hubvorgänge.

Durch die Verwendung von längeren Dornen konnte die Effizienz etwas gesteigert werden, dennoch wurden keine befriedigenden Ergebnisse erreicht.

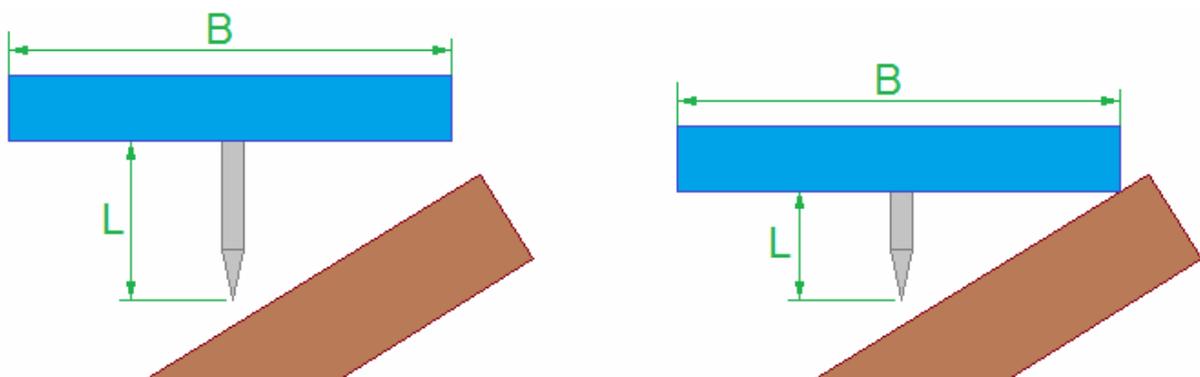


Abbildung 65: Greifen eines Scheits bei langem und kurzem Dorn

Bei einem in Relation zur Vorrichtungsbreite kurzem Dorn kommt es bei schräg liegenden Scheiten häufig bereits vor dem Eindringen des Dorns zu einer Kollision, was einen erfolgreichen Greifvorgang verhindert.

Somit wird klar, dass das L/B – Verhältnis des Greifers möglichst groß gehalten werden sollte. In Hinblick auf das mit zunehmender Dornlänge größer werdende Biegemoment sollte somit versucht werden, die Greifvorrichtung möglichst schlank zu halten; dies gilt auch für die Schraubvariante.

Versuche mit dem *Schraubprototypen* ergaben folgende Resultate:

Die im Prototypen verwendete „starre“ Schraubvariante brachte überraschend gute Ergebnisse hinsichtlich der Greifsicherheit: Versuche mit der längeren Schraube an 25 zufällig ausgewählten Positionen ergaben 16 erfolgreich ausgeführte Hubvorgänge. Die Fehlversuche resultierten hauptsächlich daraus, dass die Schraube auf einen Hohlraum traf; dies könnte mit einer entsprechenden

Sensorik oder einer langen, schlanken Konstruktion vermieden werden.

In Verbindung mit dem Vorteil, dass dieses System nach einem „Fehlgriff“ sofort wieder einsetzbar ist, was zu einem höheren Wirkungsgrad und einer geringeren Zykluszeit führt, erscheint diese Variante sehr zufrieden stellend.

Wie bei der Schlagdornvariante zeigte die freie Schraubenlänge einen großen Einfluss auf die Greifsicherheit; bei einer langen Schraube können Hohlräume mit einer größeren Wahrscheinlichkeit durchdrungen und das darunter befindliche Holzscheit gegriffen werden.

Basierend auf den Ausarbeitungen in Kapitel 4 wird im folgenden Kapitel versucht, diese Variante fortzuführen und zu verbessern.

6. Entscheidung und Ausarbeitungen

6.1. Entscheidungen

Durch die Erkenntnisse aus den Versuchen wurde der Schraubvariante die größte Erfolgswahrscheinlichkeit zugeschrieben. Allerdings verblieb noch immer das Problem der Vermeidung von Biegemomentenüberlast auf die Schraube. Grundsätzlich kann versucht werden, die notwendige Ausgleichsmöglichkeit innerhalb, als auch außerhalb des Bohrfutters zu erreichen.

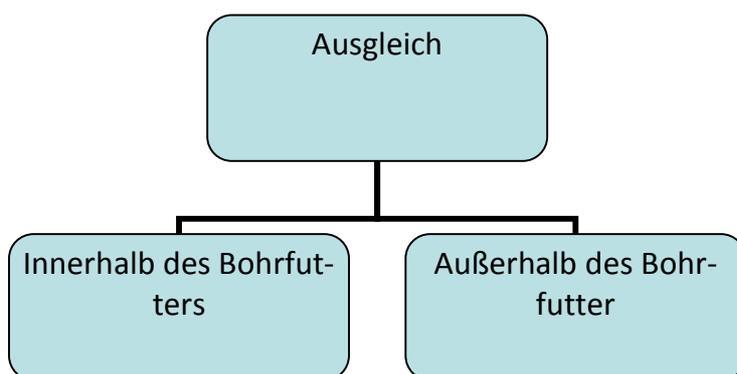


Abbildung 66: Generelle Möglichkeiten für den Momentenausgleich

Folgendes Bild zeigt noch einmal die detaillierte Aufstellung aller angedachten Prinzipien für den Momentenausgleich. Alle Varianten sind sowohl innerhalb, als auch außerhalb des Bohrfutters denkbar.

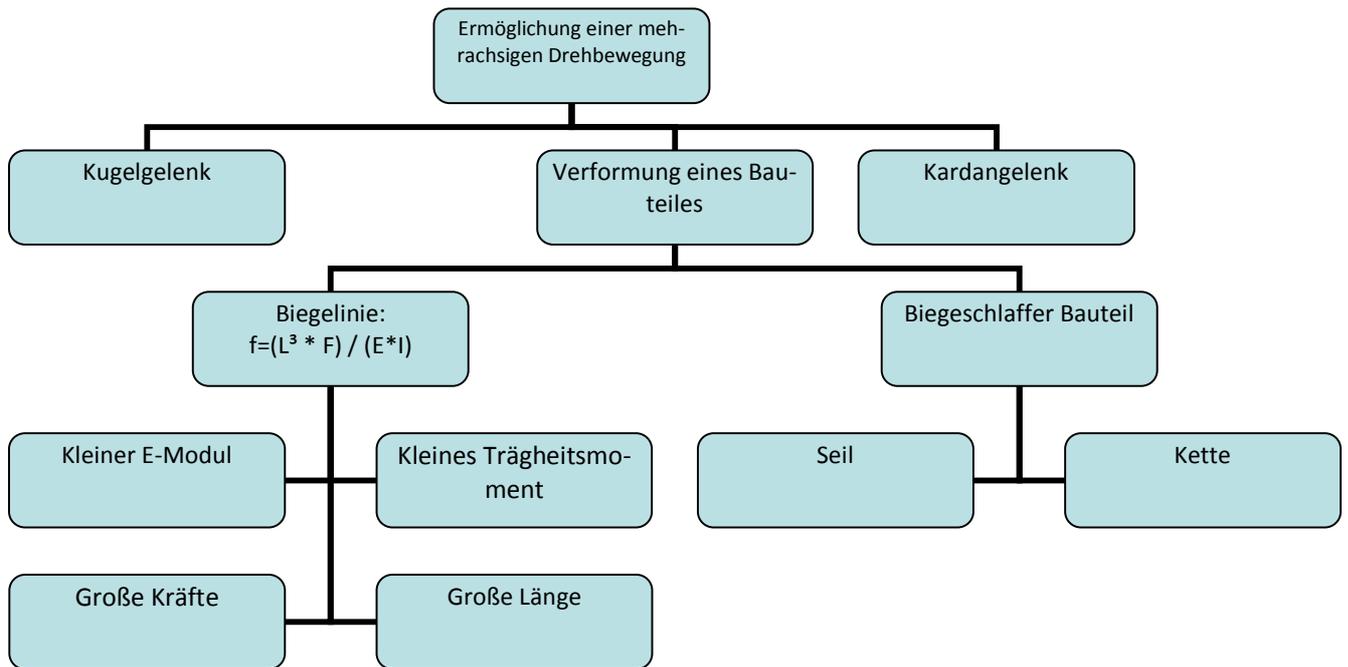


Abbildung 67: Lösungsprinzipien für den Biegemomentenausgleich

Das Prinzip des Kugelgelenks wurde aus Gründen der Momentenübertragung und aus Kostengründen ausgeschlossen, verfügbare Kugelgelenke am Markt erreichen bei annehmender Baugröße nicht die geforderten 2 Nm.

Der Ansatz über die Biegelinie wurde bereits im vorigen Abschnitt verworfen. Somit verbleiben noch zwei Prinzipien, welche in den folgenden Abschnitten diskutiert werden.

6.2. Biegemomentenausgleich im Bohrfutter

6.1.2. Lösung mittels biegeschlaffer Bauteile

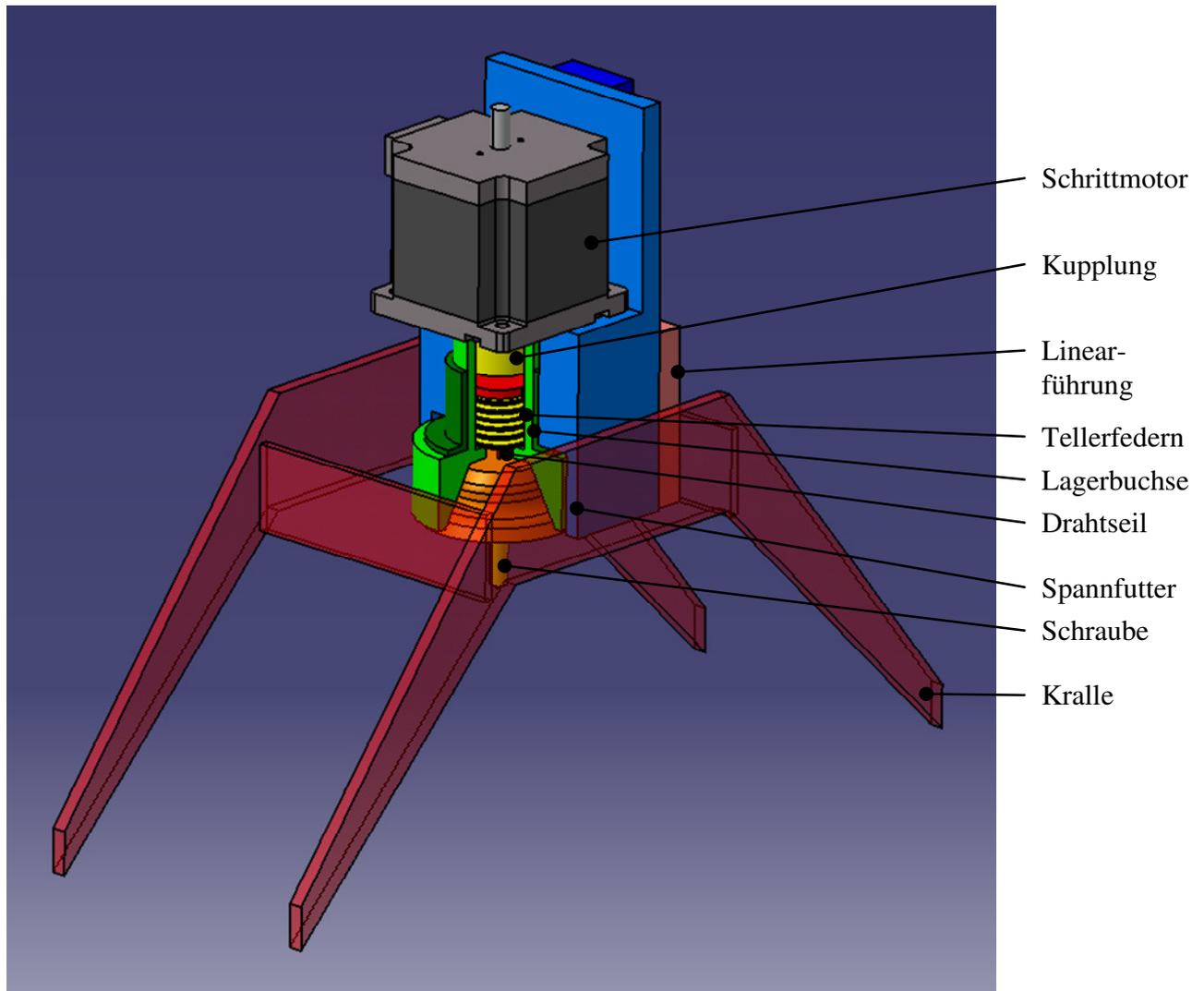


Abbildung 68: Erster Konstruktionsansatz: Drahtseil und Feder

Dieser erste Konstruktionsansatz entspricht im Wesentlichen der Umlegung der Schlagdornvariante unter Berücksichtigung der zusätzlichen Momentenübertragung. Die Kegelform wurde beibehalten, die Übertragung des Momentes erfolgt reibschlüssig.

Modifikationen des Bohrfutters

Genauere Untersuchungen des Erstentwurfes des Bohrfutters ergaben, dass die gewünschte Winkelbeweglichkeit nur bei sehr großen Federwegen gegeben ist. Aus diesem Grund wurde das

Bohrfutter modifiziert. Der erste Schritt bestand darin, die Kegel- gegen eine Kugelform auszutauschen, um größtmögliche Freiheit für die Drehbewegung zu ermöglichen.

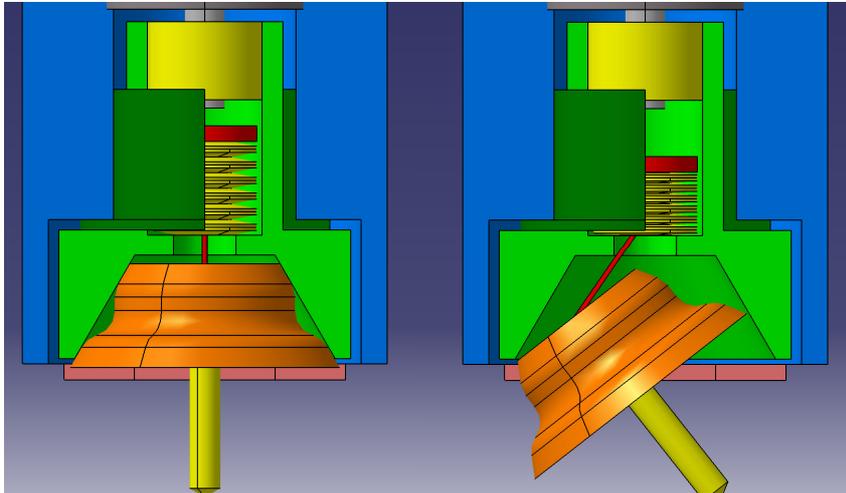


Abbildung 69: Biegemomentenausgleich

Daraus resultierte die Frage, wie ein Verklemmen des Drahtes möglichst verhindert werden kann. Dafür wurde im nächsten Schritt eine Kugel eingeführt, welche gleichzeitig als Zentrierung dient.

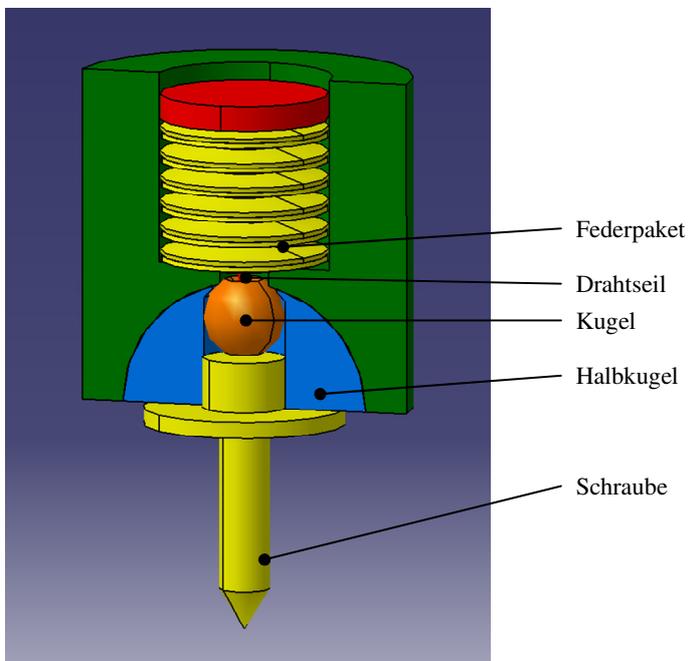


Abbildung 70: Erste Modifikation des Bohrfutters

Die Umwandlung des Kegels in eine Kugel bringt einen gravierenden Nachteil mit sich: Aufgrund der

weniger stark geneigten Reibflächen fällt das übertragbare Reibmoment drastisch ab. Für obige Konstruktion müssten für eine sichere Übertragung über 1000 N Federkraft aufgebracht werden. Aus diesem Grund musste die Übertragung des Drehmoments neu überdacht werden. Ein erster Ansatz bestand darin, Ausnehmungen im Mittenbereich einzubringen, wodurch sowohl der Reibwinkel als auch der Reibradius erhöht werden können. Die folgenden Bilder zeigen diese modifizierte Konstruktion.

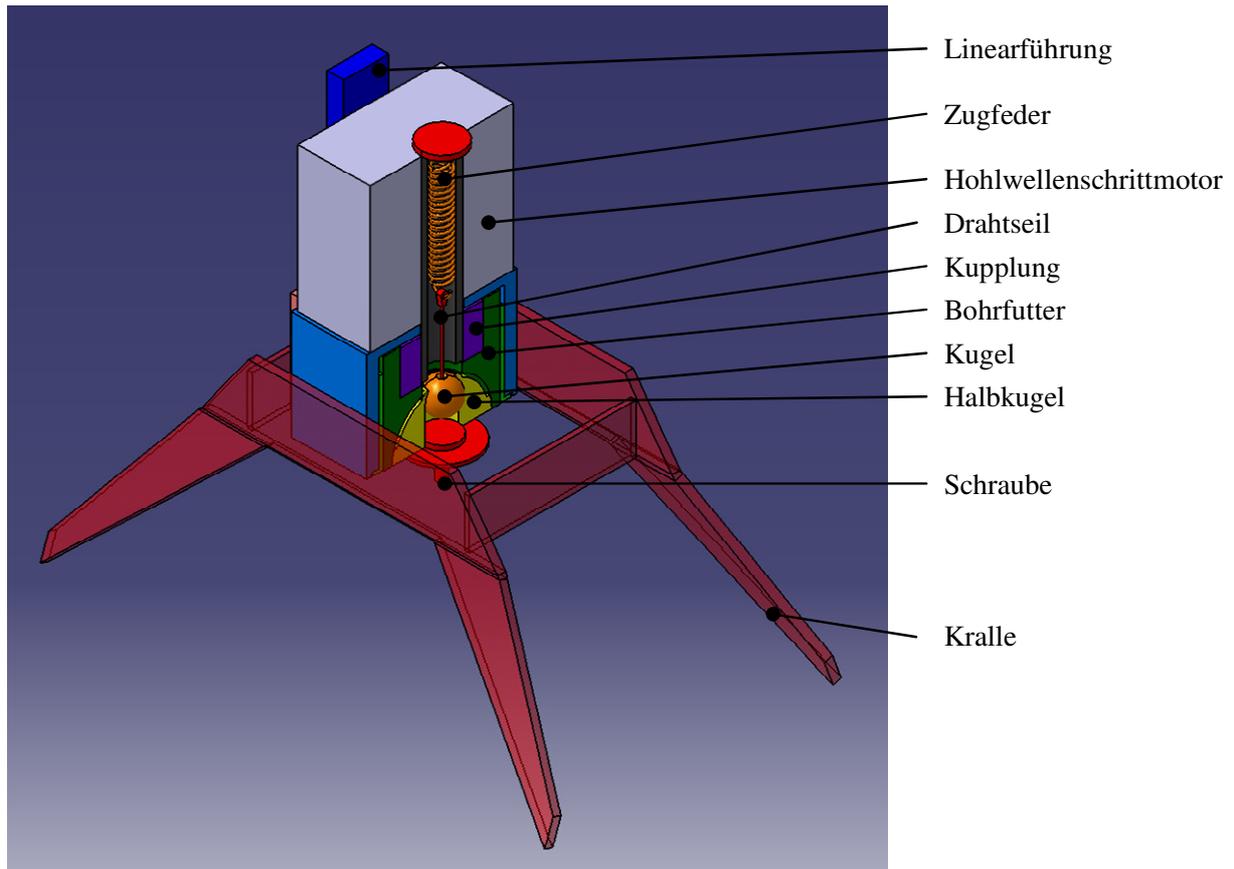


Abbildung 71: Modifizierte Konstruktion

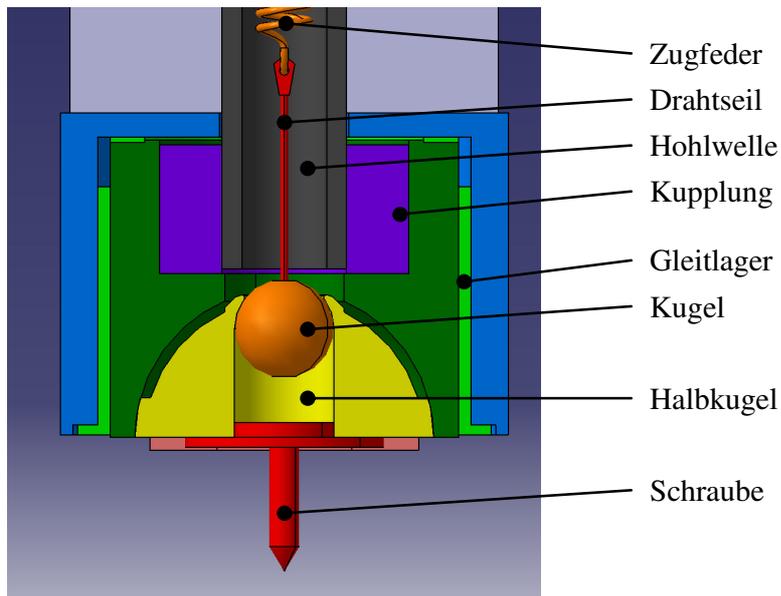


Abbildung 72: Schnittdarstellung des Bohrfutters

Beurteilung

Berechnungen lassen vor allem die kraftschlüssige Drehmomentenübertragung fraglich erscheinen, da die notwendigen Anpresskräfte recht hoch sind. Daher wurde eine Lösung per Formschluss angedacht, zum Beispiel ähnlich der Elemente beim Scheibenwischermotor im KFZ (vgl. DIN 72783).

Es wurde allerdings keine befriedigende Lösung gefunden, welche einerseits eine starre Verbindung für den Einschraubvorgang als auch eine nachgiebige Verbindung für den Hubvorgang bei Aufrechterhaltung des Drehmomentes gewährleisten konnte.

6.2.2. Kardangelenk

Einen ersten Konstruktionsansatz für die Lösung mittels eines Kardangelenks zeigt folgende Abbildung. Ein Kardangelenk kann durch einen Stempel arretiert werden, weiters ermöglicht es eine Drehmomentübertragung in verschiedensten Positionen.

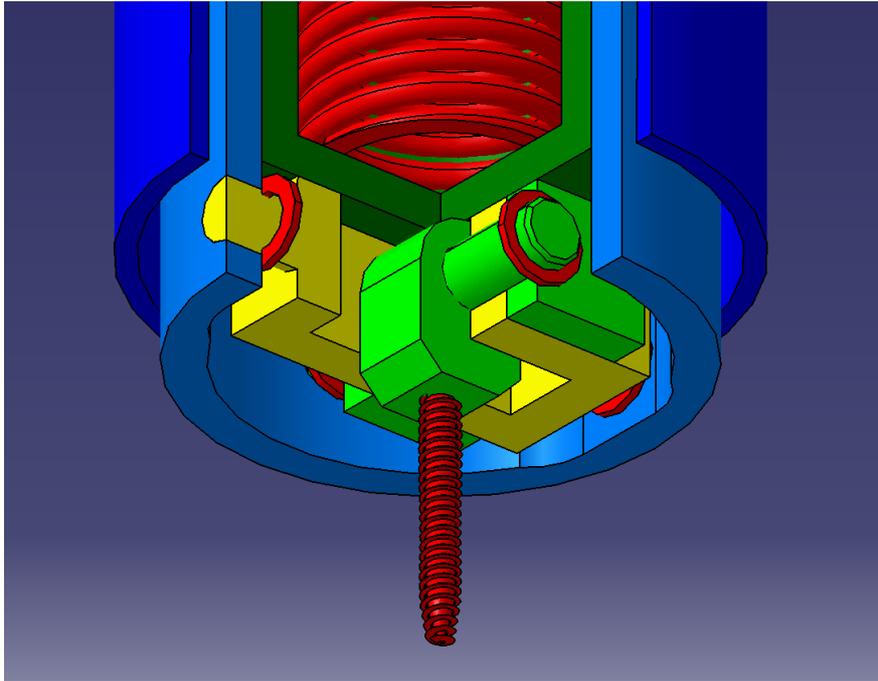


Abbildung 73: Kardangeln mit Blockiermöglichkeit

Aufgrund der niedrigen Drehzahlen und der rauen Umgebungsbedingungen (Schmutz, stoßhafte Belastung) wurde die Lagerung mittels Gleitlagern ausgeführt. Der in dunkelgrün dargestellte Stempel wird durch eine Feder (rot) nach unten gedrückt; dadurch wird das Gelenk um beide Achsen arretiert. Das in hellblau gehaltene Bohrfutter wird durch einen Elektromotor angetrieben, das dunkelblaue Außenrohr dient zur Lagerung des Futters. Die in hellgrün gehaltenen Bauteile dienen zur Aufnahme der Schraube und sind untereinander drehsteif verbunden. Bei Biegebelastung der Schraube werden der in gelb gehaltene Lagerblock und die hellgrün dargestellten Schraubenaufnehmer verdreht. Dadurch wird der Stempel nach oben gedrückt; durch die Federkraft entsteht ein Rückstellmoment.

Die gesamte Konstruktion wurde möglich schlank ausgeführt, um, wie in Kapitel 5.3 dargelegt, die Wahrscheinlichkeit für einen erfolgreichen Hubvorgang zu erhöhen. Der Außendurchmesser konnte auf etwa 50 mm reduziert werden.

Nachteilig bei dieser Variante erscheinen vor allem der hohe Fertigungsaufwand und die vielen notwendigen Lager für Dreh- und Linearbewegungen.

Daher wurde versucht, möglichst viele Bewegungen mit möglichst wenig Lagerstellen zu realisieren.

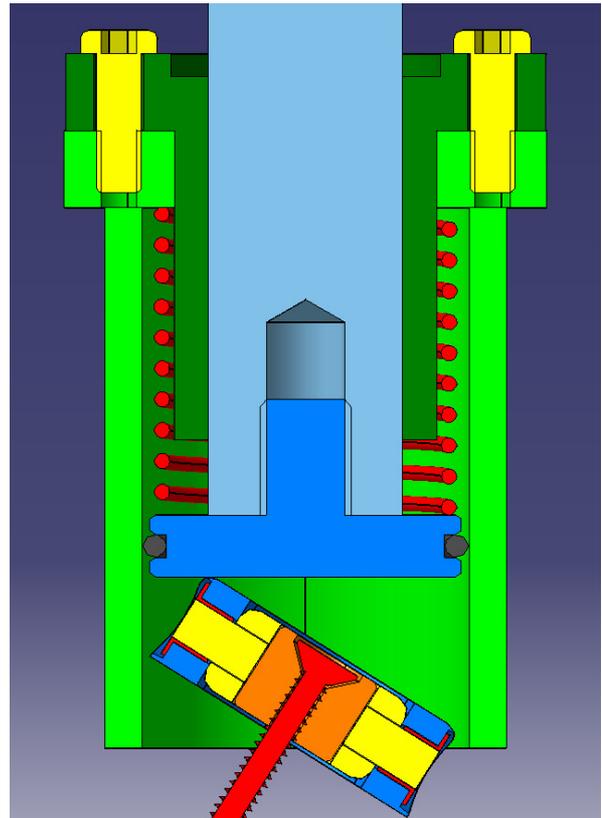
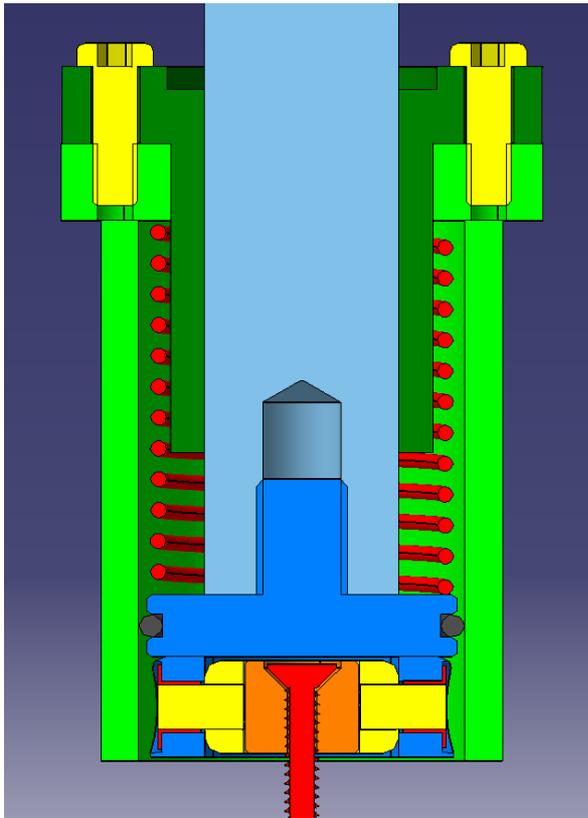


Abbildung 74: Letztstand der Schraubvariante

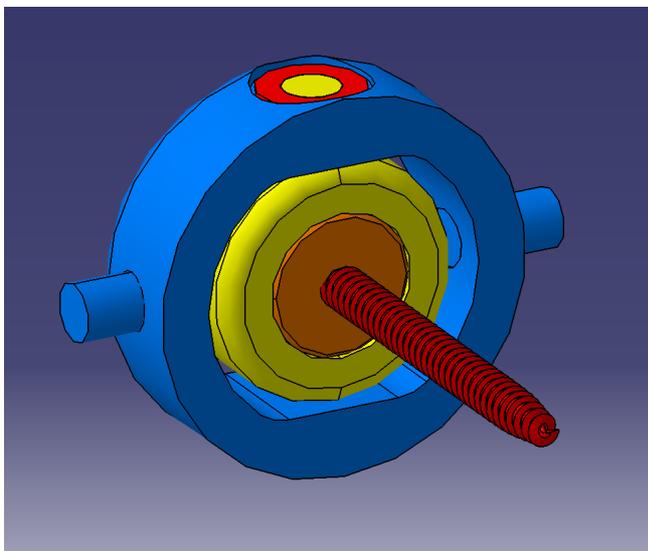


Abbildung 75: Detailansicht des Gelenks

Die obige Abbildung zeigt die zum Zeitpunkt der Fertigstellung dieser Arbeit letzte Version des Bohrfutters. Die Drehmomentenübertragung erfolgt über eine Keilwelle und die in dunkelgrün dargestellte Keilnabe; beides sind Zukaufteile und kostengünstig erhältlich. Das Gelenk wurde ebenfalls überarbeitet und besteht nun aus zwei konzentrischen Ringen, um den Platzbedarf zu minimieren. Die Lagerung erfolgt wieder über Gleitlager aus Kunststoff. Der in orange dargestellte Einsatz dient der Lagerung der Schraube und wird seitlich durch Madenschrauben arretiert. Durch die in rot dargestellte Druckfeder wirkt auf das gesamte Bohrfutter eine Kraft nach oben; dadurch wird das in Blau gehaltene Druckstück gegen das Gelenk gedrückt und das Gelenk fixiert. Bei Biegebelastung der Schraube wird das Bohrfutter nach unten gezogen und das Gelenk freigegeben. Durch die Kardanbauweise kann dennoch ein Drehmoment übertragen werden, um die Schraube wieder zu lösen und das Scheit abzugeben. Das Gelenk ist um nahezu 90° in jede Richtung neigbar.

Die gesamte Konstruktion wird durch einen Schrittmotor mit Hohlwelle angetrieben, wodurch die Keilwelle über einen großen Weg verfahren werden kann. Die zum Einschrauben notwendigen 35 N Vorschubkraft auf die Schraube ergeben sich sowohl aus dem Eigengewicht der Konstruktion als auch durch Zugfedern an der Rahmenkonstruktion.

6.3. Biegemomentenausgleich außerhalb des Bohrfutters

Beim Biegemomentenausgleich außerhalb des Bohrfutters muss versucht werden, den wirksamen Aufhängepunkt möglichst nahe an der Schraubenspitze zu positionieren, um den wirksamen Hebelarm zu minimieren. Daraus resultiert ohne Zusatzvorkehrungen allerdings gleichzeitig eine sehr kippanfällige Gesamtkonstruktion, wenn kein Holzscheit geladen ist.

Die folgende Abbildung zeigt lediglich eine Prinzipdarstellung, trotz einiger Konstruktionsansätze wurde keine ansprechende Variante für den Biegemomentenausgleich außerhalb des Bohrfutters gefunden.

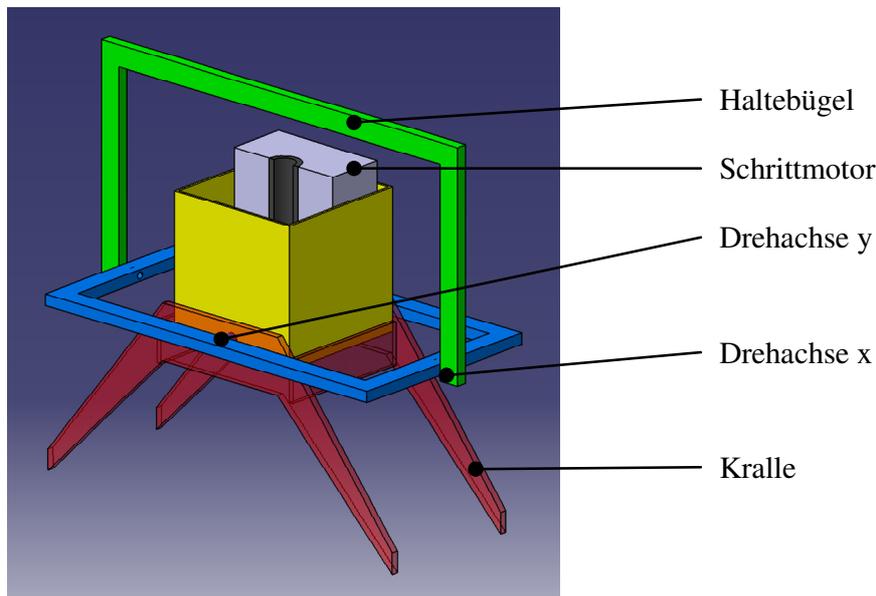


Abbildung 76: Prinzipbild des Ausgleichs außerhalb des Bohrfutters

6.4. Fazit

In den ersten Prototypenversuchen zeigte die Schraubenvariante bereits gute Ergebnisse. Das Problem der Biegebelastung ist mittels des Kardangelenks ebenfalls relativ kostengünstig realisierbar. Die Gesamtkosten der Aufnahmeeinheit selbst belaufen sich - in Einzelfertigung - inklusive Motor derzeit auf rund 400 €. Hinzu kommen noch die Kosten für die Sensorik, den Portalkran und die Hubvorrichtung; die Marktfähigkeit des Produktes entscheidet sich somit mit den Kosten dieser Vorrichtungen. Vom technischen Standpunkt aus betrachtet ist eine befriedigende Lösung möglich; das Projekt wird daher auf jeden Fall weitergeführt. Vor allem hinsichtlich der Sensorik fehlen noch weitgehend praktische Versuche. Weitere Versuche würden allerdings den Zeitrahmen dieser Arbeit bei Weitem sprengen, daher wird diese mit der theoretischen Abhandlung der Schraubenvariante im obigen Abschnitt beendet.

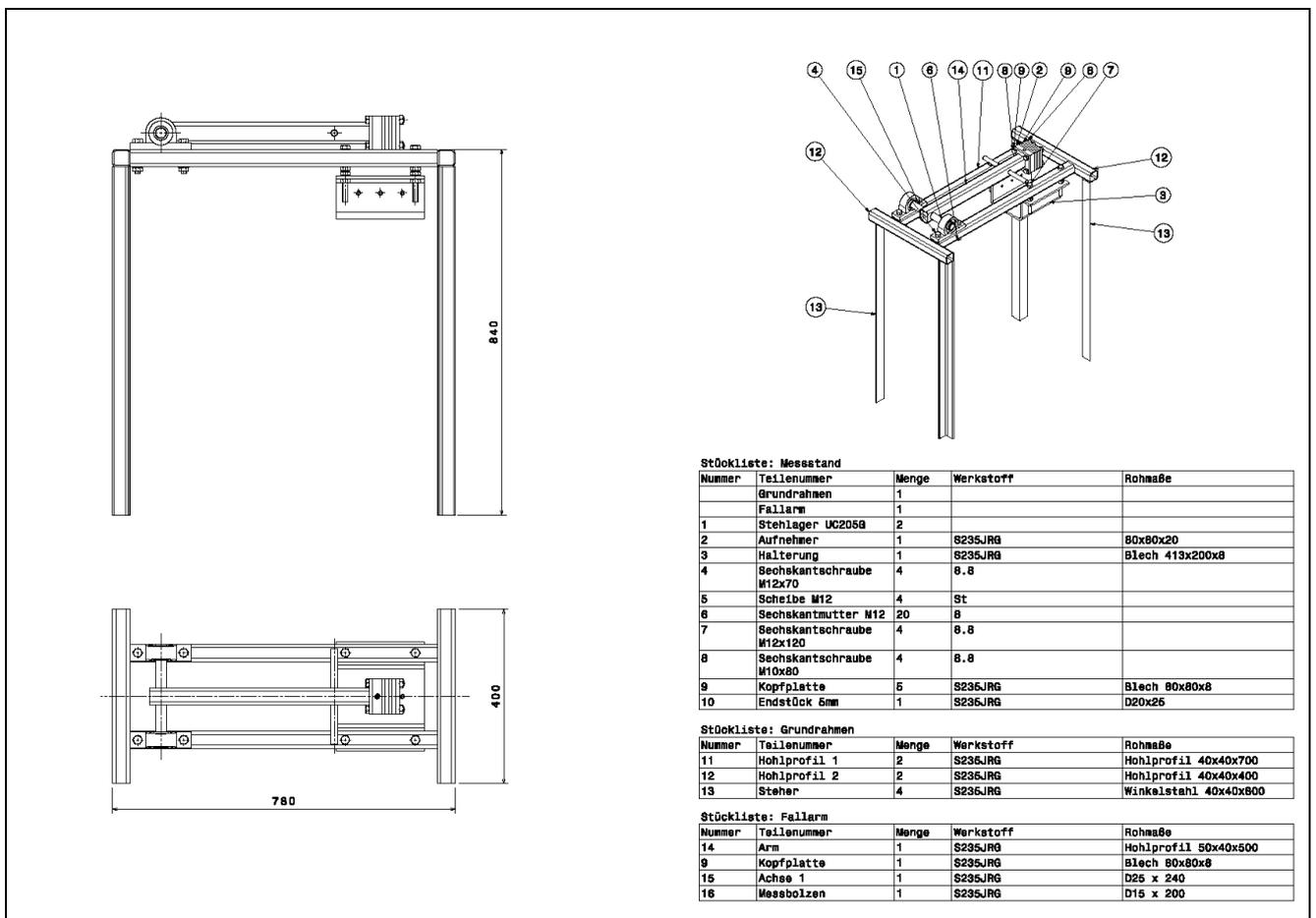
Weitere bearbeitete Themenfelder betreffen vor allem die Beschickung des Lagerraums mit dem Scheitholz; diese wird aller Voraussicht nach über eine Schüttelrutsche passieren, wobei der Rüttelprüfstand für weitere Versuche verwendet werden wird.

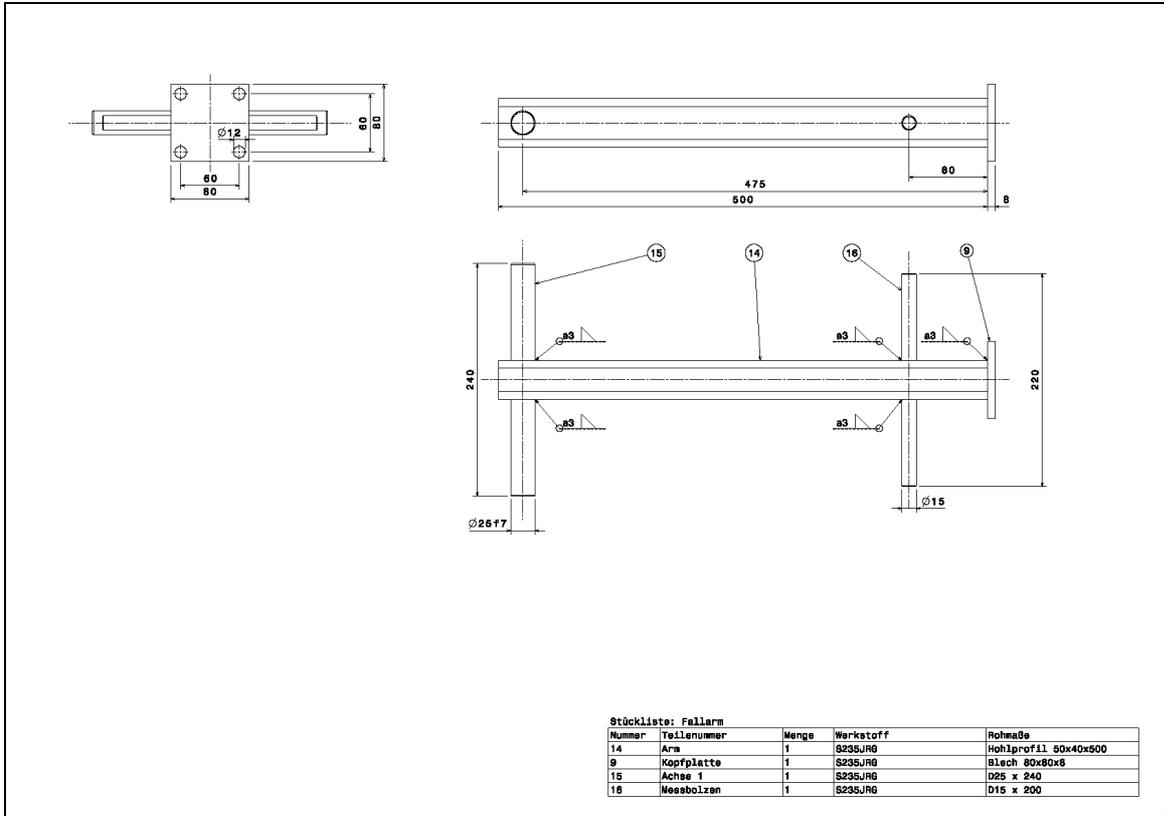
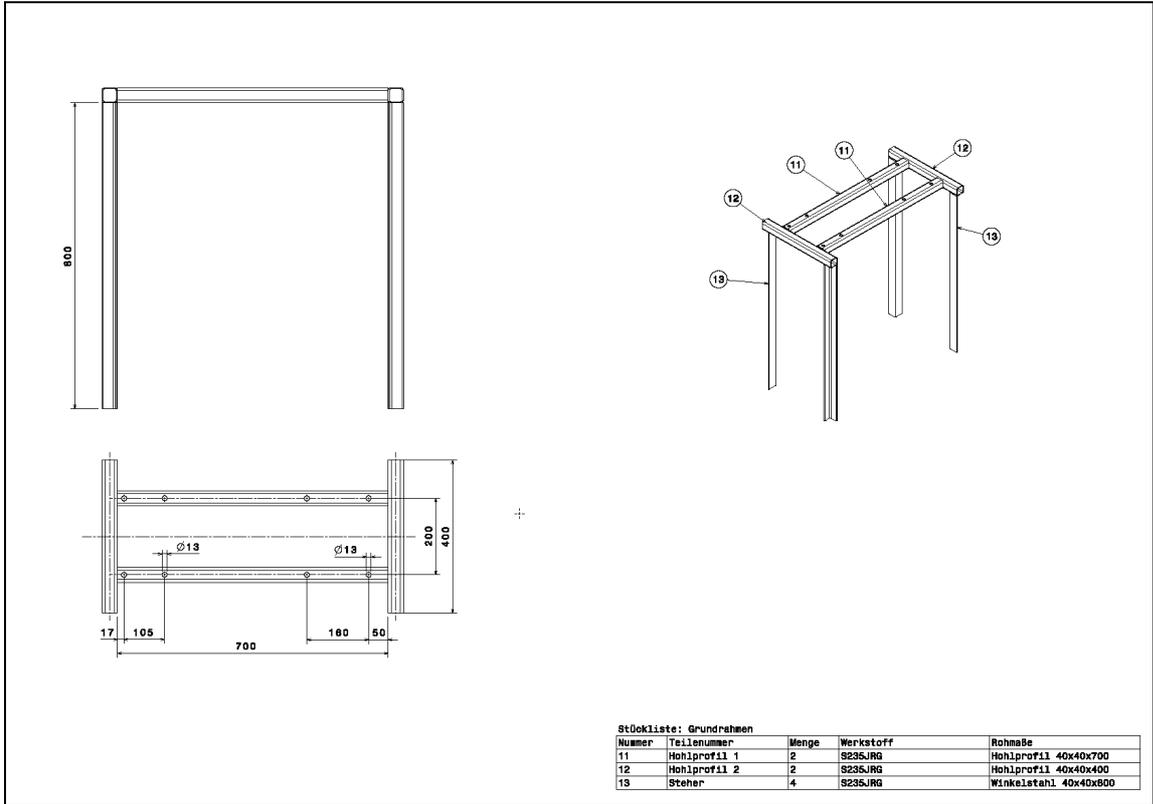


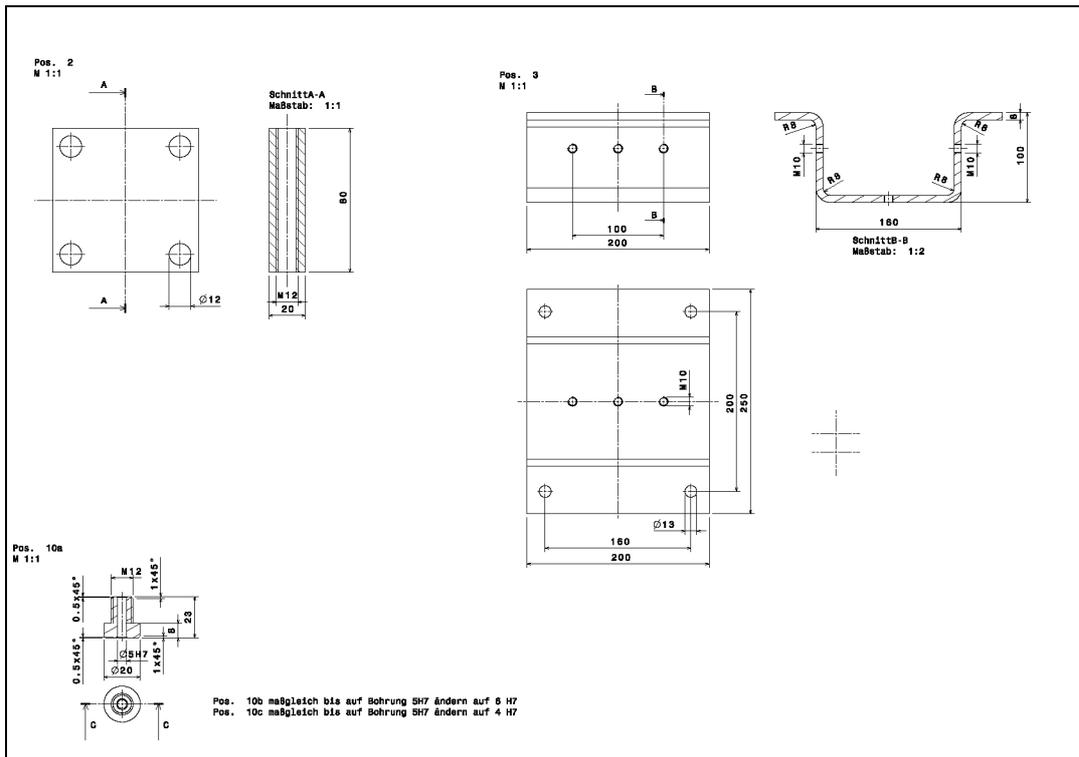
Anhang A: Konstruktionszeichnungen

Anmerkung: Da die Bauteile (außer den Laserzuschnitten) nicht von externen Unternehmen gefertigt wurden, wurde auf normgerechte Zeichnungen wenig Wert gelegt; so fehlen aus diesem Grund z.B. die Schriftköpfe.

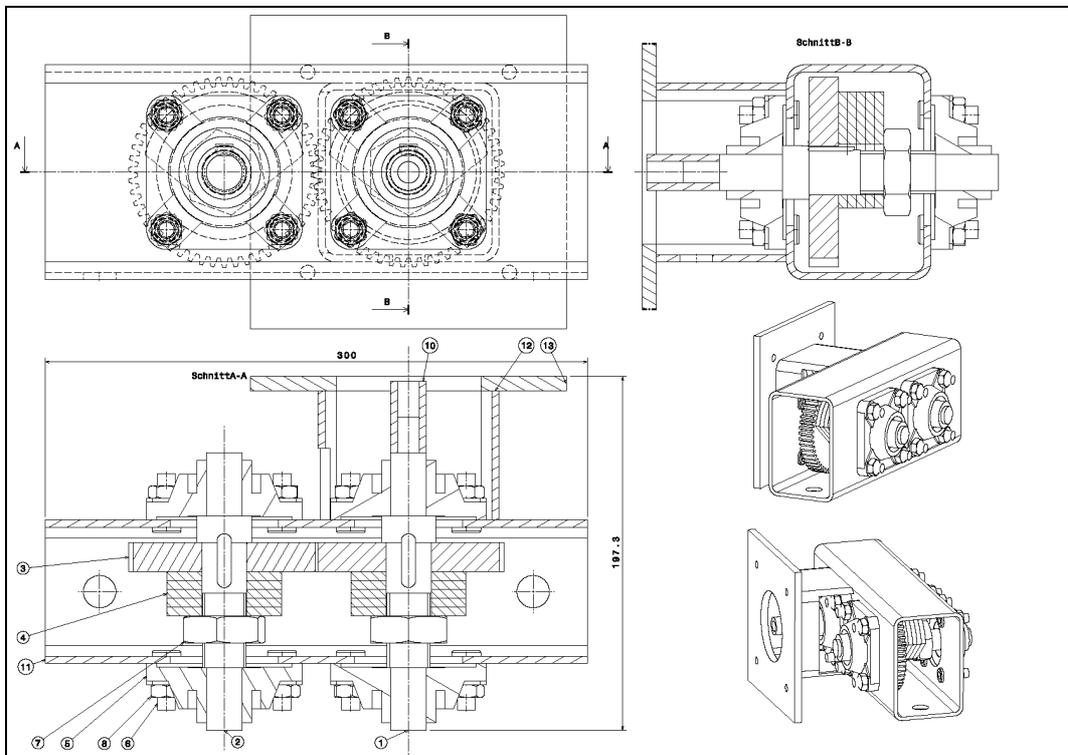
A1: Messstand zur Eindringarbeit

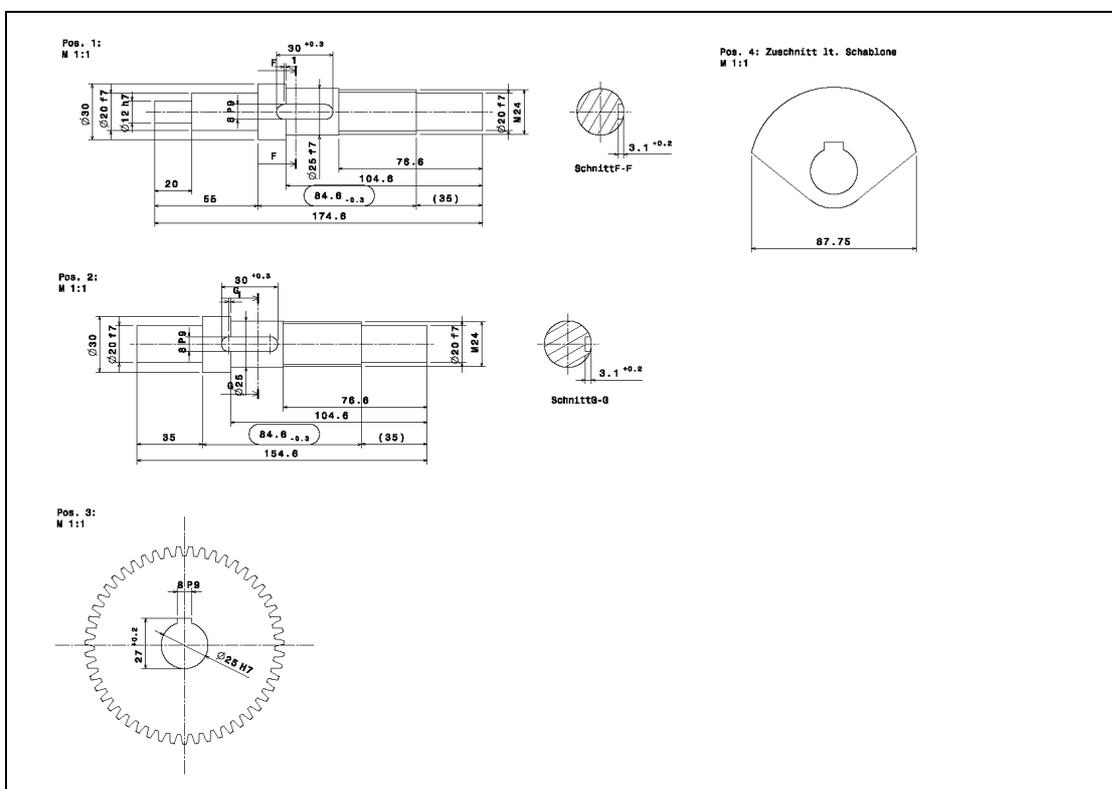
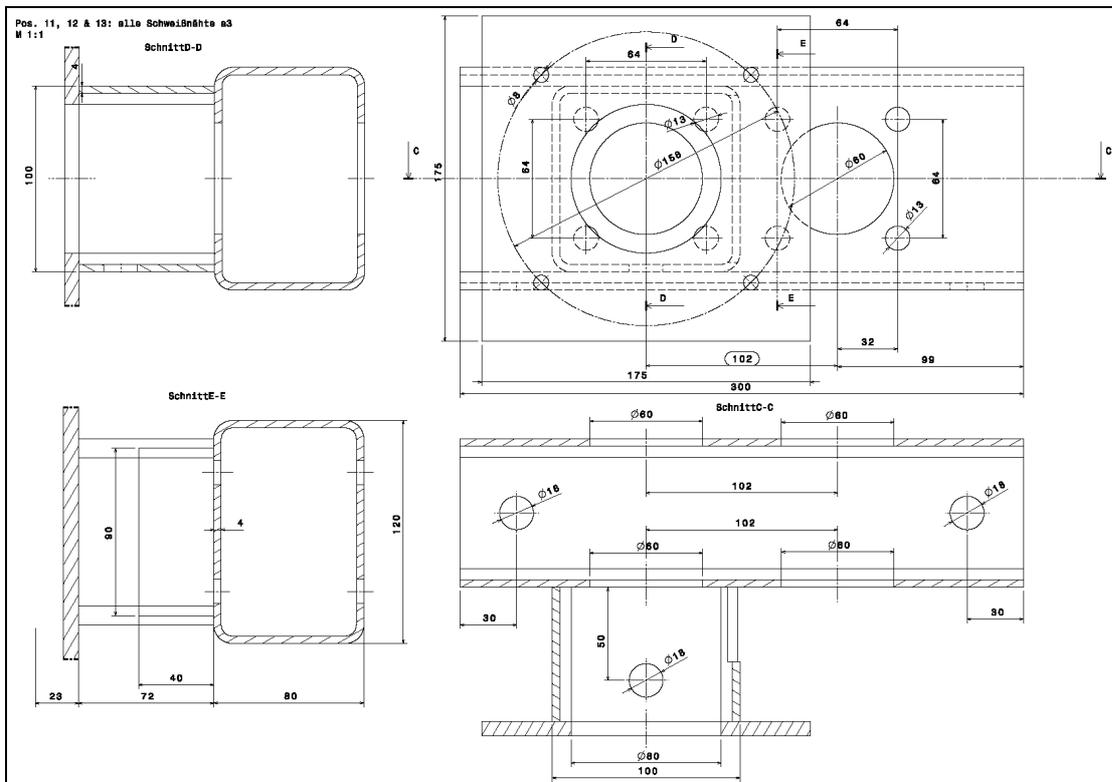






A2: Modell des Schwingförderers





Anhang B: Berechnungen und Messergebnisse

B1: Energiebilanz

	Abmessungen des Lagerraums: 5 x 4 x 3 m
P_{Heiz}	Heizleistung der Anlage: 20 kW
s	Mittlerer Verfahrweg: 2,5 m + 2 m = 4,5 m
m_V	mittlere zu bewegende Masse der Laufkatze: 100 kg
μ	Reibzahl zwischen Rad und Schiene: 0,2
H	Mittlere Hubhöhe: 1,5 m
m_S	Mittlere Holzscheitmasse: 4 kg
H_o	Heizwert: 4 kWh pro kg Holz
W_G	Greifarbeit: 15 J, Ausführung als Schlagdorn (siehe Kapitel 4)
m_G	Greifergewicht: 10 kg

Definition der Variablen:

$$\begin{array}{llllll} P_{\text{Heiz}} := 20 \text{ kW} & s := 4,5 \text{ m} & \mu := 0,2 & H_o := 4 \frac{\text{kWh}}{\text{kg}} & m_G := 10 \text{ kg} \\ m_V := 100 \text{ kg} & m_S := 4 \text{ kg} & W_G := 15 \text{ J} & H := 1,5 \text{ m} & \end{array}$$

Verfahren zur Abgabe- bzw. Aufnahmeposition:

$$\begin{array}{ll} F_{GV} := m_V \cdot g = 980,665 \text{ N} & \text{mittlere Gesamtgewichtskraft} \\ W_{V\text{erf}} := F_{GV} \cdot \mu \cdot s = 882,599 \text{ J} & \text{mittlere Reibarbeit in einer Verfahrrichtung} \end{array}$$

Aufnehmen des Scheits:

$$W_G = 15 \text{ J} \quad \text{Schlagarbeit für den Dorngreifer}$$

Anheben des Scheits:

$$W_{\text{Hub}} := (m_S + m_G) \cdot g \cdot H = 205,94 \text{ J} \quad \text{mittlere Hubarbeit}$$

Gesamte Arbeit:

$$W_{\text{ges}} := 2W_{V\text{erf}} + W_G + W_{\text{Hub}} = 1,986 \times 10^3 \text{ J}$$

Verhältnis geleistete Arbeit zu Heizwert:

$$\frac{W_{\text{ges}}}{H_o \cdot m_S} = 3,448 \times 10^{-3} \%$$

Leistungsbedarf der Anlage:

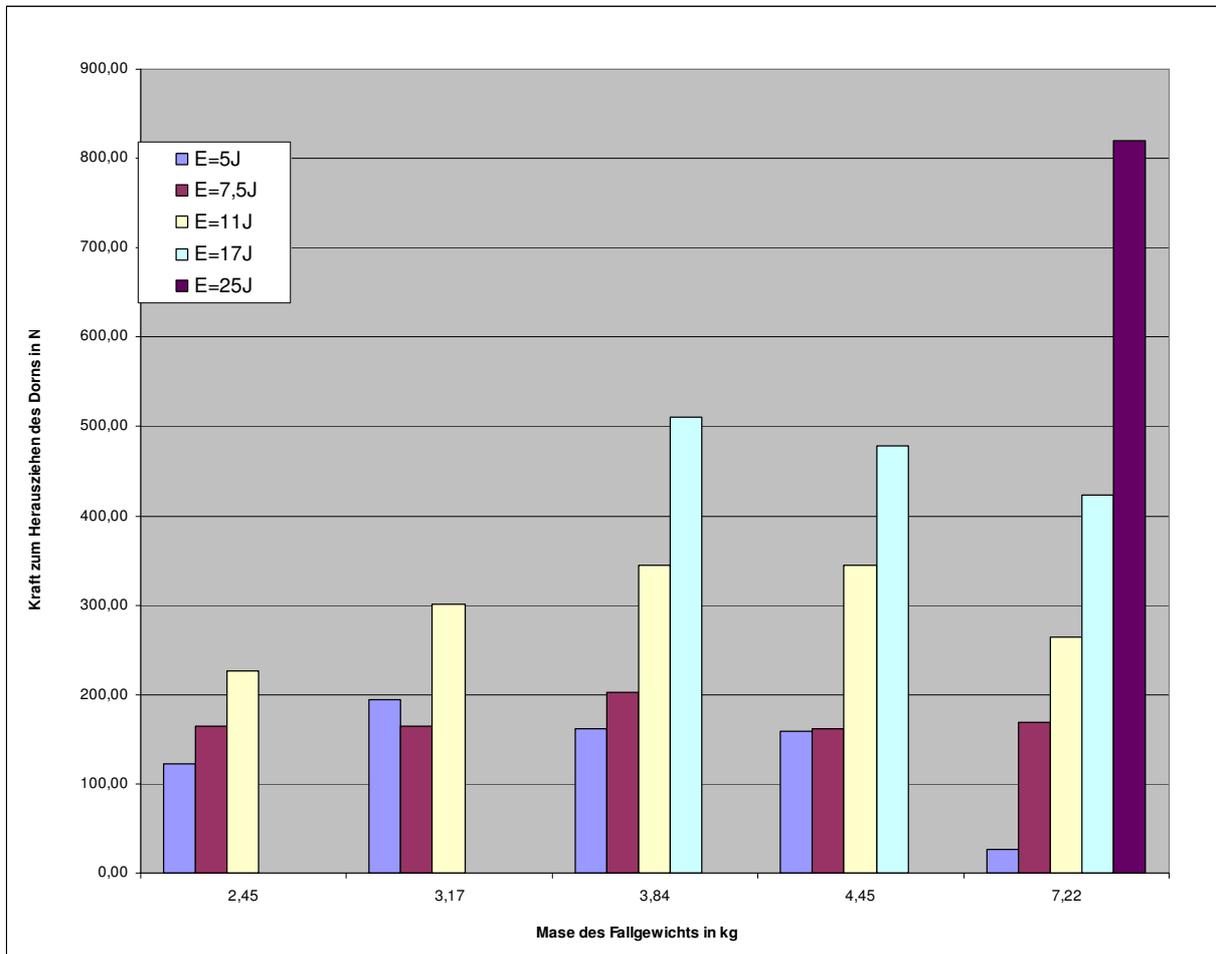
$$n := \frac{P_{\text{Heiz}}}{H_o \cdot m_S} = 0,021 \frac{1}{\text{min}} \quad \text{theoretischer Scheitbedarf pro Minute}$$

Um bei Fehlgriffen oder notwendigen schnelleren Füllvorgängen die notwendige Funktionalität gewährleisten zu können, wurde der Bedarf auf 2 Holzscheite/Minute festgelegt:

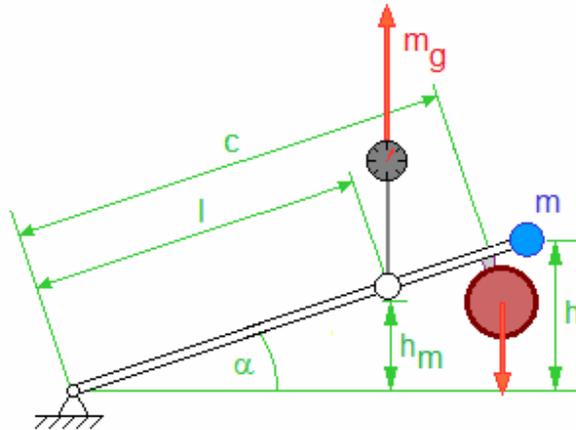
$$n := \frac{2}{\text{min}}$$

$$P_{\text{Anlage}} := n \cdot W_{\text{ges}} = 66,205 \text{ W}$$

B2: Messtabellen zur Eindringarbeit



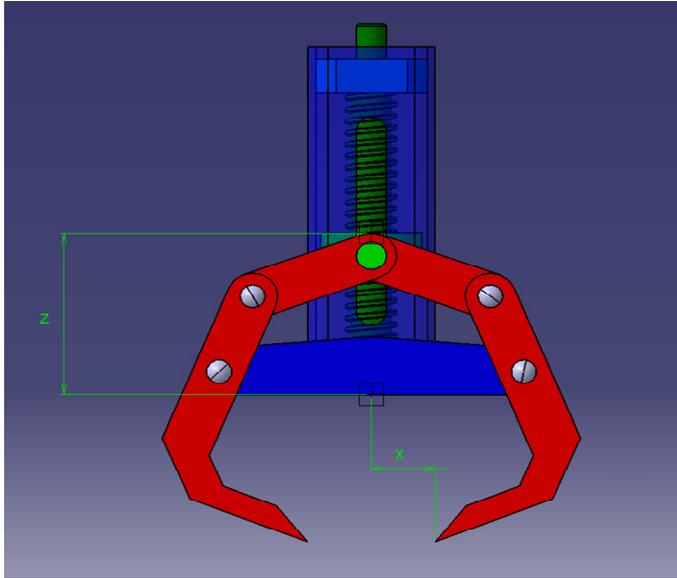
Messtabelle Stahldorn, rund, D = 6mm



Messung Nr.:	Fallhöhe	c in mm	α in °	l in mm	hm in mm	mw in kg	Ep in J	mg in kg	mg2 in kg	mg3 in kg	Mittelwert mg1 - mg3 in N	Lage des Holzschreits
1	208,0	493,0	25,0	395,0	158,7	2,45	5	15,00	18,00	12,00	122,94	Waagrecht
2	160,8	493,0	19,0	395,0	120,8	3,17	5	25,00	24,00	22,00	193,96	Waagrecht
3	132,7	493,0	15,6	395,0	98,3	3,84	5	22,00	20,00	17,00	161,18	Waagrecht
4	114,5	493,0	13,4	395,0	83,8	4,45	5	20,00	20,00	18,00	158,45	Waagrecht
5	70,6	493,0	8,2	395,0	48,6	7,22	5	2,00	4,00	4,00	27,32	Waagrecht
6	312,1	493,0	39,3	395,0	242,0	2,45	7,5	18,00	22,00	20,00	163,91	Waagrecht
7	241,2	493,0	29,3	395,0	185,2	3,17	7,5	20,00	24,00	16,00	163,91	Waagrecht
8	199,1	493,0	23,8	395,0	151,5	3,84	7,5	27,00	25,00	22,00	202,16	Waagrecht
9	171,8	493,0	20,4	395,0	129,7	4,45	7,5	20,00	17,00	22,00	161,18	Waagrecht
10	105,9	493,0	12,4	395,0	76,8	7,22	7,5	23,00	21,00	18,00	169,38	Waagrecht

11	457,7	493,0	68,2	395,0	358,7	2,45	11	30,00	28,00	25,00	226,75	Waagrecht
12	353,7	493,0	45,8	395,0	275,4	3,17	11	35,00	37,00	38,00	300,51	Waagrecht
13	292,0	493,0	36,3	395,0	226,0	3,84	11	32,00	52,00	42,00	344,22	Waagrecht
14	252,0	493,0	30,7	395,0	193,9	4,45	11	36,00	50,00	40,00	344,22	Waagrecht
15	155,3	493,0	18,4	395,0	116,4	7,22	11	32,00	35,00	30,00	264,99	Waagrecht
16	707,3	493,0	#ZAHL!	395,0	558,7	2,45	17					UNMÖGLICH
17	546,7	493,0	#ZAHL!	395,0	430,0	3,17	17					UNMÖGLICH
18	451,3	493,0	66,3	395,0	353,6	3,84	17	60,00	62,00	65,00	510,87	Waagrecht
19	389,4	493,0	52,2	395,0	304,0	4,45	17	60,00	65,00	50,00	478,08	Waagrecht
20	240,0	493,0	29,1	395,0	184,3	7,22	17	50,00	55,00	50,00	423,44	Waagrecht
21	1040,2	493,0	#ZAHL!	395,0	825,4	2,45	25					UNMÖGLICH
22	803,9	493,0	#ZAHL!	395,0	636,1	3,17	25					UNMÖGLICH
23	663,7	493,0	#ZAHL!	395,0	523,7	3,84	25					UNMÖGLICH
24	572,7	493,0	#ZAHL!	395,0	450,8	4,45	25					UNMÖGLICH
25	353,0	493,0	45,7	395,0	274,8	7,22	25	100,00	100,00	100,00	819,57	Waagrecht

B3: Tabelle Greiferposition/Greifkraft



x, z	siehe Skizze
z0	z - Koordinate vom tiefstmöglichen Punkt ausgehend
x0	x - Koordinate vom äußersten erreichbaren Zangenpunkt ausgehend
DeltaX, DeltaZ	Differenz zum letzten Messpunkt
F1	Kraft der Spindelmutter
F2	Kraft der Greiferzange
xGesamt	gesamte Greiferöffnung, entspricht 2*x0

z	x	z0	x0	DeltaZ	DeltaX	F1	F2	xGesamt
225	96,018	63	41,358					82,716
222	90,807	60	36,147	3	5,211	300	172,71	72,294
219	86,256	57	31,596	3	4,551	300	197,76	63,192
216	82,236	54	27,576	3	4,02	300	223,88	55,152
213	78,666	51	24,006	3	3,57	300	252,10	48,012
210	75,474	48	20,814	3	3,192	300	281,95	41,628
207	72,615	45	17,955	3	2,859	300	314,80	35,91
204	70,047	42	15,387	3	2,568	300	350,47	30,774
201	67,746	39	13,086	3	2,301	300	391,13	26,172
198	65,679	36	11,019	3	2,067	300	435,41	22,038
195	63,834	33	9,174	3	1,845	300	487,80	18,348
192	62,19	30	7,53	3	1,644	300	547,45	15,06
189	60,735	27	6,075	3	1,455	300	618,56	12,15
186	59,454	24	4,794	3	1,281	300	702,58	9,588
183	58,344	21	3,684	3	1,11	300	810,81	7,368
180	57,39	18	2,73	3	0,954	300	943,40	5,46
177	56,586	15	1,926	3	0,804	300	1119,40	3,852
174	55,929	12	1,269	3	0,657	300	1369,86	2,538
171	55,413	9	0,753	3	0,516	300	1744,19	1,506
168	55,029	6	0,369	3	0,384	300	2343,75	0,738
165	54,78	3	0,12	3	0,249	300	3614,46	0,24
162	54,66	0	0	3	0,12	300	7500,00	0

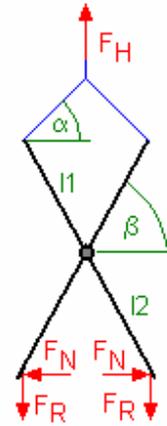
B4: Analytische Berechnung des Greifers

Summe aller Kräfte in y-Richtung im Aufhängepunkt:

$$2 \cdot F_S \cdot \sin(\alpha) = 2 \cdot F_R \text{ auflösen, } F_S \rightarrow \frac{F_R}{\sin(\alpha)}$$

Geometrie im Aufhängepunkt ergibt:

$$l_S \cdot \cos(\alpha) = l_1 \cdot \cos(\beta) \text{ auflösen, } \alpha \rightarrow \left(\begin{array}{c} \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right) \\ -\arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right) \end{array} \right)$$



Summe aller Kräfte in x- und y-Richtung:

$$F_N - F_{Bx} + F_S \cdot \cos(\alpha) = 0$$

$$-F_R + F_{By} + F_S \cdot \sin(\alpha) = 0$$

Summe aller Momente um den Mittelbolzen:

$$-F_S \cdot l_1 \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\alpha) - F_S \cdot l_1 \cdot \cos(\beta) \cdot \sin(\alpha) + F_N \cdot l_2 \cdot \sin(\beta) - F_R \cdot l_2 \cdot \cos(\beta) = 0$$

Einsetzen der bekannten Größen:

$$-F_S \cdot l_1 \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\alpha) - F_S \cdot l_1 \cdot \cos(\beta) \cdot \sin(\alpha) + F_N \cdot l_2 \cdot \sin(\beta) - F_R \cdot l_2 \cdot \cos(\beta) = 0$$

ersetzen, $F_S = \frac{F_R}{\sin(\alpha)}$

ersetzen, $\alpha = \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)$

auflösen, F_N

ersetzen, $F_R = \frac{F_H}{2}$

sammeln, F_H

→

$$\frac{2 \cdot 0 \cdot l_1 \cdot \sin\left(\beta + \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right) - 1 \cdot 0 \cdot l_2 \cdot \sin\left(\beta - 1 \cdot 0 \cdot \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right) + l_2 \cdot \sin\left(\beta + \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right)}{2 \cdot 0 \cdot l_2 \cdot \cos\left(\beta - 1 \cdot 0 \cdot \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right) - 2 \cdot 0 \cdot l_2 \cdot \cos\left(\beta + \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right)} \cdot F_H$$

Somit ergibt sich der Zusammenhang zwischen Normalkraft und Hubkraft wie folgt:

$$F_N = \frac{2.0 \cdot l_1 \cdot \sin\left(\beta + \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right) - 1.0 \cdot l_2 \cdot \sin\left(\beta - 1.0 \cdot \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right) + l_2 \cdot \sin\left(\beta + \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right)}{2.0 \cdot l_2 \cdot \cos\left(\beta - 1.0 \cdot \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right) - 2.0 \cdot l_2 \cdot \cos\left(\beta + \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right)} \cdot F_H$$

$$\beta := 1^\circ, 1.1^\circ \dots 89^\circ$$

$$l_2 := 200\text{mm} \quad \mu := 0.3$$

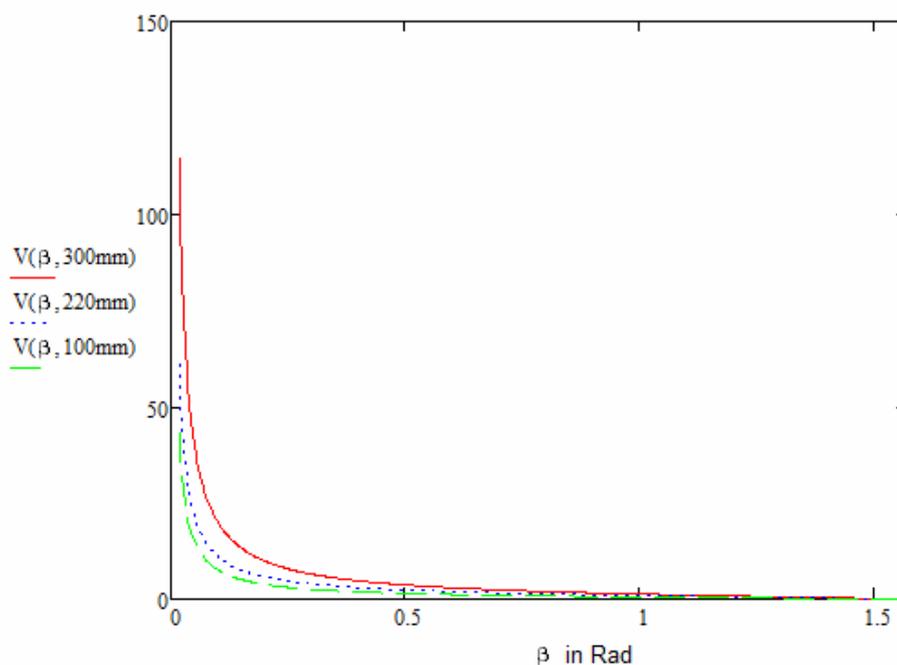
$$F_H := 100\text{N}$$

$$l_S := 300\text{mm}$$

Definition des Vergrößerungsfaktors:

$$V(\beta, l_1) := \frac{2.0 \cdot l_1 \cdot \sin\left(\beta + \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right) - 1.0 \cdot l_2 \cdot \sin\left(\beta - 1.0 \cdot \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right) + l_2 \cdot \sin\left(\beta + \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right)}{2.0 \cdot l_2 \cdot \cos\left(\beta - 1.0 \cdot \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right) - 2.0 \cdot l_2 \cdot \cos\left(\beta + \arccos\left(\frac{l_1 \cdot \cos(\beta)}{l_S}\right)\right)}$$

$$F_N(\beta, l_1) := V(\beta, l_1) \cdot F_H$$



Anhang C: Literaturverzeichnis

Cervený, M./Sturm, T. (2012): Lebenszykluskosten neuer Heizsystemen für alte Einfamilienhäuser Vergleich der Lebenszykluskosten von Heizöl-, Erdgas-, Pellet- und Scheitholzheizungen für Einfamilienhäuser in drei (+ neun) Szenarien. Wien: Österreichische Gesellschaft für Umwelt und Technik.

Grote, K.-H./Feldhusen, J. (Hrsg.) (2007): Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau. 22. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Verlag.

Hoffmann, K./Krenn, E./Stanker, G. (2004): Fördertechnik 2. Wien: R. Oldenbourg.

Konsument 11/2012 (2012), 52 Seiten, Neudörfel: Leykam Druck & Co KG

Böge, W. (2007): Handbuch Elektrotechnik, Wiesbaden: Vieweg Verlag

Pahl, G./Beitz, W./Feldhusen, J./ Grote, K.-H. (2007): Pahl/Beitz Konstruktionslehre. 7. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer Verlag

Anhang D: Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Halbautomatischer Heizkessel TIMBER der Fa. Lopper..... 6
In: http://www.heizbaer.com/uploads/pics/Scheitholzkessel-TIMBER_white.jpg
[Stand: 15.01.2013]

Abbildung 2: Annuität (Jahreskosten) verschiedener Heizungsarten für ein Einfamilienhaus mit einem Heizenergiebedarf von 20.000 kWh bei aktuellen Energiepreisen 7
In: Cervený, M./Sturm, T. (2012): Lebenszykluskosten neuer Heizsystemen für alte Einfamilienhäuser Vergleich der Lebenszykluskosten von Heizöl-, Erdgas-, Pellet- und Scheitholzheizungen für Einfamilienhäuser in drei (+ neun) Szenarien. Wien: Österreichische Gesellschaft für Umwelt und Technik.

Abbildung 3: Annuität (Jahreskosten) verschiedener Heizungsarten für ein Einfamilienhaus mit einem Heizenergiebedarf von 30.000 kWh bei aktuellen Energiepreisen 8
In: Cervený, M./Sturm, T. (2012): Lebenszykluskosten neuer Heizsystemen für alte Einfamilienhäuser Vergleich der Lebenszykluskosten von Heizöl-, Erdgas-, Pellet- und Scheitholzheizungen für Einfamilienhäuser in drei (+ neun) Szenarien. Wien: Österreichische Gesellschaft für Umwelt und Technik.

Abbildung 4: Annuitäten (Jahreskosten) verschiedener Heizungsarten für ein Einfamilienhaus mit einem Heizenergiebedarf von 40.000 kWh bei aktuellen Energiepreisen 8
In: Cervený, M./Sturm, T. (2012): Lebenszykluskosten neuer Heizsystemen für alte Einfamilienhäuser Vergleich der Lebenszykluskosten von Heizöl-, Erdgas-, Pellet- und Scheitholzheizungen für Einfamilienhäuser in drei (+ neun) Szenarien. Wien: Österreichische Gesellschaft für Umwelt und Technik.

Abbildung 5: Heizwert der Brennstoffe 9

In: <http://www.meineheizung.de/fotos/content/Heizwert-Heizoel.jpg>
[Stand: 15.01.2013]

Abbildung 6: Umrechnungsfaktoren der verschiedenen Raummaße 11
In: http://www.tfz.bayern.de/sonstiges/16028/poster_b_tu_umrechnungsfaktoren_raumma_e_scheitholz.pdf
[Stand: 20.01.2013]

Abbildung 7: Funktionsstruktur der Anlage 13

Abbildung 8: Übersicht über die diskutierten Lösungsprinzipien 14

Abbildung 9: geschüttetes Scheitholz..... 15
In: http://www.landwirt.com/ez/ezdiaartikel/admin/diashow/art_cl_posch_spaltfix/18.jpg
[Stand: 15.01.2013]

Abbildung 10: Typische Formabweichungen: Äste, Abweichungen von der Prismenform 15

Abbildung 11: Prinzip Schüttgut 16

Abbildung 12: Prinzip Bandförderer 17

Abbildung 13: Prinzip Schwingförderer 18

Abbildung 14: Prinzip Becherwerk..... 19

Abbildung 15: Prinzip Schüttgutgreifer..... 20

Abbildung 16: Kaminholzgreifer der Fa. DORN-TEC 20
In: <http://dorntec.com/Bilder/woodpolyp2.jpg>
[Stand: 26.12.2012]

Abbildung 17: Prinzip Stückgut..... 22

Abbildung 18: Prinzip Greifer 22

Abbildung 19: Prinzip Dorn 23

Abbildung 20: Sapie der Fa. Stubai 23
In: http://tooltech.at/uploads/pics/6734_51-54.jpg, http://tooltech.at/uploads/pics/6734_01-04.jpg
[Stand: 02.01.2013]

Abbildung 21: Prinzip Schraube..... 24

Abbildung 22: Prinzip Pneumatik 25

Abbildung 23: Förderzyklus und zugeordnete Arbeiten 26

Abbildung 24: Auswahl der Lösungsprinzipien für die Vorstudien..... 28

Abbildung 25: mögliche Varianten der Lösungsprinzipien.....	29
Abbildung 26: Variante externer Formschluss	30
Abbildung 27: Variante interner Formschluss.....	30
Abbildung 28: Variante kraftschlüssiger Greifer	31
Abbildung 29: Kräfte am Holzscheid	31
Abbildung 30: Variante Mikroformschlüssiger Greifer	32
Abbildung 31: Variante Schlagdorn mit Fallgewicht.....	33
Abbildung 32: Prinzip Schlagdorn mit Elektromagnet	33
Abbildung 33: In Frage kommender Hubmagnet, $W=700\text{Ncm}$	34
Abbildung 34: Variante Dorn mit Eigengewicht	35
Abbildung 35: Tabelle zur Bewertung der Stückgutvorstudien.....	37
Abbildung 36: Tabelle zur Bewertung der Schüttgutvorstudien	37
Abbildung 37: Erster Konstruktionsansatz: Schlagdorn mit Fallgewicht	38
Abbildung 38: Darstellung des Förderzyklus	39
Abbildung 39: Messstand zur Ermittlung der Eindringarbeit.....	41
Abbildung 40: Schematischer Versuchsablauf	42
Abbildung 41: Foto des Messstandes	43
Abbildung 42: Untersuchte Dornformen (Auszug)	43
Abbildung 43: Berechnungsskizze zum Messstand	44
Abbildung 44: Skizze zur Winkelberechnung	45
Abbildung 45: Skizze zur Zugkraftmessung.....	46
Abbildung 46: Varianten der Schlagführung	47
Abbildung 47: Übersicht über die Lösungsprinzipien für den Biegemomentenausgleich.....	48
Abbildung 48: Prinzip Kugelgelenk	49
Abbildung 49: Prinzip Drahtseil	49

Abbildung 50: Ausführung als nachgiebiges System	50
Abbildung 51: Ausführung als redundantes System.....	51
Abbildung 52: Erster Konstruktionsansatz: Greifer mit Gewindespindel und E-Motor.....	52
Abbildung 53: Kraftverlauf über die Schließbewegung	54
Abbildung 54: Lösungsprinzipien für den Biegemomentenausgleich	56
Abbildung 55: Lösungsprinzipien für die Vorschubbewegung	57
Abbildung 56: Prinzipien für die Momentenübertragung.....	57
Abbildung 57: Erster Konstruktionsansatz: Schwingförderer	58
Abbildung 58: Versuchsaufbau des Schwingförderers	60
Abbildung 59: Rüttler; max. Unwuchtmasse ca. 1.3kg	60
Abbildung 60: Prototyp der Schlagdornvariante.....	62
Abbildung 61: Fotos des Schlagdornprototyps	63
Abbildung 62: Verwendeter Permanentmagnet mit elektrischer Entmagnetisierung.....	64
Abbildung 63: Prototyp der Schraubvariante.....	65
Abbildung 64: Schrauben für den Versuch	66
Abbildung 65: Greifen eines Scheits bei langem und kurzem Dorn	67
Abbildung 66: Generelle Möglichkeiten für den Momentenausgleich.....	68
Abbildung 67: Lösungsprinzipien für den Biegemomentenausgleich	69
Abbildung 68: Erster Konstruktionsansatz: Drahtseil und Feder	70
Abbildung 69: Biegemomentenausgleich	71
Abbildung 70: Erste Modifikation des Bohrfutters.....	71
Abbildung 71: Modifizierte Konstruktion.....	72
Abbildung 72: Schnittdarstellung des Bohrfutters	73
Abbildung 73: Kardangelenk mit Blockiermöglichkeit.....	74

Abbildung 74: Letztstand der Schraubvariante	75
Abbildung 75: Detailansicht des Gelenks	75
Abbildung 76: Prinzipbild des Ausgleichs außerhalb des Bohrfutters	77