



Diplomarbeit

Konzeptionelle Entwicklung von elektromechanischen Linearantrieben

von Johannes Riegler

Durchgeführt am Institut für Fahrzeugtechnik
Member of the Frank Stronach Institute

Betreuer:
Dr. techn. Mario Hirz
Dr. techn. Haymo Niederkofler

Graz, im Oktober 2012

The logo for FTG, with "FT" in a bold, blue, italicized sans-serif font and "G" in a lighter, grey, italicized sans-serif font.

Danksagung

Ich möchte diesen Abschnitt nutzen, um mich in verschiedener Weise bei allen Personen zu bedanken, die mich während der gesamten Studienzzeit unterstützt und begleitet haben.

Zunächst sei an dieser Stelle mein Diplomarbeitbetreuer Univ.-Doz. Dr. Mario Hirz erwähnt, der beinahe zu jeder Zeit erreichbar war und sich hervorragend um mich und meine Anliegen gekümmert hat. Für die unzähligen diplomarbeitsspezifischen Gespräche hatte er stets ein offenes Ohr und die richtigen Ratschläge parat. Neben der Möglichkeit am Institut für Fahrzeugtechnik der TU Graz meine Diplomarbeit zu verfassen, möchte ich hier auch den überaus angenehmen Kontakt zu den Mitarbeitern erwähnen, da Sie ebenfalls mit Rat und Tat zur Seite standen.

Des Weiteren möchte ich mich auch noch bei den Herrn Dr. Daniel Kohlreider, Dr. Haymo Niederkofler und der Firma Logicdata bedanken, welche mich mit fachspezifischen Informationen zum Thema Lineartechnik und Aktuatorik versorgten.

Alle universitären Herausforderungen während meines gesamten Studiums wäre ohne die Unterstützung meiner Eltern und meiner Familie vermutlich nicht möglich gewesen. Daher möchte ich mich in aller Form auch bei ihnen und meiner Freundin Carolina bedanken - speziell für den positiven Zuspruch in schweren Zeiten.

Dank gebührt auch meinen Freunden und langjährigen Studienkollegen, insbesondere Dipl.Ing. Thorsten Selic, der jederzeit bereit war, sein während des Studiums angeeignetes Wissen unterstützend an mich weiterzugeben.

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am

.....

(Johannes Riegler)

Kurzfassung

Die Bedeutung von Linearaktuatoren in der Automatisierungsbranche hat in den letzten Jahren wesentlich zugenommen. Neben Führungs- und Hubvorgängen werden sie in erster Linie für Positionierungsaufgaben eingesetzt. Durch immer neue Fertigungsmethoden gelingt es so, noch effizientere Produkte auf den Markt zu bringen. Das Thema der Neu- oder Weiterentwicklung spielt also in der Automatisierungsbranche eine große Rolle. Im Fokus liegt dabei neben der primären Wirkungsgradsteigerung natürlich auch die Kostenreduzierung. Das breitgefächerte Feld an verfügbaren Linearantrieben lässt hinsichtlich der Kundenanforderungen beinahe keine Wünsche offen. Aus diesem Grund sind die Hersteller von linearen Antriebseinheiten stets versucht, weitere energieeffiziente Antriebe zu entwickeln um den Nutzern ein möglichst großes Sortiment an Linearsystemen anbieten zu können. Die Antriebe selbst unterscheidet man dabei nach ihrem Kraftübertragungsprinzip. Im Wettbewerb mit anderen Herstellern zählen insbesondere Verbesserungen hinsichtlich der Reibungsminimierung in Führungen und Antriebsteilen.

Für die Erstellung und Weiterentwicklung von Konzepten steht grundsätzlich eine Vielzahl an Bewertungsmethoden zur Verfügung, welche meist in mehrere Phasen aufgeteilt sind. Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde zur Findung von allgemeinen Lösungsvorschlägen eine Brainstorming Einheit mit mehreren Teilnehmern durchgeführt und ausgewertet. Die daraus entstandenen, einfachen Konzepte wurden zunächst analysiert und in weiterer Folge mittels zuvor festgelegten Anforderungen in einer Nutzwertanalyse bewertet. Diese Anforderungen sind im Wesentlichen auf die potentiellen Kunden bezogen und beinhalten wichtige Faktoren wie Geräuschemission, Kosten und Energieeffizienz.

Die Erstellung der Nutzwertanalysen diente als Basis für die weitere Konzeptentwicklung, welche den eigentlichen Kern dieser Arbeit bildet. Anhand der Ergebnisse wurden etwaige Konzeptionsmöglichkeiten abgeschätzt und verglichen. Dabei konnten verschiedene Eigenschaften von Antrieben miteinander kombiniert werden, um ein bestmögliches Endresultat zu erreichen. Im weiteren Verlauf wurde neben der Erstellung einer Bewertungsmatrix für die Konzeptvorschläge auch eine Funktionsanalyse handelsüblicher bzw. aktueller Systeme durchgeführt. In Bezug auf die vorhergehende Anforderungserfassung orientierte sich die darauffolgende Konstruktion zweier Variantenstudien an den Ergebnissen beider Nutzwertanalysen.

Ziel dieser Arbeit war die Konstruktion und Auslegung zweier reibungsoptimierter Teleskophubsystem-konzepte. Betrachtet man den Produktentwicklungszyklus, ist die Kernarbeit im vorderen Abschnitt angesiedelt und die ausgearbeiteten Konzepte befinden sich so gesehen in der frühen Phase. Im Kapitel 8 werden die Vor- und Nachteile beider Konzepte betrachtet und in einem konkreten Anwendungsfall dargestellt.

Abstract

The importance of linear devices, especially linear actuators has increased over the last couple of years. According to even more high valued manufacturing engineering the products are getting better steadily. In this way, new developments and enhancements are significant for the automation industrie focusing the increase of efficiency factors and minimisation of costs. Every producer of linear actuators is urged to develop efficient products to offer a wide range of different devices. The devices are seperated due to their mechanism of force transfer. Competition between producers are leading to better products in reference to an overall friction reduction.

There are a lot of valuation methods for bringing up new concepts or product improvements which can be separated into different phases of progress. Finding a solution for the given requirements in this diploma thesis a brainstorming session was hold to get new ideas from members of the Institute of Automotive Engineering at Graz University of Technology . After the valued ideas got analysed the results were discussed in a benefit analysis. The main evaluation criteria were noise emission, costs and overall efficiency.

The main topic in this thesis includes the concept development of linear operating devices. According to this the results mentioned in chapter 7 and 8 are based on the evaluation of the benefit analysis. Those results lead to a comparison of every single concept idea and many drive mechanisms are picked up for the concept construction. In addition to that an extra analysis of commercial linear devices was made.

A goal of this diploma thesis is the combination of multiple mechanisms with a high efficiency value based on the results of the benefit analysis evaluation. This implies the construction of two friction optimized telescope actuators. Regarding to the product design cycle the thesis focus lies at the beginning of conception progress.

In chapter 8 the two constructions are discussed separately to show up the pros and cons of the realised conceptions. Finally, one of the conceptionally designed actuators is placed in a vertical move-in system for trailer truck superstructures.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	i
Eidesstattliche Erklärung	ii
Kurzfassung	iii
Abstract	iv
Inhaltsverzeichnis	v
Abkürzungen und Formelzeichen	viii
1 Einleitung	1
1.1 Ziel dieser Diplomarbeit	2
1.2 Aufbau der Diplomarbeit	3
2 Technische Grundlagen	4
2.1 Aufbau und Funktionsweise einer konventionellen linearen Antriebseinheit	4
2.2 Kinematische Zusammenhänge bei geradlinigen Bewegungen	6
2.2.1 Geradlinige Bewegung	6
2.2.2 Kreisbewegung	7
2.3 Beispielhafte Berechnung einer Zahnriemengesteuerten Lineareinheit.....	8
2.3.1 Allgemeine Bewegungsgleichungen.....	9
2.3.2 Arbeit, Leistung und Energieverhältnisse bei Linearantrieben	12
3 Linearantriebssysteme	14
3.1 Klassifizierung der Antriebe	15
3.1.1 Elektrische Antriebe.....	16
3.1.1.1 Aufbau eines Linearmotors inklusive Führungssystem.....	16
3.1.1.2 Funktionsprinzip eines Linearmotors	17
3.1.1.3 Vorteile und Nachteile gegenüber anderen Linearsystemen	18
3.1.2 Elektromechanische Antriebe	19
3.1.2.1 Antriebseinheit	19
3.1.2.2 Getriebeeinheit.....	23
3.1.2.3 Übertragungseinheit.....	23
3.1.2.4 Schienenführungssysteme (PSF)	26
3.1.3 Pneumatische Antriebe.....	27
3.1.4 Hydraulische Antriebe.....	28
3.2 Einsatzbedingungen für Linearantriebe	28
4 Produktentwicklung	31
4.1 Verlaufsmodell einer Produktplanung	31
4.2 Konzept- und Anforderungsfindung	33
4.2.1 Anforderungsmanagement	34
4.2.2 Ermittlung von Anforderungen	35
4.2.3 Anforderungsstrukturierung	36
4.2.4 Analyse und Gewichtung von Anforderungen	37

5	Brainstorming und Konzeptfindung	39
5.1	Was ist Brainstorming	39
5.1.1	Ablauf einer Brainstorming-Einheit	40
5.2	Diplomarbeitsspezifisches Brainstorming	41
5.2.1	Anforderungen	41
5.2.2	Ergebnisse und Lösungsauflistung	42
5.2.3	Konzeptauswertung und Beurteilung	48
5.2.4	Einzelbewertung der Lösungsansätze	49
5.2.5	Zusammenfassung der Brainstorming Einheit	52
6	Nutzwertanalyse und Variantenauswahl	54
6.1	Nutzwertanalyse (NWA).....	54
6.1.1	Hintergründe und Motivation zur Durchführung der NWA	54
6.1.2	Verschiedene Arten von Nutzwertanalysen	55
6.1.3	Zusammenfassung	56
6.2	Diplomarbeitbezogene Nutzwertanalyse	56
6.2.1	Ablauf der NWA	56
6.2.2	Erfassung der Zielsetzungen	56
6.2.3	Nutzwertanalyse 1: konventionelle Linearsysteme	59
6.2.4	Nutzwertanalyse 2: Beurteilung der Konzeptstudien	63
6.2.5	Vergleich der Nutzwertanalysen und Überleitung zur Konstruktion	65
7	Konstruktion der Konzeptentwicklungen	69
7.1	Konzept A: der Lochbandantrieb (LBA)	69
7.1.1	Einführung in die Konstruktion des Konzept A	69
7.1.2	Modellierung der Lochbandvariante	70
7.1.2.1	Antriebseinheit	72
7.1.2.2	Untere Antriebsgruppe mit Antriebsrad und Bolzenlagerung	73
7.1.2.3	Oberes Antriebsende – Umlenkung und Spannvorrichtung	77
7.1.2.4	Innenstruktur des Antriebs – Stützprofile und Lochband	78
7.1.2.5	Äußere Abschlussprofile – Begrenzungselemente und Teleskopstützen	83
7.1.2.6	Allgemeines zur Konstruktion und Funktionsweise	85
7.2	Konzept B: Rollengewindetrieb (RGT)	87
7.2.1	Stand der Technik bei Trapezgewindespindelssystemen	87
7.2.2	Konstruktion und Gesamtantrieb	88
7.2.2.1	Antriebseinheit der Hubeinrichtung	89
7.2.2.2	Konstruktion der Übertragungsprofile und der Radträger	91
7.2.2.3	Zusammenbau und Abbildung des gesamten Linearaktuators	94
8	Bewertung und Anwendungsfall	99
8.1	Konzeptvergleich	99
8.1.1	Diskussion Konzept A	99
8.1.2	Diskussion Konzept B	102
8.2	Anwendungsfall – optimierter Fernverkehrsattelzug	104

9 Zusammenfassung und Ausblick.....	109
Literaturverzeichnis	110
Abbildungsverzeichnis	113
Tabellenverzeichnis	115
Anhang.....	116

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

CAD	Computer Aided Design
ISO	International Organization for Standardization
CFD	Computational Fluid Dynamics
LKW	Lastkraftwagen
NWA	Nutzwertanalyse
3D	Dreidimensional

Formelzeichen

Lateinische Zeichen

A	[m ²]	Fläche
a	[m/s ²]	Beschleunigung
F	[N]	Allgemeine Kraft
F _G	[N]	Gewichtskraft
F _B	[N]	Beschleunigungskraft
F _t	[N]	Tangentialkraft
F _N	[N]	Normalkraft
F _R	[N]	Reibkraft
F _A	[N]	Axialkraft
F _V	[N]	Vorspannkraft
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung
i	[-]	Übersetzung
J	[kg m ²]	Massenträgheitsmoment
l	[m]	Länge
m	[kg]	Masse
M	[Nm]	Drehmoment
n	[1/min]	Drehzahl
P	[W]	Leistung
t	[s]	Zeit
v	[m/s]	Verfahrgeschwindigkeit
s	[m]	Verfahrweg
E _{kin}	[J]	Bewegungsenergie

Griechische Zeichen

$\ddot{\varphi}$	[1/min ²] [1/s ²]	Winkelbeschleunigung
μ	[m ² /s]	Viskosität
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit
τ	[N/mm ²]	Schubspannung

....agere – lat. tun, machen, antreiben

[das Wort **Aktuator** leitet sich im Allgemeinen von diesem lateinischen Begriff ab und bedeutet übersetzt „etwas in Bewegung versetzen“ – die Begriffsdefinition spiegelt sich dabei nicht nur im Kernthema der Arbeit wieder, sondern auch in der Motivation die gesammelten Informationen in ein abschließendes Werk zu fassen]

1 Einleitung

Linearantriebe und das Gebiet der Lineartechnik im Allgemeinen stellen einen großen Bereich in der Antriebstechnik dar. Diese Teildisziplin beschäftigt sich im Wesentlichen mit der Umwandlung von rotatorischen in translatorische Bewegungen. Elektromechanische Systeme verrichten zumeist translatorische Bewegungen. Durch allgemeine kinematische Gleichungen können für gewöhnlich alle relevanten Beziehungen zwischen rotatorischer Krafteinleitung und translatorischer Vorschubbewegung hergestellt werden.

Die Geschichte der linearen Bewegungsformen bzw. der linearen Gesamtantriebe liegt weit zurück und reicht bis hin zu den Ägyptern, die bereits primitive Rollensysteme als Fortbewegungsmittel für tonnenschwere Gesteinsblöcke verwendeten. Dabei unterschieden sie zu dieser Zeit schon in Gleit- und Rollenführungssysteme. Abbildung 1.1 zeigt eine Gleitführung aus runden Hölzern. Die Balken wurden kreuzförmig übereinander gelegt und anschließend über ein schienenartiges System aus weiteren Holzbalken gezogen. Nur so war der Bau der bis heute gut erhaltenen Pyramiden möglich. Auf mehreren vorgefertigten, kreisrunden Baumstämmen wurden die durchschnittlich 2,5t schweren Steinquader platziert und mittels Seilen von Arbeitern über jene gezogen. Entlang von schienenartigen Bahnen zogen die Arbeiter dabei auf Schlitten gelagerte Blöcke über Querhölzer mit runden Querschnitten. Als Schmiermittel wurde zwischen den Kontaktstellen der Rundhölzer eine Mischung aus Wasser und Öl eingesetzt um die Reibung nachhaltig zu reduzieren. [1]



Abbildung 1.1: Linearführung Ägypten ca. 2600 v. Chr. [1]

Das Grundprinzip der Wälzlagerung wird heute bei einer Vielzahl von Profilschienenführungssystemen angewendet. Durch neuartige und vor allem sehr präzise Fertigungsmethoden existiert mittlerweile eine Vielzahl an Linearführungsmöglichkeiten, welche in Kapitel 2 näher erläutert werden.

Der Begriff „Linearantrieb“ beinhaltet sowohl die bereits erwähnten Linearführungen als auch die elektrische Antriebseinheit. Zusammen ergeben diese Komponenten den sogenannten „Linearaktuator“. Aktuatoren sind in der Antriebstechnik grundsätzlich diejenigen Elemente,

welche einen digitalen Befehl (analoge Befehle werden mittels AD Wandler transformiert) in eine mechanische Bewegung umwandeln. Hierbei erfolgt die Transformation einer elektrischen Größe in Bewegungsenergie. Die umgewandelte Energie ist dabei betragsmäßig abhängig vom Wirkungsgrad des gesamten Antriebs.

Hinsichtlich der Umsetzung der eingebrachten elektrischen Energie in mechanische Energie bzw. Hubarbeit unterteilt man Aktuatoren grob in vier verschiedene Gruppen. Diese Hauptgruppen der linearen Antriebstechnik sind:

- Elektrische Antriebe
- Elektromechanische Antriebe
- Pneumatische Antriebe
- Hydraulische Antriebe

Die angeführten Antriebsvarianten stellen aber lediglich die Hauptgruppen dar. Betrachtet man die prozentuale Verteilung am Markt, stellt die Rubrik der elektromechanischen Antriebe im Vergleich zu den anderen die größte Gruppe dar und umfasst in ihrer Klassifizierung neben Motoren und Getrieben auch die sogenannten Übertragungselemente. Siehe dazu ebenfalls Kapitel 2 der vorliegenden Arbeit. Darin werden die angesprochenen Elemente näher erörtert und beschrieben.

1.1 Ziel dieser Diplomarbeit

Neben einer umfangreichen Literaturrecherche der am Markt befindlichen linearen Antriebssysteme befasst sich diese Arbeit im Wesentlichen mit der Konzeptentwicklung neuartiger Antriebssysteme. Aus einer mit mehreren Personen durchgeführten Brainstorming Einheit werden die gesammelten Ideen zu Papier gebracht und anschließend durch eine Nutzwertanalyse bewertet. Die grundlegenden Vorgaben bzw. Rahmenbedingungen sind gegeben mit:

- 10 Fahrzyklen pro Tag
- Maximaler Hub 700mm
- Maximale Bauhöhe 560mm
- 11 Jahre Lebensdauer
- Verfahrgeschwindigkeit $\geq 40\text{mm/s}$
- Kleinste Last $F_{\min} = 300\text{N}$
- Größte Last $F_{\max} = 1200\text{N}$
- Statische Beanspruchung $F_{\text{stat}} = 2000\text{N}$

Darüber hinaus sollen auch Faktoren wie Effizienz, Kosten, Geräuschentwicklung und Wirkungsgrade berücksichtigt werden. Die Auswertung dieser Nutzwertanalyse ermöglicht ein Herausfiltern der besten Konzepte. Im Rahmen dieser Arbeit werden jene zwei Varianten mit der höchsten Punkteanzahl ermittelt und die Funktionsweise für die weitere Konzeptionierung aufgegriffen. Die Varianten werden im eigentlichen Hauptteil der Arbeit näher betrachtet und anschließend mit dem 3D CAD Programm CATIA V5 [2] konstruiert. Ziel dieser Arbeit ist die Abbildung zweier effizienter linearer Hubeinheiten mit hohem Wirkungsgrad. Die konstruierten elektromechanischen Lineareinheiten werden schließlich in den hinteren Rungen eines Sattelauflegers platziert, um einen möglichen Anwendungsbereich abzubilden.

1.2 Aufbau der Diplomarbeit

Am Anfang dieser Arbeit werden die verschiedensten Ausführungsarten von Linearantrieben durchleuchtet, zusammengefasst und erklärt. Die Klassifizierung der branchenüblichen Linearantriebe mit hohem prozentualem Marktanteil wird dabei später in Kapitel 3 behandelt und zusammengefasst.

Kapitel 2 befasst sich mit den theoretischen Grundlagen kinematisch geradliniger Systeme, welche nachfolgend auch für die Berechnung der beiden ausgearbeiteten Konzeptstudien relevant sind. Die grundlegenden Bewegungsgleichungen, sowie Hubarbeit und Kreisbewegungen erfahren hierbei eine nähere Erörterung.

Nach der Einteilung und Auflistung der gängigen Aktorikmodelle und einem kurzen Exkurs in das Thema der klassischen Konzeptentwicklung folgt der eigentliche Hauptteil dieser Diplomarbeit. In den Kapiteln 5, 6 und 7 werden zum einen neue Konzeptlösungen für die gegebenen Rahmenbedingungen gefunden und zum anderen die beiden Varianten mit dem größten Entwicklungspotential konstruiert und berechnet. Dabei soll die Brainstorming Einheit die allgemeine Ideenfindung in der Gruppe darstellen.

Die letzten beiden Kapitel (8 und 9) sollen dem Leser/der Leserin noch einmal die durchgeführten Arbeiten klar verdeutlichen und einen kleinen Ausblick in die Zukunft der elektromechanischen Lineareinheiten geben.

Die Gliederung der Diplomarbeit ist in Abbildung 1.2 mit Hilfe eines Flussdiagramms noch einmal separat dargestellt:

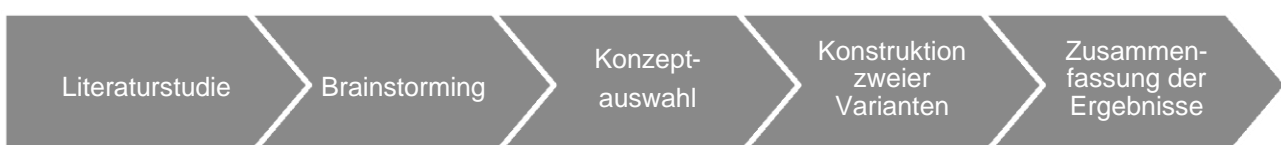


Abbildung 1.2: Gliederung der Diplomarbeit

2 Technische Grundlagen

Die Gruppe der Linearantriebe bzw. die lineare Antriebstechnik ist nur eine Teildisziplin der allgemein übergeordneten Antriebstechnik. Grundsätzlich befasst sich diese Sparte mit mechanischen Einheiten, welche prinzipiell translatorische Bewegungen durchführen. Da die elektrischen Antriebseinheiten im Inneren einer Lineareinheit meist eine rotatorische Ausgangsgröße oder Bewegung aufweisen, muss diese Bewegung über ein geeignetes Übertragungselement in eine translatorische Größe umgewandelt werden. Diese Art der Umwandlung wurde bereits in der Antike mittels Gleitgewindetrieben realisiert. Seit dem frühen 19. Jahrhundert entwickelte sich die Lineartechnik als Untergruppe der Antriebstechnik stetig weiter. Mit vereinfachten Konstruktionsbedingungen und verbesserten Herstellungsmöglichkeiten war der Fortschritt auf diesem Sektor unaufhaltsam.

Linearsysteme sind zum einen Antriebseinheiten und dienen zum anderen auch als Führungseinheiten. Viele Firmen sind auf der Suche nach technischen Komplettlösungen und nützen daher den Vorteil dieser kombinierten Aktorik. Ohne einzelne Bauteile extra berechnen zu müssen, werden die bereitgestellten Eigenschaften der Lineareinheit verwendet, um das Bauteil am jeweiligen Einsatzort in die Konstruktion einzubinden. So kann für beinahe jede Anforderung die passende lineare Antriebseinheit gefunden werden.

2.1 Aufbau und Funktionsweise einer konventionellen linearen Antriebseinheit

Der grundlegende Aufbau einer Lineareinheit ist in Abbildung 2.1 dargestellt. Die drei Positionen zeigen die Hauptbauteile des Antriebs. Neben der Übertragungseinheit (Position 1) spielen auch das Getriebe (Position 2) und der elektrische Antrieb (Position 3) eine wesentliche Rolle. Das gezeigte Bild soll lediglich zum besseren Verständnis der folgenden Absätze dienen. Alle dargestellten Hauptbauteile werden in Kapitel 3 näher beschrieben und der Klassifizierung untergeordnet.



Abbildung 2.1: Konventionelle Trapezgewindehubeinheit [3]

2. Technische Grundlagen

Als Übertragungselement kommt beim in Abbildung 2.1 abgebildeten Antrieb ein Trapezgewindetrieb zum Einsatz. Dabei wird die rotatorische Eingangsgröße am Säulenboden über die Gewindesteigung in einen translatorischen Vorschub umgewandelt.

Position 2 bezeichnet die verbaute Getriebeeinheit. In diesem speziellen Fall wird das Eingangsdrehmoment des Elektromotors (Position 3) über einen schmalen Zahnriemen auf das Abtriebsrad der Trapezspindel übertragen. Mit der Berechnung des erforderlichen Übersetzungsverhältnisses und einer anschließenden Auswahl geeigneter Riemenräder ist also ein direkter Eingriff auf die Übersetzung möglich. Die Antriebseinheit (Position 3) sitzt koaxial versetzt neben der Spindelsäule und liefert das benötigte Drehmoment, um eine konkrete Last zu heben.

Im Wesentlichen werden das Drehmoment und die sich daraus ergebende Winkelbewegung im Umschlingungsbogen des Riemenrades in eine axiale Kraft und eine Weggröße umgewandelt. Um diese kinematischen Beziehungen aufeinander zu beziehen und somit alle Bewegungsabläufe im System berechnen zu können, werden im nächsten Unterkapitel die relevanten Gleichungen angeführt. Als Referenzmodell dient ein linearer Zahnriemenantrieb (siehe dazu Kapitel 2.2).

Die Grundbewegungen sind in Abbildung 2.2 nochmal veranschaulicht. Bei den schematisch dargestellten Führungseinheiten handelt es sich links um eine Linearbewegung in Achsrichtung (die Vorschubachse muss vorher definiert werden) und rechts um eine Drehbewegung bezogen auf eine definierte Drehachse. Diese Prinzipien finden sich beispielsweise in Kugelschienenführungen und Radialgleitlagern wieder.

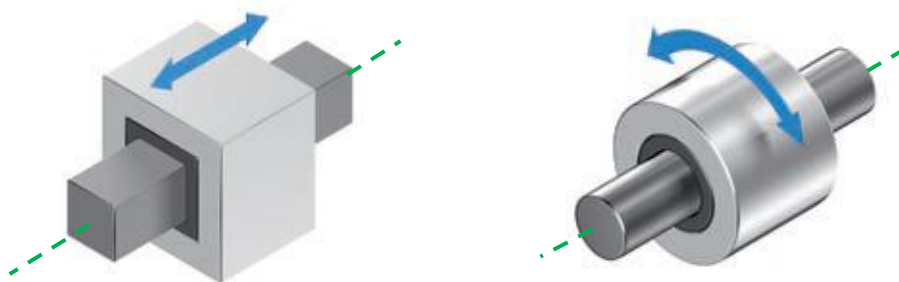


Abbildung 2.2: Translatorische (links) und rotatorische Bewegung (rechts) [4]

Während das linke Modell eine translatorische Bewegung entlang der grünen Achse zeigt, dient die Achse aus dem rechten Modell sowohl als Dreh- wie auch als Vorschubachse. Der Unterschied von 1 auf 2 ergibt sich durch den fehlenden Freiheitsgrad der Rotation. Sofern die Führungsschiene der linken Vorrichtung im Raum fixiert ist, verbleibt nur mehr ein Freiheitsgrad und somit eine lineare Bewegung entlang einer Achse. Die rechte Vorrichtung besitzt zwei Freiheitsgrade (wiederum vorausgesetzt, dass das Führungsprofil im Raum

fixiert ist). Das aufgebrachte Übertragungselement kann sich sowohl entlang einer Achse verschieben als sich auch um jene drehen.

2.2 Kinematische Zusammenhänge bei geradlinigen Bewegungen

Um jegliche Art der Bewegung in eine zuvor definierte Richtung beschreiben zu können, gibt es eine Anzahl von Gleichungen, die den Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit, Beschleunigung, Masse und Kraft angeben. Dieses Kapitel dient dazu, die Ansätze zu erfassen und sie kurz zu beschreiben.

2.2.1 Geradlinige Bewegung

Wird eine Masse in eine zuvor definierte Richtung beschleunigt, so erfährt der Körper eine Krafteinwirkung F und zusätzlich eine Beschleunigung a

$$F = m \cdot a \quad (2.1)$$

Abbildung 2.3 zeigt die Bewegung eines Punktes entlang einer vorgegebenen, geradlinigen Bahn

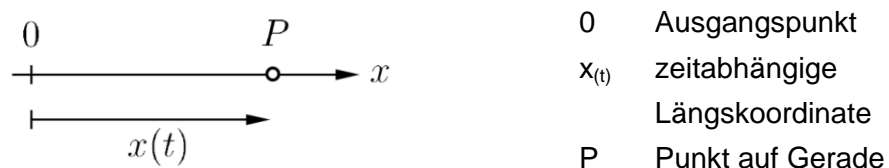


Abbildung 2.3: Geradlinige Bewegung [5]

Für Geschwindigkeit v und Weg x gelten des Weiteren folgende Zusammenhänge:

$$v = \frac{dx}{dt} = \dot{x} \quad (2.2)$$

$$a = \frac{dv}{dt} = \dot{v} = \ddot{x} \quad (2.3)$$

$$x = \int v \cdot dt \quad (2.4)$$

$$v = \int a \cdot dt \quad (2.5)$$

a	Beschleunigung	t	Zeit
v	Geschwindigkeit	x	Weg

Die Beschleunigung errechnet sich aus der einwirkenden Kraft und der Masse. Durch die Integration dieser Größe erhält man die Geschwindigkeits-Zeit-Gleichung und durch zweimaliges Integrieren die Weg-Zeit-Gleichung.

Bei gleichmäßiger Beschleunigung ($a = \text{konstant}$) und zuvor festgelegten Anfangs- bzw. Randbedingungen von $s_{(0)} = s_0$ und $v_{(0)} = v_0$ ergibt sich folgende Weg-Gleichung:

$$x = \frac{a}{2}t^2 + v_0t + x_0 \quad (2.6)$$

Der Beschleunigungsterm in der oberen Gleichung kann unter den gegebenen Randbedingungen gestrichen werden. Für die Geschwindigkeit gilt:

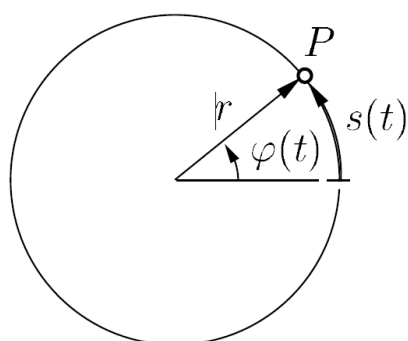
$$v = at + v_0 \quad (2.7)$$

Wenn die Beschleunigung gleich 0 ist, erfolgt eine konstante Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit. Diese Art der Bewegung ist als Translation definiert. Alle Punkte des bewegten Körpers bewegen sich in dieselbe, vorgegebene Richtung. Die Geschwindigkeit, mit welcher sich die Masse bewegt, nennt man Translationsgeschwindigkeit.

Grundsätzlich treten in der Lineartechnik zweierlei Bewegungszustände auf. Einerseits die bereits erwähnte Translation oder geradlinige Bewegung und andererseits die Rotation oder Drehbewegung. Beide Formen werden vorwiegend für Führungen in Linearsystemen eingesetzt. Je nach Art der Anwendung unterscheidet man hierbei zwischen Linear- bzw. Translationsführungen und Dreh- bzw. Rotationsführungen.

2.2.2 Kreisbewegung

In einem späteren Teil dieser Arbeit werden für die Berechnung einer linearen Antriebseinheit auch die Formeln der Kreisbewegung benötigt. Bewegt sich ein Körper mit konstanter Geschwindigkeit auf einer Kreisbahn, liegt eine gleichförmige Kreisbewegung vor. Der Kreisradius r wird dabei als konstant angenommen.



- r Kreisradius
- $\varphi_{(t)}$ zeitabhängiger Drehungswinkel
- P Punkt auf Kreisbahn
- $s_{(t)}$ Wegstrecke (Kreisbogen)

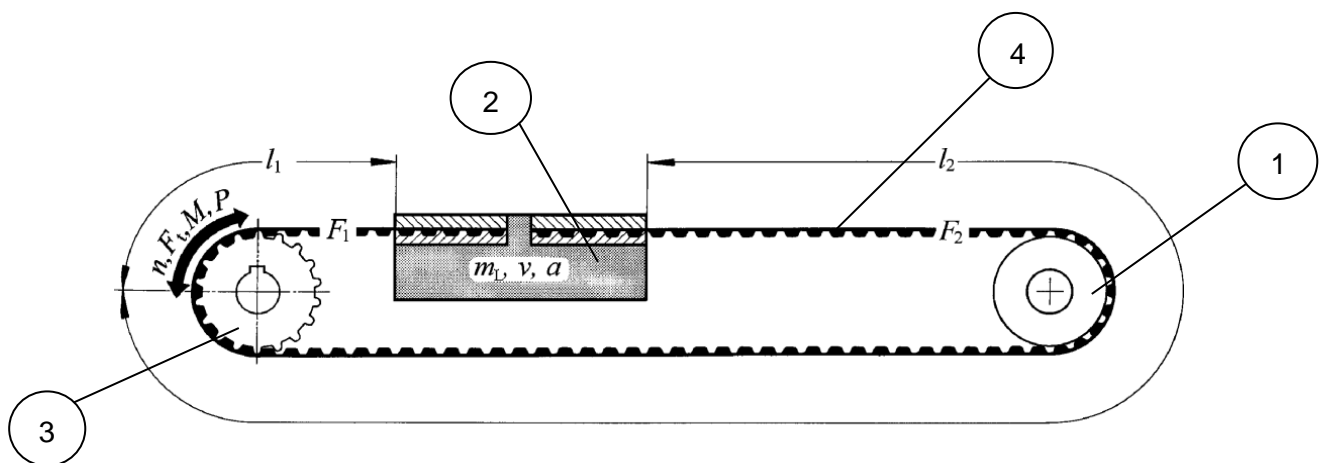
Abbildung 2.4 : Kreisbewegung eines Punktes [5]

2.3 Beispielhafte Berechnung einer Zahnriemengesteuerten Lineareinheit

Zahnriemenantriebe sind im Bereich der Automatisierungstechnik weit verbreitet. Das in diesem Kapitel verwendete Modell eines Linearschlittenantriebs dient lediglich als Beispiel für die allgemein gültigen Bewegungsgleichungen. Die Vorzüge dieses Systems liegen in der einfachen Kombination zwischen der Drehbewegung am Riemenrad und der Linearbewegung im Ober- und Untertrum. Grundsätzlich verwendet man für die Schlittenbewegung des in Abbildung 2.5 gezeigten Antriebs den Begriff des Linearweges. In geschlossenen Systemen ist dieser Weg durch einen Anschlag am oberen und unteren Ende des Verfahrensweges begrenzt, um sowohl das Antriebs- als auch das Gegenrad zu schützen. Zum Linearweg gehören:

- Beschleunigungsweg
- Verfahrenweg
- Bremsweg

Die elektrische Antriebseinheit des Linearaktuator liefert die dynamischen Eingangsgrößen n , F_t , M , und P . Über die festgelegten Werte dieser Größen lassen sich in weiterer Folge Aussagen über die erforderliche Riemenart und Riementeilung anstellen. Im Allgemeinen gelten bei der Dimensionierung von Zahnriemenantrieben dieselben Gleichungen und Gesetzmäßigkeiten wie bei rotatorischen Übertragungssystemen.



n	Drehzahl	M	Eingeleitetes Drehmoment
F_t	Tangentialkraft am Riemenrad	P	Eingangsleistung
m_L	Schlittenmasse	v	Verfahrensgeschwindigkeit
a	Schlittenbeschleunigung	$F_{1,2}$	Trumkräfte
$l_{1,2}$	Dehnverhältnisse		

Abbildung 2.5: Zahnriemenantrieb mit Linearschlitten [6]

Der gezeigte Zahnriemenantrieb setzt sich aus mehreren Bauteilen zusammen. Position 1 und 3 bezeichnen die Riemenräder. In diesem Fall ist die Übersetzung gleich 1, da das Führungsrad (Pos. 3) denselben Durchmesser wie das Antriebsrad aufweist. Der Linearschlitten (Pos. 2) ist fix mit dem Zahnriemen (Pos. 4) verbunden und bewegt sich auf festgelegtem Linearweg.

2.3.1 Allgemeine Bewegungsgleichungen

Der normale Bewegungsablauf eines Linearaktuators besteht aus einer Beschleunigungs-, einer konstanten Fahr- und einer Bremsphase. In Abbildung 2.6 sind die einzelnen Phasen in einem Bewegungsprofil festgehalten. Es handelt sich um einen vereinfachten Bewegungsablauf mit konstanten Beschleunigungs- und Verzögerungswerten. Der Anfahr- und Bremsvorgang ist somit linear dargestellt.

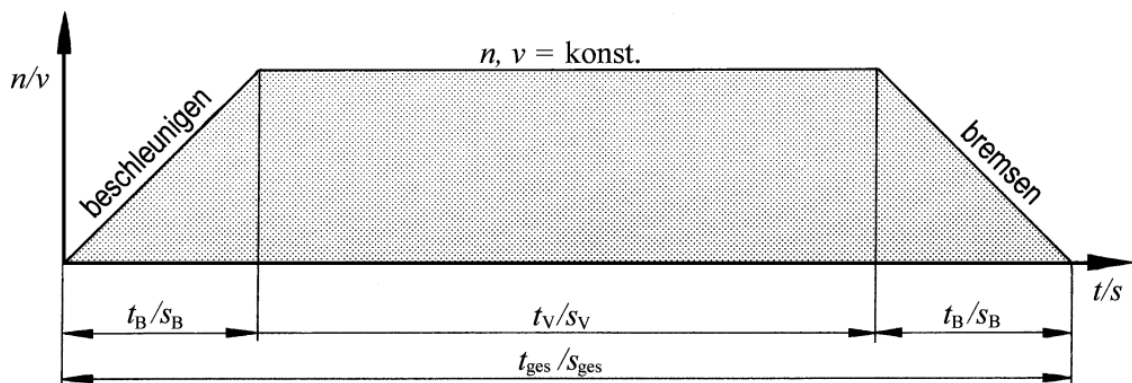


Abbildung 2.6: Bewegungsablauf eines Zahnriementriebes [6]

Auf der Abszisse sind die Gesamtzeit und die einzelnen Zeitabschnitte aufgetragen, während die Ordinate Drehzahl und Fahrgeschwindigkeit des Linearschlittens bezeichnet. In der Fahrphase lässt sich die Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit erkennen. Die Ausprägung des Profils hängt im Allgemeinen stark von der Anordnung des Motors und den vorliegenden Anfangsbedingungen ab. Der Motor (Antriebseinheit) kann sowohl ortsfest als auch beweglich angeordnet sein. Die Berechnung ist daher für jeden Vorgang bzw. für jeden Antrieb separat durchzuführen und kann nur bedingt vereinheitlicht werden.

Das gewählte Profil dient als Beispiel zur Berechnung des Bewegungsablaufs und zur Veranschaulichung der kinematischen Zusammenhänge. Dabei gilt für die zurückgelegte Gesamtstrecke - diese inkludiert die Beschleunigungs-, Fahr- und Bremsstrecke - folgendes:

$$s_{ges} = s_B + s_v + s_B \quad (2.8)$$

Die Verfahrestrecke s_v und die betragsmäßig gleich großen Beschleunigungs- und Bremswege s_B ergeben sich aus:

$$s_v = v \cdot t_v \quad (2.9)$$

$$s_B = \frac{a \cdot t_B^2}{2} \quad (2.10)$$

Mit Hilfe der Wegstrecken und der als konstant angenommenen Verfahrgeschwindigkeit können in weiterer Folge auch alle relevanten Zeiten ermittelt werden:

$$t_{ges} = t_B + t_v + t_B \quad (2.11)$$

$$t_v = \frac{s_v}{v} \quad (2.12)$$

$$t_B = \frac{v}{a} = \sqrt{\frac{2 \cdot s_B}{a}} \quad (2.13)$$

Wobei t_{ges} die gesamte Fahrzeit des Schlittens, t_v die konstante Fahrzeit und t_B die Beschleunigungs- bzw. Verzögerungszeit darstellt.

Zur Berechnung der in Kapitel 2.3 erwähnten Eingangsgrößen (n , P , F_t , M) werden die nachfolgenden Formeln verwendet. Die korrekten Einheiten für die verwendeten Größen sind auf Seite viii dieser Arbeit vermerkt. Ferner sind im Anschluss die Formeln für die Winkelgeschwindigkeit und die Umfangsgeschwindigkeit des Riemens angeführt:

$$n = \frac{19,1 \cdot 10^3 \cdot v}{d_W} \quad (2.14)$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M}{d_W} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot P}{n \cdot d_W} \quad (2.15)$$

$$M = \frac{d_W \cdot F_t}{2 \cdot 10^3} = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot P}{n} = \frac{d_W \cdot P}{2 \cdot v} \quad (2.16)$$

$$P = \frac{M \cdot n}{9,55 \cdot 10^3} = \frac{F_t \cdot d_W \cdot n}{19,1 \cdot 10^6} = \frac{F_t \cdot v}{10^3} \quad (2.17)$$

$$\omega = \frac{n \cdot \pi}{30} \quad (2.18)$$

$$v = \frac{d_W \cdot n}{19,1 \cdot 10^3} = \sqrt{\frac{2 \cdot s_B \cdot a}{10^3}} \quad (2.19)$$

Alle fixen Werte in den Formeln entsprechen festen Skalierungsgrößen (z.B. $60/\pi = 19,1$) [6]. Die Größe d_W kennzeichnet den Wirkdurchmesser am Riemenrad und wird als gemittelter Bezugswert für alle angeführten Berechnungen verwendet. Die aus dem Antriebsmoment resultierende Tangentialkraft setzt sich bei einer linearen Schlittenbewegung aus der Beschleunigungskraft F_B , der Hubkraft F_H und der Reibkraft F_R zusammen. Zusätzlich zur Tangentialkraft wirkt noch die Vorspannkraft auf den Riemen. In einer Formel lassen sich diese Kräfte folgendermaßen zusammenfassen:

$$F_t = F_B + F_H + F_R \quad (2.20)$$



$$F_t = m \cdot a + m \cdot g + \mu \cdot m \cdot g \quad (2.21)$$

F_B charakterisiert die Kraft, welche aufgewendet wird, um eine bestimmte Masse aus der Ruhelage auf eine vorgegebene Geschwindigkeit zu bringen. Die Kräfte F_H und F_R können bei horizontalen Schlittenbewegungen und Reibungsfreiheit angenommen werden. Die Masse m setzt sich stark vereinfacht zusammen aus:

$$m = m_L + m_B \quad (2.22)$$

m_L stellt hierbei die Schlittenmasse und m_B die Zahnriemenmasse dar. Für erste Näherungsrechnungen werden nur diese zwei Hauptkomponenten berücksichtigt. Die Schlittenmasse m_L bildet zusammen mit der Beschleunigung a die wichtigste Berechnungsgrundlage. Beide Größen beeinflussen das Ergebnis maßgeblich.

Um ein Durchhängen des Riemens zu vermeiden, muss dieser richtig vorgespannt werden. Ist dies der Fall, bleibt der Leertrum über die Verfahrestrecke hinweg immer gestreckt. Die maximale Trumkraft F_{max} und die Mindestvorspannkraft F_V errechnen sich wie folgt:

$$F_{max} = F_t + F_V \quad (2.23)$$

$$F_V \geq 1 \cdot F_t \quad (2.24)$$

Für die meisten Anwendungen am Sektor der Riementriebe (Umwandlung von rotatorischen Eingangsgrößen in translatorische Bewegungen) ist die Ermittlung der statischen Achslast F_{Astat} notwendig. Diese errechnet sich näherungsweise aus der doppelten Vorspannkraft, während die dynamische Achslast F_{Adyn} mittels F_V und F_t bestimmt wird:

$$F_{Astat} = 2 \cdot F_V \quad (2.25)$$

$$F_{Adyn} \approx 2 \cdot F_V + F_t \quad (2.26)$$

Während die statische Achslast nur von der Vorspannkraft abhängt, muss bei der dynamischen Achslast zusätzlich die Nutzkraft oder Tangentialkraft mit berücksichtigt werden. Die in diesem Kapitel festgehaltenen Formeln können nun als Grundlage für weitere, genauere Berechnungen von Linearaktuatoren verwendet werden. Durch die Abschätzung der erforderlichen Kräfte kann sowohl durch die geforderten Randbedingungen als auch durch die Eingangsgrößen der Antriebseinheit auf die notwendigen Größen des Systems rückgeschlossen werden.

Zuerst sollte also mit dem passenden Formelwerk ein geeigneter Elektromotor gefunden werden um anschließend genauere Berechnungen anstellen zu können. Bei den Berechnungen handelt es sich um erste Näherungen. Für die genaue Auslegung einer Lineareinheit spielen diverse Faktoren wie Endlagerungen, Führungen, Massenträgheitsmomente usw. eine nicht mehr zu vernachlässigende Rolle. Zusätzlich werden Festigkeitsberechnungen benötigt um eine genaue Aussage über das Verhalten einzelner Bauteile im Gesamtsystem machen zu können. Diese sollen sicherstellen, dass der gewählte Antrieb auch alle Kräfte und Momente übertragen kann.

2.3.2 Arbeit, Leistung und Energieverhältnisse bei Linearantrieben

Die Arbeit W ist allgemein angeschrieben das Produkt aus einer einwirkenden Kraft F und einer Wegstrecke s :

$$W = F \cdot s \quad (2.27)$$

Bezieht man die verrichtete Arbeit auf eine Zeiteinheit ergibt sich aus der Ableitung dieser Größen die Leistung P :

$$P = \frac{dW}{dt} = F \cdot \frac{ds}{dt} = F \cdot v \quad (2.28)$$

Diese einfache Formel ist bedeutend für die Auslegung der gesamten Antriebseinheit, da das Resultat die für den reibungslosen Betrieb erforderliche Leistung angibt. Für rotationsbehaftete Systeme errechnet sich die Leistung wie folgt:

$$P = M \cdot \omega \quad (2.29)$$

Das Vermögen Arbeit zu leisten wird in der Mechanik generell als Energie bezeichnet. Die Leistung kann dabei sowohl durch die Division der verrichteten Arbeit bezogen auf die Zeiteinheit als auch durch den Quotienten der aufgebrauchten Energie pro Zeiteinheit ausgedrückt werden. Nach dem Energiesatz kann Energie nur in andere Energieformen umgewandelt werden, geht aber nie verloren.

Ein geradlinig beschleunigter Körper speichert Energie in Form einer kinetischen Größe:

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (2.30)$$

Die kinetische Energie eines rotierenden Körpers ist hingegen von dessen Trägheitsmoment J abhängig:

$$E_{kin} = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \quad (2.31)$$

Im Bereich der Hubwerke, wie sie in einem späteren Teil dieser Diplomarbeit noch vorkommen werden, spielt die potentielle Energie hinsichtlich ihrer Abhängigkeit der Erdbeschleunigung eine große Rolle. Wird ein Körper mit der Masse m auf ein bestimmtes Höhenniveau angehoben, ergibt sich für E_{pot} folgender Zusammenhang:

$$E_{pot} = F_G \cdot \Delta h = m \cdot g \cdot \Delta h \quad (2.32)$$

Die Größe F_G kennzeichnet die Gewichtskraft welche aus dem Produkt der zu hebenden Masse m mit der Erdbeschleunigung g errechnet wird.

Potentielle Energie wird oftmals in Federsystemen gespeichert, wo sie bei Bedarf auch wieder an das System abgegeben werden kann. Diese Art der Energiespeicherung wird in einem späteren Kapitel beschrieben. [6] [7] [8]

3 Linearantriebssysteme

Die am Markt befindlichen Systeme unterscheiden sich wie eingangs bereits erwähnt in ihrer Art der Umsetzung von elektrischer Energie in mechanische Energie. Die zur Verfügung gestellte elektrische Energie versorgt nun prinzipiell eine elektrische Antriebseinheit, welche über ein dementsprechendes Übertragungselement meist eine Drehbewegung in eine translatorische Bewegung umwandelt. Diese lineare oder auch als translatorisch bezeichnete Bewegung verrichtet die mechanische Arbeit, im konkreten Fall bezeichnet als Hubarbeit (für den Fall, dass die Bewegung nicht horizontal ist).

Unter einem Linearaktuator versteht man in der Technik eine nach außen abgeschlossene Antriebseinheit, bestehend aus den in Kapitel 2.1 aufgelisteten Hauptkomponenten:

- Antriebseinheit
- Getriebereinheit
- Übertragungselement

Die zumeist äußerst kompakten Antriebseinheiten können ohne weitere Modifikationen in Maschinen und Gesamtkonstruktionen verbaut werden. Die Konstrukteure/innen größerer Automatisierungsanlagen sind hierbei auf die Daten und Zeichnungen der Hersteller angewiesen. Jeder Linearaktuator wird mit einer dazugehörigen Spezifikationstabelle ausgeliefert. Somit liegen dem Kunden/der Kundin alle benötigten Daten vor, um eine, für die jeweilige Anwendung geeignete Lineareinheit wählen zu können.

Wird der Linearantrieb im Automatisierungsbetrieb eingesetzt, besteht die Maschine grundsätzlich aus einem Gestell, einem Führungssystem, dem Antrieb und der Steuerung.

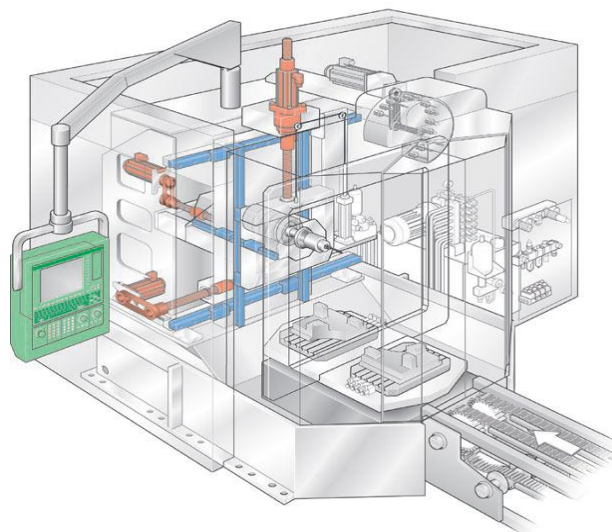


Abbildung 3.1: Maschine in einer Produktionsstraße (farblich gekennzeichnete Hauptkomponenten) [4]

In Abbildung 3.1 sind die wichtigsten Hauptbauteilgruppen farblich hinterlegt. Grün kennzeichnet hierbei die Steuerungseinheit, orange den Antrieb, blau das Führungssystem und der graue Bereich wird allgemein als Gestell bzw. Aufbau bezeichnet.

Da eine genaue Betrachtung aller Komponenten den Rahmen dieser Diplomarbeit sprengen würde, beschränkt sich die diplomarbeitsspezifische Aufgabenstellung auf den Bereich der Antriebe. Auf den kommenden Seiten werden hierfür die wichtigsten Antriebsarten durchleuchtet und beschrieben.

3.1 Klassifizierung der Antriebe

Alle Antriebe sind nach einem bestimmten Grundprinzip aufgebaut. Mit dem Begriff „Grundprinzip“ ist die Art der Kräfte- bzw. Momentenübertragung gemeint. So wird etwa eine elektrische, pneumatische oder hydraulische Energieform in eine mechanische Energieform umgewandelt. Die in Abbildung 3.2 verzeichneten elektromechanischen Antriebe spielen in der Technik eine große Rolle, da sie mit sogenannten „Übertragungselementen“ eine elektrische Eingangsgröße in eine mechanische Ausgangsgröße umwandeln. Grundsätzlich unterscheidet man die linearen Aktuatoren zusätzlich noch in „Hauptantriebe“ und „Nebenantriebe“.

Hauptantriebe vollziehen dabei eine Wirkbewegung und Nebenantriebe eine Stellbewegung. Als Wirkbewegungen bezeichnet man z.B. bei CNC Maschinen den Vorschub des Werkzeugs an das Werkstück. Unter Stellbewegungen versteht man z.B. den Werkzeugwechsel bei CNC Maschinen.

Die nachfolgende Abbildung entspricht einer Gliederung handelsüblichen Linearsystemgruppen, eingeteilt nach ihrer jeweiligen Funktionsweise:

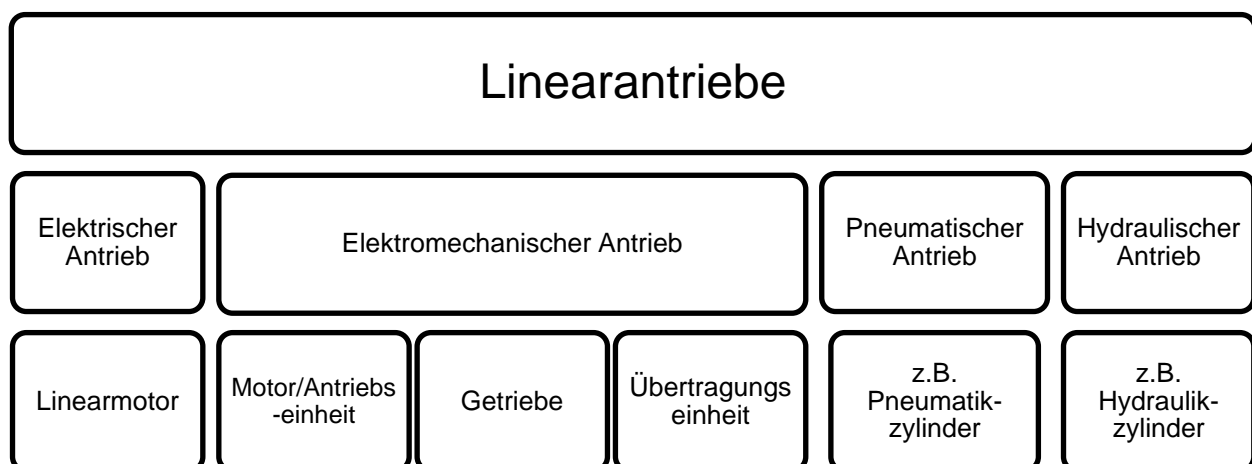


Abbildung 3.2: Aufteilung der Antriebe nach ihrer grundlegenden Funktionsweise

In den kommenden Kapiteln werden nun die einzelnen Untergruppen und ihre wichtigsten Vertreter näher erläutert.

3.1.1 Elektrische Antriebe

Die wohl wichtigsten Vertreter dieser Untergruppe der allgemeinen Lineartechnik sind Linearmotoren oder sogenannte Direktantriebe. Unter Vernachlässigung eines Getriebes vereinen sie durch das Grundprinzip der Magnetschwebetechnik einen vollständig berührungslosen Vortrieb mit einem abriebsfreien Gütertransport.

Der berührungslose und somit widerstandsreduzierte Lauf ermöglicht hohe Geschwindigkeiten und Positionierungsgenauigkeiten. Meist kommt es zu einer Kombination aus einem magnetischen Schwebезustand mit synchronem Linearlauf. In der Vergangenheit führte die Verwendung und ständige Weiterentwicklung von Direktantrieben zu erheblichen Verbesserungen im Bereich des Personentransports, der Fördertechnik sowie des Werkzeugmaschinenbaus.

3.1.1.1 Aufbau eines Linearmotors inklusive Führungssystem

In diesem Unterkapitel werden die wesentlichen Bauteile bzw. Bauteilgruppen eines elektrischen Direktantriebes angeführt. Abbildung 3.3 zeigt zum einen eine zwei dimensionale Schnittdarstellung (links) und eine drei dimensionale Darstellung eines realen Antriebes mit Sektionsschnitt (rechts). Aufgelistet betrachtet man folgende Hauptbauteilgruppen:

- Maschinenbett (bewegt/starr)
- Gehäuse
- Führung
- Primärteil
- Sekundärteil
- Messsystem

Im angeführten Beispiel bildet das untere oder auch als feststehendes bezeichnete Maschinenbett die Basis für die Platzierung der Führungseinheit. Der bewegte Linearmotor kann sowohl durch ein Magnet- als auch durch ein geeignetes Rollensystem geführt werden. Unter Linearmotor versteht man das Gehäuse, welches den Primärteil samt Wicklungsteil beinhaltet. An einer der Seitenflanken ist meist eine induktive Messeinheit angebracht. Dieses wird benötigt, um die exakte Position der Gehäuseeinheit zu ermitteln. Am unteren Maschinenbett ist der Sekundärteil angebracht. Dieser setzt sich aus hintereinander gereihten, unterschiedlich gepolten Permanentmagneten zusammen, erkennbar in der geöffneten Gehäusedarstellung auf der rechten Seite in Abbildung 3.3 (die unterschiedliche Polung ist hell- und dunkelgrau dargestellt).

Im zusammengebauten Zustand ergeben diese Komponenten einen kompletten elektrischen Lineartrieb.

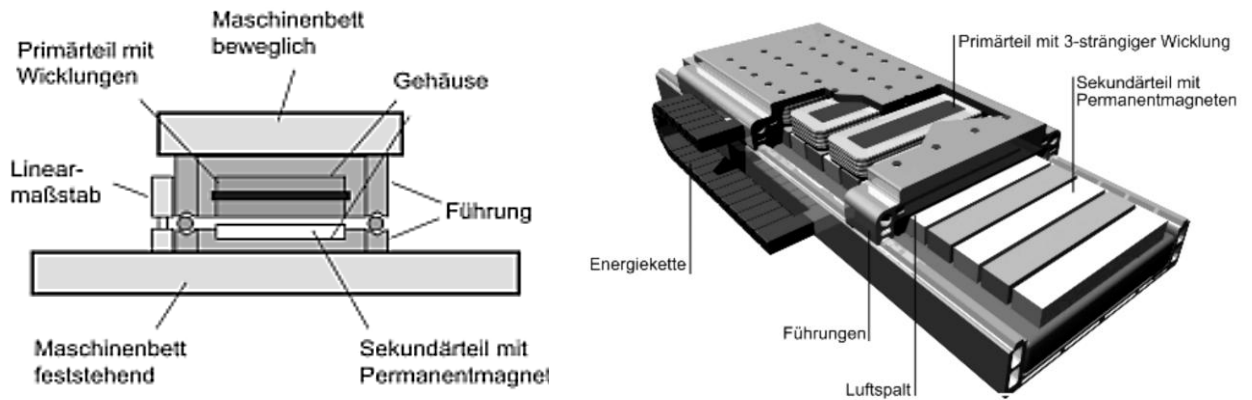


Abbildung 3.3: Aufbau eines rein elektrischen Linearantriebes [9] [10]

3.1.1.2 Funktionsprinzip eines Linearmotors

Ein Direktantrieb entspricht im Grunde einem abgewickelten Asynchronmotor mit Kurzschlussläufer bzw. einer permanent erregten Synchronmaschine. Die für den Vortrieb erforderliche Kraft wird direkt aus dem Zusammenspiel des eingeleiteten Motorstroms mit dem Magnetfeld der Permanentmagneten gewonnen. Der Primärteil kann dabei als abgewickelter Motor mit drei Phasen Drehstrom-Wicklung angesehen werden (siehe dazu Abbildung 3.4). Die einzelnen Sekundärelemente (Permanentmagnete) sind in einer Reihe angeordnet, wobei sich die Gesamtlänge aus Fahrweg plus Länge des Primärelements ergibt.

Abbildung 3.4 zeigt zudem die unterschiedlich gepolten Elemente des Sekundärteils, auf denen der Linearmotor verfährt. Das Gehäuse samt Primärteil und oberem Maschinenbett ergibt den sogenannten bewegten Teil. Diese Baugruppe wird auch allgemein als Schlitten bezeichnet und über die bestromten Primärwicklungen angetrieben. Das erzeugte Wechselfeld interagiert mit dem Magnetfeld der Permanentmagneten. Das Messsystem liefert darüber hinaus zu jeder Zeit die genaue Position. Es besteht grundsätzlich auch die Option, den Sekundärteil beweglich auszuführen (Primärteil samt Gehäuse fixiert). In der Technik wird jedoch meist aus Mangel an verfügbarem Bauraum darauf verzichtet. Grund dafür ist die Gesamtlänge des Sekundärteils.

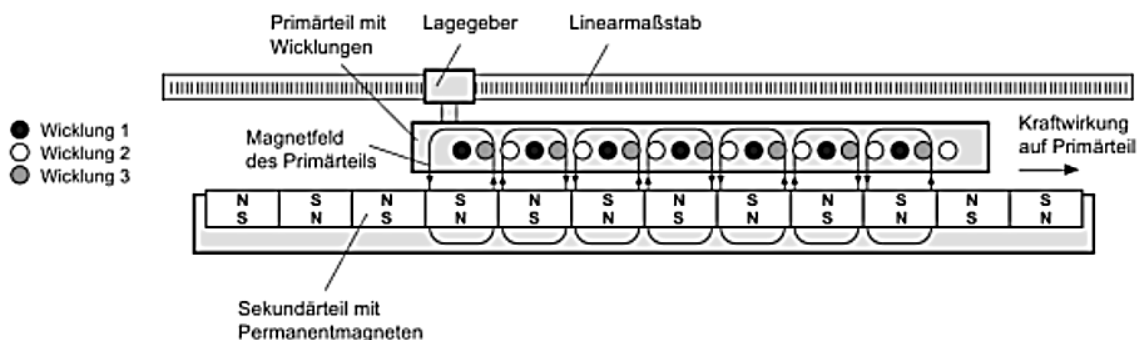


Abbildung 3.4: Funktionsprinzip eines Linearmotors [11]

In Abbildung 3.5 ist die gedankliche Abwicklung eines Rotationsmotors noch einmal bildlich dargestellt. Die Magnetkräfte von Primärteil und Sekundärteil können sich bei einer bestimmten Position gegenseitig aufheben. In diesem speziellen Fall werden die seitlichen Führungen nicht zusätzlich mit Radialkräften beaufschlagt. Der Raum zwischen dem Schlitten und den Permanentmagneten (Sekundärteil) wird als Luftspalt bezeichnet.

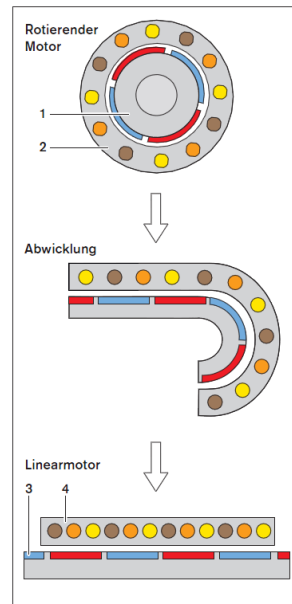


Abbildung 3.5: Schematische Abwicklung eines Drehstrommotors zum Linearmotor [4]

3.1.1.3 Vorteile und Nachteile gegenüber anderen Linearsystemen

Linearantriebe unterscheiden sich speziell in der direkten Umsetzung der linearen Bewegung von anderen Systemen, welche auf zusätzliche mechanische Komponenten (Übertragungselemente) angewiesen sind.

Linearmotoren besitzen eine sehr gute Regelbarkeit, da der Aufbau im Gegensatz zum Zahnriemenantrieb (siehe Kapitel 2) wesentlich steifer ist. Mit dieser Eigenschaft gehen auch höhere Resonanzfrequenzen einher. Dieser Umstand sorgt wiederum für hohe Fahrgeschwindigkeiten und demzufolge auch für hohe Beschleunigungen. Im Vergleich zu einem gängigen linearen Antriebssystem treten wesentlich weniger Schwingungen auf. Parameter wie kritische Drehzahlen oder kritische Geschwindigkeiten müssen nicht berücksichtigt werden.

Durch spielfreie Antriebe kann eine hohe Genauigkeit und somit auch ein ruhiger Schlittenlauf gewährleistet werden. Rein elektrische Antriebe verfügen über kein mechanisches Übertragungselement wie z.B. eine Spindel oder einen Zahnriemen.

Wie jedes konventionelle Antriebssystem haben auch Linearmotoren gewisse Nachteile. So sammeln sich beispielsweise entlang den Laufbahnen metallische Teilchen an den Permanentmagneten. Direktantriebe erreichen hohe Geschwindigkeiten und müssen daher

über mechanische Bremssysteme verfügen, um den richtungsgebundenen Bewegungen entgegenzuwirken.

Maschinen weisen meist einen beschränkten Bauraum auf. Die Stromversorgung der Primäreinheiten bei Linearmotoren erfordert aber eine geführte Verlegung der Kabel (Energiekette). Zusätzlich benötigten elektrische Antriebe im Gegensatz zu Spindelsystemen generell mehr Platz, da z.B. für die Übertragung einer Kraft von 2kN bereits ein Elektromotor mit einer Grundfläche von 10 x 25cm erforderlich ist, während ein vergleichbares Kugelumlaufspindelsystem mit einem Durchmesser von maximal 24mm auskommt. [10] [9]

3.1.2 Elektromechanische Antriebe

Unter dem Begriff eines „elektromechanischen Antriebs“ versteht man einen kombinierten Mechanismus bestehend aus:

- Antrieb (Elektromotor)
- Getriebe (Planeten-, Stirnrad-, Riemengetriebe)
- Übertragungselement

Zusammengesetzt ergeben diese drei Hauptbauteilgruppen einen kompletten Linearaktuator. In den nachfolgenden Unterkapiteln werden die einzelnen Untergruppen nun näher erläutert.

3.1.2.1 Antriebseinheit

Auf Zahnriemen, Gewindespindel oder Zahnstangen basierende elektromechanische Antriebe werden prinzipiell über eine Motoreinheit angetrieben. Hierfür werden in erster Linie Drehstrom- oder Gleichstrommotoren verwendet. Sie wandeln elektrische Energie in mechanische Energie um. Unter Berücksichtigung des jeweiligen Anwendungsfalles, speziell der vorgegebenen Bauraumverhältnisse, wird die geeignete Antriebseinheit entweder direkt an das Übertragungselement angeflanscht oder mittels Kupplung bzw. vorgeschaltene Getriebe in das System integriert.

Die kinetische Energie (siehe Energiegleichungen aus Kapitel 2.3.2) wird bei geradlinigen Bewegungen im System gespeichert und in der Bremsphase wieder freigesetzt. Demnach muss die elektrische Antriebseinheit beim Beschleunigungsvorgang Energie an das Linearsystem abgeben und beim Bremsen wieder aufnehmen.

Grundsätzlich spricht man in der Technik von einem „Vier-Quadranten-Betrieb“. In der Beschleunigungs- und Verfahrphase wird die Leistung des Antriebs über das mechanische Übertragungselement in Vortrieb umgewandelt. Man spricht hierbei vom „motorischen Betrieb“. Beim Abbremsvorgang fließt die Leistung wiederum zum Motor zurück. Dieser schaltet in den sogenannten „generatorischen Betrieb“.

In Abbildung 3.6 sind die vier Quadranten in Abhängigkeit von Kraft und Geschwindigkeit bzw. in Abhängigkeit von Moment und Winkelgeschwindigkeit dargestellt. Ist beispielsweise die Geschwindigkeit des Antriebs kleiner als 0, also negativ, und die einwirkende Kraft größer als 0, so operiert die Antriebseinheit zu diesem Zeitpunkt als Generator.

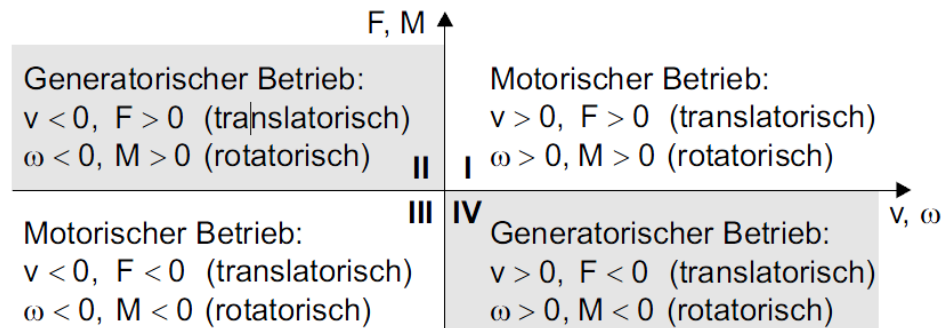


Abbildung 3.6: 4-Quadranten-Betrieb eines Elektromotors

Diese Arbeit befasst sich nur peripher mit dem Thema „Elektromotor“, da das Hauptaugenmerk auf der Konstruktion und Konzeptionierung einer gesamten Lineareinheit liegt und in erster Linie die Funktionsweise der Hubeinrichtung im Vordergrund steht. Die Gleichstromantriebseinheit wurde für die konstruierten Ausführungen aus einem Vorprojekt übernommen und basiert auf einem 24V Gleichstrommotor.

Der nachfolgende, kurze Exkurs soll jedoch die grundlegenden Funktionsweisen einer Gleichstrom- und einer Asynchronmaschine wiedergeben.

Gleichstrommotoren (GSM):

Hinter dem Begriff „Gleichstrommotor“ versteckt sich grundsätzlich das Prinzip einer Gleichstrommaschine. Diese Antriebsart wird in der Lineartechnik häufig eingesetzt, da sie im Vergleich zu Asynchron- und Drehstromsynchronmaschinen nicht an eine synchrone Drehzahl gebunden ist. Die Betriebsdrehzahl lässt sich in einem weiten Spektrum variieren.

Die Vorteile eines GSM liegen in der Regelung/Steuerung, da ohne größeren Aufwand eine hohe Gleichlaufgüte erreicht werden kann. Der Spannungsbereich liegt zwischen 0 und 3000V, die Leistungsspitze liegt bei ca.10MW.

Die Verwendung von konventionellen Bürstenmotoren hat in der Vergangenheit immer wieder zu Betriebsausfallzeiten aufgrund von notwendigen Wartungsvorgängen geführt (Stichwort: Verschleiß der Kohlebürsten). Aus diesem Grund kommen in der modernen Antriebstechnik mittlerweile beinahe ausschließlich bürstenlose Motoren zum Einsatz.

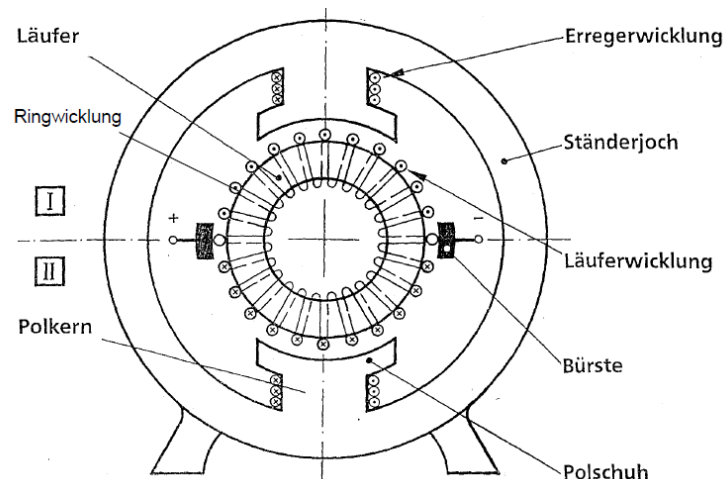


Abbildung 3.7: Aufbau einer Gleichstrommaschine (GSM) nach Paccinotti [12]

Die Abbildung 3.7 zeigt den grundsätzlichen Aufbau einer Gleichstrommaschine. Ständerjoch, Erregerwicklungen, Polkerne und Polschuhe bilden die feststehenden Komponenten. Der rotierende Teil einer GSM besteht aus Läufer und Läuferwicklungen. Die Verbindung zwischen festen und drehenden Teilen wird über den sogenannten Kommutator hergestellt. Dabei stehen die Kommutatorlamellen mit den Bürsten aus gesintertem Graphit ständig in Kontakt. Das oben dargestellte Modell zeigt eine zweipolige Maschine.

An den Polkernen sind die Erregerwicklungen angebracht. Diese werden nun mit Gleichstrom bestromt und der Erregerfluss Φ entsteht. Über die Polschuhe wird dieser an den Läufer weitergeleitet. Im Luftspalt zwischen Läufer und Polschuh entsteht dabei die Induktion B .

Drehstrommotoren (DSM):

Standard-Drehstrommotoren eignen sich sowohl für den Betrieb bei konstanter als auch variierender Drehzahl und basieren im Allgemeinen auf dem Prinzip einer Asynchronmaschine. Diese Antriebsart ist grundsätzlich für Leistungsbereiche zwischen 100W und 100kW ausgelegt. Durch die stetige Weiterentwicklung dieser Motoren wurde die Gleichstrommaschine aus ihrem vormaligen Verwendungsgebiet in der Lineartechnik verdrängt. Lediglich bei kleineren Antriebskonzepten werden vermehrt permanenterregte Gleichstrommotoren eingesetzt. Linearaktuatoren sind prinzipiell mit Drehstrom- oder Servomotoren ausgestattet.

Die elektrische Leistung wird entweder direkt aus dem Drehstromnetz oder durch die Ansteuerung eines Frequenzumrichters in mechanische Energie umgewandelt. DSM gelten als besonders robust und sind in der Regel standardisierte Antriebseinheiten mit mittlerer Leistungsdichte und Wirkungsgrad. Die Motordrehzahl ist von der Frequenz der elektrischen

Spannung abhängig. Bleibt die Frequenz gleich, sinkt die Drehzahl des Motors bei steigender Belastung ab.

Asynchron- und Synchron Servomotoren

Neben den Standard-Drehstrommotoren bilden sie die dritte wichtige Gruppe der Antriebseinheiten in der Lineartechnik. Servomotoren weisen ein hohes Potential an dynamischer Belastbarkeit auf und sind bestens geeignet für Anwendungsbereiche, wo schnelle Drehzahl- und Momentsprünge zum allgemeinen Fahrzyklus gehören. Weitere positive Eigenschaften sind die Resistenz gegen kurzzeitig auftretende Überlasten und das Halten von Positionen im Stillstand.

Im Vergleich zu DSM benötigen Servomotoren durch ihre kompakte Bauform weniger Platz und besitzen kleinere Massenträgheitsmomente. Daraus resultieren im Wesentlichen eine schnellere Beschleunigung und zugleich ein hoher Wirkungsgrad.

Servomotoren können entweder als Asynchron- oder Synchronmaschine ausgeführt sein. Der jeweilige Anwendungsbereich bestimmt hierbei welcher Typ zum Einsatz kommt. Die an den Motor gestellten Anforderungen müssen dabei beachtet und eingehalten werden. Sie werden immer am Umrichter betrieben und sind daher stärker isoliert als Standard-DSM.

Man unterscheidet zwischen Asynchron- und Synchronservomotoren (ASM und SSM). Der Aufbau des Magnetfelds erfolgt bei ASM durch elektrische Einspeisung des Steuerstroms. Sie eignen sich grundsätzlich für Anwendungen mit kleiner Längsdynamik und für schwingfähige Systeme wie z.B. Zahnriementriebe. Das Drehmoment fällt jenseits der optimalen Betriebsdrehzahl stark ab. Im Allgemeinen weisen ASM aber ein sehr breites Drehzahlspektrum und keine „harte“ Drehzahlgrenze auf. Bei kleiner erforderlichen Leistungen ist dieser Motorentyp eigenbelüftet ausgeführt, da diese Modelle erst ab einem Leistungsbereich von 2kW über eine Fremdbelüftung verfügen.

Synchronservomotoren (SSM) besitzen durch ihre kompakte Bauweise kleinere Massenträgheiten und können somit die rotatorischen Bauteile im Inneren schneller beschleunigen. Im Vergleich zu den ASM wird das Magnetfeld der SSM nicht durch eine externe Bestromung erzeugt, die Generierung erfolgt mittels Hochenergie-permanentmagneten, welche am Rotor angebracht sind. Dieser Aufbau verschafft den Synchronmotoren einen Vorteil, da die Verluste bei der Erzeugung des Magnetfelds verschwindend gering sind. Sie weisen daher einen hohen Wirkungsgrad auf und können vielseitig verwendet werden. Typische Anwendungsgebiete sind z.B. hochdynamische Antriebe und Antriebe in durch Staub belasteten Atmosphären.

Betriebsgrenze

Jeder Motor verfügt über einen optimalen Arbeitsbereich in dem die maximal mögliche Belastungsgrenze nicht überschritten wird. Die Antriebseinheit ist dabei an folgende Grenzen gebunden:

- Begrenzung des maximalen Abtriebsdrehmoments durch Temperatureigenschaften der Bauteile
- Begrenzung der maximalen Drehzahl durch Festigkeitstoleranzen und vorgegebene Lagerbelastungen
- Begrenzung der maximalen Spannung durch Isolierung
- Feldschwächgrenzen
- Begrenzung durch die mechanische Belastbarkeit der Motorwelle [10]

3.1.2.2 Getriebeeinheit

Die Hauptaufgabe eines Getriebes besteht darin, eine mechanische Energieform zu übertragen bzw. zu wandeln. Meist muss das hohe Eingangsdrehmoment der Antriebsmotoren durch eine geeignete Untersetzung an die Bauteile des Übertragungselements angepasst werden.

In erster Linie unterscheidet man in der Lineartechnik zwischen Planeten-, Stirnrad-, Kegelrad- und Schneckengetrieben, wobei in der Technik aufgrund ihrer kompakten Bauform und hohen Zuverlässigkeit vorwiegend Stirnradgetriebe zum Einsatz kommen. Die Kombination aus Antrieb und Getriebe wird allgemein als Getriebemotor bezeichnet. In der Lineartechnikbranche haben sich mittlerweile viele Hersteller neben individuellen Antriebslösungen auf die Produktion von fertigen Getriebemotoren spezialisiert. Dabei sind die Motoren- und Getriebeprogramme meist modular aufgebaut und eine geeignete Konfiguration kann auch durch den Kunden erfolgen.

Zu den Aufgaben eines Getriebes gehören also zusammengefasst:

- Drehzahl- und Drehmomentwandler, um Eingangsgrößen von in technisch optimalen Betriebspunkten arbeitenden Elektromotoren zu verändern (meist mittels Untersetzung)
- Abstützen des Reaktionsdrehmoments
- Aufnahme von radialen und axialen Kräften welche an der Eingangswelle angreifen

3.1.2.3 Übertragungseinheit

Antriebs- bzw. Übertragungselemente sind wichtige Bausteine des gesamten Linearaktuators. Sie verbinden die Motor-Getriebe-Einheit mit dem zu bewegenden Teil der Maschine und machen den gewollten linearen Vorschub erst möglich. Dabei werden die

rotatorischen Eingangsgrößen in translatorische Bewegungen umgewandelt. Übertragungseinheiten sind aufgliedert in:

- Kugelgewindetriebe
- Trapezgewindetriebe
- Zahnriementriebe
- Zahnstangentriebe
- Linearmotoren
- Pneumatiktriebe (siehe Kapitel 3.1.3)

Die Gruppe der Linearmotoren ist in diesem Kapitel noch einmal separat angeführt, da sie im Grunde auch zu den Übertragungselementen gezählt werden müssen. Letztendlich kombinieren diese Einheiten aber Antrieb und Vortrieb (siehe dazu Kapitel 3.1.1.1).

Im nachfolgenden Teil werden die oben genannten Übertragungselemente kurz beschrieben und ihre wichtigsten Funktionen aufgezählt. Diverse Grundprinzipien und in den Kapiteln beschriebene Bewegungsabläufe spiegeln sich auch im Kernbereich dieser Arbeit (Konzeptkonstruktion) wieder.

Kugelgewindetriebe (KGT)

Ein Kugelgewindetrieb besteht grundsätzlich aus einer Kugelgewindemutter mit endlos umlaufenden Wälzkörpern (Kugeln), einer Kugelgewindespindel und der Lagerung. Diese drei Hauptbauteile ermöglichen primär durch die Rotation der Spindel eine linear koaxiale Bewegung der Spindelmutter.

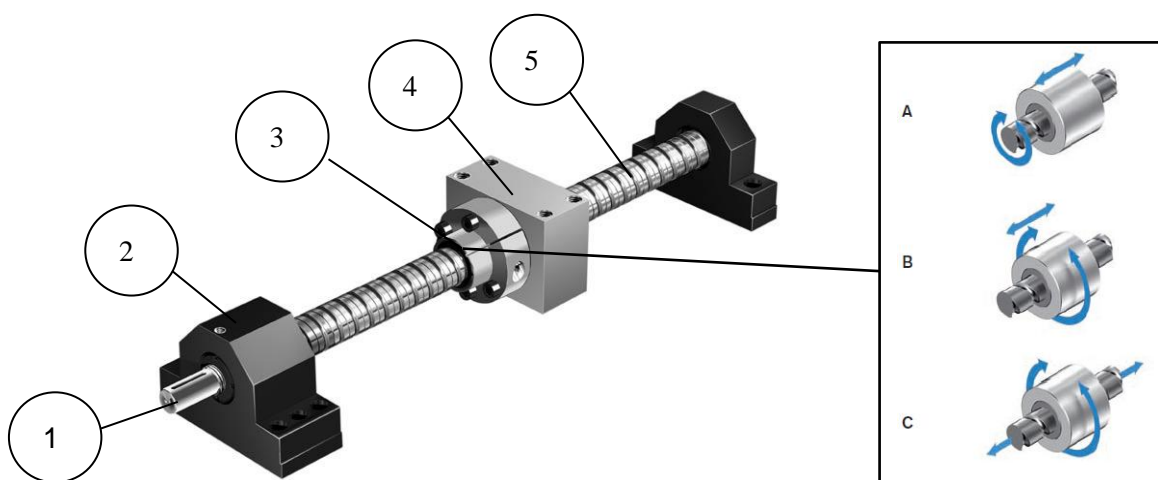


Abbildung 3.8: Kugelspindelsystem Aufbau und Wirkungsweise [4]

Abbildung 3.8 zeigt den allgemeinen Aufbau eines Kugelgewindetriebs. Dabei bezeichnet Position 1 den Spindelzapfen, 2 das Festlager, 3 die Kugelgewindemutter, 4 das Gehäuse und 5 die Kugelgewindespindel selbst.

Für gewöhnlich werden diese Übertragungselemente durch einen Getriebemotor über den Spindelzapfen angetrieben. Dieser Vorgang resultiert in einer translatorischen Bewegung der Spindelmutter, welche zu jedem Zeitpunkt starr geführt ist, das bedeutet es verbleibt ein Freiheitsgrad in Längsrichtung – siehe Anwendungsfall A in Abbildung 3.8. Die Anwendungsfälle B und C zeigen den direkten Antrieb der Spindelmutter, welche in weiterer Folge entweder die Spindel oder sich selbst entlang der Spindel bewegt.

Kugelgewindetriebe zeichnen sich besonders durch hohe Steifigkeiten in Verfahrrichtung, einer hohen Leistungsdichte und Wiederholgenauigkeit aus. Im direkten Vergleich mit anderen Linearantriebssystemen sind diese Antriebe hinsichtlich ihrer Verfahrgeschwindigkeit eher im unteren Drittel angesiedelt (ca. 1,6 m/sec). Die hohen Fertigungstoleranzen wirken sich jedoch negativ auf die Kosten dieses Antriebstyps aus.

Zahnriemenantriebe (ZRT)

Der schematische Aufbau einer Zahnriemenübertragungseinheit wurde bereits in Kapitel 2.3 dargestellt. In der Technik wird dieser Antriebstyp vorwiegend für hochdynamische Anwendung eingesetzt. Die überwiegende Mehrheit der Riemen besteht aus Polyurethan (PU) mit integrierten Stahlcord Zugfäden.

Die Montage erfolgt über zwei gegenüberliegende Riemenräder, wovon eines als Antriebs- und das andere als Umlenkrad dient. ZRT vereinen hohe Verfahrgeschwindigkeiten (ca. 10m/s) mit befriedigender Genauigkeit im Positionierungsverhalten. Sie weisen jedoch eine geringe Steifigkeit in Verfahrrichtung auf.

Zahnstangenantrieb (ZA)

Die Zahnstange kann grundsätzlich als Schiene angesehen werden. Ausgehend von einer Schrägverzahnung befindet sich ein geeignetes Gegenrad immer im Eingriff. Durch den soliden Aufbau und die Verwendung von Bauteilen mit erhöhter Festigkeit ist es möglich, mit diesen Antrieben hohe Verfahrgeschwindigkeiten (ca. 5 m/s) zu erreichen und gleichzeitig lange Verfahrwege zurückzulegen. Zudem kommt es durch die Schrägverzahnung von Zahnstange und Antriebsrad kommt es zudem nur zu einer geringen Geräusentwicklung.

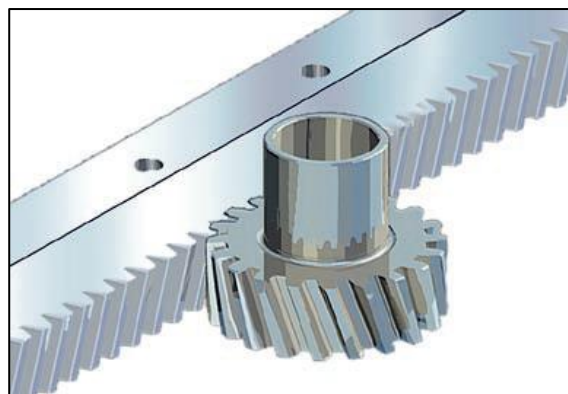


Abbildung 3.9: Schrägverzahntes Antriebsrad im Eingriff [4]

3. Linearantriebssysteme

Abbildung 3.9 zeigt schematisch ein schrägverzahntes Antriebsrad in Kombination mit einer Zahnstange aus Stahl. Dabei ist die Zahnstange meist an der Seite des Hauptkörpers angeschraubt. Wird das Antriebsrad angetrieben, erfolgt bei diesem Übertragungselement ebenfalls die Umwandlung einer rotatorischen Größe in eine translatorische Bewegung.

3.1.2.4 Schienenführungssysteme (PSF)

Während in den Punkten 3.1.1.1 bis 3.1.2.3 alle wichtigen Hauptbauteile eines Linearaktuators angeführt und erklärt wurden, befasst sich dieses Kapitel mit den verschiedenen Führungsmöglichkeiten.

Jeder Linearschlitten muss geführt und auf einer linearen Bahn gehalten werden. Aufgrund der einwirkenden Kräfte und Momente kommt es zu Wank-, Nick- oder Gierbewegungen im Übertragungselement. Um einen sicheren Lauf und optimale Übertragung der Antriebskräfte zu gewährleisten, gibt es folgende Möglichkeiten an Profilschienenführungssystemen:

- Kugelschienenführungen (Pos.A)
- Rollenschienenführungen (Pos.B)
- Laufrollenführungen (Pos.C)

Eine Profilschienenführung besteht grundsätzlich aus einer Führungsschiene und einem Führungswagen. Bei den oben aufgelisteten Systemen handelt es sich um Führungen mit Wälzkörperumlauf. Im Inneren des Führungswagens sind entweder Kugeln oder Rollen untergebracht, welche sich bei der Schlittenbewegung an der Profilschiene abwälzen.

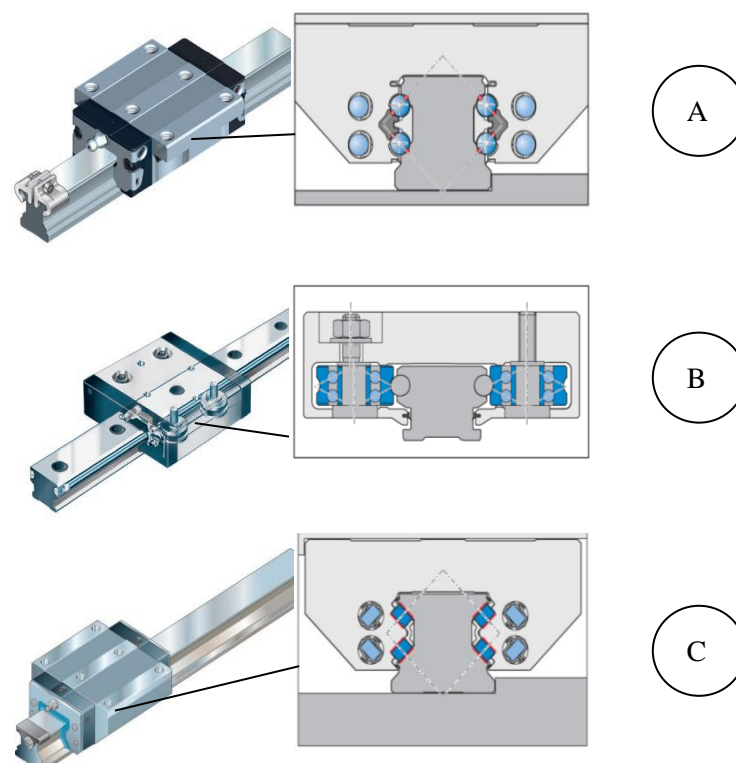


Abbildung 3.10: Profilschienenführungen inklusive Schnittdarstellung

Abbildung 3.10 zeigt jeweils eine 3D und eine Schnittdarstellung der oben genannten Führungsmodule. Ein detaillierter Aufbau der Führungen wird in dieser Arbeit nicht näher behandelt. All diese Systeme vereinen hohe Geschwindigkeiten, hohe Genauigkeiten und exzellente Laufruhe so dass sie vorwiegend bei Präzessionsantrieben Einsatz finden eingesetzt.

3.1.3 Pneumatische Antriebe

Die prinzipielle Funktionsweise eines Pneumatikantriebs liegt in der Bewegung eines Kolbens, welcher auf einer nach außen hin abgeschlossenen, zylinderförmigen Bahn (Pos. 3 in Abb. 3.11) im Inneren des Antriebs hin und her verfährt. Der Kolben wird dabei entweder nur von einer oder bei sogenannten „doppelwirkenden“ Zylindern von beiden Seiten mit Druckluft beaufschlagt.

In Abbildung 3.11 ist ein pneumatisches Linearmodul dargestellt. Der bewegliche Kolben ist mit einem geführten Endlosband (Pos. 1) verbunden. Dieses Band ist jeweils am vorderen und am hinteren Ende des Antriebs über drehbar gelagerte Umlenkrollen geführt. Position 2 zeigt den Linearschlitten auf dem die zu bewegende Masse befestigt ist.

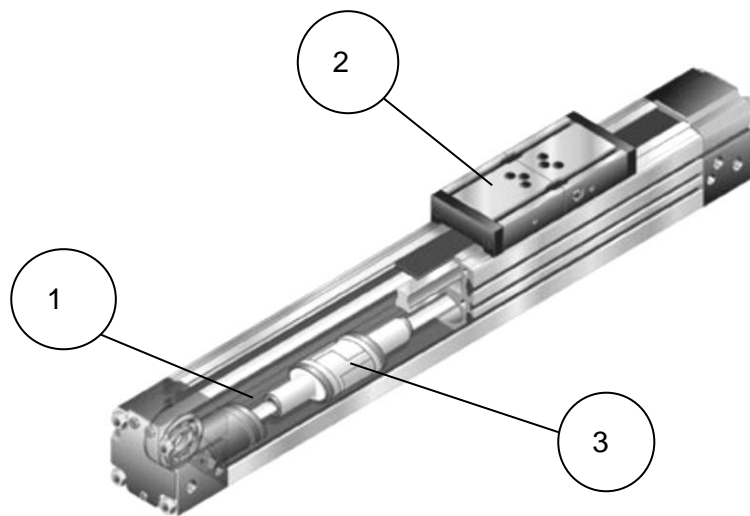


Abbildung 3.11: Linearantrieb mit pneumatischem Übertragungselement [4]

Pneumatische Antriebseinheiten sind als Positionierungssysteme gänzlich ungeeignet, da der Kolben nur von Endposition zu Endposition bewegt werden kann. Zwischenpositionen können hingegen nicht angesteuert werden.

Im Vergleich zu den vorhergehenden Übertragungselementen können pneumatische Antriebe in Bezug auf Verfahrgeschwindigkeit und Vorschubkraft eher im unteren Drittel angeordnet werden (wiederum im direkten Vergleich mit anderen Systemen). Lediglich im Bereich der Geräuschemissionen gehören sie zum Mittelfeld. Dies ist mitunter ein Grund warum dieser Antriebstyp in der Lineartechnik seltener verwendet wird. [4]

3.1.4 Hydraulische Antriebe

Hydraulische Übertragungselemente werden aufgrund ihrer enormen Trägheit in der Lineartechnik kaum verwendet und daher in dieser Diplomarbeit nicht näher beschrieben.

3.2 Einsatzbedingungen für Linearantriebe

Als Abschluss des Kapitels 3 folgt an dieser Stelle noch eine kurze Behandlung des Themas der „Einsatzbedingungen“. Der nachfolgende Strukturbaum soll dabei die wichtigsten Einflussfaktoren veranschaulichen:

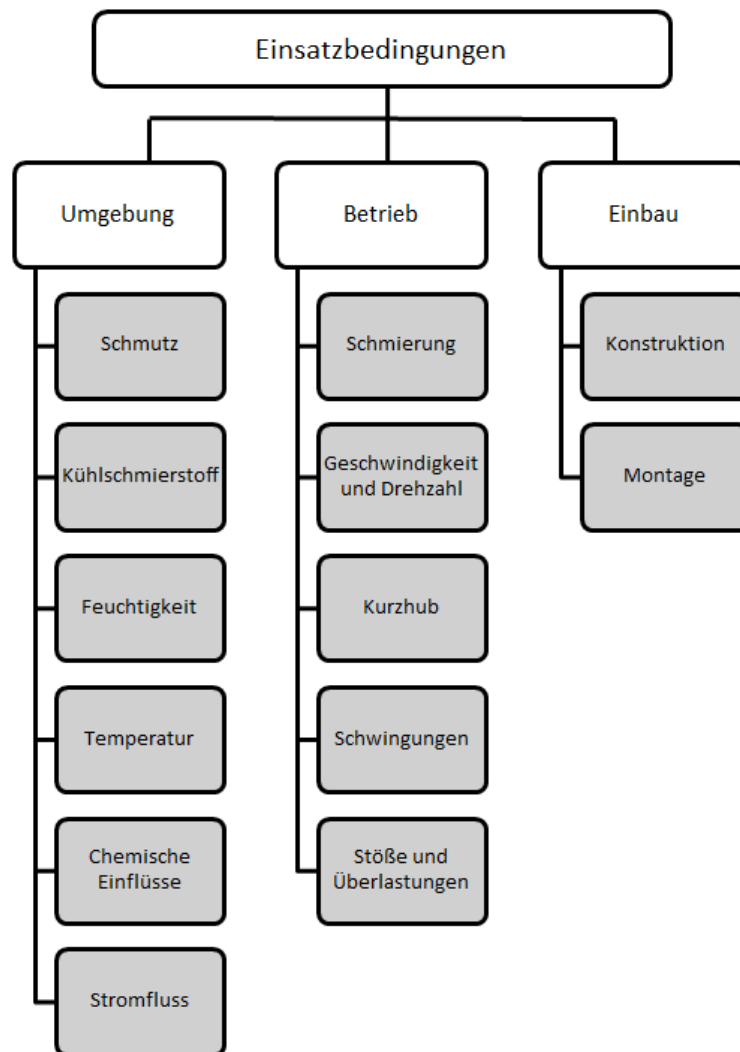


Abbildung 3.12: Einsatzbedingungen in der Lineartechnik [4]

In dem gezeigten Hierarchiediagramm werden die Einsatzbedingungen in folgende Hauptbereiche unterteilt:

- Umgebung
- Betrieb
- Einbau

Jede dieser Hauptgruppen unterteilt sich wiederum in mehrere Unterpunkte, auf welche in weiterer Folge nicht im Einzelnen eingegangen wird. Alle aufgelisteten Faktoren spielen hinsichtlich der Konstruktion und Verwendung von gewissen Linearsystemen eine große Rolle. Im Allgemeinen lässt sich sagen, dass die Anforderungen an die Abschottung gegen etwaige Umwelteinflüsse mit dem Grad der Verschmutzung linear ansteigen. Um die Lebensdauer eines Antriebes in einer stark mit Staub und Schmutz kontaminierten Umgebung zu steigern, müssen Schlitten- und Führungssysteme mit erheblichem Dichtungsaufwand gegenüber der Umwelt abgegrenzt werden.

Grundsätzlich sinkt die Lebensdauer eines Antriebes mit der Größe der Partikel des Umgebungsschmutzes. Diese Schmutzteilchen können zum einen in der Umgebungsluft enthalten sein und zum anderen auf den Kontaktflächen des Antriebs kleben. Bei der Verfahrbewegung kommt es dabei zum direkten Kontakt zwischen den Wälzkörpern und der Führungsschiene. Partikel wie Späne oder Staub setzen sich auch an anderen wichtigen Bauteilen des Aktuators ab (Antrieb, Getriebe, elektronische Kontrolleinheiten). Somit müssen abhängig vom Verschmutzungsgrad der Umgebung geeignete Dichtungen gewählt werden um z.B. einen erhöhten Verschleiß an den Wälzkörpern der Linearführungselemente zu vermeiden.

Umgebungstemperatur und Feuchtigkeit sind ebenfalls wichtige Faktoren, welche in der Antriebsauslegung definitiv zu beachten sind. Jedes Modul soll nur in seinem vorgeschriebenen Temperaturbereich betrieben werden. Bei Über- oder Unterschreitung von Grenzwerten kann es zu großen Verspannungen im Antrieb und somit zu einer höheren Bauteilbelastung kommen. Die Lebensdauer sinkt und daraus resultiert ein frühzeitiger Ausfall des System bzw. einzelner Bauteile. Temperatur und Feuchtigkeit müssen auch bei Kombinationen von Stahl- und Kunststoffbauteilen berücksichtigt werden, da diese Materialien unterschiedliche Wärmeausdehnungskoeffizienten besitzen.

Chemische Einflüsse wirken sich insbesondere auf das Korrosionsverhalten des Systems aus. So werden Stahlbauteile in meereslufthaltiger Atmosphäre stark angegriffen und müssen durch spezielle Legierungen und Abschirmung vom direkten Einfluss abgeschirmt werden. Weitere Probleme treten beispielsweise durch die Verwendung von Kühlschmierstoffen auf Wasserbasis auf. Die Laufbahnen der Führungssysteme sind von hoher Oberflächengüte und daher besonders empfindlich.

Neben den Umwelteinflüssen wirken sich natürlich auch die Einsatzbedingungen auf den Betrieb von Linearmodulen aus. So führen etwa vernachlässigte Schmierungen oder zu hohe Verfahrgeschwindigkeit (außerhalb des Normbetriebs) zu erhöhtem Verschleiß der einzelnen Bauteile.

3. Linearantriebssysteme

Schwingungen im und stoßartige Anregungen auf das System sorgen für Bauteilbeschädigungen durch den Betrieb nahe der biegekritischen Drehzahl oder Beschädigungen aufgrund von plastischen Verformungen oder Brüchen.

Bevor die Lineareinheit in Betrieb genommen wird, muss gewährleistet werden, dass alle Bauteile ordnungsgemäß zusammengesetzt wurden. Erst dann können alle dem System zugeordneten Funktionen störungsfrei ausgeführt werden. Diese letzte Untergruppe der Einsatzbedingungen beschäftigt sich mit der Konstruktion und Montage der Module im Hinblick auf den Gesamtverbund der Maschine. Faktoren wie innere Reibung, Bauteilkompatibilität, Einbautoleranzen und Passungen stehen dabei im Vordergrund. Werden Antriebe bei der Montage falsch zusammengesetzt, kommt es meist zu Verspannungen im gesamten System und somit zur Beeinträchtigung der Funktionen. [4]

4 Produktentwicklung

Da im Titel dieser Diplomarbeit dem Wort „Konzept“ große Bedeutung zukommt, widmet sich dieses Kapitel der Herangehensweise und Konzeptfindung in der Produktentwicklung. Entwickler weltweit sind bei der Entwicklung von neuen Produkten oder Konzepten stets auf darauf bedacht den auftretenden Problemen mit konstruktiven Lösungsansätzen entgegen zu wirken.

Das Kernthema dieser Arbeit ist die konzeptionelle Entwicklung zweier Linearaktuatoren. Eine strukturierte Herangehensweise ist also die Basis für die Erleichterung des angestrebten Resultats. An dieser Stelle soll auch eine Abgrenzung zum Prototypenbau bzw. zur Serienreife des entstandenen Produkts vermerkt werden. Ziel ist es, zwei funktionierende Antriebskonzepte zu entwickeln und zu berechnen.

Dieses Kapitel beschäftigt sich allgemein mit dem Thema „Produktentwicklung“. Die ausgearbeiteten Konzepte werden in einem späteren Teil dieser Arbeit auf ihre Wirtschaftlichkeit und Serienfertigungspotential untersucht. Die Konzeptentwicklung bzw. Konzeptfindung ist ein wichtiger Abschnitt zu Beginn der Produktentwicklung. Beide Begriffe sind daher eng miteinander verknüpft.

4.1 Verlaufsmodell einer Produktplanung

Ziel der Produktplanung bzw. Produktentwicklung ist die Herstellung von marktauglichen und verbraucherfreundlichen Gütern. Im Laufe des Entwicklungszyklus (vgl. Abbildung 4.1) ist der konstruktive Abschnitt von großer Bedeutung. Planung und Konstruktion bilden einen gemeinsamen Teilbereich des Gesamtprozesses. Nach der Erfassung der Kundenanforderungen beschäftigt sich der Entwickler/in mit der Gestaltung und Konzepterstellung des Produktes.

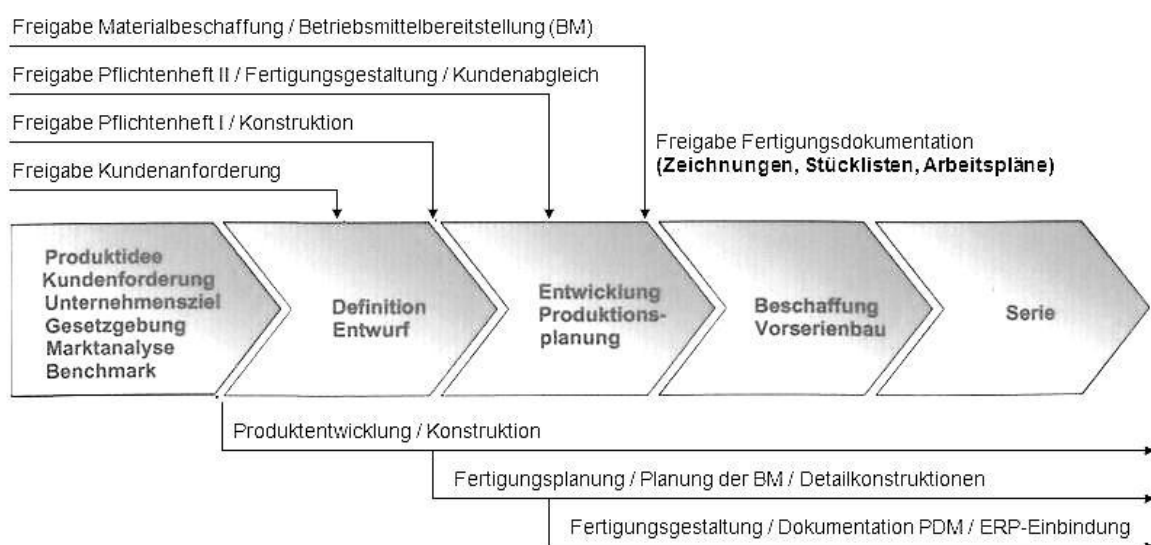


Abbildung 4.1: Modell eines Produktentwicklungszyklus [4]

Abbildung 4.1 zeigt den schematischen Verlauf der Produktentwicklung vom Kundeninput bis hin zum fertigen Produkt. Die einzelnen Hauptabschnitte sind in den grau hinterlegten Flächen des Prozessdiagrammes beschrieben. Einflussgrößen und wichtige Zwischenschritte sind dabei unterhalb und oberhalb des Diagramms mit dünnen Linien vermerkt. So erstrecken sich z.B. Konstruktion und Produktentwicklung beinahe über den gesamten Zyklus. Ziel ist es, ein funktionsfähiges und vor allem produzierbares Endprodukt zu entwickeln.

Ein ständiger Abgleich mit dem Pflichtenheft ist erforderlich, um den Fortschritt der Entwicklung besser beurteilen zu können. Aus dem Verlauf des Diagramms und den einzelnen Inputparametern im oberen Teil lässt sich Vieles ableiten. So erfolgt beispielsweise erst nach einem erneuten Abgleich des Pflichtenheftes II mit dem Kunden und dessen Einwilligung die Freigabe zur Materialbeschaffung für den Vorserienbau des Produktes.

Diese Arbeit ist im Wesentlichen auf die ersten beiden Teilbereiche des gesamten Entwicklungsprozesses beschränkt. Mit den gegebenen Anforderungen des Auftraggebers wird ein Lastenheft erstellt, in welchem die wichtigsten, kundenspezifischen Bedingungen festgehalten werden. Die Durchführung einer Marktanalyse gehört genauso zur Arbeit eines Entwicklers wie die Berücksichtigung der korrekten Gesetzgebung. Nach der ersten Phase des Entwicklungsprozesses erfolgt die Definition der Probleme und eine erste Konkretisierung der Lösungsvorschläge. Handelt es sich um ein konstruktives Projekt, folgt aus den zunächst gesammelten Ideen ein erster Entwurf des Produktes. In diesem Stadium der Entwicklung existiert im Allgemeinen noch keine Produktionsplanung bzw. kein konkreter Fertigungsplan inklusive Detailkonstruktionen.

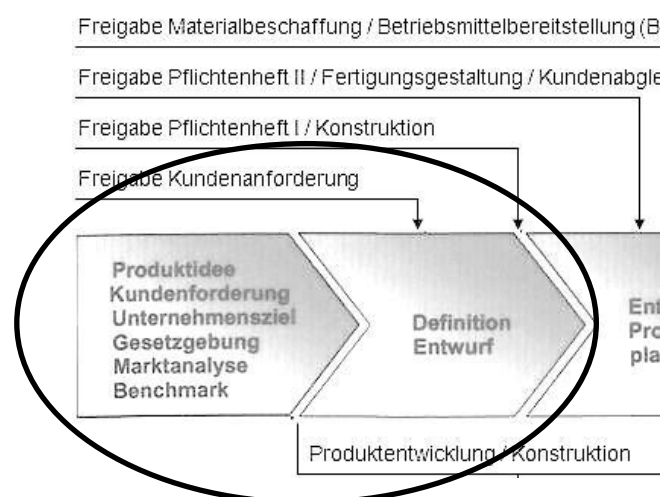


Abbildung 4.2: Einschränkung des Umfangs auf Anforderungsklä rung und Entwurf [4]

Der in Abbildung 4.2 vergrößert dargestellte Entwurfsabschnitt dient grundsätzlich zur Veranschaulichung der Funktionsweise des angestrebten Produkts. Im Fokus liegen daher:

- Packaging
- Funktion
- Größenverhältnisse/Absolutmaße
- Berechnung der wichtigsten Bauteilkomponenten

4.2 Konzept- und Anforderungsfindung

Die Produktentwicklung ist grundsätzlich ein umfangreicher Prozess mit vielen verschiedenen Einflussfaktoren. Jede Neuentwicklung ist stark von den Hauptanforderungen - unter dem Begriff „Anforderung“ versteht man die geforderten Eigenschaften an die Neuentwicklung - abhängig.

Die Erfassung und Berücksichtigung der Anforderungen ist mitunter einer der wichtigsten Abschnitte der Produktentwicklung. Werden im Laufe des Entwicklungsprozesses bestimmte Anforderungen vergessen oder erst später eingebunden, kann es zu einem veränderten Ergebnis und sogar zum Misserfolg des Produktes kommen. Das sogenannte Anforderungsmanagement beinhaltet dabei mehrere Fixpunkte:

- Identifikation und Dokumentation
- Strukturierung
- Analyse
- Abstimmung und Kommunikation
- Anpassung

Alle an das Endprodukt gestellten Kriterien werden zu Beginn des Projekts festgehalten und mit allen Beteiligten abgesprochen. Im weiteren Verlauf werden diese Anforderungen jedoch angepasst bzw. konkretisiert und ständig erweitert.

Zunächst werden also alle Anforderungen identifiziert, strukturiert und dokumentiert. Die Dokumentation spielt hierbei eine zentrale Rolle, da es in der nachfolgenden Produktentwicklung immer wieder zum Verlust von Informationen kommen kann. Eine grobe Strukturierung zu Beginn fördert einen korrekten und reibungslosen Ablauf des Projektes bis hin zum fertigen Produkt. Die korrekte Erfassung der Anforderungen bildet letztendlich die Basis für die spätere Bewertung von Lösungen und Packagingkonzepten.

4.2.1 Anforderungsmanagement

Unter dem Begriff „Anforderung“ versteht man grundsätzlich eine geforderte Eigenschaft bezogen auf das Endprodukt oder die gesamte Entwicklung. Sie können dabei in:

- Merkmale
- Ausprägungen

unterteilt werden. Ein Merkmal beschreibt das Bezugsobjekt der Anforderung oder stellt dessen Namen dar, wo hingegen die Ausprägung den Sollwert für das Anforderungsmerkmal beschreibt. Die Anforderung steht für ein vollständig definiertes Anwendungsziel. In Abbildung 4.3 ist das sogenannte Münchner Konkretisierungsmodell dargestellt. Es zeigt die Interaktion der Anforderung mit den einzelnen Konkretisierungsebenen des Entwicklungsprozesses. Dabei stehen sie mit ausgewählten Lösungen permanent in Korrelation.

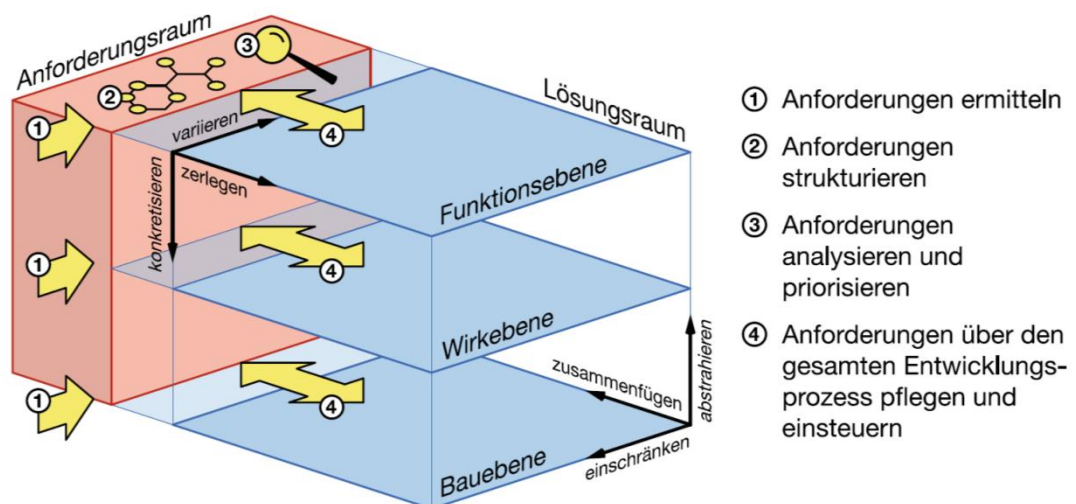


Abbildung 4.3: Münchner Produktkonkretisierungsmodell (MKM) [13]

Der orange dargestellte Anforderungsraum beinhaltet die Summe der ermittelten Anforderungen an das geplante Produkt und deren Strukturierung. Eine marktgerechte und kundenspezifische Produktentwicklung steht dabei immer im Vordergrund. Die Anforderungen sollten zudem auf die Bedürfnisse und Wünsche der späteren Benutzer/innen zugeschnitten sein. Eine exakte Vorgehensweise mittels Gliederung und Strukturierung ist bei der Erfassung der Anforderungen notwendig, um etwaige Unklarheiten und Missverständnisse gleich im Vorfeld zu vermeiden.

Während der Dokumentation wird eine Anforderungsliste erstellt. Im sogenannten Lastenheft werden seitens des Auftraggebers die gesamten Anforderungen an die Lieferung und die Leistungen betreffend der Realisierung durch den Auftragnehmer festgehalten. Der Inhalt des Pflichtenheftes spiegelt die Umsetzung des Lastenheftes seitens des Auftragnehmers

wieder. So wird im Lastenheft generell festgehalten, welche Funktionen das Produkt haben soll und im Pflichtenheft wie die Anforderungen umgesetzt wurden.

Im nächsten Schritt müssen die Abhängigkeiten der Anforderungen untereinander näher untersucht werden. Diese müssen zuerst identifiziert werden, um später Prioritäten und Entwicklungsdefinitionen besser setzen zu können. Für die Analyse stehen dem Auftragnehmer verschiedene Methoden zur Verfügung.

Während der Entwicklung wird später zwischen den Anforderungen, die in Vereinbarung mit dem Auftraggeber und den Anforderungen, die im Laufe der Projektumsetzung entstanden sind, unterschieden. Dies kann mitunter durch die Verfolgung eines konkreten Lösungsweges erfolgen. Handelt es sich bei einem Projekt um die Weiterentwicklung bereits vorhandener Systeme, können die Anforderungen gleich zu Beginn sehr detailliert erfasst werden. Bei neuen Projekten empfiehlt es sich, die Anforderungen eher abstrakt und neutral zu formulieren, um den Raum für eine spätere Konkretisierung zu schaffen.

4.2.2 Ermittlung von Anforderungen

Zu Beginn jeder Produktentwicklung stehen die Klärung der Anforderung und die Erfassung des sogenannten Entwicklungsauftrags im Vordergrund. Neue Projekte werden nach ihrem „Neuigkeitsgrad“ beurteilt. Entweder es existieren bereits Vorgängerprodukte, welche weiter entwickelt werden oder es kommt generell zum Start eines neuen Produktes.

Die Quantifizierung der Anforderungen ist zum Zeitpunkt des Projektstartes noch nicht vollständig möglich. Eine Konkretisierung ist bei kompletten Neuentwicklungen zwar wünschenswert, letztendlich mangelt es aber an der fehlenden Möglichkeit, alles auf Vollständigkeit zu überprüfen. Um alle Produkthanforderungen zu ermitteln, müssen Quellen wie:

- Kunden/innen
- Wettbewerber/innen
- Normen
- Gesetze
- Interne Vorgaben (z.B.: Unternehmensstrategie, Fertigung, Montage)

berücksichtigt werden. Aus diesen Quellen werden zunächst alle relevanten Anforderungen herausgefiltert, strukturiert und dokumentiert. Wird ein neues Produkt generiert, gestaltet sich diese frühe Phase der Produktentwicklung aufgrund der umfangreichen Quantifizierung der Informationen oftmals sehr schwierig. Werden seitens des Auftraggebers und Auftragnehmers konkrete Anforderungen fixiert, wird dieser Schritt als verbindliche Basis für den weiteren Prozess gesehen. Im optimalen Fall werden die Anforderungen nicht nur zu Beginn, sondern auch während des fortwährenden Konkretisierungsprozesses auf allen drei Ebenen betrachtet.

4.2.3 Anforderungsstrukturierung

Die getroffenen Anforderungen werden meist während der Erfassung strukturiert und dokumentiert. Mit diesem Schritt wird eine Abweichung vom geplanten Kurs verhindert. Ferner eignet sich diese Methode zur schnelleren Bewertung von Lösungsansätzen und lässt Raum für die Suche nach Alternativen zu gestellten Problemen. Missverständnisse zwischen Auftraggeber/in und Entwickler/in können zum Teil zu erheblichen Mängeln und Einschränkung des Innovationspotenzials führen.

Die Dokumentation und Strukturierung der Produkthanforderungen wird schriftlich im Lastenheft festgehalten (siehe dazu Kapitel 4.1). Zusammen mit dem Pflichtenheft bildet dies meist die Vertragsbasis zwischen Kunden und Herstellern. Der Entwickler ist dann vertraglich verpflichtet, die Kundenanforderungen aus dem Lastenheft zu realisieren. Bei Nichteinhaltung kann es dabei zu kosten- und arbeitsintensiven Änderungsphasen kommen.

Zur Anforderungsdokumentation stehen in der Praxis mehrere Methoden zur Verfügung. Eine bewährte Form ist die Erstellung von Anforderungslisten. Jede Anforderung erhält dabei eine eigene Nummer zur Identifizierung. Um jede Position näher zu beschreiben, werden sowohl Merkmal als auch Ausprägung der Anforderung hinzugefügt. Kommt es zu Änderungen, werden alte Anforderungen nicht gänzlich aus der Liste entfernt, sondern durchgestrichen, um keine der erfassten Positionen zu verlieren.

Die Strukturierung erfolgt wiederum mittels Checklisten, welche Hauptmerkmale wie beispielsweise Kosten, Termin, Geometrie, usw. enthalten können. Eine andere Strukturierungsart ist die Einteilung nach Phasen im Produktionszyklus. Hierbei beachtet man Faktoren wie Herstellung, Nutzung, Recycling usw.

Letztendlich sollten die Anforderungen neutral und lösungsorientiert, positiv und eindeutig formuliert werden. Neben Eindeutigkeit und Neutralität wird Kunden und Herstellern auch nahe gelegt, die Anforderungen zwar präzise und anspruchsvoll zu formulieren, zugleich aber auf Verständlichkeit zu achten. Von Beginn an zu hoch gesteckte Ziele führen zu späteren Korrekturen in der Entwicklungsphase. Dies wirkt sich meist negativ auf das Gesamtergebnis aus. Durch etwaige ungeplante Korrekturen wird auch die gesamte Entwicklungsarbeit beeinträchtigt. Die Durchführbarkeit der Anforderungsquantifizierung steht dabei im Vordergrund.

Entstammen die Anforderungen aus unterschiedlichen Wissensgebieten der Technik, müssen die Vertreter aus allen Bereichen eine einheitliche Sprache finden. Bei der Anforderungsklä rung werden daher auch offensichtlich klare Standpunkte aller Vertreter festgehalten. Generell gilt es gleiche, in mehreren technischen Bereichen verwendete Begriffe herauszufiltern, um eine spätere Verwechslung zu vermeiden.

Eine strukturierte Anforderungsliste und Anforderungsdokumentation bildet die Grundlage für jeden Entwicklungsprozess. Diesen Listen werden im weiteren Verlauf der Produktentwicklung wichtige Informationen entnommen. Darüber hinaus fließen die gesammelten Informationen über den gesamten Prozess hinweg in die Gestaltung und Entwicklung des Produktes ein.

Bei umfangreichen Neuentwicklungen empfiehlt sich die Erfassung und Speicherung der Anforderungen in eigens angelegten Datenbanken. Die Vernetzung mit anderen Systemprogrammen im Entwicklungskonzern ermöglicht so eine schnelle und detailgetreue Wiedergabe der gespeicherten Kriterien.

4.2.4 Analyse und Gewichtung von Anforderungen

Nach der Strukturierung und Dokumentation der Anforderungen wird der Inhalt der Anforderungsliste (an das Endprodukt gestellte Rahmenbedingungen) auf Redundanzen und Inkonsistenz überprüft und gegebenenfalls bereinigt. Des Weiteren werden Anforderungen priorisiert und Entwicklungsschwerpunkte definiert. Bei der Priorisierung kommt es zur Ausarbeitung von Schwerpunkten, der Entwickler konzentriert sich dabei auf Detailanforderungen, welche unbedingt eingehalten werden müssen. Es darf jedoch keine der zu Beginn erfassten Anforderungen vergessen oder vernachlässigt werden. Die Analyse befasst sich mit Synergien zwischen den einzelnen Rahmenbedingungen des Auftraggebers und der Findung von Zielkonflikten.

Die Anforderungsliste ist generell auf doppelt angeführte Nennungen zu kontrollieren. Die Bereinigung von redundanten Positionen lässt im späteren Entwicklungsprozess eine genauere Betrachtung der Abhängigkeiten zwischen den Anforderungen zu.

Zusammenfassend kann an dieser Stelle festgehalten werden, dass Anforderungen eine Soll-Eigenschaft an das Endprodukt darstellen. Die Strukturierung, Detaillierung und Überarbeitung spiegelt sich im gesamten Entwicklungsprozess wieder. Die mit Abstand wichtigste Quelle in der Anforderungserfassung wird durch den Kunden bzw. den Auftraggeber gebildet. Eine Einbindung aller am Projekt beteiligten Personen führt in der frühen Phase der Anforderungserstellung meist zu schnellen Resultaten und sollte immer favorisiert werden. Die Miteinbeziehung des Auftraggebers ist für den weiteren Projektverlauf sehr wichtig. Kundenwünsche gelten nach der Anforderungsklä rung als unveränderbar und spielen neben den Anforderungen aus internen Quellen (Logistik, Service, usw.) eine zentrale Rolle.

Die Abwicklung von erfassten Anforderungen gestaltet sich meist schwierig, da eine Vielzahl an Informationen abgearbeitet werden muss. Am Projektbeginn sollte daher bereits bei Projekten mit geringer Komplexität genügend Arbeitszeit veranschlagt werden.

Anforderungen sind teilweise voneinander abhängig und beeinflussen sich dadurch gegenseitig. Entwickler und Auftraggeber müssen gemeinsam an geeigneten Lösungen für die Bewältigung von Zielkonflikten arbeiten. Um einen optimalen Projektverlauf zu erreichen, ist die Benützung von Dokumentations- und Strukturierungsmethoden wie beispielsweise das Erstellen von Anforderungslisten erstrebenswert. Mit Hilfe dieser Listen gelingt es, eine gewisse Transparenz in die erste Projektphase zu bringen. Erst mit der Erhöhung des Detailgrades während der Projektentwicklung steigt auch die Detailliertheit der Anforderungen.

Der Entwicklungsprozess eines Produkts ist stark abhängig von den einzelnen Zielen und Vorgaben, welche zu Beginn an das Resultat gestellt werden. Die permanente Abhängigkeit von Hauptanforderungen und Hauptzielsetzungen fließt während der Produktentwicklung ständig in das Projekt ein. [13]

5 Brainstorming und Konzeptfindung

Der Inhalt dieses Kapitels widmet sich der Findung und Dokumentation von Lösungsvorschlägen. Die einzelnen Ansätze sind dabei während einer am Institut für Fahrzeugtechnik (TU Graz) abgehaltenen Brainstorming-Einheit entstanden. Grundsätzlich ermöglicht die Einbindung von Personen ein hohes Maß an Objektivität wenn es um die Entwicklung von neuen Produkten oder generell um die Ideenfindung geplanter Objekte geht. Involvierte Personen können so in den ersten Abschnitt der Konzeptentwicklung eingebunden werden und ihr fachliches Wissen mit den Anwesenden teilen. Eine methodische Vorgehensweise führt in der Regel zu großem Innovationspotential. Die Arbeit im Team steht dabei im Vordergrund.

5.1 Was ist Brainstorming

Hinter dem Begriff „Brainstorming“ verbirgt sich eine Gruppentechnik bei der Qualität und Quantität einer Verkaufsidee erhöht werden. Die Methode zählt im Allgemeinen zur Gruppe der Kreativitätstechniken im Innovationsprozess. Alex Osborn [14] hatte in den 60er Jahren den Grundgedanken, dass verschiedene Teilnehmer einer Gruppe konstruktive Vorschläge zur Bewältigung von technischen Problemen in einer Art „Gedankensturm“ von sich geben. Ferner sollen gegebene Themen durchleuchtet und analysiert werden. Jeder Teilnehmer hat nach dem Ablauf einer vorher festgelegten Zeitspanne die Möglichkeit seine gesammelten Ideen und Lösungsansätze in der Gruppe zu präsentieren. Diese Ansätze werden in der Regel spontan vorgetragen.

Vor jeder Brainstorming-Einheit wird ein Moderator bestimmt. Dieser sorgt neben dem korrekten Ablauf der Sitzung für fortwährende Protokollierung und Informationsfluss zwischen den einzelnen Gruppenmitgliedern. Darüber hinaus erfordert die Arbeit des Moderators ein hohes Maß an Neutralität. Folgende Punkte gehören ebenfalls zu seinen Aufgaben:

- Aufnahme und Fixierung der einzelnen individuellen Vorschläge
- Motivation der Teilnehmer um vorzeitigem Desinteresse entgegen zu wirken
- Einleitung und Beschreibung des eigentlichen Problems

Der Leiter oder Moderator hat zudem dafür Sorge zu tragen, dass während den Präsentationen eines jeden Teilnehmers keine Kritik durch andere geübt wird. Dieser Umstand würde zur Störung der eigentlichen Brainstorming-Phase führen. Neben potentiellen, weiter entwickelbaren Lösungsansätzen sollen auch die irrelevant erscheinenden Ideen in den Lösungsprozess integriert werden.

Die Dokumentation der einzelnen Ansätze wird vom Schriftführer Schritt für Schritt im Brainstorming-Protokoll festgehalten. Findet die Einheit im kleinen Rahmen statt, fällt die

Wahl des Moderators und des Schriftführers meist auf dieselbe Person. Das Protokoll wird in weiterer Folge zusammengefasst, vervielfältigt und an die Teilnehmer übermittelt.

5.1.1 Ablauf einer Brainstorming-Einheit

Die durchschnittliche Teilnehmerzahl an Brainstorming-Einheiten beläuft sich auf sechs bis zwölf Personen. In der Vergangenheit hat sich dieser Wert etabliert, da bei zu geringer Teilnehmeranzahl die Chance besteht, weniger Ideen sammeln zu können und sich bei Gruppen über zwölf Personen die Aufzeichnung der eingebrachten Ideen als sehr schwierig gestaltet. Des Weiteren nehmen Einheitsdauer und Komplexität der Strukturierung stark zu.

Dem Brainstorming-Leiter wird nahegelegt, während der Einheit gewisse Grundregeln einzuhalten. Jeder Teilnehmer soll seine Ideen frei und ohne Unterbrechung durch andere äußern dürfen. Die Beurteilung erfolgt erst nachdem dem Letzten das Wort erteilt wurde. Neben der Kombination von Ideenvorschlägen spielt die Quantität der Ergebnisse eine große Rolle.

Die durchschnittliche Einheitsdauer liegt bei 30 Minuten. Die Zeitspanne wird vor dem Brainstorming grob festgelegt. Dadurch verhindert man das Aufkommen von Langeweile und beugt der Kreativitätshemmung vor. Im Vordergrund steht die Findung von adäquaten Lösungen zu gestellten oder innerbetrieblichen Problemen. Diese spezielle Methode zur Ideenfindung ist sowohl in der Produktentwicklung als auch im Bereich des Unternehmensmanagements zu finden und weit verbreitet. So hilft sie beispielsweise bei der Findung von Anforderungslösungen zu neuen Produkten, als auch dabei gewisse Prozessabschnitte zu beschleunigen. Die Eingliederung von Brainstorming-Methoden in die Konzeptfindung brachte den Firmen in der Vergangenheit durchwegs Erfolge ein und so konnte in den Jahren zwischen 1978 und 1992 eine Produktumsetzungsquote von 40% erreicht werden. [15]

Der Ablauf kann folgendermaßen zusammengefasst werden:

Zunächst werden die Teilnehmer durch den zuvor bestimmten Brainstorming-Leiter begrüßt und kurz über das Thema informiert. Nach der Einleitung sind die involvierten Personen angehalten, ihre Lösungsvorschläge und Ideen auf Papier nieder zu schreiben. Ist die Bearbeitungszeit abgelaufen, werden die Ergebnisse nacheinander präsentiert und vom Schreiber festgehalten. Das Verwenden einer Tafel oder eines Whiteboards kann als zusätzliches Hilfsmittel für die Strukturierung der Inputs dienen. Während der Präsentation darf keinerlei Kritik an den Vorschlägen der einzelnen Teilnehmer geübt werden. Wurden alle Ideen aus der Teilnehmerrunde präsentiert, geht das Brainstorming in die Besprechungsphase über. Die ermittelten Ansätze werden dabei offen diskutiert und Schritt für Schritt analysiert. Nachdem die Einheit abgeschlossen ist, erfasst man die Ergebnisse im Brainstorming-Protokoll. [16]

5.2 Diplomarbeitsspezifisches Brainstorming

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde ein kollektives Brainstorming mit mehreren Institutsangehörigen abgehalten. Die Einheit fand dabei unter ständiger Berücksichtigung der unter Kapitel 5.1 festgehaltenen Brainstorming-Regeln statt. Nachdem alle Teilnehmer ordnungsgemäß über das Brainstorming-Thema „Innovative, effiziente Linearantriebe“ unterrichtet wurden, hatte jeder 15 Minuten Zeit, seine Ideen und Lösungsmöglichkeiten aufzuzeichnen.

5.2.1 Anforderungen

Nach einer kurzen Einführung in das vorliegende Brainstorming-Thema wurden zunächst die Anforderungen noch weiter konkretisiert um von allen Teilnehmern möglichst viel an kreativen Input zu erhalten. Die Vorgaben an den Linearantrieb lassen sich dabei wie folgt festhalten:

- Verwendung als Hubsystem
- Effizienter Antrieb (d.h. möglichst geringer Energieverbrauch beim Heben)
- Autarke Betriebsweise
- Rekuperationspotential
- Kostengünstiges System
- Geräuscharmer Betrieb
- Hub- und Senkvorgang laufen automatisch ab

Zu diesen allgemeinen Bedingungen werden noch festgelegte Werte in das Brainstorming mit einbezogen:

- $F_{\min} = 300\text{N}$ und $F_{\max} = 900\text{N}$
- Verfahrgeschwindigkeit $v_a \geq 40\text{mm/s}$
- Gesamthub des Antriebs $H = 700\text{mm}$
- Maximale Bauhöhe = 560mm
- 10 Fahrzyklen pro Tag
- 11 Jahre Lebensdauer
- Batterie als verbaute Energiequelle ist möglich

Betrachtet wird dabei der sogenannte „worst-case“ Fall. Nachdem laut Angaben auch die Rekuperation berücksichtigt werden soll, stehen dem Konstrukteur für den Energiespeicherungsprozess somit nur 300N auf 700mm Hub zur Verfügung. Diese Lageenergie kann in geeigneter Form gespeichert werden. Beim eigentlichen Hubvorgang ist jedoch mit der maximalen Kraft von 900N zu rechnen.

Mit diesen Angaben startete nun jeder der teilnehmenden Personen in die kreative, 15 minütige Überlegungsphase. Alle Ideen wurden zunächst auf Papier festgehalten.

5.2.2 Ergebnisse und Lösungsauflistung

Nach dem eigentlichen Brainstorming-Prozess wurden nun alle Resultate der Reihe nach präsentiert und zunächst an der Tafel veranschaulicht. Die kreativen Konzeptideen sind im nachfolgenden Abschnitt festgehalten. Als erstes erfolgt die Bezeichnung des Antriebs bzw. des Konzepts und in weiterer Folge eine Abbildung inklusive kurzer Beschreibung der grundsätzlichen Bewegungsvorgänge und Komponenten. Alle Abbildungen sind dabei abstrakt dargestellt und auf das Wesentliche reduziert und entstammen direkt aus dem Originalprotokoll der Einheit. Nach diesem Abschnitt werden die einzelnen Lösungsansätze kurz bewertet und mögliche Vor- und Nachteile aufgezeigt.

a) Rollenzug mit Gegengewicht und Federspeicher

Das in Abbildung 5.1 dargestellte System besteht grundsätzlich aus einer Umlenkrolle mit integriertem Federspeicher, einem geführten Seil, einem Gegengewicht und der zu bewegenden Last.

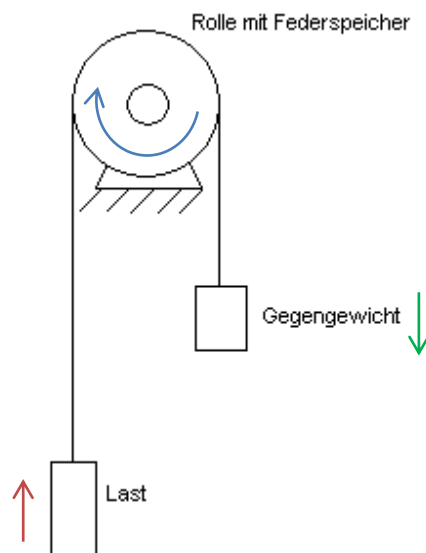


Abbildung 5.1: Rollenzug mit Gegengewicht

Beim Hubvorgang wird die Last prinzipiell nach oben bewegt (roter Pfeil), wobei der Federspeicher in der Umlenkrolle und das Gegengewicht am anderen Ende des Seils eine unterstützende Bewegung ausführen. Grundgedanke an diesem Prinzip ist, dass sowohl die Abwärtsbewegung des Gegengewichts (grüner Pfeil) als auch der Federspeicher (beim Hubvorgang führt die Rolle eine Drehbewegung in Uhrzeigerrichtung aus – siehe blauer Pfeil) ausreichen um Energie beim Absenken der Last zu speichern und somit die benötigte Antriebsenergie für den Hubvorgang zu reduzieren.

b) Hebelwerk mit variablem Gewicht

Abbildung 5.2 zeigt ein Hebelsystem mit der zu hebenden Last auf der einen (links im Bild) und einem justierbaren Gewicht auf der gegenüberliegenden Seite (rechts im Bild). Je nach Lastzustand kann dabei der Abstand zum Drehpunkt des Systems variiert werden.

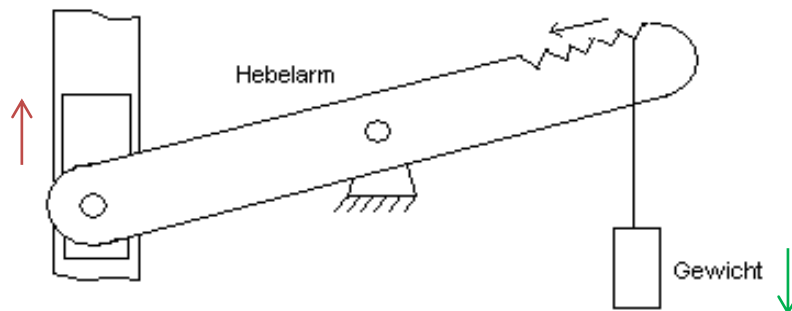


Abbildung 5.2: Hebelkonzept mit stufenloser Gewichtsverteilung

Während sich die linear geführte Last nach oben bewegt (roter Pfeil), wandert das Gegengewicht nach unten (grüner Pfeil). Durch die Abstandsvariation kann bei gleicher Gegengewichtsmaße immer die erforderliche Hubkraft aufgebracht werden. Auch hier soll das Gegengewicht Energie speichern bzw. die Antriebsenergie beim Hubvorgang reduzieren.

c) CVT Getriebe (countinuous variable transmission)

Mit einem CVT Getriebe ist man in der Lage die gewünschte Übersetzung in einem festgelegten Übersetzungsbereich stufenlos einzustellen. Die individuell einstellbare Übersetzung ermöglicht das Heben unterschiedlicher Lasten bzw. hilft dem Konstrukteur auf verschiedene Lastzustände zu reagieren (wie bereits bemerkt: Annahme „worst case“ Fall).

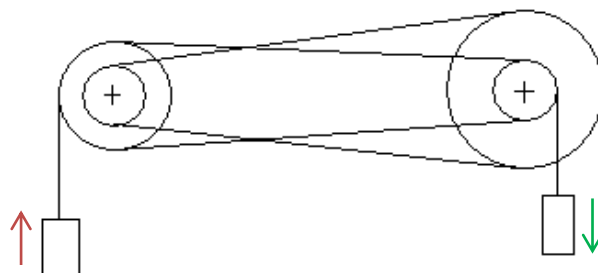


Abbildung 5.3: Stufenlos einstellbares Getriebe zum Heben der Last

5. Brainstorming und Konzeptfindung

Das Getriebe besteht im Allgemeinen aus zwei Kegelscheiben und einem reibschlüssigen Übertragungselement. Die Funktion des Hubwerks basiert auf der richtigen Wahl der Übersetzung. Das Gegengewicht auf der rechten Seite wird losgelassen und senkt sich. Durch das Getriebe kann somit die Last auf der linken Seite angehoben werden. Nimmt die Last zu oder ab, muss die Übersetzung dementsprechend geändert werden. In Kombination mit einem elektrischen Antrieb könnte auch bei dieser Variante das Gegengewicht die benötigte Antriebsenergie reduzieren.

d) Rollenzugprinzip mit Federspeicher

Das System besteht grundsätzlich aus einer ebenen Platte, welche am oberen Ende der Einheit in Längsrichtung geführt ist, zwei Umlenkrollen, einem Seil und einer Linearfeder. Der rote Pfeil kennzeichnet die Richtung in welche das Seil gezogen wird um die dabei freiwerdende Lageenergie in der Feder zu speichern.

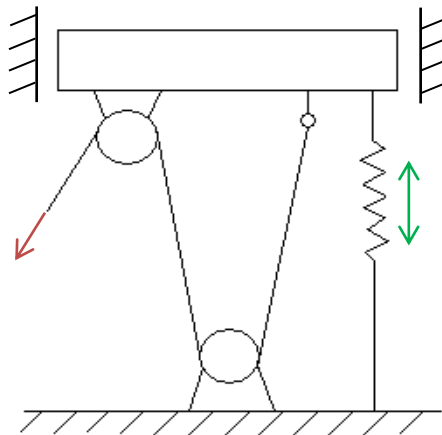


Abbildung 5.4: System aus Umlenkrollen mit integriertem Federspeicher

Um die Last anzuheben wird die gespeicherte Federenergie freigesetzt und ins System zurückgespeist. Durch die vertikale Führung der ebenen Platte ist lediglich eine Bewegung nach unten oder oben möglich. Im Grunde soll der Energiespeicherungsvorgang nur mit Hilfe der maximalen Lastmasse realisiert werden. Bei kleinen Lasten wird zusätzlich ein Elektromotor verwendet.

e) Seilzug mit direkter Zugkraftspeicherung

Abbildung 5.5 zeigt ein kombiniertes System bestehend aus einer Umlenkrolle und einer Feder–Seil–Einheit. Die Rolle ist dabei ortsfest im Raum platziert. Grundsätzlich soll die gespeicherte Federenergie nun gleich wie bei Variante d) während des Hubvorganges in das System zurückgespeist werden.

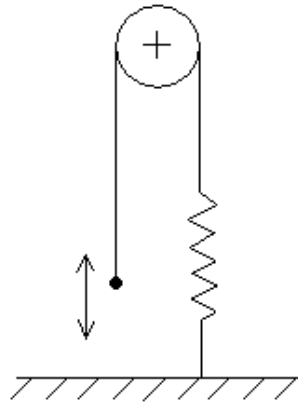


Abbildung 5.5: Kombiniertes System aus Rolle und Federelement

Sobald sich der Antrieb absenkt, wird die Feder durch das Seil gespannt und potentielle Energie zugeführt. Diese Energiezufuhr sorgt für die Unterstützung des Elektromotors.

f) Seiltrommel und Drehfeder

Das System dieses Lösungsansatzes besteht aus einer Seiltrommel, in der Technik auch als Haspel bezeichnet, einem wickelbaren Seil und einer Drehfeder. Darüber hinaus ist die Verwendung eines Elektromotors vorgesehen, welcher seitlich am System angebracht ist.

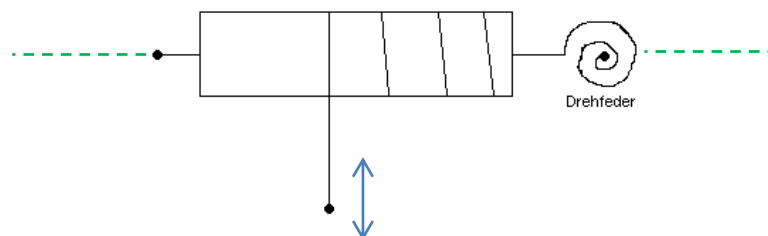


Abbildung 5.6: Haspelkonzept mit Seil und Drehfeder

Bei diesem Antrieb lässt sich das Führungsseil entweder auf- oder abwickeln. Wird die Vorrichtung betätigt, erfolgt eine Drehung um die grün eingezeichnete Achse. Die Drehrichtung der Haspel gibt dabei vor, ob das Seil auf- oder abgewickelt wird (blauer Pfeil). Durch die Drehung der Seiltrommel wird während des Absenkvorgangs der Last Energie in der Drehfeder gespeichert. Die Abgabe dieser Energie erfolgt wiederum im Hubvorgang.

g) Scherengelenkskonstruktion

Das stark vereinfachte System zeigt grundsätzlich eine Konstruktion aus drei, mit Gelenken untereinander verbundenen Stäben. Zwei der insgesamt vier Gelenke sind ortsfest im Raum montiert und besitzen nur einen rotatorischen Freiheitsgrad. Die beiden anderen Gelenke

sind zumindest in der Ebene frei beweglich. Zwischen einem beweglichen und einem fixen Gelenk ist zusätzlich eine Zugfeder angebracht.

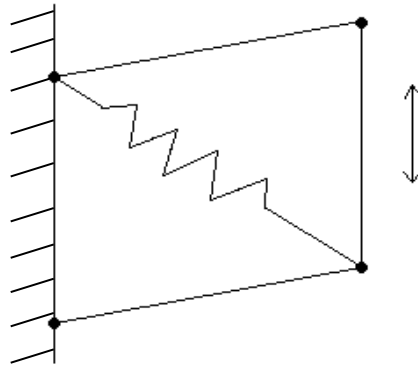


Abbildung 5.7: Viergelenkiger Scherenmechanismus

Betrachtet man nun die Bewegung des Gesamtsystems, wird im Laufe der Absenkung die montierte Feder gestreckt. Beim Hubvorgang kommt es zur Entspannung der Zugfeder und zur vertikalen Bewegung der beiden freien Gelenke. Das Federsystem speichert beim Absenken Energie, welche bei der Hubbewegung einen elektrischen Antrieb unterstützen könnte.

h) Lochbandmechanismus

Die Konstruktion besteht aus einem Lochband bzw. einem Lochblech und einem starr positionierten, drehbaren Zahnrad. Die Zähne greifen dabei in die Ausnehmungen des Lochbandes ein.

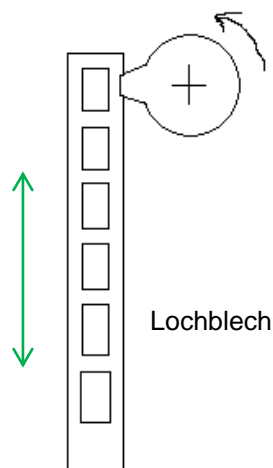


Abbildung 5.8: Zahnrad-Lochband-Antrieb

Durch die Rotation des schematisch dargestellten Zahnrades (vgl. Abbildung 5.8), wird das Lochband je nach Drehrichtung entweder nach oben oder nach unten geschoben (grüner Pfeil). Ist die Last mit dem Band verbunden, wird erfolgt demnach eine Bewegungsübertragung. Dieses System beinhaltet keinen Energiespeicher, sondern beschreibt einen kostengünstigen Mechanismus zur Erzeugung der Längsbewegung.

i) Spindeltrieb

Ein konventioneller, auf die wesentlichen Funktionsteile reduzierter Spindeltrieb besteht grundsätzlich aus einer Spindelmutter, einem Antrieb und einer geführten Spindelstange.

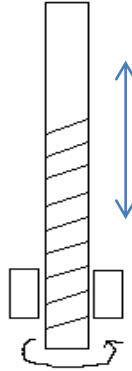


Abbildung 5.9: Spindelhubsystem

Der Antrieb kann nun entweder durch das Drehen der Spindel oder der Spindelmutter erfolgen (vgl. dazu Kapitel 3.1.2.3). In diesem Fall wird die Spindelmutter fixiert und die Spindel selbst gedreht. Durch diese Bewegung kann sie in vertikaler Richtung in Abhängigkeit der kinematischen Größen frei nach unten und oben positioniert werden. Auch dieses System weist keinen Federspeicher auf.

j) Pneumatisches Hubsystem

Die letzte Konzeptidee der Brainstorming-Einheit zeigt ein pneumatisches Hubsystem, dessen Aufbau auf einen Druckspeicher und den seitlich angeschlossenen Kompressor reduziert ist.

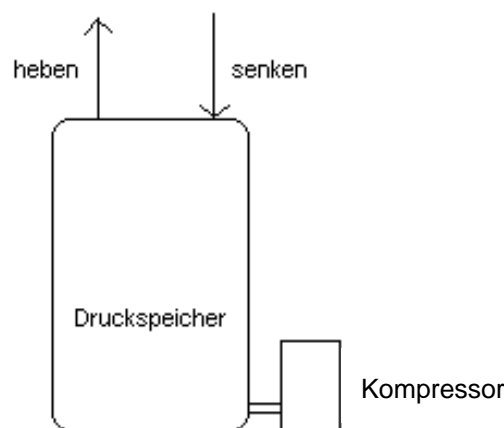


Abbildung 5.10: Druckkessel kombiniert mit Kompressoreinheit

Der Hubvorgang wird mit Hilfe eines pneumatischen Aktuators realisiert, welcher wiederum durch die komprimierte Luft aus dem Druckspeicher gespeist wird. Während des Absenkvorgangs soll hingegen Luft über ein geeignetes Ventil in den Speicher zurückgeführt

werden. Der Kompressor hat dabei die Funktion, ein konstantes Drucklevel im Behälter aufrecht zu erhalten.

5.2.3 Konzeptauswertung und Beurteilung

Im Anschluss an die Brainstorming-Einheit erfolgte die Beurteilung der Lösungsvorschläge hinsichtlich ihres Entwicklungspotentials und ihrer Eignung als linearer Antrieb für die vorgegebene Aufgabenstellung.

Zunächst wurde jede Konzeptidee einzeln betrachtet und in der Runde diskutiert. Dabei konnte von jedem Teilnehmer der Gruppe konstruktive Kritik geübt werden um die Ausführung zu verfeinern oder weiter zu verbessern. Hauptaugenmerk lag auf folgenden Komponenten und Eigenschaften:

- Baugröße
- Energieverbrauch
- Realisierungsmöglichkeit

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der Diskussion zusammengefasst. Die eingangs gestellten Grundanforderungen werden natürlich ebenfalls bei der Auswertung mit berücksichtigt.

Vergleicht man zunächst alle Konzepte untereinander, verfügen die Varianten a), d), e) und f) über einen Federspeicher und einen Rollenmechanismus. Das Seil als geeignetes Zug- und Kraftübertragungselement wird hierbei entweder von einem Gegengewicht oder einer externen Antriebseinheit über die Rollen gezogen. Durch den guten Wirkungsgrad lässt sich das Seil beinahe verlustfrei über die Umlenkung bewegen. Um die Federn optimal nutzen zu können, müssen sie auch zum Ende des Fahrweges hin wirksam bleiben. Dieser Umstand wird durch die Vorspannung beim Einbau erreicht.

Bei der Variantenaufzählung basiert lediglich Variante a) rein auf der Verwendung eines Gegengewichts. Bei allen anderen Rollenausführungen (d, e, f) erfolgt der Antrieb des Systems mittels elektrischer Antriebseinheit. Dabei wird das geführte Seil entweder aufgerollt oder zumindest über die Rollen gezogen.

Die Speicherung der potentiellen Lageenergie wird von den einzelnen Federspeichersystemen übernommen. Grundgedanke dahinter ist die bedarfsgerechte Energie-Abgabe während des Hubvorgangs. Da der Linearantrieb laut Brainstorming-Anforderung auch über einen Energiespeichermechanismus verfügen soll und Linearfedern zur Speicherung von potentieller Lageenergie sehr gut geeignet sind, wurde diese Art mehrheitlich verwendet.

5. Brainstorming und Konzeptfindung

Mit den Varianten b) und g) wird der Hubvorgang über mechanische Systeme ohne Seil als direktes Übertragungselement realisiert. Stattdessen verwendet man drehbar gelagerte Systeme, welche in kinematischer Abhängigkeit rotatorische Bewegungen in vertikale Bewegungen umwandeln. Wird der Mechanismus betätigt, erfolgt die Drehung um einen festen Punkt im Raum. Die zu hebende Masse ist dabei am Mechanismus fixiert und wird während des Hubvorgangs in vertikaler Richtung geführt.

Bei den Varianten h) und i) handelt es sich ebenfalls um mechanische Systeme ohne Seil, diese benötigen jedoch keinerlei Gelenke als Drehpunkte für Hebel oder Stäbe. Das Grundprinzip hinter beiden Lösungskonzepten bedient sich bei konventionellen Vertretern der Lineartechnik.

Die Konzepte c) und j) weichen von den vorhergehenden Lösungen etwas ab, da sie weder auf dem Seilzug, noch auf dem Prinzip mechanischer Übertragungselemente wie Spindeln oder Zahnstangen basieren. Die Ausführung c) zeigt ein CVT Getriebe welches ohne Zwischenelemente durch direkte Übersetzungsänderung in der Lage ist, die gewünschte maximale Last von 90kg ($F_G = 900\text{N}$, Erdbeschleunigung g aufgerundet auf 10m/s^2). Ausführung j) hebt die Last pneumatisch.

Die präsentierten Varianten werden in weiterer Folge einzeln bewertet. Die Energieeffizienz des Systems steht dabei im Vordergrund. An dieser Stelle soll noch einmal festgehalten werden, dass dieses Brainstorming ganz im Zeichen linearer Antriebskonzepte mit großem Wirkungsgrad oder mit großem Potential zur Verbesserung des Wirkungsgrades steht.

5.2.4 Einzelbewertung der Lösungsansätze

In diesem Abschnitt werden nun noch einmal unter Berücksichtigung der getroffenen Annahmen und Hauptmerkmale die Ergebnisse des Brainstormings „Innovative, effiziente Linearantriebe“ angeführt.

Konzept a)

Der Antrieb ist aufgrund der festgelegten Masse des Gegengewichts weniger flexibel und eignet sich zudem kaum für Anwendungen auf kleinem Raum, da der Verfahrweg des Antriebs kinematisch von der Position des nach unten ziehenden Gewichts abhängig ist.

Wird eine bestimmte Masse für das Gegengewicht gewählt, kann trotz unterstützender Wirkung des Federspeichers immer nur dieselbe Last gehoben werden. Durch die Verwendung eines Hilfsantriebes könnte die Last aber variiert werden, was die Flexibilität steigern würde.

Konzept b)

Das Hebelarmkonzept ist aufgrund des erhöhten Platzbedarfs nicht universell einsetzbar. Zudem gilt, je höher das Gewicht der Last, desto länger der Hebelarm (bei gleichbleibender Gegengewichtsmasse). So müsste man gegebenenfalls den Hubvorgang sogar am Gelenk mit der Verwendung eines zusätzlichen elektrischen Antriebes unterstützen. Ein weiteres Problem tritt auch beim Absenkvorgang von kleinen Lasten auf. Ist die Gegengewichtsmasse sehr groß, kann die Last nicht mehr abgesenkt werden. Die Last müsste mit einem zusätzlichen Gewicht versehen werden. Grundsätzlich ist dieses Konzept nur für größere Anlagen mit genügend Bauraum geeignet. Je nach Lastzustand muss der Abstand des Gegenwichts zum Drehpunkt des Hebels variiert werden.

Konzept c)

Die Verwendung eines CVT Getriebes als Linearantrieb für Hubwerke ist aufgrund seiner vordefinierten Einbaulage und Größe unpraktisch. Lediglich die freie Wahl der Übersetzung ermöglicht dem Konstrukteur jederzeit auf den vorliegenden Lastfall Einfluss zu nehmen. Diese Getriebeart ist darüber hinaus sehr teuer in der Herstellung und widerspricht somit der grundlegenden Anforderung an ein kostengünstiges System.

Konzept d)

Das gezeigte Flaschenzugprinzip wird grundsätzlich für die Absenkung der vertikal geführten Platte verwendet. Die in der Feder gespeicherte Energie soll laut Konzeptvorschlag ausreichen, um die geforderte Last zu heben. Diesbezüglich wurde im vorhergehenden Kapitel bereits erwähnt, dass die Feder bereits bei der Montage des Antriebs leicht vorgespannt werden muss um auf dem letzten Abschnitt des Hubs wirksam zu bleiben.

Da der Hub und somit auch der Federweg fest vorgegeben sind, ist das System von der Federsteifigkeit abhängig. Dies wirkt sich nachteilig auf die Berücksichtigung unterschiedlicher Lastzustände aus, da die eingebaute Feder immer auf die höchste, zulässige Last auszulegen ist, um während des Hubvorgangs gänzlich ohne zusätzlichen elektrischen Antrieb auszukommen. In der Realität würde die Entwicklung und Berechnung einer geeigneten Feder sehr viel Zeit in Anspruch nehmen.

Konzept e)

Der Aufbau des Antriebes gestaltet sich einfach und die Energieeffizienz ist hoch. Umlenkrollen besitzen in der Regel einen Wirkungsgrad von 98%. Verluste treten hierbei lediglich durch die Seilreibung im Kontaktbereich auf. Die fixe Lagerung der Rolle im Raum bzw. neben dem Antrieb verschafft diesem Konzept erhebliche Nachteile in Bezug auf den verfügbaren Bauraum. Die Umlenkrolle kann nicht in den Antrieb selbst integriert werden, da

die angebrachte Last erst gesenkt werden muss, um die Feder zu spannen. Da die Spannung der Feder über den Seilzug realisiert wird, muss die Rolle ortsfest montiert werden.

Konzept f)

Dieser Lösungsansatz kombiniert einen einfachen Aufbau mit großer Effizienz hinsichtlich Energieverbrauch und Wirkungsgrad. Die Seilreibung in der Haspel ist im Vergleich zu anderen mechanischen Systemen gering und die Einbindung einer Drehfeder verschafft dem Antrieb zusätzliche Vorteile. Bei diesem Konzept wird der Absenkvorgang gleich wie beim vorhergehenden System durch einen Elektromotor unterstützt.

Ein Hubvorgang, der rein durch die gespeicherte Federenergie ausgeführt wird, würde vom technischen Standpunkt aus gesehen den größten Nutzen bringen. In der Praxis ist der Konstrukteur aber angehalten, den Antrieb auf den verfügbaren Federspeicher abzustimmen. Ohne an dieser Stelle konkrete Berechnungen durchgeführt zu haben, wird die elektrische Antriebseinheit sowohl in Kombination mit der einwirkenden Last während des Absenkvorgangs und in Kombination mit der Drehfeder während des Hubvorganges unterstützend eingesetzt werden.

Konzept g)

Der Platzbedarf dieses Systems entspricht in etwa dem der Hebelvariante (Konzept b). Die geforderte Hubhöhe steht in direkter Abhängigkeit mit der Stablänge der einzelnen Elemente des Scherenmechanismus. Bei großen Hublängen nimmt neben der Stablänge auch der Drehwinkel in den Gelenken zu. Je länger die Stäbe werden, desto größer wird zudem das Moment in den starren Gelenkspunkten.

Die Vorteile liegen in der Einfachheit des Aufbaus und der geringen Reibung in den Gelenken.

Konzept h)

Das Lochbandkonzept erfordert bei großem Hub eine zweistufige Ausführung des Antriebs, da ab einer gewissen Länge die Kräfte am Antriebsrad nicht mehr verlustfrei (Verluste entstehen durch größere Reibung und Biegemomente im System) übertragen werden können. Zahnrad und Lochband bedürfen grundsätzlich keiner komplizierten Fertigungsmethode und sind somit bei passender Konzeptionierung auch kostengünstig herzustellen. Schwierigkeiten treten bei dieser Variante hinsichtlich Führungs- und Überdeckungsproblematik des Lochbandes auf. Für einen geräuscharmen Lauf ist Spielfreiheit zwischen Zahnrad und Übertragungselement ausschlaggebend.

Konzept i)

Das Spindelsystem ist durch die solide Ausführung und vor allem durch das Prinzip der Selbsthemmung von Vorteil. Bei größeren Hublängen muss dieser Antrieb aus Festigkeits- und Stabilitätsgründen gleich wie der vorhergehende, zweistufig ausgeführt werden. Gewindetribe sind im Allgemeinen kostenintensiver als vergleichbare Seilzuglösungen. Werden Gewindereibungswinkel und Steigungswinkel in ein bestimmtes Verhältnis gesetzt, kann der Antrieb selbsthemmend ausgeführt werden. Die Spindel wird direkt über einen Elektromotor angetrieben, welcher nach dem Hubvorgang eben durch die Selbsthemmung entlastet wird und nicht zusätzlich ein Haltemoment aufbringen muss.

Spindelantriebe eignen sich für Anwendungen auf kleinstem Raum, da bereits Antriebe mit vermeintlich kleinen Spindelquerschnitten hohe Lasten aufnehmen können. Nachteile liegen in der erhöhten Reibung zwischen Spindel und Spindelmutter.

Konzept j)

Abseits der vorgestellten mechanischen Konstruktionen, bietet dieses Konzept eine pneumatische Lösung zum vorgegebenen Thema. In Bezug auf die Anforderungen, ein kostengünstiges und vor allem geräuscharmes System zu entwickeln, überwiegen bei dieser Antriebsart die Nachteile. So muss beispielsweise der Druckbehälter bzw. Druckspeicher permanent mit komprimierter Luft befüllt werden um für den Hubvorgang genügend Volumen und Druck bereitzustellen. Dieser Umstand führt vermutlich zu einem konstanten Kompressorlauf und somit zu einer dauerhaften Geräuschbelastung. Durch die reibungsbehaftete Kompression des Kolbenverdichters ist der Wirkungsgrad der gesamten Anlage fraglich. Neben Druckbehälter und Kompressor ist zudem ein Übertragungselement (Pneumatikzylinder) nötig um den gewünschten Hubvorgang ausführen zu können.

Vorteile im Bereich der linearen Hubelemente ergeben sich hierbei nur durch den Einsatz von alternativen Methoden. Das Konzept eignet sich für Arbeitsbereiche mit erhöhter Geräuschbelastung.

5.2.5 Zusammenfassung der Brainstorming Einheit

Zusammenfassend kann vermerkt werden, dass sich die Verwendung von Federsystemen kombiniert mit linearen Antrieben als sehr effizient einstufen lässt. Rein durch elektrische Antriebe bewegte Linearaktuatoren sind generell auf reibungsarme Übertragungselemente angewiesen, um einen hohen Gesamtwirkungsgrad zu erreichen. Elektrische Gleichstrommotoren besitzen durchschnittlich einen Wirkungsgrad von 56%. Kombinierte Planetengetriebe erreichen ca. 60% (abhängig von der Stufenanzahl). Durch die Multiplikation der Einzelwirkungsgrade ergibt sich der Gesamtwirkungsgrad für die Antriebseinheit.

5. Brainstorming und Konzeptfindung

Unter der Berücksichtigung aller Anforderungen ist es mitunter schwierig, jeden einzelnen Punkt gleich viel Gewichtung beizumessen. Aus diesem Grund wird im nächsten Kapitel eine umfangreiche Nutzwertanalyse zum Thema „Innovative, effiziente Linearantriebe“ durchgeführt.

6 Nutzwertanalyse und Variantenauswahl

Die Brainstorming Konzepte aus dem vorhergehenden Kapitel dienen nun als Grundlage für die weitere Beurteilung und Durchführung einer Nutzwertanalyse. Alle aufgezeichneten Lösungsvarianten fließen dabei in die gesamte Auswertung mit ein. Im Rahmen der Analyse sollen zugleich Daten von bestehenden, marktüblichen Systemen miteingebunden werden. In einer direkten Gegenüberstellung während der Auswertungsphase wird so das Potential jedes einzelnen Antriebes anschaulich dargestellt.

6.1 Nutzwertanalyse (NWA)

Unter dem Begriff der NWA versteht man die Analyse von komplexen Handlungsalternativen mit dem Resultat, alles nach den Präferenzen der Entscheidungsträger bezüglich eines multidimensionalen Zielsystems zu ordnen. Die Einordnung wird dabei durch die Angabe der Nutzwerte der Alternativen ermöglicht. [17]

6.1.1 Hintergründe und Motivation zur Durchführung der NWA

Eine NWA ermöglicht die exakte Bewertung von Lösungskonzepten nach einer durchgeführten Brainstorming-Einheit oder dient zur Einordnung der Kundenanforderung in der Eingangsphase der Produktentwicklung.

Im Grunde wird diese Methode überall dort eingesetzt wo es zu Entscheidungsproblemen kommen kann. Erfasste Anforderungen und die daraus resultierenden Lösungsvorschläge können so objektiv in einer Tabelle zusammengefasst und bewertet werden. Der resultierende Punktestand jeder berücksichtigten Position gibt Aufschluss darüber, welche Variante für die gegebenen Anforderungen besser geeignet ist. Als Entscheidungs- und Bewertungshilfe ist die NWA bereits bei Problemen einsatzfähig, bei denen lediglich zwischen zwei Lösungsvorschlägen differenziert werden muss. Somit stellt sie generell ein universelles Tool zur Erleichterung der Eingangsphase des Projektentwicklungszyklus dar.

In der Regel sind mehrere Personen beim Entscheidungsprozess involviert. Die einzelnen Lösungskonzepte bzw. vorher aufgenommenen Varianten zur Lösungsfindung werden gemeinsam betrachtet und mittels Punktesystem bewertet. Ziel ist es, die geeignetste Lösung für die definierten Anforderungen zu finden. Bei der Durchführung einer Nutzwertanalyse werden die mehrdimensionalen Zielsetzungen (z.B. Effizienz, Effektivität, Produktivität) meist in einfachere, eindimensionale Anforderungsziele unterteilt. Diese einzeln erfassten Ziele werden untereinander verglichen und abgewogen. Das Gesamtergebnis resultiert aus den Punkten der Einzelbewertung und wird grundsätzlich als dimensionsloser „Nutzwert“ bezeichnet. Jeder Zielsetzung wird vor Analysenbeginn ein Gewichtungsfaktor zugeteilt. Dieser Faktor wird im Laufe der Analyse mit dem subjektiven Wertungsbetrag (die Festlegung des Wertungsintervalls erfolgt ebenfalls zuvor und wird

grundsätzlich nach dem Schulnotenprinzip, also mit Noten von 1 bis 5 durchgeführt) multipliziert und in eine separate Spalte eingetragen.

Das Ergebnis einer NWA erhält man durch den Vergleich aller Gesamtnutzwerte der Lösungsvarianten. In weiterer Folge lässt sich mit geringem Arbeitsaufwand feststellen, welche Variante den besten Gesamtnutzen bietet bzw. die gestellten Anforderungen am besten bedient. Ferner bieten die Ergebnisse der NWA die Möglichkeit einer Nutzbarkeitsauflistung aller eingeschlossenen Konzepte.

Die Verwendung dieser besonderen Entscheidungsmethode ermöglicht das Miteinbeziehen von verschiedenen Personen, da jeder Teilnehmer subjektiv die eindimensionalen Zielsetzungen bewerten kann und zum Schluss ein gemeinsamer Konsens gefunden wird, indem man alle Ergebnisse miteinander vergleicht. Im Laufe der Analyse werden die Zielsetzungen Schritt für Schritt bewertet. Somit können die Bewertungen der Einzelanforderungen leicht nachvollzogen werden. Dieser Umstand ermöglicht auch Außenstehenden einen schnellen Einstieg in die Materie, da grundsätzlich alle Schritte offenkundig dargelegt werden.

6.1.2 Verschiedene Arten von Nutzwertanalysen

In der Wirtschaft unterscheidet man grundsätzlich zwischen zwei verschiedenen Arten von Nutzwertanalysen:

- einfache NWA
- stufenweise NWA

Bei der einfachen Nutzwertanalyse werden alle Anforderungen und Zielsetzungen getrennt betrachtet und beurteilt. In der Technik ist diese Form am weitesten verbreitet. Diese Methode vereint eine subjektive Beurteilung und ungestörte Meinungseinbringung durch Projektteilnehmer mit einer einfachen und simplen Vorgehensweise. Wie im vorigen Abschnitt bereits erwähnt, ermöglicht die leichte und schnelle Analysendurchführung die Einbindung von mehreren Teilnehmern. Allen gestellten Kriterien wird somit die gleiche Gewichtung beigemessen.

Im Vergleich zur einfachen NWA werden bei der „stufenweisen“ Nutzwertanalyse die Kriterien der Lösungskonzepte und Projektzielsetzungen zuerst in wichtig und unwichtig unterteilt. Im nächsten Schritt werden die wichtigen Kriterien wiederum in quantitative und qualitative Ansätze separiert. Dies ermöglicht die Unterscheidung von subjektiven und objektiven Anforderungen. Schlussendlich bezieht man auch die vermeintlich unwichtigen Positionen in die Analyse mit ein, um den richtigen Ausgang der Analyseergebnisse zu verifizieren.

6.1.3 Zusammenfassung

Für Beurteilung von Lösungskonzepten und als Entscheidungstool ist die einfache Nutzwertanalyse in der Praxis weit verbreitet. Eine NWA wird dann durchgeführt, wenn die Effektivität eines Projektes untersucht werden soll, welche zugleich den Gesamtbeitrag zu den gestellten Anforderungen darstellt. Das Ergebnis ermöglicht also eine transparente und vor allem mühelos nachvollziehbare Beurteilung und Entscheidungsfindung der betrachteten Lösungskonzepte zu einem Projekt. Die Etablierung einer derartigen Methode zur Entscheidungsfindung wird in der Technik gerne eingesetzt. Das Prinzip der NWA ist vielseitig einsetzbar und beschränkt sich nicht nur auf den Entwicklungsprozess von neuen Produkten. [18] [15]

6.2 Diplomarbeitsbezogene Nutzwertanalyse

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde zur Findung von geeigneten Lösungsvarianten für die in Kapitel 5.2.1 erfassten Anforderungen eine „einfache“ Nutzwertanalyse (Begriffsdefinition siehe 6.1.2) durchgeführt. Die Resultate der kompletten Analyse befinden sich im Anhang j.

6.2.1 Ablauf der NWA

Zunächst werden konventionelle, am Markt geführte Lineareinheiten in die Analyse aufgenommen, entsprechend gereiht und nach definierten Kriterien bewertet. Die Antriebe entstammen dabei verschiedenen Herstellerkatalogen, welche zu Beginn dieser Arbeit bestellt und in weiterer Folge analysiert wurden. Hierbei wurde insbesondere auf das gedruckte Informationsmaterial folgender Firmen zurückgegriffen:

- Bansch easylift GmbH [19]
- Dr. Fritz Faulhaber GmbH & Co KG [20]
- Danaher Motion [21]

Nach entsprechender Klassifizierung und Unterteilung bezüglich des jeweiligen grundlegenden Arbeitsprinzips des Antriebs, erfolgt die Erfassung in der NWA Tabelle. Alle nachfolgenden Antriebsarten wurden vor der Analyse bezüglich ihrer Eignung untersucht und anschließend in die Tabelle aufgenommen.

Da die gesamte Tabelle der Nutzwertanalyse zu viel Platz benötigt (Druckgröße DIN A3) werden die Ergebnisse und Einzelauswertungen in diesem Kapitel immer nur ausschnittsweise in einer eigenen Tabelle dargestellt.

6.2.2 Erfassung der Zielsetzungen

Das Grundprinzip hinter der einfachen NWA liegt in der Beurteilung der einzelnen Antriebsarten nach bestimmten Zielen bzw. Systemanforderungen. Diese Anforderungen werden zuvor mit allen Beteiligten bzw. in den Entwicklungsprozess involvierten Personen besprochen und schriftlich festgehalten. Für diese Arbeit lauten die Kriterien wie folgt:

Geschwindigkeit
Wiederholgenauigkeit
Geräuschemission
Kosten
Wartungsaufwand
Energieeffizienz Antrieb
Aufbau (Komponenten, Größe)
Lebensdauer
Kräfte

Tabelle 6.1: Beurteilungskriterien der NWA

Diesen Faktoren werden in weiterer Folge unterschiedliche Gewichtungen beigemessen (siehe Tabelle 6.2). Die Gewichtung muss gleich wie die einzelnen Zielsetzungen mit allen beteiligten Personen abgesprochen werden. Der gemeinsam gefundene Konsens fließt somit in die Beurteilung ein.

In Bezug auf die Konzeptentwicklung und das vorangegangene Brainstorming-Thema „Innovative, effiziente Linearantriebe“, haben die antriebsspezifischen Hauptparameter wie Geschwindigkeit (gemeint ist hierbei die Verfahrensgeschwindigkeit des Antriebs), Wiederholgenauigkeit und Kraftübertragung einen festen Platz in der Analyse. Neben diesen Primäranforderungen spielen auch Kosten, Geräusche und Energieeffizienz eine entscheidende Rolle in der NWA.

Im Rahmen dieser Arbeit werden zwei getrennte Nutzwertanalysen durchgeführt und dafür zu Beginn konventionelle Linearsysteme untersucht. Die Gewichtung und Zielsetzungen in Bezug auf diese Antriebe unterscheidet sich grundlegend von der zweiten NWA bei welcher das Augenmerk auf den Kosten-, Geräuschemissions- und Effizienzfaktoren liegen. Sind die Zielsetzungen fixiert, erfolgt die Verteilung der Gewichtungspunkte. Diesbezüglich werden ebenfalls alle späteren Analyseteilnehmer miteinbezogen.

In Tabelle 6.2 sind die Gewichtungen in Verbindung mit den jeweiligen Analyse Kriterien dargestellt. In weiterer Folge lassen sich nun die wichtigsten Anforderungen herausfiltern. In der Zeile unterhalb des Kräftekriteriums ist ein Prozentwert von 100 eingetragen. Dieser verdeutlicht die Summe aus allen Einzelgewichtung. Zusammengerechnet müssen die Gewichtungsfaktoren immer 100% ergeben.

6. Nutzwertanalyse und Variantenauswahl

Für die erste NWA ist die Gewichtung nach folgenden Maßstäben aufgebaut:

Kriterien	Gewichtung
Geschwindigkeit	13
Wiederholgenauigkeit	7
Geräuschemission	12
Kosten	15
Wartungsaufwand	7
Energieeffizienz Antrieb	13
Aufbau (Komponenten, Größe)	11
Lebensdauer	10
Kräfte	12
	100%

Tabelle 6.2: Verteilung der Gewichtungsfaktoren

Betrachtet man die Gewichtung der Kriterien für konventionelle Antriebe, lässt sich die starke Abhängigkeit der Kosten und des Effizienzstandpunktes in Bezug auf diese Diplomarbeit erkennen. So werden Anforderungen wie: geringer Wartungsaufwand oder die Wiederholgenauigkeit eher hinten angereiht. Die Gewichtung wird vor jeder durchgeführten NWA von neuem projektspezifisch definiert. Nach der Zuweisung der Gewichtungsanteile entsteht nun ein leeres Tabellenkonstrukt, welches Platz für die zu betrachtenden Systeme lässt. Tabelle 6.3 veranschaulicht dabei die Spalteneinteilung. Als Vertreter wird ein Kugelgewindetrieb mit Kugelumlauflührung (Abkürzung KK) herangezogen.

Varianten		KK	
Kriterien	Gewichtung	W	G x W
Geschwindigkeit	13		
Wiederholgenauigkeit	7		
Geräuschemission	12		
Kosten	15		
Wartungsaufwand	7		
Energieeffizienz Antrieb	13		
Aufbau (Komponenten, Größe)	11		
Lebensdauer	10		
Kräfte	12		
	100%		

Tabelle 6.3: Tabellenkonstruktion mit Kriterien, Gewichtung und Produkten

Die Antriebsart ist dabei in dem rot umrandeten Tabellenfeld eingetragen. Wie im vorigen Abschnitt bereits erwähnt, charakterisiert die Spalte unterhalb des übergeordneten „Varianten“ Begriffs die Aufteilung dieser in Kriterien und Gewichtung. Mit dem blauen Rahmen werden zum einen der subjektive Beurteilungswert und zum anderen das Produkt aus Gewichtung und Beurteilungswert eingefasst. Die an der Nutzwertanalyse teilnehmenden Personen müssen in der „Wertspalte“ einen subjektiven Eintrag vornehmen, um somit das vorgegebene System nach ihrer eigenen Empfindung und Einschätzungsvermögen zu bewerten. An der Gewichtung selbst können dabei keine Faktoren verändert werden. Das Bewertungssystem besteht bei dieser Analyse aus einer Skala von 1 bis 6 (vgl. Tabelle 6.4).

Bewertung von 1 - 6
1 = schlecht
6 = sehr gut

Tabelle 6.4: NWA Bewertungsskala

Vom Teilnehmer müssen nur die Werte von 1 bis 6 eingetragen werden, wobei die Bewertung nach dem umgekehrten Schulnotensystem abläuft (mit einer Skala bis 6). Die letztendliche Auswertung der Analyse übernimmt der NWA Verantwortliche und in weiterer Folge ein geeignetes Solverprogramm. Die dargelegte, grundlegende Tabellenkonstruktion lässt sich nun sowohl auf die Analyse der konventionellen Linearsysteme, als auch auf die Analyse der Konzeptstudien im zweiten Teil anwenden.

6.2.3 Nutzwertanalyse 1: konventionelle Linearsysteme

Das Grundmodell der Bewertungstabelle lässt sich nun auf weitere Vertreter erweitern. Im Rahmen dieser Analyse werden folgende Antriebe miteinbezogen (für den späteren Verlauf wird jeder Einheit eine passende Kurzbezeichnung beigelegt):

- Kugelgewindtrieb mit Kugelumlauführung (KK)
- Kugelgewindtrieb mit Gleitführung (KG)
- Riemenantrieb mit Gleitführung (RG)
- Riemenantrieb mit Rollenführung (RR)
- Riemenantrieb mit Kugelumlauführung (RK)
- Linearmotor/Drehstrommotor (LM)
- Pneumatische Lineareinheit (PL)
- Hydraulische Lineareinheit (HL)
- Zahnstangenantrieb (ZA)
- Spindelantrieb Trapezgewinde (ST)

Diese Systeme werden nun in die vorbereitete NWA Tabelle übertragen und schließlich bewertet. In der Eingangsphase dieser Diplomarbeit wurden im Rahmen der Literaturliteraturfindung auch diverse Kataloge bei namhaften Linearantriebsherstellern geordert und für die NWA herangezogen. Die im Informationsmaterial enthaltenen Daten und Zahlenwerte (z.B. hinsichtlich Verfahrgeschwindigkeit, Antriebskosten, Reibungswerte, usw.) wurden sorgfältig verglichen und unter der Verwendung der vorgegebenen Bewertungsskala von 1 bis 6 in die Analysetabelle übertragen.

Die Bewertung selbst erfolgt in Halbschritten, sprich neben den ganzen Zahlen sind auch Werte in 0,5 Schritten möglich. Das Bewertungspotential aller Antriebe musste zunächst grob abgeschätzt werden um ein Gefühl für den Skalenbereich zu bekommen. Die Schwierigkeit besteht darin eine passende Abstufung zu finden, um beispielsweise verwendbare Aussagen über das Kostenverhalten zwischen zwei definierten Ausführungsarten zu erhalten. Liegen die Werte zu nahe bei einander würde die Aussagekraft des Gesamtergebnisses darunter leiden.

Die erste durchgeführte Nutzwertanalyse basiert vorwiegend auf dem gedruckten Informationsmaterial der Hersteller. Um den Informationspool noch zu erweitern wurden aber zusätzlich noch weitere Quellen in digitaler Form verwendet. Die Lineartechnikbranche ist gut entwickelt und viele Hersteller haben sich auf einen bestimmten Antriebstyp spezialisiert um weiterhin wettbewerbsfähig zu bleiben. Bis auf die weltweit größten Hersteller von lineartechnischen Antriebseinheiten verfügt keiner der kleinen Aktuatorenproduzenten über die nötigen Kapazitäten für die Abdeckung des kompletten Spektrums an Antrieben, Übertragungselementen und Führungssystemen.

Die vier Varianten mit dem höchsten resultierenden Nutzwert sind sowohl bei NWA 1, als auch bei NWA 2 grün hervorgehoben (siehe Anhang j). Aus dem Ergebnis von NWA 1 lässt sich ableiten, dass in korrekter Reihenfolge aufgezählt, der Riementrieb mit Gleitführung, gefolgt vom Riementrieb mit Rollenführung, der Zahnstangenantrieb und der Spindelantrieb mit Trapezgewinde hinsichtlich der Anforderungsgewichtung den größten Nutzen nach sich ziehen.

Betrachtet man das nutzwertmäßig beste Ergebnis der ersten Nutzwertanalyse lässt sich zum Riementrieb mit Gleitführungen folgendes sagen (die Herangehensweise und Analyse bezogen auf das nachfolgende Beispiel kann auch für alle anderen Systeme angewendet werden):

Die Gewichtung von 15 Prozentpunkten (stellt anteilmäßig den höchsten Wert in der Gewichtungstabelle dar) bei den Kosten verschafft dem Riementrieb durch verhältnismäßig günstige Bauteilkomponenten einen erheblichen Vorteil gegenüber Kugelgewindeantrieben oder pneumatischen Systemen, welche bedingt durch höchste Präzessionsanforderungen weitaus teurer in der Herstellung sind. Neben den

6. Nutzwertanalyse und Variantenauswahl

verhältnismäßig günstigeren Komponenten kommt der Aufbau eines Riemenantriebs zudem mit einem kleinen Maß an einzuhaltenden Toleranzen aus. Durch die geringen Anforderungen an die Präzision in Bezug auf die Antriebskonzeptionierung in dieser Arbeit, könnte der Riementrieb als Übertragungselement durchaus in Betracht gezogen werden.

Im vorliegenden Fall werden die Kriterien:

- Verfahrensgeschwindigkeit
- Energieeffizienz
- Kräfte
- Geräuschemission

zusätzlich favorisiert. Da ein Zahnriemen exzellente, geräuschkämpfende Eigenschaften besitzt, wird dies in der Tabelle beispielsweise mit einer 6 bewertet. Negativ wirkt sich hingegen die fehlende Steifigkeit hinsichtlich des Kraftübertragungspotentials aus. In Tabelle 6.5 ist die schematische Bewertung aller Kriterien in Bezug auf den Riemenantrieb mit Gleitführung dargestellt.

Varianten		RG	
Kriterien	Gewichtung	W	G x W
Geschwindigkeit	13	5	65
Wiederholgenauigkeit	7	4,5	31,5
Geräuschemission	12	6	72
Kosten	15	6	90
Wartungsaufwand	7	6	42
Energieeffizienz Antrieb	13	4	52
Aufbau (Komponenten, Größe)	11	4,5	49,5
Lebensdauer	10	5	50
Kräfte	12	2	24
	100%		476

Tabelle 6.5: Gewichtungsbeispiel inklusive Bewertung und Gesamtnutzwert

Betrachtet man das Kräfteübertragungspotential dieses Antriebs, erkennt man anhand der kleineren Wertungszahl eine Einschränkung hinsichtlich der Übertragung von großen Lasten. Im Vergleich dazu sind etwa Kugelgewindespindeln mit Kugelführungen oder Trapezgewindespindelssysteme wesentlich besser geeignet.

Punkto Wiederholgenauigkeit und Wartungsaufwand weisen Riemenantriebe hervorragende Eigenschaften auf. Da die Gewichtung dieser Kriterien aber für die durchgeführte NWA

6. Nutzwertanalyse und Variantenauswahl

weniger von Bedeutung ist, ergibt sich in der Auswertungsspalte ein kleines Produkt. Der Multiplikationsfaktor ist verglichen zu Kosten oder Geschwindigkeiten wesentlich geringer.

Das Grundprinzip einer Nutzwertanalyse beruht also auf der Multiplikation und darauf folgenden Addition der Einzelbewertungen (Wert x Gewichtung). So gesehen kann ein Produkt, welches schlechte Eigenschaften bei hoch gewichteten Kriterien und gute Eigenschaften bei weniger stark gewichteten Kriterien besitzt, nie einen hohen Gesamtpunktstand erreichen. Diese Aussage lässt sich natürlich auch für den gegenteilig gebildeten Satz tätigen.

Zusammenfassend resultiert aus den gesetzten Kriterien, der Gewichtung und der Bewertung durch fundiertes Herstellerinformationsmaterial ein entsprechendes Ergebnis bzw. eine chronologische Reihung der einzelnen Gesamtnutzwerte. In Tabelle 6.6 sind diese Ergebnisse in absteigender Reihenfolge dargestellt.

Kriterien	RG		RR		ZA		ST	
	W	G x W	W	G x W	W	G x W	W	G x W
Geschwindigkeit	5	65	6	78	3	39	3,5	45,5
Wiederholgenauigkeit	4,5	31,5	4,5	31,5	4	28	4,5	31,5
Geräuschemission	6	72	4,5	54	2,5	30	3	36
Kosten	6	90	4	60	4	60	4,5	67,5
Wartungsaufwand	6	42	4	28	4,5	31,5	4,5	31,5
Energieeffizienz Antrieb	4	52	5	65	6	78	2,5	32,5
Aufbau (Komponenten, Größe)	4,5	49,5	4	44	4	44	3	33
Lebensdauer	5	50	4,5	45	5,5	55	6	60
Kräfte	2	24	2	24	4	48	6	72
		476		429,5		413,5		409,5

RG...Riemenantrieb mit Gleitführung

RR...Riemenantrieb mit Rollenführung

ZA...Zahnstangenantrieb

ST...Spindeltrieb Trapezgewinde

Tabelle 6.6: Resultate ersten Nutzwertanalyse

In der Gesamtbeurteilung besitzt der Riemenantrieb mit Gleitführung unter den gegebenen Voraussetzungen die besten Eigenschaften und eignet sich daher hervorragend für praktische Anwendungen bei denen das Hauptaugenmerk auf Faktoren wie Geräuschemission, Kosten und Wartungsaufwand liegt. Riemenantriebe weisen in den anderen Bereichen zusätzlich gute Eigenschaften auf. So eignen sie sich beispielsweise auch für hochdynamische Anwendungen und den Einsatz in beengten Umgebungen.

Die gesamte NWA 1 wurde wie bereits beschrieben nach vorheriger Datenerhebung und Studie von Herstellerinformationen durchgeführt. Alle vorgestellten Einzelsysteme wurden nach demselben Schema beurteilt und gemeinsam in eine große Tabelle eingetragen (siehe Anhang j)

6.2.4 Nutzwertanalyse 2: Beurteilung der Konzeptstudien

Im Vergleich zur NWA 1 entstammen die zu analysierenden Systeme keinen Herstellerkatalogen oder digitalen Medien, sondern basieren auf den Ergebnissen des unter Kapitel 5 durchgeführten Brainstormings. Die daraus gewonnenen Konzeptlösungen werden in diesem Punkt aber wieder aufgenommen und nach denselben Richtlinien und Tabellensystem bewertet wie die Linearaktuatoren unter NWA 1.

Der zweiten Nutzwertanalyse wird nun große Aufmerksamkeit beigemessen, da die einzelnen Gesamtergebnisse bzw. Nutzwerte die Eignung der Brainstorming-Konzepte in Bezug auf die zu Beginn der Arbeit festgelegten Anforderungen widerspiegeln. Grundsätzlich werden ähnlich der ersten NWA alle Konzepte mit einer Notenskala von 1 bis 6 bewertet, wobei wiederum gilt, dass 1 = schlecht und 6 = sehr gut bedeutet.

Vergleicht man die zweite NWA mit der ersten lassen sich folgende Änderungen feststellen:

- Änderung der Gewichtung
- Änderung und Erweiterung der Kriterien
- Subjektive Beurteilung durch den Teilnehmer

Durch die umfangreiche Analyse werden nach der Auswertung wiederum die vier besten Konzepte ermittelt. Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt in weiterer Folge in der Konstruktion der beiden Varianten mit dem größten bzw. zweitgrößten Nutzwert. Aufgrund mehrerer Faktoren wird nun die Gewichtung umgestellt, um beispielsweise in Bezug auf die Kosten-, Geräuschemissions- und Energieeffizienzanforderungen konkrete Ergebnisse zu erhalten. Eine weitere Änderung ist die Einführung des Energiespeicherungskriteriums anstelle der Wiederholgenauigkeit. In der frühen Entwicklungsphase spielt die Wiederholgenauigkeit eine eher untergeordnete Rolle. Betrachtete man die Ergebnisse des Brainstormings weiterführend in Verbindung mit dieser Analyse liegt es nahe, den Faktor der Energiespeicherung in die Tabelle zu integrieren. Zugleich basieren die Bewertungen der NWA 2 auf den subjektiven Entscheidungen der ins Projekt involvierten Teilnehmer. Dies ist der dritte, größere Unterschied zwischen beiden Analysen.

Die Einträge in Tabelle 6.7 verdeutlichen nun die geänderte Position in der Kriterienspalte und die zur NWA 1 differente Gewichtung. In Summe müssen alle Einzelgewichtungswerte wieder 100% ergeben.

Unter Berücksichtigung aller genannten Änderungen sieht die neue Tabelle wie folgt aus:

Kriterien	Gewichtung
Geschwindigkeit	8
Lebensdauer	7
Geräuschemission	17
Kosten	19
Wartungsaufwand	7
Energieeffizienz Antrieb	13
Aufbau (Komponenten, Größe)	9
Energiespeicherung	8
Kräfte	12
	100%

Tabelle 6.7: Auflistung der Kriterien und Gewichtung (NWA 2)

Grundsätzlich wird die Nutzwertanalyse nun unter den gleichen Parametern wie die vorhergehende durchgeführt. Alle Konzeptlösungen werden in die Tabelle eingetragen und nacheinander bewertet. Durch den eingetragenen Wert und die vorgegebene Gewichtung ergibt sich automatisch der Einzelnutzwert, welcher am Ende für jede Variante zum Gesamtnutzwert addiert wird. Im nächsten Absatz erfolgt noch eine kurze Wiederholung der Konzeptvarianten inklusive ihrer Abkürzungsbezeichnung:

- Seilzug mit Gegengewicht und Federspeicher (SGF)
- Hebelprinzip mit Gewicht (HMG)
- CVT Getriebe (CVT)
- Seilzug mit Federspeicher (SMF)
- Haspel und Federspeicher (HUF)
- Gelenk mit Feder (GMF)
- Zahnstangenantrieb (ZA)
- Spindeltrieb mit Trapezgewinde (ST)
- Druckspeicher pneumatisch (DS)

Nach Durchführung und Auswertung der NWA 2 folgen im nächsten Absatz wiederum in absteigender Reihenfolge die Konzeptvarianten mit dem größten anforderungsspezifischen Gesamtnutzwert.

Die in Tabelle 6.8 dargestellte Auswertung lässt erkennen, dass alle Seilzugvarianten aufgrund ihres niedrigen Kosten–Nutzen–Verhältnisses einen sehr großen Vorteil gegenüber allen anderen gefundenen Konzeptvarianten aufweisen. Weitere Vorteile liegen hierbei im weitgehend geräuscharmen Lauf und der hohen Energieeffizienz (siehe Kapitel 5 => Rollenwirkungsgrad liegt bei 98%). Während der Gewichtung muss stets auf die Anforderungen geachtet werden.

Kriterien	SMF		SGF		HUF		ST	
	W	G x W	W	G x W	W	G x W	W	G x W
Geschwindigkeit	3,5	28	3	24	4,5	36	4,5	36
Wiederholgenauigkeit	4	28	4,5	31,5	4	28	6	42
Geräuschemission	5	85	4,5	76,5	4,5	76,5	5,5	93,5
Kosten	5	95	5	95	5	95	2	38
Wartungsaufwand	4	28	4,5	31,5	4	28	5	35
Energieeffizienz Antrieb	5	65	4,5	58,5	4	52	2	26
Aufbau (Komponenten, Größe)	4,5	40,5	4	36	5	45	5,5	49,5
Lebensdauer	5	40	4,5	36	4,5	36	1	8
Kräfte	4	48	4,5	54	3,5	42	6	72
		457,5		443		438,5		400

Tabelle 6.8: Auswertung zweiten Nutzwertanalyse

An dieser Stelle soll noch einmal die Abhängigkeit der Systemanforderung von den Konzepten festgehalten werden. In der Produktentwicklung ist es wichtig, die richtigen Anforderungen zu erfassen und ständig vor Augen zu führen. Nur so ist ein iterativer Prozess zur Findung von Lösungen möglich.

Die Auswertung der NWA 2 zeigt weiters eine Einsetzeignung von Trapezgewindespindelssystemen im Bereich der Linear- und Hubtechnik. Dieser eher konventionelle Antriebsmechanismus wird also sowohl bei der NWA 1, als auch bei der NWA 2 betrachtet und bewertet. Allerdings mit unterschiedlichen Randbedingungen. Spindelssysteme ermöglichen trotz kompakter Bauweise die Bewegung von großen Lasten. Erfasst man einen auf das Nötigste reduzierten Antrieb, lässt sich dieser Vorteil grundsätzlich auf die Aufteilung der axialen Gewichtskraft (resultiert aus der Last) in radiale, axiale und tangentiale Kräfte am Gewinde erklären.

6.2.5 Vergleich der Nutzwertanalysen und Überleitung zur Konstruktion

In diesem Kapitel werden zum einen die Ergebnisse der beiden Nutzwertanalysen diskutiert und zum anderen gemeinsame Faktoren für den weiteren Verlauf dieser Arbeit abgeleitet.

Die Produktionskosten spielen heutzutage im Rahmen der Projektentwicklung eine große Rolle und stellen neben dem Effizienzaspekt das treibende Potential für kostengünstige, aber qualitativ hochwertige Bauteilkonstruktionen dar. Aus diesem Grund werden die Aspekte:

- Kosten
- Energieeffizienz
- Geräuschemission

in Hinblick auf die Konstruktion der Antriebskonzepte stärker gewichtet. Berücksichtigt man dahingehend die gestellten Anforderungen bzw. Kriterien, lässt sich die starke Gewichtung des Kostenfeldes für den Leser leicht nachvollziehen. Die Erfassung dieser Anforderungen und ihre Gewichtung werden in einem realen Entwicklungsprozess grundsätzlich vom Auftraggeber bekannt gegeben und im Lastenheft festgehalten (siehe dazu Kapitel 4). Im Rahmen dieser Arbeit werden die Anforderungen aber gemeinsam diskutiert und zunächst schriftlich festgehalten.

In erster Linie werden in dieser Diplomarbeit die Ergebnisse der zweiten NWA betrachtet, da diese den größten Einfluss auf die hier behandelten und im nächsten Kapitel vorgestellten Konzepte haben, wo hingegen die erste NWA auf die primären Aspekte der realen Antriebe abzielt.

Die Varianten SMF, SGF und HUF (vgl. Kap. 6.2.4) basieren auf der Kombination zwischen einem Seil- oder mehreren Seilsträngen als allgemeines Zugmittel und Umlenkrollen bzw. Haspelsystemen. Die Effizienz eines jeden Antriebs wird grundsätzlich durch eine Wirkungsgradsteigerung verbessert. Daher liegt es nahe während der Entwicklung das Thema „Reibungsminimierung im Gesamtsystem“ genauer zu betrachten um sich dabei auf Kontaktstellen und potentielle Stellen erhöhter Reibung zu fokussieren. Zieht man beispielsweise den SMF Lösungsansatz zur Analyse heran, resultiert aus der einwirkenden Belastung während des mechanischen Hubvorgangs Reibung in den Führungen, den Lagerstellen der Rollen und im Seil–Rollen–Mechanismus (sog. Seilreibung).

So gesehen sind alle Antriebe durch die auftretenden Reibungskräfte, welche sich durch den direkten Kontakt von metallischen oder auf Kunststoff basierenden Führungs- und Lagerbauteilen ergeben, belastet. Diese Reibungskräfte resultieren nun prinzipiell aus der vertikalen Belastung des zu hebenden Gegenstandes, wobei sich die Gewichtskraft gemäß der Statik bei vertikal geführten Systemen in eine Normal- und eine Reibungskraft aufteilt. Während des Entwicklungsprozesses eines vertikalen Hubsystems sollte daher stets auf eine reibungsarme Kombination der Führungselemente zur Effizienzsteigerung geachtet werden.

Der Gesamtwirkungsgrad aller genannten Seilvarianten ist erfahrungsgemäß hoch, da für die grobe Auslegung des Antriebs in der frühen Phase der Entwicklung die Seilreibung eine untergeordnete Rolle spielt und somit nur die Reibung in den vertikalen Führungen für die Berechnungen relevant ist. Basiert der Linearantrieb zusätzlich auf dem Flaschenzugprinzip mit mindestens einer losen Rolle, kann zwar ungeachtet der zunehmenden Aufspullänge des Seils die benötigte Kraft zum Heben der Last halbiert werden, wobei durch die zusätzliche Rolle im System ein weiterer Reibungsparameter berücksichtigt werden muss. Bei den Flaschenzügen ergibt sich der Gesamtwirkungsgrad hierbei durch die Multiplikation aller einzelnen Rollenwirkungsgrade. Für die im allgemeinen Produktentwicklungszyklus

enthaltene Vorserienproduktion (siehe Abbildung 4.2) muss die Berechnung im Vergleich zur Konzeptphase etwas ausgeweitet werden.

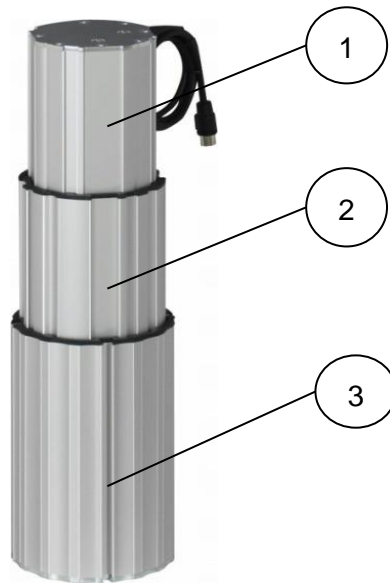
Nachdem die Seilkonzepte laut der NWA 2 den größten Nutzwert aufweisen, konzentrierten sich die ersten Überlegungen hinsichtlich der Konzeptrealisierung auf die Entwicklung eines anforderungskonformen Antriebs mit Schwerpunkten hinsichtlich der Packaging Problematik und des Effizienzaspekts.

Das Seil–Rollen–System bietet wie im Verlauf dieses Kapitels bereits erwähnt die Möglichkeit der Realisierung eines Flaschenzugprinzips. Neben der, im Vergleich zu den anderen Brainstorming-Ideen, generell verbesserten Wirkungsgradsituation durch niedrige Reibung, kann nun auch durch die Einführung sogenannter „loser“ Rollen die erforderliche Zugkraft in der Trommel gemindert werden. Dabei steht die Zugkraft in direktem Zusammenhang mit der erforderlichen Ausgangsmoment des Motors, welches sich aus der Kraft mal dem vorgegebenen Radius der Antriebsrolle errechnet. Sinkt dieses Antriebsdrehmoment, kann in weiterer Folge der Elektromotor kleiner dimensioniert werden, was wiederum das Packaging begünstigt.

Nach einer konzeptionellen Betrachtung der gegebenen Anforderungen in Verbindung mit der Ausführung eines Flaschenzugsystems resultierte aufgrund von Packaging Problemen eine beschränkte Eignung der im Brainstorming ausgearbeiteten Seilsysteme. Da die Konzepte SMF, SGF und HUF an dieser Stelle nicht mehr weiter verfolgt wurden, verlagert sich der Fokus dieser Arbeit nun auf die Weiterentwicklung des auf Platz 4 liegenden Spindelsystems und den durchaus potentialträchtigen Riemensystemen aus der ersten Nutzwertanalyse. Dahingehend werden zwei konzeptionell entwickelte Produkte im nachfolgenden Kapitel ausführlich dargestellt.

Die Ausfahrlänge von 700mm bei einer zugleich begrenzten Bauhöhe des Antriebes von 560mm (vgl. Eingangsanforderungen Lastenheft aus Abschnitt 1.1) verlangt die Einführung eines sogenannten Teleskopsystems. Diese Systeme ermöglichen durch die Verschachtelung von mehreren Profilen auf der einen Seite eine kompakte Bauweise des gesamten Antriebes und auf der anderen Seite eine weitaus größere Ausfahrlänge wie vergleichsweise einstufig ausgeführte Hubsysteme. Abbildung 6.1 zeigt eine zweistufige Hubsäule mit oben liegendem Stromanschluss und zylindrischen Profilen. Bei den Profilen selbst handelt es sich um gezogene Stranggusselemente auf Aluminiumbasis.

Die Profile sind in diesem Fall aufsteigend von innen nach außen nummeriert. Wird das System nun aus der gezeigten Position (ausgefahrener Zustand) abgesenkt, schieben sich die Profile 1 und 2 synchron ineinander und verschwinden beinahe vollständig im äußeren Teil (Pos. 3). Im Inneren der Lineareinheit befinden sich die Motor–Getriebe–Einheit und das mechanische Übertragungselement welches in diesem speziellen Fall einer Trapezspindel entspricht.



Pos.1: Inneres Profil
Pos.2: Mittleres Profil
Pos.3: Äußeres Profil

Abbildung 6.1: Vertikales Hubsystem basierend auf dem Teleskopprinzip [22]

Die Konzeptentwicklung ist demnach stark abhängig von einer kompakten, mehrstufigen Bauweise. Diese Bedingung führte in Hinblick auf eine adäquate Seillösung ebenfalls zum Ausschluss der Varianten SMF, SGF und HUF. Nach einer eingehenden Betrachtung der Problematik war es nicht möglich im Inneren des vorgegeben Bauraumes eine Flaschenzuglösung mit inkludiertem Teleskopprinzip zu generieren.

7 Konstruktion der Konzeptentwicklungen

Wie in der Überleitung aus dem vorigen Kapitel ersichtlich, werden nun zwei konkrete Antriebsentwicklungen vorgestellt, wobei die erste (Konzept A – Lochbandantrieb) auf dem Prinzip der formschlüssigen Übertragungselemente und die zweite (Konzept B – Rollengewindetrieb) auf dem Spindelprinzip basieren. Schrittweise werden in verschiedenen Unterpunkten die einzelnen Bauteile erklärt und mit ihrer Anforderungseignung verglichen.

Sämtliche Konstruktionen wurden mit dem 3D-CAD Programm CATIA V5 [2] in der 19. Release Version durchgeführt. Die konstruktionsspezifischen Bilder entstammen ebenfalls diesem Programm. Die im Rahmen dieser Diplomarbeit angestellten Berechnungen wurden mit *Mathcad* [23] gerechnet. Der komplette Rechenbericht befindet sich in pdf-Form auf der hinten beigelegten CD (siehe dazu Anhang i).

Konstruiert und gerechnet wurde auf einem Windows XP Professionell System mit folgenden Hardwaresetup:

- Intel® Core™ 2 Quad Prozessor mit 2,4Ghz
- 3,5 Gb Arbeitsspeicher
- NVIDIA GeForce 8800 GT Grafikkarte

7.1 Konzept A: der Lochbandantrieb (LBA)

Basierend auf den Erkenntnissen und Resultaten der ersten Nutzwertanalyse aus Kapitel 5 lässt sich bei den formschlüssigen Übertragungselementen eine sehr gute Eignung hinsichtlich der gestellten Anforderungen erkennen. So liegen die Vorteile dieser Antriebselemente etwa im überaus energieeffizienten und geräuscharmen Betrieb und den niedrigen Materialkosten für das eigentliche formschlüssige Übertragungselement (Riemen, Lochbänder, Ketten). Diese Eigenschaften dienen nun als Grundlage für die nachfolgende Konzeptstudie.

Im Allgemeinen wurden die bereits recherchierten und bewerteten, sektionalen Antriebe noch einmal untersucht und geeignete Eigenschaften als Basis für die Entwicklung des ersten Konzeptes verwendet. Auch für die frühe Entwicklungsphase wurden hierfür die Hauptanforderungen berücksichtigt.

7.1.1 Einführung in die Konstruktion des Konzept A

Um die ersten Schritte des Produktentwicklungszyklus einzuhalten wurden im Vorfeld bereits mehrere Konstruktionsstudien gezeichnet und in iterativen Schritten bewertet. Dabei führten die Ergebnisse dieser Einzelschritte zur ständigen Weiterentwicklung der Konzeptideen

hinsichtlich der Gestaltung einzelner Bauteilgruppen bis hin zu den nachfolgenden Konzeptvorstellung A und B.

In der Entwurfsphase spielen diese Iterationen eine große Rolle, da im Vorhinein gewisse Verfahrenswege und Mechanismen im Bewegungsablauf ausgeschlossen werden können. Eine frühe Version des ersten Lochbandantriebs verfügte noch über komplexe Führungs- und Übertragungseinheiten. Die mehrmalige Umlenkung des Kraftflusses war in diesem Fall ein entscheidendes Knock-Out-Kriterium für diese Variante, da ein einfacher Aufbau mit direkter Kraftübertragung präferenziert wird. Die Grundmechanismen spiegeln sich dennoch im Konzept A wieder. Aufgrund der exzentrischen Krafteinleitung in das Führungssystem verfügt die Variante A beispielsweise über einen näherungsweise symmetrischen Aufbau, wobei das gelochte Metallband seinen Platz als kostengünstiges Übertragungselement durchaus beibehalten hat.

Im nachfolgenden Abschnitt dieser Arbeit werden nun der allgemeine Aufbau, die einzelnen Bauteile und Bauteilgruppen und die Funktionsweise ausführlich erläutert.

7.1.2 Modellierung der Lochbandvariante

Das erste ausgearbeitete Konzept basiert auf den bereits erwähnten Grundelementen eines Teleskopsystems welches aus mehreren Aluminiumprofilen zusammengesetzt ist und über ein formschlüssiges Übertragungselement im Inneren des Antriebs verfügt. Für die Platzierung der Antriebseinheit stehen grundsätzlich mehrere Möglichkeiten zur Verfügung. Bei dem in Abbildung 6.1 gezeigten Hubsäulenantrieb befindet sich der Motor beispielsweise im äußeren Profil der Säule (Pos. 3). Der Antrieb ist somit stationär im Boden verankert und bewegt lediglich die innenliegende Spindel. Konträr dazu besteht die Möglichkeit den Motor in eines der bewegten Profile zu integrieren. Resultierend daraus, ergibt sich eine kinematische Abhängigkeit der Motorbewegung in Bezug auf den Hubvorgang.

Abbildung 7.1 zeigt zunächst eine gerenderte Darstellung des gesamten Linearaktuators. Dazu wird die CATIA eigene Funktion *Photo Studio Easy* verwendet, welche im Bauteilmodus (*Assembly Design*) des Programms in der sogenannten Wiedergabe – Schaltfläche angewählt werden kann. Der Renderungsprozess hilft nun dabei die Baugruppe realitätsnahe darzustellen. So fließen beispielsweise im Vergleich zur gewöhnlichen CATIA Bauteilumgebung Faktoren wie Belichtung, Schattenwurf und Reflexionen in die Berechnung mit ein. Der Rendervorgang bedient sich der sogenannten Radiosity Technik. Dabei berechnet die Grafikengine wie sich die emittierte Strahlung der einzelnen Objekte eines Teilbereiches auf die anderen Bauteile auswirkt, welche Strahlungsleistung absorbieren. Diese Berechnungsschritte werden solange fortgesetzt, bis nur mehr einzelne Pixel angestrahlt werden. Im Vergleich zur sogenannten Raytracing Technik werden auch die nicht sichtbaren Teilbereiche in die Berechnung miteinbezogen. Dieser Umstand führt zu wesentlich weicheren Schattierungskanten und zur Darstellung von nicht reflektierenden Bauteilen. [24] [25]

7.Konstruktion der Konzeptentwicklungen

Im Photo Studio Modus stehen dem Benutzer mehrere Modi zur Verfügung, welche an dieser Stelle aber nicht näher erläutert werden. Dabei steigt die Verarbeitungszeit für den jeweiligen Renderungsprozess gleich wie bei jeder anderen 3D Simulation mit dem Detaillierungsgrad. Im Anhang c befindet sich eine gerenderte Abbildung des gesamten Produktes. Für alle Detaildarstellung der Konzepte A und B wurde der gewöhnliche CATIA V5 *Capture Modus* verwendet, welcher im Reiter *Tools > Bild > Erfassen* angewählt werden kann. Im selben Reiter befindet sich die *Optionen* – Schaltfläche worin unten den allgemeinen Anzeigeoptionen der 3D – Genauigkeitsgrad entweder erhöht oder gesenkt werden kann. Für die Abbildungen in dieser Arbeit wurde der Grad auf einen Wert von 0,03 abgesenkt. Dadurch wird eine dem Radiosity Prinzip ähnliche Kantenglättung ermöglicht. Die Darstellungen weisen somit ebenfalls den nötigen Detaillierungsgrad auf.

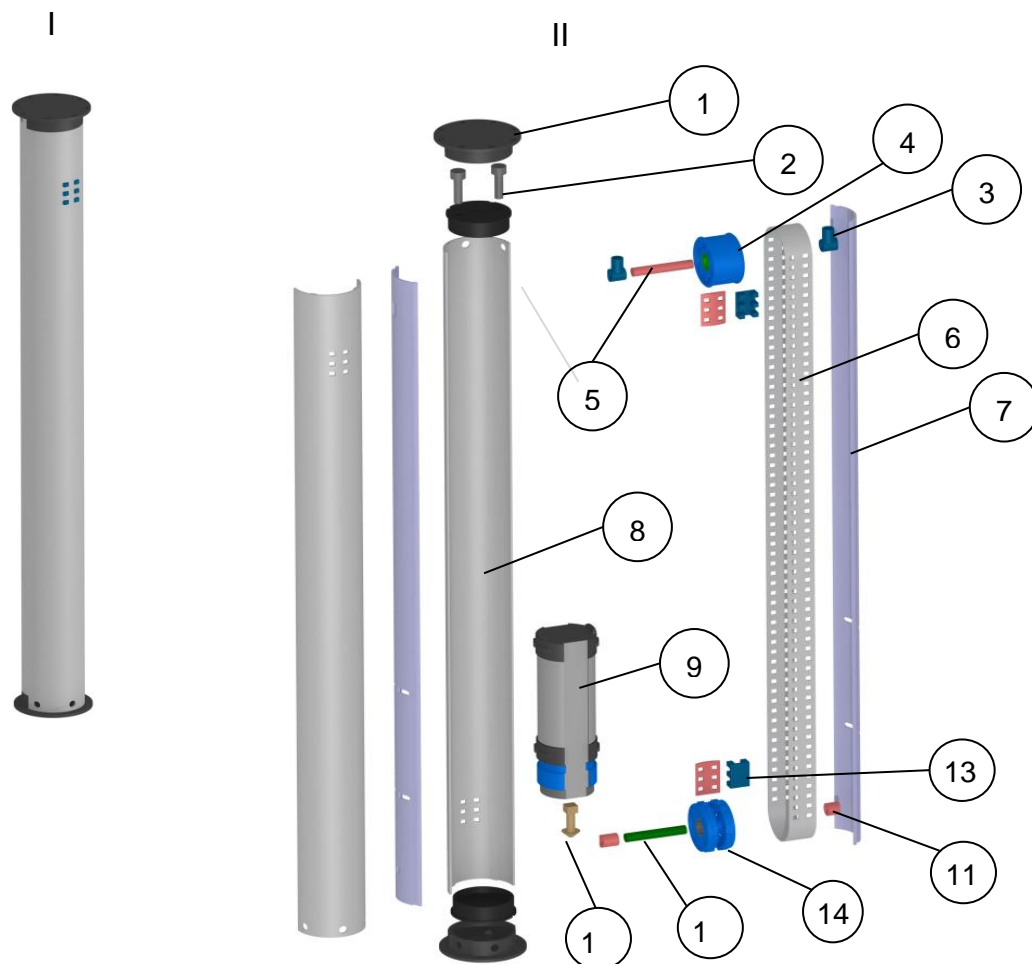


Abbildung 7.1: Gesamt- und Explosionsdarstellung Lochbandantrieb

Position	Bauteilbezeichnung
1	Oberer Anbindungsflansch
2	Spannschraube
3	Spannelement

4	Umlenkrolle
5	Oberer Lagerungsbolzen
6	Lochband
7	Innenprofil
8	Außenprofil
9	Antriebsmotor
10	Wellenstumpf mit Kegelrad
11	Distanzstück
12	Unterer Lagerungsbolzen
13	Übertragungselement
14	Antriebsrad

Tabelle 7.1: Bauteilbezeichnungen Gesamtantrieb

Der Aufbau lässt sich grundsätzlich in drei Hauptgruppen aufteilen, diese sind in einer größeren Darstellung (siehe Anhang c) separat beschrieben. Position I zeigt den eingefahrenen Antrieb in seiner Grundstellung (Bauhöhe 560mm). Position II zeigt eine Explosionszeichnung der Lineareinheit, welche alle wichtigen Bauteile einzeln samt Bezeichnung darstellt. Die Grafik aus Abbildung 7.1 dient lediglich zur Illustration des gesamten Linearaktuators. In den nachfolgenden Unterpunkten werden die einzelnen Bauteilgruppen und Mechanismen nun näher beschrieben. Dabei erfolgt eine Unterteilung in:

- Antrieb
- Übertragungselement
- Führungssystem

Die Beschreibung des Aufbaus erfolgt nun grundsätzlich von innen nach außen.

7.1.2.1 Antriebseinheit

Der elektrische Antrieb des ausgearbeiteten Konzepts A basiert auf einem innenliegenden Gleichstrommotor mit integriertem Planetengetriebe. Dabei wurden die Hauptabmessungen von einem bereitgestellten Motor eines Vorprojektes übernommen, da sich dieser sehr gut für die Einbindung in dieses Konzept eignete.

Bei dem Motor selbst handelt es sich um einen 24V Gleichstrommotor mit integrierter Steuerplatine und Steckanschluss. In Abbildung 7.2 ist das Basismodell des Motors dargestellt, welches in weiterer Folge hinsichtlich der Außengeometrie noch abgeändert wurde, um in das Konzept A integriert werden zu können. Diese Modifikation besteht im Wesentlichen aus der Modellierung einer Lochbandgleitfläche an der Vorder- und Rückseite des Motors und der Platzierung von formschlüssigen Befestigungselementen für die

Verankerung im Inneren des Aktuators. Abbildung 7.2 zeigt weiters den modifizierten Motor und die Bezeichnung der wichtigsten Bauteile.

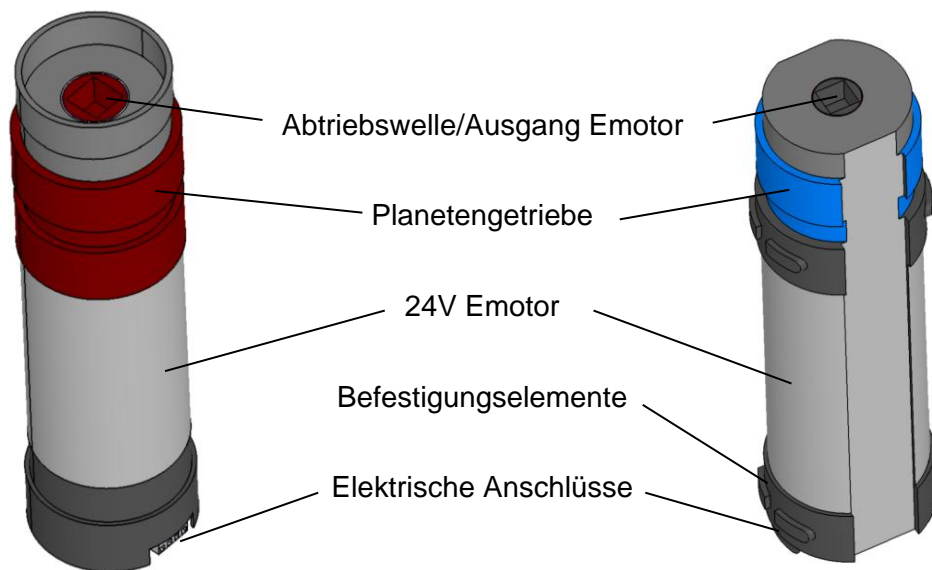


Abbildung 7.2: Basismodell und modifiziertes Modell des Elektromotors

Im Vergleich zum eher innenliegenden Steckanschluss des Basismodells, befinden sich die Leiterkontakte nun im unteren Bereich an der Außenseite des Motors. Da dieser während des Hub- und Absenkvorganges seine feste Position im Raum verlässt, wurde die Stromversorgung auf mehrere Leiterbahnen verlegt um nicht ständig das Versorgungskabel im Inneren des Antriebes mitführen zu müssen. Die Kontakte bewegen sich dabei auf vorgefertigten Bahnen, welche an den motorzugewandten Flächen der inneren Stützprofile angebracht sind. Die Kraftübertragung auf das im nächsten Punkt gezeigte Gegenrad der unteren Hauptantriebsgruppe erfolgt über einen Kegelstumpf, welcher formschlüssig in den quaderförmigen Abtrieb des Elektromotors eingreift. Über diesen Kegelstumpf wird nun das benötigte Antriebsdrehmoment auf das Lochbandantriebsrad übertragen. Somit befindet sich der Motor ständig im Eingriff und kann über die externe Ansteuerung permanent auf den jeweiligen Belastungsfall abgestimmt werden. Durch die Selbsthemmungswirkung des Kegelrads kann zudem das Haltemoment des Motors verringert werden. Im Rahmen der Modifizierung wurde auch das obere Ende des Planetengetriebes abgeändert.

7.1.2.2 Untere Antriebsgruppe mit Antriebsrad und Bolzenlagerung

In Abbildung 7.3 ist der Elektromotor zusammen mit dem Antriebsrad des Linearaktuators dargestellt. Diese Komponenten bilden die untere Lochbandantriebsgruppe. In der Explosionszeichnung sind die einzelnen Bauteile detailliert dargestellt. Die daneben abgebildete Schnittdarstellung zeigt den Kegelradeingriff zwischen Kegelstumpf des Elektromotors ins Gegenrad der Antriebsrolle.

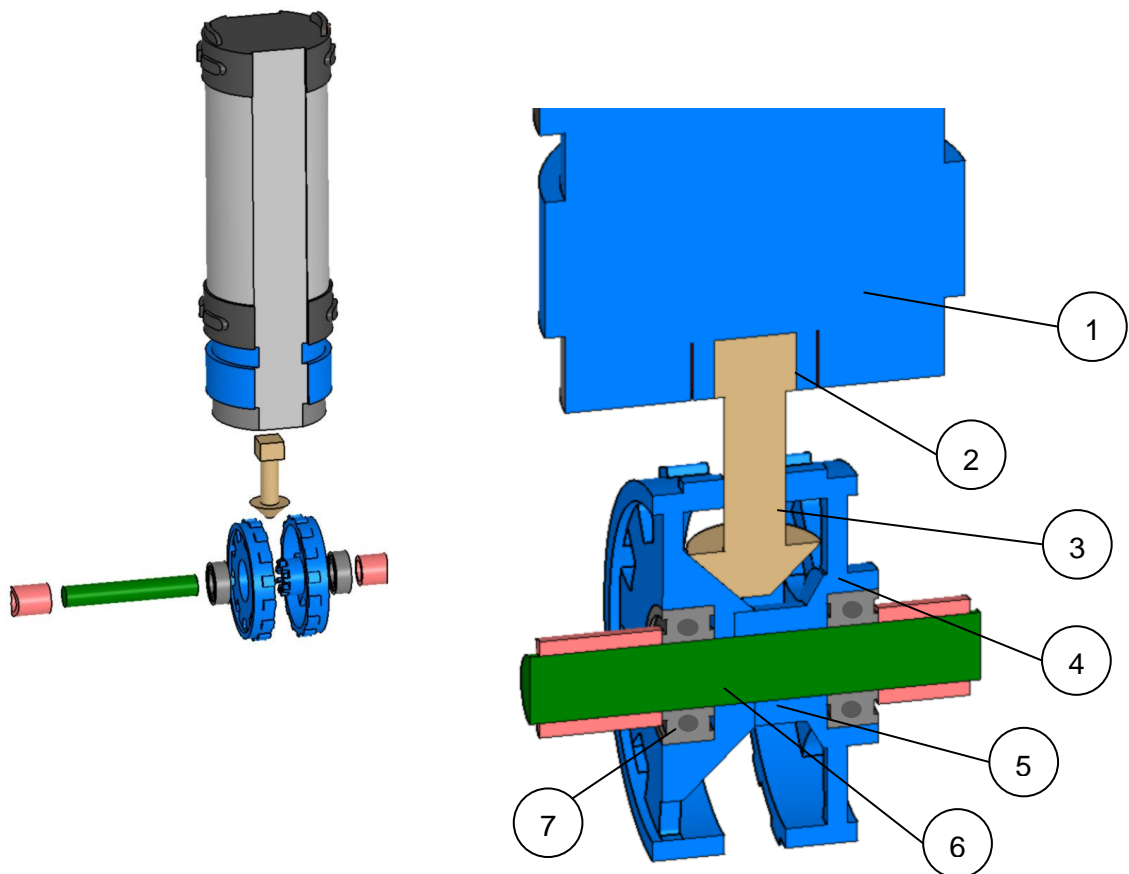


Abbildung 7.3: Lochbandantrieb (Kegelradeingriff)

Position	Bauteilbezeichnung
1	Getriebeeinheit
2	Verbindungsflansch
3	Wellenstumpf mit Kegelrad
4	Zeitteiliges Antriebsrad
5	Keilwellenverbindung
6	Unterer Lagerungsbolzen
7	Rillenkugellager

Tabelle 7.2: Bauteilbezeichnungen der unteren Antriebsgruppe

Hinsichtlich der Konstruktion wurde während der Entwicklungsphase auf die Option eines erleichterten Zusammenbaus geachtet. So entstand die Idee, das gesamte System in Schalenbauweise und angenähert symmetrisch aufzubauen. Bedingt durch die Teleskopbauweise ist der Mittelteil des Antriebes massiver ausgeführt und wird über zwei Profilhälften aus Aluminium begrenzt (siehe dazu auch Kapitel 7.1.2.4). Abbildung 7.4 zeigt die beiden gegenüberliegenden Innenprofile, welche im zusammengebauten Zustand von

den Außenprofilen in Position gehalten werden. Die äußeren Schalenprofile sind dabei semi-transparent dargestellt.

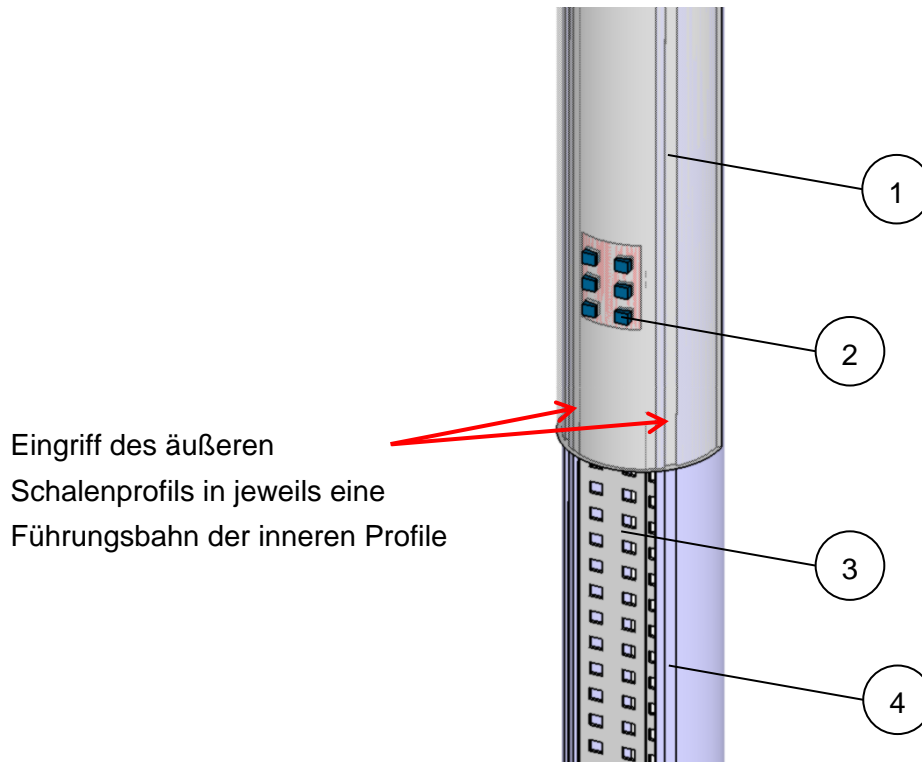


Abbildung 7.4: Eingriff Außenprofile (semi-transparent)

Position	Bauteilbezeichnung
1	Außenprofil mit männlicher Schwalbenschwanzbahn
2	Übertragungselement
3	Lochband
4	Innenprofil mit weiblicher Schwalbenschwanzbahn

Tabelle 7.3: Bauteilbezeichnungen Mittelteil und Außenprofil

Das Antriebsrad stützt sich dabei auf einem Wellenbolzen am Gehäuse ab (in Abbildung 7.3 grün dargestellt). Gelagert durch 2 Rillenkugellager (grau) werden die Radhälften über eine Keilwellenverbindung gleichzeitig vom Elektromotor angetrieben. Da nur eine Hälfte des Antriebsrades über ein kegelförmiges Kegelrad verfügt, wurde die Keilwellenverbindung als formschlüssiges Kraftübertragungselement gewählt. Die rosafarbenen Begrenzungshülsen werden während des Fertigungsprozesses auf die Aluminiumhälften aufgeschweißt und dienen zur Positionierung des Antriebsrades im Aktuator.

Beide Hälften des Antriebsrades sind als sogenannte Armscheiben ausgeführt um primär den Materialverbrauch und somit die Kosten zu senken. Das eingeleitete Drehmoment wird

nun über das Gegenrad der linken Hälfte über die Keilwellenverbindung an die andere Hälfte weitergeleitet. Die Scheiben weisen dabei sowohl denselben Außendurchmesser als auch dieselbe Zähneanzahl auf.

Die Rillenkugellager werden vor der Montage in die dafür vorgesehenen Aufnahmen der Armscheiben eingepresst.

In Bezug auf die gestellten Anforderungen und die damit verbundenen Reaktionen hinsichtlich kostengünstiger Fertigung und effizienten Betrieb, wurde während der Planungsphase speziell darauf geachtet den Aufbau des Aktuators bewusst einfach zu gestalten. So werden bestimmte Bauteile an mehreren Stellen eingesetzt um die Anzahl der benötigten Spritzgießwerkzeuge für Kunststoffteile gering zu halten.

Beide Konstruktionen (Konzept A und B) verfügen über eine Vielzahl an Spritzgussbauteilen. Aus diesem Grund wird das Fertigungsverfahren im nächsten Absatz kurz erläutert.

- Spritzguss

Der Begriff „Spritzguss“ ist bereits seit 1849 bekannt und wurde in erster Linie zur Herstellung von Formkörpern verwendet. Definiert als „Dauerformen unter Druck“, etablierte sich der Kunststoffspritzguss in den Zwanzigerjahren immer mehr zur willkommenen Alternative zu vormals schweren und kompliziert gefertigten Metallteilen. Die Wissenschaftler wussten damals bereits die Vielfältigkeit von Kunststoffen (insbesondere der Thermoplaste) für spezielle Anwendungen zu nutzen. Für die geregelte Prozessführung ist neben der Erwärmung des Basiswerkstoffes, es handelt sich meist um Kunststoffgranulat, auch der Druck eine treibende Größe in der Spritzgusstechnik.

Anfang der Zwanzigerjahre entwickelte sich die Spritzgusstechnologie schlagartig und so wurden neben handbetriebenen Maschinen bald liegende, und somit den heutigen Modellen sehr ähnliche, Maschinen verwendet. Neben den Maschinen, entwickelten sich auch die Kunststoffe weiter und eigentlich waren es die Chemiker, die erkannten, dass es für gewisse Polymertypen auch spezieller Spritzgussmaschinen bedarf. Ende der Zwanzigerjahre wurden die Abläufe bereits automatisiert und somit der Grundstein für die heutige, weitentwickelte Spritzgusstechnik gelegt. Gewisse Merkmale und Prozesse dieser alten Maschinen spiegeln sich auch in aktuellen Fertigungsprozessen wieder.

Abbildung 7.5 zeigt schematisch eine herkömmliche Spritzgussmaschine, wie sie vielfach zur Produktion von Großserienteilen aus Kunststoff eingesetzt werden. Durch die Einführung des Schneckenantriebes wurde die Spritzgusstechnik schließlich revolutioniert. Der Antrieb besteht im Wesentlichen aus einer elektrischen Einheit für die Schnecke und einem hydraulischen Einspritzvorgang an der Düsenspitze (links im Bild). Durch die Drehung der Schnecke gelangt das zuvor stark erhitzte Kunststoffgranulat (Hauptbefüllungsform bzw. –

mittel) in den Kreislauf und wird letztendlich zur Einspritzdüse (im Bild blau markiert) befördert. Durch die durchschnittlich 2,5fach höhere Plastifizierungsleistung im Vergleich zu den damals üblichen Kolbenmaschinen, war der Weg für die stetige Weiterentwicklung dieser Schneckenförderer frei. [26]

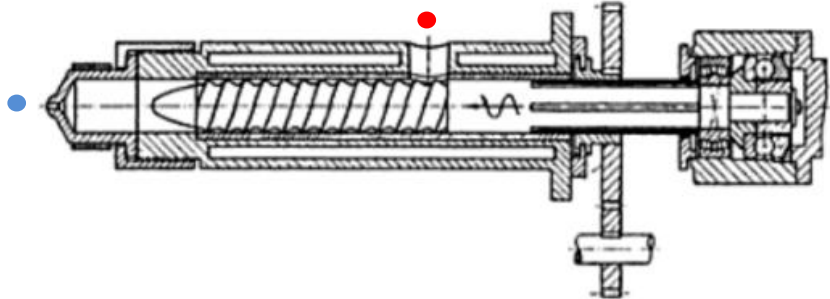


Abbildung 7.5: Schneckenkolbenaggregat aus 1957

7.1.2.3 Oberes Antriebsende – Umlenkung und Spannvorrichtung

Abbildung 7.6 zeigt eine Explosionszeichnung der oberen Umlenkrolle (links im Bild) zusammen mit dem oberen Abschlussdeckel der inneren Profile. Auf der rechten Seite ist die Umlenkkonstruktion in einer ebenen Schnittdarstellung abgebildet. Diese Darstellung enthält neben der Lochbandspannvorrichtung auch einen Teil der inneren Stützprofile.

In der Explosionsdarstellung auf der linken Seite der Abbildung ist zum einen die Umlenkrolle mit den beiden Rillenkugellagern samt Lagerungsbolzen und zum anderen die zwei Innensechskantschrauben mit Abschlussdeckel dargestellt. Der Lagerungsbolzen, rosa dargestellt, wird nach der Zusammenstellung von Rolle und Lagern seitlich durch die inneren Begrenzungsprofile gesteckt. In der Abbildung sind ebenfalls die beiden dunkelblau dargestellten Begrenzungsspannelemente ersichtlich.

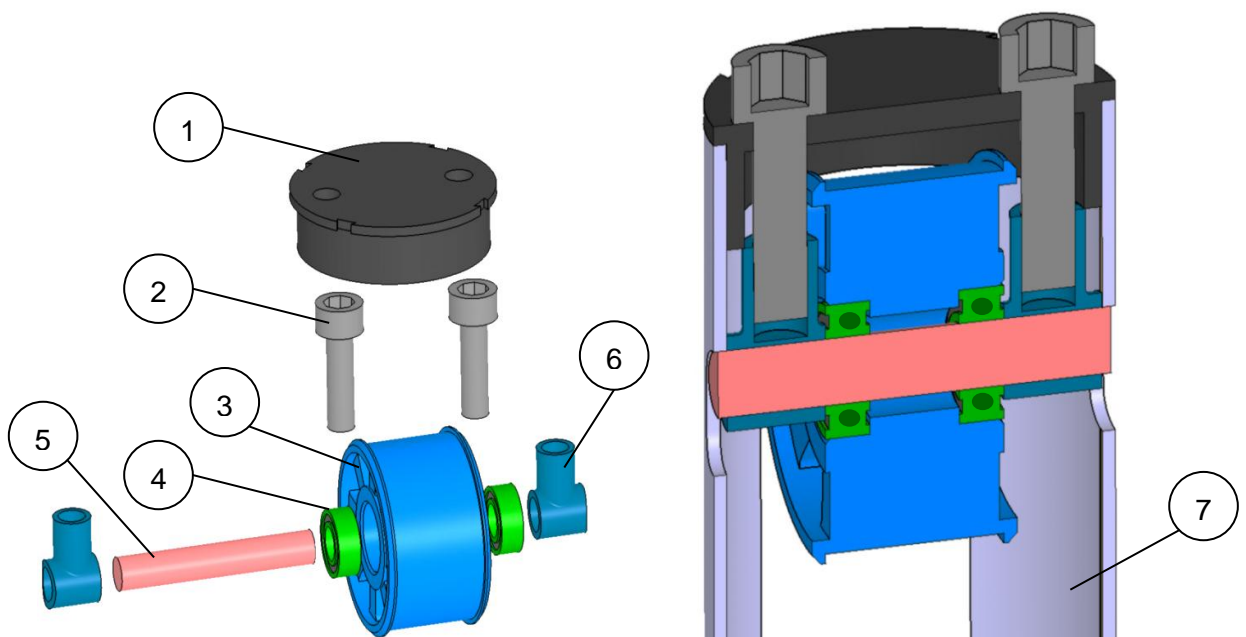


Abbildung 7.6: Oberes Antriebsende – Umlenkung und Spannvorrichtung

Position	Bauteilbezeichnung
1	Abschlussdeckel
2	Spannschraube
3	Umlenkrolle
4	Rillenkugellager
5	Lagerbolzen
6	Spannelement
7	Inneres Schalenprofil

Tabelle 7.4: Bauteilbezeichnungen Spannvorrichtung und Umlenkung

Diese Elemente dienen einerseits zur Fixierung der beiden Rillenkugellager und darüber hinaus als Spannvorrichtungen zur Generierung der erforderlichen Vorspannkraft im Lochband.

Die Spannelemente werden zunächst zusammen mit der Rolle und den Lagern über den Bolzen in Position gehalten. Über den oberen, inneren Gehäusedeckel führt man beide Spannschrauben durch die im Schnitt dargestellten Bohrungen und dreht diese ins Gewinde der Spannelemente. Durch das gleichmäßige Anziehen beider Schrauben wird der Bolzen und somit die darauf gelagerte Umlenkrolle in Richtung der positiven Hochachse bewegt und das Lochband gespannt. In den inneren Begrenzungsprofilen befindet sich jeweils ein gefrästes Langloch, welches grundsätzlich die Bewegung des Lagerbolzens in x – Richtung hemmt. Somit fällt ein translatorischer Freiheitsgrad in der Ebene weg. Der zweite translatorische Freiheitsgrad (y-Richtung) entfällt aufgrund der äußeren Schalenprofile (siehe Kapitel 7.1.2.5), da diese eine Verschiebung des Bolzens unmöglich machen. Entlang der Hochachse ist eine Bewegung entlang der vorgegebenen Maße möglich. Die Umlenkrolle selbst ist wieder ein als Armscheibe gefertigtes Spritzgussteil. Durch die seitlichen Begrenzungsschultern ist ein Verrutschen des Lochbandes ausgeschlossen.

7.1.2.4 Innenstruktur des Antriebs – Stützprofile und Lochband

Die innere Struktur des Lochbandantriebes stellt zusammen mit der Motor und Getriebeeinheit so gesehen den Kern dar. In Abbildung 7.7 ist die innere Stütze, bestehend aus den in Tabelle 7.5 aufgelisteten Bauteilen im Gesamtverbund dargestellt.

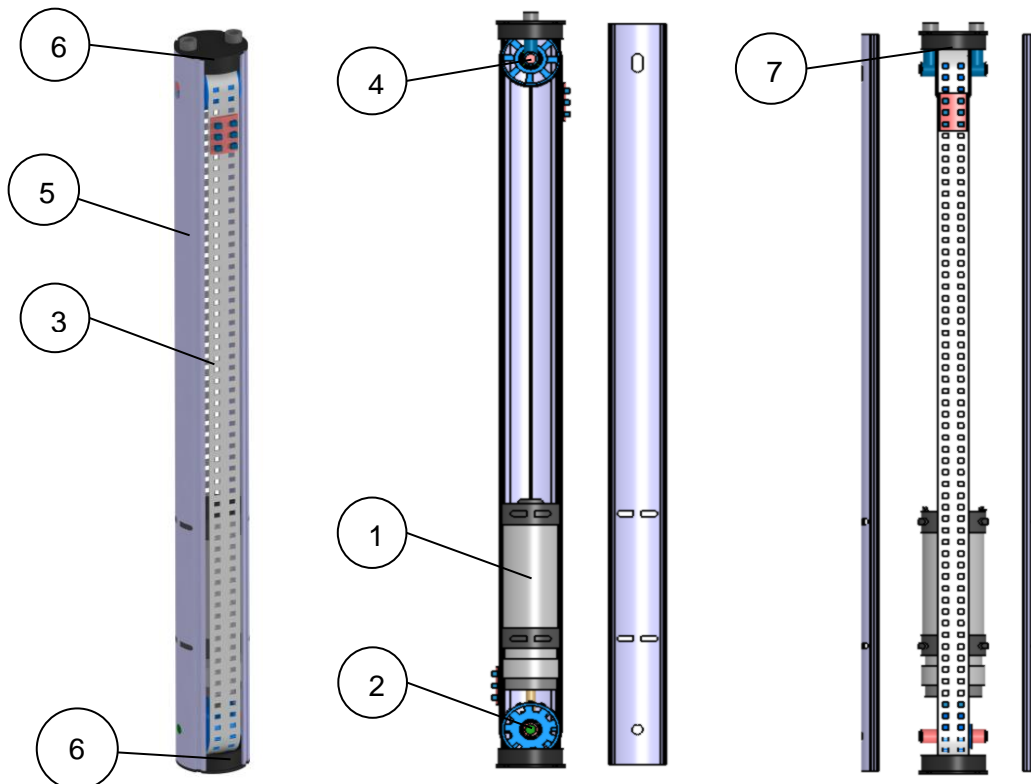


Abbildung 7.7: Innere Stütze und Antriebseinheit

Position	Bauteilbezeichnung
1	Elektromotor
2	Antriebsgruppe unten
3	Lochband
4	Umlenkung oben
5	Innere Stützprofile
6	Abschlussdeckel
7	Spannvorrichtung

Tabelle 7.5: Bauteilbezeichnung Innenstruktur

Das mittlere Bild zeigt nun eine allgemeine Darstellung der inneren Stütze mit verschobenem Profil und soll grundsätzlich die fluchtenden Armscheiben und Ausnehmung für die Motorenhalter veranschaulichen. Im rechten Bild sind beide Begrenzungsprofile verschoben, es zeigt eine Frontalansicht des Antriebes. Die Anordnung der Profile im Raum ist dabei symmetrisch. Zusätzlich sind die Übertragungselemente der äußeren Schalen dargestellt (diese sind sowohl mit dem Lochband als auch mit den Außenprofilen starr verbunden). Nachfolgend werden nun wichtige Detailaufnahmen näher beschrieben und die prinzipiellen Funktionsweisen erklärt.

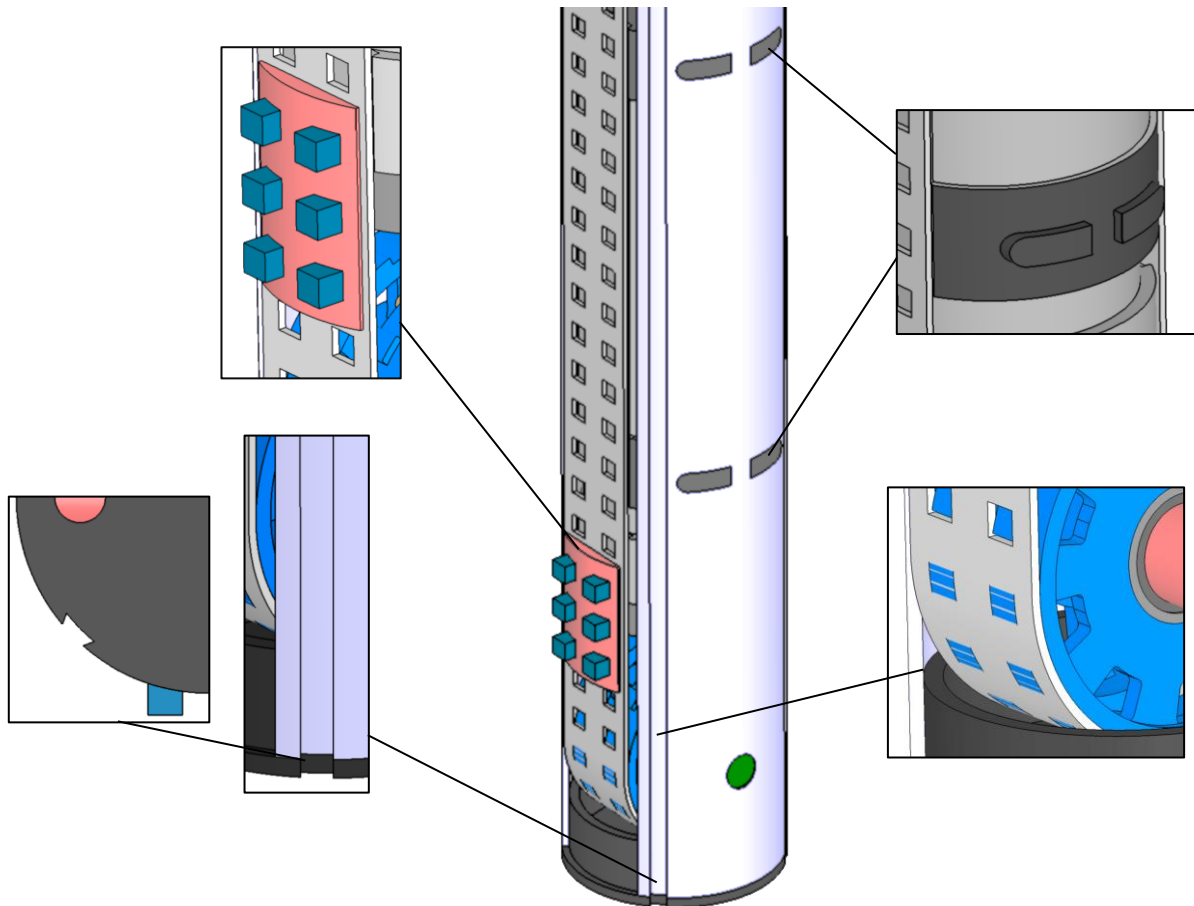


Abbildung 7.8: Detaildarstellungen Innenstütze (Zahneingriff, Motorhalter, Schwalbenschwanzführung, Übertragungselement)

Die kleinen Detailausschnitte zeigen nun markante Konstruktionsabschnitte des Antriebs. Beginnend mit dem oberen, linken Bild, erfolgt die Beschreibung im Z-Durchlauf:

- Übertragungselement

Die Zugkräfte im Band werden über ein Spritzgussteil, welches von innen nach außen formschlüssig durch das Lochband geschoben wird, auf das Außenprofil übertragen. Das rötliche Bauteil verhindert dabei die Durchbiegung des Lochbandes (Formkorrektur zwischen dem gewölbten Außenprofil und dem flachen Bandabschnitt) während des Befestigungsvorgangs. Nach der Verbindung dieser Elemente mit den Außenschalen, werden die vorstehenden Erhebungen durch gezielte Wärmeeinbringung in Form einer Kunststoffschweißeinrichtung geglättet und somit die Verbindung der Elemente mit den Schalen fixiert. Alternativ dazu können die Übertragungselemente auch geklippt ausgeführt sein. Dabei werden die Elemente von innen durch die Perforierungen in den äußeren Profilen gesteckt und rasten selbstständig ein. Je nach Größe der einwirkenden Belastung kann die Länge der Übertragungselemente entlang des Lochbandes variiert werden.

- Motorhalter

Wie bereits in einem der vorigen Abschnitte beschrieben, verfügt der Elektromotor über einen oberen und einen unteren Motorhalter. Diese werden während des Zusammenbaus in die dafür vorgesehenen Aufnahmen des inneren Profils gesteckt. Damit ist eine Verwindung und Bewegung des Motors innerhalb der Stütze nicht mehr möglich. In der Detailabbildung wurde zum besseren Verständnis das Profil entfernt. Durch den Zusammenbau ergibt sich die fixe Position des Motors im Antrieb von selbst. Wird der gesamte Antrieb montiert und mit tragenden Elementen verbunden, wirken die Aluminiumprofile zugleich als Drehmomentstütze.

- Schwalbenschwanzführung

Im linken, unteren Bild ist die integrierte Schwalbenschwanzführung für die äußeren Profile dargestellt. Der kleine Ausschnitt links neben der Abbildung zeigt das Schwalbenschwanzprofil in einer von unten gerichteten Ansicht des Profilquadranten.

Das Führungssystem hat nun zum einen die Aufgabe die äußeren Schalen in ihrer Lage zu halten und zum anderen wird dadurch der obere und untere Lagerungsbolzen, die inneren Abschlussdeckel und die Begrenzungsprofile gegen Verschiebung gesichert.

Die primäre Aufgabe dieser Führungsart ist die Verhinderung der Abhebung der äußeren Begrenzungsbauteile (beidseitig) durch die spezielle Geometrie des Schwalbenschwanzprofils und die reibungsarme Führung der Außenschalen entlang der Hochachse des Antriebes. Ihre Vorteile liegen in der geringen Bauhöhe und der allgemeinen Begrenzung der Freiheitsgrade, da durch das keilförmige Profil nur Bewegungen in eine vorgegebene Richtung zulässig sind. Schwalbenschwanzführungen gehören grundsätzlich zur Gruppe der Gleitführungen und werden im Werkzeugbau hauptsächlich für Neben- und Zustellbewegungen verwendet.

In diesem speziellen Anwendungsfall dient das Profil als Begrenzung und sorgt für den Zusammenhalt des gesamten Antriebes in Bezug auf das zweistufige Teleskopsystem (die äußeren Profile fahren gegengleich aus).

- Zahneingriff

Das rechte, untere Bild zeigt beispielhaft den Zahneingriff des Antriebsrades in die perforierten Löcher des Lochbandes. Über das zweigeteilte Zahnrad wird das eingeleitete Drehmoment des Elektromotors auf das Lochband übertragen. Die symmetrischen Armscheiben des Antriebsrades weisen dabei eine Gesamtzähnezahl von 34 auf. Im Eingriff befinden sich dabei stets 12 Zähne. Die Flächenpressung an den Zahnflanken ist grundsätzlich auf eine Hubkraft von 2400N ausgelegt. Im Kapitel 1.1 dieser Arbeit wurde festgehalten, dass die maximale Belastung $F_{\max} = 1200\text{N}$ entspricht. Der Antrieb an sich

7. Konstruktion der Konzeptentwicklungen

muss bedingt durch seinen speziellen Aufbau mit einer maximalen Beanspruchung von 2400N berechnet werden, da die äußeren Schalenelemente der Teleskopvorrichtung gegengleich ausfahren und sich der Antrieb sowohl vom Boden abstoßen als auch die zweite Schale ausfahren muss. Die einwirkenden Kräfte addieren sich im Umlauf.

Skizzierung der Kräftesituation im Antrieb (stark abstrahiert):

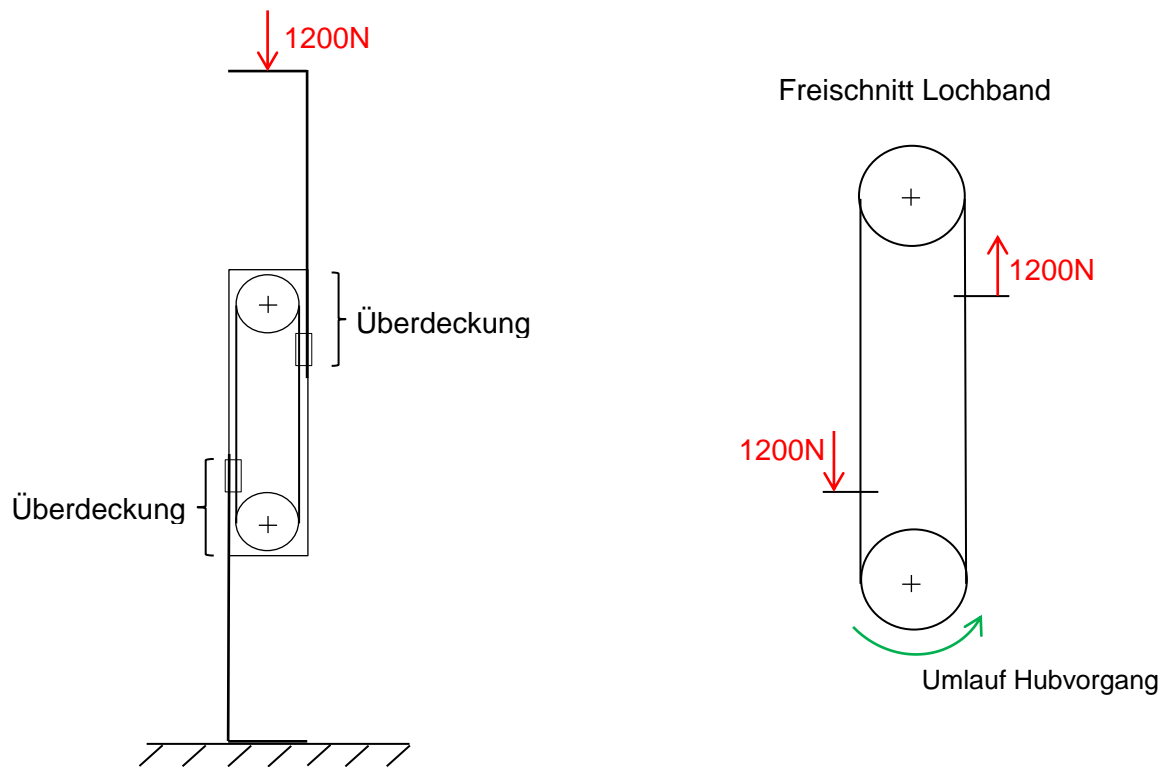


Abbildung 7.9: Skizze der Kräftesituation Konzept A

Bedingt durch die vorher fixierten Systemanforderungen wurde während der Konstruktionsphase unter Berücksichtigung der gegebenen Hauptabmaße auf das nötige Packaging geachtet. Im Grunde wird der zur Verfügung stehende Bauraum im Inneren des Antriebes ausgenützt und mittels eines ringförmigen Konstruktionselements ständig auf Überschneidungen mit Antriebsteilen überprüft (siehe Abbildung 7.10).

Die Übertragungselemente dürfen beispielsweise im eingefahrenen und ausgefahrenen Zustand nicht mit dem Antriebsrad oder der Umlenkrolle kollidieren. Der Durchmesser des Antriebsrades ist im Wesentlichen durch die inneren Schalenprofile begrenzt. Mit dem generierten Konstruktionselement (bis auf Abbildung 7.10 überall ausgeblendet) wurde dabei die Freigängigkeit des Lochbandes kontrolliert, damit dieses bei Praxisanwendungen nicht an den äußeren Profilen schleift.

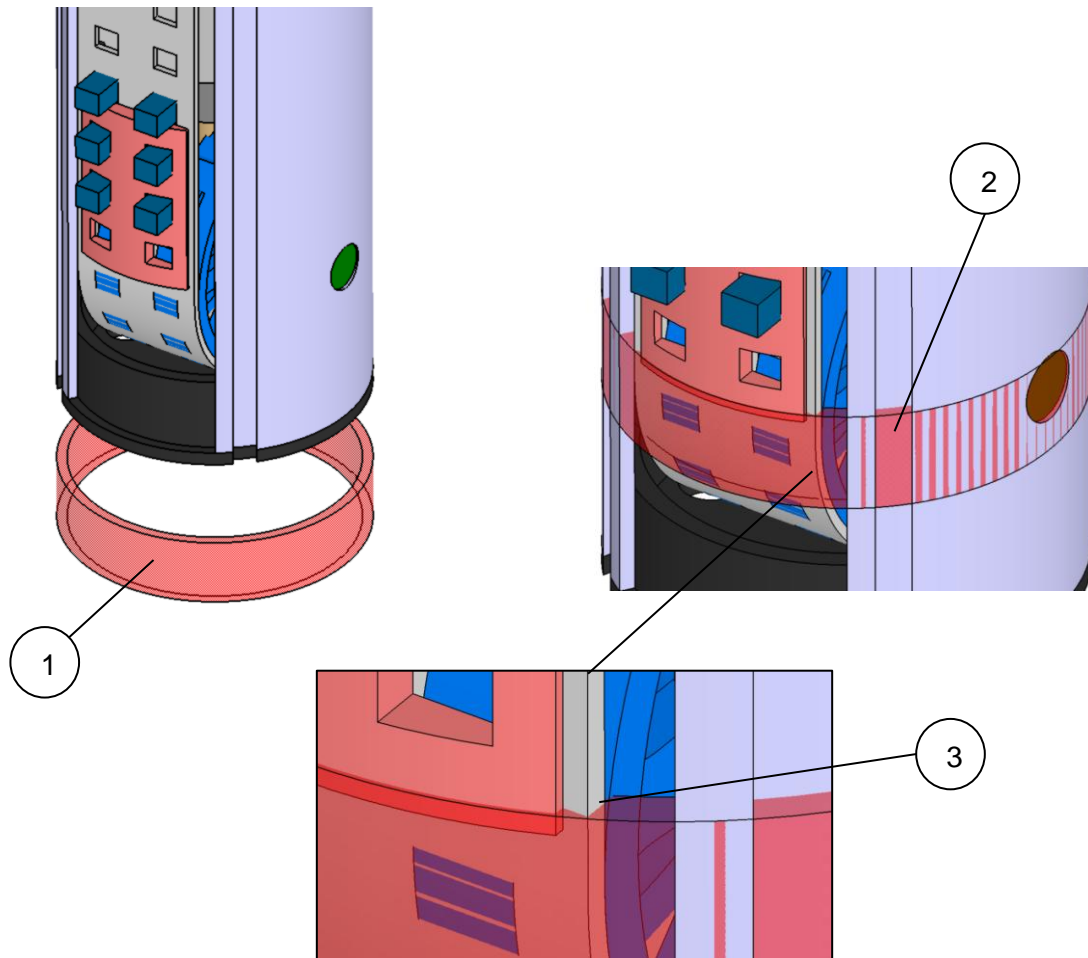


Abbildung 7.10: Bauraumanalyse Lochband Außenprofil

Position	Überprüfung
1	Prüfgeometrie unten eingefügt
2	Verschiebung entlang der Hochachse z
3	Abgleich der Geometrie (Ringaußendurchmesser darf nicht überschritten werden) mit der Lochbandbreite

Tabelle 7.6: Einsatz der Prüfgeometrie zur Bauraumabschätzung

7.1.2.5 Äußere Abschlussprofile – Begrenzungselemente und Teleskopstützen

In Abbildung 7.1 sieht man unter Position I den kompletten Linearantrieb abgebildet. Durch die äußeren Profile ist die Stütze im eingefahrenen Zustand nach außen hin abgeschlossen. Die verschiedenen Schnittdarstellungen aus Abbildung 7.11 zeigen die kompakte Bauweise der Stütze in der zuvor genannten Position.

7. Konstruktion der Konzeptentwicklungen

Der Schnitt rechts im Bild ist in der zx -Ebene ausgeführt und zeigt somit in einer allgemeinen Ansicht von oben das zuvor angesprochene durchgeführte Packaging. Durch die vorgegebenen Abmessungen muss der Platz im Inneren vollständig ausgenutzt werden. Im Bild lassen sich in der oberen Hälfte das Distanzstück und das Übertragungselement der hinteren Schale erkennen. Der Abstand des Lochbandes zur Außenschale ist auf ein Minimum beschränkt (siehe Detaildarstellung des rechten Bildes – Schnitt I).

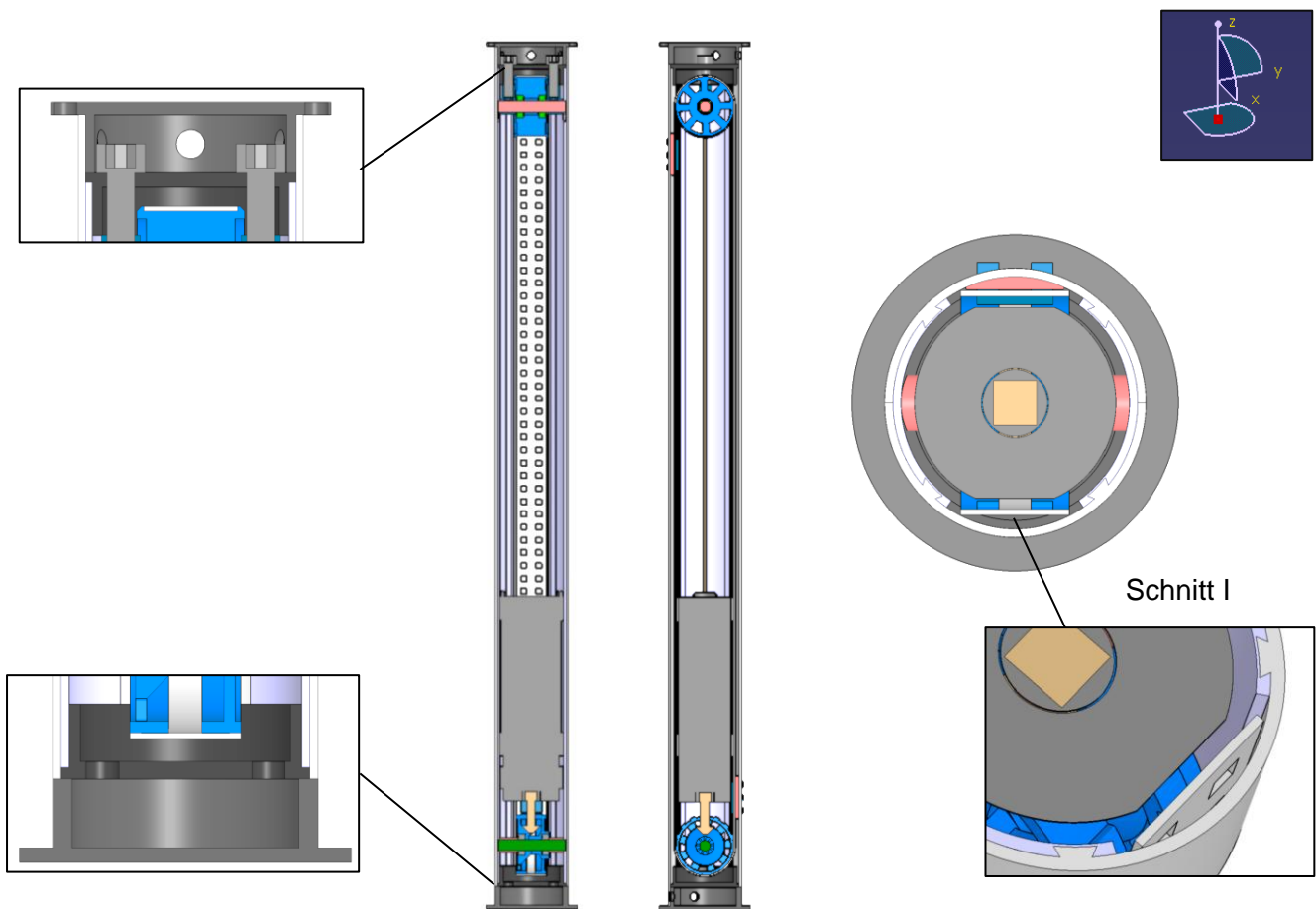


Abbildung 7.11: Komplette Stütze mehrmals geschnitten

Im eingefahrenen Zustand stützt sich das Innenprofil samt Antrieb auf dem unteren Abschlussdeckel ab, welcher über Einsteckbolzen mit dem vorderen oder hinteren Außenprofil (je nach Ansichtsweise) verbunden ist. Der obere Abschlussdeckel liegt wiederum auf dem inneren Profil auf. Somit ergeben sich keine unnötigen Zwischenräume und Belastungen der Profile. Auf der linken Seite der Gesamtdarstellungen sind dazu zwei Detailbilder zu sehen. Die Detaildarstellung aus Abbildung 7.11 rechte Seite lässt weiters zwei der insgesamt vier Schwalbenschwanzführungen erkennen. Beim Zusammenbau werden beide Außenschalen samt Abschlussdeckel gegengleich in die Führungen der inneren Profile geschoben und mit den Übertragungselementen verbunden.

7.1.2.6 Allgemeines zur Konstruktion und Funktionsweise

Die Konstruktion der einzelnen Bauteile wurde mit dem 3D-CAD Programm CATIA V5 [2] durchgeführt. Dazu wurde primär der sogenannte *part design* Bereich des Programms verwendet. Neben einer Vielzahl an Gestaltungstools wurden die Optionen *Block*, *Tasche* und *Welle* häufig verwendet.

Wird der Lochbandantrieb nun in Betrieb genommen, erreicht man durch die Ansteuerung des Motors ein Ausfahren der gesamten Einheit. Dabei wird das erzeugte Antriebsmoment zuerst auf das Antriebsrad übertragen und in weiterer Folge durch das Lochband auf die Außenprofile geleitet, welche die rotatorische Eingangsbewegung in eine translatorische Hubbewegung umwandeln. Die Vorteile liegen dabei in der reibungsarmen Führung der Profile und dem formschlüssigen Lochbandantrieb. Eine gerenderte Abbildung der linearen Hubeinheit im eingefahrenen und ausgefahrenen Zustand in Kombination mit den wichtigsten Abmaßen ist im Anhang c zu finden. Abbildung 7.12 zeigt eine Gegenüberstellung der eingefahrenen zu einer 60mm ausgefahrenen Position.

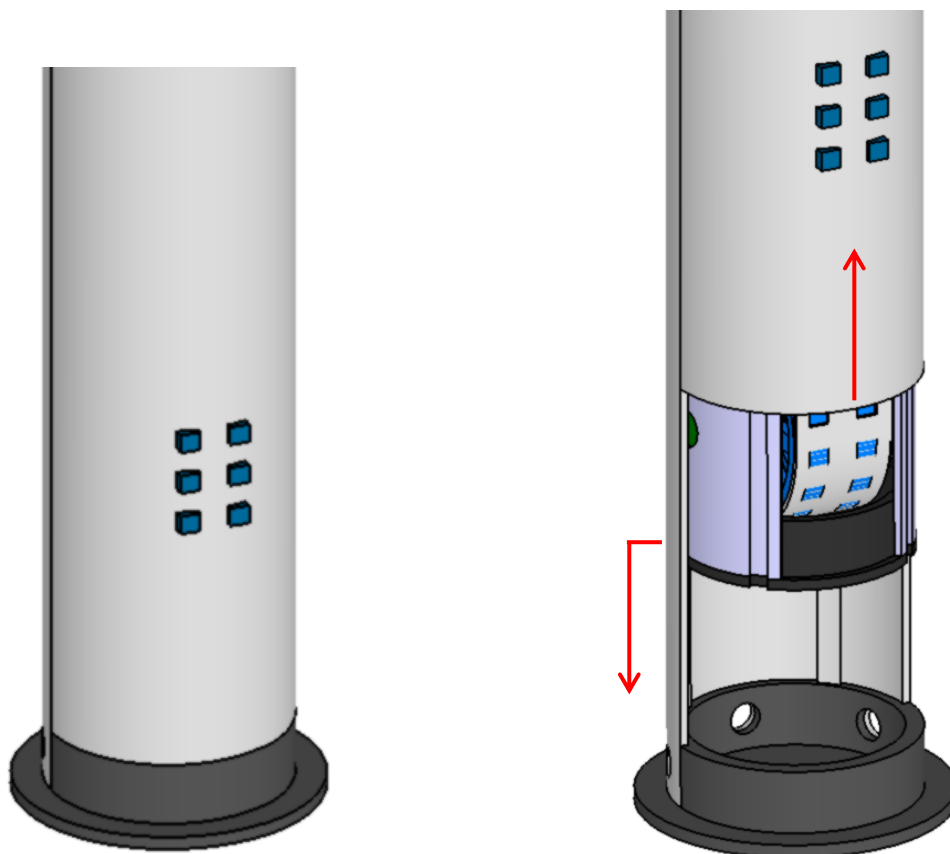


Abbildung 7.12: Eingefahrener und leicht ausgefahrener Zustand (Konzept A)

Die ausgearbeiteten Konzeptentwürfe wurden im Laufe des Entwicklungsprozesses auch berechnet, wobei hier einzelne Werte aufgrund der frühen Phase im Produktzyklus lediglich angenähert wurden. Alle angestellten Berechnungen wurden im Konstruktionsberechnungs-

7. Konstruktion der Konzeptentwicklungen

software *mathcad* der Firma PTC [23] festgehalten und können in pdf-Form auf der hinten beigelegten CD eingesehen werden.

Da sich diese Arbeit eher mit den konstruktiven Lösungen befasst, werden die einzelnen Ergebnisse der Berechnung an dieser Stelle nicht weiter ausgeführt. Im Allgemeinen wurden folgende Bereiche des Antriebes auf ihre konstruktionspezifischen Parameter hin berechnet.

Aus dem Rechenbericht lassen sich folgende Parameter ableiten:

- Benötigtes Motormoment: 47,5 Nm
- Getriebedrehzahl: 11460 U/min
- Hubgeschwindigkeit: 40mm/s
- Maximale Zugspannung im Lochband: $208 \frac{N}{mm^2}$
- Scherspannung im Zahn: $23 \frac{N}{mm^2}$
- Leistungsaufnahme im Antriebsstrang: 100 W
- Gesamtübersetzung: 95

7.2 Konzept B: Rollengewindetrieb (RGT)

Das Grundprinzip des Rollengewindetriebs beruht auf dem Trapezspindelantrieb, da diese Antriebsform laut der durchgeführten ersten Nutzwertanalyse neben den formschlüssigen Lineartriebssystemen den höchsten Nutzwert aufweist. Um die Energieeffizienz des Antriebes zu steigern, liegt dem Rollengewindetrieb anstelle der Gleitbewegung im Gewinde eine Wälzbewegung zu Grunde. Somit wird durch geeignete Schmierung der Reibungskoeffizient verringert und der Wirkungsgrad gesteigert.

7.2.1 Stand der Technik bei Trapezgewindespindelssystemen

Die Konzeptionierung und Konstruktion des Rollengewindeantriebs baut grundsätzlich auf dem Trapezspindelssystem auf. In Abbildung 7.13 ist eine elektromechanische Lineareinheit dieses Systemtyps dargestellt. Diese wird aktuell für Positionierungsvorgänge von Solarzellen verwendet. In Tabelle 7.7 sind die Hauptbauteile des Antriebs aufgelistet. Dabei verfügt dieser spezielle Aktuator über eine integrierte Antriebseinheit (24V DC Motor mit aufgesetztem Getriebe), eine Trapezgewindespindel und eine ins Gehäuse fix integrierte Spindelmutter. Wird der Motor nun über das Steuerelement bestromt, versetzt er die Spindel in Drehung und das Hubmodul fährt nach oben hin aus. Über die sphärischen Kugelkopf Gelenke ist der Antrieb dabei mit anderen Bauteilen fix verbunden. Der Ausschubvorgang wird durch die fixierte Spindelmutter ermöglicht.

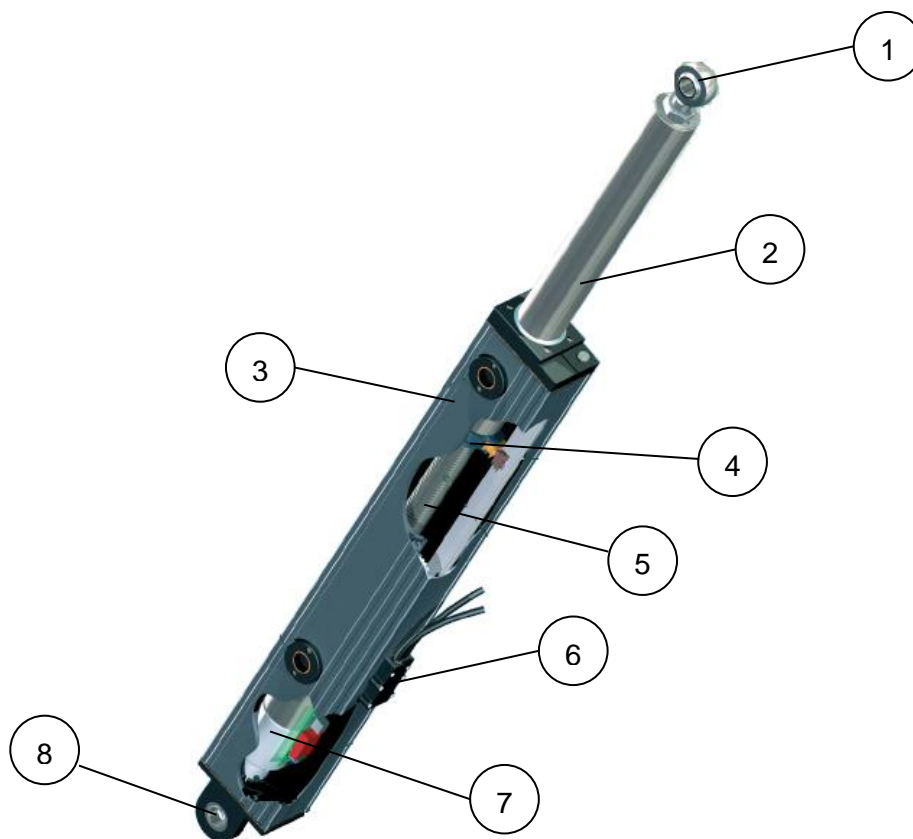


Abbildung 7.13: Elektromechanische Lineareinheit [27]

Position	Bauteilbezeichnung
1	Kugelpfingergelenk oben
2	Spindelschutz
3	Gehäuse
4	Spindelhalter
5	Trapezgewindespindel
6	Elektrische Anschlüsse
7	Antriebseinheit
8	Kugelpfingergelenk unten

Tabelle 7.7: Bauteilbezeichnungen elektromechanischer Trapezgewindetrieb

7.2.2 Konstruktion und Gesamtantrieb

Die Konstruktion des Rollengewindetriebs wurde wiederum mit Hilfe des 3D-CAD Programms CATIA V5 durchgeführt. Zur Erstellung der einzelnen Bauteile wurde der *part design* Modus verwendet und in weiterer Folge alles im *assembly design* Modus zusammengesetzt.

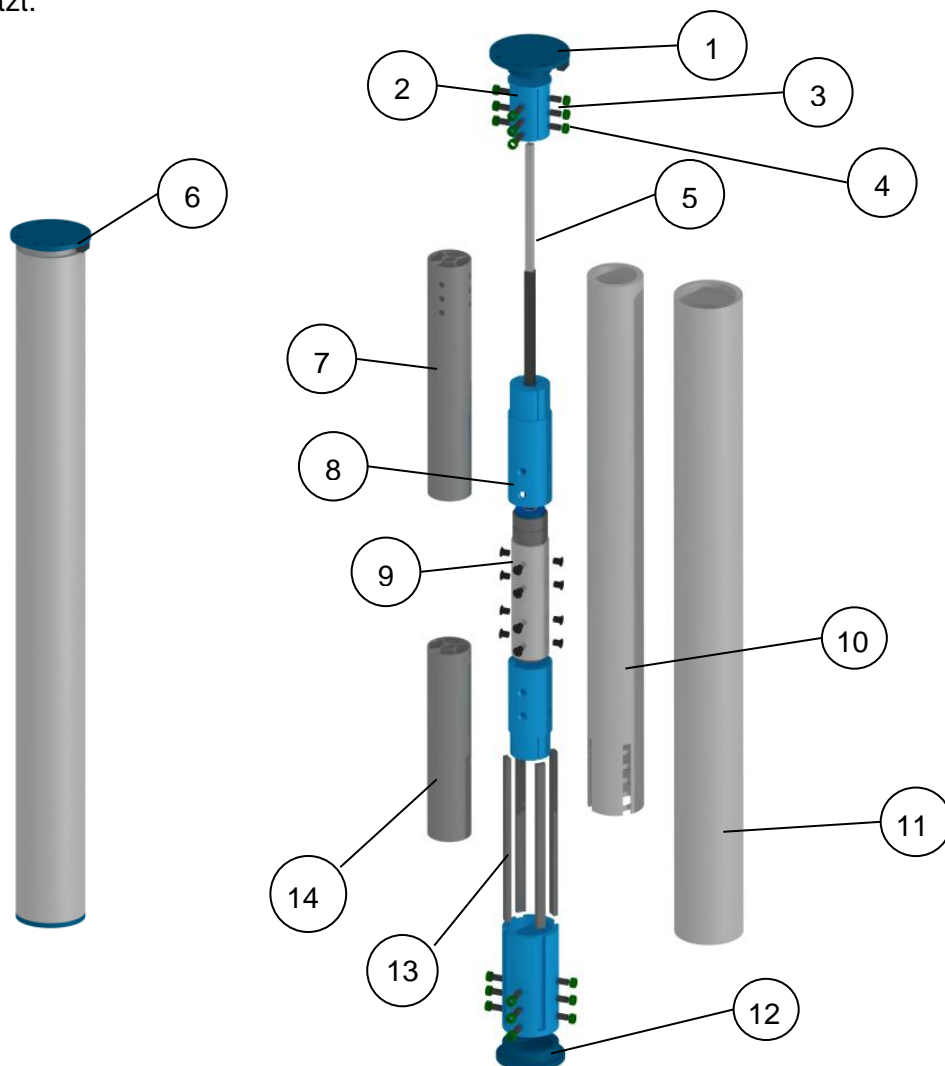


Abbildung 7.14: Rollengewindetrieb eingefahren (links), Explosionsbild (rechts)

Position	Bauteilbezeichnung
1	Oberer Anbindungsflansch
2	Oberer Radträger
3	Radstift
4	Rad
5	Drehmomentstütze
6	Elektrischer Anschluss
7	Oberes Übertragungsprofil
8	Aufsteckhülse
9	Antriebsmotor mit Getriebe
10	Vorschubprofil oben
11	Vorschubprofil unten
12	Abschlussdeckel unten
13	Stabilitätsprofil
14	Unteres Übertragungsprofil

Tabelle 7.8: Bauteilbezeichnungen Rollengewindetrieb gesamt

Eine gerenderte Gesamtdarstellung inklusive der Hauptabmaße des Antriebes befindet sich im Anhang d. Abbildung 7.14 zeigt links im Bild den gesamten Antrieb im eingefahrenen und zusammengesetzten Zustand und auf der rechten Seite eine Explosionsdarstellung mit den einzelnen Bauteilen. Im mittleren Bild wurden die äußeren Profile entfernt um eine freie Sicht auf die Antriebseinheit und die zwei Radträger freizugeben. Die grün gefärbten Räder sind dabei mit dem oberen und unteren Radträger verbunden. Die beiden dunkelgrau gefärbten Profile dienen im Wesentlichen zur Übertragung des Antriebsdrehmoments.

7.2.2.1 Antriebseinheit der Hubeinrichtung

Im Gegensatz zum ersten Konzept, wird der Rollengewindetrieb von einem Außenläufergleichstrommotor angetrieben. Bei einem Außenläufermotor sind Rotor und Statorinheit vertauscht. Somit dreht sich sozusagen das Außengehäuse des Motors um die stationären Innenwicklungen. In Abbildung 7.15 ist der Motor in mehreren Ansichten dargestellt:

Der Motor wurde grundsätzlich als Volumenkörper konstruiert und die markanten Stellen eingefärbt. Entfernt man gedanklich das hellgraue Außengehäuse, verbleibt der stillstehende, innere Gehäuseteil (dunkelgrau dargestellt). In der blau eingezeichneten Kappe befinden sich die notwendigen elektrischen Anschlüsse zur Ansteuerung und Stromversorgung des Motors. Das obere Detailbild rechts zeigt den quadratischen, formschlüssigen Eingangsflansch des Planetengetriebes, welches in der vorgegebenen Form für dieses Konzept beibehalten wurde.

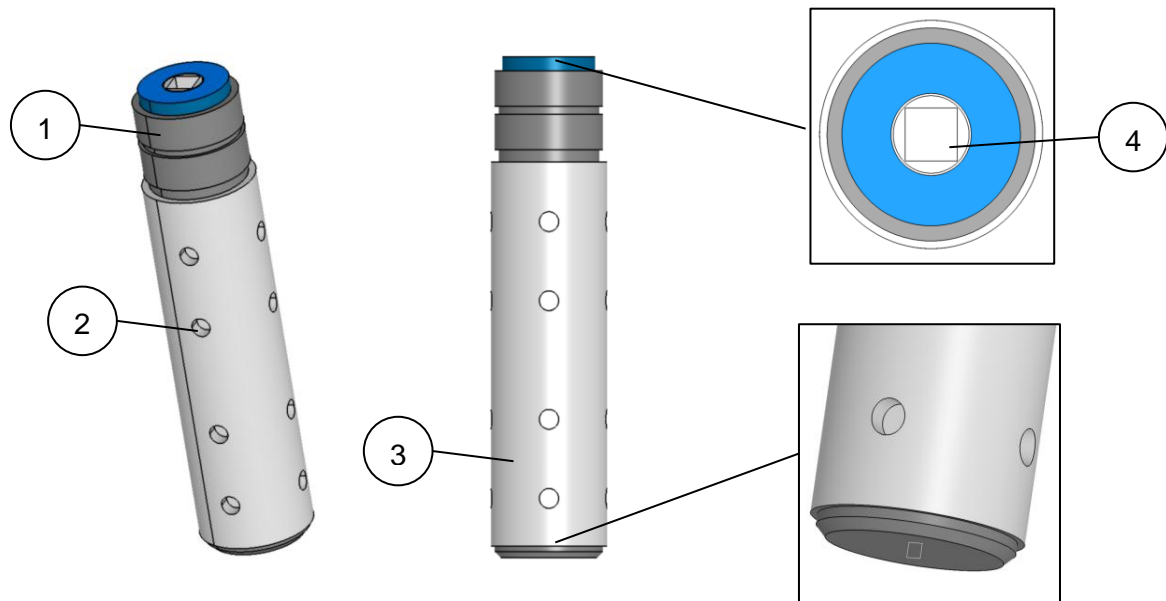


Abbildung 7.15: Außenläufergleichstrommotor als Konzeptantrieb

Position	Bauteilbezeichnung
1	Getriebeeinheit
2	Anbindung Aufsteckhülsen
3	Rotor
4	Abtriebswelle

Tabelle 7.9: Bauteilbezeichnungen Außenläufer

Über den Eingangsflansch wird der Motor mit einer passenden Verdrehsicherung verbunden, welche in weiterer Folge mit dem oberen Gehäusedeckel verbunden ist (siehe dazu das mittlere und rechte Bild der Abbildung 7.15). Der untere Detailausschnitt zeigt den Übergang zwischen rotierendem Stator und feststehendem Innengehäuse.

Die Antriebseinheit der Lineareinheit besteht neben dem Außenläufermotor zudem aus zwei Übertragungshülsen, welche jeweils mit 8 Schrauben fix mit dem Motor selbst verbunden sind. In Abbildung 7.16 ist dabei die Antriebseinheit komplett in allgemeiner Position und in einer Schnittdarstellung abgebildet. An den Enden der Hülsen befindet sich jeweils ein formschlüssiger Flansch, welcher das Gegenstück zu den dazu passenden Stranggussprofilen darstellt. Diese Profile dienen dazu, das eingeleitete Drehmoment an den oberen und unteren Radträger weiterzuleiten. Das mittlere Detailbild zeigt die Verschraubung der Hülsen mit der Läuferereinheit des Motors. Um ein Vorstehen der Schrauben zu verhindern wurde auf eine Torxvariante zurückgegriffen, welche es ermöglicht den Schraubenkopf komplett zu versenken. Im oberen und unteren Detailbild sind zum einen der Flansch für die Übertragungsprofile und zum anderen der schmale Spalt zwischen Motor und Hülse dargestellt. Dieser Spalt ist erforderlich um die Freigängigkeit des Motors zu gewährleisten.

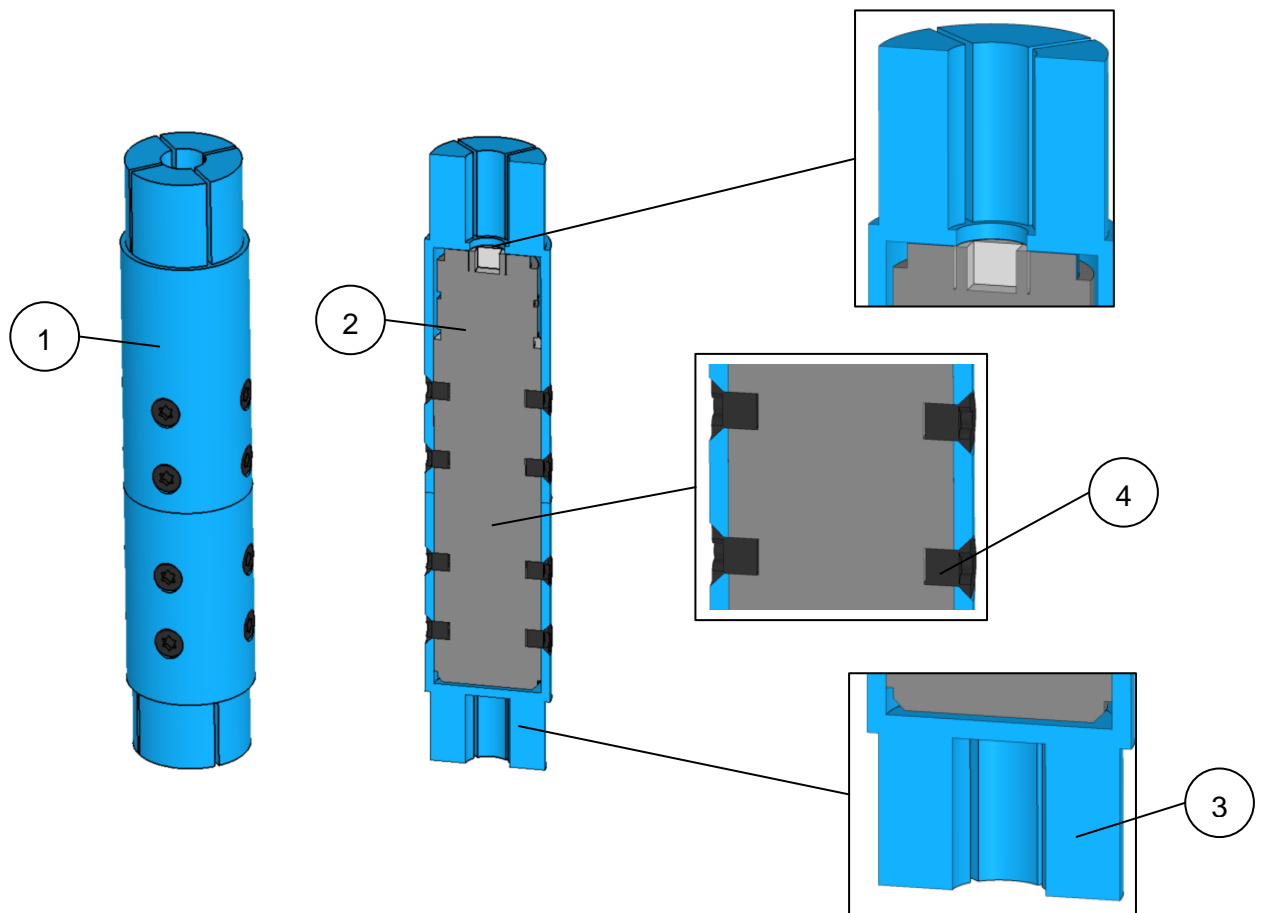


Abbildung 7.16: Antriebseinheit komplett mit Übertragungshülsen

Position	Bauteilbezeichnung
1	Aufsteckhülsen
2	Antriebseinheit
3	Formschlüssige Steckverbindung
4	Verschraubung

Tabelle 7.10: Bauteilbezeichnungen Antriebseinheit

Die Konzeptentwicklung des Rollengewindetribs unterliegt denselben Anforderungen wie die Lochbandvariante und somit muss auch diese Variante als Teleskopsystem ausgeführt sein um auf die erforderliche Mindestbauhöhe bzw. auf die erforderliche Ausfahrhöhe zu kommen.

7.2.2.2 Konstruktion der Übertragungsprofile und der Radträger

Die in Abbildung 7.14 dunkelgrau dargestellten Übertragungselemente unterscheiden sich grundsätzlich nur in ihrer Länge. Zusätzlich fungiert das obere Element als eigentlicher Träger der einzelnen Radeinheiten (siehe Bild). Beim Zusammenbau werden die

Übertragungsprofile in die Aufnahmen der Antriebshülsen gesteckt und bilden durch die geringen Toleranzen eine fixe Einheit. Die Profile selbst werden nach dem Stranggussprinzip aus Aluminium gefertigt.

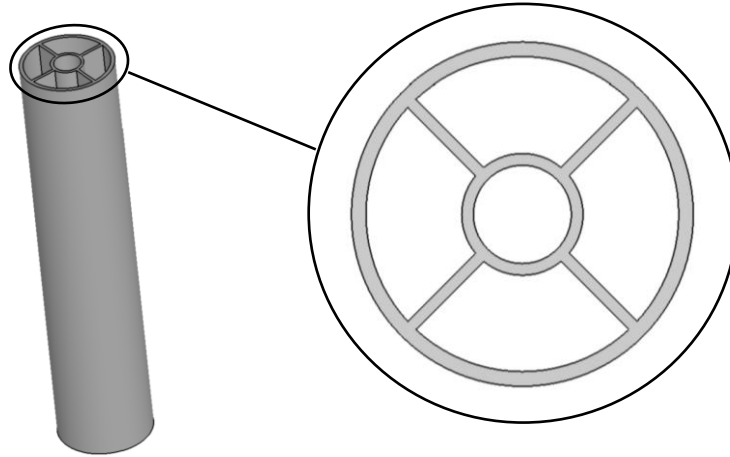


Abbildung 7.17: Aluminium Stranggussprofil

- Strangguss

Das Stranggussgießverfahren ist in der heutigen Zeit weitverbreitet und wird zur Herstellung von Halbzeugen und Endlossträngen aus Stahl, Kupferlegierungen und Aluminium verwendet. Man unterscheidet beim Gießverfahren selbst semikontinuierliche und kontinuierliche Verfahren und hinsichtlich des Aufbaus vertikale und horizontale Stranggussanlagen. Das Rohmaterial wird zunächst geschmolzen und über eine Kokille (wiederverwendbare Form) einem fixen Formenwerkzeug zugeführt. Die Abkühlung wird bereits in der Kokille eingeleitet und vor der Ablängung durch Wasserduschen beschleunigt. Mit Hilfe von horizontalen Stranggussanlagen, lässt sich eine Vielzahl von beliebig geformten Profilen herstellen. [28]

Für die allgemeine, gerenderte Darstellung in Abbildung 7.18 wurden beiden Flachgewindeprofile entfernt um den inneren Aufbau der Stütze darzustellen. Die Detailbilder zeigen dabei den oberen und unteren Radträger als Voll- und als Schnittdarstellung.

Beginnend mit den oberen Segmenten der Hubeinheit sind im Schnitt der Radträger und die flexiblen Drehmomentstützen ersichtlich. Das graue Übertragungsprofil in der linken, oberen Detaildarstellung fungiert zugleich als Aufnahme für die Radstifte (dunkelgrau eingezeichnet). Da die Bolzenaufnahmen im Vergleich zum unteren Radträger zu wenig tief sind, wurde kurzerhand der obere Abschlussdeckel als zusätzliche Aufnahme umkonstruiert.

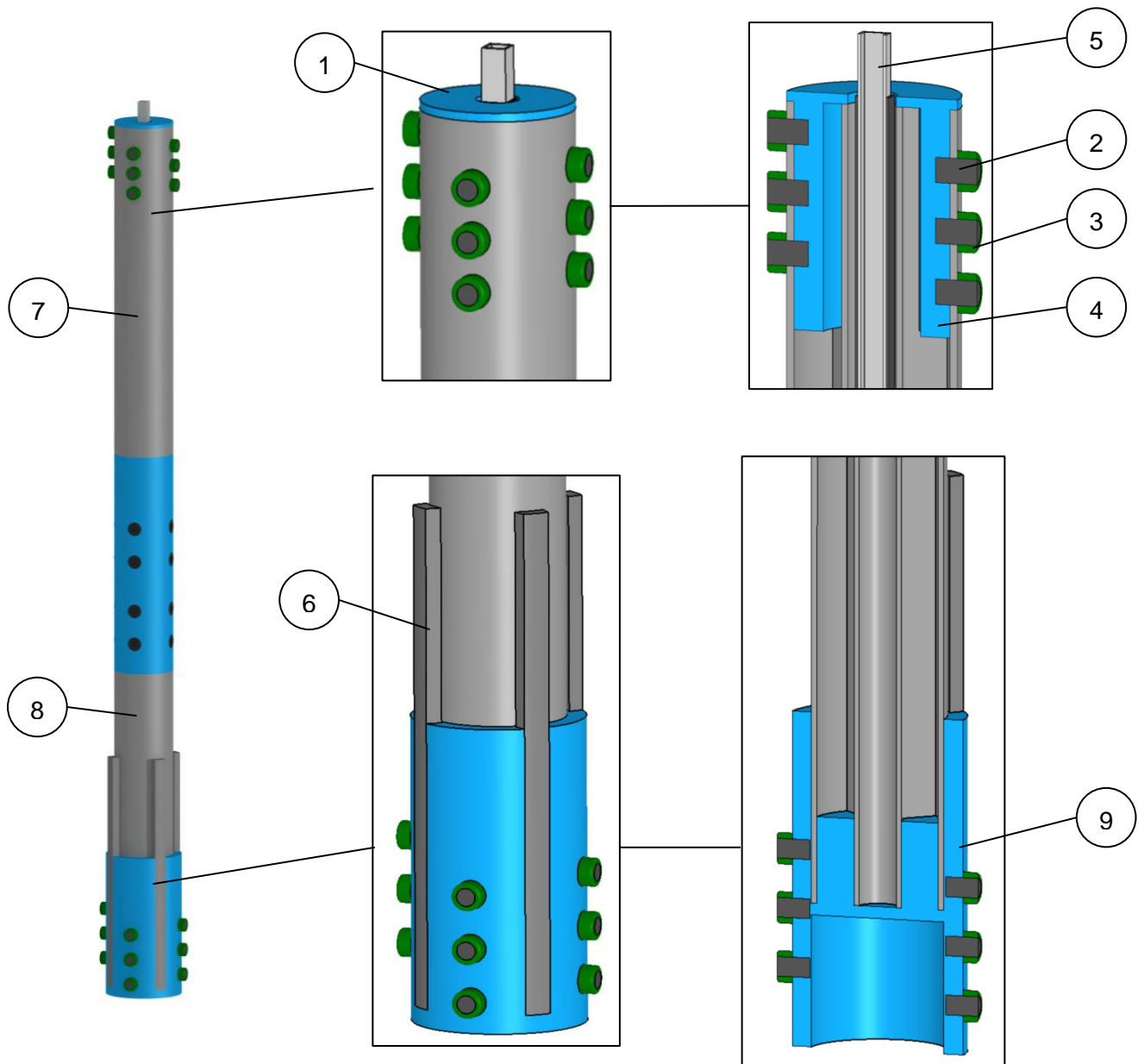


Abbildung 7.18: Innenaufbau Rollengewindetrieb – Radträger

Position	Bauteilbezeichnung
1	Oberer Abschlussdeckel innen
2	Radstift
3	Rad
4	Radträger oben
5	Drehmomentstütze
6	Stabilitätsprofil
7	Übertragungsprofil oben
8	Übertragungsprofil unten
9	Radträger unten

Tabelle 7.11: Bauteilbezeichnungen Mittelteil

Beim Zusammenbau wird der Deckel in das Profil gesteckt und die freien Löcher werden anschließend mit den Radstiften versehen. Die Räder selbst sind im Bild grün eingezeichnet und laufen auf den inneren Flachgewindebahnen der Profile (siehe Abbildung 7.19). Die beiden Vierkantprofile im Kern des Antriebs sind nach dem Teleskopprinzip ausgeführt um auch während des Ausfahrvorgangs die Längenänderung zu ermöglichen.

Im unteren Teil des Antriebs befindet sich ebenfalls ein Radträger, welcher sich vom oberen hauptsächlich durch seinen größeren Durchmesser unterscheidet. Zusätzlich weist er noch Halter für vier trapezförmige Extrusionsprofile auf. Diese dienen zur Versteifung der gesamten Stütze im ausgefahrenen Zustand. Im rechten, unteren Detailbild sieht man das Übertragungsprofil, welches während des Zusammenbaus direkt in den unteren Radträger eingepresst wird. Das gesamte Element, bestehend aus den in Tabelle 7.11 erfassten Bauteilen ergibt nun den inneren Aufbau des Rollengewindetriebes. Beim unteren Übertragungsprofil handelt es sich wieder um ein Stranggussteil. Aus Kostengründen wurde dasselbe Profil wie für den oberen Teil verwendet. Die Profile müssen zwar in der Fertigung unterschiedlich abgelängt werden, können ansonsten aber für beide Säulenteile verwendet werden.

7.2.2.3 Zusammenbau und Abbildung des gesamten Linearaktuators

Fügt man nun die beiden Flachgewindeprofile hinzu, ergibt sich durch das Einschrauben des Mittelteils die komplette Hubsäuleneinheit. Das untere, äußere Flachgewindeprofil bildet dabei die Basis der kompletten Stütze. Nach dem Zusammenbau des Mittelteils (Motor, Übertragungsprofile und Radträger) wird dieser in das Basisprofil geschraubt. Die Konstruktion ist dabei so ausgelegt, dass sich durch den unteren Abschlussdeckel und die Länge des unteren Radträgers in Kombination mit dem oberen System genau die geforderte Höhenabmessung von 560mm ergibt. Nach der Verschraubung des Mittelteils, erfolgt das Einschrauben des oberen Flachgewindeprofils, ebenfalls bis zum vorgesehenen Anschlag.

In Abbildung 7.19 sind die Säule einmal als Ganzes im Schnitt und die wesentlichen Bauteilgruppen im Detail dargestellt. Die Profile werden als Spritzgussteile gefertigt und bestehen aus dem technischen Kunststoff POM (Polyoxymethylen), welcher zur Gruppe der hochmolekularen thermoplastischen Kunststoffe gehört. Die markantesten Eigenschaften für diesen Kunststoff im verarbeiteten Zustand sind:

- Keine Festigkeitseinbußen bei erhöhten Temperaturen
- Hohe Abriebsfestigkeit
- Niedrige Reibung (kleine Reibungskoeffizienten)
- Gutes Gleitverhalten
- Verminderte Wasseraufnahme [29]

In das obere Ende des inneren Profils wird während des Zusammenbaus ein Deckel gepresst. Dieser bildet zum einen die Auflagefläche zur späteren Verschraubung mit

7.Konstruktion der Konzeptentwicklungen

weiteren Übertragungselementen oder Bauteilen und dient zum anderen im eingebauten Zustand als Drehmomentlager für die Vierkantprofile. Ohne die Abstützung des Motors würde der Antrieb nicht funktionieren. Aus diesem Grund muss die Flanschplatte am oberen Ende der Lineareinheit mit einem weiteren, verwindungssteifen Bauteil verbunden sein.

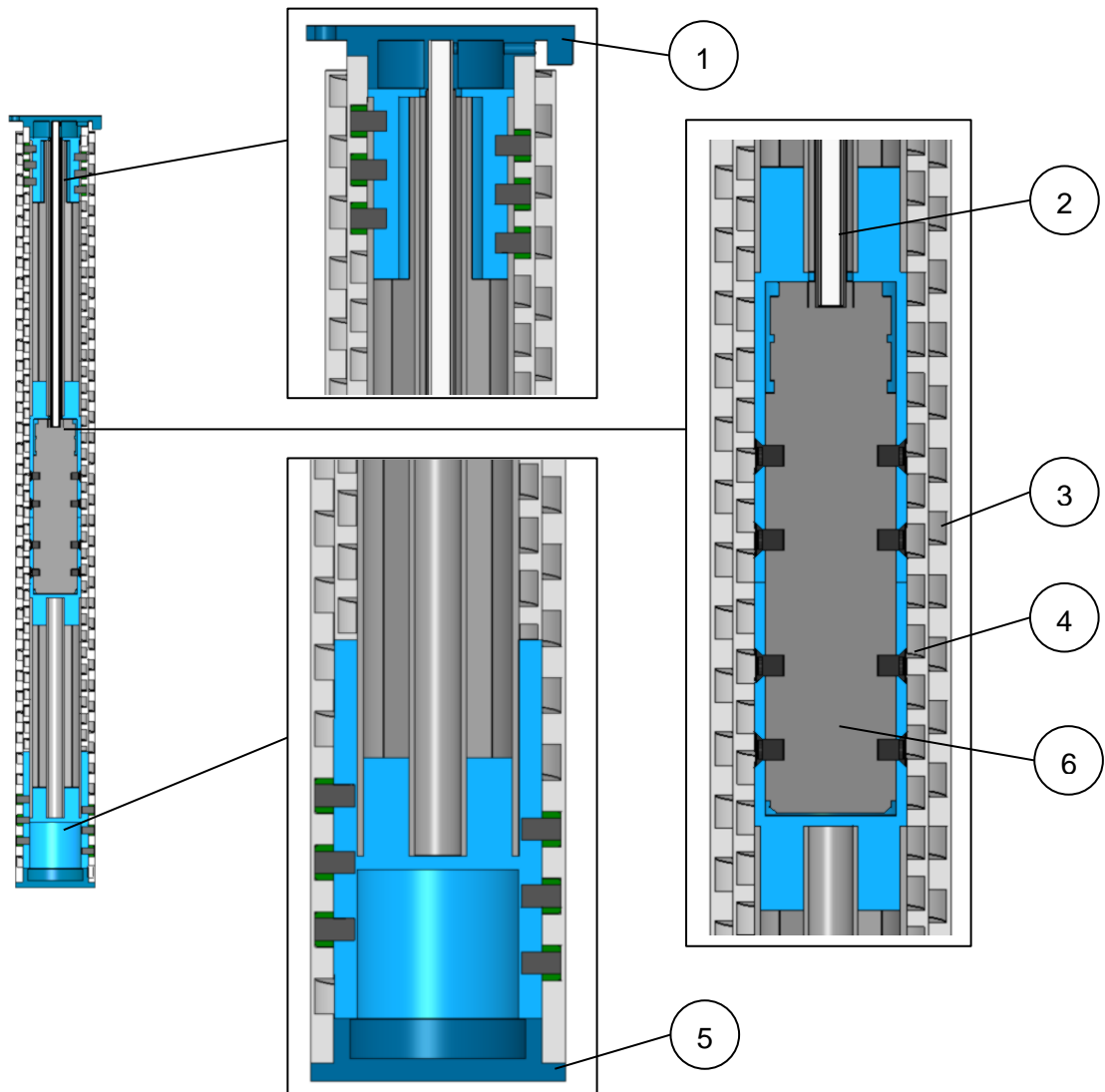


Abbildung 7.19: Hubsäule komplett eingefahren mit Detailschnitten

Position	Bauteilbezeichnung
1	Oberer Abschlussdeckel innen
2	Drehmomentstütze
3	Vorschubprofil außen
4	Vorschubprofil innen
5	Abschlussdeckel unten/Standfuß
6	Antriebseinheit

Tabelle 7.12: Bauteilbezeichnungen Rollengewindetrieb gesamt

7.Konstruktion der Konzeptentwicklungen

Im eingefahrenen Zustand ist das innere Profil weitgehend vom äußeren überdeckt und die Antriebseinheit befindet sich etwa in der Mitte der Säule positioniert. Wird der Außenläufermotor nun angesteuert drehen sich der untere und der obere Radträger mit einer gewissen Drehzahl und der Antrieb fährt synchron entlang der Hochachse aus. Durch die gegenläufige Gewindesteigung der beiden Außenprofile stößt sich untere Profil vom Boden ab, während das obere die Flanschplatte anhebt. Abbildung 7.20 zeigt das Basisprofil des Antriebs mit dem Innenflachgewinde. Konstruktionstechnisch dient das Flachgewinde beim Rollengewindetrieb als Laufbahn bzw. als Aufstandsfläche für die Rollen der Antriebseinheit und unterliegt im Fertigungsprozess so gesehen keinen Normen.

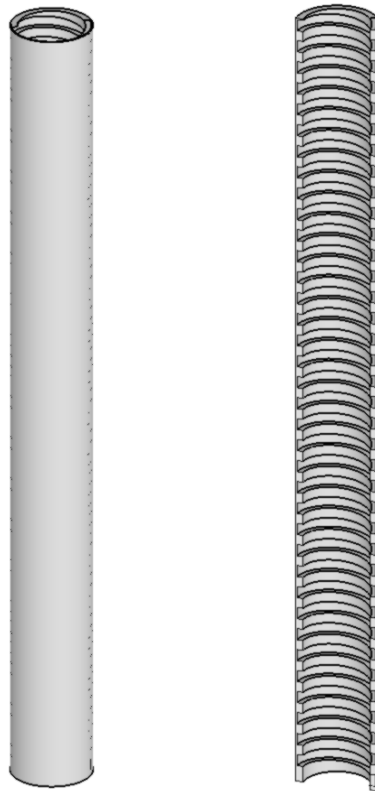


Abbildung 7.20: Aktuatoraußenprofil ganz (links) und im Schnitt (rechts)

Das obere Vorschubprofil weist eine Gewindesteigung von 12mm und einen Gewindesteigungswinkel von $5,6^\circ$ auf. Das benötigte Antriebsmoment beträgt unter Berücksichtigung der Rollreibung 2,53Nm. Pro Umdrehung fährt die Lineareinheit um 24mm aus.

Die Rollen laufen nun auf den ohnehin reibungsarmen Laufbahnen der Profile mit Hilfe von geeigneten Schmiermitteln unter stark reduzierten Reibungsbedingungen auf und ab. Durch die im Vergleich zur Gleitbewegung reibungsreduzierte Wälzbewegung wird nun der Gesamtwirkungsgrad gesteigert.

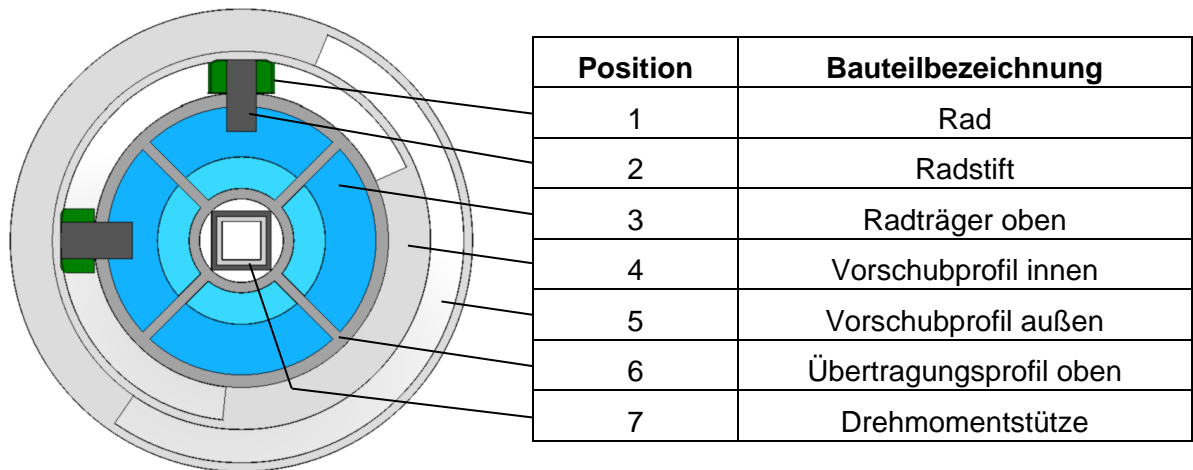


Abbildung 7.21: Schnitt in xy Ebene durch oberen Radträger

In Abbildung 7.21 ist ein Schnitt durch den oberen Radträger dargestellt. In der Mitte des Bildes lassen sich die ineinander geschobenen Vierkantprofile erkennen. Die Drehmomentstützen sind dabei durch den Innendurchmesser des Übertragungsprofils begrenzt. Die grün dargestellten Räder laufen auf den Gewindebahnen des oberen Flachgewindeprofils. Im eingefahrenen Zustand ist zudem im Schnitt das äußere Gewindeprofil auch sichtbar.

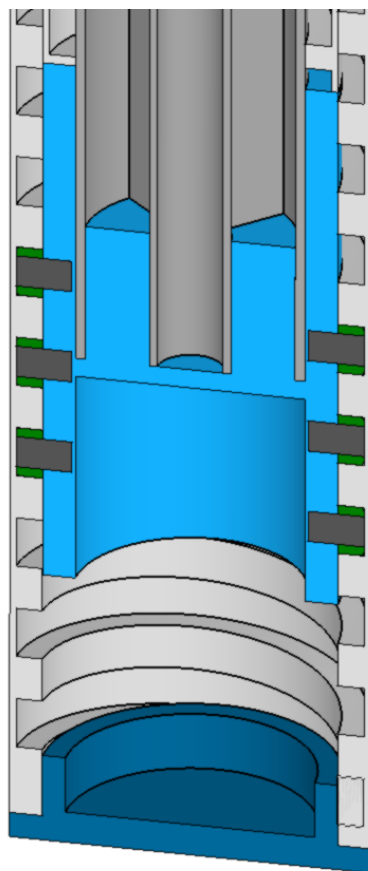


Abbildung 7.22: Schnittdarstellung im gering ausgefahrenen Zustand (30mm)

Der untere Abschlussdeckel stellt gleichzeitig den Standfuss des Antriebes dar. Dieser wird gleich wie der obere und der innere Abschlussdeckel in das Profil eingepresst. Fährt man den Antrieb aus der in Abbildung 7.22 dargestellten Position wieder ein, stützt sich der untere Radträger auf dem Abschlussdeckel ab. Eine ähnliche Paarung stellen oberer Abschlussdeckel (Verbindungsflansch) und innerer Abschlussdeckel dar. Somit wird der eingeleitete Kraftfluss (Belastung durch Gewicht) über die passende Bauteilkonstellation direkt an die Aufstandsfläche der Stütze übertragen.

Die maximale Flächenpressung im Kontaktbereich von Rad-Laufbahn-Bereich beträgt $59,28 \frac{N}{mm^2}$. Für den gewählten Kunststoff (Polyoxymethylen) ist dieser Wert gerade noch zulässig. Durch den begrenzten Bauraum entlang der Gewindegänge, werden die Rollen abgeflacht ausgeführt um eine Verkeilung im Eingriff zu verhindern.

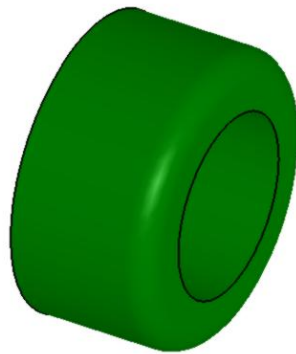


Abbildung 7.23: Laufrad abgeflacht

Um die Stütze im ausgefahrenen in Position zu halten muss aufgrund der Gewindesteigung ein Haltemoment vom Betrag des Antriebsmomentes aufgebracht werden.

Damit der Aktuator nun funktioniert, muss die Steigung beider Gewinde gegengleich ausgeführt sein. Bei den Profilen handelt es sich wie bereits erwähnt, um spritzgegossene Kunststoffelemente aus Polyoxymethylen. Im CATIA V5 wurde dazu ein zylindrisches Rohr konstruiert (Drehteil mit der Funktion *Welle*) und anschließend ein geometrisches Set eingeführt um eine Helix (zu finden unter *Start > Flächen > Generativ Shape Design > Helix*) zu generieren. Entlang der Helix wurde ein rechteckiges Skizzenprofil extrudiert, welches mit der richtigen Steigungsdefinition das Flachgewinde ergab.

8 Bewertung und Anwendungsfall

In diesem Abschnitt der Diplomarbeit werden beide konstruierten Variantenstudien noch einmal gegenüber gestellt und ihre Eigenschaften zusammengefasst. Die Betrachtung fällt dabei bezogen auf die Wirtschaftlichkeit samt gestellter Anforderungen im Wesentlichen auf Vor- und Nachteile beider Antriebssysteme.

8.1 Konzeptvergleich

In erster Linie konzentrieren sich die Ergebnisse auf die gesetzten Anforderungen bzw. im Realfall auf die Forderungen des Kunden. In Kapitel 4 (Projektentwicklung) wurden bereits die wichtigsten Richtlinien zur Erstellung von anforderungsspezifischen Konzepten festgehalten. Die Herangehensweise kann sich dabei in der Form der verwendeten Methodik unterscheiden, wobei die Auswahl der passenden Methode immer von Auftragnehmer und Auftraggeber abhängt. Für diese Arbeit wurden zu Beginn ebenfalls aktuelle Anforderungen getroffen und Nutzwerte einzelner Antriebssysteme in einer Analyse festgehalten.

8.1.1 Diskussion Konzept A

Betrachtet man nun das erste Konzept (A), lässt sich hinsichtlich der Funktionsweise eine große Abhängigkeit zwischen der einwirkenden Belastung und dem eigentlichen Hubmechanismus feststellen. Da das System nach dem Teleskopprinzip aufgebaut ist, kommt zu einer Verdoppelung des erforderlichen Antriebsmomentes. Dieser Umstand muss mit einer höheren Getriebeübersetzung zusätzlich ausgeglichen werden. Anhand der durchgeführten Berechnungen (siehe dazu Anhang i) ergibt sich durch die einwirkenden Kräfte in den Trumen eine Belastung der unteren Welle (Träger Antriebsrad) von 2750N. Dieser Wert errechnet sich durch die beiden tangential auf das Lochband einwirkenden Kräfte der äußeren Profile. Durch den speziellen Aufbau des Antriebes werden Ober- und Untertrum während des Ausfahrvorganges ständig auf Zug gehalten. Dieser Umstand trifft in weiterer Folge auch auf den Absenkvorgang zu.

Die Wahl des Lochbands als geeignetes Übertragungselement für das erste Antriebskonzept begründet sich durch die formschlüssige Verbindung zwischen den Antriebsradzähnen und den Bandlöchern. Formschlüssige Elemente lassen sich grundsätzlich hervorragend beschleunigen und abbremsen, da man sich im Vergleich zu reibschlüssigen Übertragungselementen nicht mit dem Durchrutschen des Riemens beschäftigen muss. Diese Eigenschaft sorgt für gleichmäßigen Betrieb bei niedrigen und hohen Drehzahlen. Die Trumkraft ist dabei von der allgemeinen Lage des Verbindungsstückes bzw. des äußeren Profils abhängig, da die Last im eingefahrenen Zustand hauptsächlich über den inneren Aufbau des Antriebes abgeleitet wird und während des Ausfahrvorganges die Reibungskraft und somit der Widerstand in den Schwalbenschwanzführungen ansteigt. Die höchste Reibungskraft tritt dabei im ausgefahrenen Zustand (Gesamtlänge 1260mm auf). In

Abbildung 8.1 ist der Eingriff der unteren, äußeren Schalen noch einmal im Detail dargestellt. Der allgemeine Schnitt links im Bild erfolgt in einer zur xz -Ebene um 45° gedrehten Bezugsebene. Im ausgefahrenen Zustand entspricht die Überdeckung zwischen dem äußeren Profil und dem Mittelteil (innere Profile mit Führungsbahnen) einem Wert von 181mm, während im eingefahrenen Zustand die Gesamtüberdeckung 531mm beträgt. Subtrahiert man diese Werte von einander, ergibt sich durch die Addition der Resultate für das obere und untere, äußere Profil die Gesamtausfahrlänge von 700mm.

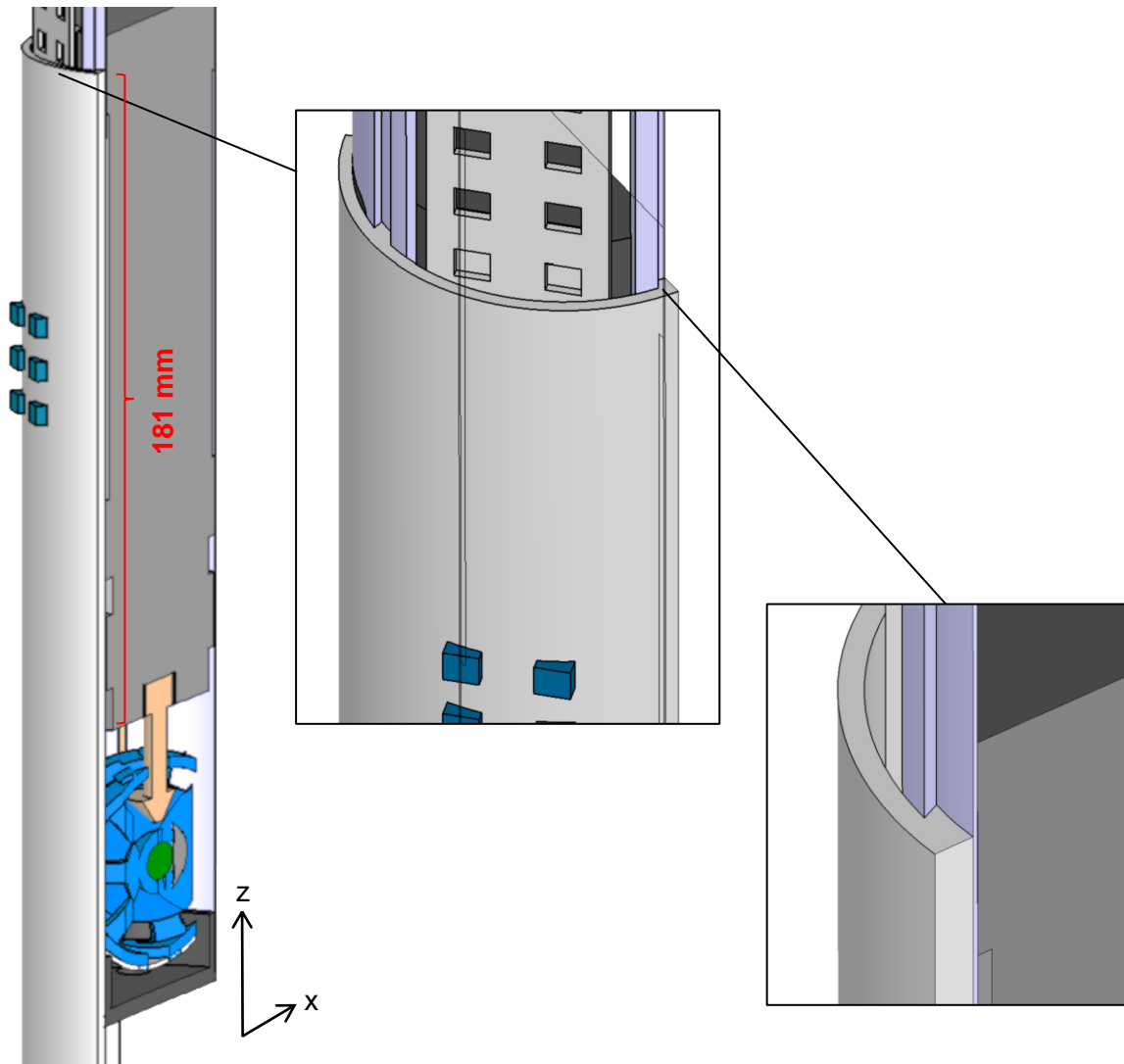


Abbildung 8.1: Schwalbenschwanzführung Detaildarstellung

Das Lochband wird während des Ausfahrvorganges unterschiedlich belastet. In erster Linie spielt für die Auslegung das über die Antriebseinheit eingeleitete Drehmoment eine große Rolle. Betrachtet man das System aber näher, verändert sich durch die Position der Übertragungselemente auch die Zugkraft im jeweiligen Belastungsfall. Für den Entwurf (erste Phase in der Konzeptentwicklung) ist in erster Linie die Berechnung des erforderlichen Drehmomentes mittels angenäherter Tangentialkraft wichtig. In Bezug auf die vorgegebenen

Abmessungen sei an dieser Stelle vermerkt, dass der verfügbare Bauraum voll ausgenützt werden muss, um eine einwirkende Gewichtskraft von 1200N bewältigen zu können. Der Bauraum muss hingegen nicht immer auf ein Minimum begrenzt sein. Oftmals spielen designtechnische Aspekte eine große Rolle und der Antrieb lässt sich hinsichtlich des Packaging problemlos applizieren. Im späteren Realfall besteht daher bei der Prototypenkonstruktion aber ein direkter Zusammenhang zwischen Bauraum und maximal möglicher Hubkraft.

Die Gewichtskraft F_G wirkt in der ausgeführten Konstruktion des Lochbandkonzeptes im Vergleich zu branchenüblichen, einstufigen Zugmitteltrieben auf beide Trume aus (siehe dazu Abbildung 7.9). Dieser Umstand verschafft dem Antrieb in Kombination mit dem annäherungsweise dehnstarrten Metallochband einen entscheidenden Vorteil. Die Mindestvorspannkraft des formschlüssigen Übertragungselements wird reduziert, da sich im Normalfall zwischen Zugtrum und Leertrum ein Kraftunterschied ergibt. Bei vertikal operierenden Systemen ergibt sich dadurch eine Entlastung des Leertrums und eine zusätzlich Belastung des Zugtrums, da die Gewichtskraft einmal lastzunehmend und einmal lastmindernd wirkt. Für den Ruhezustand in der Ausfahrposition muss entweder ein entsprechendes Haltemoment aufgebracht oder der Antrieb mittels mechanischer Vorrichtung gebremst werden. In Bezug auf die möglichst hohe Energieeffizienz des Antriebes muss bei der Auslegung ein Kompromiss zwischen Wirtschaftlichkeit und Konstruktion gefunden werden.

Wird das Planetengetriebe etwa selbsthemmend ausgeführt (durch hohe Übersetzungen oder Wirkungsgrade unter 0,5), ermöglicht dies eine Entlastung des Motors hinsichtlich des erforderlichen Haltemoments in der ausgefahrenen Position. Selbsthemmung bedeutet aber wiederum erhöhte Reibung im System und somit eine Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades.

Konträr dazu ließe sich auch eine mechanisch operierende Bremseinheit im Hubsystem unterbringen, welche den Gesamtwirkungsgrad des Antriebes nicht mindert. Im System selbst könnte somit die Reibung minimiert werden. Dieser Umstand würde den Motor in der Endposition zwar entlasten, aber die zusätzlichen Elemente wirken sich nachhaltig auch negativ auf die gestellten Anforderungen in Bezug auf Kosten und verfügbaren Bauraum aus.

8.1.2 Diskussion Konzept B

Vergleicht man den Rollengewindetrieb mit dem Lochbandantrieb, beschränkt sich die Similarität der beiden Antriebe auf die Abhängigkeit der äußeren Vorschubprofile vom inneren Teil der Stütze (Antriebseinheit). Funktionsweise und Antrieb sind dabei unterschiedlich.

Durch den speziellen Aufbau der Stütze kommt es zwischen Rad und Laufbahn zu einer permanenten Wälzbewegung. Die einwirkende Gewichtskraft verteilt sich dabei auf 12 kreisförmige Wälzkörper. Im Radaufstandspunkt kommt es zu einer näherungsweise linienförmigen Belastung der Laufbahnen. Mittels Hertzscher Pressung können hierbei die auftretenden Spannungen berechnet werden (siehe Anhang i). Durch die Antriebseinheit im Inneren des Mittelteils wird das erforderliche Drehmoment über die Räder an die äußeren Profile übertragen und die Stütze in vertikaler Richtung entweder aus- oder eingefahren. Im Vergleich mit gängigen Trapezzgewindespindelssystemen kann durch die Wälzbewegung die Reibung im erheblich gesenkt werden, da beim Trapezzgewinde im gesamten Bereich der Überdeckung zwischen Windung und Gewinde Reibung auftritt. Der Kontakt zwischen Rad und Lauffläche ist in Abbildung 8.2 noch einmal detailliert dargestellt. Beim linken Bild wurde der untere Radträger gänzlich ausgeblendet.

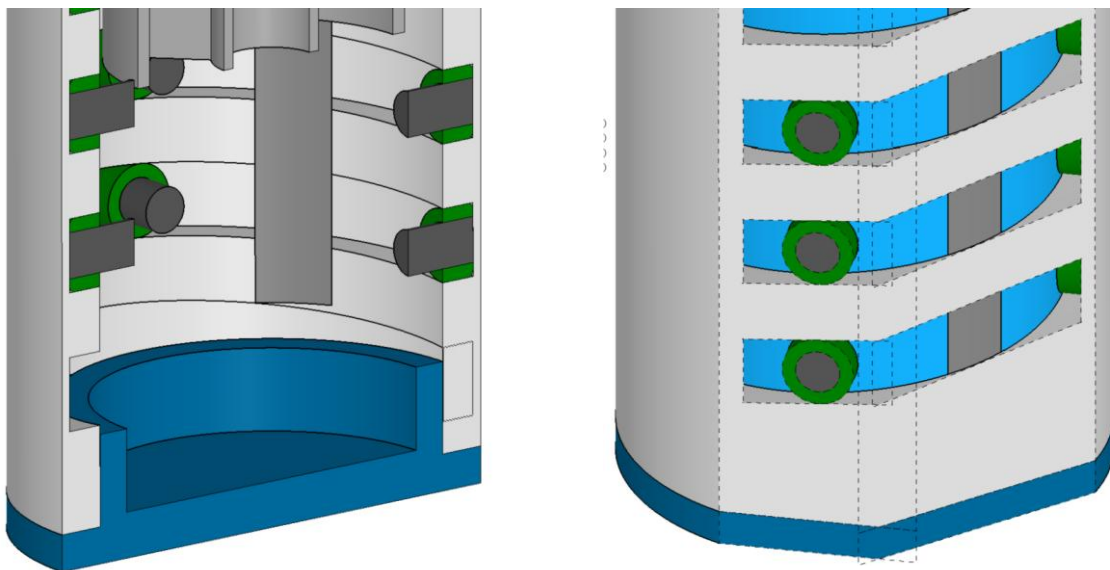
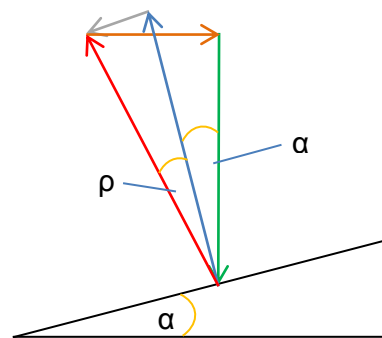


Abbildung 8.2: Schnitt- und Detaildarstellung Rolleneingriff im Flachgewinde

Im linken Bild wurde die Stütze entlang der yz-Ebene geschnitten. Die Teilung entspricht genau der Meridianebene. Für die Erstellung des rechten Schnitts wurde hingegen eine zur xz Ebene um 45° gedrehte Ebene und ein zur yz Ebene parallele Trennebene gewählt. Aus der Berechnung geht hervor, dass im bei einer dynamisch einwirkenden Gewichtskraft von 1200N das erforderliche Drehmoment auf 2,53 Nm begrenzt ist, da sich die Kräfte am Flachgewinde in drei Hauptkomponenten aufteilen. Dabei spricht man von der Axialkraft F_A , der Reibungskraft F_R und der Umfangskraft F_U .

Kräfte im Gewinde:



Hubvorgang mit Reibung

α ... Gewindesteigungswinkel

ρ ... Gewindereibungswinkel

Axialkraft F_A

Reibkraft F_R

Resultierende Kraft F_{res}

Umfangskraft F_U

Normalkraft F_N

Abbildung 8.3: Skizze Kräftesituation im Gewinde

Aufgrund ihres hohen Wirkungsgrades bzw. der generell verminderten Reibung im System weist das Konzept B im Vergleich zum Lochbandantrieb ein weitaus größeres Potential zur Weiterentwicklung auf. Durch die Aufteilung der vertikalen auf den Befestigungsflansch einwirkenden Gewichtskraft ist das Antriebsdrehmoment im beim Rollengewindetrieb wesentlich kleiner als beim Lochbandteleskopsystem, welches wie bereits im vorigen Abschnitt erwähnt durch beide Außenprofile mit einer Kraft von 1200N belastet wird und daraus ein höheres Antriebsmoment resultiert. Die vertikale, dynamische Gewichtskraft teilt sich nicht nur in verschiedene Einzelkräfte, sondern grundsätzlich auch auf die 12 Räder im oberen und unteren Radträger auf. Zur Berechnung der auftretenden Umfangskraft wird vereinfacht die Krafterwirkung in einem Punkt angenommen.

Im direkten Vergleich zur Lochbandvariante, weist der Rollengewindetrieb eine verminderte Stabilität auf und muss bei größeren statischen Lasten von außen durch zylindrische Stützprofile separat verstärkt werden. Die aus Polyoxymethylen gefertigten Vorschubprofile mit Flachinnengewinde unterliegen höchsten, mit Spritzguss möglichen (liegen im Zehntelbereich), Toleranzen um Verspannungen im Rad-Laufbahn-Kontakt vorzubeugen. Neben den Vorschubprofilen werden auch die Aufsteckhülsen und die Abschlussdeckel aus POM gefertigt. Durch die Entwicklung der speziellen Negativformen steigen die Produktionskosten des Antriebs.

Die Berechnungen der kritischen Bauteilverbindungen sind wie bereits erwähnt in digitaler Form auf der CD beigefügt. In der frühen Entwicklungsphase der Konzepte wurden dabei die hochbelasteten Stellen herausgesucht und mit angenäherten Abmessungswerten allgemein berechnet. Da in der konzeptionellen Betrachtung beispielsweise detaillierte Berechnungen oder FE Simulationen bestimmter Bauteile nicht angestellt werden, besitzen die Resultate aus dem Rechenbericht nur eine grobe Abschätzungscharakteristik.

Die Entwurfsphase soll in der Regel dabei helfen, mögliche Fehlerquellen hinsichtlich der Serienprodukteignung und allgemeinen Realisierung aufzudecken welchen man in der Eingangsphase eventuell noch keine Beachtung geschenkt hat.

Im nachfolgenden Kapitel wird der Rollengewindetrieb ein konkretes Anwendungsbeispiel eingebunden. Aufgrund der besseren Effizienz wird dabei auf das Konzept B zurückgegriffen. Die beschriebene Konstruktion (Rollengewindetrieb) wird in weiterer Folge als Linearantrieb zur Realisierung einer variablen Hub-/Senkeinheit im LKW Segment verwendet. Durch die Integration der Lineareinheit im allgemeinen Kofferaufbau des Sattelauflegers wird ein Eingriff in die äußere Geometrie des gesamten Sattelzuges ermöglicht. Aus der Absenkung des Heckbereichs (durch den Aktuator) resultiert ein verbesserter Luftwiderstandsbeiwert, welcher in Summe zur Kraftstoffersparnis des Gesamtfahrzeuges beiträgt.

8.2 Anwendungsfall – optimierter Fernverkehrsattelzug

Basierend auf den Erkenntnissen und Ergebnissen einer abgeschlossenen Diplomarbeit aus dem Jahre 2010 [30], wurde nun versucht die hinsichtlich des Gesamtwirkungsgrades günstigere Variante (Rollengewindetrieb – Konzept B) in einem vertikalen Einzugsmechanismus zu integrieren. In Abbildung 8.4 ist ein gängiges Modell eines für Europa zugelassenen Sattelzuges dargestellt. Für den öffentlichen Transportverkehr gelten in Europa gewisse EU-Richtlinien, welche von jedem LKW Hersteller gleichsam eingehalten werden müssen. Bei der Zertifizierung eines neuen Modells darf dieses eine Gesamtlänge (gesamtes Sattelzug) von 16,5m, eine Gesamtbreite von 2,55m und eine Gesamthöhe von 4m nicht überschreiten. Da jeder Hersteller dazu verpflichtet ist, diese Abmessungen einzuhalten, variieren Sattelzüge im Allgemeinen nur in Rahmenhöhe oder Achsabstand.



Abbildung 8.4: Fernverkehrsattelzug komplett mit Zugmaschine und Auflieger [30]

Der Warentransport mittels LKW beschränkt sich im Fernverkehr hauptsächlich auf Sattelzüge der 40 Tonnen Klasse. Durch die gesetzlichen Einschränkungen wird der

Bauraum während des Packaging-Prozesses meist vollständig ausgenutzt, wo durch die für Sattelzüge typische Quaderform zustande kommt. Diese Art von Nutzfahrzeug legt in der Regel einen Großteil der Strecke auf Autobahnen oder Schnellstraßen zurück. Die Richtgeschwindigkeit ist dabei gesetzlich auf 80km/h limitiert.

In diesem Geschwindigkeitsbereich wirkt sich der Luftwiderstand erheblich auf den Kraftstoffverbrauch des Nutzfahrzeuges aus. Hinsichtlich des Gesamtwiderstandes entfällt der Hauptanteil auf den Rollwiderstand, welcher durch jahrelange Entwicklung bereits auf das derzeit mögliche Minimum gesenkt wurde. Betrachtet man die Entstehung des Luftwiderstandes etwas genauer, lässt sich an mehreren Stellen ein aerodynamisches Entwicklungspotential erkennen. Ziel der herangezogenen Diplomarbeit war daher die Entwicklung von Vorschlägen zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs durch den Eingriff in die äußere Geometrie des Aufliegers. Dazu wurde zunächst ein Referenzsattelzug nach EU-Standards generiert, um diesen in weiterer Folge für mehrere Konzeptstudien abzuändern. Die Variantenstudien wurden mittels CFD Programm vernetzt und durch passende Anfangsbedingungen der c_w Wert berechnet. Aus den Ergebnissen wurden zwei Varianten ausgewählt. Diese lieferten nachhaltig wichtige Erkenntnisse über die mögliche Kraftstoffersparnis durch geeignete konstruktive Maßnahmen im Aufliegeraufbau.

Abbildung 8.5 zeigt eine gerenderte Darstellung eines vereinfachten Standardkofferaufbaus. Diese Aufbauten werden auf den sogenannten Sattelaufleger aufgesetzt und mehrfach verschraubt. Während des Transports bildet eine Abdeckplane die blickdichte Begrenzung zum Außenraum.

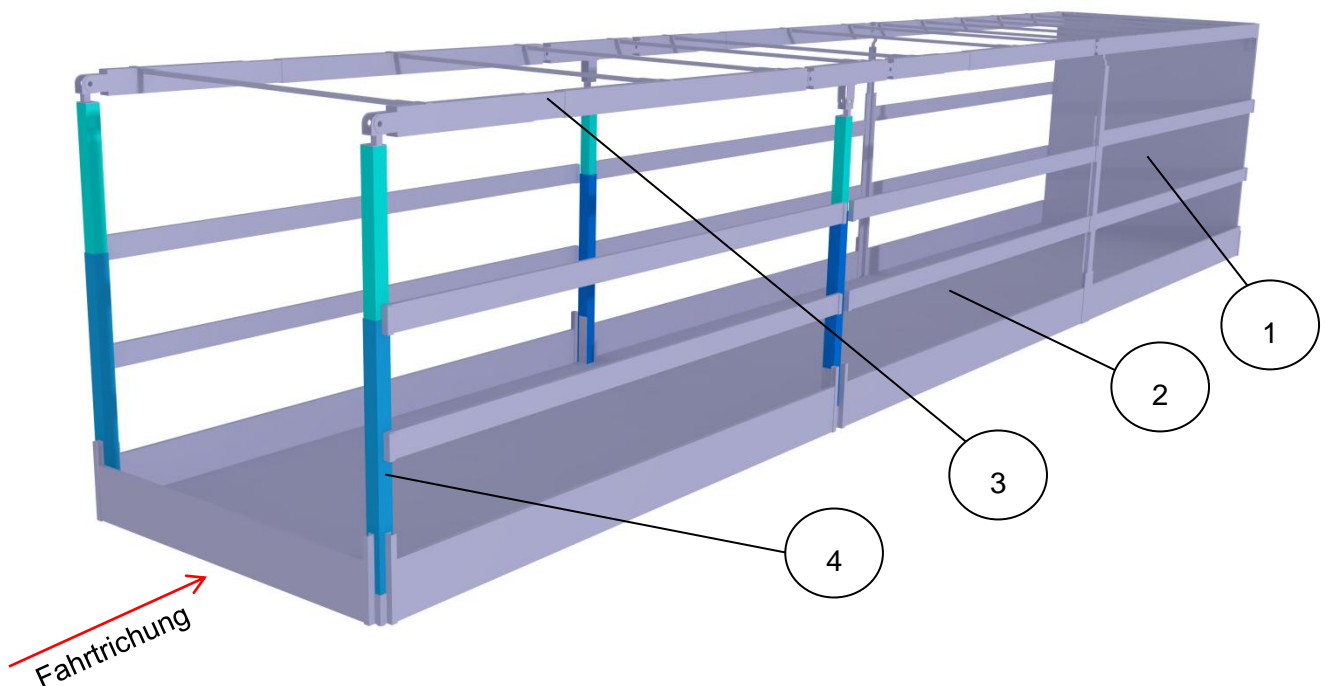


Abbildung 8.5: Kofferaufbau Sattelaufleger

Der gesamte Aufbau besteht im Wesentlichen aus der Grundplatte (Pos. 2), der rückwertigen Bordwand (Pos. 1), den höhenverstellbaren Rungen (Pos.4) und den obenliegenden Längsträgern (Pos.3). Aus den in der angesprochenen Diplomarbeit hervorgehenden Ergebnissen wurde eine Endvariante als Beispiel herangezogen. In dieser Endvariante ergibt sich durch die vertikale Absenkung der hinteren Rungenpaare eine 15% Reduktion des c_w Wertes im Vergleich zum Referenzsattelzug. Durch das ebenfalls erstellte Fahrdynamiksimulationsmodell lässt sich nachhaltig eine Verbrauchersparnis von 2,2l Treibstoff auf 100km feststellen. Dieses Resultat kommt einem Wert von -6,5% gleich.

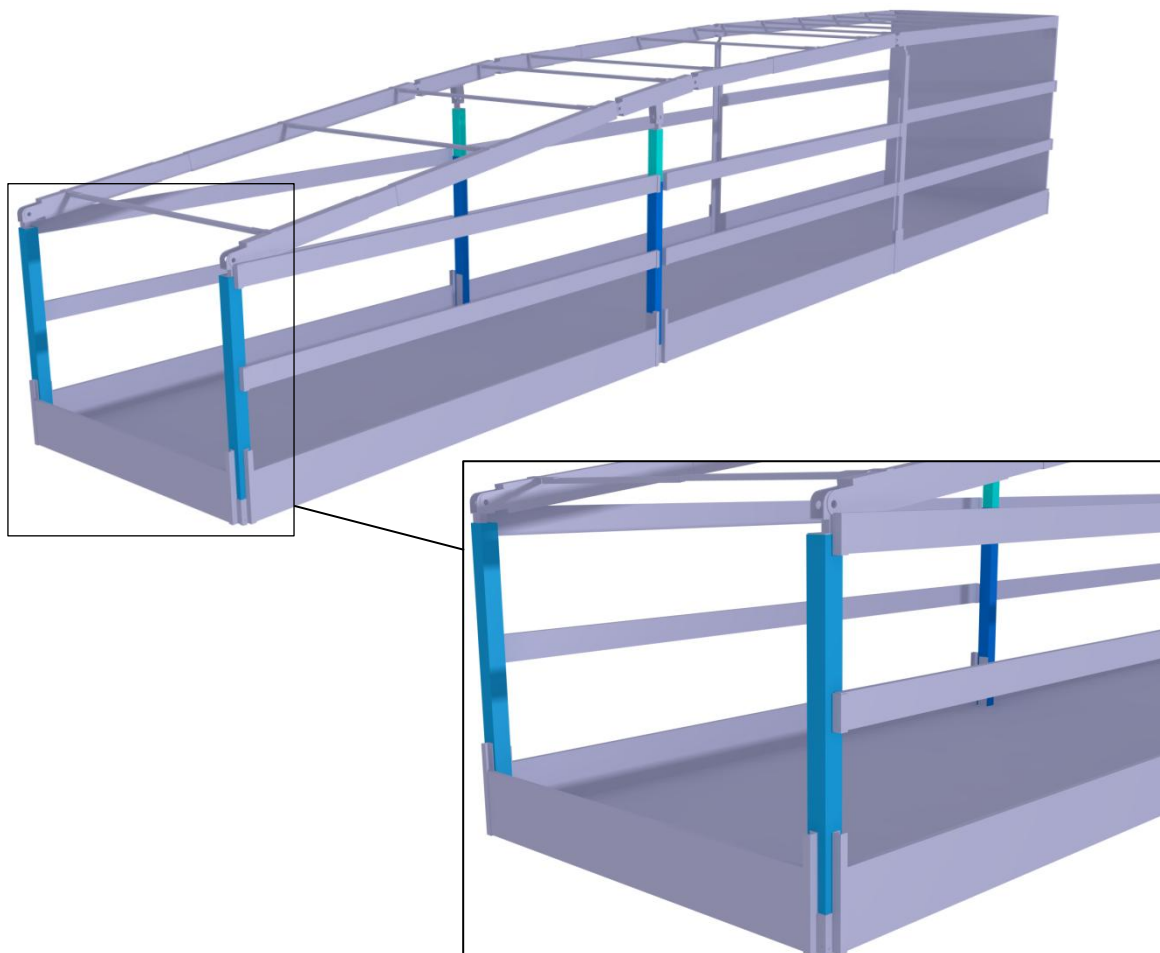


Abbildung 8.6: Abgesenkter Kofferaufbau

Die Rungenabsenkung wirkt sich jedoch negativ auf das verfügbare Ladevolumen des Aufliegers aus. Eine Einschränkung der maximal transportierbaren Fracht ist für die meisten Speditionsunternehmen undenkbar. Die Kraftstoffverbrauchsreduktion würde sich in diesem Fall durch den verminderten Gütertransport wieder ausgleichen. Transporte mit Gütern von hoher Dichte, aber verhältnismäßig kleinem Volumen sind davon nicht betroffen. Das reduzierte Platzangebot im Aufliegeraufbau bezieht sich demnach immer auf Transport von Gütern mit hohem Volumen und Platzbedarf. Um diesem Problem entgegen zu wirken, liegt es nahe, den vertikalen Einzug mechanisch reversibel zu machen.

Die Einzug-Zuladungsproblematik ist in Abbildung 8.7 noch einmal bildlich dargestellt. Im hinteren Bereich des Sattelauflegers sieht man durch die zu 25% transparente Außenhülle das abgesenkte Heck. Beschränkt man sich lediglich auf den vertikalen Heckeinzug (es wurden auch CFD Simulationen mit horizontalem Einzug durchgeführt), wurden laut der Ergebnisauswertung die strömungstechnisch besten Resultate bei einem Einzug von 1000mm erzielt.



Abbildung 8.7: Fernverkehrsattelzug 40to Klasse beladen – Heck eingezogen

Der im Rahmen dieser Diplomarbeit konstruierte Rollengewindetrieb (Konzept B) ist grundsätzlich auf eine Ausfahrlänge von 700mm konzipiert. In Bezug auf die Größenskalierung könnte man den Antrieb aber variabel gestalten, um eine 1000mm Ausführung zu realisieren.

In Abbildung 8.5 sind die variablen Rungen farblich untermalt dargestellt. Der grundlegende Aufbau besteht aus einem unteren Vierkantaußenprofil (blau) und einem dazu passenden, aber in den Abmaßen kleineren Innenprofil (türkis). An der Unterseite des innenliegenden Profils befindet sich die Aufnahme für den Verschraubungsflansch des Linearantriebs. Der Flansch wird mit dem variablen Innenprofil verbunden und zusätzlich an der Bodenplatte (Position 2 in Abbildung 8.5) verankert. Diese Baugruppen bilden nun eine Einheit und das Innenprofil ist von der Bewegung des Aktuators abhängig. Die am Ende (Heck) des Aufliegers platzierten Eckrungen werden grundsätzlich komplett, und die davor liegenden, seitlichen Rungen etwa zu einem Drittel eingefahren. Wird nun das gesamte Ladevolumen benötigt, fährt der Frächter bzw. der Fahrer des Sattelzuges die Rungen aus, welche in weiterer Folge die ausgefahrene Endposition einnehmen. Zur Entlastung der

Antriebseinheit wirkt ein formschlüssiges Einrastsystem, welches zwischen innerem und äußerem Profil angebracht ist.

Der eingebaute Linearantrieb ist nun in Abbildung 8.8 abgebildet. Das Bild zeigt den abgesenkten Zustand des Kofferaufbaus bzw. den eingefahrenen Rollengewindetrieb. In der detaillierten Schnittdarstellung lassen sich auch die ineinander geschobenen Innen- und Außenprofile erkennen.

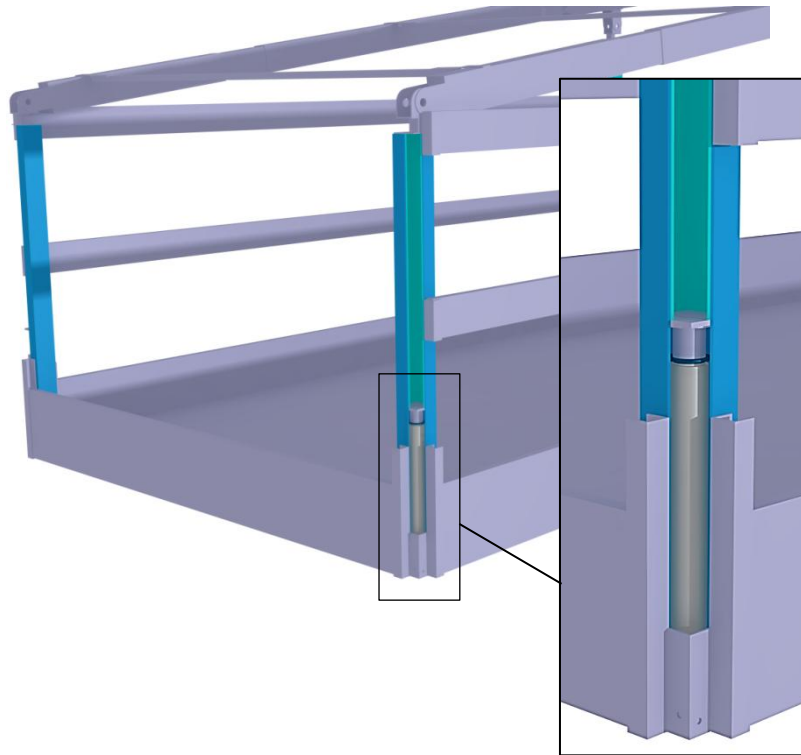


Abbildung 8.8: Rollengewindetrieb eingebaut – abgesenkte Rungenposition

Resultierend aus dem über das Rollengewindetrieb Hubsystem realisierbaren, variablen Heckeinzug, lässt sich folglich bedingt durch die Senkung des Kraftstoffverbrauchs auch der CO₂ Ausstoß senken. Der vertikale Rungeneinzug wirkt sich somit günstig auf das Kostenmanagement von Speditionsfirmen und die Umwelt zugleich aus.

9 Zusammenfassung und Ausblick

Kernthema der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung zweier linearer Hubsystemvarianten, welche auf eine senkrecht einwirkende Gewichtskraft von 1200N ausgelegt sind. Die Konzepte wurden dabei hinsichtlich ihrer Energieeffizienz und Fertigungsmöglichkeit untersucht und im vorangegangenen Kapitel bewertet. Um ein eindeutiges Resümee zu ziehen sind neben den bereits erfolgten Berechnungen noch weiterführenden Betrachtungen in Bezug auf das Potential zur Serienfertigung nötig. Der Inhalt dieser Arbeit soll dazu beitragen, die Grundabläufe in der frühen Phase der Konzeptentwicklung anhand von konkreten Beispielen besser verstehen zu können.

Dazu wurde beginnend mit den Grundlagen der allgemeinen Antriebstechnik, über grundlegende kinematische Abläufe in linearen Systemen bis hin zum eigentlichen Prozessentwicklungszyklus eine inhaltliche Basis für die späteren Ausführungen der einzelnen Variantenstudien geschaffen. Die allgemeinen Bewegungsgleichungen beschränken sich hierbei im Wesentlichen auf die geradlinige Bewegung in der Ebene. Einen wichtigen Teil zum besseren Verständnis der Herangehensweise zu Konzept A und B bildet das Kapitel 4 (Produktentwicklung). In diesem Kapitel wurde die Erfassung von Anforderungen seitens des Auftraggebers erläutert und das Lastenheft für diese Diplomarbeit festgelegt. Mit Hilfe dieser Basisanforderungen war es möglich, eine erweiterte Nutzwertanalyse durchzuführen, welche inhaltlich sowohl bereits erhältliche Aktuatoren als auch neue Konzeptideen thematisiert. In der ersten Entwurfsphase fließen dabei hauptsächlich konstruktive Vorschläge aus einer abgehandelten Brainstorming-Einheit ein.

Nach der Auswertung folgten die ersten Überlegungen zur Konstruktion der beiden vertikalen Hubeinheiten, wo aufgrund der gesetzten Einschränkungen beispielsweise alle Varianten mit hohem Nutzwert eliminiert wurden. Weiterführend gelang es, zwei Antriebe nach dem Baukastenprinzip zu entwickeln. Darunter versteht man die Kombination mehrerer wirkungsgradsteigernder Konstruktionselemente in einer neuen Antriebsform.

Zusammenfassend lässt sich an dieser Stelle festhalten, dass es derzeit wohl keine Neuentwicklungen von Linearaktuatoren geben wird. Man fällt durch die immer weiter fortschreitenden Fertigungsmöglichkeiten in alte Muster zurück und es gelingt nur schwer Antriebskomponenten reibungslos miteinander zu kombinieren. Mit der konzeptionellen Entwicklung beider Variantenstudien (Konzept A und B) soll nun grundsätzlich die Gestaltungsmöglichkeit von neuen, einfachen modularen Linearsystemen dargestellt werden. Dabei bietet das Konzept B durch seine hervorragenden Reibungseigenschaften das größere Potential zur Weiterentwicklung. Durch die Wälzbewegung zwischen Rad und Flachgewinde kommt es im Gegensatz zur normalen Trapezgewindespindel zu einer Verminderung der Reibung. Dies wirkt sich nachhaltig positiv auf den Wirkungsgrad des Gesamtsystems aus. Der in Kapitel 8 gezeigte Anwendungsfall stellt dabei ein konkretes Beispiel für die optimale Platzierung eines derartigen Systems dar.

Literaturverzeichnis

- [1] F. LÖHNER, „Pyramidenbau,“ September 2006. [Online]. Available: <http://www.cheops-pyramide.ch/loehner-seilrollenbock/schlitten-geleise.html>. [Zugriff am 06 Juni 2012].
- [2] DESSAULT SYSTEMES, „<http://www.3ds.com/products/catia/>,“ [Online]. [Zugriff am 29 Oktober 2012].
- [3] MEXPERTS AG, „Mexperts Presseinformationen,“ [Online]. Available: http://www.presseagentur.com/pfaffsb/detail.php?pr_id=2875&lang=de. [Zugriff am 13 Juli 2012].
- [4] A. tegalenso.com, „<http://www.tegalenso.com/produktentwicklung-ausgelagerte-produktentwicklung/>,“ 18 Juni 2012. [Online]. Available: <http://www.tegalenso.com/produktentwicklung-ausgelagerte-produktentwicklung/>. [Zugriff am 27 Juli 2012].
- [5] E. G. WRIGGERS, Formeln und Aufgaben zur Technischen Mechanik 3, Darmstadt, Stuttgart, Hannover: Springer-Verlag Berlin, 2003.
- [6] R. PERNEDER, Zahnriemen in der Lineartechnik, Springer Berlin Heidelberg, 2009.
- [7] G. JÜRGENS, Maschinenelemente 1 und 2 VO, Vorlesungsskriptum, Graz, 2009.
- [8] J. OSER, Förder- und Lagertechnik, Vorlesungsskriptum, Graz, 2006.
- [9] G. HENNEBERGER, Elektrische Antriebe - Grundlagen, Springer Verlag, 2007.
- [10] F. C. VOGT J., Antriebslösungen, Springer Verlag, 2007.
- [11] J. WEIDAUER, Elektrische Antriebstechnik, Erlangen: Publicis Publishing, 2011.
- [12] N. PARSPOUR, „Institut für Leistungselektronik und elektrische Antriebe Uni Stuttgart,“ [Online]. Available: http://www.ilea.uni-stuttgart.de/dateien/gp/Versuch_002_Gleichstrommaschine.pdf. [Zugriff am 20 Juli 2012].
- [13] L. U. PONN Josef, Konzeptentwicklung und Gestaltung technischer Produkte, Springer Berlin Heidelberg, 2011.
- [14] SkyMark Corporation, „<http://www.skymark.com/resources/leaders/osborne.asp>,“ [Online]. [Zugriff am 17 Oktober 2012].
- [15] J. WEBER, Die Nutzwertanalyse zur Beurteilung von Entscheidungsalternativen im öffentlichen Sektor, GRIN Verlag, 2005.

- [16] J. HIGGINS und G. WIESE, Innovationsmanagement - Kreativitätstechniken für den unternehmerischen Erfolg, Springer Verlag.
- [17] G. SCHULTE, Material- und Logistikmanagement, Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH, 2001.
- [18] M. KUNZE, Konzeption und Bedeutung der Nutzwertanalyse für die öffentliche Verwaltung, GRIN Verlag, 2003.
- [19] BANSBACH easylift GmbH,
„http://www.bansbach.de/com/index.php?option=com_frontpage&Itemid=1&lang=de,“
[Online]. [Zugriff am 4 Oktober 2012].
- [20] FAULHABER, „<http://www.faulhaber.com/>,“ [Online]. [Zugriff am 4 Oktober 2012].
- [21] DANAHER motion, „<http://www.danahermotion.com/website/deu/deu/index.php>,“
[Online]. [Zugriff am 4 Oktober 2012].
- [22] W. BRANDT, „IFIA Ingenieurbüro für innovative Antriebstechnik,“ [Online]. Available:
http://www.spindelhubgetriebe.com/low_cost_Teleskophubsaeulen.htm. [Zugriff am 26 September 2012].
- [23] PTC, „<http://de.ptc.com/product/mathcad/>,“ [Online]. [Zugriff am 3 Oktober 2012].
- [24] DATACOM Buchverlag GmbH, „<http://www.itwissen.info/definition/lexikon/Radiosity-radiosity.html>,“ [Online]. [Zugriff am 27 September 2012].
- [25] bullhost.de, „<http://www.bullhost.de/r/rendering.html>,“ [Online]. Available:
<http://www.bullhost.de/r/rendering.html>. [Zugriff am 27 September 2012].
- [26] F. M. W. JOHANNABER, Handbuch Spritzgießen, München: Hanser Verlag, 2004.
- [27] ZIMM Solar Austria GmbH, „<http://de.zimm-solar.com/produkte>,“ [Online]. [Zugriff am 28 Oktober 2012].
- [28] S. G. FRITZ Herbert, Fertigungstechnik, Berlin: Springer, 2010.
- [29] GRÜNBERG KUNSTSTOFFE GMBH, „<http://www.gruenberg-kunststoffe.de/produkte/polyoxymethylen-pom.html>,“ [Online]. [Zugriff am 8 Oktober 2012].
- [30] S. STADLER, Aerodynamische Optimierung von Fernverkehr-Satteltzügen, Graz, 2010

- [31] W. RODDECK, Einführung in die Mechatronik, Taschenbuch, Hochschule Bochum, Bochum: Springer Vieweg.
- [32] D.-I. LIPINSKI Klaus, „<http://www.itwissen.info>“, DATACOM Buchverlag GmbH, [Online]. Available: <http://www.itwissen.info/definition/lexikon/Aktor-actuator.html>. [Zugriff am 06 Juni 2012].
- [33] H.-D. K. E. STÖLTING, Handbuch elektrische Kleinantriebe, Carl Hanser Verlag München, 2006.
- [34] J. RIEGLER, „Brainstorming "Innovative, effiziente Linearantriebe",“ Projektbericht, Graz, 2011.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Linearführung Ägypten ca. 2600 v. Chr. [1].....	1
Abbildung 1.2: Gliederung der Diplomarbeit	3
Abbildung 2.1: Konventionelle Trapezgewindehubeinheit [3].....	4
Abbildung 2.2: Translatorische (links) und rotatorische Bewegung (rechts) [4]	5
Abbildung 2.3: Geradlinige Bewegung [5]	6
Abbildung 2.4 : Kreisbewegung eines Punktes [5]	7
Abbildung 2.5: Zahnriemenantrieb mit Linearschlitten [6]	8
Abbildung 2.6: Bewegungsablauf eines Zahnriementriebes [6]	9
Abbildung 3.1: Maschine in einer Produktionsstraße (farblich gekennzeichnete Hauptkomponenten) [4].....	14
Abbildung 3.2: Aufteilung der Antriebe nach ihrer grundlegenden Funktionsweise	15
Abbildung 3.3: Aufbau eines rein elektrischen Linearantriebes [9] [10]	17
Abbildung 3.4: Funktionsprinzip eines Linearmotors [11].....	17
Abbildung 3.5: Schematische Abwicklung eines Drehstrommotors zum Linearmotor [4]	18
Abbildung 3.6: 4-Quadranten-Betrieb eines Elektromotors	20
Abbildung 3.7: Aufbau einer Gleichstrommaschine (GSM) nach Paccinotti [12].....	21
Abbildung 3.8: Kugelspindelsystem Aufbau und Wirkungsweise [4].....	24
Abbildung 3.9: Schrägverzahntes Antriebsrad im Eingriff [4]	25
Abbildung 3.10: Profilschienenführungen inklusive Schnittdarstellung	26
Abbildung 3.11: Linearantrieb mit pneumatischem Übertragungselement [4].....	27
Abbildung 3.12: Einsatzbedingungen in der Lineartechnik [4]	28
Abbildung 4.1: Modell eines Produktentwicklungszyklus [4]	31
Abbildung 4.2: Einschränkung des Umfanges auf Anforderungsklä rung und Entwurf [4]	32
Abbildung 4.3: Münchner Produktkonkretisierungsmodell (MKM) [13]	34
Abbildung 5.1: Rollenzug mit Gegengewicht.....	42
Abbildung 5.2: Hebelkonzept mit stufenloser Gewichtsverteilung.....	43
Abbildung 5.3: Stufenlos einstellbares Getriebe zum Heben der Last	43
Abbildung 5.4: System aus Umlenkrollen mit integriertem Federspeicher	44
Abbildung 5.5: Kombiniertes System aus Rolle und Federelement	45
Abbildung 5.6: Haspelkonzept mit Seil und Drehfeder	45
Abbildung 5.7: Viergelenkiger Scherenmechanismus	46
Abbildung 5.8: Zahnrad-Lochband-Antrieb	46
Abbildung 5.9: Spindelhubsystem	47
Abbildung 5.10: Druckkessel kombiniert mit Kompressoreinheit	47
Abbildung 6.1: Vertikales Hubsystem basierend auf dem Teleskopprinzip [22].....	68
Abbildung 7.1: Gesamt- und Explosionsdarstellung Lochbandantrieb	71
Abbildung 7.2: Basismodell und modifiziertes Modell des Elektromotors	73
Abbildung 7.3: Lochbandantrieb (Kegelradeingriff)	74
Abbildung 7.4: Eingriff Außenprofile (semi-transparent)	75

Abbildung 7.5: Schneckenkolbenaggregat aus 1957	77
Abbildung 7.6: Oberes Antriebsende – Umlenkung und Spannvorrichtung	77
Abbildung 7.7: Innere Stütze und Antriebseinheit	79
Abbildung 7.8: Detaildarstellungen Innenstütze (Zahneingriff, Motorhalter, Schwalbenschwanzführung, Übertragungselement)	80
Abbildung 7.9: Skizze der Kräftesituation Konzept A	82
Abbildung 7.10: Bauraumanalyse Lochband Außenprofil	83
Abbildung 7.11: Komplette Stütze mehrmals geschnitten	84
Abbildung 7.12: Eingefahrener und leicht ausgefahrener Zustand (Konzept A)	85
Abbildung 7.13: Elektromechanische Lineareinheit [27]	87
Abbildung 7.14: Rollengewindetrieb eingefahren (links), Explosionsbild (rechts)	88
Abbildung 7.15: Außenläufergleichstrommotor als Konzeptantrieb	90
Abbildung 7.16: Antriebseinheit komplett mit Übertragungshülsen	91
Abbildung 7.17: Aluminium Stranggussprofil	92
Abbildung 7.18: Innenaufbau Rollengewindetrieb – Radträger	93
Abbildung 7.19: Hubsäule komplett eingefahren mit Detailschnitten	95
Abbildung 7.20: Aktuatoraußenprofil ganz (links) und im Schnitt (rechts)	96
Abbildung 7.21: Schnitt in xy Ebene durch oberen Radträger	97
Abbildung 7.22: Schnittdarstellung im gering ausgefahrenen Zustand (30mm)	97
Abbildung 7.23: Laufrad abgeflacht	98
Abbildung 8.1: Schwalbenschwanzführung Detaildarstellung	100
Abbildung 8.2: Schnitt- und Detaildarstellung Rolleneingriff im Flachgewinde	102
Abbildung 8.3: Skizze Kräftesituation im Gewinde	103
Abbildung 8.4: Fernverkehrsattelzug komplett mit Zugmaschine und Auflieger [30]	104
Abbildung 8.5: Kofferaufbau Sattelauflieger	105
Abbildung 8.6: Abgesenkter Kofferaufbau	106
Abbildung 8.7: Fernverkehrsattelzug 40to Klasse beladen – Heck eingezogen	107
Abbildung 8.8: Rollengewindetrieb eingebaut – abgesenkte Rungenposition	108

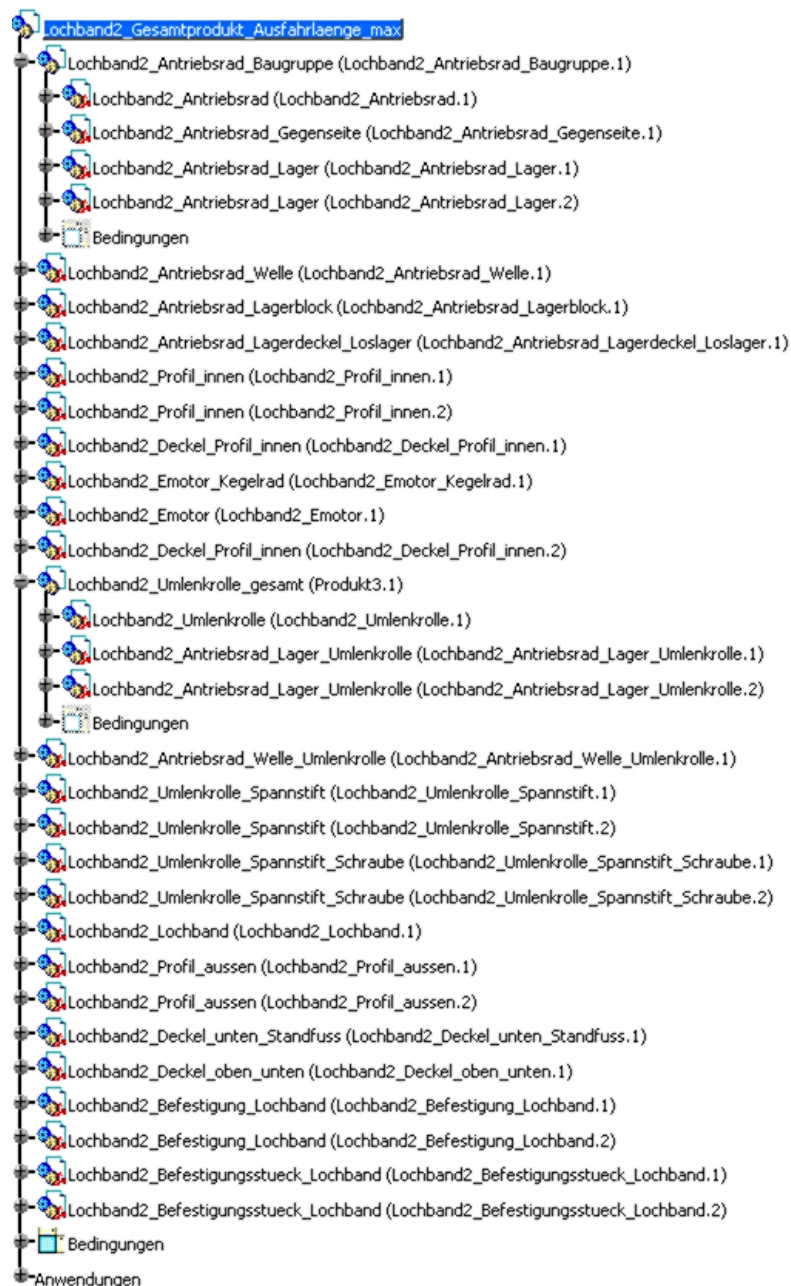
Tabellenverzeichnis

Tabelle 6.1: Beurteilungskriterien der NWA	57
Tabelle 6.2: Verteilung der Gewichtungsfaktoren	58
Tabelle 6.3: Tabellenkonstruktion mit Kriterien, Gewichtung und Produkten	58
Tabelle 6.4: NWA Bewertungsskala	59
Tabelle 6.5: Gewichtungsbeispiel inklusive Bewertung und Gesamtnutzwert	61
Tabelle 6.6: Resultate ersten Nutzwertanalyse	62
Tabelle 6.7: Auflistung der Kriterien und Gewichtung (NWA 2)	64
Tabelle 6.8: Auswertung zweiten Nutzwertanalyse	65
Tabelle 7.1: Bauteilbezeichnungen Gesamtantrieb	72
Tabelle 7.2: Bauteilbezeichnungen der unteren Antriebsgruppe	74
Tabelle 7.3: Bauteilbezeichnungen Mittelteil und Außenprofil	75
Tabelle 7.4: Bauteilbezeichnungen Spannvorrichtung und Umlenkung	78
Tabelle 7.5: Bauteilbezeichnung Innenstruktur	79
Tabelle 7.6: Einsatz der Prüfgeometrie zur Bauraumabschätzung	83
Tabelle 7.7: Bauteilbezeichnungen elektromechanischer Trapezgewindetrieb	88
Tabelle 7.8: Bauteilbezeichnungen Rollengewindetrieb gesamt	89
Tabelle 7.9: Bauteilbezeichnungen Außenläufer	90
Tabelle 7.10: Bauteilbezeichnungen Antriebseinheit	91
Tabelle 7.11: Bauteilbezeichnungen Mittelteil	93
Tabelle 7.12: Bauteilbezeichnungen Rollengewindetrieb gesamt	95

Anhang

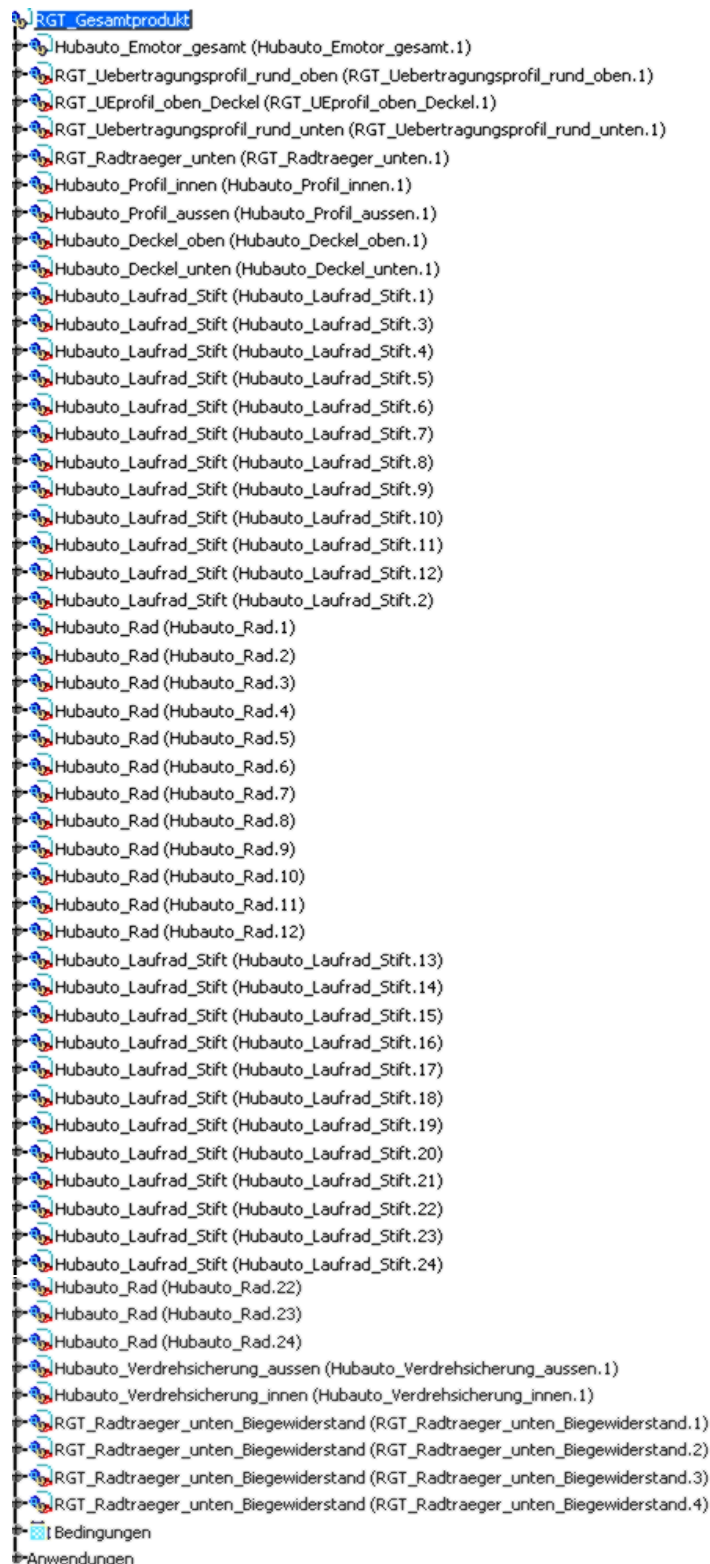
a. CAD Strukturbaum Konzept A

Das unten angeführte Bild zeigt den allgemeinen Strukturbaum der ersten ausgearbeiteten Konzeptvariante (Lochbandantrieb), wobei das Gesamtprodukt „Lochband_Gesamtprodukt_Ausfahrlänge_max“ zwei Unterprodukte enthält. Diese Produkte sind im Verlauf erweitert dargestellt (siehe „Lochband2_Antriebsrad_Baugruppe“ und „Lochband2_Umlenkrolle_gesamt“ im Strukturbaum)

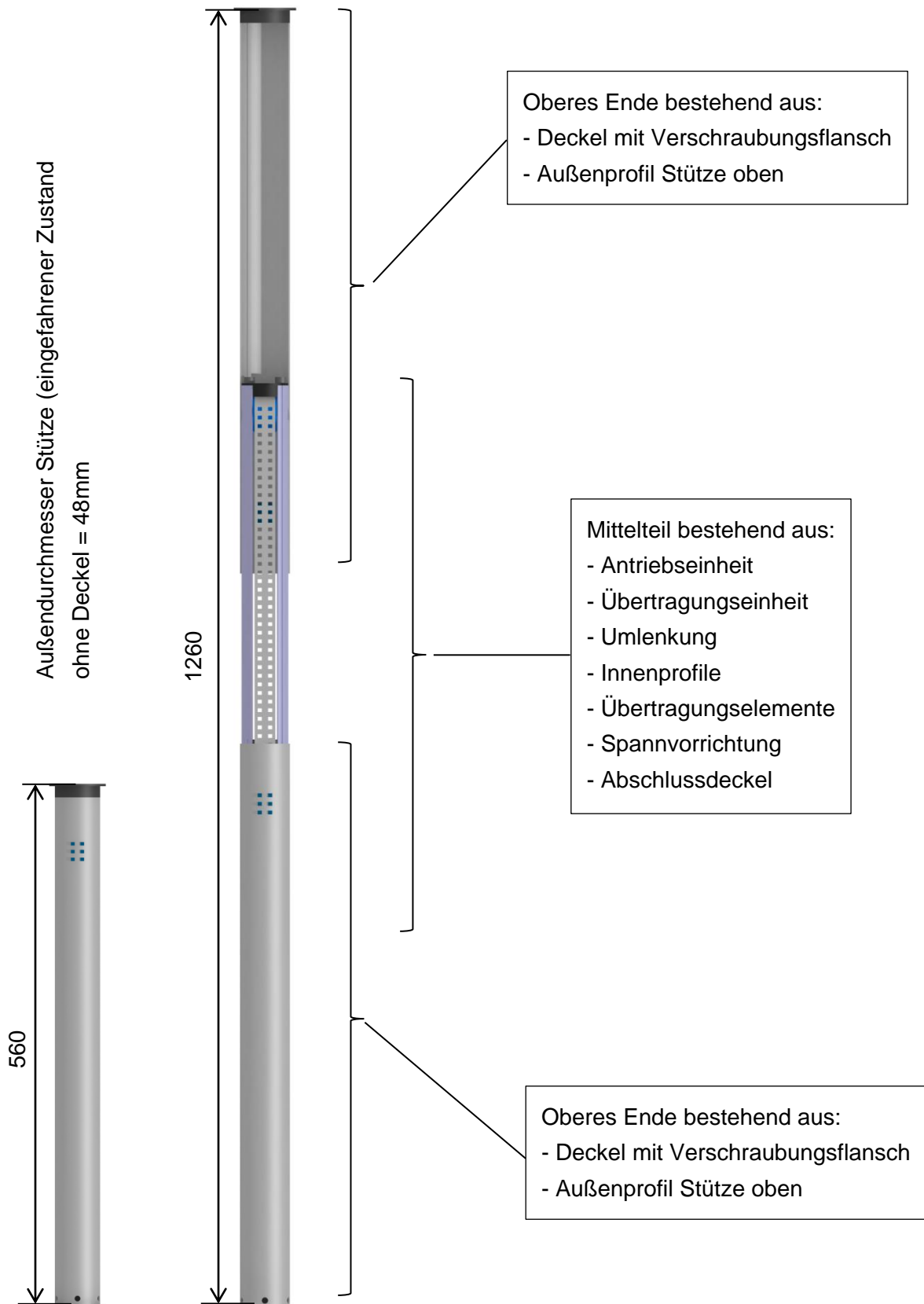


b. CAD Strukturbaum Konzept B

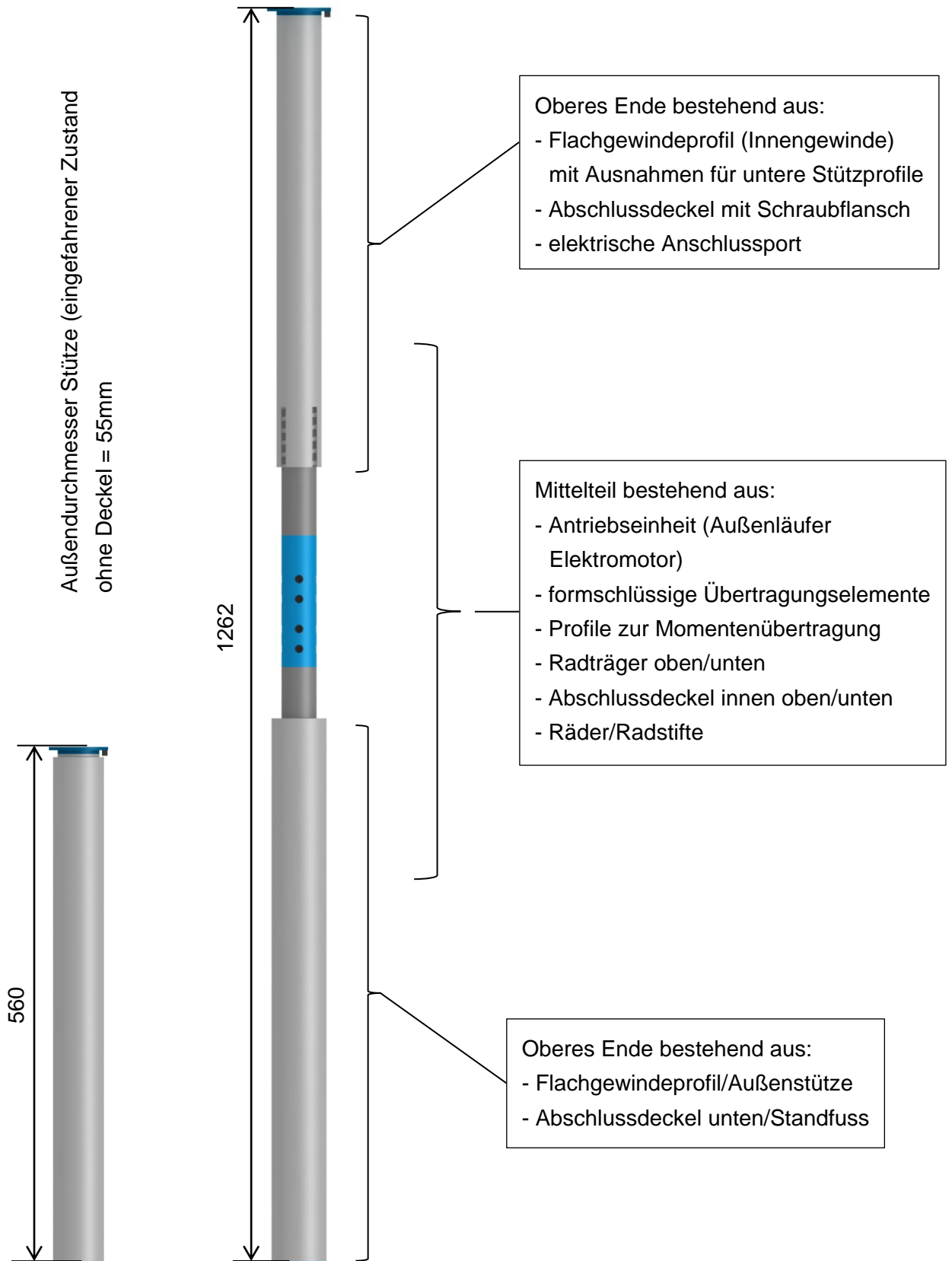
Im Anhang b ist der Strukturbaum der zweiten Konzeptvariante dargestellt. Dieser ist etwas umfangreicher da diverse Komponenten mehrmals in der Baugruppe verwendet wurden (siehe „Hubauto_Laufrad_Stift“ und „Hubauto_Rad“)



c. Lochbandantrieb (perforated belt system) Abmessungen und Bauteilbeschreibung – System ausgefahren



d. Rollengewindetrieb Abmessungen und Bauteilbeschreibung – System ausgefahren



e. Zeichnungsableitung Konzept A

Nachfolgend die Zeichnungsableitungen von mehreren Bauteilen bzw. Bauteilgruppen:

- Mittelteil
 - Gesamtansicht Aufriss und Kreuzriss
 - Schnittdarstellung mit Antriebseinheit und Umlenkung
- Antriebseinheit
 - Gesamtansicht Aufriss
 - Schnittdarstellung Keilwellenverbindung
- Umlenkung
 - Gesamtansicht Aufriss und Kreuzriss
 - Schnittdarstellung Spannvorrichtung und Lagerung

f. Zeichnungsableitung Konzept B

Weiterführung (gleich Anhang e) die Zeichnungsableitungen für den Rollengewindetrieb

- Mittelteil
 - Gesamtansicht Aufriss und Kreuzriss
 - Schnittdarstellung mit Antriebseinheit und Radträgern
- Radträger unten
 - Gesamtansicht Aufriss und Grundriss
 - Schnittdarstellung mit Radstiften/Rädern und formschlüssiger Anbindungstelle

g. Stückliste Konzept A

Nachfolgend die Stückliste des ersten Konzepts (Lochbandantrieb). Aufgelistet sind die einzelnen Bauteile mit Positionsnummer, Mengeneinheit und Bauteilbezeichnung im Catia V5.

Stückliste: Lochband2_Gesamtprodukt_Ausfahrllaenge_max				
1	2	3	4	5
Position	Menge	Benennung	Typ	Nomenklatur
	1	Lochband2_Antriebsrad_Baugruppe	Baugruppe	
1	1	Lochband2_Antriebsrad_Welle	Teil	
2	1	Lochband2_Antriebsrad_Lagerblock	Teil	
3	1	Lochband2_Antriebsrad_Lagerdeckel_Loslager	Teil	
4	2	Lochband2_Profil_innen	Teil	
5	2	Lochband2_Deckel_Profil_innen	Teil	
6	1	Lochband2_Emotor_Kegelrad	Teil	
7	1	Lochband2_Emotor	Teil	
8	1	Lochband2_Umlenkrolle_gesamt	Baugruppe	
9	1	Lochband2_Antriebsrad_Welle_Umlenkrolle	Teil	
10	2	Lochband2_Umlenkrolle_Spannstift	Teil	
11	2	Lochband2_Umlenkrolle_Spannstift_Schraube	Teil	
12	1	Lochband2_Lochband	Teil	
13	2	Lochband2_Profil_aussen	Teil	
14	1	Lochband2_Deckel_unten_Standfuss	Teil	
15	1	Lochband2_Deckel_oben_unten	Teil	
16	2	Lochband2_Befestigung_Lochband	Teil	
17	2	Lochband2_Befestigungstueck_Lochband	Teil	
Stückliste: Lochband2_Antriebsrad_Baugruppe				
	Menge	Benennung	Typ	Nomenklatur
	1	Lochband2_Antriebsrad	Teil	
	1	Lochband2_Antriebsrad_Gegenseite	Teil	
	2	Lochband2_Antriebsrad_Lager	Teil	
Stückliste: Lochband2_Umlenkrolle_gesamt				
	Menge	Benennung	Typ	Nomenklatur
	1	Lochband2_Umlenkrolle	Teil	
	2	Lochband2_Antriebsrad_Lager_Umlenkrolle	Teil	
Wiederholung: Lochband2_Gesamtprodukt_Ausfahrllaenge_max				
Verschiedene Teile:21				
Teile gesamt: 30				

h. Stückliste Konzept B

Im Anschluss an Anhang g, nachfolgend die Stückliste für das zweite Konzept (Rollengewindetrieb). Neben den einzelnen Bauteilen sind auch jeweils übergeordnet die Hauptbaugruppen angeführt.

Stückliste: RGT_Gesamtprodukt				
Position	Menge	Teilenummer	Typ	Nomenklatur
	1	Hubauto_Emotor_gesamt	Baugruppe	
1	1	RGT_Uebertragungsprofil_rund_oben	Teil	
2	1	RGT_UEprofil_oben_Deckel	Teil	
3	1	RGT_Uebertragungsprofil_rund_unten	Teil	
4	1	RGT_Radtraeger_unten	Teil	
5	1	Hubauto_Profil_innen	Teil	
6	1	Hubauto_Profil_aussen	Teil	
7	1	Hubauto_Deckel_oben	Teil	
8	1	Hubauto_Deckel_unten	Teil	
9	24	Hubauto_Laufrad_Stift	Teil	
10	24	Hubauto_Rad	Teil	
11	1	Hubauto_Verdrehsicherung_aussen	Teil	
12	1	Hubauto_Verdrehsicherung_innen	Teil	
13	4	RGT_Radtraeger_unten_Biege widerstand	Teil	
Stückliste: Hubauto_Emotor_gesamt				
	Menge	Teilenummer	Typ	Nomenklatur
	1	Hubauto_Emotor_Aussenlaeufer	Teil	
	1	Hubauto_Emotor_Abtrieb_oben	Teil	
	1	Hubauto_Emotor_Abtrieb_unten	Teil	
	16	Hubauto_Emotor_Schraube	Teil	
Wiederholung: RGT_Gesamtprodukt				
Verschiedene Teile:17				
Teile gesamt: 81				

i. Rechenbericht zu beiden Konzeptkonstruktionen

Der Rechenbericht wird an dieser Stelle nicht mehr in gedruckter Form angeführt und befindet sich als pdf-Datei auf der beigelegten Daten CD.

j. Nutzwertanalyse 1 und 2 (A3 Blatt gefaltet)