



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN
Vienna | Austria



Diplomarbeit

Entwicklung eines innovativen Betätigungszyinders einer Magnetschienenbremse

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom - Ingenieurs

eingereicht an der TU Wien, Fakultät für

Maschinenwesen und Betriebswissenschaften, von

Dominik KATZLER BSc

Matr. Nr.: 01226055

Unter der Leitung von

Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Georg Kartnig

Institut für Forschungsbereich Konstruktionslehre,

Fördertechnik und Ecodesign, E307-01

Wien, März 2021

Dominik Katzler

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

Stadt und Datum

Unterschrift

Kurzfassung

Magnetschienenbremsen leisten als Notbremseinrichtung in Zügen einen wesentlichen Beitrag zum hohen Sicherheitslevel im Bahnverkehr. Sie sind im Drehgestell zwischen den Radsätzen angebracht und werden bei Bedarf auf die Schiene abgesenkt. Die unterschiedlichen, mitunter engen Platzverhältnisse in Drehgestellen erschweren jedoch die Unterbringung der Bremse. Die Positionen der benötigten Schnittstellenkomponenten Betätigungszyylinder, Zentriereinrichtungen und Pufferschalter müssen daher individuell an das Drehgestell angepasst werden.

Um diese Einpassung der Magnetschienenbremse im Drehgestell zu erleichtern und damit die Marktführerposition der *Knorr - Bremse GmbH* zu stärken, wird im Rahmen dieser Arbeit ein neuartiger Betätigungszyylinder entwickelt. Dieser vereint neben seiner Hauptfunktion, der vertikalen Bewegung der Bremse, die Funktionen der bislang separaten Komponenten „*Zentriereinrichtung*“ und „*Pufferschalter*“, und reduziert somit die Anzahl der anzupassenden Schnittstellen erheblich.

Zu Beginn wird der Stand der Technik durch eine Erläuterung der aktuell verwendeten Komponenten und durch eine Patentrecherche beleuchtet. Methodisch dem Produktentwicklungsprozess der *VDI Richtlinien 2221* und *2222* folgend, wird die Entwicklung anschließend in Hauptphasen unterteilt. Unterstützt durch ein User Story Mapping wird dafür das Projekt durch die Erstellung einer Anforderungsliste abgesteckt. Zur daraufhin entwickelten Funktionsstruktur werden Wirkprinzipien gefunden und in einem morphologischen Kasten zu Konzepten kombiniert. Auf deren Konkretisierung folgt eine Auswahl der Konzepte für die Entwurfsphase. Nach anschließender Detaillierung der Entwürfe dient eine neuerliche Bewertung der Bestimmung des geeignetsten Gesamtentwurfs.

Abstract

As an emergency braking device in trains, magnetic track brakes make a significant contribution to the high level of safety in rail traffic. They are mounted in the bogie between the wheel sets and are lowered onto the rails if necessary. However, the different, sometimes tight spaces in the bogies make it difficult to accommodate the brakes. The positions of the required interface components, the actuating cylinder, centering devices and buffer switches, must therefore be individually adapted to the bogie.

To facilitate this adjustment of the magnetic track brake in the bogie and thus strengthen the market leader position of *Knorr-Bremse GmbH*, a new type of actuating cylinder is being developed as part of this work. In addition to its main function, the vertical movement of the brake, it combines the functions of the previously separate components “centering device” and “buffer switch”, and thus considerably reduces the number of interfaces to be adapted.

At the beginning, the state of the art is listed through an explanation of the components currently used and through a patent search. Methodologically following the product development process of *VDI guidelines 2221* and *2222*, the development is then divided into main phases. Supported by a user story mapping, the project is defined by creating a list of requirements. For the subsequently developed functional structure, operating principles are found and combined into concepts in a morphological box. A selection of the concepts for the design phase follows the specification. After subsequent detailing of the drafts, a new evaluation is used to find the most suitable overall draft.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|-----------|
| 1. Einleitung | 1 |
| 1.1. Aufgabenstellung | 2 |
| 1.2. Methodik & Ablauf der Entwicklung | 2 |
| 2. Stand der Technik | 5 |
| 2.1. Magnetschienenbremse..... | 5 |
| 2.2. Betätigungszyylinder | 7 |
| 2.3. Zentriereinrichtung..... | 10 |
| 2.4. Pufferschalter | 11 |
| 2.5. Patente | 12 |
| 3. Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung | 15 |
| 3.1. User-Story-Mapping..... | 15 |
| 3.2. Anforderungsliste | 17 |
| 4. Konzipieren | 21 |
| 4.1. Abstrahieren zum Erkennen der wesentlichen Probleme..... | 21 |
| 4.2. Aufstellen der Funktionsstruktur | 24 |
| 4.3. Morphologischer Kasten | 27 |
| 4.4. Vorauswahl der Wirkprinzipien | 30 |
| 4.5. Signifikante Wirkprinzipien | 34 |
| 4.6. Weitere Einschränkung der Wirkprinzipien mittels Auswahlliste | 49 |
| 4.7. Wirkstrukturen..... | 50 |
| 4.8. Technisch – Wirtschaftliche Bewertung | 58 |
| 5. Entwerfen | 61 |
| 5.1. Auslegung der Schraubenfedern..... | 61 |
| 5.2. Lastfälle..... | 63 |
| 5.3. Entwurfsvarianten..... | 65 |
| 5.4. Technisch – Wirtschaftlich Bewertung..... | 82 |
| 6. Zusammenfassung und Ausblick | 90 |
| 7. Verzeichnisse | 91 |
| 7.1. Literaturverzeichnis | 91 |
| 7.2. Abbildungsverzeichnis..... | 92 |
| 7.3. Tabellenverzeichnis | 94 |
| A. Anhang | 95 |
| A.1. User – Stories..... | 95 |

| | |
|--|-----|
| A.2. Problem erkennen aus der Anforderungsliste | 99 |
| A.3. Schrittweise Erstellung der Funktionsstruktur | 103 |
| A.4. Datenblätter | 104 |
| A.5. Auslegung des Kardangelenks | 108 |

Verwendete Abkürzungen

| | |
|-----------|---|
| MG-Bremse | Magnetschienenbremse |
| BTZ | Betätigungszyylinder |
| ZTE | Zentriereinrichtung |
| DIN | Deutsches Institut für Normung |
| EN | Europäische Norm |
| ISO | Internationale Organisation für Normung |
| LCC | Life Cycle Costs |
| OE-Kosten | Original Equipment Kosten |
| FE | Finite Elemente |

1. Einleitung

Laut dem Sicherheitsreport des *Internationalen Eisenbahnverbandes (UIC)* von 2020 sind drei Viertel aller Unfälle im Eisenbahnverkehr auf das unerlaubte Betreten der Gleisanlagen zurückzuführen. Mit den Unfällen an Bahnübergängen und anderen Zwischenfällen mit Fußgängern zusammengefasst, verantwortet sogar in neun von zehn Fällen eine Drittpartei die Unfälle. Mit leider verheerenden Folgen, denn in 63 Prozent der Fälle kommt es zu einem tödlichen Ausgang. Somit hat eine gute Unfallvermeidung eine sehr hohe Priorität, welche neben präventiven Maßnahmen eine möglichst rasche Abbremsung des Zuges vorsieht. Hohe Massen der Züge und deren Geschwindigkeiten erfordern dafür allerdings ein Zusammenspiel vieler Bremseinrichtungen.

Einer - der Magnetschienenbremse - kommt dabei eine besonders wichtige Rolle zu. Sie entfaltet ihre Bremswirkung durch einen direkten Kontakt mit der Schiene und ist somit vom Rad - Schiene Kontakt unabhängig. Aus diesem Grund kann sie im Falle einer Notbremsung ohne Leistungsverlust der radsatzgebundenen Bremssysteme aktiviert werden und den Bremsweg weiter verringern.

Als eigenständiges Modul ausgebildet, hängt sie dafür in den Drehgestellen zwischen den Radsätzen an Betätigungszyindern, welche die Bremse zwischen einer Hochlage und einer Arbeitsstellung vertikal bewegen. Zusammen mit den Zentriereinrichtungen bilden sie dabei die Schnittstellen zum Drehgestell. Aufgrund fehlender Standardpositionen müssen deren Positionen jedoch drehgestellspezifisch angepasst werden, was mitunter einen erheblichen Aufwand bedeutet. Technologische Trends, wie zum Beispiel innengelagerte Drehgestelle, erschweren diese Anpassung zusätzlich.

Als optionale Zusatzkomponente ausgeführt, erkennt ein Pufferschalter das Verlassen der Hochlage der Magnetschienenbremse im Drehgestell. Dieser besitzt eine eigene Befestigung im Drehgestell und greift den Hub der Zylinder ab. Hierzu werden Bestrebungen von Seiten der Konkurrenz wahrgenommen, diese Funktion in den Zylindern zu verbauen.

Als Marktführer für Magnetschienenbremsen ist die *Knorr-Bremse GmbH* immer versucht ihre Position auszubauen und sich von der Konkurrenz abzusetzen. Eine Möglichkeit betrifft dabei die Entwicklung eines neuen Produkts, welches die Funktionen der aktuell eigenständigen Komponenten Betätigungszyylinder, Zentriereinrichtung und Pufferschalter vereint und somit die Anzahl der benötigten Schnittstellen zum Drehgestell reduziert.

1.1. Aufgabenstellung

Ziel dieser Masterarbeit ist die Entwicklung eines Betätigungszyinders für Magnetschienenbremsen in Hochaufhängung. Als Neuheit soll der Zylinder neben der Absenkung, auch die Zentrierung der Bremse in Hochlage beherrschen. Weiters soll die Möglichkeit geschaffen werden, eine Hochlagenerkennung zu integrieren.

Die Neuentwicklung soll sich zudem durch eine lange Lebensdauer, verbunden mit langen Überholungsintervallen, auszeichnen. Daher ist auf eine robuste Konstruktion zu achten.

Ein weiteres erklärtes Ziel ist es, die Life-Cycle-Costs möglichst gering zu halten. Aus diesem Grund soll der Zylinder schnell und einfach zu überholen sein.

Das Endergebnis dieser Arbeit soll ein Entwurf eines Betätigungszyinders sein, auf dessen Basis Prototypen gefertigt werden können.

1.2. Methodik & Ablauf der Entwicklung

Um eine systematische Vorgangsweise bei der Entwicklung und damit eine möglichst gesamtheitliche Erfassung der Rahmenbedingungen, Wirkprinzipien, usw. zu garantieren, erfolgt die Entwicklung angelehnt an den speziell auf den Fachbereich Maschinenbau angepassten Entwicklungs- und Konstruktionsprozess von *Pahl / Beitz* [1] (siehe Abbildung 1.1). Dieser baut auf den in den *VDI Richtlinien 2221* [2] und *2222* [3] vorgestellten allgemeinen Produktentwicklungsprozess auf und unterteilt die Entwicklung in vier Hauptphasen: [1]

- | | |
|--|---------------------------------|
| • <i>Planen und Klären der Aufgabe</i> | Informative Festlegung |
| • <i>Konzipieren</i> | Prinzipielle Festlegung |
| • <i>Entwerfen</i> | Gestalterische Festlegung |
| • <i>Ausarbeiten</i> | Herstellungsgerechte Festlegung |

Als Vorbereitung auf den Entwicklungsprozess wird vor der ersten Phase der Stand der Technik recherchiert. Dazu werden zuerst die aktuell verwendeten Komponenten und deren Einbaubedingungen analysiert. Eine Patentrecherche untersucht nachfolgend den Entwicklungsstand der Konkurrenz und gibt Aufschlüsse über den Gestaltungsspielraum.

Die darauf anschließende Phase „*Planen und Klären der Aufgabe*“ befasst sich mit der Beschaffung von Informationen über die Anforderungen an das vorgegebene Produkt, sowie die bestehenden Bedingungen und deren Bedeutung. Um dabei eine möglichst vollständige Sammlung zu erhalten, wird dafür ein User-Story-Mapping durchgeführt. Auf dieses aufbauend schließt die Erstellung der Anforderungsliste die erste Phase ab. [1]

Die nachfolgende Konzeptionsphase dient der prinzipiellen Festlegung der Lösung. In ihr werden der Wesenskern des Problems formuliert und die funktionellen Zusammenhänge in einer Funktionsstruktur dargestellt. Eine Suche nach Lösungen der darin enthaltenen Funktionen ergibt die geeigneten Wirkprinzipien, welche kombiniert zu Wirkstrukturen mögliche prinzipielle Lösungskonzepte darstellen. Beurteilt in einer ersten technischen und wirtschaftlichen Bewertung, stellen die vielversprechensten Konzepte die Grundlage für den anschließenden Entwurfsprozess dar. [1]

1. Einleitung

Dessen Ziel ist die gestalterische Festlegung der Konzepte zu Entwürfen. Dafür wird die Baustruktur nach technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten erarbeitet. Auswahl und Auslegungen von Komponenten, sowie die Detaillierung des Produktes unter Zuhilfenahme von CAD-Systemen prägen dabei die Phase. Als Ergebnisse dieser Tätigkeiten entstehen die Entwürfe, welche zum Abschluss der Phase einer Bewertung zugeführt werden. Nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien beurteilt, wird - diese Arbeit abschließend - ein endgültiger Gesamtentwurf festgelegt. [1]

Nachfolgende Tätigkeiten, wie unter anderem das Erstellen von Fertigungsunterlagen, werden in der letzten Phase des Produktentwicklungsprozesses erledigt. Diese Ausarbeitungsphase ist jedoch nicht Teil dieser Arbeit und sei hier nur der Vollständigkeit wegen erwähnt. [1]

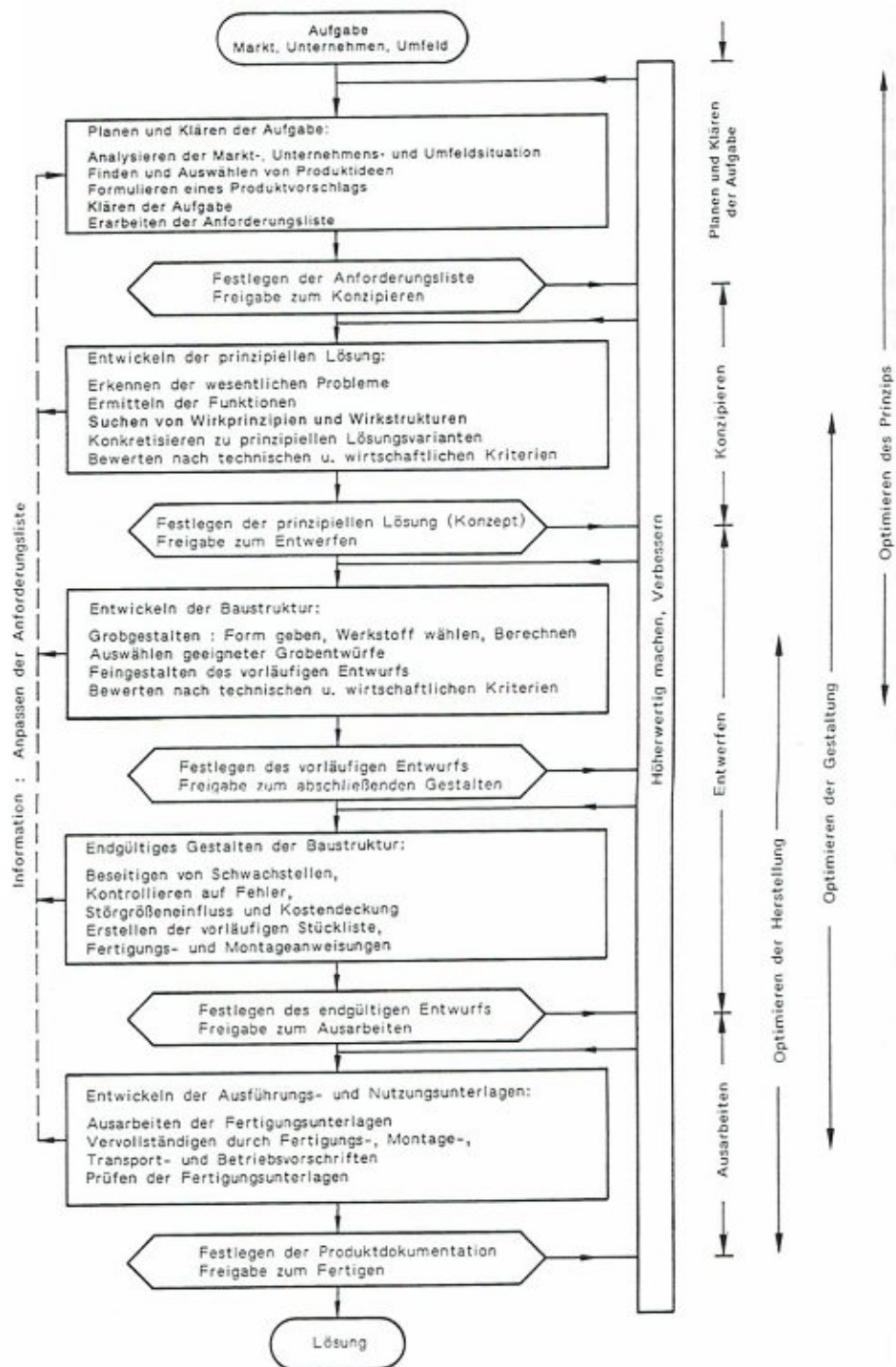


Abbildung 1.1 Entwicklungs- und Konstruktionsprozess nach Pahl / Beitz [1]

2. Stand der Technik

Betätigungszyylinder kommen bei der sogenannten Hochaufhängung der Magnetschienenbremse zum Einsatz. Bei dieser tragen vier Betätigungszyylinder die Bremse im Drehgestell und halten diese, um die vorgegebene Fahrzeugbegrenzungslinie einzuhalten, in einer Ruhestellung über der Schienenoberkante.

Zum besseren Verständnis der bisher verwendeten Komponenten, welche als Ausgangspunkt dieser Arbeit anzusehen sind, wird nachfolgend die Magnetschienenbremse beschrieben.

2.1. Magnetschienenbremse

Bei der Magnetschienenbremse handelt es sich um eine Notbremseinrichtung im Zugverband. Einsatz findet sie im Straßenbahn-, Metro- und Vollbahnbereich. Aufgrund ihrer direkten Bremswirkung auf die Schiene beeinflusst sie den Kraftschluss zwischen Radsatz und Schiene in keiner Weise und kann deshalb bei Bremsungen zu konventionellen Bremseinrichtungen, wie zum Beispiel Scheibenbremsen, zugeschaltet werden. Dadurch wird eine Addition der Bremsleistungen erreicht. [4]

Je nach Einsatzbereich haben sich unterschiedliche Einbauvarianten durchgesetzt. So ist die Tiefaufhängung im Straßenbahnbereich als Standard anzusehen. Bei dieser hängt die Bremse in einem Abstand von wenigen Millimetern über der Schiene. Da Tiefaufhängungen ohne Betätigungszyylinder betrieben werden, seien diese nur der Vollständigkeit wegen erwähnt und die nähere Funktionsweise nicht weiter erklärt. [4]

Im Vollbahnbereich hat sich die sogenannte Hochaufhängung etabliert, bei welcher die Bremse platzsparend zwischen den Radsätzen des Drehgestells untergebracht ist (siehe Abbildung 2.1). Um die vorgegebenen Fahrzeugbegrenzungslinien einzuhalten, hängt sie bei dieser Anordnung im deaktivierten Zustand in einem Abstand von etwa 100mm zur Schiene. Verlassen wird dieser Bereich nur bei Aktivierung der Magnetschienenbremse, bei welcher die vier Betätigungszyylinder die Bremse auf die Schiene absenken. [4]

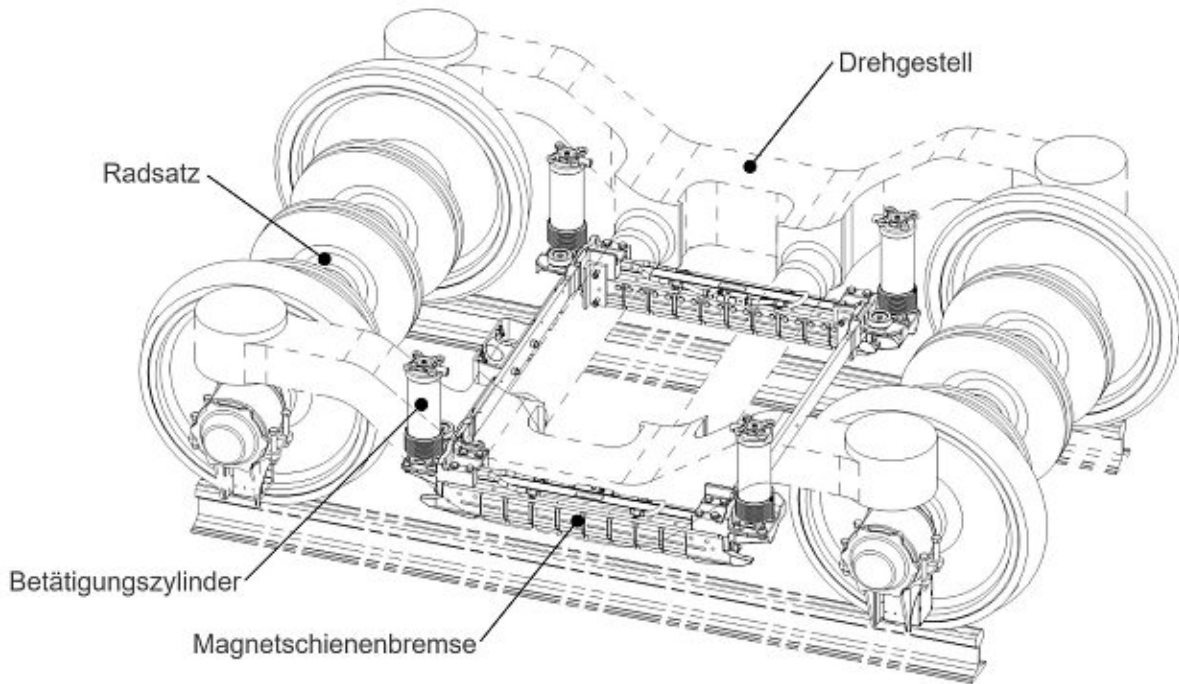


Abbildung 2.1 Anordnung der Magnetschienenbremse im Drehgestell [4]

Beim Betrieb werden zwei Elektromagnete mit Gleichstrom beschickt, wodurch sich ein Magnetfeld aufbaut. Durch geeignete Formgebung des Eisenkerns im Magneten werden die Feldlinien gebündelt und nach Aufsetzen der Bremse auf der Schiene über den Schienenkopf geführt. Dadurch schließt sich das Magnetfeld kurz und es entsteht eine Anziehungskraft zwischen dem Magneten und Schiene. Die Bremswirkung entsteht anschließend durch ein Gleiten der Magnete auf der Schiene. [4]

Ein Nebeneffekt des Magnetfeldes ist die selbständige Ausrichtung des Magneten auf der Schiene, wodurch die Bremse automatisch dem Schienenverlauf folgt. Zur Unterstützung der Führung am Gleis werden zusätzlich Spurhalter verbaut, welche die Magnete miteinander verbinden und ihren Abstand zueinander fixieren. Eine stabile Führung bei Schienenkopfunterbrechungen, wie sie bei Weichenüberfahrten oder Kreuzungen vorkommen, ist dadurch sichergestellt. [4]

Verzögerungskräfte in Fahrtrichtung werden durch Mitnehmer ins Drehgestell übertragen. In Querrichtung bieten diese Platz für allfällige Relativbewegungen zwischen der Bremse und dem Drehgestell, welche durch den Sinuslauf des Drehgestells auf der Schiene entstehen. Bei maximaler Auslenkung dienen sie weiters als Endanschläge. Die Mitnehmer werden daher möglichst nahe an den Magneten verbaut, wodurch sich günstige Kräfte- und Momente einstellen. [4]

Im Drehgestell ist die Magnetschienenbremse zwischen den Radsätzen angeordnet. Dabei bilden die zwei Magnete (Pos. (1)) und Spurhalter (Pos. (6)) ein Bremsenviereck, an welches etwaige Anbauteile, wie Betätigungszylinder (Pos. (2)), Zentriereinrichtungen (Pos. (3)), Pufferschalter (Pos. (8)) und Mitnehmer (Pos. (4)), befestigt werden (siehe Abbildung 2.2). [4]

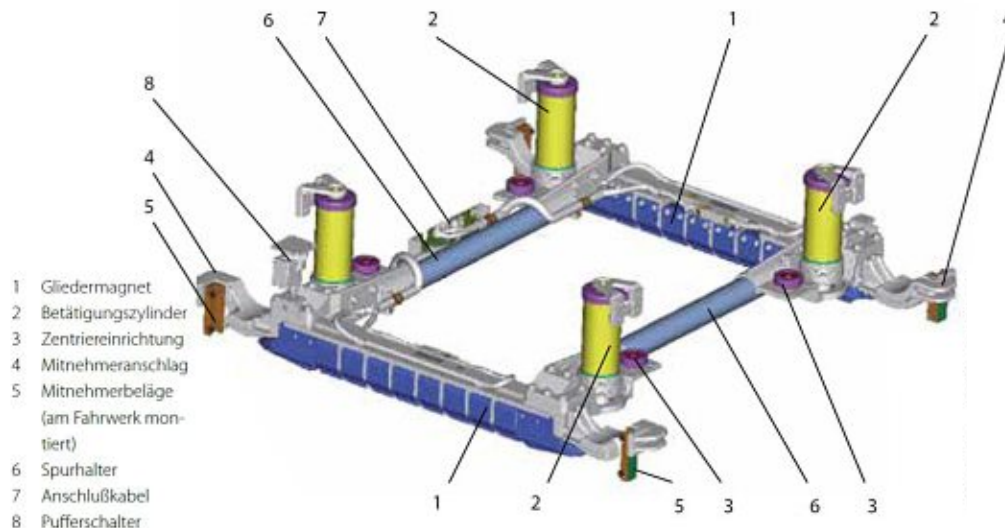


Abbildung 2.2 Bestandteile einer Magnetschienenbremse [4]

Im Folgenden werden die Komponenten der Magnetschienenbremse näher erläutert.

2.2. Betätigungszyylinder

Die Hauptaufgabe des Betätigungszyinders (siehe Abbildung 2.3) ist das Absenken und Anheben der Magnetschienenbremse. Dafür wird ein Kolben in einem Zylinderrohr mit Druckluft beaufschlagt und aus dem Zylinder herausgefahren. Dabei komprimiert er Schraubenfedern, welche nach der Entlüftung den Kolben wieder in seine Ruhestellung zurückführen. [4]

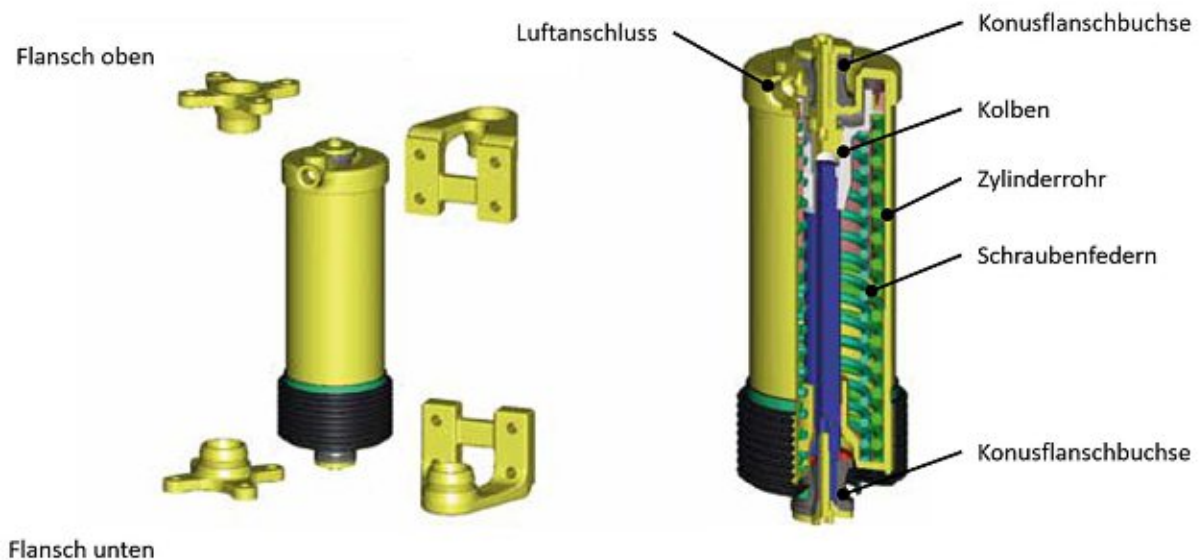


Abbildung 2.3 Aufbau des Betätigungszyinders [4]

In der Ruhestellung, welche gleichbedeutend mit der Hochlage der Magnetschienenbremse im Drehgestell ist, halten die Betätigungszyinder die Bremse in ihrer vertikalen Position fest. Dafür sind in dieser Stellung die Federn vorgespannt. [4]

Vertikal wirkende Beschleunigungskräfte der Magnetschienenbremse, hervorgerufen zum Beispiel durch Flachstellen an den Rädern, stellen dabei die Grenze des maximal zulässigen Bremsengewichts dar. So ist festgelegt, dass die Bremse bei einer Anregung mit der 2,5 fachen Erdbeschleunigung ihre Position im Zylinder nicht verlassen darf [5]. Daraus folgt für die notwendige Haltekraft F_H in den vier Zylindern mit der Bremsenmasse m_{MG_Bremse} :

$$F_H \geq \frac{2,5 \cdot g \cdot m_{MG_Bremse}}{4} \quad (1)$$

In diesem Zusammenhang ist jedoch wichtig zu erwähnen, dass die Aufnahme von Querkräften jeglicher Art nicht zu den Aufgaben des Betätigungszylinders zählt. Diese werden in der Hochlage von den Zentriereinrichtungen (siehe auch Kapitel 2.3) ins Drehgestell übertragen. In Arbeitsstellung ist aufgrund der Selbstzentrierung der Magneten auf der Schiene eine Querkraftaufnahme nicht notwendig.

Um durch die Führung der Bremse entlang des Gleises entstehende Relativbewegungen zwischen dem Drehgestell und den Magneten zuzulassen, kann der Betätigungszylinder Pendelbewegungen ausführen. Dafür ist er an seinen Enden in sogenannten Konusflanschbuchsen gelagert, welche durch elastische Verformungen ein Schwenken des Zylinders ermöglichen. [4]

Als Schnittstelle zum Drehgestell dient der am Deckel des Zylinders angebrachte Flansch. Da die Platzverhältnisse und folglich die Befestigungsmöglichkeiten vom verwendeten Drehgestell abhängen, haben sich unterschiedliche Flanschformen (siehe Abbildung 2.3) etabliert. [4]

Wird die Magnetschienenbremse in der Hochlage gehalten, variiert der Abstand zwischen der Schienenoberkante und der Unterkante der Bremse. So beeinflussen die Ausfederung des Fahrwerks und der Verschleißzustand des Radsatzes und der Magneten diesen erheblich.

Im Zusammenhang mit der Schwankung des Luftspaltes zwischen Magneten und Schiene muss an dieser Stelle auf die sogenannte Entlastungskraft eingegangen werden, welche beim Aufsetzen der Bremse auf die Schiene entsteht.

So wird der maximale Hub nur im ungünstigsten Fall bei neuen Rädern, maximaler Ausfederung des Drehgestells und maximal verschlissenen Magneten ausgenützt. Der Kolben fährt daher in den meisten Fällen nicht auf seinen Endanschlag auf, sondern stützt sich über den Magneten auf der Schiene ab (siehe Abbildung 2.4).

Negativ wirkt sich in diesem Zusammenhang die Verwendung von Schraubenfedern aus, welche entgegen der Druckkraft F_{PNEU} auf den Kolben wirken. Diese ergibt sich mit der Kolbenfläche A und dem Luftdruck p im Zylinder zu:

$$F_{PNEU} = p \cdot A \quad (2)$$

Verformungswegabhängig ändert sich die entwickelte Federkraft F_{FEDER} proportional mit dem momentanen Hubzustand h . Mit der unbelasteten Federlänge l_0 und der Federkonstante k errechnet sich die Federkraft folgendermaßen:

$$F_{FEDER} = k \cdot (l_0 - h) \quad (3)$$

Um bei jedem möglichen Verschleißzustand der beteiligten Komponenten (Rad, Magnet) und Ausfederungszustand des Drehgestells eine sichere Absenkung zu gewährleisten, wird der Betätigungszyylinder mit dem zum Erreichen des maximalen Hubs notwendigen Luftdruck beaufschlagt.

Stellt sich jedoch beim Aufsetzen ein kleinerer Hub ein, kommt es zu einem Ungleichgewicht der Kräfte, wodurch die Schraubenfedern die von der Druckluft generierte Kraft nicht vollkommen ausgleichen können.

$$F_{PNEU} > F_{FEDER} \quad (4)$$

Der Zylinder beginnt daraufhin das Drehgestell mit der Entlastungskraft F_{BTZ} nach oben zu drücken.

$$F_{BTZ} = F_{PNEU} - F_{FEDER} \quad (5)$$

Als Folge ergibt sich für die Radaufstandskraft F_{N_RAD} mit der Gewichtskraft des Drehgestells F_{GEW} :

$$F_{N_RAD} = \frac{F_{GEW} - F_{BTZ}}{2} \quad (6)$$

Die maximale Reibungskraft F_{R_RAD} kann schließlich mit Hilfe des Coloumbschen Reibungsgesetzes ermittelt werden.

$$F_{R_RAD} \leq F_{N_RAD} \cdot \mu \quad (7)$$

Im Bremsbetrieb stellt diese die Grenze der Bremskraft für radsatzgebundene Bremseinrichtungen, wie zum Beispiel Scheibenbremsen, dar. Um ein Blockieren des Radsatzes zu verhindern, müssen diese die reduzierte Aufstandskraft durch eine verminderte Bremsleistung und daraus folgenden längeren Bremsweg kompensieren. Aus diesem Grund wird die Entlastungskraft F_{BTZ} des Betätigungszyinders begrenzt und darf eine Größe von 5 kN [5] nicht überschreiten.

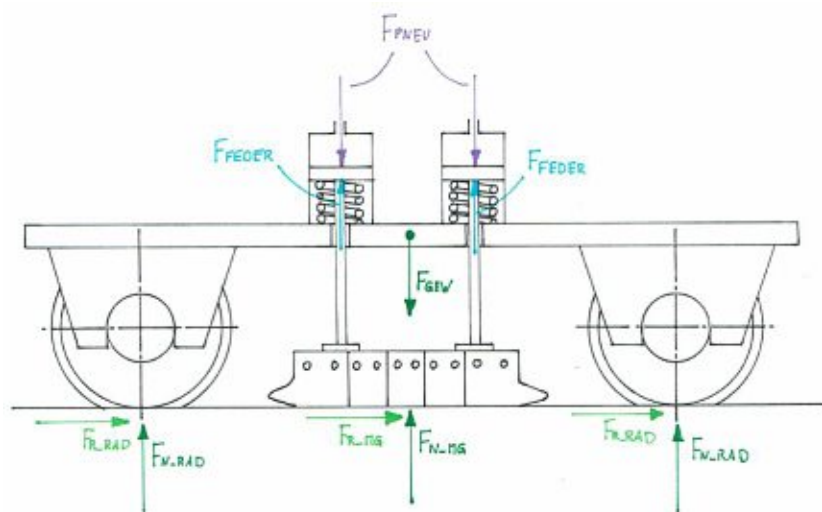


Abbildung 2.4 Kräfte am Drehgestell während der Bremsung

Da es sich bei der Magnetschienenbremse um eine Notbremseinrichtung handelt, ist eine schnelle Aktivierung innerhalb von 3s [5] nach Betätigung vorgeschrieben. Daher muss die Absenkung auf die Schiene möglichst rasch erfolgen. Der Anhebevorgang geschieht, um übermäßige Stöße bei Erreichen der Hochlage ins Drehgestell zu verhindern, langsamer.

Erreicht wird dies durch eine gedrosselte Entlüftung, wobei die Düsen nicht direkt am Zylinder, sondern im Rahmen der Luftversorgung, beispielsweise im Bereich der Bremsgerätetafel, verbaut sind. [4]

2.3. Zentriereinrichtung

Die Zentriereinrichtung dient der Fixierung der Magnetschienenbremse in der Hochlage. Sie fixiert deren Position dabei mit Hilfe einer formschlüssigen Kegelverbindung, bei welcher ein bremsenseitiger Zentrierkegel in einem drehgestellseitigen Flansch eintaucht.

Da sich die Drehgestelle projektabhängig voneinander unterscheiden, existieren zur Anbringung des Flansches drei Möglichkeiten. So kann dieser drehgestellseitig in eine Hülse eingepresst, am Drehgestell angeschweißt oder mit einer Schraube mit dem Rahmen des Drehgestells verbunden werden (siehe Abbildung 2.5). [4]

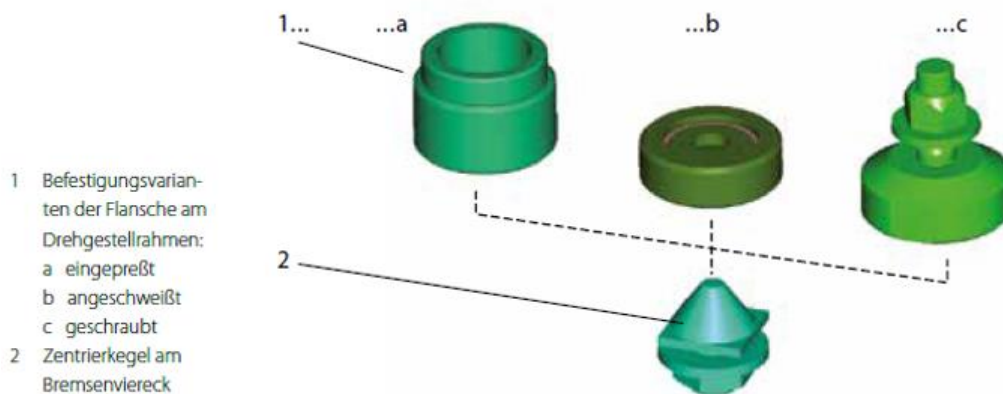


Abbildung 2.5 Bestandteile der Zentriereinrichtung [4]

Der bremsenseitige Zentrierkegel ist als Kegelschraube ausgebildet, welcher mit der Bremse verschraubt wird. Um Montagetoleranzen ausgleichen zu können, erlaubt die Verschraubung dabei eine Justierung der Kegelschraube gegenüber der Bremse. [4]

Zur eindeutigen Positionierung werden pro Bremse vier Zentriereinrichtungen verbaut (siehe Abbildung 2.2). [4]

2.4. Pufferschalter

Wird kundenseitig eine Hochlagenerkennung der Bremse verlangt, kommt ein Pufferschalter zum Einsatz, welcher am Drehgestell befestigt und ein Verlassen der Hochlage der Bremse erkennt. Dies geschieht durch ein mechanisches Abtasten mittels Stempel, welcher von der Bremse in der Hochlage in das Gehäuse des Pufferschalters geschoben ist. Beim Absenken der Bremse wird beim Ausfahren des Stempels ein elektrischer Schalter betätigt und ein Diagnosesignal erzeugt. Um einen Kontaktverlust des Stempels an der Bremse zu verhindern, sorgt eine im Pufferschalter verbaute Feder für die notwendige Anpresskraft.

Den vielfach in Verwendung befindlichen Pufferschalter zeigt das folgende Bild (siehe Abbildung 2.6).

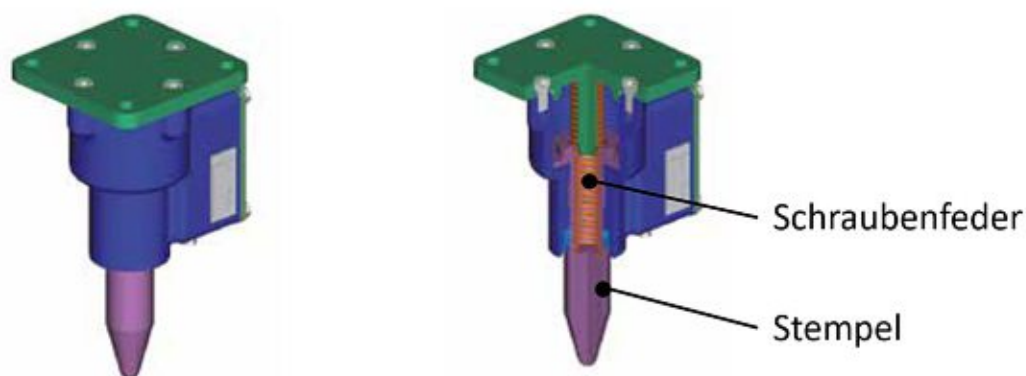


Abbildung 2.6 Pufferschalter [4]

2.5. Patente

Eine durchgeführte Patentrecherche zu einer ersten Abklärung des Konstruktionspielraumes findet folgende relevante Patente, welche im Folgenden kurz vorgestellt werden.

2.5.1. Patent *EP3403897A1* [6]

Dieses Patent beansprucht eine neuartige Form der Zylinderbefestigung im Drehgestell, welche bei der Konstruktion des neuen Betätigungszyinders beachtet werden muss.

In Tabelle 2.1 können die wichtigsten Patentdaten nachgelesen werden.

Tabelle 2.1 Auflistung der Patentdaten

| | |
|---------------------------|---|
| Anmelder | Alstom Transp. [FR]; SNCF Mobilites [FR] |
| Erfinder | Caron Bruno [FR]; Itasse Guillaume [FR] |
| Anmeldung | 15.05.2017 |
| Veröffentlichung | 21.11.2018 |
| Veröffentlicht als | EP3403897A1; EP3403897B1; ES2754811T3; FR3066169A1; FR3066169B1 |

Kurzzusammenfassung der relevanten Ansprüche

Hauptanspruch des Patents ist die Befestigung des Zylinders (siehe Abbildung 2.7 – Pos. **18**) an zwei Punkten (Pos. **44, 46, 50** und Pos. **52, 54**) am unteren Ende des Zylinders. Die zwei Befestigungsstellen sind dabei elastisch gelagert (Pos. **44** und Pos. **52**), wobei die dem Zylinder nähere mit dem Drehgestell (Pos. **32**) und die weiter entfernte mit der Magnetschienenbremse (Pos. **10, 12**) verbunden ist.

Zweiter, in diesem Zusammenhang, zu beachtender Anspruch betrifft das obere Ende des Zylinders (Pos. **36**), welcher bei dieser Art der Befestigung keine Verbindung mit dem Drehgestell (Pos. **32**) und der Magnetschienenbremse (Pos. **10, 12**) aufweist.

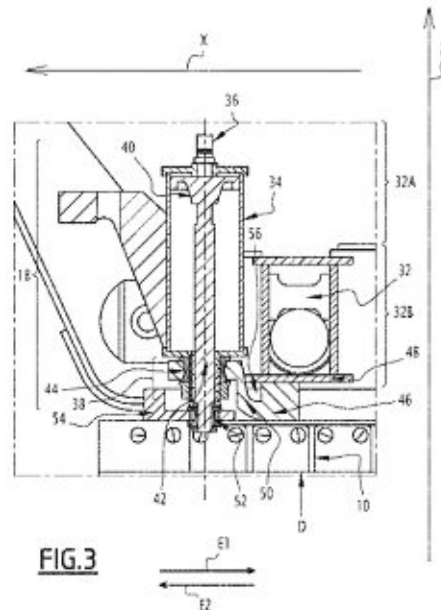


Abbildung 2.7 Patentskizze aus Patent EP3403897A1 [6]

2.5.2. Patent EP3623252A1 [7]

Dieses Patent behandelt eine Ausführung eines Betätigungszylinders, welcher durch die Verwendung eines Zugmittels in der Kolbenstange, eine starre Befestigung des Zylinders im Drehgestell ermöglicht.

Folgende Tabelle gibt Aufschluss über die Patentdaten.

Tabelle 2.2 Auflistung der Patentdaten

| | |
|---------------------------|---|
| Anmelder | Faiveley Tranp. Witten [GE] |
| Erfinder | Christ Sandra [DE]; Montua Sebastian [DE] |
| Anmeldung | 17.09.2018 |
| Veröffentlichung | 18.03.2020 |
| Veröffentlicht als | EP3623252A1 |

Kurzzusammenfassung der relevanten Patentansprüche

Vom Patent beansprucht ist die hohle Ausführung der Kolbenstange (siehe Abbildung 2.8 und Abbildung 2.9 - Pos. 12) in der ein Zugmittel (Pos. 14) beweglich befestigt ist. Dieses besitzt am unteren Ende einen Anbindungsabschnitt (Pos. 19) zur Befestigung der Schienenbremse und kann neben einer axialen Verschiebung und Verdrehung, auch eine Auslenkung durchführen.

Das Zugmittel kann dabei als starre Stange mit einem Gelenk (Pos. 45), wie zum Beispiel einem Kreuz- oder Kugelgelenk, oder als flexibles Zugseil ausgeführt sein.

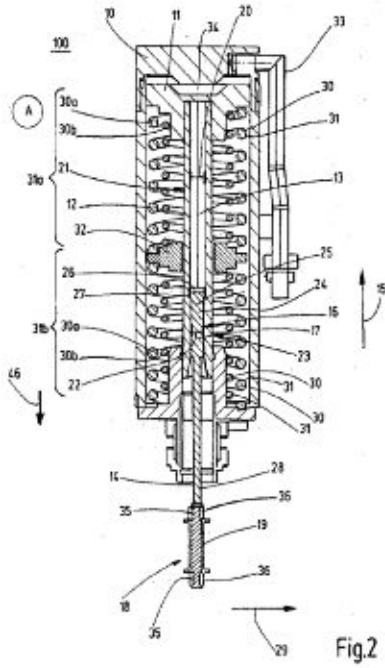


Fig.2

Abbildung 2.8 Patentskizze (Fig. 2) aus Patent EP3623252A1 [7]

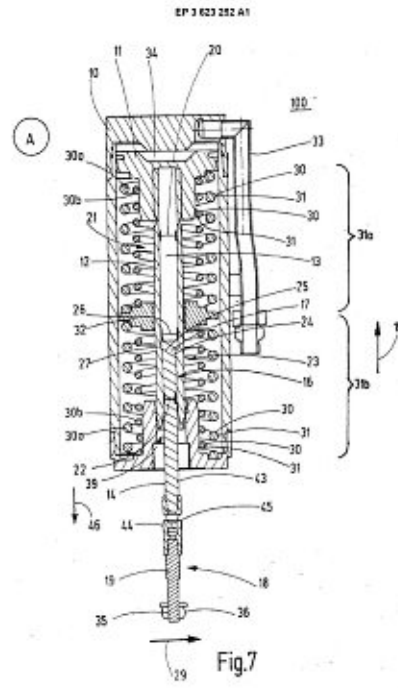


Fig.7

Abbildung 2.9 Patentskizze (Fig. 7) aus Patent EP3623252A1 [7]

3. Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung

Ausgehend von den bekannten Anforderungen und Leistungen, der in Kapitel 2 vorgestellten Komponenten, wird die gestellte Aufgabe auf Wiederverwendbares untersucht, gegebenenfalls erweitert und präzisiert.

Dafür müssen aus den allgemeinen Produkt- und Funktionalitätsforderungen, lösungs- und gestaltbeeinflussende Produktspezifikationen abgeleitet und, wenn möglich, quantifiziert werden. Am Ende dieses Prozesses entsteht die sogenannte Anforderungsliste, welche als Gradmesser der Aufgabenerfüllung angesehen werden kann. [1]

Um die Sammlung von Meinungen, Wünschen, usw. der beteiligten Stakeholder zu erleichtern, wird zunächst ein User Story Mapping durchgeführt. Dieses dient anschließend als Grundlage zur Erstellung der Anforderungsliste.

3.1. User-Story-Mapping

Das User-Story-Mapping ist ein Teil der Agile Methoden zur Produktentwicklung. Im Rahmen dieses Projektes unterstützt es die Erstellung der Anforderungsliste durch Sammlung der Wünsche und Forderungen der Stakeholder dieser Neuentwicklung.

Das Ergebnis des User-Story-Mappings ist somit eine Auflistung, mitunter subjektiver und den Stakeholdern unbewusster, im Unternehmen kursierender Vorstellungen.

Kernpunkt beim User Story Mapping sind die namensgebenden User Stories, welche im generellen eine Funktion oder Eigenschaft des zu entwickelnden Produkts beschreiben und aus der Sicht der Person, welche sich die neue Fähigkeit wünscht, geschrieben sind. [8]

Um eine Übersichtlichkeit und eine einfache Erfassung der gewünschten Funktionen zu gewährleisten, wurden die Stories nach einem Schema aufgestellt, wobei in dieser Arbeit folgendes verwendet wird:

Als *<Stakeholder>* möchte ich eine *<Fähigkeit >* um ein *<Ziel>* zu erreichen.

Der Platzhalter *<Stakeholder>* gibt dabei Aufschluss über die Herkunft, den Stakeholder, der Story. Im Rahmen dieses Projektes sind das:

- Konstruktion
- Gesetzgeber bzw. Norm
- Kunde
- Produktion
- Vertrieb

Im Bracket *<Fähigkeit >* wird die gewünschte Eigenschaft angegeben.

Das *<Ziel>* gibt den Grund für die geforderte *<Fähigkeit>* an und fördert damit die Verständlichkeit der Story. Eine Angabe eines *<Zieles>* ist für die Validität einer Story

jedoch nicht zwingend erforderlich. Aus diesem Grund ist eine Zielangabe als optional anzusehen.

Jeder User Story sind sogenannte Akzeptanzkriterien zugeordnet, welche zur erfolgreichen Implementierung der <Fähigkeit> erfüllt werden müssen. Diese sind im Idealfall quantitativ angegeben und können somit als Anforderungen für die Anforderungsliste übernommen werden.

Tabelle 3.1 gibt ein Beispiel einer User - Story wieder. Die Norm *DIN EN 16207* [5] tritt in diesem Fall als <Stakeholder> auf und verlangt die <Fähigkeit>, die MG-Bremse möglichst schnell abzusenken. Zur Konkretisierung wird mit dem optionalen <Ziel>, dem Wirken der Bremse innerhalb von drei Sekunden nach dem Einschalten, die Story ergänzt.

Tabelle 3.1 Beispiel einer User-Story

| | |
|---------------------------|--|
| User Story | Als Gesetzgeber bzw. Norm (<i>DIN EN 16207</i>) möchte ich ein möglichst schnelles Absenken der MG-Bremse in die Arbeitsstellung, um ein Wirken der MG-Bremse innerhalb von 3s nach Einschalten zu garantieren |
| Akzeptanzkriterium | Dauer des Absenkvorgangs $t \leq 3s$ |

Da User Stories eine im Idealfall sehr genau einzugrenzende Fähigkeiten behandeln, fällt es unter Umständen bei Beginn des Mappings schwer, die Gesamtheit der notwendigen Produktfähigkeiten zu beschreiben. Abhilfe schaffen dabei die sogenannten Epics, welche für diese Entwicklung folgendermaßen lauten:

- Arbeitsstellung halten
- Einbaubedingungen erfüllen
- In Hochlage fixieren
- Konstruktionsaufwand bei neuen Projekten reduzieren
- MG-Bremse anheben
- MG-Bremse absenken
- Produktqualität sicherstellen
- Reparatur und Überholung durchführen
- Umweltschutz beachten
- Zuverlässigkeit sicherstellen

Die Epics bezeichnen sehr große User Stories, welche zu diffus sind, um sie direkt umzusetzen. Als Beispiel sei hier die Epic „Hochlage fixieren“ zu nennen, welche zwar das Gesamtergebnis beschreibt, aber die zugehörigen Tätigkeiten nicht genau erfasst, um die Forderung mit einer Story abzuhandeln. Zur Präzisierung muss die Epic in der Regel in mehrere kleinere Stories zerteilt werden.

Da der Umfang an Forderungen, den in diesem Projekt möglichen Entwicklungsaufwand überschreitet, werden die Stories sogenannten Releases zugeordnet. Aufbauend auf einem Minimalprodukt, erweitern sie die Funktionalität des Produkts schrittweise. Der Entwicklungsaufwand lässt sich dadurch einfacher abschätzen und planen.

Bei dieser Arbeit werden die User Stories in zwei Releases unterteilt, nämlich in den Release „Masterarbeit“, welcher die relevanten Stories dieser Arbeit enthält, und dem Backlog, welcher als Sammelort für noch nicht umgesetzte Forderungen dient.

3. Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung

Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird dabei an dieser Stelle auf eine Auflistung der User Stories verzichtet. Diese ist dem Anhang zu entnehmen.

3.2. Anforderungsliste

Da das User-Story-Mapping die Forderungen unter Umständen nicht vollständig widerspiegelt, werden zur Erarbeitung der Anforderungsliste die Ergebnisse des User-Story-Mappings mit Hilfe der „Leitlinie mit Hauptmerkmalliste“ aus Pahl / Beitz [1] (siehe Tabelle 3.2) erweitert und komplettiert.

Tabelle 3.2 Hauptmerkmalliste [1]

| Hauptmerkmal | Beispiele |
|----------------|---|
| Geometrie | Größe, Höhe, Breite, Länge, Durchmesser, Raumbedarf, Anzahl, Anordnung, Anschluss, Ausbau und Erweiterung |
| Kinematik | Bewegungsart, Bewegungsrichtung, Geschwindigkeit, Beschleunigung |
| Kräfte | Kraftgröße, Kraftrichtung, Krafthäufigkeit, Gewicht, Last, Verformung, Steifigkeit, Federeigenschaften, Stabilität, Resonanzen |
| Energie | Leistung, Wirkungsgrad, Verlust, Reibung, Ventilation, Zustandsgrößen wie Druck, Temperatur, Feuchtigkeit, Erwärmung, Kühlung, Anschlussenergie, Speicherung, Arbeitsaufnahme, Energieumformung |
| Stoff | Physikalische und chemische Eigenschaften des Eingangs- und Ausgangsprodukts, Hilfsstoffe, vorgeschriebene Werkstoffe (Nahrungsmittelgesetz u.ä.), Materialfluss und -transport |
| Signal | Eingangs- und Ausgangssignale, Anzeigeart, Betriebs- und Überwachungsgeräte, Signalform |
| Sicherheit | Unmittelbare Sicherheitstechnik, Schutzsysteme, Betriebs-, Arbeits- und Umweltsicherheit |
| Ergonomie | Mensch- Maschine- Beziehung: Bedienung, Bedienungsart, Übersichtlichkeit, Beleuchtung, Formgestaltung |
| Fertigung | Einschränkung durch Produktionsstätte, größte herstellbare Abmessung, bevorzugtes Fertigungsverfahren, Fertigungsmittel, mögliche Qualität und Toleranzen |
| Kontrolle | Mess- und Prüfmöglichkeiten, besondere Vorschriften (TÜV, ASME, DIN, ISO, AD- Merkblätter) |
| Montage | Besondere Montagevorschriften, Zusammenbau, Einbau, Baustellenmontage, Fundamentierung |
| Transport | Begrenzung durch Hebezeuge, Bahnprofil, Transportwege nach Größe und Gewicht, Versandart und -bedingungen |
| Gebrauch | Geräuscharmheit, Verschleißrate, Anwendung und Absatzgebiet, Einsatzort (z.B. schwefelige Atmosphäre, Tropen, ...) |
| Instandhaltung | Wartungsfreiheit bzw. Anzahl und Zeitbedarf der Wartung, Inspektion, Austausch und Instandsetzung, Anstrich, Säuberung |
| Recycling | Wiederverwendung, Wiederverwertung, Entsorgung, Endlagerung, Beseitigung |
| Kosten | Max. zulässige Herstellkosten, Werkzeugkosten, Investition und Amortisation |
| Termin | Ende der Entwicklung, Netzplan für Zwischenschritte, Lieferzeit |

Die Forderungen der Anforderungsliste werden zum Zwecke der Übersichtlichkeit den Hauptmerkmal-kategorien der Hauptmerkmalliste (siehe Tabelle 3.2) zugeordnet und sortiert. Eine Einteilung in zwingend zu erfüllende Forderungen und optionale Wünsche schafft dabei Klarheit über den Mindestumfang des zu entwickelnden Produkts.

Tabelle 3.3 Anforderungsliste

| ID | Forderung / Wunsch | Anforderungen | Hauptmerkmal-kategorie | Quelle |
|------|--------------------|--|------------------------|-------------------------|
| 1 | | Geometrie | | |
| 1.1 | F | Durchmesser Einbauraum: $D \leq 150\text{mm}$ Ausnahme: Bodennahe Befestigung $D \leq 170\text{mm}$ | Geometrie | intern |
| 1.2 | W | Durchmesser Einbauraum: $D \leq 130\text{mm}$ | Geometrie | intern |
| 1.3 | F | Einbaulänge (bei 160mm Hub) $\leq 415\text{mm}$ Ausnahme: Zentrierung in Serienschaltung: $\leq 430\text{ mm}$ | Geometrie | intern |
| 1.6 | F | Lochbildabmessungen: 80mm - 170mm im Quadrat | Geometrie | intern |
| 1.7 | F | Fixierung im Drehgestell mittels Schrauben | Geometrie | intern |
| 1.8 | F | Verwindungen und Verzwägungen in Ruhestellung ausgleichen Querrichtung $dx=dy= 0.7\text{ mm}$ Hochachse $dz = 0.6\text{ mm}$ | Geometrie | <i>DIN EN 16207</i> [5] |
| 1.9 | F | Montagetoleranzen in Ruhestellung durch Einstellmaßnahmen ausgleichen Querrichtung $dx=dy=\pm 2\text{mm}$ Achsenrichtung $dz= \pm 3\text{mm}$ | Geometrie | <i>DIN EN 16207</i> [5] |
| 1.10 | F | Erweiterte Montagetoleranz in Querrichtung $dy=\pm 3\text{mm}$ | Geometrie | intern |
| 1.11 | W | Automatischer Ausgleich der Montagetoleranzen ohne nötige Einstellmaßnahmen ermöglichen | Geometrie | intern |
| 1.12 | F | Bewegungen in Arbeitsstellung (ausgefahrener Zustand) ermöglichen Querrichtung $dx = dy = \pm 16\text{ mm}$ | Geometrie | intern |
| 1.13 | F | Elektronische Erkennung der Ruhestellung (Hochlagenerkennung) kann im ausgebauten Zustand nachgerüstet werden | Geometrie | intern |
| 1.14 | W | Elektronische Erkennung der Ruhestellung (Hochlagenerkennung) kann im eingebauten Zustand nachgerüstet werden | Geometrie | intern |
| 1.15 | W | Konstruktion als kombiniertes Baureihen - Baukastensystem durchführen | Geometrie | intern |
| 1.16 | F | Ausrichtung des Druckluftanschlusses am Umfang möglich | Geometrie | intern |
| 1.17 | F | Fixierung (Zentrierung) der Magnetschienenbremse in Ruhestellung | Geometrie | <i>DIN EN 16207</i> [5] |
| 1.18 | F | Hublänge (ausgehend von der Ruhestellung): 160 mm | Geometrie | intern |
| 1.19 | W | Hublänge (ausgehend von der Ruhestellung): 180 mm | Geometrie | intern |
| 1.20 | F | Axialer Sicherheitsabstand zwischen Kolben und Deckel in Ruhestellung zur Verhinderung des Anfahrens auf Block: 10mm | Geometrie | intern |
| 1.21 | F | Minimal möglicher Hub bis zum Erreichen der Arbeitsstellung: $H = 40\text{mm}$ | Geometrie | intern |
| 2 | | Kinematik | | |
| 2.1 | F | Magnetschienenbremse muss translatorisch in vertikaler Richtung zwischen einer Ruhestellung (Hublänge $H=0\text{mm}$) und einer Arbeitsstellung (Hublänge $H= 40\dots 180\text{mm}$) bewegt werden | Kinematik | intern |
| 2.2 | F | Ausfahren von Hublänge innerhalb $\leq 3\text{s}$ | Kinematik | <i>DIN EN 16207</i> [5] |
| 2.3 | W | Ausfahren von Hublänge innerhalb $t_a \leq 1\text{s}$ | Kinematik | intern |
| 2.4 | F | Einfahren von Hublänge innerhalb $t_h \leq 5\text{s}$ | Kinematik | intern |
| 3 | | Kräfte | | |
| 3.1 | F | Anteiliges Gewicht der Magnetschienenbremse: 130 kg | Kräfte | intern |
| 3.2 | F | Axiale Fixierung der Ruhestellung bis 2.5g quasistatische Beschleunigung sicherstellen (Anregung durch Flachstellen) | Kräfte | <i>DIN EN 16207</i> [5] |

3. Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung

| | | | | |
|------|---|--|------------|-------------------------|
| 3.3 | F | Aus quasistatischen Beschleunigungen resultierende Kräfte in der Ruhestellung zeitfest ertragen Beschleunigung in Achsenrichtung (z-Achse) $a_z = 5 \text{ g}$ Beschleunigung in Längsrichtung (x- Achse) $a_x = 2,3 \text{ g}$ Beschleunigung in Querrichtung (y- Achse) $a_y = 4,4 \text{ g}$ | Kräfte | <i>DIN EN 16207 [5]</i> |
| 3.4 | F | Belastungen aufgrund Verwindungen, Verschiebungen in Ruhestellung aus Anforderung 1.8 zeitfest ertragen | Kräfte | intern |
| 3.5 | F | Auftretende Vibrationen dämpfen | Kräfte | intern |
| 3.6 | F | Maximale Entlastungskraft in jedem Betriebs- und Verschleißzustand der Magnetschienenbremse und des Drehgestells $\leq 5 \text{ kN}$ | Kräfte | <i>DIN EN 16207 [5]</i> |
| 3.7 | F | Automatische Einnahme der Ruhestellung bei Druckverlust | Kräfte | <i>DIN EN 16207 [5]</i> |
| 3.8 | F | Stoß durch Beschleunigungsspitze von 30g bei Hochschnellen des Betätigungszyinders mit max. lokalen Verformungen, aber ohne sicherheitsrelevante Beschädigungen, ertragen | Kräfte | <i>DIN EN 16207 [5]</i> |
| 3.9 | W | Stoß durch Beschleunigungsspitze von 30g durch konstruktive Maßnahmen reduzieren | Kräfte | intern |
| 3.10 | F | Gesamtgewicht $< 30 \text{ kg}$ | Kräfte | intern |
| 3.11 | W | Gesamtgewicht $< 20 \text{ kg}$ | Kräfte | intern |
| 3.12 | F | Anzahl der Betätigungen während Produktlebensdauer: 100.000 | Kräfte | intern |
| 3.13 | W | Unterschiedliche Gewichte der Magnetschienenbremse durch Anzahl der Federn kompensierbar | Kräfte | intern |
| 4 | | Energie | | |
| 5 | | Stoff | | |
| 5.1 | F | Betriebsmedium des Betätigungszyinders: Druckluft | Stoff | intern |
| 5.2 | F | Erforderlicher Betriebsdruck $\leq 6 \text{ bar}$ | Stoff | <i>DIN EN 16207 [5]</i> |
| 5.3 | W | Erforderlicher Betriebsdruck $\leq 4 \text{ bar}$ | Stoff | intern |
| 5.4 | F | Materialien erfüllen die Brandschutzbestimmungen der <i>DIN EN 45545</i> ; Brandschutzklasse HL2 | Stoff | <i>DIN EN 45545 [9]</i> |
| 5.5 | F | Dichtheit bis 10 bar Überdruck | Stoff | <i>DIN EN 16207 [5]</i> |
| 6 | | Signal | | |
| 6.1 | F | Ausgabe von Signal bei Verlassen der Ruhestellung bei Erreichen von Schaltpunkt | Signal | intern |
| 6.2 | F | Schaltpunkt spätestens bei Hub = 40 mm | Signal | intern |
| 6.3 | F | Versorgungsspannungen: 24V DC, 36V DC, 72V DC, 110VDC Schwankungstoleranz der Spannung: $\pm 30\%$ | Signal | intern |
| 6.4 | F | Sensoreigenschaften Sensortyp: Wechselschalter Plus / Minus Totzeit Schaltvorgang: $< 1 \text{ s}$ Aufbauzeit: 0.5s | Signal | intern |
| 6.5 | F | Mindestens ertragbare Schaltspiele der Sensoreinheit: 100.000 | Signal | intern |
| 7 | | Sicherheit | | |
| 7.1 | F | Schutzerdung des Produkts nach <i>GD12345/06</i> | Sicherheit | intern |
| 7.2 | F | Schutzgrad IP67 im Bereich elektronischer Bauteile | Sicherheit | <i>DIN EN 16207 [5]</i> |
| 7.3 | F | Unveränderte Funktion bei Verschmutzungsgrad PD2 laut <i>IEC 61010-1</i> | Sicherheit | <i>DIN EN 16207 [5]</i> |
| 7.4 | W | Isolationsfestigkeit bei Verschmutzungsgrad PD4 laut <i>IEC 61010-1</i> sicherstellen | Sicherheit | intern |
| 7.5 | F | Lösen und Verlust von Teilen ist durch geeignete Maßnahmen zu unterbinden | Sicherheit | <i>DIN EN 16207 [5]</i> |
| 7.6 | F | Versagen einzelner Befestigungselemente führt nicht zum Verfangen von Teilen im Gleis | Sicherheit | <i>DIN EN 16207 [5]</i> |
| 8 | | Montage | | |
| 8.1 | F | Montage bzw. Demontage eines Zylinders von einer Person in $\leq 45 \text{ min}$ möglich | Montage | intern |
| 8.2 | W | Montage bzw. Demontage eines Zylinders von einer Person in $\leq 25 \text{ min}$ möglich | Montage | intern |

3. Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung

| | | | | |
|-------|---|---|----------------|---------------------------------|
| 8.3 | F | Trennbare Schlauchverbindungen verwenden | Montage | Kunde |
| 8.4 | W | Leicht trennbare Steckverbindungen bei elektrischen Verbindungen verwenden | Montage | Kunde |
| 9 | | Gebrauch | | |
| 9.1 | F | Unveränderte Funktion bei Temperaturbereich: -40°C bis +50°C | Gebrauch | intern |
| 9.2 | F | Erweiterter Temperaturbereich: -50°C bis +80°C | Gebrauch | intern |
| 9.3 | F | unveränderte Funktion bei Luftfeuchte T1: 15 bis 100% relativ | Gebrauch | DIN EN 50125-1 [10] |
| 9.4 | F | unveränderte Funktion bei Eisbildung im äußerem, unterem Zylinderbereich | Gebrauch | Intern |
| 9.5 | W | Vereisung durch konstruktive Maßnahmen verhindern | Gebrauch | Intern |
| 9.6 | W | Zusätzlicher optionaler Schutz gegen Steinschläge vorsehen | Gebrauch | Intern |
| 9.7 | F | Lebensdauer ≥ 30 Jahre | Gebrauch | Intern |
| 10 | | Instandhaltung | | |
| 10.1 | F | Sichtprüfung der Verschleißteile möglich | Instandhaltung | Intern |
| 10.2 | W | Reparatur der Hochlagenerkennung im eingebauten Zustand | Instandhaltung | Intern |
| 10.3 | W | Reparatur der Zentrierung im eingebauten Zustand möglich | Instandhaltung | Intern |
| 10.4 | F | Instandhaltung von einer Person in < 1.5 h möglich | Instandhaltung | Intern |
| 10.5 | W | Instandhaltung von einer Person in < 1.25 h möglich | Instandhaltung | Intern |
| 10.6 | F | Instandhaltungsintervall > 8 Jahre | Instandhaltung | Kunde |
| 10.7 | W | Instandhaltungsintervall > 10 Jahre | Instandhaltung | Intern |
| 10.8 | F | Max. Wartungsmaßnahmen zwischen Instandhaltungen: Nachfetten | Instandhaltung | Intern |
| 10.9 | W | Komplett wartungsfrei innerhalb Instandhaltungsintervall | Instandhaltung | Intern |
| 10.10 | F | Reparatur und Instandhaltung mit Werkzeugen einer üblichen Werkstattausstattung möglich | Instandhaltung | Intern |
| 10.11 | F | Verschleißteile sind im ausgebauten Zustand des Betätigungszyinders austauschbar | Instandhaltung | Intern |
| 10.12 | W | Verschleißteile sind im eingebauten Zustand des Betätigungszyinders austauschbar | Instandhaltung | Intern |
| 10.13 | F | Reinigung mit Kärcher, Bürsten und üblichen Reinigungsmitteln möglich | Instandhaltung | Intern |
| 11 | | Recycling | | |
| 11.1 | F | Wiederverwertbarkeit der Materialien > 95 Vol.% | Recycling | Intern |
| 11.2 | W | Werkstoffe bevorzugen, welche erprobt recyclingfähig sind | Recycling | Kunde |
| 11.3 | W | Trennbarkeit von Verbundwerkstoffen innerhalb kurzer Zeit mit einfachen mechanischen Mitteln sicherstellen (oder mit anderen Verfahren unter geringem Arbeitsaufwand) | Recycling | Kunde |
| 11.4 | F | RoHS – Richtlinie (EU - Richtlinie 2011/65/EU) einhalten | Recycling | EU - Richtlinie 2011/65/EU [11] |
| 11.5 | F | Nur unproblematisch entsorgbare Materialien verwenden | Recycling | intern |
| 12 | | Kosten | | |
| 12.1 | F | Herstellkosten $\leq \text{€ } 233.75$ | Kosten | intern |
| 12.2 | F | LCC \leq aktueller Betätigungszyylinder | Kosten | intern |
| 13 | | Termin | | |
| 13.1 | W | Ende der Entwicklung: 31.12.2020 (= Entwicklung des Entwurfs) | Termin | intern |

4. Konzipieren

Die Konzeptionsphase dient der prinzipiellen Festlegung einer Lösung [1], welche die Forderungen der Anforderungsliste erfüllt. Die dafür nötigen Arbeitsschritte laut *Pahl / Beitz* [1] sind:

- Abstraktion auf die wesentlichen Probleme
- Aufstellen der Funktionsstruktur
- Suche nach geeigneten Wirkprinzipien
- Kombination der Wirkprinzipien zu Wirkstrukturen prinzipieller Lösungen

Diese prinzipiellen Lösungen stellen einen möglichen Lösungsweg dar und erhalten durch schrittweise Konkretisierung einen bewertbaren Detaillierungsgrad. Die Beurteilung der ausgearbeiteten Lösungsvarianten wird, um systematisch vorzugehen, mit dem Bewertungsverfahren der *VDI 2225* durchgeführt. Dabei als unbrauchbar befundene Varianten werden nicht weiterverfolgt.

4.1. Abstrahieren zum Erkennen der wesentlichen Probleme

Um sich nicht von ersten Lösungsstrategien, welche sich bewusst oder auch unterbewusst bei Durchsicht der Anforderungsliste bilden, vereinnahmen zu lassen, und dadurch bessere Möglichkeiten auszuschließen, ist eine Abstraktion der Aufgabe wichtig.

Pahl/ Beitz beschreibt den Prozess in [1] folgendermaßen:

„Beim Abstrahieren sieht man vom Individuellen und vom Zufälligen ab und versucht das Allgemeingültige und Wesentliche zu erkennen. Eine solche Verallgemeinerung, die das Wesentliche hervortreten lässt, führt dabei auf den Wesenskern der Aufgabe. Wird dieser treffend formuliert, so werden die Gesamtfunktion und die die Problematik kennzeichnenden, wesentlichen Bedingungen erkennbar, ohne dass damit schon eine bestimmte Art der Lösung festgelegt wird.“ [1]

Zum Erkennen der wesentlichen Umstände und Bedingungen werden im Rahmen dieser Arbeit folgende Untersuchungen durchgeführt.

4.1.1. Problem erkennen aus der Anforderungsliste

Ausgangspunkt zum Erkennen des Wesenskern der Aufgabe ist die Anforderungsliste, welche auf die geforderten Aufgaben und wesentlichen Bedingungen analysiert wird. Hierfür bietet es sich an, die Zusammenhänge in Form von Sätzen zu formulieren und diese schrittweise zu abstrahieren. [1]

Die Abstraktionsschritte sind dabei laut *Pahl /Beitz* [1] folgende:

1. *„Gedanklich Wünsche weglassen*
2. *Nur noch Forderungen berücksichtigen, die die Funktionen und wesentlichen Bedingungen unmittelbar betreffen*
3. *Quantitative Angaben in qualitative umsetzen und dabei auf wesentliche Aussagen reduzieren*
4. *Erkanntes sinnvoll erweitern*
5. *Problem lösungsneutral formulieren“*

Das Endergebnis der Abstraktion ist eine lösungsneutrale Problemformulierung, welche gedankliche Einschränkungen verhindert und als Ausgangspunkt für die Erstellung der Funktionsstrukturen dient.

Auf eine Auflistung der Ergebnisse der einzelnen Arbeitsschritte wird an dieser Stelle, um die Übersichtlichkeit zu wahren, verzichtet und nur das Endergebnis des fünften Schritts angeführt. Für eine vollständige Abbildung sei auf den Anhang verwiesen.

Problemformulierung nach absolviertem fünftem Schritt

Translatorische Bewegung eines Körpers aus einer Ruhestellung bei gleichzeitigem Ausgleich von Relativbewegungen. Verlassen der Ruhestellung erkennen. Automatische Positionierung und Fixierung des Körpers in der Ruhestellung bei Deaktivierung der Vorrichtung.

4.1.2. Erforderliche Bewegungseinschränkungen

Zum besseren Verständnis der vom Zylinder zu realisierenden Bewegungseinschränkungen der MG-Bremse werden deren charakteristische Stellungen, also die Hochlage und die Arbeitsstellung, untersucht. Dafür werden zunächst die notwendigen Bewegungsfreiräume der eingebauten Magnetschienenbremse gegenüber dem Drehgestell betrachtet und anschließend daraus Rückschlüsse auf den Betätigungszyylinder gezogen.

In der Hochlage besitzt die Magnetschienenbremse, aufgrund der eindeutigen Positionierung durch die vier Zentriereinrichtungen, keine Bewegungsmöglichkeiten gegenüber dem Drehgestell. [4] Daher muss auch der Zylinder in seiner Ruhestellung eine fixe Positionierung der Bremse gegenüber dem Drehgestell bewerkstelligen.

Anders gestaltet sich die Lage in der Arbeitsstellung. Wegen dem sich ändernden Luftspalt zwischen Schiene und Magnet in der Ruhestellung schwankt der benötigte Hub zum Erreichen der Arbeitsstellung. Somit muss der Zylinder für eine Verwendung innerhalb eines Hubbereichs ausgelegt sein.

In Längs- bzw. Schienenrichtung sorgt der Spalt zwischen drehgestellseitiger Anschlagplatte und magnetseitigem Mitnehmer für eine Verschiebungsmöglichkeit der Bremse gegenüber dem Drehgestell von fünf Millimetern. Um die Fahrdynamik des Drehgestells nicht zu stören, wird der Bremse eine Auslenkungsmöglichkeit von 16 Millimetern quer zur Schienenachse gewährt. Als Verbindungsglied zwischen Bremse und Drehgestell darf der Zylinder diese Bewegungen nicht einschränken.

Zusammengefasst ergibt sich für die Auslenkungen folgende Auflistung.

Tabelle 4.1 Auslenkungen der Magnetschienenbremse gegenüber dem Drehgestell

| Richtung | Hochlage | Arbeitsstellung |
|-------------------|-----------------|------------------------|
| Längsrichtung (x) | 0 | ±5mm |
| Querrichtung (y) | 0 | ±16mm |
| Hochrichtung (z) | 0 | 40 – 180 mm |

Für den Betätigungszyylinder lässt sich daraus der Konflikt zwischen fester, wiederholbarer Fixierung und Positionierung der Magnetschienenbremse in der Ruhelage und der zulässigen Auslenkung in der Arbeitsstellung herauslesen, worauf bei der Konzeptfindung besonders geachtet werden muss.

4.2. Aufstellen der Funktionsstruktur

Ausgehend von der erarbeiteten Problemformulierung (siehe Kapitel 4.1.1) kann die Gesamtaufgabe abgeleitet und daraus die Gesamtfunktion (siehe Abbildung 4.1) ermittelt werden. Diese gibt den Zusammenhang zwischen dem Wesenskern der geforderten Aufgaben und der Korrelation der Ein- und Ausgangsgrößen lösungsneutral wieder. Als sinnvoll hat sich dabei die Darstellung mittels Blockschaltbild herausgestellt. [1]

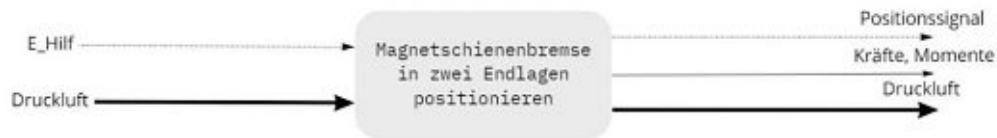


Abbildung 4.1 Gesamtfunktion

Da die Gesamtfunktion in der Regel zu ungenau in Bezug auf die detaillierte Aufgabenbeschreibung ist, wird sie schrittweise in Teilfunktionen unterteilt. Der damit geschaffene größere Detaillierungsgrad bildet übersichtlich die Teilaufgaben ab. Energie-, Stoff- und Signalflüsse verbinden die Teilfunktionen untereinander und erlauben Rückschlüsse auf ihre Interaktionen.

Ergebnis dieser schrittweisen Aufspaltung und Detaillierung ist die sogenannte Funktionsstruktur. Sie bildet die Ausgangsbasis für die nachfolgende Suche nach passenden Wirkprinzipien.

Im Rahmen dieser Arbeit wird aufgrund der gewünschten Nachrüstbarkeit der Hochlagenerkennung (siehe Forderung 1.13 und 1.14 in Tabelle 3.3) der Zylinder als Baukasten entwickelt. Als Besonderheit muss deswegen schon bei der Aufgliederung der Funktionen auf die Einteilung in spezielle Funktionsarten geachtet werden, da diese im Wesentlichen implizit die Baustruktur des Systems festlegen. [1]

Dieser Umstand wird durch die Kategorisierung der Teilfunktionen bei Baukastensystemen verdeutlicht. So stellen Grundfunktionen fixe, sich nicht ändernde Funktionen dar, welche bei jedem Produkt vorhanden sein müssen. [1]

Sonderfunktionen sind im Gegensatz dazu nicht für die Erfüllung der Grundfunktion erforderlich und erfüllen nur zusätzliche Aufgaben. Aus diesem Grund sind sie als optional anzusehen. [1]

Mit Hilfsfunktionen werden im Allgemeinen Verbindungen und Anschlusselemente abgebildet. Da sie mitunter auch optionale Bausteine miteinander verbinden, sind sie nicht in jedem Produkt zwingend erforderlich. [1]

Da es in der Praxis unmöglich ist einen Baukasten für alle Rahmenbedingungen, also für alle möglichen Einbauorte, zu entwickeln, werden Anpassfunktionen benötigt. Deren Abmaße sind in der Regel mehrheitlich festgelegt, durch Umgestaltung werden sie jedoch den Randbedingungen angepasst. [1]

4. Konzipieren

Angewandt auf die Gesamtfunktion nimmt die endgültige Funktionsstruktur die Form aus Abbildung 4.2 an. Auf eine Angabe der durchgeführten Zwischenschritte wird, um die Übersichtlichkeit zu wahren, an dieser Stelle verzichtet und auf den Anhang verwiesen.

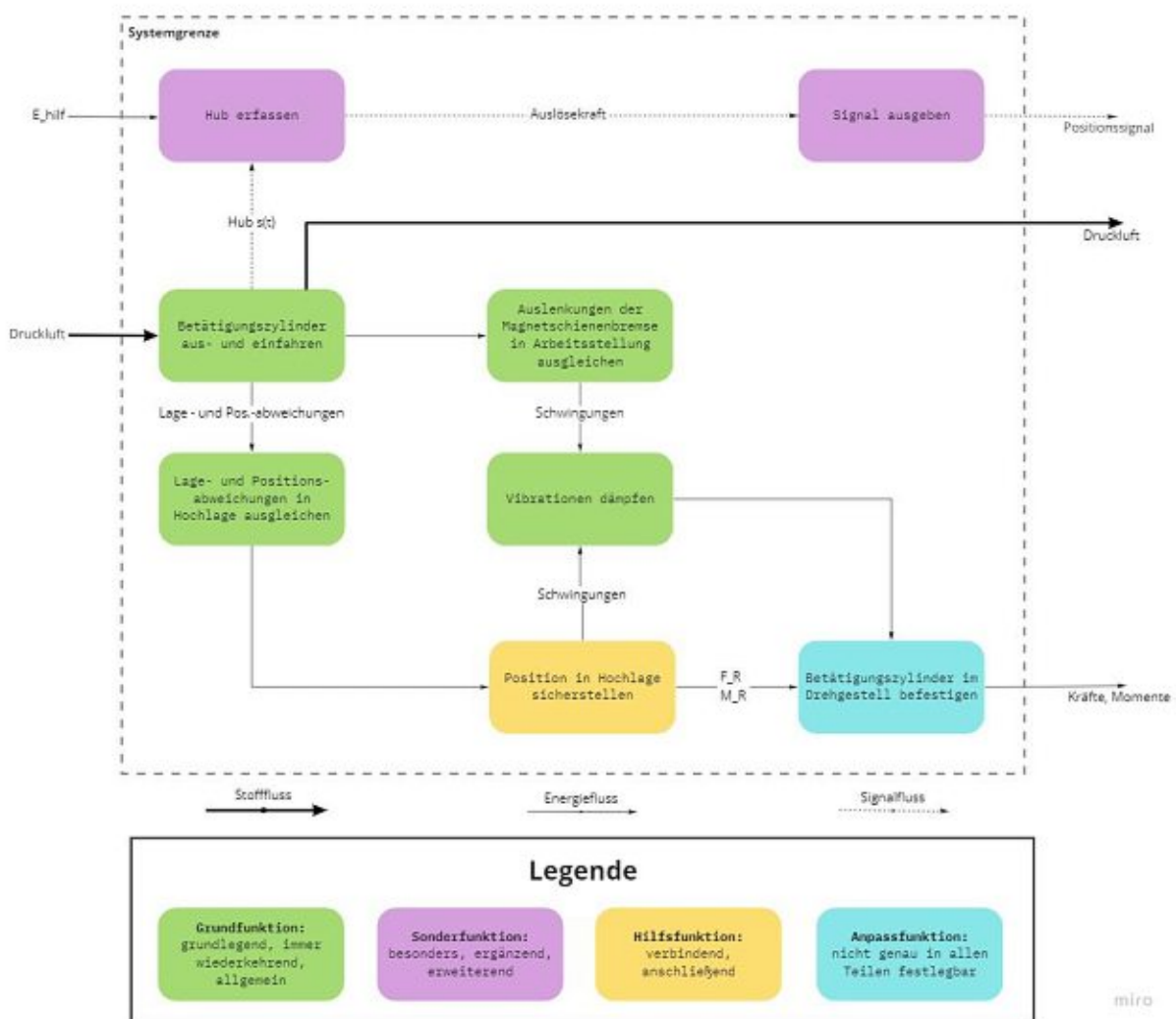


Abbildung 4.2 Funktionsstruktur

In der Funktionsstruktur gibt eine strichlierte Linie die Systemgrenze des Produkts an. Pfeile geben die benötigten Ein- und Ausgangsgrößen der Teilfunktionen an, wobei ein ins System eindringender Pfeil eine Eingangs- und ein verlassender Pfeil eine Ausgangsgröße des gesamten Systems darstellt.

Um eine übersichtliche Charakterisierung der Teilfunktionen darzustellen, wird eine Farbcodierung der Bausteine vorgenommen (siehe Abbildung 4.2 – Legende).

Als Ausgangspunkt der Funktionsstruktur kann die Teilfunktion „Betätigungszyylinder aus- und einfahren“ angesehen werden. Dank ihrer einseitigen Korrelationen gegenüber anderen Funktionen benötigt sie als einzige Eingangsgröße eine externe Druckluftzufuhr. Da sie für eine Funktion des Zylinders notwendig ist, ist sie als obligatorische Grundfunktion charakterisiert.

Da ein Auftreten von Lage- und Positionsabweichungen in der Hochlage nicht verhinderbar ist, muss eine Möglichkeit zu deren Ausgleich geschaffen werden. Dies wird

mit der Teilfunktion „*Lage- und Positionsabweichungen in Hochlage ausgleichen*“ abgebildet. Als Eingangsgröße „benötigt“ sie einzig die Größe der Abweichungen.

Nach Ausgleich der Abweichungen muss die Position der Bremse in Hochlage fixiert werden. Eine eigene Hilfsfunktion „*Position in Hochlage sicherstellen*“ bildet diese Forderung ab und überträgt anfallende Belastungen auf die Zylinderbefestigung. Diese ist aufgrund der veränderlichen Einbauräume als Anpassfunktion „*Betätigungszyylinder im Drehgestell befestigen*“ ausgeführt. Eine etwaige leichte Abänderungsmöglichkeit der zu schaffenden Befestigung wird damit hervorgehoben.

Wie schon in Kapitel 4.1.2 erwähnt, sind zur einwandfreien Funktion der Magnetschienenbremse Auslenkungen in der Arbeitsstellungen zuzulassen. Dieser Umstand wird durch die Funktion „*Auslenkungen der Magnetschienenbremse in Arbeitsstellung ausgleichen*“ dargestellt. Da in der Arbeitsstellung vom Zylinder keine Kräfte und Momente in Quer- und Längsrichtung übertragen werden können, entstehen als Ausgangsgröße nur Schwingungen.

Deren Dämpfung sowohl in der Arbeitsstellung als auch in der Hochlage wird von der Teilfunktion „*Vibrationen dämpfen*“ übernommen.

Da alle bis jetzt genannten Teilfunktionen für das Funktionieren des gesamten Zylinders notwendig sind, sind sie als obligatorisch einzustufen.

Anders gestaltet sich die Situation im Falle der Hochlagenerkennung, welche nicht in jedem Zylinder erforderlich ist. Daher ist sie als optionale Sonderfunktion einzustufen. Abgebildet wird sie durch „*Hub erfassen*“ und dem nachfolgendem „*Signal ausgeben*“. Die gewünschte weitgehende Unabhängigkeit von anderen Funktionen lässt sich aus der einzigen Eingangsgröße „*Hub $s(t)$* “ innerhalb des Systems erkennen. Eine unter Umständen notwendige Stromversorgung ist mit der in das System kommenden Größe „*E_hilf*“ angedeutet. Ausgangsseitig verlässt nur das geforderte „*Positionssignal*“ das System.

4.3. Morphologischer Kasten

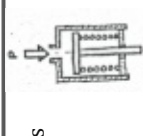
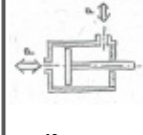
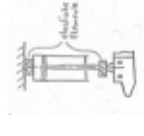
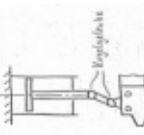
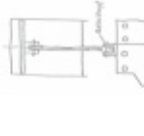
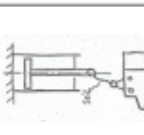
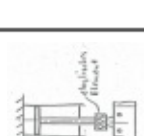
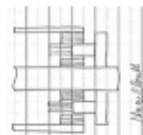


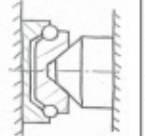
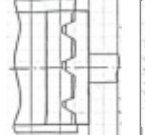
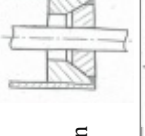
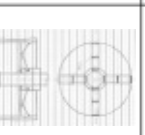
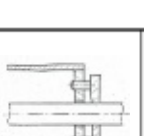
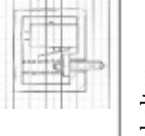
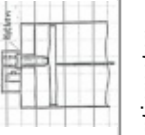
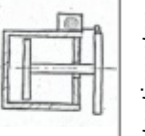
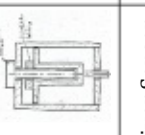
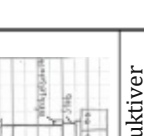
Die Aufspaltung der Gesamtaufgabe in Teilfunktionen und die Sichtbarmachung deren Relationen untereinander, erlaubt nun eine Suche nach möglichen Lösungsprinzipien. Dafür werden konventionelle Methoden, wie das Kollektionsverfahren oder die Analyse von bekannten technischen Systemen, aber auch intuitive Methoden, wie das Brainstorming, verwendet.

Die gefundenen Wirkprinzipien werden schließlich in einem Ordnungsschemata, auch morphologischer Kasten genannt (siehe Tabelle 4.2 und fortgesetzt in Tabelle 4.3), gesammelt. Dieser listet in den Zeilen die gefundenen Teilfunktionen und in den Spalten deren Lösungsprinzipien auf. Durch eine zeilenweise Auswahl der Prinzipien kann somit einfach eine Wirkstruktur, also eine mögliche Lösungsvariante, gefunden werden.

Anzumerken ist in diesem Zusammenhang jedoch, dass die Anzahl der gefundenen Prinzipien und der dadurch möglichen Kombinationen zu Wirkstrukturen sehr hoch ist. Da eine Konkretisierung aller Strukturen aufgrund des Aufwands als nicht sinnvoll einzustufen ist, wird daher von einer Bildung der Wirkstrukturen in diesem Stadium abgesehen.

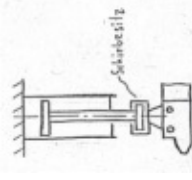
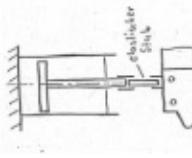
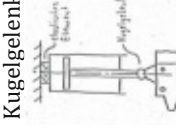
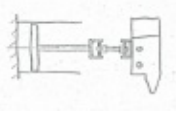

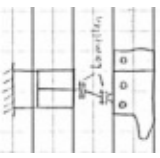
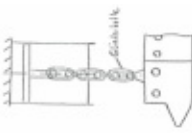
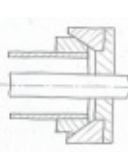
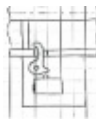

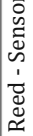
Als Abhilfemaßnahme werden deswegen die einzelnen Wirkprinzipien mit Hilfe einer Auswahlliste näher untersucht und unpassende ausgesondert (siehe Kapitel 4.4).

Tabelle 4.2 Morphologischer Kasten

| Teilfunktion | Wirkprinzip | | | | |
|---|---|---|--|---|---|
| | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| A Betätigungs- zylinder aus- und einfahren |  Pneumatisches Ausfahren, Rückstellung durch Feder |  Pneumatisches Aus- und Einfahren | | | |
| B Auslenkungen der MG-Bremse in Arbeitsstellung ausgleichen |  El.- Elemente ober- und unterhalb des Zylinders |  Kugel- gelenke |  Gelenkköpfe |  Drahtseil |  El.- Element an der Kolben- stange |
| C Vibrationen dämpfen | Gummielmente | Viskoser Dämpfer | Keine Dämpfung | | |
| D Lage- und Positions- abweichungen in Hochlage ausgleichen | Elastisches Element + Einstellen der Zentrierung beim Einbau |  Nagel- brett |  Kniehebel |  Sand- beutel | |
| E Position in Hochlage fixieren |  Kegel- stumpf |  Zahnkranz radial |  Kegel am Zylinderboden |  Kniehebel |  Zentrier- stifte |
| F Hub erfassen |  Abtaststempel an Zylinderwand |  Abgreifen am Kolben |  Seilzug |  Mitgeführtes Element im Zylinder |  Stab Magneto – induktiver Abstandssensor |
| G Elektrisches Signal ausgeben | Mikroschalter | Linearpotentiometer | Rotationspotentiometer | Magnetrostriktiver Sensor | |
| H Zylinder im Drehgestell befestigen | Schellenbefestigung in Deckelnähe | Schellenbefestigung in Bodennähe | Deckelflansch | Bodenflansch | |

4. Konzipieren

Tabelle 4.3 Morphologischer Kasten (Fortsetzung)

| Teilfunktionen | Wirkprinzipien | | | | | | |
|--|---|---|--|---|---|---|---|
| | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| A Betätigungszyylinder aus- und einfahren |  |  |  |  |  |  |  |
| B Auslenkungen der MG-Bremse in Arbeitsstellung ausgleichen | | | | | | | |
| C Vibrationen dämpfen | | | | | | | |
| D Lage- und Positionsabweichungen in Hochlage ausgleichen | | | | | | | |
| E Position in Hochlage fixieren |  | | | | | | |
| F Hub erfassen |  |  | | | | | |
| G Elektrisches Signal ausgeben |  | | | | | | |
| H Betätigungszyylinder im Drehgestell befestigen | | | | | | | |

4.4. Vorauswahl der Wirkprinzipien

Wie schon erwähnt, würde eine vollständige Bildung aller möglichen Wirkstrukturen einen erheblichen Konkretisierungsaufwand bedeuten. Aus diesem Grund wird zunächst die generelle Tauglichkeit der gefundenen Wirkprinzipien mit Hilfe einer Auswahlliste bewertet.

Bei dieser werden die Prinzipien schrittweise auf ihre Eignung untersucht, wobei ein Nichtbestehen eines Kriteriums automatisch zum Ausscheiden des Prinzips führt. [1] Die Bewertung erfolgt dabei nach folgenden vorgegebenen Kriterien:

Prinzip

- ist mit der Aufgabe und/oder untereinander verträglich (Kriterium A)
- erfüllt die Forderungen der Anforderungsliste (Kriterium B)
- lässt eine Realisierungsmöglichkeit hinsichtlich Wirkungshöhe, Größe, notwendige Anordnung, usw. erkennen (Kriterium C)
- lässt einen zulässigen Aufwand erwarten (Kriterium D) [1]

Zusätzlich stehen zwei weitere optionale Kriterien zur Verfügung mit welchen eine Bevorzugung des Prinzips angedeutet werden kann:

Prinzip

- erlaubt eine unmittelbare Sicherheitstechnik oder günstige ergonomische Voraussetzungen (Kriterium E)
- ist im eigenen Bereich mit bekanntem Know-How, Werkstoffen oder Arbeitsverfahren sowie günstiger Patentlage leicht realisierbar (Kriterium F) [1]

Um die Übersicht zu wahren, werden die Prinzipien in der Auswahlliste nicht ausgeschrieben. Stattdessen dient die Position der Prinzipien im morphologischen Kasten als Platzhalter. So bezeichnet zum Beispiel die Lösungsvariante „B2“ das Prinzip „Kugelgelenke“, welches die Funktion „Auslenkungen der MG-Bremse in Arbeitsstellung ausgleichen“ löst.

Die durchgeführte Erstbewertung ist in Tabelle 4.4 dargestellt. Dabei ausgeschiedene Prinzipien kommen für die Bildung der Wirkstrukturen nicht mehr in Frage. Deren Anzahl reduziert sich somit erheblich, womit sich gleichzeitig der Arbeitsaufwand zur Konkretisierung der Wirkstrukturen vermindert.

4. Konzipieren

Tabelle 4.4 Erstbewertung mit Hilfe der Auswahlliste

| Lösungsvarianten | | Lösungsvarianten nach AUSWAHLKRITERIEN beurteilen: | | | | | | ENTSCHEIDEN | |
|------------------|----|--|---|---|---|---|---|---|---|
| | | (+) Ja (-) nein (?) Informationsmangel (!) Anforderungsliste überprüfen | | | | | | Lösungsvarianten kennzeichnen (+) Lösung weiterverfolgen (-) Lösung scheidet aus (?) Information beschaffen (!) Anforderungsliste auf Änderung prüfen | |
| | | Verträglichkeit gegeben | | | | | | | |
| | | Forderungen der Anforderungsliste erfüllt | | | | | | | |
| | | Grundsätzlich realisierbar | | | | | | | |
| | | Aufwand zulässig | | | | | | | |
| | | Unmittelbare Sicherheitstechnik gegeben | | | | | | | |
| | | Im eigenen Bereich bevorzugt | | | | | | | |
| | | Bemerkungen (Hinweise, Begründungen) | | | | | | | |
| A1 | 1 | + | + | + | + | + | + | Robust, Einfacher Aufbau | + |
| A2 | 2 | + | - | | | | | Automatische Rückstellung nicht gegeben | - |
| B1 | 3 | + | + | + | - | | | Hohes auftretendes Biegemoment | - |
| B2 | 4 | + | + | + | + | | | Kompakt | + |
| B3 | 5 | + | + | + | + | + | | Kostengünstig, Zukaufteil | + |
| B4 | 6 | + | + | + | + | | | Kompakt, keine Entlastungskraft | + |
| B5 | 7 | + | - | | | | | Kriechgefahr, Verformbarkeit zu klein | - |
| B6 | 8 | + | + | + | + | | | Flache Bauform | + |
| B7 | 9 | + | + | - | | | | hohe Kräfte zur Verformung nötig, Dauerbruchgefahr | - |
| B8 | 10 | + | + | + | - | | | Hohes auftretendes Biegemoment | - |
| B9 | 11 | + | + | + | + | | | Kompakt, genormt | + |
| B10 | 12 | + | + | - | | | | Schwingungsgefahr da Metallbalg als Feder wirkt | - |
| B11 | 13 | + | + | - | | | | Verformbarkeit zu klein, Schwingungsgefahr | - |
| B12 | 14 | + | + | + | + | | | Robust, Normteil, gute Verfügbarkeit | + |
| C1 | 15 | + | + | + | + | | | Kostengünstig, Anpassbarkeit gegeben | + |
| C2 | 16 | + | + | + | - | | | Hoher Aufwand, hohe Kosten | - |
| C3 | 17 | + | - | | | | | keine Entkoppelung | - |
| D1 | 18 | + | + | + | + | | | Kostengünstig, Anpassbarkeit gegeben | + |
| D2 | 19 | + | - | | | | | Festigkeit der Nägel zu klein | - |
| D3 | 20 | + | + | + | - | | | hohe Komplexität | - |
| D4 | 21 | - | | | | | | keine Fixierung garantiert | - |
| E1 | 22 | + | + | + | - | | | Min. 3 Kegelstümpfe pro Zyl. notw., hoher Einstellaufwand | - |
| E2 | 23 | + | - | | | | | keine radiale Fixierung gegeben | - |
| E3 | 24 | + | + | + | + | + | | Robust, Einfacher Aufbau | + |
| E4 | 25 | + | + | + | - | | | hohe Komplexität | - |
| E5 | 26 | + | + | + | - | | | Hoher Aufwand zur genauen Positionierung der Stifte | - |
| E6 | 27 | + | + | + | + | + | | Robust, Einfacher Aufbau | + |
| F1 | 28 | + | + | + | + | | | kostengünstig, unempfindlich geg. Umwelteinfluss | + |
| F2 | 29 | + | + | + | + | | | kostengünstig, unempfindlich geg. Umwelteinfluss | + |
| F3 | 30 | + | + | + | - | | | hoher Aufwand, um IP67 zu erreichen | - |
| F4 | 31 | + | - | | | | | nur bei zerlegtem Zylinder montierbar | - |
| F5 | 32 | + | + | + | + | | | auf einwandfreie Führung des Stabes achten | + |

| | | | | | | | | | |
|----|----|---|---|---|---|---|---|--|---|
| F6 | 33 | + | + | - | | | | Zerstörung der Dichtlippe bei Kontakt mit Schalteinheit | - |
| F7 | 34 | + | + | - | | | | Zerstörung der Dichtlippe bei Kontakt mit Schalteinheit | - |
| G1 | 35 | + | + | + | + | + | + | kostengünstig, unempfindlich geg. Umwelteinflüsse | + |
| G2 | 36 | + | + | + | + | | | kontinuierliche Messung | + |
| G3 | 37 | + | + | + | - | | | hoher Platzbedarf, hoher Aufwand zur Abdichtung | - |
| G4 | 38 | + | - | | | | | empfindlich gegenüber Magnetfeld der Bremse | - |
| G5 | 39 | + | - | | | | | empfindlich gegenüber Magnetfeld der Bremse | - |
| G6 | 40 | + | - | | | | | empfindlich gegenüber Magnetfeld der Bremse | - |
| H1 | 41 | + | + | + | + | | | Einfache Ausrichtung des DL - Anschlusses | + |
| H2 | 42 | + | + | + | + | | | Einfache Ausrichtung des DL - Anschlusses, günstige Belastungsverhältnisse Einfache Ausrichtung des DL - Anschlusses | + |
| H3 | 43 | + | + | + | + | | | Bekannte Anbringung im Drehgestell | + |
| H4 | 44 | + | + | + | + | | | Robust, sehr günstige Belastungsverhältnisse | + |

Der Morphologische Kasten vereinfacht sich schließlich auf die in Tabelle 4.5 dargestellte Form.

Tabelle 4.5 Morphologischer Kasten nach Vorauswahl

| Teilfunktionen | | Wirkprinzipien | | | | | |
|----------------|--|--|----------------------------------|----------------|---------------|--------------|-------|
| | | I | II | III | IV | V | VI |
| A | Betätigungszyylinder aus- und einfahren | Pneumatisches Ausfahren, Rückstellung durch Feder | | | | | |
| B | Auslenkungen der MG-Bremse in Arbeitsstellung ausgleichen | Kugelgelenke | Gelenkköpfe | Drahtseil | Schiebesitz | Kreuzgelenke | Kette |
| C | Vibrationen dämpfen | Gummierelemente | | | | | |
| D | Lage- und Positionsabweichungen in Hochlage ausgleichen | Elastisches Element + Einstellen der Zentrierung beim Einbau | | | | | |
| E | Position in Hochlage fixieren | Kegel am Zylinderboden | Kegelring am Zylinderflansch | | | | |
| F | Hub erfassen | Abtaststempel an Zylinderwand | Abgreifen am Kolben | Stab | | | |
| G | Elektrisches Signal ausgeben | Mikroschalter | Linearpotentiometer | | | | |
| H | Betätigungszyylinder im Drehgestell befestigen | Schellenbefestigung in Deckelnähe | Schellenbefestigung in Bodennähe | Deckel-flansch | Boden-flansch | | |

Die verbliebenen Wirkprinzipien gilt es nun geeignet zu kombinieren. Dabei stellt sich heraus, dass sich die Wirkprinzipien der Teilfunktionen „Auslenkungen der MG-Bremse in Arbeitsstellung ausgleichen“, „Betätigungszyylinder befestigen“, „Position in Hochlage fixieren“ und „Hub erfassen“ weitgehend unabhängig voneinander kombinieren lassen.

So erfolgt der Auslenkungsausgleich bei den verbliebenen Prinzipien innerhalb des Zylinders in einem Bereich, welcher von den anderen Prinzipien unberührt bleibt. Seine Verwendung hat somit keine großen Rückwirkungen auf die restlichen gewählten Prinzipien. Gleiches gilt ebenso für die Funktionen „Betätigungszyylinder befestigen“ und „Hub erfassen“. Durch deren örtliche Unterbringung im Betätigungszyylinder außen oder

im Deckelbereich können sie unabhängig von den anderen Prinzipien untergebracht werden.

Eine Synergie besteht zwischen den Funktionen *„Betätigungszyylinder befestigen“* und *„Position in Hochlage fixieren“*. So bietet sich bei der Kombination *„Bodenflansch“* und *„Kegelring außerhalb des Zylinders“* der Bodenflansch als Befestigungsstelle des Kegelrings an.

Die Erfassung des Hubes korreliert mit der Ausgabe des elektrischen Signals. So ist die Verwendung eines Mikroschalters nur bei der Erfassung des Hubes mittels *„Stempels an der Zylinderwand“* oder *„direkt am Kolben“* sinnvoll, denn im Linearpotentiometer wirkt ein Stab als Wegmesser. Dieser kann somit direkt mit der Magnetschienenbremse verbunden werden.

Eine weitere Einschränkung der Kombinierbarkeit betrifft die Art der Positionsbefestigung in der Hochlage. Ob der dabei verwendete Kegel am Zylinderboden oder an einem zusätzlichen Flansch angebracht werden kann, hängt im Wesentlichen von den Platzverhältnissen ab. Einer freien Kombination mit den restlichen Prinzipien steht jedoch grundlegend nichts im Wege.

Als eher untergeordnet können die Funktionen *„Betätigungszyylinder aus- und einfahren“*, *„Vibrationen dämpfen“* und *„Lage- und Positionsabweichungen in Hochlage ausgleichen“* angesehen werden. Bei diesen steht jeweils nur ein Prinzip zur Verfügung, welches allerdings eher allgemein gehalten ist. Dadurch kann bei geeigneter Formgebung von einer generellen Verträglichkeit gegenüber anderen Prinzipien ausgegangen werden.

Aus diesen Erkenntnissen wird ersichtlich, dass für eine erfolgreiche Erstellung der Wirkstrukturen eine vorhergehende Teilkombination der Funktionen *„Hub erfassen“* und *„Elektrisches Signal ausgeben“* sinnvoll ist. Somit können Hauptfunktionen für die Erstellung der Wirkstrukturen definiert werden, welche die Lösung größtenteils festlegen. Diese lauten:

- *„Betätigungszyylinder aus- und einfahren“*
- *„Auslenkungen der MG-Bremse in Arbeitsstellung ausgleichen“*
- *„Position in Hochlage fixieren“*
- *„Betätigungszyylinder im Drehgestell befestigen“*
- *„Hub erfassen“* kombiniert mit *„Elektrisches Signal ausgeben“*

4.5. Signifikante Wirkprinzipien

Da die erkannten Hauptfunktionen die Lösungsgestalt größtenteils festlegen, werden sie im nächsten Schritt konkretisiert. Nachfolgend soll auf die dadurch erhaltenen Ergebnisse näher eingegangen werden, wobei auf eine Erläuterung der Funktion „*Betätigungszyylinder aus- und einfahren*“ verzichtet wird. Dies sei mit der Tatsache erklärt, dass die Funktionsweise aus dem Stand der Technik (siehe Kapitel 2.2) übernommen wird und deswegen keiner näheren Erklärung bedarf.

4.5.1. Wirkprinzipien zu Funktion „*Auslenkungen der MG-Bremse in Arbeitsstellung ausgleichen*“

Im Betrieb folgt die Magnetschienenbremse dem Schienenverlauf und bewegt sich somit relativ zum Drehgestell sowohl längs als auch quer zur Schienenachse (siehe auch Kapitel 4.1.2), was einen Auslenkungsausgleich notwendig macht. Dieser wird als Verbindungsglied zwischen Zylinder und Magnetschienenbremse ausgebildet und mit den vertikalen Belastungen beaufschlagt. Daher, und um die auftretenden Umweltbedingungen zu ertragen, ist besonders auf seine robuste Ausführung zu achten. Da der benötigte Einbauraum im Drehgestell begrenzt ist, ist weiters eine platzsparende Ausführung von Vorteil.

Auslenkungsausgleich mittels Kugelgelenke

Um die geforderten Auslenkungen der Magnetschienenbremse gegenüber dem Zylinder zuzulassen, werden bei dieser Variante des Auslenkungsmechanismus zwei Kugelgelenke verwendet. Als Teil der Kolbenstange ausgebildet verbindet der Mechanismus dabei den Kolben mit dem Befestigungsflansch der Magnetschienenbremse. Eine Auslenkung der Bremse wird somit durch eine Pendelbewegung des Kolbenstangenteils zugelassen.

Die Gelenkkugeln werden dabei in Schalen mit den passenden Kugelkalotten geführt. Da sowohl mit einer Zug- (Eigengewicht, Beschleunigungskräfte), als auch mit einer Druckbelastung (Entlastungskraft bei aufgesetzter MG-Bremse) zu rechnen ist, umschließen diese die Kugel komplett.

Um die (De-) Montierbarkeit zu gewährleisten, ist der Ausgleichsmechanismus zerlegbar ausgeführt. Dies ist dem Umstand geschuldet, dass der Durchmesser der Gelenkkugel größer als die Öffnung am Flansch und der Kolbenstange ist.

Daher besitzen die Gelenkkugeln einen Gewindezapfen, welcher eine Befestigung an einem Verbindungsglied erlaubt. Dadurch können zur Montage auf dem Zapfen der Gelenkkugeln die Kolbenstange und der Flansch mit der zugehörigen zugbelasteten Schale aufgezogen werden. Ein Einschrauben des Zapfens im Verbindungsglied komplettiert daraufhin den Ausgleichsmechanismus.

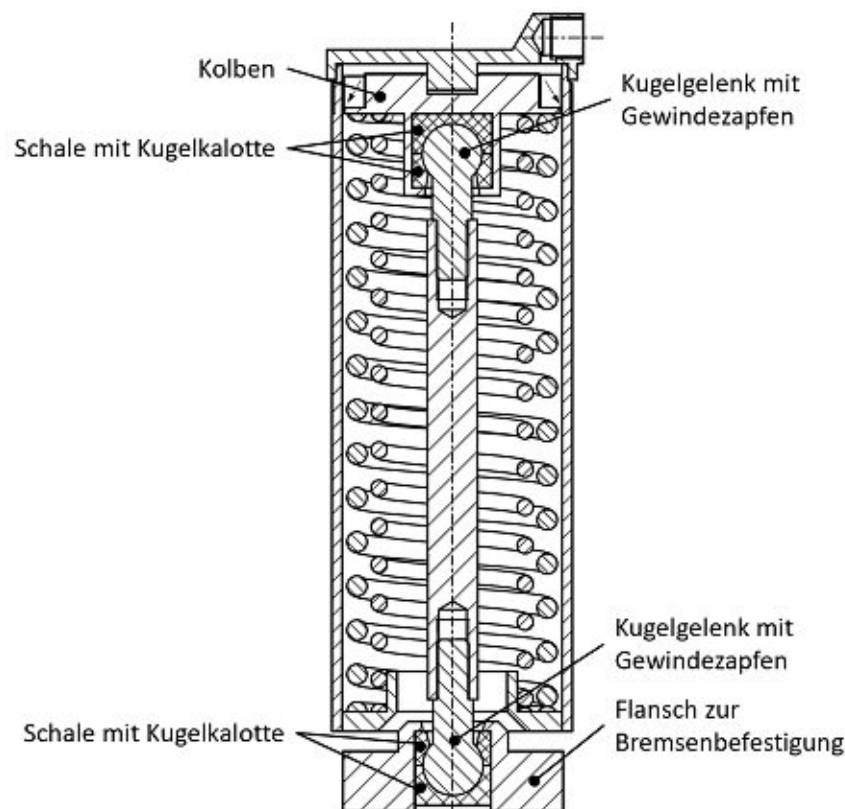


Abbildung 4.3 Auslenkungsausgleich mittels Kugelgelenke

Auslenkungsausgleich mittels Gelenkköpfe

Der hier vorgestellte Ausgleich (siehe Abbildung 4.4) stellt eine Abwandlung des vorherigen Prinzips dar. Bei ihm lassen handelsübliche Gelenkköpfe anstatt von Kugelgelenken Bewegungen der Magnetschienenbremse zu. Dafür verwenden sie Gelenklager, in welchen ein Innenring dreh- und schwenkbar in einer Lagerschale geführt ist.

Eingeschraubt in einem Verbindungsglied bilden die zwei Gelenkköpfe dabei eine Einheit, welche durch eine Bolzenverbindung unkompliziert im Zylinder befestigt werden kann. Als Befestigungskomponenten dienen, wie schon bei den Kugelgelenken, die Kolbenstange und der Flansch zur Befestigung an der Bremse. Vorteilhaft ist die vertikale Ausrichtung der Bolzenverbindung, da auftretende Kräfte vorwiegend quer zur Bolzenachse zeigen und günstige Belastungsverhältnisse im Gelenkkopf und Bolzen entstehen lassen.

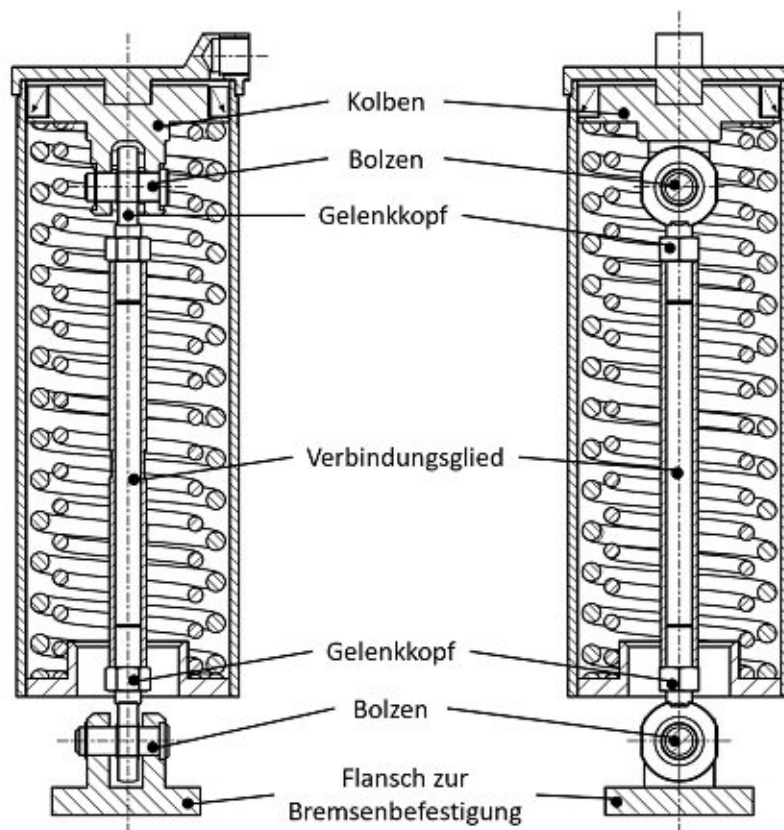


Abbildung 4.4 Ausgleich mit Gelenkköpfen

Auslenkungsausgleich mittels Drahtseils

Erste Konkretisierungen des Auslenkungsausgleichs mit Hilfe eines Drahtseils führen auf die Anordnung nach Abbildung 4.5. Sie erlaubt aufgrund der Verwendung des Seils große Auslenkungen der Bremse bei einem einfachen Aufbau. Weiters verschwindet durch die Seilverbindung die Entlastungskraft auf das Drehgestell, da das Drahtseil eine Übertragung von Druckbelastungen nicht zulässt.

Als am günstigsten stellt sich die direkte Befestigung des Seils am Kolben und bremsenseitigen Flansch heraus, da dadurch die Anzahl der belasteten Komponenten sehr gering ausfällt. Das Führungsrohr des Kolbens und die zugehörige Führungshülse können somit schwächer dimensioniert werden.

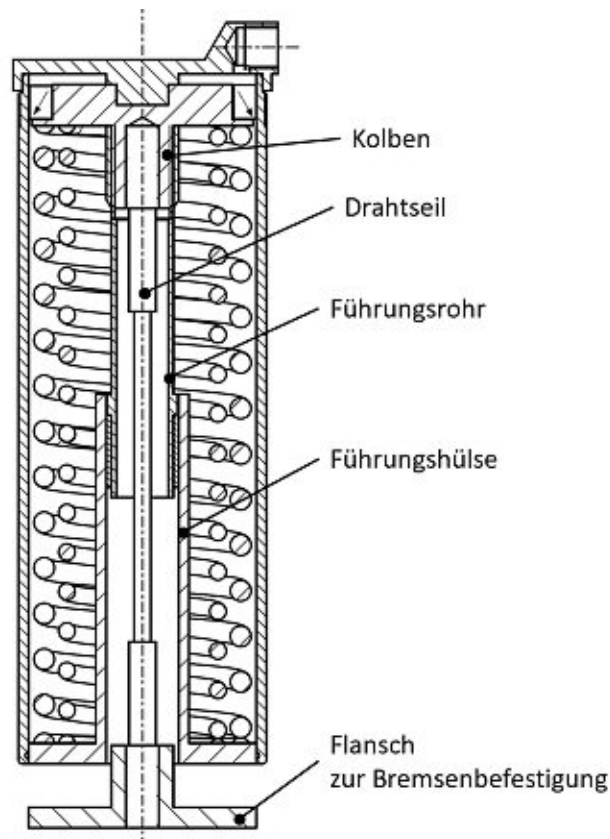


Abbildung 4.5 Ausgleich mit Drahtseil

Auslenkungsausgleich mittels Gliederkette

Bei diesem Wirkprinzip wird der Auslenkungsausgleich mit Hilfe einer Gliederkette bewerkstelligt (siehe Abbildung 4.6), welche zwischen der Kolbenstange und dem bremsenseitigen Flansch eingebaut ist. Sie kann aufgrund ihrer Bauart nur Zugkräfte übertragen, womit in der Arbeitsstellung keine Entlastungskraft aufs Drehgestell übertragen werden kann. Somit kommt es zur vollständigen Entkopplung der Bremse und etwaige Auswirkungen der Entlastungskraft, wie die verminderte Leistung der radsatzgebundenen Bremssysteme, entfallen.

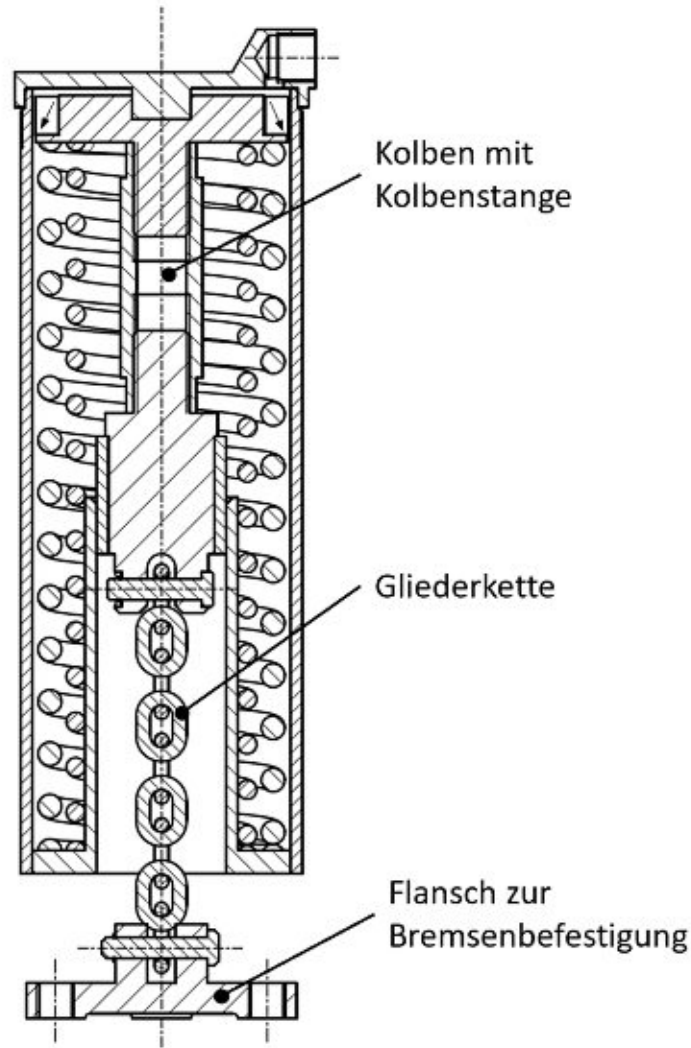


Abbildung 4.6 Ausführung des Bewegungsausgleichs mittels Gliederkette

Auslenkungsausgleich mittels Schiebesitzes

Bei diesem Prinzip werden Querbewegungen durch eine Relativbewegung des Flansches gegenüber dem Zylinder ausgeglichen. Dafür gleitet eine an der Kolbenstange montierte Platte im bremsenseitigen Flansch (siehe Abbildung 4.7).

Da der Ausgleichmechanismus an der Kolbenstange befestigt wird, kann der momentane Aufbau des Zylinders weiterverwendet werden. Aufgrund der bereits sehr kostenoptimierten Herstellung des aktuellen Befestigungszylinders ist mit niedrigen Herstellkosten zu rechnen.

Um die Neigung zum Verkanten und Steckenbleiben der Gleitplatte zu vermindern, lassen elastische Elemente eine geringe Verdrehung des Flansches gegenüber dem Zylinder zu. Dadurch werden etwaige Fehlstellungen der Bremse aufgrund von Verwindungen und Montagetoleranzen ausgeglichen. Resultierende Flächenpressungen sollten daher in einem für eine Gleitbewegung zulässigen Bereich liegen.

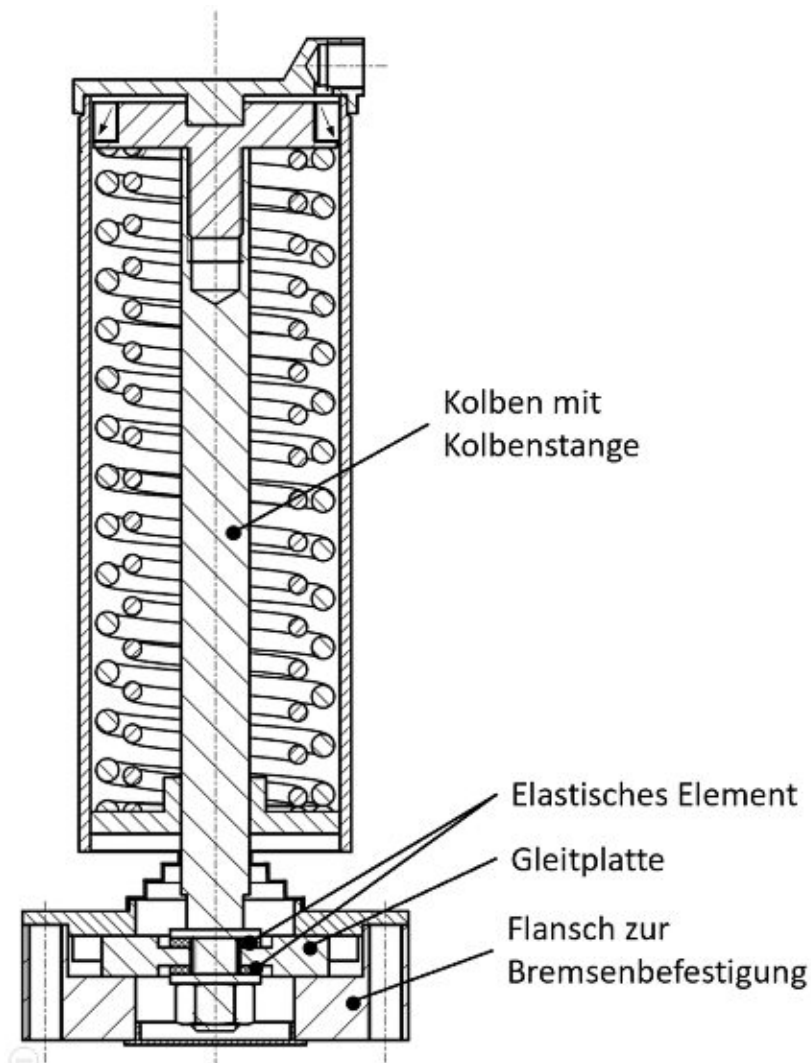


Abbildung 4.7 Schiebesitz

Auslenkungsausgleich mittels Kardangelenke

Eine erste Konkretisierung des Auslenkungsausgleichs via Kardangelenke führt auf die in Abbildung 4.8 dargestellte Form. Dabei sind die Gelenke direkt am Kolben und am bremsenseitigen Flansch angebracht. Weiters wird auch auf die schon aus den vorherigen Prinzipien bekannte Führung des Kolbens durch den Zylinderboden verzichtet. Zur alternativen Führung stützt sich der Kolben nun direkt am Zylinderrohr ab. Insgesamt verringert sich durch diese Maßnahme die benötigte Teileanzahl des Ausgleichs, womit ein kostengünstiger Aufbau realisiert wird.

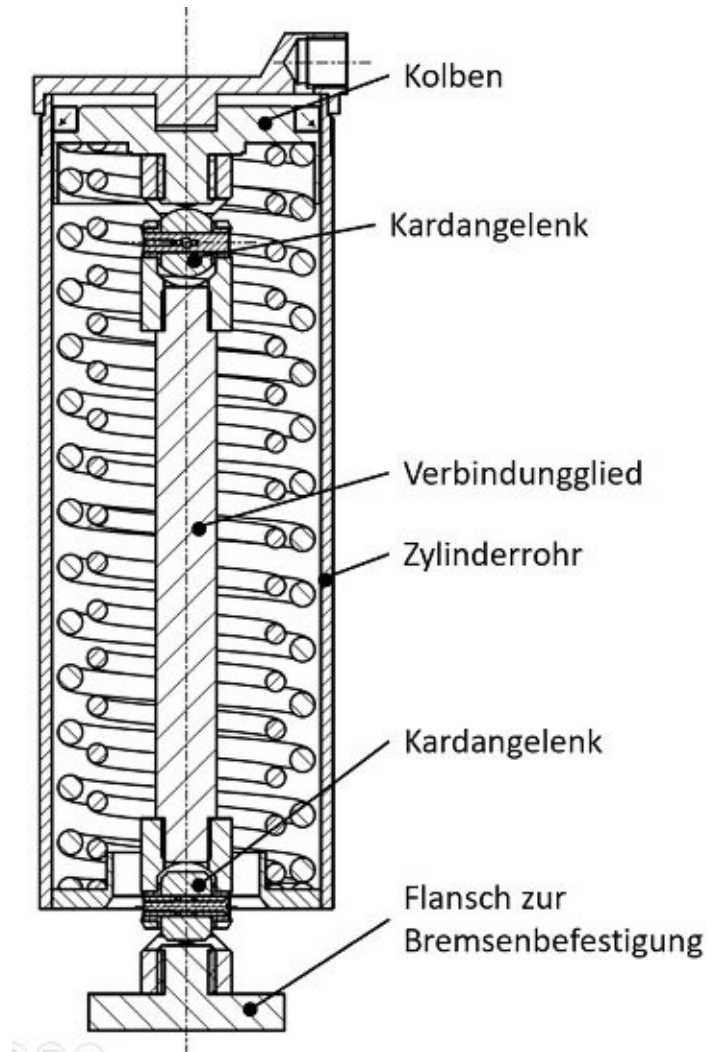


Abbildung 4.8 Ausgleich mittels Kardangelenke

4.5.2. Wirkprinzipien zu Funktion „*Position in Hochlage fixieren*“

In der Hochlage muss der Zylinder die Bremse in einer eindeutigen Position fixieren. Dabei ist zusätzlich die mögliche Bewegung der Bremse zu beachten. So kann theoretisch eine Auslenkung aufgrund einer Pendelbewegung der Bremse während des Einfahrens des Zylinders von der Arbeitsstellung in die Hochlage auftreten. Daher muss das Wirkprinzip die Bremse bei Erreichen der Hochlage entweder in der ausgelenkten Lage fixieren können oder zumindest eine Rückführung zu einer definierten Lage ermöglichen.

Zusätzlich zur Positionierung der Bremse müssen anfallende Belastungen hervorgerufen durch Massenbeschleunigungen der Bremse, sicher aufgenommen und ins Drehgestell übertragen werden.

Weiters ist aufgrund der knappen Platzverhältnisse eine kompakte Bauweise von Vorteil, um wichtige Abmessungen wie Einbauhöhe und Durchmesser des Zylinders einzuhalten.

Positionsfixierung mittels Kegel am Zylinderboden

Eine Möglichkeit, eine Positionsfixierung zu bewerkstelligen, ist durch die Ausbildung einer Kegelerbindung. Aus zwei Komponenten bestehend zählt sie zu den formschlüssigen Verbindungen, welche eine automatische Selbstzentrierung ermöglichen.

In der hier vorgestellten Variante ist der Flansch (siehe Abbildung 4.9), welcher zur Befestigung des Zylinders an der Bremse dient, als Zentrierkörper ausgebildet. Er berührt in beliebiger Auslenkung bei Erreichen der Hochlage den Innenkegel des Zylinderbodens und wird in diesem zentriert. Da dieser Vorgang automatisch aufgrund der Bauform erfolgt, sind keine Steuerungsmaßnahmen zum Auffinden der richtigen Bremsenposition vorzusehen. Ebenso wird bei kurzzeitigem Verlassen der Hochlage durch Massenbeschleunigungen der Bremse über 2,5g (siehe auch Kapitel 2.2) eine automatische Rückführung in die Zentrierposition erreicht.

Dank der Unterbringung der Zentrierfläche am Bodenstück ist die Zentriereinheit schmaler bzw. maximal gleich groß wie das Rohr des Betätigungszyinders, wodurch die erreichbaren Flanschgrößen mit momentan verwendeten vergleichbar sind. Von Nachteil ist jedoch, dass die auftretenden Belastungen über den Zylinderboden auf den Betätigungszyinder übertragen werden müssen. Daher müssen alle beteiligten Komponenten dementsprechend robuster dimensioniert werden.

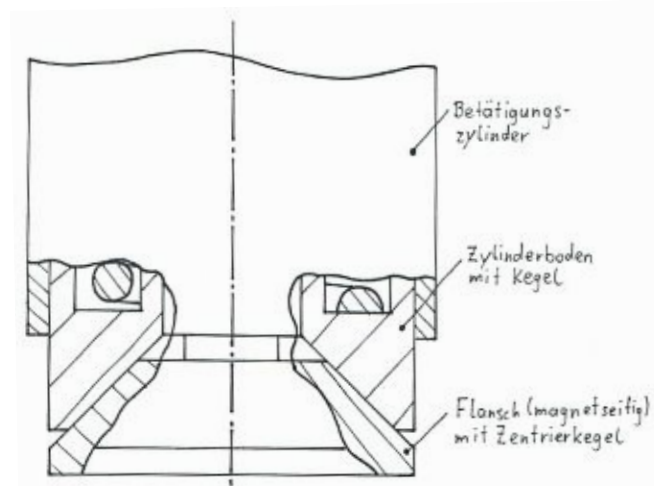


Abbildung 4.9 Zentrierung mittels Kegel am Zylinderboden

Positionsfixierung mittels Kegel am Zylinderflansch

Aufbauend auf dem gleichen Positionierungsprinzip wie bei der soeben vorgestellten Variante, wird der obere Innenkegel als Kegelring (siehe Abbildung 4.10) an einem Zylinderflansch angebracht. Dadurch übertragen die im Zylinder liegenden Bauteile keine (Quer-) Kräfte und können dementsprechend kleiner dimensioniert werden.

Der größere Platzbedarf und der zusätzlich notwendige Flansch am Zylinderrohr sind jedoch der Preis für die Entlastung der Innenteile.

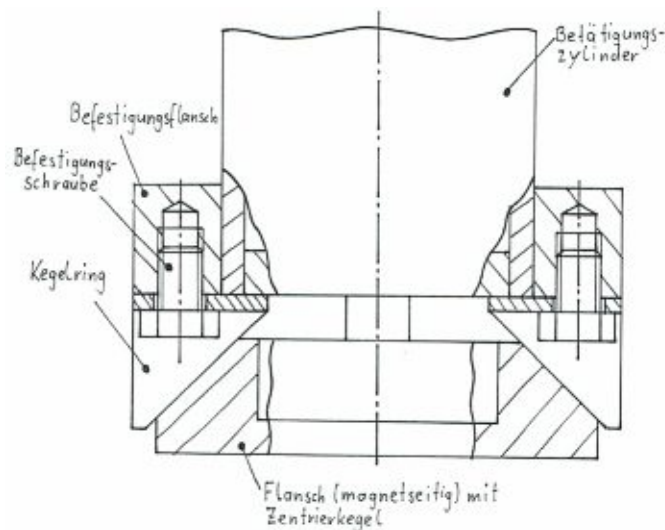


Abbildung 4.10 Zentrierung mittels Kegelring am Zylinderflansch

4.5.3. Wirkprinzipien zu Funktion „Betätigungszyylinder befestigen“

Die Position des Betätigungszyinders an der Magnetschienenbremse hängt sehr von den Platzverhältnissen im Drehgestell ab. So ist eine projektspezifische Abstimmung mit dem Drehgestellhersteller und eine daraus folgende Anpassung des Drehgestells, der Magnetschienenbremse und der Zylinderbefestigung, oftmals notwendig (siehe 4.2 - Anpassfunktion). Eine Ausführung als One-Fits-All ist daher als unrealistisch einzustufen.

Schellenbefestigung in Deckelnähe

Um die Befestigung (siehe Abbildung 4.11) möglichst flexibel zu gestalten, wird bei dieser Variante der Zylinder mittels Schellen am Umfang geklemmt. Durch Lösen der Schellenschrauben kann somit sowohl die Position der Befestigung am Zylinder, als auch die Ausrichtung des Druckluftanschlusses gegenüber dem Drehgestell eingestellt werden.

Durch die Anbringung der Schellen in Deckelnähe wird die momentan verwendete Befestigungsposition des Zylinders nachgeahmt. Problematisch gestaltet sich allerdings die ungünstige Kraft- und Momentbelastung, da der große Abstand zwischen der Schnittstelle zum Drehgestell und dem Kraftereinleitungspunkt am Magneten zu einer hohen Belastung der Schellen und des Zylinders führt.

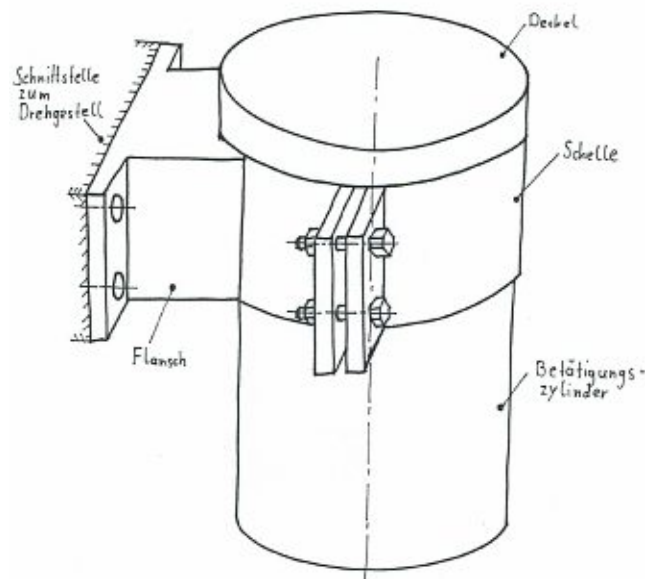


Abbildung 4.11 Befestigung durch Schellen in Deckelnähe

Schellenbefestigung in Bodennähe

Um den großen Hebelarm und folglich das wirkende Drehmoment zu reduzieren, wird die Schelle bei dieser Variante in Zylinderbodennähe angebracht (siehe Abbildung 4.12). Bei der Umsetzung ist eine vorhergehende Absprache mit dem jeweiligen Drehgestellhersteller notwendig, da die bodennahe Befestigung nicht standardmäßig vorgesehen ist. Aufgrund einer Untersuchung der Platzverhältnisse bekannter Drehgestelle lässt sich die generelle Umsetzbarkeit dieser Befestigung jedoch als realistisch einschätzen.

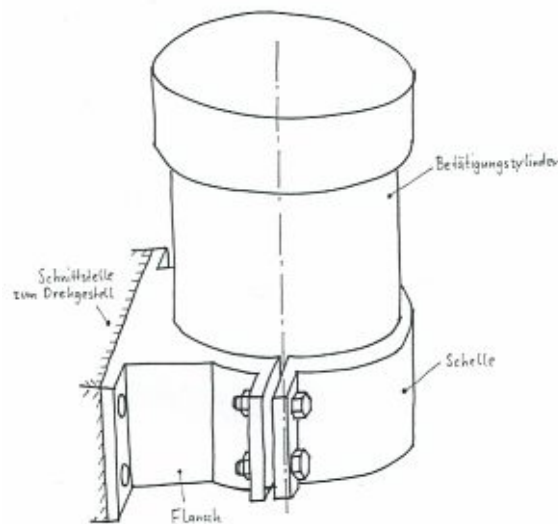


Abbildung 4.12 Schellenbefestigung in Bodennähe

Deckelflansch

Die Befestigung mittels Schrauben am Deckel (siehe Abbildung 4.13) ist der momentanen Lösung des Betätigungszyinders nachempfunden. Sie ergibt eine sehr kompakte Bauform, allerdings bei sehr ungünstigen Belastungsverhältnissen.

Da Druckluftanschluss und Deckelflansch eine Einheit bilden, kann der Anschluss gegenüber dem Drehgestell durch richtiges Setzen der Bohrung einfach ausgerichtet werden.

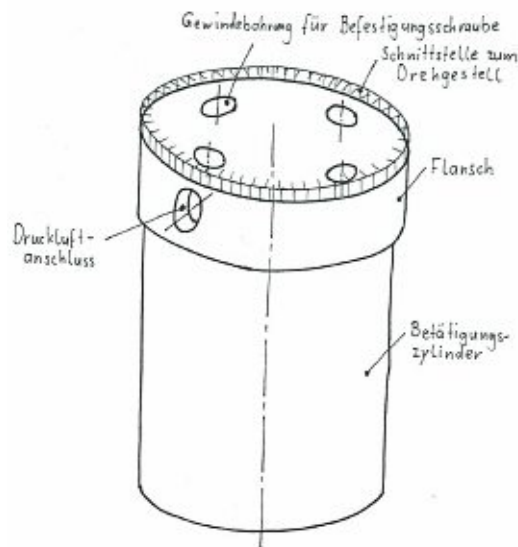


Abbildung 4.13 Befestigung via Deckelflansch

Bodenflansch

Die Befestigung via Bodenflansch ergibt, durch den sehr geringen Abstand zwischen Magneten und Schnittstelle zum Drehgestell, sehr günstige Kraft- bzw. Drehmomentverhältnisse. Vorteilhaft ist, dass am Flansch die in Kapitel 4.5.2 beschriebenen Zentrierelemente angeschraubt werden können. Wie auch schon bei der Schellenbefestigung in Bodennähe (siehe Abbildung 4.12) ist eine vorherige Absprache mit dem Drehgestellhersteller vor der Realisierung notwendig.

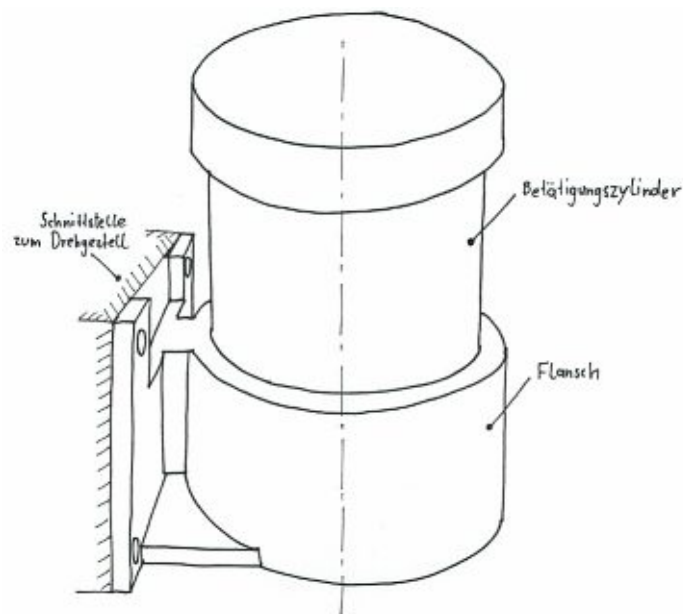


Abbildung 4.14 Befestigung via Bodenflansch

4.5.4. Wirkprinzipien zu den Funktionen „Hub erfassen“ und „Elektrisches Signal ausgeben“

Wie schon in Kapitel 4.4 angesprochen, ist es sinnvoll die Wirkprinzipien zu „Hub erfassen“ und „Elektrisches Signal ausgeben“ zusammengefasst zu behandeln.

„Pufferschaltermodul“

Der bestehenden Lösung nachempfunden, bilden die Wirkprinzipien „Abtaststempel an Zylinderwand“ und „Mikroschalter“ (siehe morphologischer Kasten - Tabelle 4.2), ein eigenständiges „Pufferschaltermodul“, welches außen am Zylinder (siehe Abbildung 4.15) angebracht wird.

Die Hubmessung erfolgt dabei durch ein Anschlagen eines Stempels an einer Platte, wobei sich hierzu der Magnet oder der Magnetflansch des Zylinders anbieten. Eine Rückstellfeder (siehe Abbildung 4.16) sorgt dabei für die nötige Anpresskraft, um einen durchgängigen Kontakt bei jedem Hub- und Auslenkungszustand sicherzustellen.

Die Messung erfolgt aufgrund des Mikroschalters digital, wobei nur ein Hubzustand gemessen werden kann. Sollen mehrere Hübe erfasst werden, muss pro zusätzlichem Messpunkt ein weiterer Mikroschalter verbaut werden. Da der bestehende Pufferschalter allerdings auch nur einen signifikanten Hubzustand überwacht, ist die diskrete Erfassung des Hubzustandes ausreichend.

Von Vorteil ist die äußere Anbringung im Schadensfall des Pufferschalters. So kann das Modul, ohne aufwendigen Ausbau des Zylinders, einfach am Drehgestell ausgetauscht werden.

Wegen der projektspezifisch variablen, aber dennoch immer sehr knappen Einbauverhältnisse, kann jedoch eine Standardposition des Moduls am Zylinder nicht festgelegt werden. Folglich muss zumindest der Befestigungsflansch dem jeweiligen Drehgestell angepasst werden.

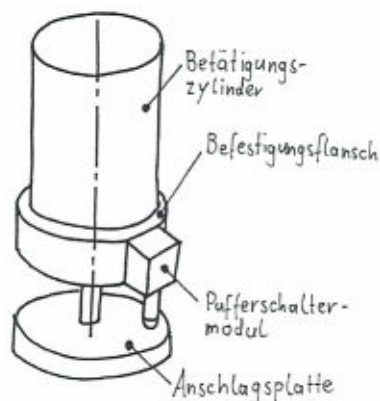


Abbildung 4.15 Angeflanschtes Pufferschaltermodul

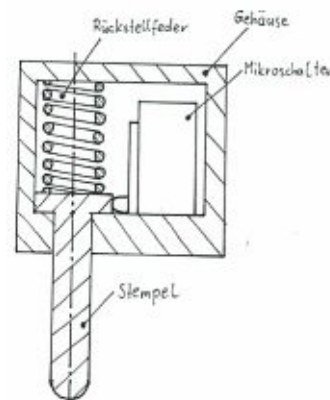


Abbildung 4.16 Schematischer Aufbau des Pufferschaltermoduls

Hochlagenerkennung im Deckel integriert

Die im Deckel integrierte Hochlagenerkennung ist von den Einbauverhältnissen im Drehgestell unabhängig (siehe Abbildung 4.17). Sie beruht auf der mechanischen Abtastung des Hubs durch einen Mikroschalter direkt am Kolben (Wirkprinzipien „Abgreifen am Kolben“ und „Mikroschalter“ aus Tabelle 4.2). Dafür wird der Mikroschalter mit Hilfe eines Befestigungsblechs so in eine Bohrung des Kolbens versenkt, dass ein Erreichen der Hochlage zu einer Betätigung des Schalters an der Bohrungswand führt.

Da die integrierte Huberkennung nur aus wenigen, einfachen Bauteilen besteht, ist sie sehr kostengünstig. Aufgrund der Integration in den Innenraum des Zylinders entsteht zudem ein hervorragender Schutz vor den Umweltbedingungen. Nachteilig ist jedoch die zusätzlich nötige Dichtfläche an der Abdeckung und an der Kabeldurchführung. Da die Huberkennung im Druckbereich des Zylinders integriert wird, müssen diese den maximalen Luftdruck von 10bar dauerhaft standhalten.

Ebenso wie die Lösung aus dem vorhergehende „Pufferschaltermodul“ kann die „im Deckel integrierte Hochlagenerkennung“ nur einen diskreten Hubzustand messen. Sollte eine genauere Erfassung verlangt werden, müssen zusätzliche Mikroschalter eingesetzt werden.

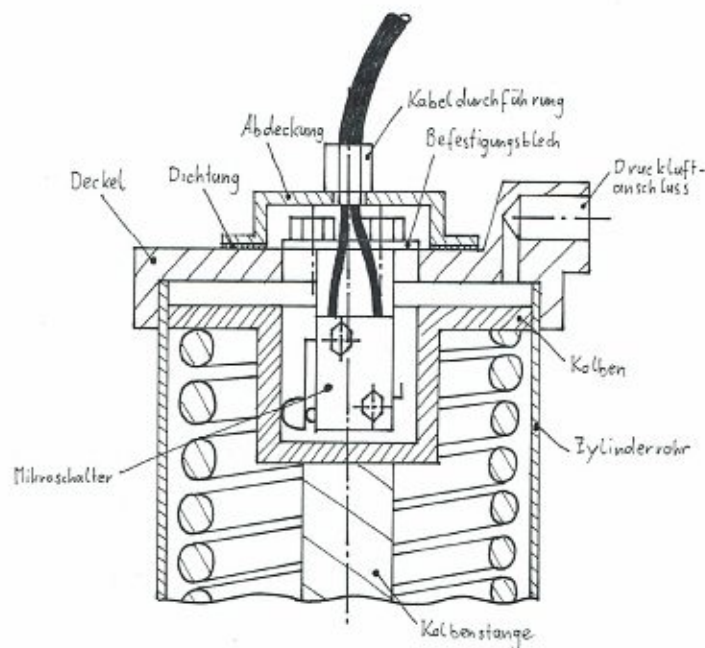


Abbildung 4.17 Prinzipieller Aufbau der integrierten Huberkennung

Hubfassung mittels Linearpotentiometer

Bei dieser Kombination der Wirkprinzipien wird zur Hochlagenerkennung ein Linearpotentiometer an der Zylinderaußenseite und dem Magnetflansch angebracht (siehe Abbildung 4.18). Dieses misst den Hubzustand durch einen mitgeführten Stab, welcher direkt mit dem Flansch der Bremse verbunden werden kann.

Anders als bei den bereits vorgestellten Teillösungen misst das Potentiometer den Hub kontinuierlich, wodurch mehrere definierte Schaltpunkte realisiert werden können. Als Zukaufsteil ist das Potentiometer in vielen Schutzklassen für unterschiedliche Hubbereiche verfügbar. Es kann daher ohne weitere Schutzmaßnahmen an der Außenseite des Betätigungszyinders angebracht werden.

In den Enden verbaute Gelenklager ermöglichen dem Linearpotentiometer eine Auslenkung. Etwaige Bewegungen der Magnetschienenbremse gegenüber dem Zylinder werden daher automatisch durch Schrägstellung der Messeinrichtung ausgeglichen.

Nachteilig wirken sich allerdings bei dieser Lösung die Anschaffungskosten aus. So wird zusätzlich zu dem Potentiometer eine Auswerteelektronik benötigt, womit insgesamt von hohen Kosten auszugehen ist.

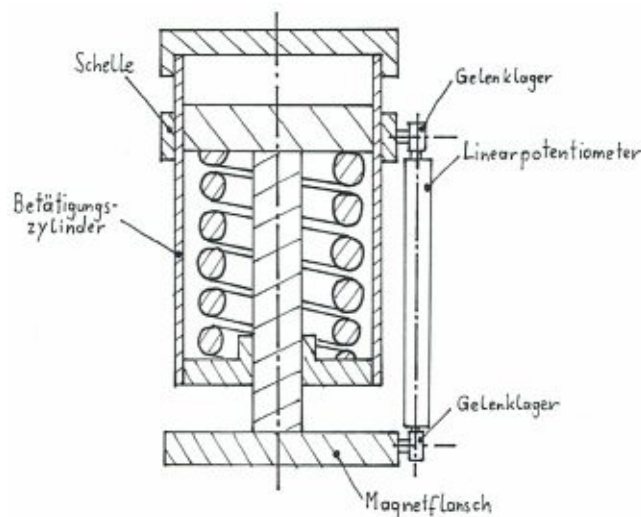


Abbildung 4.18 Hubfassung mittels Linearpotentiometer

4.6. Weitere Einschränkung der Wirkprinzipien mittels Auswahlliste

Da die Variantenvielfalt, welche durch Kombination der Teillösungen möglich wäre, zu groß ist, wird eine weitere Eingrenzung der Wirkprinzipien durchgeführt werden. Dafür werden nachfolgend die zusammengefassten Prinzipien der Funktionen „Hub erfassen“ und „Elektrisches Signal ausgeben“ nochmals mit Hilfe einer Auswahlliste bewertet. Von einer weiteren Eingrenzung der restlichen Teillösungen wird, wegen dem zu geringen Detaillierungsgrad in dieser Phase, Abstand genommen.

Tabelle 4.6 Auswahlliste zur weiteren Einschränkung der Wirkprinzipien aus Kapitel 4.5.4

| Kombination der Wirkprinzipien aus dem morph. Kasten | Lösungsvarianten nach AUSWAHLKRITERIEN beurteilen: | | | | | | ENTSCHEIDEN | |
|--|---|---|---|---|---|---|--|--|
| | (+) Ja (-) nein (?) Informationsmangel (!) Anforderungsliste überprüfen Verträglichkeit gegeben Forderungen der Anforderungsliste erfüllt Grundsätzlich realisierbar Aufwand zulässig Unmittelbare Sicherheitstechnik gegeben Im eigenen Bereich bevorzugt | | | | | | Lösungsvarianten kennzeichnen (+) Lösung weiterverfolgen (-) Lösung scheidet aus (?) Information beschaffen (Lösung erneut beurteilen) (!) Anforderungsliste auf Änderung prüfen | |
| | A | B | C | D | E | F | Bemerkungen (Hinweise, Begründungen) | |
| Pufferschaltermodul | + | + | + | - | | | keine fixe Position festlegbar, Anpassung an Drehgestell notwendig und mitunter Einbau nicht möglich | |
| In den Deckel integrierte Hochlagenerkennung | + | + | + | + | + | | wenig Einzelteile, Modular austauschbar, kostengünstig, unabhängig von Drehgestell | |
| Linearpotentiometer | + | + | + | - | | | sehr teuer, komplizierte Umsetzung, keine fixe Position festlegbar | |

Störend beim „Pufferschaltermodul“ ist vor allem die Anbringung an der Zylinderaußenseite. Eine Definition einer standardisierten Position ist aufgrund der variablen Einbauräume im Drehgestell somit schwer bis unmöglich durchzuführen. Dadurch ist immer mit einem gewissen Anpassungsaufwand zu rechnen. Weiters problematisch ist die Exponiertheit des Moduls gegenüber den Umwelteinflüssen, wodurch ein aufwendiger Schutz der Messeinrichtung vorgesehen werden muss. Da der Aufwand somit als zu hoch einzustufen ist, wird die Variante nicht weiterverfolgt.

Ähnliches gilt auch für die „Hubfassung mittels Linearpotentiometers“ Da ihre Anschaffungskosten sehr hoch und ihre Umsetzung mit viel Aufwand in Bezug auf die Auswertung der Signale verbunden ist, kommt sie ebenfalls für die Erstellung der Wirkstrukturen nicht mehr in Frage.

Als einzig für eine Weiterverfolgung geeignet, stellt sich die „im Deckel integrierte Hochlagenerkennung“ heraus. Bei dieser ist von einer kostengünstigen Herstellung,

gepaart mit einer garantierten Einbaubarkeit im Drehgestell, auszugehen. Daher wird sie fortan zur Erstellung der Wirkstrukturen verwendet.

Mit den dadurch weiteren Einschränkungen der brauchbaren Wirkprinzipien senkt sich in Folge die Anzahl an möglichen Kombinationen auf ein annehmbares Maß.

4.7. Wirkstrukturen

Mit den in Kapitel 4.4 erkannten Hauptfunktionen und deren im vorherigen Kapitel 4.6 durchgeführten weiteren Einschränkung, lassen sich nun die Wirkstrukturen aufstellen.

Dafür wird als Ausgangsbasis das Wirkprinzip der Teilfunktion „*Betätigungszyylinder aus- und einfahren*“ herangezogen und schrittweise mit den restlichen Hauptfunktionen erweitert. Bei der Auswahl wird dabei immer jenes Prinzip ausgewählt, welches in Bezug auf Platzbedarf, Robustheit und Montagefreundlichkeit die bestmögliche Kombination ergibt.

Die ermittelten Wirkstrukturen (siehe Abbildung 4.19) werden nun in Konkretisierungsschritten zu Konzepten detailliert. Dafür werden die schon erstellten Lösungen der Hauptfunktionen als Ausgangsbasis herangezogen und wenn nötig an die neuen Bedingungen angepasst.

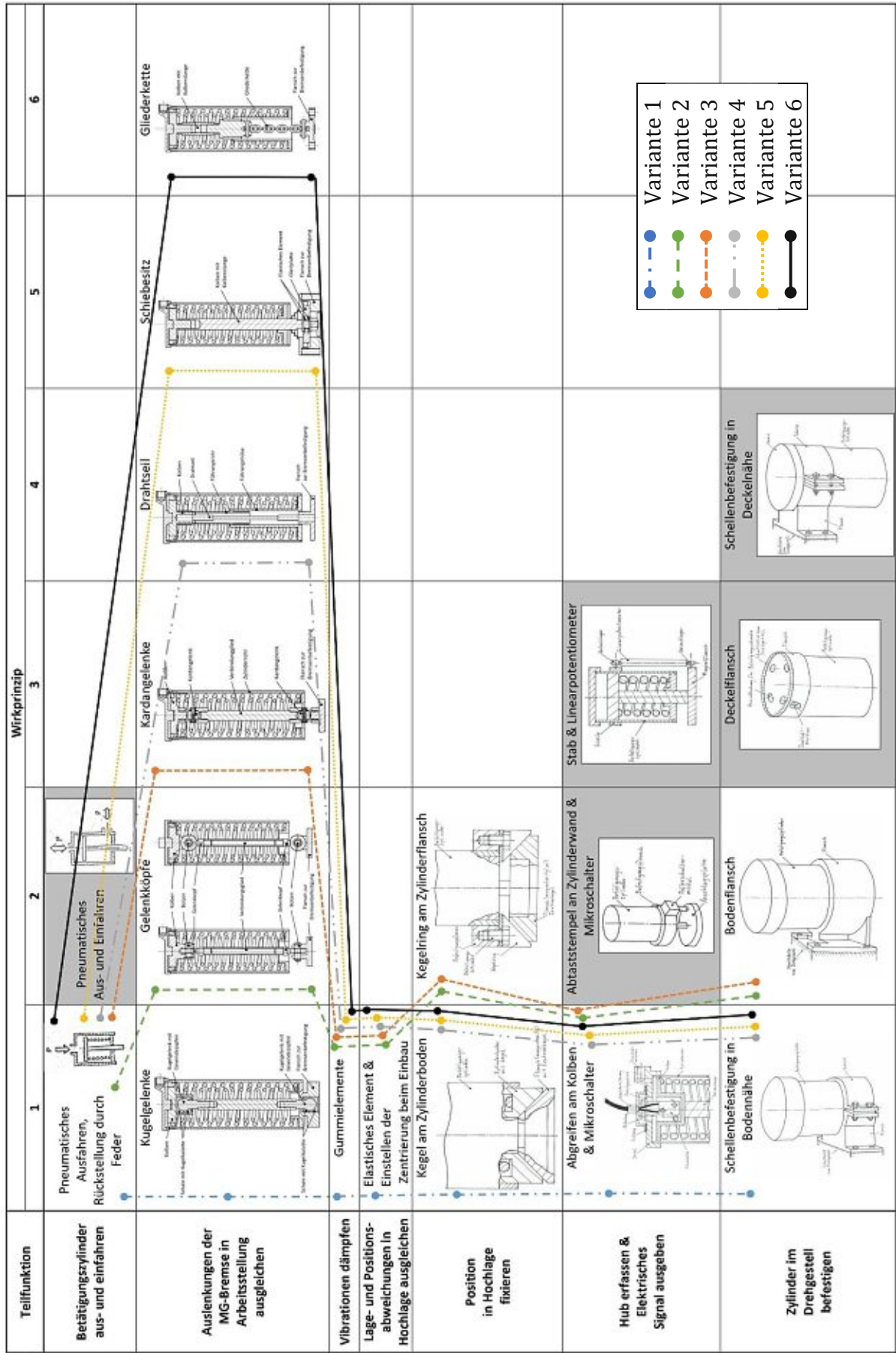


Abbildung 4.19 Vereinfachter morph. Kasten mit Wirkstrukturen

4.7.1. Variante 1

Um Auslenkungen der Magnetschienenbremse gegenüber dem Zylinder zuzulassen, werden zwei Kugelgelenke verwendet (siehe Abbildung 4.20). Platzsparend als Teil der Kolbenstange ausgebildet, verbindet der Mechanismus dabei den Kolben mit dem Magneten.

Zur einfacheren Montage werden die Kugeln in geteilten Schalen gelagert. Da sowohl mit einer Zug- (Eigengewicht, Beschleunigungskräfte), als auch mit einer Druckbelastung (Beschleunigungskräfte, Entlastungskraft bei aufgesetzter MG-Bremse) zu rechnen ist, umschließen diese die Gelenkkugeln komplett. Etwaige Schrägstellungen und Verwindungen der Magnetschienenbremse in Arbeitsstellung können durch die Kugelform ohne weitere konstruktive Maßnahmen ausgeglichen werden.

Durch Integration des Zentrierkegels in den Magnetflansch wirkt dieser zusätzlich als Zentrierkörper, wodurch eine möglichst platzsparende Lösung realisiert wird. Zylinderseitig sorgt der am Zylinderboden ausgebildete Kegel für die richtige Positionierung des Flansches in Hochlage und überträgt die auftretenden Kräfte auf die am Umfang des Zylinders angebrachte Befestigungsschelle (siehe auch „Schellenbefestigung in Bodennähe“ - Kapitel 4.5.3).

Diese Art der Befestigung wird gewählt, da durch die Zentrierung am Boden kein zusätzlicher Befestigungsflansch an der Zylinderaußenwand notwendig ist und dadurch die Position der Schelle am Zylinder einfach und mit wenig Aufwand durch die Klemmung angepasst werden kann. Projektabhängig nötige Anpassungen der Befestigungspunkte lassen sich damit rasch durchführen.

Zur Erkennung des Hubes wird die in Kapitel 4.6 für am besten geeignete Lösung, die „in den Deckel integrierte Hochlagenerkennung“, verwendet.

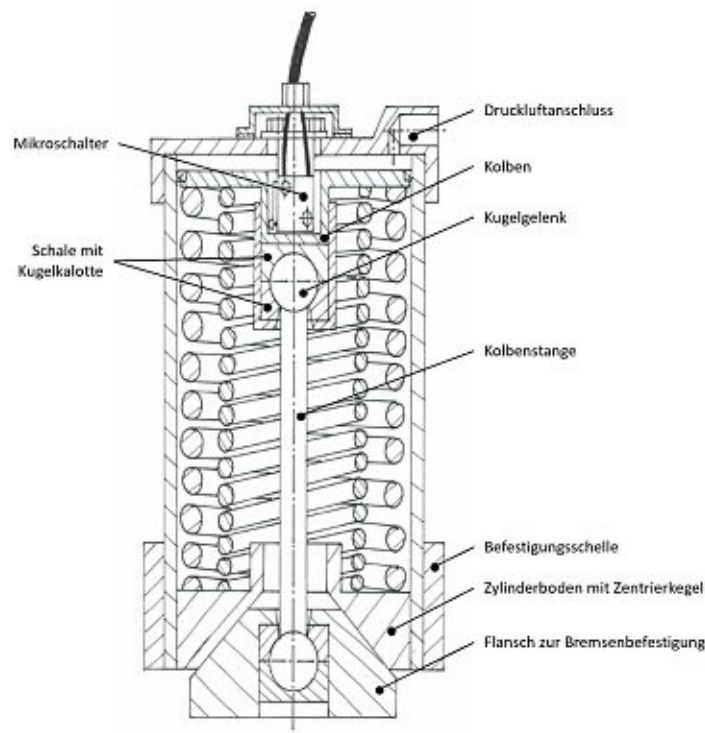


Abbildung 4.20 Skizze der ersten Konzeptvariante

4.7.2. Variante 2

Bei dem hier vorgestellten Konzept handelt es sich um eine Abwandlung der im vorhergehenden Kapitel 4.7.1 erklärten Kombination. Handelsübliche Gelenkköpfe sorgen dabei anstatt der Kugelgelenke für den Ausgleich der Bewegungen in Arbeitsstellung.

Die darin verwendeten Gelenklager können durch ihren dreh- und schwenkbaren Innenring zwar nur Schwenkwinkel im einstelligen bis niedrigen zweistelligen Bereich ausgleichen, für die Anwendung ist das jedoch als ausreichend zu bewerten.

Aufgrund der Befestigung durch einen Bolzen ist die Verbindung sowohl als sehr robust, als auch als schnell und einfach lösbar einzustufen. Der damit verringerte Montageaufwand hilft damit die Produktions-, sowie die Wartungskosten niedrig zu halten.

Hervorzuheben ist ebenso die gute Verfügbarkeit der Gelenkköpfe, sowie die Möglichkeit unkompliziert eine Second Source aufzubauen. Weiters werden erprobte Gleitmaterialpaarungen von den Herstellern angeboten, wodurch bei der Auswahl auf deren Erfahrung zurückgegriffen werden kann.

Die im Vergleich zu den Kugelgelenken größeren Abmessungen der Gelenkköpfe schließen jedoch die direkte Zentrierung am Zylinderboden aus. Daher übernimmt ein Ring mit integrierten Zentrierkegel die Positionierung des Magnetflansches (siehe auch „*Positionsfixierung mittels Kegel am Zylinderboden*“ - Kapitel 4.5.2). Angeschraubt am bodennahen Befestigungsflansch des Zylinders („*Bodenflansch*“ - Kapitel 4.5.3) kann der Ring als Verschleißteil ausgeführt und der Instandhaltungsaufwand gesenkt werden.

Gleich dem vorherigen Konzept wird der Hub direkt mittels Mikroschalter am Kolben gemessen (siehe auch „*Hochlagenerkennung im Deckel integriert*“ - Kapitel 4.5.4).

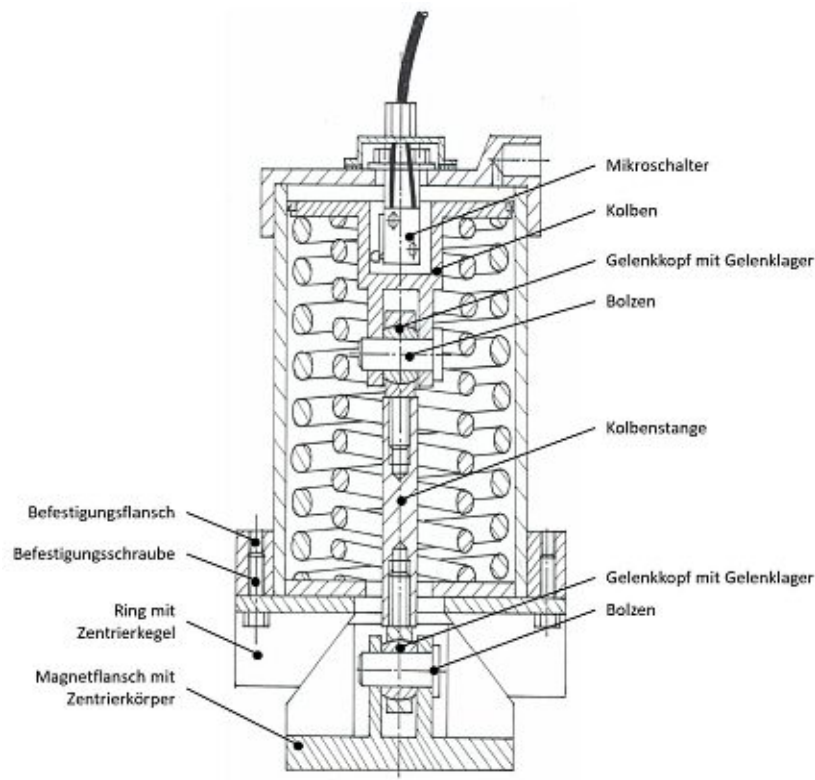


Abbildung 4.21 Skizze der zweiten Konzeptvariante

4.7.3. Variante 3

Im Aufbau der Variante aus Kapitel 4.7.2 ähnlich, gleichen Kardangelenke die Relativbewegungen in der Arbeitsstellung aus (siehe Abbildung 4.22). Vorteilhaft sind bei diesen die in den Gelenken eingebauten wartungsfreien Gleitlager, wodurch auf eine (Nach-) Schmierung verzichtet werden kann.

Aufgrund ihrer Abmessungen muss zur Zentrierung auf das Prinzip des an einem Zylinderflansch angeschraubten, austauschbaren Zentrierrings (siehe auch „*Positionsfixierung mittels Kegel am Zylinderflansch*“ - Kapitel 4.5.2) zurückgegriffen werden. Aus diesem Grund wird der Zylinder, wie schon bei der Variante aus Kapitel 4.7.2, mittels „*Bodenflansch*“ im Drehgestell befestigt.

Wie auch bei den vorherigen Konzepten wurde die Huberkennung in den Deckelbereich integriert (siehe auch „*Hochlagenerkennung im Deckel integriert*“ - Kapitel 4.5.4).

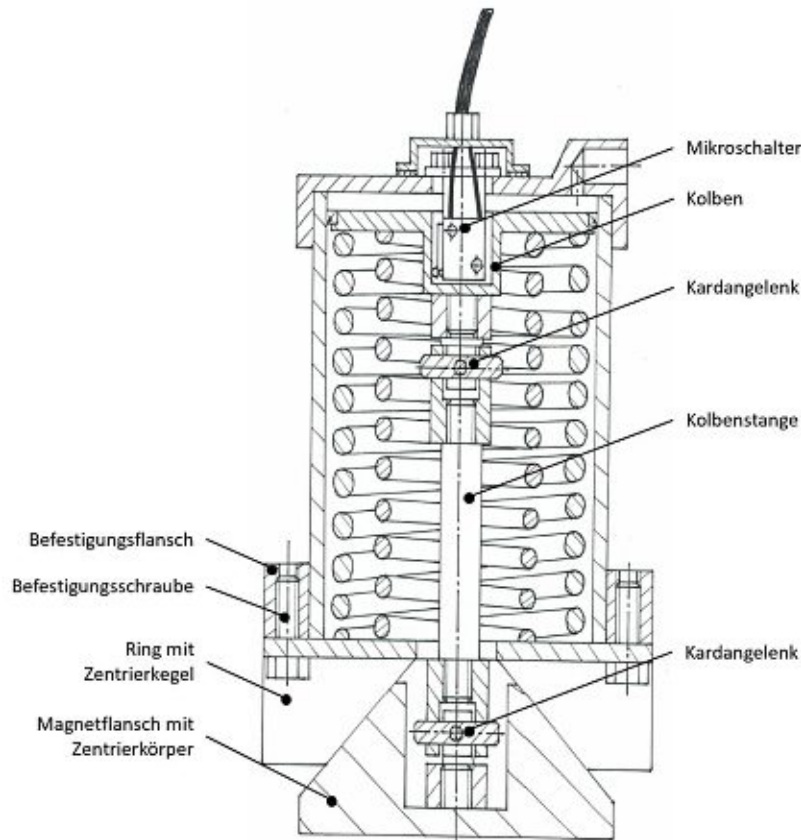


Abbildung 4.22 Skizze der dritten Konzeptvariante

4.7.4. Variante 4

Bei diesem Konzept dient ein Drahtseil als Ausgleichselement, welches in Hochlage gespannt und in Arbeitsstellung schlaff ist. Dadurch kann eine vollständige Entkopplung des Drehgestells und der Magnetschienenbremse in Arbeitsstellung erreicht werden. Es kommt weder zu einer Entlastung des Drehgestells durch ein Aufstützen des Zylinders an der Bremse, noch zu einer Übertragung von Querkraften resultierend aus dem Betrieb der Bremse.

Zur Befestigung des Seils im Kolben und Flansch wird, aufgrund seiner kompakten Bauform, ein Gewindeterminal (siehe Abbildung 4.23) verwendet. Dadurch kann der Magnetflansch direkt am Zylinderboden zentriert werden und es bedarf keines weiteren Flansches an der Außenseite des Zylinders (siehe auch „*Positionsfixierung mittels Kegel am Zylinderboden*“ - Kapitel 4.5.2). Folglich wurde zur Befestigung im Drehgestell wieder die bodennahe Schellenbefestigung (siehe auch „*Schellenbefestigung in Bodennähe*“ - Kapitel 4.5.3) vorgesehen.



Abbildung 4.23 Seilendverbindung mittels Gewindeterminal [12]

Da sich die Alternativen der Huberkennung als ungeeignet herausgestellt haben, wird wie auch bei den vorherigen Konzepten, angedacht die Abtastung des Hubes in den Deckelbereich zu integrieren (siehe auch „*Hochlagenerkennung im Deckel integriert*“ - Kapitel 4.5.4).

Als problematisch stellt sich die Auslegung des Drahtseils heraus. Grundsätzlich bedarf diese großer Erfahrung und Tests, da Drahtseile nicht dauerfest auslegbar sind [12] und regelmäßige Wartungs- und Überprüfungsmaßnahmen benötigen.

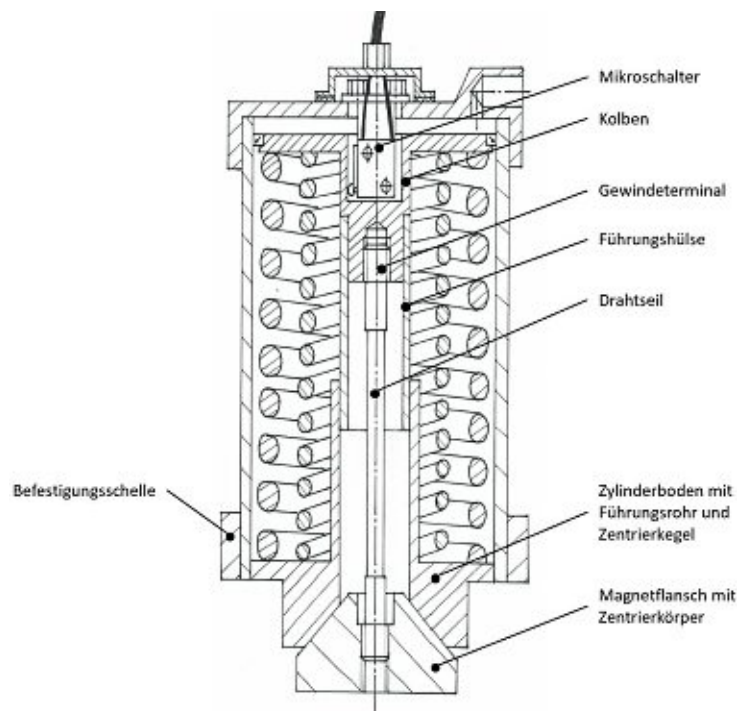


Abbildung 4.24 Skizze der vierten Konzeptvariante

4.7.5. Variante 5

Bei diesem Prinzip können Querbewegungen durch eine Relativbewegung des Flansches gegenüber dem Zylinder ausgeglichen werden. Dafür gleitet eine fix an der Kolbenstange montierte Platte im Flansch (siehe Abbildung 4.24).

Da der Ausgleichmechanismus an der Kolbenstange befestigt wird, kann der Aufbau des bestehenden Zylinders weitgehend wiederverwendet werden. Wegen seiner bereits starken kostenoptimierten Fertigung ist daher mit sehr günstigen Herstellungskosten zu rechnen.

Nachteilig ist die Größe des Mechanismus, welche, wegen dem auszugleichenden Querspiel, den Durchmesser des Zylinders überragt. Ebenso ist mit einer großen Einbauhöhe des Zylinders, aufgrund des Anfügens des Querspielausgleichs, zu rechnen. Vorteilhaft hingegen ist, dass der Flansch direkt als Zentrierkörper ausgebildet werden kann. Eine direkte Positionierung der Bremse am im Zylinderboden eingearbeiteten Zentrierkegel ist daher möglich. Die Teilevielfalt und -anzahl der Lösung ist deswegen als gering einzustufen, was zu niedrigen Herstellkosten beiträgt.

Eine elastische Lagerung der Gleitplatte durch, zum Beispiel, Gummischeiben erlaubt der Konstruktion eine gewisse Verdrehung normal zur Kolbenachse, wodurch ein Verkanten der Platte erschwert wird.

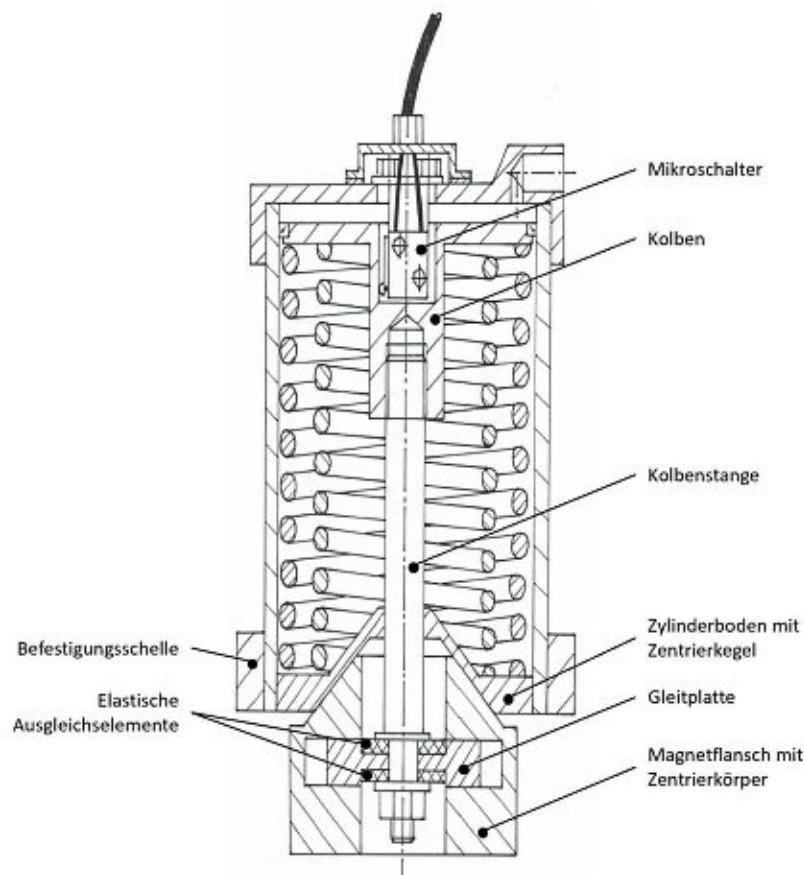


Abbildung 4.25 Skizze der fünften Konzeptvariante

4.7.6. Variante 6

Bei dieser Variante wird versucht, ähnlich dem Konzept mit Drahtseil (siehe Kapitel 4.7.4), eine vollständige Entkopplung des Drehgestells und Zylinders zu erreichen. Dies wird in diesem Fall durch eine Gliederkette realisiert. Ähnlich dem Konzept mit Gelenkköpfen als Ausgleichelement ist die Gliederkette dabei zwischen zwei Bolzen befestigt (siehe Abbildung 4.26).

Aufgrund der kompakten Bauform lässt sich die Zentrierung in den Zylinderboden (siehe auch „*Positionsfixierung mittels Kegel am Zylinderboden*“ - Kapitel 4.5.2) integrieren. Daraus folgend wird wieder die Schellenbefestigung in Bodennähe (siehe auch „*Schellenbefestigung in Bodennähe*“ - Kapitel 4.5.3) für die Verbindung zum Drehgestell verwendet.

Vorteilhaft ist die robuste Bauform der Kette, wodurch eine lange Lebensdauer auch bei sehr ruppigen Verhältnissen zu erwarten ist. Ebenso spricht die gute Verfügbarkeit von Gliederketten für die Lösung. Nachteilig sind die zu befürchtenden Schwingungen der Kette innerhalb der Führung, welche in Schwingversuchen näher zu untersuchen sind.

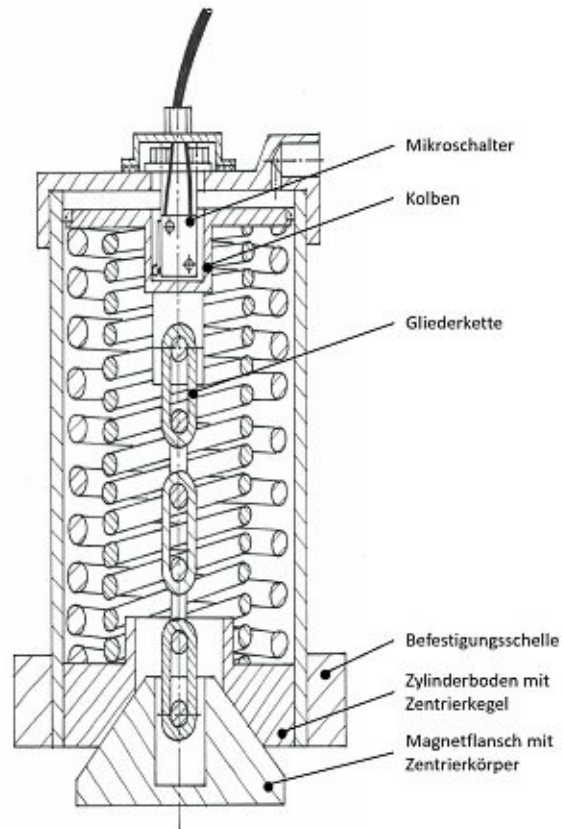


Abbildung 4.26 Skizze der sechsten Konzeptvariante

4.8. Technisch – Wirtschaftliche Bewertung

Die weitere Konkretisierung aller bereits vorgestellter Konzepte zu Entwürfen würde einen erheblichen Aufwand bedeuten, der zu hoch und daher nicht sinnvoll ist. Aus diesem Grund muss die Variantenvielfalt weiter eingeschränkt werden. Um sich dabei nicht von dem subjektiven Gesamteindruck der Konzepte leiten zu lassen und eine gesamtheitliche, objektive Entscheidung treffen zu können, werden die Konzepte nach dem Bewertungsverfahren der Richtlinie *VDI 2225* [13] bewertet. Bei diesem bilden Bewertungskriterien die technischen, wirtschaftlichen, sicherheitstechnischen und ökologischen Anforderungen an das Produkt ab [1].

Aus deren Beurteilung ergeben sich im Allgemeinen die technische und wirtschaftliche Wertigkeit, welche den Erfüllungsgrad der Forderungen darstellen und damit die Basis der Konzeptauswahl bilden.

Da allerdings eine Angabe wirtschaftlicher Kriterien in diesem Konkretisierungsgrad der Konzepte nicht ausreichend genau möglich ist und deren Detaillierung einen erheblichen Mehraufwand bedeutet, werden die wirtschaftlichen Aspekte implizit in den technischen Kriterien mitberücksichtigt. Die Bewertung vereinfacht sich damit auf die Beurteilung der technischen Wertigkeit.

4.8.1. Bewertungskriterien

Die technischen Bewertungskriterien können aus der Anforderungsliste und dem vorangegangenen User-Story-Mapping abgeleitet werden. Dazu wurden Anforderungen und Wünsche nach Priorität gedanklich gereiht und analysiert. Bei deren Aufstellung muss auf eine möglichst gleiche Priorisierung geachtet werden, da das Bewertungsverfahren der *VDI 2225* eine Gewichtung der Kriterien nicht vorsieht.

Darauffolgend wurden folgende Bewertungskriterien ermittelt:

- *Hohe Robustheit*
Aufgrund von langen geforderten Überholungsintervallen bei gleichzeitiger hoher Ausfallsicherheit ist eine zuverlässige Funktion bei allen auftretenden Belastungen, Stößen und Schwingungen wichtig.
- *Einfacher Aufbau*
Ein einfacher Aufbau des Zylinders durch eine geringe Teileanzahl, einfache Geometrien und Verwendung von Normteilen und Halbzeugen trägt maßgeblich zu niedrigen Herstellkosten bei.
- *Einfache Montage*
Da bei einer geringen Montageschwierigkeit weniger geschultes Personal benötigt wird, ist eine einfache Montagemöglichkeit anzustreben.
- *Geringer Platzbedarf*
Eine möglichst platzsparende Lösung vereinfacht die Einpassung der Magnetschienenbremse in die projektspezifischen Drehgestelle.

4. Konzipieren

- *Hohe Betriebssicherheit*
Die einwandfreie Funktion muss auch bei widrigen Umgebungs- und Betriebsbedingungen, wie tiefen Temperaturen, Vereisungen, Verschmutzungen, Korrosion etc., sichergestellt sein.
- *Geringer Instandhaltungsaufwand*
Eine schnelle und einfache Instandhaltung hat eine sehr hohe Priorität auf Kundenseite, da sie in starker Korrelation mit den Life Cycle Costs steht.

4.8.2. Technische Wertigkeit

Zur Ermittlung der technischen Wertigkeit werden die Konzepte nach den Kriterien anhand der Bewertungsskala der VDI 2225 (siehe Tabelle 4.7 - links oben) beurteilt. Die technische Wertigkeit ergibt sich durch Division der erreichten Punkte durch die maximale Punkteanzahl.

Ergebnisse über 0,8 sind dabei als sehr gute, ab 0,7 als gute und unter 0,6 als nicht befriedigende Lösungen einzustufen. [13]

Tabelle 4.7 Wertigkeit der Konzepte

| Bewertungsskala [13] | | Konzepte | | | | | |
|--|---------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 0 Punkte: unbefriedigend 1 Punkt: gerade noch tragbar 2 Punkte: ausreichend 3 Punkte: gut 4 Punkte: sehr gut (ideal) | | Variante 1 | Variante 2 | Variante 3 | Variante 4 | Variante 5 | Variante 6 |
| Bewertungskriterien | Hohe Robustheit | 3 | 4 | 3 | 2 | 3 | 3 |
| | Einfacher Aufbau | 3 | 4 | 4 | 2 | 3 | 2 |
| | Einfache Montage | 2 | 3 | 3 | 3 | 2 | 4 |
| | Geringer Platzbedarf | 4 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 |
| | Hohe Betriebssicherheit | 3 | 4 | 3 | 0 | 1 | 2 |
| | Geringer Instandhaltungsaufwand | 2 | 3 | 4 | 0 | 1 | 2 |
| Bewertung | erreichte Punkte | 17 | 20 | 20 | 11 | 11 | 15 |
| | maximale Punkte | 24 | 24 | 24 | 24 | 24 | 24 |
| | Wertigkeit | 0,71 | 0,83 | 0,83 | 0,46 | 0,46 | 0,63 |
| | Reihung | 3 | 1 | 1 | 5 | 5 | 4 |

Nach abgeschlossener Bewertung lässt sich nun auf den voraussichtlichen Erfüllungsgrad und die Erfolgchance der Konzepte schließen.

Auffallend ist dabei die vierte Variante, bei welcher Betriebssicherheit und Instandhaltung als unbefriedigend zu beurteilen sind. Grund dafür ist vor allem die komplizierte, zeitfeste Auslegung des Drahtseils, verbunden mit einer benötigten regelmäßigen Kontrolle bzw. Wartung der Verbindung. Aufgrund der Forderung nach Wartungsfreiheit wird dieser Lösungsansatz nicht weiterverfolgt.

Wegen Bedenken bezüglich eines möglichen Blockierens der Gleitplatte durch Korrosion oder ungleichmäßiger Belastung lässt sich die Betriebssicherheit der fünften Variante nur als gerade noch tragbar einstufen. Abhilfe schaffende gute Schmierung und hochwertige Materialien erhöhen in Folge die Herstellkosten und den Instandhaltungsaufwand und lassen die Lösung ebenfalls ausscheiden.

Eine technische Wertigkeit von 0,63 weist der sechsten Variante Verbesserungsbedarf aus. Die sehr einfache Montagemöglichkeit gepaart mit hoher Robustheit steht jedoch einer befürchteten niedrigen Betriebssicherheit, hervorgerufen durch ein Steckenbleiben des Zylinders bei Vereisung, gegenüber. Wegen Bedenken bezüglich des Bestehens der vorgeschriebenen Schwingungstests scheidet die Lösung schließlich ebenfalls aus.

Eine ausgeglichene Bewertung weist die Variante mit dem Kugelgelenkausgleich auf. Abstriche erhält das Konzept jedoch durch eine etwas aufwendigere Montage, welche auf das beim Einbau notwendige Durchfädeln der Kugelschrauben durch die Schalen zurückzuführen ist. Aufgrund der kompakten Bauweise wird die Variante dennoch weiterverfolgt. Während der Entwurfsphase soll versucht werden, die Schwachstelle zu beseitigen.

Für am besten befunden werden die Varianten zwei und drei, welche voraussichtlich die Kriterien sehr gut erfüllen. Als einzige Schwachstelle lässt sich der etwas höhere Platzbedarf der Gelenkköpfe aufgrund deren Abmessungen verstehen.

In der nachfolgenden Entwurfsphase werden nur die besten drei Konzeptvarianten weiterbearbeitet.

5. Entwerfen

Ausgehend von den in Abbildung 4.19 festgelegten Wirkstrukturen wird in der Entwurfsphase die Baustruktur nach technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten erarbeitet. [1]

Dafür wird zunächst eine Auslegung der Schraubenfedern durchgeführt, denn aufgrund der ähnlichen Abmessungen des Innenraums des Zylinders bei allen Entwürfen ist eine Verwendung identer Schraubenfedern möglich.

Anschließend werden die Belastungen und Auslenkungen analysiert und in signifikante Lastfälle zusammengefasst, welche für die Auslegung der Entwurfskomponenten herangezogen werden.

In Folge dessen wird die konkrete Gestalt der Lösung und die zugrundeliegende Struktur festgelegt. Dafür werden unter anderem die Materialien der Komponenten, die verwendeten Fertigungsverfahren und die Hauptabmessungen ausgewählt und die räumliche Verträglichkeit untersucht. [1]

Eine technisch-wirtschaftliche Bewertung der Entwürfe schließt die Phase ab und gibt Aufschluss über die Wertigkeit, also die Güte, der Konstruktion. [1]

5.1. Auslegung der Schraubenfedern

Da die aktuell verwendeten Standardschraubenfedern eine zu niedrige Haltekraft (siehe Kapitel 2.2) entwickeln, um die geforderten Gewichte der Magnetschienenbremse zu halten, sollen stärkere Federn zum Einsatz kommen

Zur Berechnung wird das Schraubenfederberechnungsmodul des Programms *MDESIGN 2020* verwendet, welches Federn nach der Norm *DIN EN 13906-1* [14] berechnet. In diesem Zusammenhang sei anzumerken, dass die Norm nicht zwischen einzelnen Stählen unterscheidet, sondern die Kennwerte für Stahlsorten gruppiert angibt (siehe Tabelle 5.1). Daher ist von eher konservativen Ergebnissen auszugehen. Eine neuerliche Berechnung mit genaueren (Hersteller-) Daten zu einem späteren Zeitpunkt könnte daher zu besseren Werten führen.

Da damit verbundene maßliche Änderungen der Federn allerdings als gering einzustufen sind, sind die Auswirkungen auf den Entwurf als verkraftbar einzuschätzen. Auf eine Neuberechnung wird deswegen verzichtet.

Tabelle 5.1 Werkstoffkennwerte aus *DIN EN 13906-1* [14]

| Werkstoff | E N/mm ² (MPa) | G N/mm ² (MPa) | ρ kg/dm ³ |
|---|-----------------------------------|-----------------------------------|------------------------------|
| Federstahldraht nach EN 10270-1 | 206 000 | 81 500 | 7,85 |
| Federstahldraht nach EN 10270-2 | 206 000 | 79 500 | 7,85 |
| Stähle nach EN 10089 | 206 000 | 78 500 | 7,85 |
| Kupfer-Zinn-Legierung CuSn6 R950 nach EN 12166 federhart gezogen | 115 000 | 42 000 | 8,73 |
| Kupfer-Zinn-Legierung CuZn36 R700 nach EN 12166 federhart gezogen | 110 000 | 39 000 | 8,40 |
| Kupfer-Beryllium-Legierung CuBe2 nach EN 12166 | 120 000 | 47 000 | 8,80 |
| Kupfer-Kobalt-Beryllium-Legierung CuCo2Be nach EN 12166 | 130 000 | 48 000 | 8,80 |

Tabelle 5.2 listet die signifikanten, ermittelten Federparameter auf.

Tabelle 5.2 Ausgewählte Federparameter

| Parameter | Innere Feder | Äußere Feder |
|----------------------------|--------------|--------------|
| Federrate | 12 N/mm | 7,5 N/mm |
| Kraft bei 160 mm Hub F_1 | 1383 N | 1887 N |
| Kraft bei max. Hub F_c | 3308 N | 3095 N |

Um ein möglichst flach bauendes Produkt zu erhalten, wird bei der Auslegung von einer maximal notwendigen Kompression der Federn bis auf ihre Blocklänge ausgegangen. Als Ausgangspunkt für die Bestimmung der Haltekraft in Ruhelage (siehe Formel (1)) ergeben sich daraus, abhängig von der geforderten Hublänge, unterschiedlich große in Ruhstellung haltbare Maximalgewichte der Magnetschienenbremse.

Tabelle 5.3 Maximal zulässige Gewichte der Magnetschienenbremse

| Hub | Max. anteiliges Bremsengewicht | Max. Gewicht der MG-Bremse ohne Anbauteile |
|--------|--------------------------------|--|
| 145 mm | 145 kg | 580 kg |
| 160 mm | 133 kg | 532 kg |
| 180 mm | 117 kg | 468 kg |

Das geforderte minimale Bremsengewicht von 130 kg (siehe Anforderung 3.1 in Tabelle 3.3) kann somit nur bis zu einem Hub von 160 mm sicher gehalten werden. Eine Ausführung mit größerem Hub kann deswegen nur bei leichter bauenden Bremsen verwendet werden.

5.2. Lastfälle

Aus der Untersuchung der notwendigen Bewegungseinschränkungen lassen sich die signifikanten Lastfälle für den Entwurfsprozess des Zylinders bestimmen. Diese stellen die kritischsten Lastkombinationen bei sehr ungünstigen Hub- und Auslenkungszuständen der Zylinderkomponenten dar. Sie bilden somit keineswegs vollständig die auftretenden Belastungen ab. Um daher eine endgültige Aussage über die Funktion in jeder Betriebssituation des Zylinders treffen zu können, sind ausführliche Tests an einem Prototyp unerlässlich.

Zum besseren Verständnis werden nachfolgend die Lastfälle näher aufgeschlüsselt.

Lastfall 1: Haltekraft in der Hochlage

Um ein kurzzeitiges Verlassen der Hochlage beim Durchfahren von Flachstellen am Rad oder Schiene zu verhindern, sind die Schraubenfedern vorgespannt. Daher ergibt sich mit den Haltekraften der Federn F_1 aus Tabelle 5.2 für den Lastfall in Hochrichtung:

$$F_z = \sum F_{1i} = 3270 \text{ N} \quad (8)$$

Tabelle 5.4 fasst die Auslenkungen und Belastungen kompakt zusammen.

Tabelle 5.4 Auslenkungen und Belastungen aus Lastfall 1

| | |
|--|--------|
| Auslenkung in Längsrichtung (x) | 0 mm |
| Auslenkung in Querrichtung (y) | 0 mm |
| Hub in Hochrichtung (z) | 0 mm |
| Belastungskraft in Längsrichtung F_x | 0 N |
| Belastungskraft in Querrichtung F_y | 0 N |
| Belastungskraft in Hochrichtung F_z | 3270 N |

Lastfall 2: Entlastungskraft

Mit diesem Lastfall wird die in Arbeitsstellung wirkende Entlastungskraft berücksichtigt. Diese ergibt sich mit Hilfe der ermittelten Federkräfte aus Tabelle 5.2 zu

$$F_{Entl.} = p \cdot A - \sum F_{1i} - k_i \cdot \Delta h \quad (9)$$

mit dem Betriebsdruck $p = 6 \text{ bar}$ (Forderung 5.2 -Tabelle 3.3), der Kolbenfläche $A = \frac{d^2\pi}{4}$, der Federkräfte bei 160 mm Hub F_1 , der zugehörigen Federrate k und dem aktuellen Hub aus der Ruhelage Δh . Daraus ersichtlich ist, dass die Entlastungskraft mit fortschreitendem Hub abnimmt. Ihr Maximum nimmt sie deswegen bei dem minimal möglichen Hub von 40 mm an (siehe Forderung 1.21 -Tabelle 3.3). Ebenso ersichtlich ist, dass aufgrund ihrer Abhängigkeit vom Kolbendurchmesser d die Entlastungskraft variabel ist. Daher erlaubt erst die Gestaltung des Zylinders eine Ermittlung der Entlastungskraft.

Zusammengefasst lassen sich folgende Auslenkungen und Belastungen in Tabelle 5.5 anschreiben.

Tabelle 5.5 Auslenkungen und Belastungen aus Lastfall 2

| | |
|--|------------------|
| Auslenkung in Längsrichtung (x) | 16 mm |
| Auslenkung in Querrichtung (y) | 16 mm |
| Hub in Hochrichtung (z) | 40 mm |
| Belastungskraft in Längsrichtung F_x | 0 N |
| Belastungskraft in Querrichtung F_y | 0 N |
| Belastungskraft in Hochrichtung F_z | Siehe Formel (9) |

Lastfall 3: Beschleunigungskräfte in Hochlage

In diesem Lastfall werden die Massenbeschleunigungen in der Ruhelage der Magnetschienenbremse berücksichtigt. Sie können direkt mit dem anteiligen Bremsengewicht $m = 130 \text{ kg}$ (siehe Forderung 3.1 - Tabelle 3.3) und den maximalen Beschleunigungen aus Forderung 3.3 berechnet werden.

$$F_i = m \cdot a_i \quad (10)$$

Daraus ergibt sich für die Auslenkungen und die Belastungen:

Tabelle 5.6 Auslenkungen und Belastungen aus Lastfall 3

| | |
|--|--------|
| Auslenkung in Längsrichtung (x) | 0 mm |
| Auslenkung in Querrichtung (y) | 0 mm |
| Hub in Hochrichtung (z) | 0 mm |
| Belastungskraft in Längsrichtung F_x | 2933 N |
| Belastungskraft in Querrichtung F_y | 5611 N |
| Belastungskraft in Hochrichtung F_z | 6377 N |

5.3. Entwurfsvarianten

5.3.1. Entwurfsvariante I

Dieses Kapitel befasst sich mit der Vorstellung des ausgearbeiteten Gesamtentwurfs, welcher aus dem in Kapitel 4.7.1 beschriebenen Konzept entstanden ist.

Nachfolgende Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2 erlauben dabei einen Überblick über den Aufbau der Konstruktion.

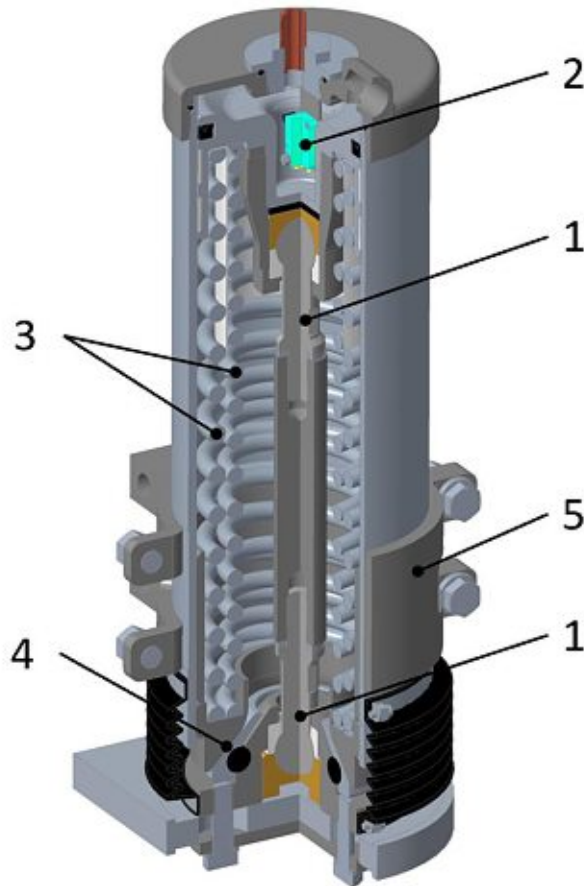


Abbildung 5.1 Isometrische Ansicht des Gesamtentwurfs der Variante I

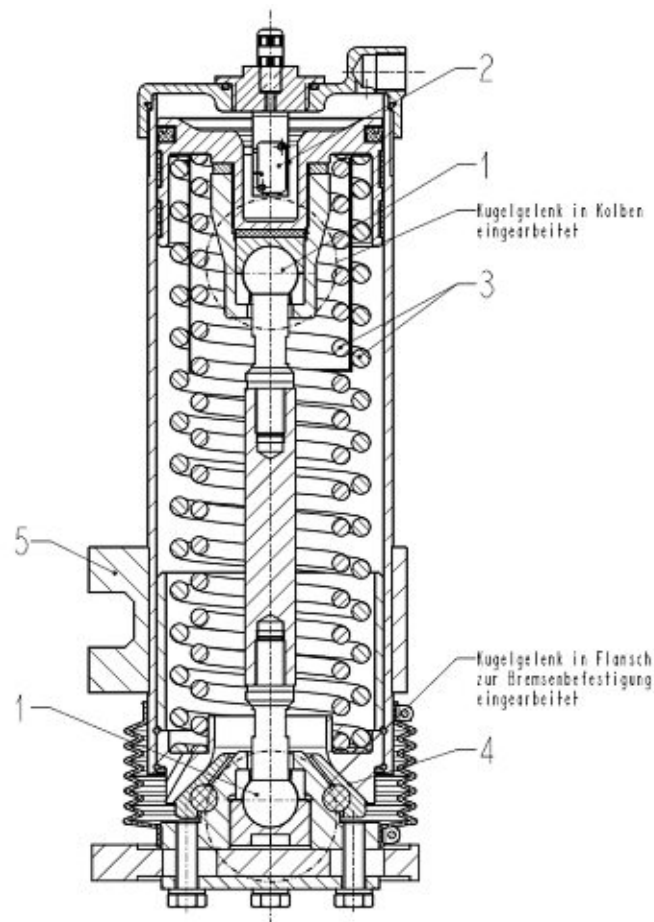


Abbildung 5.2 Querschnitt des Gesamtentwurfs der Variante I

Wie schon erwähnt, schaffen Kugelgelenke (siehe Abbildung 5.2 - Pos. (1)) eine Bewegungsmöglichkeit der Magnetschienenbremse. Die Integration in Kolben und Flansch reduziert dabei die notwendigen Schwenkwinkel der Kolbenstange bei Auslenkung, wodurch sich günstige Belastungsverhältnisse an den Gelenken einstellen.

Wie auch bei den momentan verwendeten Betätigungszyklindern sorgen Schraubenfedern (Pos. (3)) für eine automatische Rückstellung in die Ruhelage. Da das geforderte Gewicht der Magnetschienenbremse von einer Schraubenfeder nicht sicher gehalten werden könnte, sorgen zwei ineinandergesteckte, parallel geschaltete Federn für eine sichere vertikale Fixierung der Bremse in der Hochlage.

Die in den Deckel integrierte Hochlagenerkennung (Pos. (2)) ist zum Zwecke der einfachen Montage und Nachrüstung als eigenständiges Modul ausgebildet. Als Tastpartner des Mikroschalters wirkt dabei, wie schon im Konzept, der Kolben.

Integriert in den Zylinderboden wirkt eine Kegelfläche (Pos. (4)) als Zentrierung, wodurch eine sehr kompakte Bauweise geschaffen wird. Als bremsenseitiges Gegenstück dient dabei ein am Flansch angebrachter Kegelring.

Die Schellenbefestigung (Pos. (5)) komplettiert den Entwurf (siehe Abbildung 5.2). Sie kann flexibel am Zylinder angeordnet werden und bietet deswegen Montagevorteile beim Einbau der Magnetschienenbremse im Drehgestell.

Auslenkungsausgleich

Um eine hohe Tragfähigkeit der Kugelgelenke auch bei maximaler Auslenkung der Magnetschienenbremse zu erreichen, ist die Kontaktfläche zwischen Gelenkkugel und Kugelschale maximiert. Erreicht wird dies durch eine kleine maximale Verdrehung der Kolbenstange folgend aus einem großen Abstand der Drehpunkte zueinander. Zu dessen Maximierung sind die Kugelgelenke in den Kolben und den Flansch für die Bremsenbefestigung eingearbeitet (siehe Abbildung 5.2).

Durch Projektion der Kontaktfläche zwischen Schale und Gelenkkugel auf eine Ebene kann die auftretende Flächenpressung nun mit Hilfe der Haltekraft F_z aus Lastfall 1 (siehe Kapitel 5.2), dem Durchmesser des Kugelgelenks $d_a = 30\text{mm}$ und dem Durchmesser der Schalendurchgangsbohrung $d_i = 21,5\text{mm}$ überschlägig abgeschätzt werden.

$$p_{Fl} = \frac{F_z}{A} = \frac{4 \cdot F_z}{(d_a^2 - d_i^2) \cdot \pi} = 9,5 \text{ N/mm}^2 \quad (11)$$

Die Flächenpressung liegt somit in einem Bereich, welcher für übliche selbstschmierende Gleitlagerwerkstoffe als angemessen einzustufen ist (siehe Datenblatt Gleitlagerwerkstoff im Anhang).

Da weiters von einer geringen Gesamtbewegung der Kugelgelenke folgend aus den langen Standby-Zeiten der Bremse ausgegangen werden darf, ist mit keinem großen Verschleiß an der Kontaktfläche zu rechnen. Aus diesem Grund werden keine Wartungsmaßnahmen während eines Instandhaltungsintervalls gesetzt.

Das im Bodenbereich befindliche Kugelgelenk (Pos. (1)) ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Es sitzt dabei in einer unteren Schale (Pos. (3)) und zwei oberen Halbschalen (Pos. (4)) im Magnetflansch (Pos. (2)), welche als austauschbare Verschleißteile den Zusammenbau des Zylinders erleichtern.

Im Deckelbereich wird das Kugelgelenk (Pos. (1)) per Muffe (Pos. (11)) am Kolben (Pos. (12)) befestigt. Die Lagerung der Gelenkkugel erfolgt analog zum unteren Kugelgelenk mit der oberen Schale (Pos. (10)) und den zwei unteren Halbschalen (Pos. (4)).

Um ein Verkanten des Kolbens und eine darauffolgende ausbleibende Dichtwirkung des Kolbendichtrings zu verhindern, stützt sich dieser an der Zylinderinnenwand ab. Um einer Beschädigung der Zylinderwand infolge der Hubbewegung vorzubeugen, sorgen am Umfang des Kolbens eingebaute Kolbenringe für eine einwandfreie Führung.

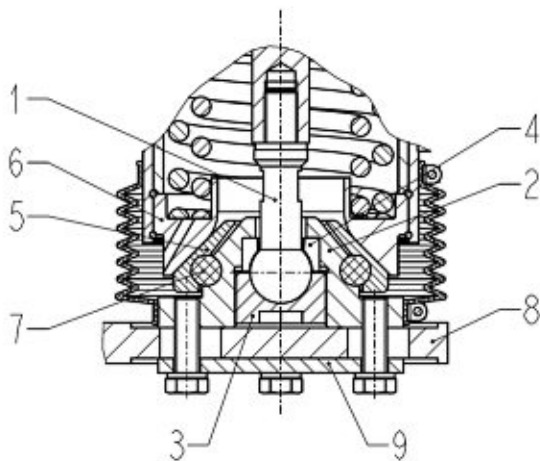


Abbildung 5.3 Bodenbereich der Variante I

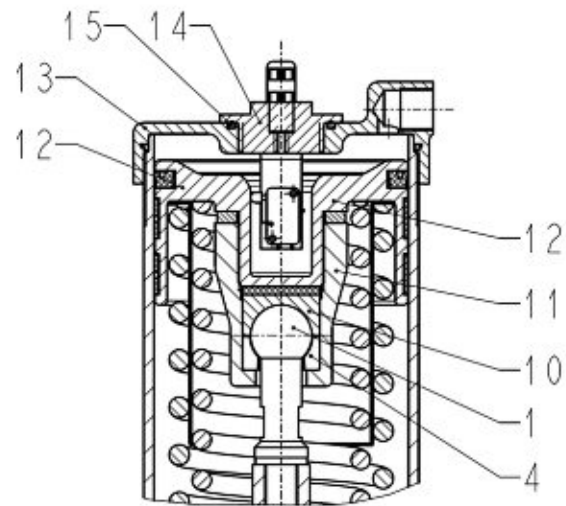


Abbildung 5.4 Deckelbereich der Variante I

Zentrierung

Den Aufbau der Zentrierung am Zylinderboden illustriert Abbildung 5.3. Der Zentrierkegel wird bei diesem Entwurf magnetseitig von einem Kegerring (Pos. (5)) gebildet. Austauschbar ausgeführt, gestattet er die sichere Positionierung des Magneten am Zylinderboden (Pos. (6)).

Um auftretende Schwingungen und Stöße zu dämpfen, dient ein Elastomer (Pos. (7)) als Verbindungselement zum Magnetflansch (Pos. (2)). Aufgrund der formschlüssigen Ausbildung der Verbindung wird kein zusätzliches Sicherungselement benötigt. Der Kegerring wird somit auch bei Vereisung der Zentrierfläche sicher mit dem Magnetflansch mitgeführt.

Zum Ausgleich etwaiger Fehlstellungen der Magnetschienenbremse gegenüber dem Zylinder existiert zwischen Kegerring und Magnetflansch ein Spalt. Verdrehungen und Verschiebungen können somit durch elastische Verformung des Gummirings ausgeglichen werden.

Ausgleich der Toleranzen bei Montage im Drehgestell

Durch die Verwendung von vier Zentriereinrichtungen pro Magnetschienenbremse ist eine genaue Ausrichtung der Zentrierkörper beim erstmaligen Einbau der Bremse notwendig, da ansonsten ungewollte Verspannungen oder eine eingeschränkte Funktion der Zentrierung die Folgen sein können. Daher muss eine Möglichkeit geschaffen werden, etwaige Positionsabweichungen der Zentrierkörper, folgend aus (Montage-) Toleranzen, auszugleichen.

Dazu wird die Magnetschienenbremse (Pos. (8)) zwischen Magnetflansch (Pos. (2)) und einer Anpressplatte (Pos. (9)) verklemmt (siehe Abbildung 5.3). So kann sich die Bremse beim Einbau im Drehgestell durch Lockern der Klemmschrauben richtig in den Zentrierkegeln positionieren. Vorhandene Verspannungen durch schlechte Überdeckungen der Zentrierkörper verschwinden damit automatisch.

Hochlagenerkennung

Die Hochlagenerkennung ist als eigenständiges Modul entworfen, welches in den Deckel geschraubt wird (siehe Abbildung 5.1 und Abbildung 5.4 – Pos. (13)). Damit kann es bei Bedarf ohne Anpassungen am Zylinder nachgerüstet oder ausgetauscht werden. Aufgrund des Mikroschalters (siehe Abbildung 5.5 – Pos. (3)) kann allerdings nur ein diskreter Hubzustand erkannt werden. Dafür wird der Schalter so in der Bohrung des Kolbens versenkt, dass ab einer signifikanten Hubstellung eine Betätigung des Schalters durch die Bohrungswand erfolgt.

Da sich das Huberkennungsmodule im Druckbereich des Zylinders befindet, ist auf die Dichtheit der Lösung besonders wert zu legen. Daher wird ein Dichtelement (siehe Abbildung 5.4 - Pos. (14)) an der Deckelfläche und eine Kabelverschraubung mit einer minimalen Schutzklasse von IP67 benötigt (siehe Abbildung 5.5 – Pos. (2) und Datenblatt im Anhang).

Um den Schaltpunkt anpassen zu können, muss der Abstand zwischen Stopfen (Pos. (1)) und Schalthebel des Mikroschalters (Pos. (3)) veränderbar gestaltet sein (siehe Abbildung 5.5). Dafür ist der Schalter an einem Blech (Pos. (4)) befestigt, dessen Abmessungen kostengünstig angepasst werden können.

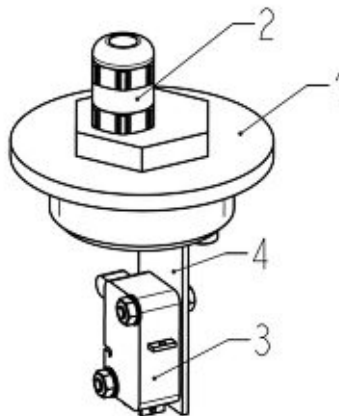


Abbildung 5.5 Aufbau des Huberkennungsmoduls

Zylinderbefestigung

Die in Abbildung 5.1 gezeigte Schellenbefestigung (Pos. (5)) klemmt den Zylinder in beliebiger Höhe fest. Dadurch wird eine sehr hohe Flexibilität in Bezug auf die unterschiedlichen Einbauhöhen in den Drehgestellen gewährleistet. Ebenso kann die Befestigung beim Einbau ins Drehgestell, zum Ausgleich von Montagetoleranzen, nachjustiert werden.

Zur Sicherstellung einer hohen Anpresskraft, auch bei hohen Temperaturen, muss immer eine ausreichende Vorspannkraft auf die Befestigungsschrauben wirken. Dazu besitzt die Schelle Arme (siehe Abbildung 5.1), welche bei der Befestigung elastisch verformt werden und die Vorspannung erhöhen.

Um ein Abrutschen der Schelle am Zylinder im Betrieb zu verhindern, besitzt der Zylinder an der Außenseite eine Stufe (siehe Abbildung 5.6), an welcher sich die Schelle abstützen

kann. Dadurch übernimmt die formschlüssige Verbindung die Übertragung der Belastungen in Achsenrichtung des Zylinders.

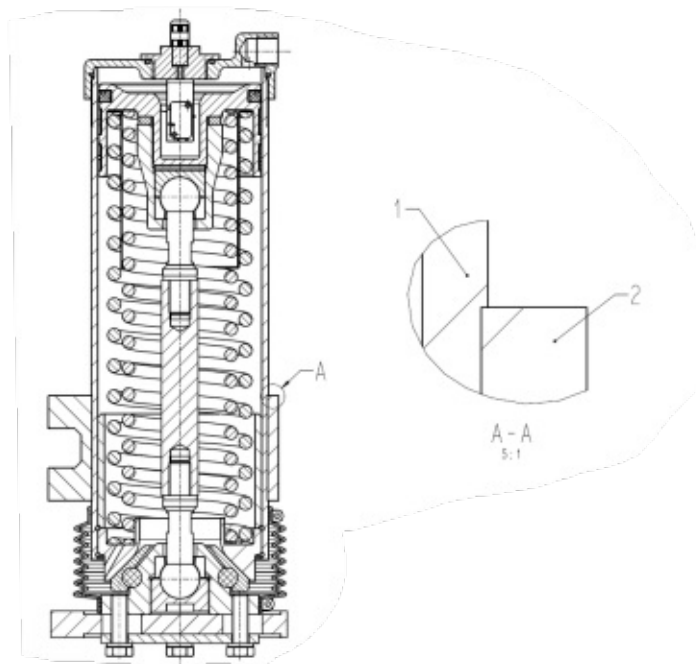


Abbildung 5.6 Stufe an der Außenseite des Zylinders

Da die Arme der Schelle bündig aneinander anliegen, kann die Schraubenverbindung nach der Richtlinie *VDI 2230 Blatt 1* [15] ausgelegt, und das Schraubenverbindungs-berechnungstool des Berechnungsprogramms *MDESIGN 2020* verwendet werden. Folgende Annahmen werden dabei getroffen:

- Es werden vier Schrauben M12x35 für die Anschellung verwendet
- Es treten gleichmäßige Belastungen in den Schrauben auf
- Es kommt zu keiner Verformung der Schelle infolge der Belastungen
- Die Übertragung der Kräfte in Zylinderachsenrichtung findet vollständig formschlüssig statt
- Es tritt kein Drehmoment um die Schraubenachse auf
- Die Belastung der Schrauben ist dynamisch schwelender Natur
- Der Kräfteinleitungspunkt in die Schelle befindet sich in der Zylinderachse

Der obere Grenzwert der Axialkraft der Schraube F_{AO} ergibt sich mit den Massenbeschleunigungskräften F_x und F_y aus Lastfall 3 (siehe Tabelle 5.6) zu:

$$F_{AO} = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{4} = 1583 \text{ N} \quad (12)$$

Die Querbelastung F_Q der Schrauben folgt aus der Massenbeschleunigungskraft F_z in Hochrichtung des Zylinders zu:

$$F_Q = \frac{F_z}{4} = 1594 \text{ N} \quad (13)$$

Dadurch ergibt sich aus der Berechnung:

Tabelle 5.7 Signifikante Ergebnisse der Schellenschraubenberechnung

| | |
|--|--------------------------|
| Erforderliche Mindestklemmkraft F_{Kerf} | 7970 N |
| Minimale Restklemmkraft F_{KRmin} | 18111,67 N |
| Erforderliches Anziehdrehmoment bei Raumtemperatur M_A | 99,94 Nm |
| Vergleichsspannung im Betriebszustand σ_{redB} | 541,63 N/mm ² |
| Sicherheit geg. Überschreitung der Fließgrenze S_F | 1,18 |
| Sicherheit gegen Flächenpressung in der Kopfauflage S_{pBK} | 1,16 |
| Sicherheit gegen Flächenpressung zwischen Schraubenscheibe und der Schelle S_{pBU} | 3,46 |
| Sicherheit gegen Flächenpressung in der Mutterauflage S_{pBMu} | 1,47 |
| Sicherheit gegen Flächenpressung zwischen der Mutterscheibe und der Schelle S_{pBU2} | 3,53 |
| Sicherheit gegen Abscheren der Schrauben S_A | 27,49 |

Die Verschraubung kann somit als durchführbar und sicher eingestuft werden.

5.3.2. Entwurfsvariante II

In diesem Kapitel wird der aus dem zweiten Konzept herausgearbeitete Entwurf vorgestellt. Nachfolgende Abbildung 5.7 und Abbildung 5.8 geben dafür einen Überblick über den Aufbau des Entwurfs.

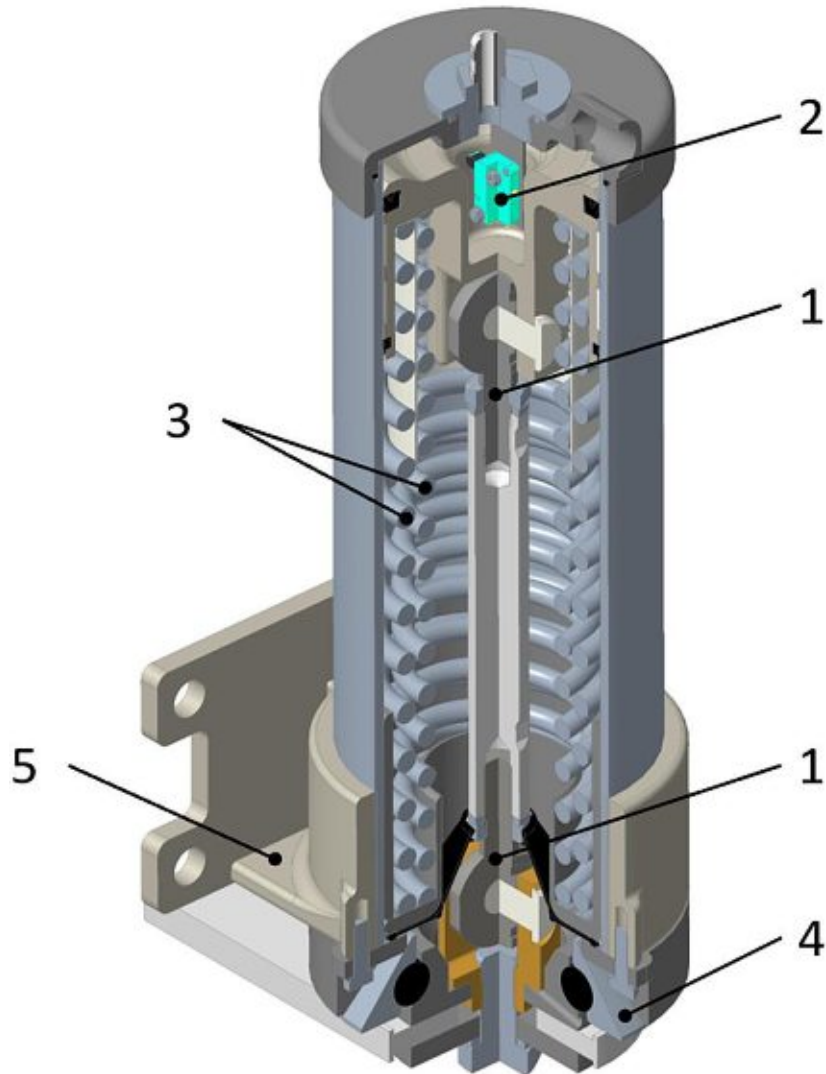


Abbildung 5.7 Isometrische Ansicht der Variante II

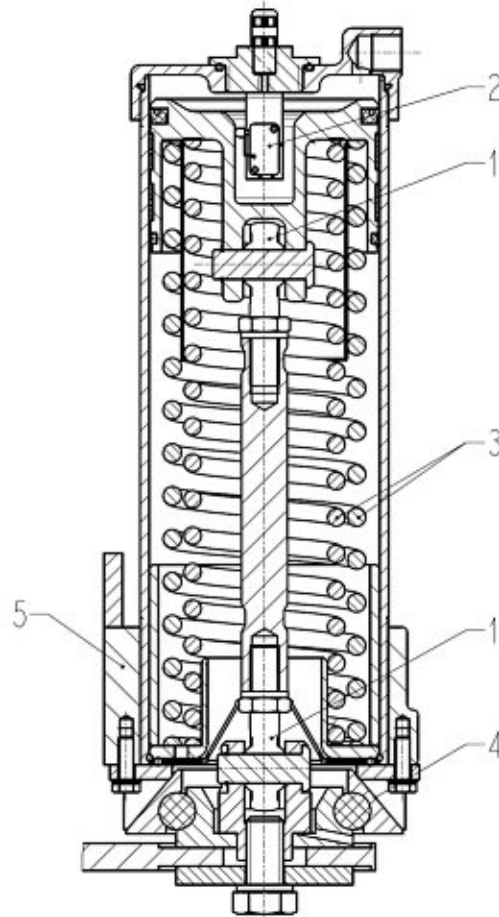


Abbildung 5.8 Entwurfsquerschnitt der Variante II

Aus dem Konzept aus Kapitel 4.7.2 hervorgegangen, sorgen zwei mit dem Kolben und Flansch verbundene Gelenkköpfe (Pos. (1)) für die Bewegungsfreiheit in der Arbeitsstellung (siehe Abbildung 5.8).

Wie auch schon beim vorhergehenden Entwurf greift ein Mikroschalter (Pos. (2)) den Hub direkt am Kolben ab. Ebenso konnte das eigenständige Huberkennungsmodul aufgrund der relativen Unabhängigkeit zu anderen Funktionen und Bauteilen wiederverwendet werden.

Kompatibel wegen der ähnlichen Abmessungen gegenüber dem schon in Kapitel 5.3 vorgestellten Entwurf, können die neu ausgelegten Schraubenfedern (Pos. (3)) unverändert für eine automatische Rückstellung des Zylinders in die Ruhelage verwendet werden.

Da aufgrund der Größe der Gelenkköpfe eine Zentrierung direkt am Zylinderboden nicht möglich ist, positioniert sich der Zentrierkörper an der Kegelfläche (Pos. (4)) eines austauschbaren Verschleißteils am Zylinder. Dem für die Befestigung im Drehgestell zuständige Flansch (Pos. (5)) wird dabei als Befestigungskörper des Zylinders und des Verschleißteils eine doppelte Rolle zuteil.

Auslenkungsausgleich

Da die in den Gelenkköpfen verbauten Gelenklager nur Schwenkungen von 15° aus der Nominallage ausgleichen können, muss die maximale Neigung der Kolbenstange im Zylinder limitiert werden. Besonders klein wird diese bei einem großen Abstand zwischen den Drehpunkten in den Gelenkköpfen. Aus diesem Grund wird die Gelenkaufnahme des oberen Gelenkkopfes in den Kolben (Pos. (12)) (siehe Abbildung 5.10) integriert. In Kombination mit einer bremsennahen Aufnahme des unteren Gelenkkopfes ergibt sich eine lange Kolbenstange und dadurch geringe maximale Neigungswinkel.

Um die Dichtfunktion der Kolbendichtung (Pos. (14)) zu gewährleisten, wird der Kolben (Pos. (12)) mit Hilfe von zwei Kolbenringen (Pos. (15)) an der Innenseite des Zylinderrohrs (Pos. (13)) geführt. Ein Abstreifring (Pos. (16)) sorgt dabei im Betrieb für eine saubere Gleitfläche und verhindert eine Beschädigung der Dichtlippe der Kolbendichtung durch Schmutz.

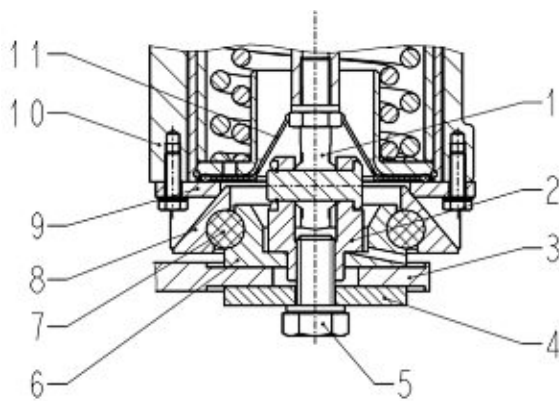


Abbildung 5.9 Bodenbereich des zweiten Entwurfs

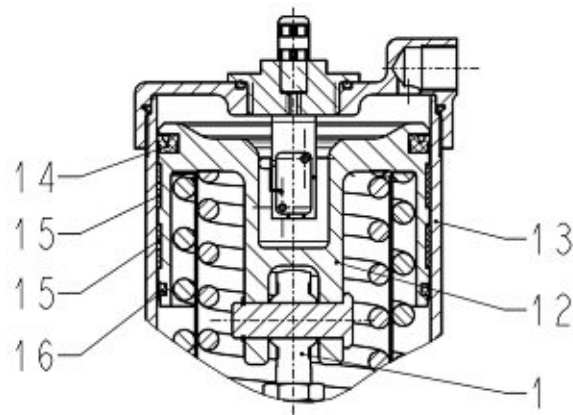


Abbildung 5.10 Deckelbereich des zweiten Entwurfs

Um ein Eindringen von Schmutz und Schnee in den Zylinderinnenraum zu verhindern, dichtet eine Gummimembran (Pos. (11)) das Durchgangsloch am Zylinderboden ab. Etwaige Querbewegungen der Pleuellager werden dabei durch elastische Verformungen des konischen Teils der Membran ausgeglichen.

Auslegung der Gelenkköpfe

Zum Auslenkungsausgleich wird der dank PTFE - FRP Gleitwerkstoff wartungsfreie Gelenkkopf der Firma *SKF GmbH* verwendet, wodurch dessen Auslegung (siehe Anhang) nach den Berechnungsformeln des firmenspezifischen Lagerkatalogs [16] erfolgt.

Nachfolgende Tabelle listet die für die Berechnung notwendigen Eigenschaften des Gelenkkopfes auf.

| | |
|---|---------|
| Dynamische Tragzahl C | 21,4 kN |
| Statische Tragzahl C₀ | 34,5 kN |
| Spezifischer dynamischer Belastungsbeiwert K | 50 N/mm |
| Durchmesser des Innenrings d_k | 28,5mm |

Die statisch maximal zulässige Belastung P_{perm} errechnet sich folgendermaßen:

$$P_{perm} = C_0 b_2 b_6 = 17,25 \text{ kN} \quad (14)$$

mit dem Temperaturfaktor $b_2 = 1$ (siehe Abbildung 5.11) und dem Beiwert für die Art der Belastung $b_6 = 0,5$ (siehe Abbildung 5.12).

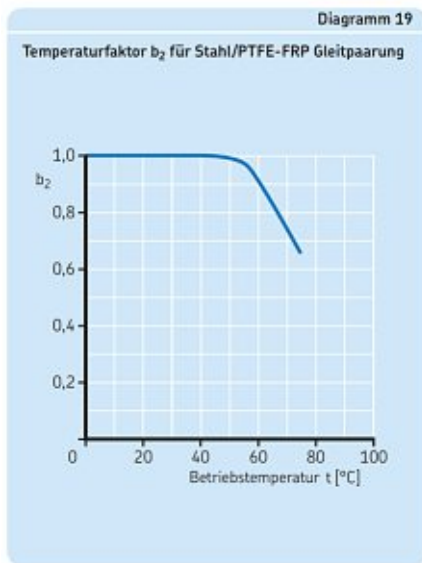


Abbildung 5.11 Temperaturfaktor b_2 [16]

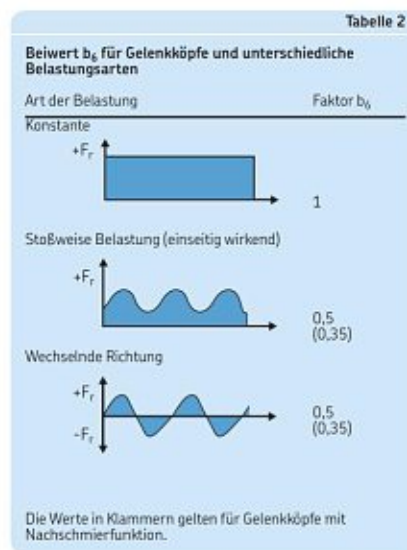


Abbildung 5.12 Beiwert b_6 [16]

Zur Ermittlung der Lagerlebensdauer werden die Lastfälle 2 und 3 (siehe Kapitel 5.2) untersucht. Dabei wird von Folgendem ausgegangen:

| | Lastfall 2 | Lastfall 3 |
|-------------------------------------|------------|------------|
| Äquivalente dyn. Belastung P | 3310 N | 6377 N |
| Anteil an Betriebsdauer | 10% | 90 % |

Damit ergibt sich die spezifische Lagerbelastung

$$p = \frac{KP}{C} \quad (15)$$

zu

| | Lastfall 2 | Lastfall 3 |
|-------------------------------|------------------------|------------------------|
| Spez. Lagerbelastung p | 6,38 N/mm ² | 14,9 N/mm ² |

Daraufhin kann die Lebensdauer G_h mit folgender Gleichung berechnet werden.

$$G_h = b_1 b_2 b_3 \frac{K}{pv} \quad (16)$$

mit dem für beide Lastfälle identen Lastverhältnissfaktor $b_1 = 0,25$ (siehe Abbildung 5.13) und dem Gleitfaktor $b_3 = 1$ (siehe Abbildung 5.14).

Tabelle 9

Lastverhältnissfaktor b_1 für Stahl/PTFE-FRP Gleitpaarung

| Art der Belastung | Beiwert b_1 | Zulässige spezifische Lagerreihe ¹ |
|---|---------------|---|
| | | N/mm ² |
| Konstante Belastung² | | |
| Einseitig wirkend | | |
| GAC...F | 1 | bis zu 50 |
| GX...F | 1 | bis zu 50 |
| GEP...FS | 1 | bis zu 80 |
| GEC...FBAS | 1 | bis zu 80 |
| Variable Belastung | | |
| Wechselseitig wirkend oder pulsierend mit | | |
| Bis 0,5 Hz | 0,25 | bis zu 40 |
| über 0,5 bis zu 5 Hz | 0,1 | bis zu 25 |

¹ Die Massenkraften sind ebenfalls zu berücksichtigen.
² Bei konstanten Belastungen, bei Schwenkfrequenzen über 300 min⁻¹ und bei sehr kurzen Gleitwegen ist $b_1 = 1$ unzulässig, da das Material vorzeitig ermüden würde. Weitere Auskünfte erteilt der Technische SKF Beratungsservice.

Abbildung 5.13 Lastverhältnissfaktor b_1 [16]

Tabelle 10

Gleitfaktor b_3 und Konstante K_M für Stahl/PTFE-FRP-Gleitpaarung

| Lagertyp Reihe | Nennbohrungsdurchmesser d | Gleitfaktor b_3 | Konstante K_M |
|--------------------------------|---------------------------|-------------------|-----------------|
| | über bis | | |
| | mm | | |
| Radiallager | | | |
| GEP...FS | – 180 | 1 | 1055 |
| | 180 440 | 1,15 | 1055 |
| | 440 – | 1,35 | 1055 |
| GEC...FBAS | – 440 | 1 | 1055 |
| | 440 – | 1,15 | 1055 |
| Schräglager¹ | | | |
| GAC...F | – 60 | 1 | 480 |
| | 60 – | 1,5 | 480 |
| Axiallager | | | |
| GX...F | – 60 | 1 | 670 |
| | 60 – | 1,5 | 670 |
| Gelenkköpfe | | 1 | 530 |

¹ Für vorgespannte Lager, die nicht eingestellt werden können, gilt immer $b_3 = 1$.

Abbildung 5.14 Gleitfaktor b_3 [16]

5. Entwerfen

Die mittlere Gleitgeschwindigkeit v kann mit Hilfe des halben Schwenkwinkels β und der Schwenkfrequenz f mit folgender Formel abgeschätzt werden:

$$v = 5,82 \cdot 10^{-7} d_k \beta f \quad (17)$$

Daher ergibt sich für die Lastfälle:

Tabelle 5.8 Ergebnis der Lebensdauerberechnung des Gelenkkopfes

| | Lastfall 2 | Lastfall 3 |
|---|----------------------|---------------------|
| Halber Schwenkwinkel β | 3,35 ° | 0° |
| Schwenkfrequenz f | 40 min ⁻¹ | 0 |
| Mittlere Gleitgeschwindigkeit v | 0,002 m/s | 0 m/s |
| Lebensdauer G_h | 9346 h | Formel nicht gültig |
| Belastungsverhältnis C/P | 5,2 | 2,7 |

Da die Lebensdauergleichung nur bei Gleitgeschwindigkeiten von $v \geq 0,002$ m/s Gültigkeit besitzt, kann eine Lebensdauer nur für die Arbeitsstellung errechnet werden. Alternativ wird für den ersten Lastfall daher der vorgegebene Richtwert für das Belastungsverhältnis (siehe Abbildung 5.15) als Beurteilungsgrundlage herangezogen. Daraus folgt

$$\left(\frac{C}{P}\right)_{vorh} = 2,7 > \left(\frac{C}{P}\right)_{min} = 1,25 \quad (18)$$

Tabelle 3

| Richtwerte für C/P | |
|-------------------------|--------------------------|
| Gleitpaarung | Belastungsverhältnis C/P |
| Stahl/Stahl | 2 |
| Stahl/Bronze | 2 |
| Stahl/PTFE-Sinterbronze | 1,6 |
| Stahl/PTFE-Gewebe | 2 |
| Stahl/PTFE-FRP | |
| GAC .. F | 1,25 |
| GX .. F | 1,25 |
| GEP .. FS | 1,6 |
| GEC .. FBAS | 1,6 |
| Gelenkköpfe | 1,25 |

Abbildung 5.15 Richtwerte für Belastungsverhältnis C/P [16]

Bei einer angenommenen Betriebsdauer von $L_h=608h$ (10 Jahre Instandhaltungsintervall, 10 Minuten Betriebszeit pro Tag) ergibt sich für die Arbeitsstellung folgendes:

$$G_h = 9346 h > L_h = 608 h \quad (19)$$

Der Gelenkkopf kann also als überdimensioniert angesehen werden. Da jedoch eine Stoßbelastung in Folge des Aufsetzens der Bremse am Gleis auftritt und der Gleitwerkstoff nur eine bedingte Stoßeignung aufweist, wird die Dimension des Gelenkkopfs belassen.

Zentrierung

Ein austauschbares Element (siehe Abbildung 5.9 – Pos. (9)) bildet am Zylinder den zur Zentrierung notwendigen Kegel. Dieser ist zur Verringerung des Instandhaltungsaufwandes mit dem Zylinderflansch verschraubt. Magnetseitig wirkt, wie beim vorherigen Entwurf, ein Kegelring (Pos. (8)) als Zentrierkörper. Ein zwischen Magnetflansch (Pos. (6)) geklemmter Gummiring (Pos. (7)) ermöglicht wieder einen Ausgleich betrieblich bedingter Fehlstellungen der Zentrierpartner.

Ausgleich der Toleranzen bei Montage im Drehgestell

Zur Montage wird der Magnetflansch (Pos. (6)) und die Magnetschienenbremse (Pos. (3)) miteinander verklemmt. Dazu wird die Schraube (Pos. (5)) in der Gabel (Pos. (2)) des unteren Gelenkkopfes angezogen. Eine Platte (Pos. (4)) dient dabei als Anpressmittel. Etwaige Montagetoleranzen von $\pm 7,5$ Millimeter können wieder durch eine Positionierung der Magnetschienenbremse gegenüber dem Zylinder ausgeglichen werden.

Hochlagenerkennung

Aufgrund der Eigenständigkeit der integrierten Hochlagenerkennung gegenüber anderen Funktionen, kann das bereits beim vorhergehenden Entwurf vorgestellte Modul ohne Anpassungen eingesetzt werden.

Zylinderbefestigung

Ein Flansch, in welchem der Zylinder eingeschraubt wird, dient bei diesem Entwurf zur Befestigung im Drehgestell (siehe Abbildung 5.7). Eine Anpassung der Position, sowie eine Ausrichtung des Druckluftanschlusses, kann somit durch die Änderung der Einschraubtiefe einfach durchgeführt werden. Um eine Lockerung der Verbindung zu verhindern, ist dabei eine Schraubensicherung mit Klebstoff vorgesehen.

5.3.3. Entwurfsvariante III

Im folgenden Kapitel wird der dritte Entwurf behandelt. Abbildung 5.16 und Abbildung 5.17 zeigen den Aufbau und weisen die signifikanten Bauteile aus.

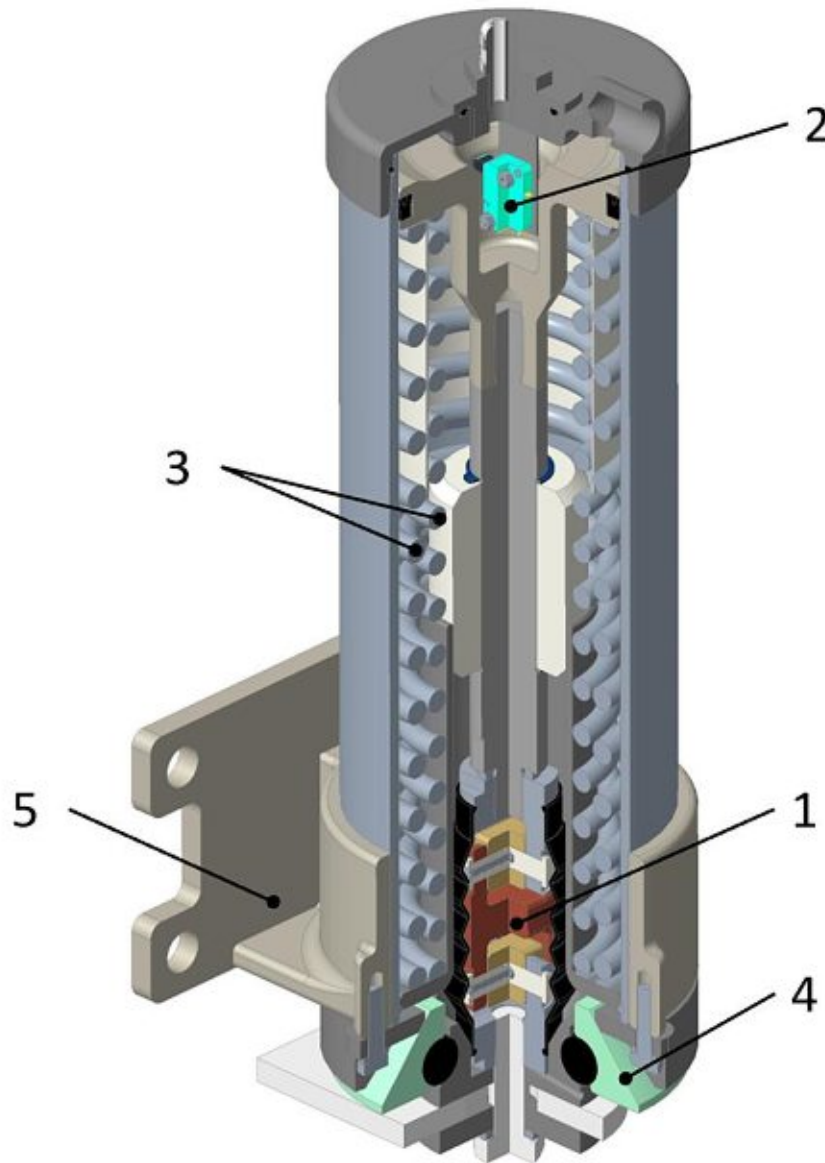


Abbildung 5.16 Isometrische Ansicht der Variante III

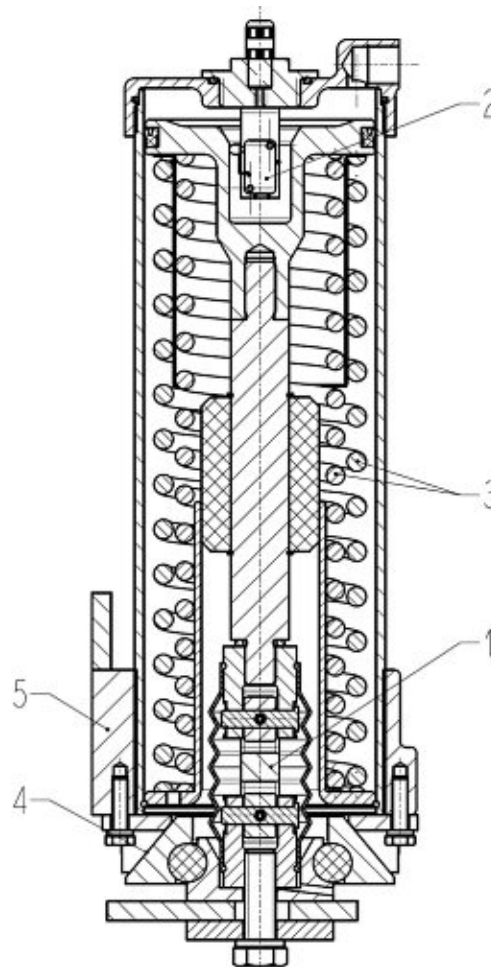


Abbildung 5.17 Querschnitt der Variante III

Aus der Wirkstruktur der dritten Konzeptvariante (siehe Kapitel 4.7.3) ausgearbeitet, sorgt ein Doppelkardangeln (Pos. (1)) für die Bewegungsfreiheit der Magnetschienenbremse in der Arbeitsstellung.

Da die Platzverhältnisse und Einbaubedingungen im Deckelbereich mit denen der schon vorgestellten Entwürfe übereinstimmen, wird das unveränderte Modul mit Mikroschalter (Pos. (2)) zur Hubfassung verwendet.

Zur Rückstellung des Zylinders sorgen, dank ähnlicher Innenraumabmessungen, die in Kapitel 5.1 ausgelegten Schraubenfedern (Pos. (3)) für die nötigen Kräfte.

Die Zentrierung findet, baugleich wie bei dem vorhergehenden Entwurf, zwischen einem am Zylinderflansch (Pos. (5)) befestigten Verschleißelement und einem Kegelring (Pos. (4)) statt.

Auslenkungsausgleich

Die Verwendung eines Doppelkardangelenks (Pos. (1)) gestattet, auf Grund seines großen zulässigen Knickwinkels, eine kompakte Unterbringung des Auslenkungsausgleichs im Bodenbereich des Zylinders (siehe Abbildung 5.18). Es wird, um eine einfache Montage zu ermöglichen, in die Kolbenstange (Pos. (11)) und den Flansch an der Magnetschienenbremse (Pos. (2)) eingeschraubt und wirkt somit als Verbindungsglied zwischen Zylinder und Bremse.

Um eine einwandfreie Führung des Kolbens im Zylinder sicherzustellen, gleitet eine an der Kolbenstange (Pos. (11)) montierte Gleitbuchse (Pos. (9)) am Zylinderboden (Pos. (10)) entlang und schützt als positiven Nebeneffekt den Zylinderinnenraum vor direktem Schmutz- und Wassereindringen.

Um das in der Arbeitsstellung exponierte Kardangelenk zu schützen, wird ein Faltenbalg (Pos. (12)) über das Gelenk gestülpt, wodurch einer Beschädigung durch Steinschläge und Verschmutzungen, aber auch Korrosion, vorgebeugt wird.

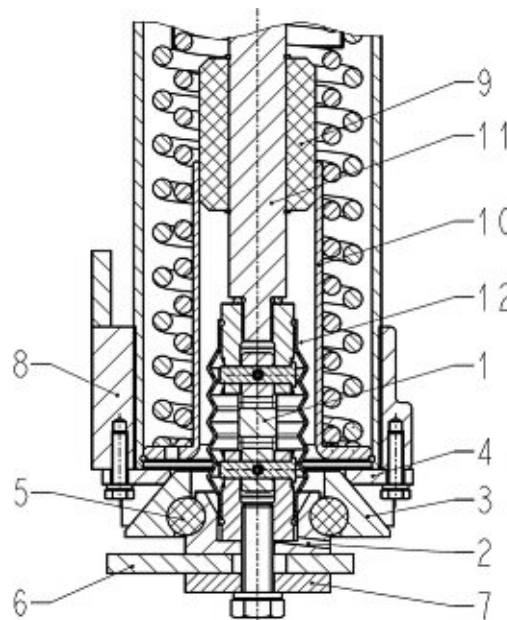


Abbildung 5.18 Bodenbereich der dritten Entwurfsvariante

Auslegung des Kardangelenks

Da sich nach *DIN 808* genormte Doppelkardangelenke nach Rücksprache mit einem Hersteller als zu schwach herausstellten, wird ein eigenes Gelenk entwickelt. Dafür wird die als kritisch erachtete Bolzenverbindung im Kreuz des Gelenks unter Zuhilfenahme des Programms *MDESIGN 2020* berechnet, welche die Formeln des Buches *Roloff/Matek Maschinenelemente* [17] als Basis für die Berechnung verwendet.

Da die Formeln von einer gleichmäßigen Gabeldicke ausgehen, diese jedoch im Falle des Kardangelenks über die Breite variabel ist, entsprechen die Ergebnisse in den Gabelstücken nicht der Realität. Daher ermittelt eine FE-Simulation den Spannungszustand in den Gabelstücken, welcher schließlich mit den zulässigen Werten aus der Bolzenberechnung verglichen wird (siehe Anhang).

Zentrierung

Auf Basis der Zentrierung aus dem vorhergehenden Entwurf entwickelt, bildet magnetseitig ein austauschbares Verschleißelement (Pos. (3)) den Zentrierkörper (siehe Abbildung 5.18). Etwaige Fluchtungsfehler werden von einem zwischen Magnetflansch (Pos. (2)) und Verschleißelement (Pos. (3)) befestigten Pufferring (Pos. (5)) ausgeglichen. Zylinderseitig positioniert ein am Befestigungsflansch (Pos. (8)) befestigter Kegelring (Pos. (4)) den Zentrierkörper.

Ausgleich der Toleranzen bei Montage im Drehgestell

Das Klemmprinzip aus den vorherigen Entwürfen kann auch hier angewandt werden, weswegen an dieser Stelle auf diese verwiesen sei.

Hochlagenerkennung

Aufgrund der unveränderten Bauweise der Huberkennung wie bei den bereits vorgestellten Entwürfen sei hier auf diese verwiesen.

Zylinderbefestigung

Da die Art der Zylinderbefestigung mit der des zweiten Entwurfs übereinstimmt und nur untergeordnete maßliche Änderungen durchgeführt werden, sei an dieser Stelle auf diesen verwiesen.

5.4. Technisch – Wirtschaftlich Bewertung

Zur Festlegung des auszuarbeitenden Entwurfs im Rahmen der Prototypenerstellung wird eine abschließende Bewertung durchgeführt. Dafür werden neben den Entwürfen, als Vergleichsmöglichkeit, ebenso der aktuelle Stand der Technik mit separaten Betätigungszyylinder, Zentriereinrichtung und Pufferschalter, nach dem Verfahren der VDI 2225 [13] untersucht.

Um dabei eine Aussage über die Erfüllung der Anforderungen aus wirtschaftlicher und technischer Sicht treffen zu können, werden zwei getrennte Bewertungen mit technischen und wirtschaftlichen Kriterien durchgeführt. Eine anschließende Gegenüberstellung der ermittelten Wertigkeiten in einem Stärke-Diagramm bereitet die Ergebnisse der Bewertung graphisch auf und dient als Entscheidungshilfe zur Wahl des auszuarbeitenden Entwurfs.

Um bei der Beurteilung der Bewertungskriterien möglichst objektiv vorzugehen, werden Werteskalen erstellt (siehe Tabelle 5.9 und Tabelle 5.11). Diese definieren den kriterien- und punktweise benötigten Erfüllungsgrad und stellen damit die einheitliche Entscheidungsgrundlage für die Bewertung dar.

5.4.1. Technische Wertigkeit

Die *technische Wertigkeit* erlaubt eine Einschätzung des Erfüllungsgrades der Anforderungen aus technischer Sicht. Die Vorgehensweise der Berechnung gleicht dabei der in Kapitel 4.8.2 vorgestellten, weswegen an dieser Stelle auf diese verwiesen wird.

Aufbauend auf den Bewertungskriterien aus der Konzeptphase (siehe 4.8.1) ergeben sich aus technischer Sichtweise folgende Kriterien:

- *Hohe Zuverlässigkeit / Robustheit*
Aufgrund von langen geforderten Überholungsintervallen ist eine zuverlässige Funktion bei allen auftretenden Belastungen, Stößen und Schwingungen wichtig.
- *Geringer Platzbedarf*
Eine möglichst platzsparende Lösung vereinfacht die Einpassung der Magnetschienenbremse in die projektspezifischen Drehgestelle.
- *Unempfindlich gegen widrige Umgebungsbedingungen*
Die einwandfreie Funktion muss auch bei widrigen Umgebungsbedingungen, wie tiefen Temperaturen oder Vereisungen, sichergestellt sein.
- *Geringer Konstruktionsaufwand zur Anpassung am Drehgestell*
Eine inhärente Flexibilität des Zylinders (Schnittstelle, Hub, usw.) hilft den Anpassungsaufwand projektspezifisch gering zu halten und beschleunigt daher die Projektabwicklung.
- *Einfache Montage*
Da bei einer geringen Montageschwierigkeit weniger geschultes Personal benötigt wird, ist eine einfache Montage anzustreben.
- *Geringe Teilekomplexität*
Zur Reduktion der Fertigungskosten ist eine einfache Herstellung der verwendeten Komponenten durch eine geringe Komplexität der Teilegeometrie anzustreben.

Die zur Bewertung der technischen Kriterien gefundene Werteskala wird in folgender Tabelle dargestellt.

| Pkte. | Bewertungskriterien | | | | | |
|-------|--|--|---|--|--------------------------|------------------|
| | Hohe Zuverlässigkeit / Robustheit | Geringer Platzbedarf | Anfälligkeit für widrige Umgebungsbedingungen | Geringer Konstruktionsaufwand zur Anpassung an Drehgestell | Geringe Teilekomplexität | Einfache Montage |
| 0 | Keine Verträglichkeit von Stoß und / oder Wechselbelastung; Plötzliches Versagen wahrscheinlich | 3 Schnittstellen zum Drehgestell - Einbauhöhe > 430mm, Durchmesser > 170mm | Komplett-ausfall | sehr hoch | sehr hoch | sehr kompliziert |
| 1 | Sehr geringe Verträglichkeit von Stoß und / oder Wechselbelastung; Plötzliches Versagen möglich | 3 Schnittstellen zum Drehgestell - Einbauhöhe < 430mm, Durchmesser < 170mm | Teilausfall | hoch | hoch | kompliziert |
| 2 | Eingeschränkte Verträglichkeit von Stoß und / oder Wechselbelastung; Plötzliches Versagen unwahrscheinlich | 3 Schnittstellen zum Drehgestell - Einbauhöhe < 415mm, Durchmesser < 150mm | geringe Funktions-einbußen | mittel | mittel | mittel |
| 3 | Gute Verträglichkeit von Stoß und / oder Wechselbelastung; kein plötzliches Versagen | 1 Schnittstelle zum Drehgestell - Einbauhöhe < 430mm, Durchmesser < 170mm | größere ben. Kräfte bei gleichbleibender Funktion | niedrig | niedrig | einfach |
| 4 | Sehr gute Verträglichkeit von Stoß und / oder Wechselbelastung; kein plötzliches Versagen | 1 Schnittstelle zum Drehgestell - Einbauhöhe < 415mm, Durchmesser < 150mm | keine Funktions-einbußen | sehr niedrig | sehr niedrig | sehr einfach |

Tabelle 5.9 Werteskala für die Bewertung der Entwürfe nach VDI 2225

5. Entwerfen

Die durch Anwendung der Werteskala ermittelten Bewertungen sind in der nachfolgenden Tabelle übersichtlich angeführt.

Tabelle 5.10 Technische Bewertung nach VDI 2225

| Bewertungsskala [13] | | Entwürfe | | | |
|---|--|-------------------|------------|-------------|--------------|
| 0 Punkte: Unbrauchbare Lösung 1 Punkt: ausreichende Lösung 2 Punkte: gute Lösung 3 Punkte: sehr gute Lösung 4 Punkte: Ideallösung | | Stand der Technik | Variante I | Variante II | Variante III |
| Bewertungskriterien | Hohe Zuverlässigkeit / Robustheit | 4 | 3 | 4 | 3 |
| | Geringer Platzbedarf | 2 | 3 | 3 | 3 |
| | Anfälligkeit für widrige Umgebungsbedingungen | 2 | 2 | 1 | 4 |
| | Geringer Konstruktionsaufwand zur Anpassung an Drehgestell | 2 | 4 | 3 | 3 |
| | Geringe Teilekomplexität | 2 | 2 | 3 | 4 |
| | Einfache Montage | 3 | 1 | 3 | 4 |
| Auswertung | erreichte Punkte | 15 | 15 | 17 | 21 |
| | maximale Punkte | 24 | 24 | 24 | 24 |
| | Technische Wertigkeit x | 0,63 | 0,63 | 0,71 | 0,88 |
| | Platzierung | 3 | 3 | 2 | 1 |

Das schlechte Abschneiden des aktuellen Standes der Technik lässt sich auf die benötigte Anzahl von Schnittstellen zurückführen, welche sowohl einen größeren Konstruktionsaufwand im Rahmen der projektspezifischen Anpassungen an der Magnetschienenbremse und dem Drehgestell, als auch einen insgesamt größeren Einbauraum benötigen.

Ersichtlich wird weiters, dass trotz einer bestechend leichten Anpassbarkeit an das Drehgestell die Variante I sehr schlecht bei der Bewertung abschneidet. Dies ist vor allem der möglichen Anfälligkeit gegenüber Schmutz und Vereisung der Gelenke geschuldet.

Eine hohe Anfälligkeit für widrige Umgebungsbedingungen vermindert ebenso die Wertigkeit der zweiten Entwurfsvariante mit Gelenkköpfen. Diese ist vor allem der schweren Abdichtbarkeit des Innenraums des Zylinders aufgrund der großen Öffnung im Bodenbereich geschuldet. Ein Eindringen von Wasser und Schmutz kann somit zu einer Schädigung der Gleitfläche und des Dichtrings führen, wodurch die Funktion des Zylinders eingeschränkt werden kann.

Als am besten anzusehen ist die Variante mit dem Ausgleich durch Kardangelenke. Das ist vor allem dem kompakten Aufbau des Auslenkungsausgleichs zu verdanken, welcher unter anderem eine kompakte und robuste Struktur des Entwurfs ermöglicht.

5.4.2. Wirtschaftliche Wertigkeit

Mit der *wirtschaftlichen Wertigkeit* werden, die im Produktleben, im weitesten Sinne, anfallenden Kosten beurteilt. Die Vorgehensweise ist dabei gleich der technischen Wertigkeit, wodurch wieder auf diese verwiesen sei.

Aufbauend auf den Bewertungskriterien aus der Konzeptphase (siehe Kapitel 4.8.1) ergeben sich aus wirtschaftlicher Sicht folgende Kriterien:

- *Geringe Instandhaltungskosten*
Eine schnelle, günstige und einfache Instandhaltung hat eine sehr hohe Priorität auf Kundenseite, da diese in starker Korrelation mit den Life Cycle Costs steht.
- *Geringe Herstellkosten*
Um ein konkurrenzfähiges Produkt zu generieren, ist auf niedrige Herstellkosten zu achten.

Da eine quantitative Vorhersage der Kosten in dem vorhandenen Entwurfsdetaillierungsgrad mit einem vertretbaren Aufwand nicht genügend genau durchführbar ist, werden die Kosten qualitativ bewertet. Die sich daraus ergebende Bewertungsskala nimmt daraufhin die in folgender Tabelle dargestellte Form an.

Tabelle 5.11 Werteskala der wirtschaftlichen Bewertung der Entwürfe

| Pkte. | Bewertungskriterien | |
|-------|-------------------------------|------------------------|
| | Geringe Instandhaltungskosten | Geringe Herstellkosten |
| 0 | sehr hoch | sehr hoch |
| 1 | hoch | hoch |
| 2 | mittel | mittel |
| 3 | niedrig | niedrig |
| 4 | sehr niedrig | sehr niedrig |

Auf die Kriterien angewandt, ergeben sich die in folgender Tabelle aufgelisteten Wertigkeiten.

| Bewertungsskala [13] | | Entwürfe | | | |
|---|-------------------------------------|-------------------|------------|-------------|--------------|
| 0 Punkte: Unbrauchbare Lösung 1 Punkt: ausreichende Lösung 2 Punkte: gute Lösung 3 Punkte: sehr gute Lösung 4 Punkte: Ideallösung | | Stand der Technik | Variante I | Variante II | Variante III |
| Bew. - krit. | Geringe Instandhaltungskosten | 3 | 2 | 4 | 3 |
| | Geringe Herstellkosten | 2 | 2 | 3 | 3 |
| Auswertung | erreichte Punkte | 5 | 4 | 7 | 6 |
| | maximale Punkte | 8 | 8 | 8 | 8 |
| | Wirtschaftliche Wertigkeit y | 0,63 | 0,50 | 0,88 | 0,75 |
| | Platzierung | 3 | 4 | 1 | 2 |

Mit einer gerade noch vertretbaren wirtschaftlichen Wertigkeit von 0,63 schneidet der aktuelle Stand der Technik bei der Kostenbetrachtung ab. Zurückzuführen ist das auf das Pufferschaltermodul, welches aufgrund seiner Eigenständigkeit hohe Herstellkosten verursacht.

Als unbefriedigend ist Variante I einzustufen, welche aufgrund ihres komplexen Aufbaus hohe Instandhaltungskosten und Herstellkosten verursacht.

Zweitplatziert reiht sich Variante III ein. Sie bietet einen guten Kompromiss zwischen Instandhaltungs- und Herstellkosten, wobei gegen eine bessere Platzierung nur die nötige teurere Eigenfertigung des Kardangelenks gegenüber einem Standardteil spricht.

Durch die Verwendung weit verbreiteter und daher gut verfügbarer Gelenkköpfe schneidet Variante II bei der wirtschaftlichen Bewertung am besten ab. Daraus lassen sich sowohl eine günstige Herstellung, sowie eine schnelle und einfache Instandhaltung ableiten.

5.4.3. Stärkediagramm

Das Stärke-Diagramm stellt die Wertigkeiten gegenüber und bereitet den Zusammenhang graphisch auf (siehe Abbildung 5.19). Dafür wird die technische Wertigkeit auf der x-Achse und die wirtschaftliche Wertigkeit auf der y-Achse aufgetragen. Die Stärke jeder Lösung kann durch die Nähe zur Ideallösung ($x=y=1$) erkannt und daraus eine fundierte Auswahl der Entwürfe getroffen werden.

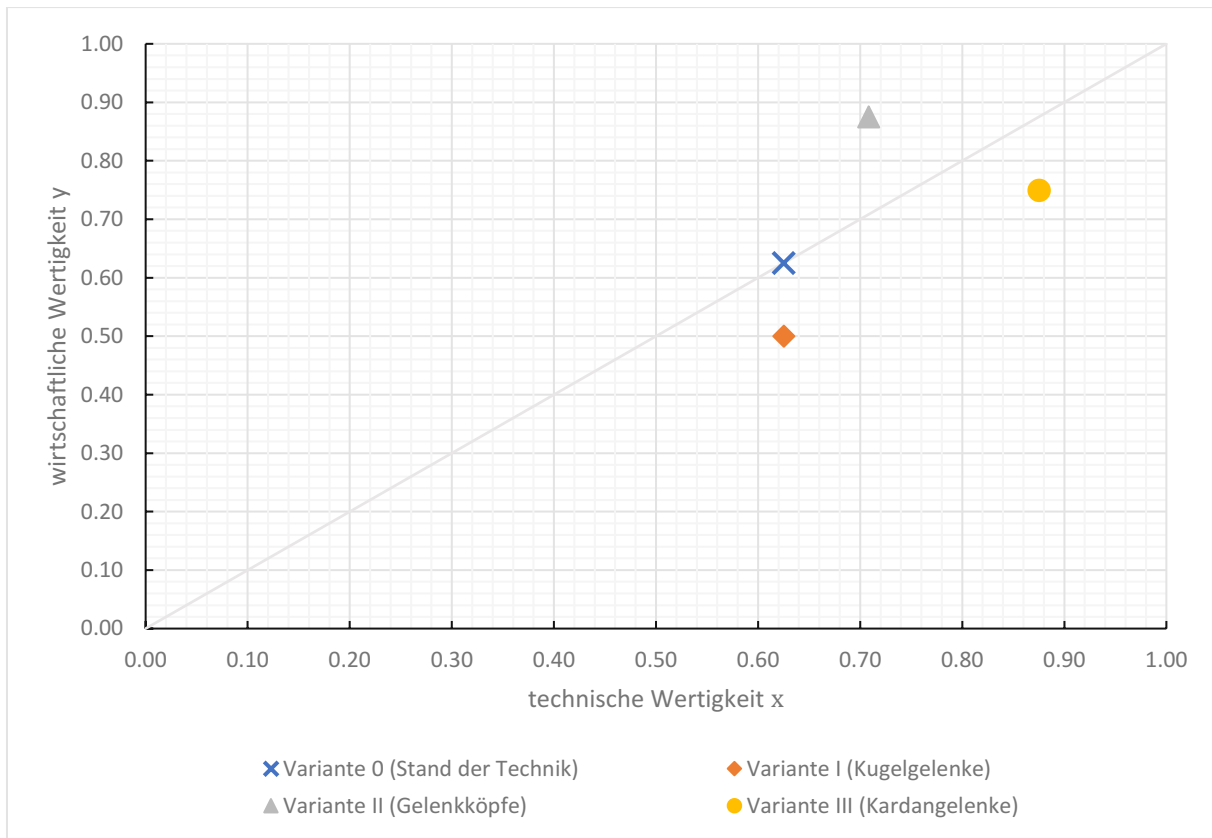


Abbildung 5.19 Stärke Diagramm der Entwurfsbewertung

5. Entwerfen

Ersichtlich ist, dass sowohl Variante I als auch der aktuelle Stand der Technik als ungenügend einzustufen sind.

Das liegt im Fall des ersten Entwurfs vorwiegend an dem komplizierten Aufbau, wodurch eine schnelle und einfache Instandhaltung erschwert wird, und die Herstellkosten als hoch einzustufen sind. Eine Anfälligkeit gegenüber Verschmutzung und Vereisung vermindern zudem die technische Wertigkeit. Daher wird der Entwurf nicht weiterverfolgt.

Wesentlich besser als der Stand der Technik schneiden Variante II und III ab.

So sticht der zweite Lösungsentwurf vor allem durch seine hohe wirtschaftliche Wertigkeit, abgeleitet aus seinem sehr einfachen Aufbau und der Verwendung standardisierter Gelenkköpfe, hervor. Eine mögliche Anfälligkeit gegenüber Schmutz- und Wassereindring in den Zylinderinnenraum vermindert jedoch die technische Güte des Entwurfs.

Trotz etwas schlechterer, aber immer noch guter, wirtschaftlicher Wertigkeit im Vergleich zum zweiten Entwurf, kann die dritte Lösungsvariante als Sieger angesehen werden. Das Doppelkardangeln ermöglicht unter anderem die Verwendung niedrig komplexer Bauteile, einen gedrungenen Aufbau und eine sehr gute Abdichtung des Innenraums. Daher erfüllt der Entwurf die Zielsetzung eines robusten, langlebigen und kompakten Betätigungszyinders sehr gut und wird deshalb zur Ausarbeitung eines Prototyps herangezogen.

6. Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war die Erarbeitung von Entwürfen eines neuartigen Betätigungszyinders um die Marktführerposition der *Knorr – Bremse GmbH* zu verteidigen und zu stärken. Zudem sollte, durch eine Reduktion der benötigten Schnittstellen zum Drehgestell, die Einpassung der Magnetschienenbremsen in die Drehgestelle erleichtert werden.

Dafür wurden die momentan verwendeten Komponenten Betätigungszyylinder, Pufferschalter und Zentriereinrichtung analysiert und deren signifikante Funktionen in Entwürfen vereint. Um für deren Erarbeitung systematisch vorzugehen, wurde die Entwicklung an den Produktentwicklungsprozess aus dem Fachbuch *Pahl / Beitz Konstruktionslehre* [1] angelehnt und in Hauptphasen unterteilt.

In den Phasen durchgeführte Arbeitsschritte waren dabei sequenziell: die Erstellung der Anforderungsliste und ein dabei unterstützendes User Story Mapping, eine Abstraktion auf den Wesenskern der Lösung und die darauf folgende Bildung der Funktionsstruktur, die Zusammenführung dazu gefundener Wirkprinzipien in einem morphologischen Kasten, die Erstellung aussichtsreicher Wirkstrukturen und deren Konkretisierung zu Konzepten, die Bewertung und Ausarbeitung zu Entwürfen und die abschließende Auswahl der vielversprechendsten Variante durch eine neuerliche Bewertung.

Als am besten geeignet stellte sich dabei der Entwurf heraus, welcher den Bewegungsausgleich mit Hilfe eines Doppelkardangelenks realisiert. Er besticht mit einem sehr robusten und einfachen Aufbau, welcher eine schnelle und kostengünstige Instandhaltung zulässt. Folglich bildet er die Basis für die auf diese Arbeit folgende Ausarbeitung eines Prototyps, an welchem umfangreiche Test in Bezug auf Dauerfestigkeit, Verschleißverhalten, Umweltverträglichkeit, usw. untersucht werden. Zusätzlich soll eine parallellaufende Patentabklärung zeigen, dass keine Verletzung der vorhandenen Patente vorliegt und den Spielraum für ein eigenes Patent ausloten.

7. Verzeichnisse

7.1. Literaturverzeichnis

- [1] G. Pahl, W. Beitz, J. Feldhusen und K.- H. Grotte, Pahl / Beitz Konstruktionslehre, Springer Verlag Berlin Heidelberg, 7. Auflage 2007.
- [2] Verein Deutscher Ingenieure, VDI Richtlinie 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1993.
- [3] Verein Deutscher Ingenieure, VDI - Richtlinie Blatt 1: Konzipieren technischer Produkte - Überarbeitete Fassung (Entwurf): Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien. Düsseldorf-VDI-EKV 1996, Düsseldorf: VDI - Verlag, 1977.
- [4] Knorr - Bremse GmbH, Schienenbremsen / Track Brakes, Knorr - Bremse GmbH, 2016 - 2. Auflage.
- [5] DIN Deutsches Institut für Normung, *DIN EN 16207: Bahnanwendungen – Bremse - Anforderungen an Funktion und Leistungsfähigkeit von Magnetschienenbremsen für Schienenfahrzeuge; Deutsche Fassung EN16207:2014 + A1:2019*, Beuth Verlag GmbH, 02.2020.
- [6] C. Bruno und I. Guillaume, „Device for attaching a cylinder for actuating a magnetic shoe of a railway vehicle bogie, associated bogie and railway vehicle“. Europa Patent EP3403897A1, 28 08 2019.
- [7] S. Christ, S. Montua und C. Nathaus, „Betätigungszyylinder für eine Schienenbremse und Schienenbremse mit einem Betätigungszyylinder“. Europa Patent EP3623252A1, 18 03 2020.
- [8] M. Cohn, „Mountain Goat Software,“ ©1998-2020. [Online]. Available: <https://www.mountaingoatsoftware.com/agile/user-stories>. [Zugriff am 16 12 2020].
- [9] DIN Deutsches Institut für Normung, *DIN EN 45545-2: Bahnanwendungen - Brandschutz in Schienenfahrzeugen - Teil 2: Anforderungen an das Brandverhalten von Materialien und Komponenten; Deutsche Fassung EN 45545-2:2020*, Beuth Verlag GmbH, 10.2020.
- [10] DIN Deutsches Institut für Normung, *DIN EN 50125-1:2014-11;VDE 0115-108-1: Bahnanwendungen - Umweltbedingungen für Betriebsmittel - Teil 1: Betriebsmittel auf Bahnfahrzeugen; Deutsche Fassung EN 50125-1:2014*, Beuth Verlag GmbH, 11.2014.

- [11] Europäisches Parlament und Europäischer Rat, *Richtlinie 2011/65/EU zur Beschränkung der Verwendung bestimmter gefährlicher Stoffe in Elektro- und Elektronikgeräten*, 08. 06.2011.
- [12] R. Verreet, Seilendverbindungen, Ingenieurbüro für Drahtseiltechnik Wire Rope Technology Aachen GmbH, 2018.
- [13] Verein Deutscher Ingenieure, VDI 2225 - Konstruktionsmethodik - Technisch - Wirtschaftliches Konstruieren, Düsseldorf, 1998.
- [14] DIN Deutsches Institut für Normung, DIN EN 13906-1: Zylindrische Schraubenfedern aus runden Drähten und Stäben – Teil 1: Druckfedern, Beuth Verlag GmbH, 2013.
- [15] Verein deutscher Ingenieure, VDI 2230 Blatt 1: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen; Zylindrische Einschraubenverbindungen, 2015.
- [16] SKF GmbH, „Lagerkatalog SKF Gelenklager und Gelenkköpfe,“ [Online]. Available: https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d19680154a05-6116_1-EN_tcm_12-122020.pdf#cid-122020. [Zugriff am 02 12 2020].
- [17] H. Wittel, D. Jannasch, J. Voßiek und C. Spura, Roloff / Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung; 23. Auflage, Springer Vieweg, 2017.

7.2. Abbildungsverzeichnis

| | |
|--|----|
| Abbildung 1.1 Entwicklungs- und Konstruktionsprozess nach <i>Pahl / Beitz</i> [1]..... | 4 |
| Abbildung 2.1 Anordnung der Magnetschienenbremse im Drehgestell [4]..... | 6 |
| Abbildung 2.2 Bestandteile einer Magnetschienenbremse [4] | 7 |
| Abbildung 2.3 Aufbau des Betätigungszyylinder [4] | 7 |
| Abbildung 2.4 Kräfte am Drehgestell während der Bremsung | 9 |
| Abbildung 2.5 Bestandteile der Zentriereinrichtung [4] | 10 |
| Abbildung 2.6 Pufferschalter [4] | 11 |
| Abbildung 2.7 Patentskizze aus Patent <i>EP3403897A1</i> [6]..... | 13 |
| Abbildung 2.8 Patentskizze (Fig. 2) aus Patent <i>EP3623252A1</i> [7] | 14 |
| Abbildung 2.9 Patentskizze (Fig. 7) aus Patent <i>EP3623252A1</i> [7] | 14 |
| Abbildung 4.1 Gesamtfunktion | 24 |
| Abbildung 4.2 Funktionsstruktur..... | 25 |
| Abbildung 4.3 Auslenkungsausgleich mittels Kugelgelenke | 35 |
| Abbildung 4.4 Ausgleich mit Gelenkköpfen | 36 |
| Abbildung 4.5 Ausgleich mit Drahtseil..... | 37 |
| Abbildung 4.6 Ausführung des Bewegungsausgleichs mittels Gliederkette | 38 |
| Abbildung 4.7 Schiebesitz | 39 |
| Abbildung 4.8 Ausgleich mittels Kardangelenke | 40 |

| | |
|---|----|
| Abbildung 4.9 Zentrierung mittels Kegel am Zylinderboden..... | 42 |
| Abbildung 4.10 Zentrierung mittels Kegelring am Zylinderflansch | 42 |
| Abbildung 4.11 Befestigung durch Schellen in Deckelnähe..... | 43 |
| Abbildung 4.12 Schellenbefestigung in Bodennähe..... | 44 |
| Abbildung 4.13 Befestigung via Deckelflansch | 45 |
| Abbildung 4.14 Befestigung via Bodenflansch..... | 45 |
| Abbildung 4.15 Angeflanshtes Pufferschaltermodul..... | 46 |
| Abbildung 4.16 Schematischer Aufbau des Pufferschaltermoduls | 46 |
| Abbildung 4.17 Prinzipieller Aufbau der integrierten Huberkennung | 47 |
| Abbildung 4.18 Huberfassung mittels Linearpotentiometer | 48 |
| Abbildung 4.19 Vereinfachter morph. Kasten mit Wirkstrukturen..... | 51 |
| Abbildung 4.20 Skizze der ersten Konzeptvariante..... | 52 |
| Abbildung 4.21 Skizze der zweiten Konzeptvariante..... | 53 |
| Abbildung 4.22 Skizze der dritten Konzeptvariante | 54 |
| Abbildung 4.23 Seilendverbindung mittels Gewindeterminale [12]..... | 55 |
| Abbildung 4.24 Skizze der vierten Konzeptvariante | 55 |
| Abbildung 4.25 Skizze der fünften Konzeptvariante..... | 56 |
| Abbildung 4.26 Skizze der sechsten Konzeptvariante..... | 57 |
| Abbildung 5.1 Isometrische Ansicht des Gesamtentwurfs der Variante I..... | 65 |
| Abbildung 5.2 Querschnitt des Gesamtentwurfs der Variante I | 66 |
| Abbildung 5.3 Bodenbereich der Variante I..... | 68 |
| Abbildung 5.4 Deckelbereich der Variante I..... | 68 |
| Abbildung 5.5 Aufbau des Huberkennungsmoduls..... | 69 |
| Abbildung 5.6 Stufe an der Außenseite des Zylinders | 70 |
| Abbildung 5.7 Isometrische Ansicht der Variante II..... | 72 |
| Abbildung 5.8 Entwurfsquerschnitt der Variante II | 73 |
| Abbildung 5.9 Bodenbereich des zweiten Entwurfs..... | 74 |
| Abbildung 5.10 Deckelbereich des zweiten Entwurfs | 74 |
| Abbildung 5.11 Temperaturfaktor b_2 [16] | 75 |
| Abbildung 5.12 Beiwert b_6 [16]..... | 75 |
| Abbildung 5.13 Lastverhältnisfaktor b_1 [16]..... | 76 |
| Abbildung 5.14 Gleitfaktor b_3 [16]..... | 76 |
| Abbildung 5.15 Richtwerte für Belastungsverhältnis C/P [16] | 77 |
| Abbildung 5.16 Isometrische Ansicht der Variante III | 79 |
| Abbildung 5.17 Querschnitt der Variante III | 80 |
| Abbildung 5.18 Bodenbereich der dritten Entwurfsvariante | 81 |
| Abbildung 5.19 Stärke Diagramm der Entwurfsbewertung..... | 88 |

7.3. Tabellenverzeichnis

| | |
|---|----|
| Tabelle 2.1 Auflistung der Patentdaten | 12 |
| Tabelle 2.2 Auflistung der Patentdaten | 13 |
| Tabelle 3.1 Beispiel einer User-Story | 16 |
| Tabelle 3.2 Hauptmerkmalliste [1]..... | 17 |
| Tabelle 3.3 Anforderungsliste | 18 |
| Tabelle 4.1 Auslenkungen der Magnetschienenbremse gegenüber dem Drehgestell..... | 23 |
| Tabelle 4.2 Morphologischer Kasten | 28 |
| Tabelle 4.3 Morphologischer Kasten (Fortsetzung) | 29 |
| Tabelle 4.4 Erstbewertung mit Hilfe der Auswahlliste..... | 31 |
| Tabelle 4.5 Morphologischer Kasten nach Vorauswahl | 32 |
| Tabelle 4.6 Auswahlliste zur weiteren Einschränkung der Wirkprinzipien aus Kapitel 4.5.4..... | 49 |
| Tabelle 4.7 Wertigkeit der Konzepte | 59 |
| Tabelle 5.1 Werkstoffkennwerte aus <i>DIN EN 13906-1</i> [14]..... | 62 |
| Tabelle 5.2 Ausgewählte Federparameter..... | 62 |
| Tabelle 5.3 Maximal zulässige Gewichte der Magnetschienenbremse..... | 62 |
| Tabelle 5.4 Auslenkungen und Belastungen aus Lastfall 1 | 63 |
| Tabelle 5.5 Auslenkungen und Belastungen aus Lastfall 2 | 64 |
| Tabelle 5.6 Auslenkungen und Belastungen aus Lastfall 3 | 64 |
| Tabelle 5.7 Signifikante Ergebnisse der Schellenschraubenberechnung..... | 71 |
| Tabelle 5.8 Ergebnis der Lebensdauerberechnung des Gelenkkopfes..... | 77 |
| Tabelle 5.9 Werteskala für die Bewertung der Entwürfe nach <i>VDI 2225</i> | 84 |
| Tabelle 5.10 Technische Bewertung nach <i>VDI 2225</i> | 85 |
| Tabelle 5.11 Werteskala der wirtschaftlichen Bewertung der Entwürfe..... | 86 |

A. Anhang

A.1. User – Stories

User – Stories aus dem Release „Masterarbeit“

| User Story | Akzeptanzkriterien | Epic |
|--|--|---|
| Als Gesetzgeber (EN 16207) möchte ich die Entlastungskraft auf max. 5 kN reduzieren | <ul style="list-style-type: none"> Entlastungskraft $\leq 5\text{kN}$ | Arbeitsstellung halten |
| Als Konstrukteur möchte ich Bewegungen der MG-Bremse ausgleichen können | <ul style="list-style-type: none"> Bewegungsausgleich durch konstruktive Maßnahmen ermöglichen | Arbeitsstellung halten |
| Als Konstrukteur möchte ich, dass die Abmessungen des neuen Produkts maximal denen des alten Produkts entsprechen | <ul style="list-style-type: none"> Durchmesser Einbauraum mit Faltenbalg $< 150\text{ mm}$ | Einbau-bedingungen erfüllen |
| Als Kunde verlange ich eine Schutzerdung des Produkts | <ul style="list-style-type: none"> Schutzerdung nach <i>EN 50153</i> Schutzerdung nach <i>GD12345/06</i> | Einbau-bedingungen erfüllen |
| Als Kunde möchte ich eine möglichst niedrig bauende Lösung | <ul style="list-style-type: none"> Niedrig bauende Lösungen bevorzugen Einbauhöhe des neuen BTZ ist mit aktueller Version vergleichbar | Einbau-bedingungen erfüllen |
| Als Gesetzgeber möchte ich eine sichere Befestigung der MG-Bremse in z-Richtung bei 2.5g in Hochlage | <ul style="list-style-type: none"> Befestigung in Hochlage bis 2.5g Beschleunigungsspitzen sicherstellen | In Hochlage fixieren |
| Als Konstrukteur möchte ich eine Entkopplung der MG-Bremse gegenüber dem Drehgestell, um zum Beispiel Vibrationen zu dämpfen | <ul style="list-style-type: none"> Entkopplung durch konstruktive Maßnahmen sicherstellen Dämpfung von Vibrationen durch konstruktive Maßnahmen Dämpfung von Stößen aus Betrieb | In Hochlage fixieren |
| Als Konstrukteur möchte ich die Bewegungen der MG-Bremse in x,y,z - Richtung begrenzen | <ul style="list-style-type: none"> Aufnahme von Belastungen aus Verwindungen und Verzwindungen laut <i>DIN EN 16207</i> | In Hochlage fixieren |
| Als Konstrukteur möchte ich einen Toleranzausgleich ermöglichen, um etwaige Montagetoleranzen ausgleichen zu können | <ul style="list-style-type: none"> Anpassung an Drehgestellmaße durch Einstellmaßnahmen ermöglichen Wunsch: Automatische Anpassung ohne Einstellmaßnahmen an Drehgestellmaße ermöglichen | In Hochlage fixieren |
| Als Kunde möchte ich eine eindeutige Überwachung der Hochlage | <ul style="list-style-type: none"> Hochlagenerkennung einbauen | In Hochlage fixieren |
| Als Konstrukteur möchte ich ein Standardprodukt, welches auf das Projekt angepasst werden kann | <ul style="list-style-type: none"> Aufbau als Baukastensystem mit Erweiterungen vorsehen | Konstruktionsaufwand bei neuen Projekten reduzieren |
| Als Konstrukteur möchte ich einen modularen Aufbau realisieren, um erwünschte Funktionen nachrüsten zu können | <ul style="list-style-type: none"> Nachrüstbarkeit gewährleisten Zugänglichkeit gewährleisten Nachrüstung mit Standardwerkzeugen möglich | Konstruktionsaufwand bei neuen Projekten reduzieren |
| Als Konstrukteur möchte ich, dass der Druckluftanschluss an verschiedenen Stellen platziert werden kann | <ul style="list-style-type: none"> Lage des Druckluftanschlusses in 30° Schritten am BTZ ohne zusätzliche Vorrichtung möglich Wunsch: Freie Ausrichtung am Umfang ohne Vorrichtung möglich | Konstruktionsaufwand bei neuen Projekten reduzieren |
| Als Kunde möchte ich möglichst niedrige Anschaffungskosten (OE-Costs) | <ul style="list-style-type: none"> OE - Kosten gleich groß wie Summe der aktuellen Produkte | Konstruktionsaufwand bei neuen Projekten reduzieren |
| Als Monteur möchte ich eine schnelle Montage des Produkts | <ul style="list-style-type: none"> Montage des Produkts von einer Person in 45min möglich Wunsch: Montage innerhalb 25 min | Konstruktionsaufwand bei neuen Projekten reduzieren |

| | | |
|--|--|--------------------------------------|
| Als Konstrukteur möchte ich ein zuverlässiges Anheben der MG- Bremse von der Arbeitsstellung in die Hochlage | <ul style="list-style-type: none"> Anheben durch konstruktive Maßnahmen sicherstellen | MG - Bremse anheben |
| Als Konstrukteur möchte ich ein automatisches Anheben der MG-Bremse in die Hochlage bei Druckverlust im Zylinder realisieren | <ul style="list-style-type: none"> Automatisches Anheben durch konstruktive Maßnahmen sicherstellen | MG - Bremse anheben |
| Als Konstrukteur möchte ich, dass die MG-Bremse in adäquater Zeit angehoben wird | <ul style="list-style-type: none"> Anhebezeit $t_h \leq 5s$ | MG - Bremse anheben |
| Als Gesetzgeber möchte ich einen minimalen Hub von 160mm | <ul style="list-style-type: none"> Hub von ≥ 160 mm ermöglichen | MG-Bremse absenken |
| Als Konstrukteur möchte ich den Betrieb bei starkem Schnee sicherstellen | <ul style="list-style-type: none"> Ausreichend hohe Absenkkräfte auch bei starker Schneelast am Zylinder sicherstellen | MG-Bremse absenken |
| Als Gesetzgeber (<i>DIN EN 16207</i>) möchte ich ein möglichst schnelles Absenken der MG-Bremse in die Arbeitsstellung, um ein Wirken der MG-Bremse innerhalb von 3 Sekunden nach Einschalten zu garantieren | <ul style="list-style-type: none"> Dauer Absenkvorgang $t_a \leq 3s$ | MG-Bremse absenken |
| Als Gesetzgeber (<i>DIN EN 16207</i>) möchte ich, dass der Systemdruck auf max. 6 bar begrenzt wird | <ul style="list-style-type: none"> Funktionsdruck $< 6bar$ | MG-Bremse absenken |
| Als Konstrukteur möchte ich ein Verlassen der MG-Bremse aus der Hochlage erkennen, und zwar ab 40mm vom oberen Anschlag | <ul style="list-style-type: none"> Signal entsteht spätestens 40mm nach Verlassen der Hochlage | MG-Bremse absenken |
| Als Kunde möchte ich als Betriebsmedium Druckluft. | <ul style="list-style-type: none"> Druckluft als Betriebsmedium verwenden | MG-Bremse absenken |
| Als Kunde möchte ich Produkte mittels Kärcher reinigen können, um das Produkt auch im eingebauten Zustand reinigen zu können | <ul style="list-style-type: none"> Schutzklasse nach <i>DIN EN 60529</i> von min. IP 65 sicherstellen | Produktqualität sicherstellen |
| Als Kunde möchte ich Korrosion durch falsche Aluminiumpaarungen mit Werkstoffen verhindern | <ul style="list-style-type: none"> Ungünstige Kontaktpaarungen vermeiden | Produktqualität sicherstellen |
| Als Kunde möchte ich eine unkomplizierte Überholung / Instandhaltung des Produkts, um die LCC- Kosten niedrig zu halten | <ul style="list-style-type: none"> Überholung von einem Monteur durchführbar Weitgehend mit Standardwerkzeugen durchführbar | Reparatur und Überholung durchführen |
| Als Kunde möchte ich eine schnelle Instandhaltung / Überholung, um die LCC-Kosten niedrig zu halten | <ul style="list-style-type: none"> Zeitbedarf: 1.5 h mit 1 Person Wunsch: $<1h$ 25min | Reparatur und Überholung durchführen |
| Als Kunde möchte ich möglichst lange präventive Instandhaltbarkeit / Überholungsintervalle, um die LCC-Kosten niedrig zu halten | <ul style="list-style-type: none"> Lebensdauer wiederverwendbarer Teile (z.B. Druckfeder) >15 Jahre Revisionsintervall: 10 Jahre | Reparatur und Überholung durchführen |
| Als Kunde möchte ich austauschbare Verschleißteile | <ul style="list-style-type: none"> Verschleißteile sind im ausgebauten Zustand der MG-Bremse austauschbar Wunsch: Verschleißteile sind im eingebauten Zustand austauschbar | Reparatur und Überholung durchführen |
| Als Kunde möchte ich ein wartungsfreies Produkt | <ul style="list-style-type: none"> Keine Wartung des BTZ und Pufferschalters innerhalb des Überholungsintervalls (10 Jahre) vorgesehen Max. Wartungsmaßnahmen der ZTE: Nachfetten Wunsch: Keine Wartung des gesamten Produkts innerhalb des Überholungsintervalls vorgesehen | Reparatur und Überholung durchführen |
| Als Konstrukteur möchte ich eine Recyclingquote der Materialien von mind. 95% | <ul style="list-style-type: none"> min. 95 Vol-% der Materialien wiederverwertbar | Umweltschutz beachten |
| Als Kunde möchte ich, dass das System umweltverträglich und recyclinggerecht ausgeführt wird. | <ul style="list-style-type: none"> Werkstoffe bevorzugen, welche erprobt, recyclingfähig sind Wiederverwendbare oder -verwertbare Werkstoffe verwenden Trennbarkeit von Verbundwerkstoffen innerhalb kurzer Zeit und mit einfachen mechanischen Mitteln sicherstellen (oder mit anderen Verfahren unter geringem Arbeitsaufwand) Produkte nach <i>SN 36350-1</i> ausführen | Umweltschutz beachten |

A. Anhang

| | | |
|---|---|-------------------------------|
| Als Konstrukteur möchte ich nur toxisch unbedenkliche Stoffe verwenden | <ul style="list-style-type: none"> • RoHS Richtlinien einhalten • Nur toxisch unbedenkliche Stoffe verwenden | Umweltschutz beachten |
| Als Konstrukteur möchte ich, dass alle Betriebslasten ausreichend lange ertragen werden | <ul style="list-style-type: none"> • Belastungen in der Hochlage aufgrund von Beschleunigungen laut <i>DIN EN 16207</i> innerhalb der Überholungsintervalle ertragen | Zuverlässigkeit sicherstellen |
| Als Gesetzgeber (<i>EN 16207</i>) will ich einen Schutzgrad von mind. IP67 | <ul style="list-style-type: none"> • Schutzgrad von min. IP 67 im Druckluftteil und in Umgebung der elektrischen Komponenten vorsehen | Zuverlässigkeit sicherstellen |
| Als Gesetzgeber (<i>DIN EN 16207</i>) möchte ich, dass Maximaldruck von 10 bar vom Produkt ertragen werden kann | <ul style="list-style-type: none"> • Produkt erträgt 10 bar Überdruck ohne Beschädigung | Zuverlässigkeit sicherstellen |
| Als Gesetzgeber (<i>EN45545</i>) möchte ich, dass das Produkt die Brandschutzvorschriften erfüllt | <ul style="list-style-type: none"> • Verwendete Materialien müssen den Brandschutzbestimmungen nach <i>EN45545</i> entsprechen | Zuverlässigkeit sicherstellen |
| Als Gesetzgeber (<i>EN 16207</i>) möchte ich, dass unter Belastung ein Lösen oder Verlust von Teilen ausgeschlossen wird | <ul style="list-style-type: none"> • Schraubensicherungen vorsehen Verlust von Teilen durch geeignete Maßnahmen unterbinden | Zuverlässigkeit sicherstellen |
| Als Gesetzgeber (<i>DIN EN 16207</i>) möchte ich, dass ein Versagen einzelner Befestigungselement nicht zum Verfangen von Teilen der MG - Bremse im Gleis führen kann | <ul style="list-style-type: none"> • Schraubenverbindungen redundant ausführen | Zuverlässigkeit sicherstellen |
| Als Gesetzgeber (<i>DIN EN 16207</i>) möchte ich das beim Versagen von Schraubenverbindungen die Funktion der Bremse aufrechterhalten bleibt | <ul style="list-style-type: none"> • Redundante Schraubenverbindungen ausführen | Zuverlässigkeit sicherstellen |
| Als Kunde möchte ich einen zuverlässigen Betrieb bei einer Umgebungstemperatur von -50°C bis + 80°C | <ul style="list-style-type: none"> • Verwendete Materialien müssen für Einsatztemperaturen (-50°C bis +80°C) geeignet sein | Zuverlässigkeit sicherstellen |

User - Stories aus dem „Backlog“

| User Story | Akzeptanzkriterien | Epic |
|--|---|---|
| Als Konstrukteur möchte ich, dass die Betriebskräfte (Quer- und Bremskraft) aufgenommen werden können | | Arbeitsstellung halten |
| Als Konstrukteur möchte ich die Entlastungskraft reduzieren | | Arbeitsstellung halten |
| Als Konstrukteur möchte ich ein Losbrechen der MG-Bremse bei Vereisung sicherstellen | <ul style="list-style-type: none"> • Schadenfreies Losbrechen bei Vereisung sicherstellen • Wunsch: Maßnahmen zur Verhinderung von Vereisung setzen | MG-Bremse absenken |
| Als Konstrukteur möchte ich übermäßige Stöße beim Erreichen der Hochlage verhindern. (FMEA - Fall) | <ul style="list-style-type: none"> • 30g Stoß ist mit geringen plastischen Verformungen ohne Funktionsverlust des Zylinders ertragbar • Wunsch: Konstruktive Maßnahmen zur Stoßreduktion setzen | MG - Bremse anheben |
| Als Konstrukteur möchte ich die Schnittstellen zum Drehgestell beibehalten | <ul style="list-style-type: none"> • Befestigung wie bei vorhandenen BTZ | Einbaubedingungen erfüllen |
| Als Kunde möchte ich zum Einbau des Pufferschalters keine zusätzliche benötigte Bearbeitung des Drehgestellrahmens | <ul style="list-style-type: none"> • eine Schnittstelle für alle Funktionen vorsehen | Einbaubedingungen erfüllen |
| Als Kunde (Siemens) möchte ich, dass Vorzugsbauteile für die Drehgestellausrüstung verwendet werden. | <ul style="list-style-type: none"> • Befestigungsschrauben zum Drehgestell entsprechen den Vorzugsbauteilen | Einbaubedingungen erfüllen |
| Als Kunde (Siemens) wünsche ich mir, dass Steckverbinder der Firma Waidmüller verwendet werden. | <ul style="list-style-type: none"> • Vorzugsweise Steckverbinder der Firma Waidmüller verwenden | Einbaubedingungen erfüllen |
| Als Konstrukteur möchte ich drehgestell- und magnetseitig gleiche Anbauteile | <ul style="list-style-type: none"> • Standardschnittstellen realisieren | Konstruktionsaufwand bei neuen Projekten reduzieren |

| | | |
|---|---|---|
| Als Konstrukteur möchte ich einen modularen Aufbau, um zum Beispiel unterschiedliche Größen, Hübe, usw. mit wenig Aufwand umsetzen zu können | <ul style="list-style-type: none"> • Modularer Aufbau für Hübe von 84mm bis 165mm • Modularer Aufbau für Kolbendurchmesser • Modularer Aufbau für Einbaulängen von 320 mm bis 494mm | Konstruktionsaufwand bei neuen Projekten reduzieren |
| Als Monteur wünsche ich mir, dass die Innenkonstruktion des BTZ gleich gelassen wird, um die Montage zu vereinfachen. | <ul style="list-style-type: none"> • Wunsch: Innenkonstruktion des Zylinders soll gleich oder ähnlich bleiben | Konstruktionsaufwand bei neuen Projekten reduzieren |
| Als Konstrukteur möchte ich einen modularen, nachrüstbaren Witterungsschutz | <ul style="list-style-type: none"> • Witterungsschutz nachrüstbar am eingebauten Produkt | Konstruktionsaufwand bei neuen Projekten reduzieren |
| Als Konstrukteur möchte ich keine übermäßige Stöße bei Erreichen der Arbeitsstellung | <ul style="list-style-type: none"> • Aufsetzstoß dämpfen | MG-Bremse absenken |
| Als Kunde möchte ich Ablagerungen von Schmutz, Eis und Schnee entweder durch einen geschützten Einbauort oder durch konstruktive Maßnahmen, vermeiden | <ul style="list-style-type: none"> • Ablagerungen durch konstruktive Maßnahmen verhindern | Produktqualität sicherstellen |
| Als Kunde möchte ich möglichst leichte Produkte | <ul style="list-style-type: none"> • Gewicht des Gesamtprodukts <25kg • Wunsch: <20kg | Produktqualität sicherstellen |
| Als Kunde möchte ich eine mehrschichtige Lackierung, um den Oberflächenschutz sicherzustellen. | <ul style="list-style-type: none"> • Wasserlösliche Lacke • Grundierung alternativ als PUR-Grundierung • Mindestens zwei Lackschichten • Unterschiedliche Lackdicken möglich • Haftfestigkeit: Gitterschnitt-Kennwert 0-1 (EN 2409) • Haftung: >6.5 N/mm² (EN24624) • Elastizität: ≥ 3mm (EN 1520) • Kondenswasserbeständigkeit: 240 h, Blasenbildung 0/0, Rost Ri0 nach ISO 4628 (DIN 50017) | Produktqualität sicherstellen |
| Als Kunde möchte ich, dass eine Reparatur der Schalteinheit bei eingebauten Betätigungszylinder im Drehgestell möglich ist | <ul style="list-style-type: none"> • Reparatur der Schalteinheit am eingebauten Zylinder möglich • Gute Zugänglichkeit der Schalteinheit | Reparatur und Überholung durchführen |
| Als Kunde möchte ich, dass eine Reparatur der Zentriereinheit ohne kompletten Ausbau der MG-Bremse oder BTZ aus Drehgestellrahmen | <ul style="list-style-type: none"> • Reparatur der Zentriereinheit am eingebauten Zylinder möglich • Gute Zugänglichkeit der Zentriereinrichtung | Reparatur und Überholung durchführen |
| Als Kunde möchte ich schnell lösbare Steckverbindungen (Schlauch + Elektrik), um die Reparatur zu beschleunigen | <ul style="list-style-type: none"> • Trennbare Verbindungen bei Schläuchen vorsehen • Leicht trennbare Steckverbindungen bei elektrischen Verbindungen vorsehen | Reparatur und Überholung durchführen |
| Als Kunde möchte ich eine ausreichende Isolationsfestigkeit zwischen Drehgestell und Wagenkasten | <ul style="list-style-type: none"> • PD4 nach DIN EN 50124-1 bei elektrischer Isolation | Zuverlässigkeit sicherstellen |
| Als Gesetzgeber (EN 16207) möchte ich eine ausreichend hohe Staubfestigkeit, um einen Verschmutzungsgrad von PD2 ertragen zu können | <ul style="list-style-type: none"> • Kein Fehlerstrom durch Verschmutzungsgrad PD2 möglich | Zuverlässigkeit sicherstellen |
| Als Kunde möchte ich, dass Vereisungen ohne Schaden am Produkt ertragen werden können. | <ul style="list-style-type: none"> • Vereisungen verursachen keinen funktionellen Schaden | Zuverlässigkeit sicherstellen |
| Als Kunde möchte ich einen zuverlässigen Betrieb unter den Umweltbedingungen nach EN 50125-1 sichergestellt wissen | <ul style="list-style-type: none"> • Bestehen der Umwelttests nach EN50125-1 | Zuverlässigkeit sicherstellen |
| Als Konstrukteur möchte ich eine optionale integrierte Heizung aus- und nachrüsten können | <ul style="list-style-type: none"> • Nachrüstbares Heizelement vorhanden • Zugänglichkeit zur Nachrüstung sicherstellen | Zuverlässigkeit sicherstellen |

A.2. Problem erkennen aus der Anforderungsliste

Ergebnis des 1.Schritts:

- Durchmesser Einbauraum: $D \leq 150\text{mm}$
- Einbaulängenbereich: 300mm - 500mm
- Lochbilder der aktuellen Flansche sollen verwendet werden können
- Lochbildabmessungen: 80mm - 170mm im Quadrat
- Fixierung im Drehgestell mittels Schrauben
- Verwindungen und Verzwängungen in Ruhestellung ausgleichen Querrichtung $dx=dy=0.7\text{ mm}$; Hochachse $dz=0.6\text{ mm}$
- Montagetoleranzen in Ruhestellung durch Einstellmaßnahmen ausgleichen; Querrichtung $dx=dy=\pm 2\text{mm}$; Achsenrichtung $dz=\pm 3\text{mm}$
- Erweiterte Montagetoleranz in Querrichtung $dy=\pm 3\text{mm}$
- Bewegungen in Arbeitstellung (ausgefahrener Zustand) ermöglichen; Querrichtung $dx=dy=\pm 15\text{ mm}$
- Elektronische Erkennung der Ruhestellung (Hochlagenerkennung) kann im ausgebauten Zustand nachgerüstet werden
- Ausrichtung des Druckluftanschlusses in 90° Schritten am Umfang ohne Vorrichtung möglich
- Fixierung (Zentrierung) der Magnetschienenbremse in Ruhestellung
- Magnetschienenbremse muss translatorisch in vertikaler Richtung zwischen einer Ruhestellung (Hublänge $H=0\text{mm}$) und einer Arbeitsstellung (Hublänge $H=80\text{...}180\text{mm}$) bewegt werden
- Ausfahren von Hublänge innerhalb $\leq 3\text{s}$
- Hublänge: 80mm - 180mm
- Auslegungsgewicht der bewegten Masse: 150kg
- Axiale Fixierung der Ruhestellung bis 2.5g quasistatische Beschleunigung sicherstellen
- Aus quasistatischen Beschleunigungen resultierende Kräfte in der Ruhestellung dauerhaft ertragen; Beschleunigung in Achsenrichtung (z-Achse) $a_z = 5\text{ g}$; Beschleunigung in Querrichtung (x- & y- Achse) $a_y = 4,4\text{ g}$
- Belastungen aufgrund Beschleunigungsspitzen von 30g dauerhaft ertragen
- Belastungen aufgrund Verwindungen, Verschiebungen, Drehgestellspießgang ausreichend lang ertragen
- Auftretende Vibrationen dämpfen
- Maximale entwickelte Axialkraft (Druckkraft) in Arbeitsstellung $\leq 5\text{kN}$
- Automatische Einnahme der Ruhestellung bei Druckverlust
- Stoß durch Beschleunigungsspitze von 30g bei Hochschnellen des Betätigungszyinders mit max. lokalen Verformungen, aber ohne sicherheitsrelevante Beschädigungen, ertragen
- Anzahl der Betätigungen während Produktlebensdauer: 100.000
- Betriebsmedium des Betätigungszyinders: Druckluft
- Betriebsdruck $\leq 6\text{bar}$
- Materialien erfüllen die Brandschutzbestimmungen der EN 45545; Brandschutzklasse HL2

- Dichtheit bis 10 bar Überdruck
- Ausgabe von Signal bei Verlassen der Ruhestellung bei Erreichen von Schaltpunkt
- Versorgungsspannungen: 24V DC, 36V DC, 72V DC, 110VDC;
Schwankungstoleranz der Spannung: $\pm 30\%$
- Sensoreigenschaften; Sensortyp: Wechselschalter Plus / Minus, Totzeit
Schaltvorgang: $< 1s$, Aufbauzeit: $0.5s$
- Mindestens ertragbare Schaltspiele der Sensoreinheit: 100.000
- Schutzerdung des Produkts nach GD12345/06
- Schutzgrad IP67 im Bereich elektronischer Bauteilen
- Unveränderte Funktion bei Verschmutzungsgrad PD2 laut IEC 61010-1
- Lösen und Verlust von Teilen ist durch geeignete Maßnahmen zu unterbinden
- Versagen einzelner Befestigungselemente führt nicht zum Verfangen von Teilen im Gleis
- Funktion bleibt bei Versagen von einzelner Schraubenverbindung erhalten
- Montage bzw. Demontage von einer Person in $\leq 45min$ möglich
- Trennbare Schlauchverbindungen verwenden
- Leicht trennbare Steckverbindungen bei elektrischen Verbindungen verwenden
- Unveränderte Funktion bei Temperaturbereich T1: $-25^{\circ}C$ bis $+50^{\circ}C$
- Erweiterter Temperaturbereich: $-50^{\circ}C$ bis $+80^{\circ}C$
- unveränderte Funktion bei Luftfeuchte T1: 15 bis 100% relativ
- unveränderte Funktion bei Vereisung
- Lebensdauer ≥ 30 Jahre
- Sichtprüfung der Verschleißteile möglich
- Reparatur der Hochlagenerkennung im eingebauten Zustand
- Instandhaltung von einer Person in $< 1.5h$ möglich
- Instandhaltungsintervall > 8 Jahre
- Max. Wartungsmaßnahmen zwischen Instandhaltungen: Nachfetten
- Reparatur und Instandhaltung mit Werkzeugen einer üblichen Werkstattaustattung möglich
- Verschleißteile sind im ausgebauten Zustand des Betätigungszyinders austauschbar
- Reinigung mit Kärcher, Bürsten und üblichen Reinigungsmitteln möglich
- Wiederverwertbarkeit der Materialien $> 95 Vol. \%$
- Rohs Richtlinien einhalten
- Nur unproblematisch entsorgbare Materialien verwenden
- Herstellkosten $\leq \text{€ } 233.75$
- LCC \leq aktueller Betätigungszyylinder
- Ende der Entwicklung: 31.12.2020 (= Entwicklung des Entwurfs)

Ergebnis des 2.Schritts:

- Verwindungen und Verzwängungen in Ruhestellung ausgleichen Querrichtung $dx=dy= 0.7 \text{ mm}$; Hochachse $dz = 0.6 \text{ mm}$
- Montagetoleranzen in Ruhestellung durch Einstellmaßnahmen ausgleichen; Querrichtung $dx=dy=\pm 2\text{mm}$; Achsenrichtung $dz= \pm 3\text{mm}$
- Erweiterte Montagetoleranz in Querrichtung $dy=\pm 3\text{mm}$
- Bewegungen in Arbeitstellung (ausgefahrener Zustand) ermöglichen; Querrichtung $dx=dy=\pm 15 \text{ mm}$
- Elektronische Erkennung der Ruhestellung (Hochlagenerkennung) kann im ausgebauten Zustand nachgerüstet werden
- Fixierung (Zentrierung) der Magnetschienenbremse in Ruhestellung
- Magnetschienenbremse muss translatorisch in vertikaler Richtung zwischen einer Ruhestellung (Hublänge $H=0\text{mm}$) und einer Arbeitstellung (Hublänge $H= 80\dots 180\text{mm}$) bewegt werden
- Ausfahren von Hublänge innerhalb $\leq 3\text{s}$
- Auslegungsgewicht der bewegten Masse: 150kg
- Axiale Fixierung der Ruhestellung bis 2.5g quasistatische Beschleunigung sicherstellen
- Aus quasistatischen Beschleunigungen resultierende Kräfte in der Ruhestellung dauerhaft ertragen; Beschleunigung in Achsenrichtung (z-Achse) $a_z = 5 \text{ g}$; Beschleunigung in Querrichtung (x- & y- Achse) $a_y = 4,4 \text{ g}$
- Belastungen aufgrund Beschleunigungsspitzen von 30g dauerhaft ertragen
- Belastungen aufgrund Verwindungen, Verschiebungen, Drehgestellspießgang dauerhaft ertragen (t.b.d)
- Maximale entwickelte Axialkraft (Druckkraft) in Arbeitsstellung $\leq 5\text{kN}$
- Automatische Einnahme der Ruhestellung bei Druckverlust
- Stoß durch Beschleunigungsspitze von 30g bei Hochschnellen des Betätigungszyinders mit max. lokalen Verformungen, aber ohne sicherheitsrelevante Beschädigungen, ertragen
- Betriebsmedium des Betätigungszyinders: Druckluft
- Betriebsdruck $\leq 6\text{bar}$
- Ausgabe von Signal bei Verlassen der Ruhestellung bei Erreichen von Schaltpunkt
- Versorgungsspannungen: 24V DC , 36V DC , 72V DC , 110VDC ; Schwankungstoleranz der Spannung: $\pm 30\%$
- Unveränderte Funktion bei Verschmutzungsgrad PD2 laut IEC 61010-1
- Unveränderte Funktion bei Temperaturbereich T1: -25°C bis $+50^\circ\text{C}$
- Erweiterter Temperaturbereich: -50°C bis $+80^\circ\text{C}$
- unveränderte Funktion bei Luftfeuchte T1: 15 bis 100% relativ
- unveränderte Funktion bei Vereisung

Ergebnis des 3.Schritts:

- Ausgleich von Toleranzen in Ruhestellung
- Ausgleich von Bewegungen in Arbeitsstellung
- Fixierung (Zentrierung) der Magnetschienenbremse in Ruhestellung
- Translatorische Bewegung der Magnetschienenbremse zwischen einer Ruhestellung und einer Arbeitsstellung
- Automatische Einnahme der Ruhestellung bei Druckverlust
- Betriebsmedium des Betätigungszylinders: Druckluft
- Ausgabe von Signal bei Verlassen der Ruhestellung bei Erreichen von Schaltpunkt
- Unveränderte Funktion bei allen Umweltbedingungen

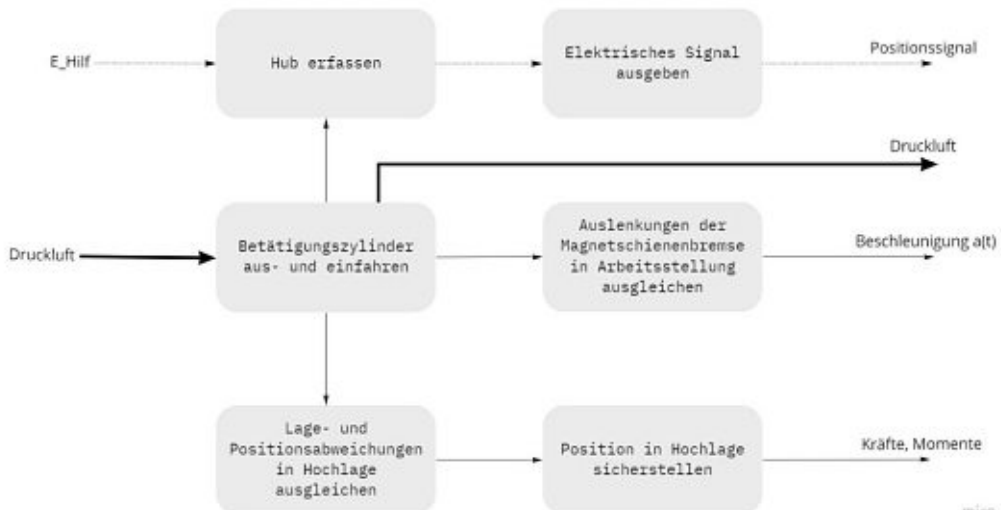
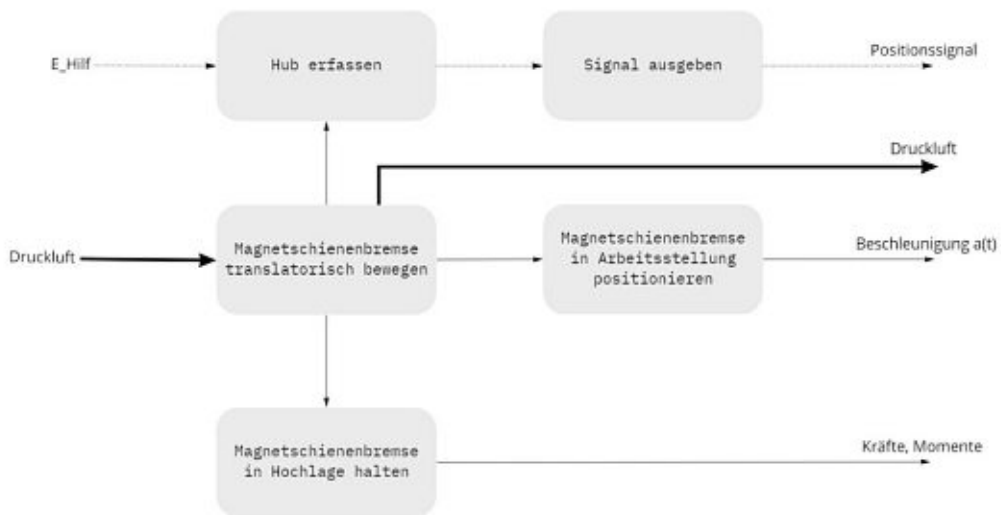
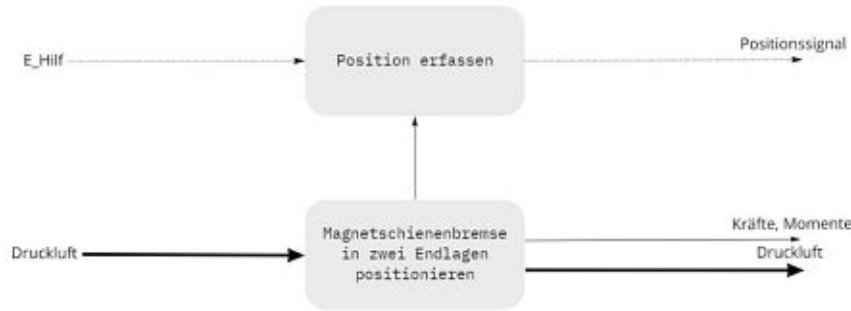
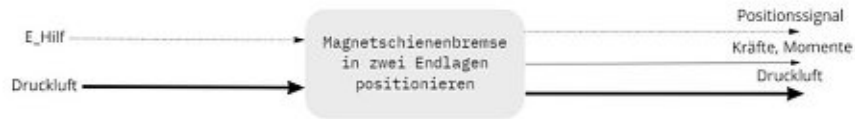
Ergebnis des 4. Schritts:

- Fixierung von Körperposition in Ruhestellung
- Ausgleichsbewegungen ermöglichen in Arbeitsstellung
- Translatorische Bewegung eines Körpers innerhalb eines definierten Bereichs
- Verlassen der Ruhestellung erkennen
- Automatische Positionierung in Ruhestellung bei Deaktivierung

Ergebnis des 5. Schritts:

Translatorische Bewegung eines Körpers aus einer Ruhestellung bei gleichzeitigem Ausgleich von Relativbewegungen. Verlassen der Ruhestellung erkennen. Automatische Positionierung und Fixierung des Körpers in einer Ruhestellung bei Deaktivierung der Vorrichtung.

A.3. Schrittweise Erstellung der Funktionsstruktur



micro

A.4. Datenblätter

A.4.1. Gleitlagerwerkstoff der Kugelgelenkschalen



Werkstoff-Datenblatt

SLSP 2

SL – Stahl-Sinterbronze-PTFE Verbundwerkstoff
– bleifrei –

Material-Charakteristik

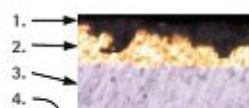
Stahl mit porös aufgesinterter Zinnbronze, welche mit PTFE als Deckschicht versehen ist.

Durch die Deckschicht aus PTFE wird ein wartungsfreier, selbstschmierender Betrieb bei geringer Reibung ermöglicht.

Einsatz Daten

| | | |
|------------------------------|--------------------------|----------|
| max. Flächenpressung | | |
| statisch: | 250 MPa | |
| dynamisch: | 140 MPa | |
| max. Gleitgeschwindigkeit | | |
| trocken: | 2,5 m/s | |
| ölgeschmiert: | 5 m/s | |
| max. PV Wert | | |
| trocken: | | |
| Dauerbetrieb: | 1,8 Mpa x m/s | |
| Aussetzbetrieb: | 3,6 Mpa x m/s | |
| ölgeschmiert: | 10 Mpa x m/s | |
| Einsatztemperatur: | -200 bis +280 °C | |
| Wärmeausdehnungskoeffizient: | 11 x 10 ⁻⁶ /K | |
| Reibwerte: | | |
| trocken: | μ = 0,05 | bis 0,25 |
| ölgeschmiert: | μ = 0,02 | bis 0,08 |

Material-Aufbau



1. PTFE + Additive
2. Sinterbronze
3. Stahlrücken
4. Zinnbeschichtung

Gegenwerkstoff

Mindesthärte $\geq 200\text{HB}$
Oberflächenrauheit: Ra ~ 0,4 μm

Einsatzbereich

Allgemeiner Maschinenbau, Hydraulik-, Pneumatikzylinder, Automobilindustrie, Landwirtschaftliche Maschinen und Geräte, Textilmaschinen, usw.

SL Gleitlagertechnik GmbH
Zu den Sandbeeten 11, D-35043 Marburg
Tel. +49 . (0)64 21 . 9 48 60-0, Fax +49 . (0)64 21 . 9 48 60-20
info@sl-gleitlagertechnik.de, www.sl-gleitlagertechnik.de



SL Gleitlagertechnik GmbH

Für den dargestellten Inhalt behalten wir uns alle Rechte vor.

Gleitlager · Gleitelemente · selbstschmierend · wartungsfrei

A.4.2. Kabelverschraubung

Auszug aus den Produktkatalog der Firma PFLITSCH GmbH & Co. KG:



blueglobe-Brandschutz-Kabelverschraubung
blueglobe fire protection cable gland



Abb. 1
Fig. 1



Abb. 2
Fig. 2

Messing vernickelt
Metrisches Gewinde EN 60423
Mit O-Ring HNBR
Schutzart IP 68 bis 15 bar, IP 69
Grundlage für technische Angaben: EN 62444

Brass, nickel-plated
Metric thread EN 60423
With o-ring HNBR
Type of protection IP 68 up to 15 bar, IP 69
Base for technical data: EN 62444

Die hier aufgeführten Artikel sind nur eine Auswahl aus unserem Gesamtprogramm. Weitere Ausführungen auf Anfrage.
The products listed here are only a selection of our overall programme. Further versions on request.

| Werkstoff Verschraubungskörper Material gland body | Ausführung/Farbe Version/colour | Werkstoff Dichteseinsatz Material sealing insert | Farbe Colour | Temperaturbereich min./max. Temperature range (min./max.) |
|---|------------------------------------|---|------------------|--|
| Messing Brass | Vernickelt Nickel-plated | T80s | Schwarz Black | -40 °C / +130 °C |

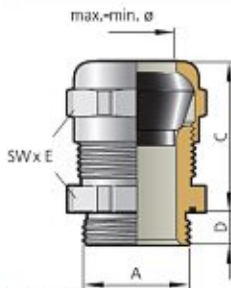


Abb. 3 - mit Inlet
Fig. 3 - with inlet

| Anschlussgewinde/ -länge Connection thread/length | Art.-Nr. Art. no. | Dichtbereich Sealing range | Dichtbereich ohne Inlet Sealing range without inlet | Dichtbereich mit Inlet Sealing range with inlet | Bauhöhe Mounting height | Schlüssel- weite Spanner width | SW x E mm |
|---|----------------------|-------------------------------|--|--|-------------------------------|---|--------------|
| | | | | | | | |
| M12x1,5 | 5,0 | bg 212Bms | 8,0 - 2,0 | 8,0 - 5,0 | 5,0 - 2,0 | 20,8 | 17x18,9 50 |
| M16x1,5 | 6,0 | bg 216Bms | 11,0 - 4,0 | 11,0 - 7,0 | 7,0 - 4,0 | 25,0 | 20x22,2 50 |
| M20x1,5 | 6,5 | bg 220Bms | 14,0 - 5,0 | 14,0 - 9,0 | 9,0 - 5,0 | 29,5 | 24x26,5 50 |
| M25x1,5 | 7,5 | bg 225Bms | 20,0 - 11,0 | 20,0 - 16,0 | 16,0 - 11,0 | 30,0 | 30x33 50 |
| M32x1,5 | 8,0 | bg 232Bms | 25,0 - 15,0 | 25,0 - 20,0 | 20,0 - 15,0 | 32,0 | 36x39,5 25 |
| M40x1,5 | 8,0 | bg 240Bms | 32,0 - 20,0 | 32,0 - 26,0 | 26,0 - 20,0 | 35,0 | 45x48 10 |
| M50x1,5 | 10,0 | bg 250Bms | 42,0 - 31,0 | 42,0 - 35,0 | 35,0 - 31,0 | 38,0 | 57x61 5 |
| M63x1,5 | 10,0 | bg 263Bms | 54,0 - 41,0 | 54,0 - 46,0 | 46,0 - 41,0 | 40,0 | 68x72 5 |

| Anschlussgewinde/ -länge Connection thread/length | Art.-Nr. Art. no. | Dichtbereich Sealing range | Dichtbereich ohne Inlet Sealing range without inlet | Dichtbereich mit Inlet Sealing range with inlet | Bauhöhe Mounting height | Schlüssel- weite Spanner width | SW x E mm |
|---|----------------------|-------------------------------|--|--|-------------------------------|---|--------------|
| | | | | | | | |
| M12x1,5 | 15,0 | bg 812Bms | 8,0 - 2,0 | 8,0 - 5,0 | 5,0 - 2,0 | 21,0 | 17x18,9 50 |
| M16x1,5 | 15,0 | bg 816Bms | 11,0 - 4,0 | 11,0 - 7,0 | 7,0 - 4,0 | 25,0 | 20x22,2 50 |
| M20x1,5 | 15,0 | bg 820Bms | 14,0 - 5,0 | 14,0 - 9,0 | 9,0 - 5,0 | 29,5 | 24x26,5 50 |
| M25x1,5 | 15,0 | bg 825Bms | 20,0 - 11,0 | 20,0 - 16,0 | 16,0 - 11,0 | 30,0 | 30x33 50 |
| M32x1,5 | 15,0 | bg 832Bms | 25,0 - 15,0 | 25,0 - 20,0 | 20,0 - 15,0 | 32,0 | 36x39,5 25 |

- i** Edelstahl auf Anfrage
Stainless steel on request
- i** Dichteseinsatz aus Silikon 555 (Temperaturbereich -55 °C bis +180 °C) auf Anfrage
Sealing insert made of silicone 555 (temperature range -55 °C up to +180 °C) on request
- i** Anzugsdrehmomente siehe Technischer Anhang Seite 488
For tightening torques, see technical appendix page 488
- i** Anzugsdrehmomente siehe Technischer Anhang im Hauptkatalog
For tightening torques, see technical appendix in the main catalogue

A.4.3. Gelenkkopf



Erstellt von www.skf.com am 2020-12-10



SALKB 16 F

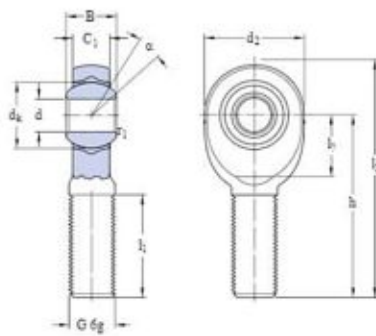
Gelenkköpfe, Außengewinde

Gelenkkopfdaten

Toleranzen,

Radiale Lagerluft

Technische Spezifikationen



ABMESSUNGEN


| | |
|----------------|--------------|
| d | 16 mm |
| d ₂ | max. 43 mm |
| B | 21 mm |
| G | M 16 |
| C ₁ | max. 15,5 mm |
| h | 66 mm |
| α | 15 ° |
| d _k | 28,5 mm |
| l ₁ | min. 37 mm |
| l ₂ | max. 89 mm |
| l ₇ | min. 21 mm |
| r ₁ | min. 0,3 mm |

BERECHNUNGSDATEN

| | | |
|--|----------------|---------|
| Dynamische Tragzahl | C | 21,4 kN |
| Statische Tragzahl | C ₀ | 34,5 kN |
| Spezifischer dynamischer Belastungsbeiwert | K | 50 N/mm |
| Werkstoffbeiwert | K _M | 530 |



Seite 1 von 3


Erstellt von www.skf.com am 2020-12-10

GEWICHT

| | |
|--------------------|--------|
| Gewicht Gelenkkopf | 0.2 kg |
|--------------------|--------|

Weitere Informationen

| Produktdetails | Konstruktionsinformationen | Werkzeuge |
|--|--|--|
| <a data-bbox="328 696 480 752" href="#">Ausführungen und Varianten <a data-bbox="328 775 507 804" href="#">Daten für Gelenkköpfe <a data-bbox="328 831 496 860" href="#">Ermüdungsfestigkeit | <a data-bbox="671 696 887 752" href="#">Auswahl und Anwendung – Grundlagen | <a data-bbox="1011 696 1198 725" href="#">SKF Bearing Calculator |

Seite 2 von 3

A.5. Auslegung des Kardangelenks

Zur Auslegung der Kardangelenke wird zuerst die Bolzenverbindung nach den Berechnungsformeln des Fachbuchs *Roloff / Matek Maschinenelemente* [17] durchgeführt. Da jedoch Annahmen bezüglich der Form der Gabelstücke in der Berechnung der auftretenden Wangenspannung zu falschen Ergebnissen führen würden, wird zur Ermittlung der Festigkeit eine FE- Simulation der Gabelstücke durchgeführt.

Bei den Nachrechnungen wird jeweils nur der kritische Lastfall, nämlich die Zugbeanspruchung der Gelenke in der Ruhelage untersucht. Daraus resultieren folgende Annahmen und Belastungen:

- Schwellende Zugbelastung mit max. Haltekraft $F_H = 3200 \text{ N}$ (Lastfall 1 - Tabelle 5.4)
- Belastung in gestreckter, unausgelenkter Lage des Gelenks (Lastfall 1 - Tabelle 5.4)
- E-Modul Stahl: 210000 N/mm^2

A.5.1. Bolzenberechnung

| Knorr Bremse Sfs GmbH | | |
|--|---------------------------|----------------------|
| Programm : MDESIGN 2020 | Verfasser : | Kunde : ext-katzlerd |
| Modulversion : 18.0 | Datum : 20.01.2021 | Projekt : |
| Querbolzen | | |
| <p>Mit dem vorliegenden Programm können, basierend auf der Berechnungsgrundlage Roloff/Matek, Maschinenelemente, Querbolzen dimensioniert und berechnet werden.</p> <p>Berücksichtigt werden Bolzen ohne Kopf nach DIN EN 22340 (Form A, ohne Splintloch und Form B, mit Splintloch), Bolzen mit Kopf nach DIN EN 22341, sowie Bolzen mit Kopf und Gewindepapfen nach DIN 1445.</p> <p>Bolzen ohne Kopf nach DIN EN 22340 und Bolzen mit Kopf nach DIN EN 22341 werden vorwiegend als Gelenkbolzen, z.B. für Stangenverbindungen verwendet. Bolzen mit Kopf und Gewindepapfen nach DIN 1445 werden vorwiegend als festsitzende Lager- und Achsbolzen, z.B. für Seil- und Laufrollen benutzt.</p> | | |
| Eingabedaten: | | |
| Querbolzen | | |
| Geometrie | | |
| Stangenbreite | t_S : 17 | mm |
| Gabelbreite | t_G : 10,5 | mm |
| Bolzendurchmesser | d : 9 | mm |
| Wangenbreite | b : 20 | mm |
| Lochdurchmesser | d_L : 9 | mm |
| Lastdaten | | |
| Belastungsart | schwellende Belastung | |
| Betriebsfaktor | c_B : 1,4 | |
| Stangenkraft | F : 3200 N | |
| Werkstoffdaten | | |
| Querbolzen - Werkstoff (Festigkeitswerte) nach | | |
| Internationale Werkstoffe | MDESIGN Datenbank nein | |
| Werkstoffbezeichnung | 16MnCr5 | |
| Werkstoffnummer | 1.7131 | |
| Werkstoffgruppe | Einsatzstahl | |
| Wärmebehandlung / Zustand | einsatzgehärtet | |
| Normabmessung | d_{Nm} = 16 | mm |
| Normabmessung | d_{Np} = 16 | mm |
| Zugfestigkeit für d_{Nm} | R_{mN} = 1000 | N/m ² |
| Zugfestigkeit der harten Randschicht | R_{mR} = 2211 | N/m ² |

BERECHNUNG_BOLZEN_KARDANGELENK.MDP

31.01.2021 16:21:01 Seite 1/4

| Knorr Bremse Sfs GmbH | | |
|--|--------------------|----------------------|
| Programm : MDESIGN 2020 | Verfasser : | Kunde : ext-katzlerd |
| Modulversion : 18.0 | Datum : 20.01.2021 | Projekt : |
| Querbolzen | | |
| Fließgrenze für d_{fp} | $R_{pN} = 695$ | $\frac{N}{m^2}$ |
| Temperatur | $T = 20$ | $^{\circ}C$ |
| Werkstoff randschichtgehärtet | ja | |
| Beanspruchungen vorwiegend quer zur bevorzugten Bearbeitungs(Walz)richtung | nein | |
| Mehrachsigkeitsgrad | $h_r : 0$ | |
| Gabel - Werkstoff (Festigkeitswerte) nach | MDESIGN | Datenbank |
| Internationale Werkstoffe | nein | |
| Werkstoffbezeichnung | C15E | |
| Werkstoffnummer | 1.1141 | |
| Werkstoffgruppe | Einsatzstahl | |
| Wärmebehandlung / Zustand | blindgehärtet | |
| Normabmessung | $d_{Nm} = 16$ | mm |
| Normabmessung | $d_{fp} = 16$ | mm |
| Zugfestigkeit für d_{Nm} | $R_{mN} = 800$ | $\frac{N}{m^2}$ |
| Fließgrenze für d_{fp} | $R_{pN} = 545$ | $\frac{N}{m^2}$ |
| Temperatur | $T = 20$ | $^{\circ}C$ |
| Werkstoff randschichtgehärtet | nein | |
| Beanspruchungen vorwiegend quer zur bevorzugten Bearbeitungs(Walz)richtung | nein | |
| Stangen - Werkstoff (Festigkeitswerte) nach | MDESIGN | Datenbank |
| Internationale Werkstoffe | nein | |
| Werkstoffbezeichnung | C15E | |
| Werkstoffnummer | 1.1141 | |
| Werkstoffgruppe | Einsatzstahl | |
| Wärmebehandlung / Zustand | einsatzgehärtet | |
| Normabmessung | $d_{Nm} = 16$ | mm |
| Normabmessung | $d_{fp} = 16$ | mm |
| Zugfestigkeit für d_{Nm} | $R_{mN} = 800$ | $\frac{N}{m^2}$ |

BERECHNUNG_BOLZEN_KARDANGELENK.MDP

31.01.2021 16:21:01 Seite 2/4

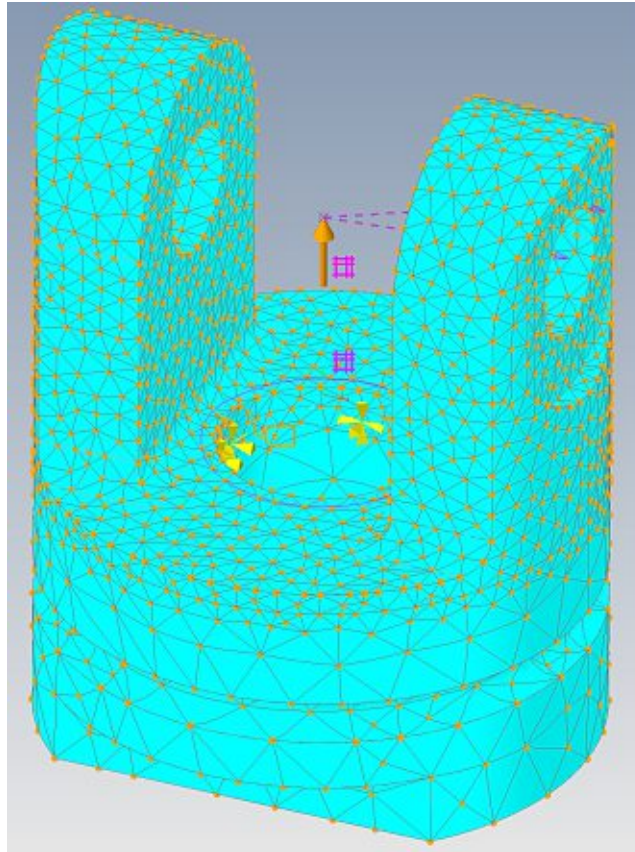
| Knorr Bremse Sfs GmbH | | | | | | |
|--|--------------------|---------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|------|
| Programm : MDESIGN 2020 | Verfasser : | Kunde : ext-katzlerd | | | | |
| Modulversion : 18.0 | Datum : 20.01.2021 | Projekt : | | | | |
| Querbolzen | | | | | | |
| Zugfestigkeit der harten Randschicht | | $R_{mR} = 2211 \text{ N/mm}^2$ | | | | |
| Fließgrenze für d_{Hp} | | $R_{pN} = 545 \text{ N/mm}^2$ | | | | |
| Temperatur | | $T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ | | | | |
| Werkstoff randschichtgehärtet | | ja | | | | |
| Beanspruchungen vorwiegend quer zur bevorzugten Bearbeitungs(Walz)richtung | | nein | | | | |
| Mehrschichtigkeitsgrad | | $h_r : 0$ | | | | |
| <hr/> | | | | | | |
| Ergebnisse: | | | | | | |
| Lastdaten | | | | | | |
| Vorh. Belastungen | | | | | | |
| Einbaufall | | 1 | 2 | 3 | | |
| Biegemoment | $M_b =$ | 15,2 | 6,8 | 8,4 | N*m | |
| Biegespannung | $\sigma_{bvorh} =$ | 297,33 | 133,02 | 164,32 | N/mm ² | |
| Schubspannung | $\tau_{vorh} =$ | 46,95 | 46,95 | 46,95 | N/mm ² | |
| Mittl. Flächenpr. (Stange) | $p_{svorh} =$ | 29,28 | 29,28 | 29,28 | N/mm ² | |
| Mittl. Flächenpr. (Gabel) | $p_{gvorh} =$ | 23,7 | 23,7 | 23,7 | N/mm ² | |
| Zulässige Belastungen | | | | | | |
| Zulässige Biegespannung ($0.20 \cdot R_m$) | $\sigma_{bzul} =$ | 200 | | N/mm ² | | |
| Zulässige Schubspannung ($0.15 \cdot R_m$) | $\tau_{bzul} =$ | 150 | | N/mm ² | | |
| Zul. mittl. Flächenpressung für Querbolzen ($0.25 \cdot R_m$) | $p_{zul} =$ | 250 | | N/mm ² | | |
| Zul. mittl. Flächenpressung für Gabel ($0.25 \cdot R_m$) | $p_{zul} =$ | 200 | | N/mm ² | | |
| Zul. mittl. Flächenpressung für Stangen ($0.25 \cdot R_m$) | $p_{zul} =$ | 200 | | N/mm ² | | |
| Sicherheiten | | | | | | |
| Einbaufall | | 1 | 2 | 3 | | |
| Bei Biegung | $S_b =$ | 0,67 | 1,5 | 1,22 | | |
| Bei Scherung | $S_\tau =$ | 3,2 | 3,2 | 3,2 | | |
| Bei Flächenpressung (Stange) | $S_{ps} =$ | 6,83 | 6,83 | 6,83 | | |
| Bei Flächenpressung (Gabel) | $S_{pg} =$ | 8,44 | 8,44 | 8,44 | | |
| Zuläss. Normalspannung im Wangenquerschnitt | $\sigma_{wzul} =$ | 160 | | N/mm ² | | |
| Werkstoffdaten | | | | | | |
| Zugfestigkeit für Querbolzen | $R_m =$ | 1000 | N/mm ² | (für $d_{eff} =$ | 9 | mm) |
| Zugfestigkeit für Gabel | $R_m =$ | 800 | N/mm ² | (für $d_{eff} =$ | 9 | mm) |
| Zugfestigkeit für Stangen | $R_m =$ | 800 | N/mm ² | (für $d_{eff} =$ | 9 | mm) |

| Knorr Bremse Sfs GmbH | | |
|--|--------------------|----------------------|
| Programm : MDESIGN 2020 | Verfasser : | Kunde : ext-katzlerd |
| Modulversion : 18.0 | Datum : 20.01.2021 | Projekt : |
| Querbolzen | | |
| Streckgrenze für Stangen $R_e = 545 \text{ N/mm}^2$ (für $d_{\text{eff}} = 9 \text{ mm}$) | | |
| Hinweise: | | |
| - Einbaufall 1 : Bolzen - Gabel = Spielpassung Bolzen - Stange = Spielpassung | | |
| Einbaufall 2 : Bolzen - Gabel = Presspassung Bolzen - Stange = Spielpassung | | |
| Einbaufall 3 : Bolzen - Gabel = Spielpassung Bolzen - Stange = Presspassung | | |
| BERECHNUNG_BOLZEN_KARDANGELENK.MDP | | |
| 31.01.2021 16:21:02 Seite 4/4 | | |

A.5.2. FE – Simulation

A.5.2.1. Äußeres Gabelstück

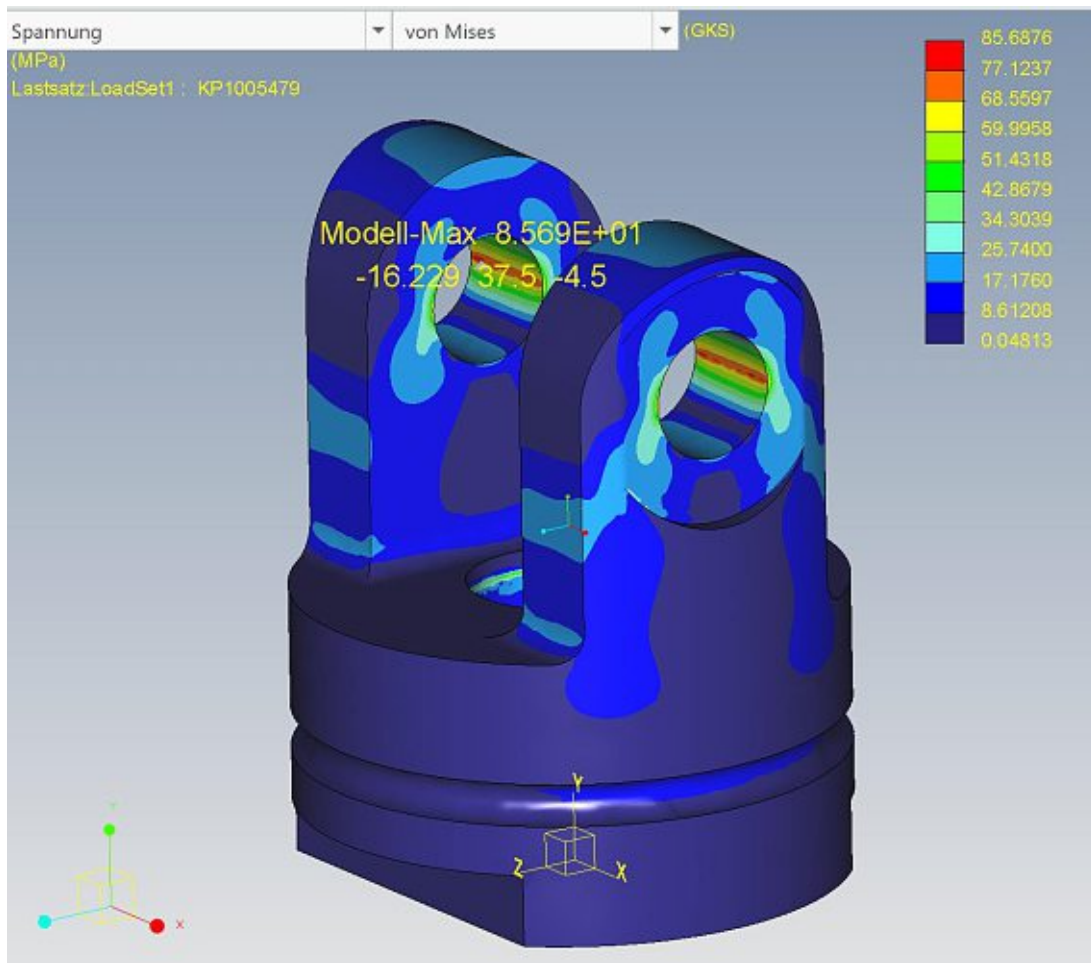
Für den Festigkeitsnachweis wurde die Ruhelage des Gelenks untersucht. Dafür wird die Gabel mittig in der Zylinderachse mit der Haltekraft belastet. Starre Verbindungen zur oberen Hälfte der Bohrungsfläche simulieren dabei die reale Lastverteilung durch den Bolzen. Um die Verschraubung des Gelenks mit dem Magnetflansch zu simulieren, werden die Verschiebungen der Gewindefläche fixiert.



Die maximal erhaltenen Belastungen liegen, wie erwartet, in den Bohrungen des Bolzens, und zwar am Übergang der gezogenen oberen, zur unbelasteten unteren Hälfte. Die maximale Belastung beträgt dabei rund 86 N/mm^2 . Daraus folgt

$$\sigma_{\text{vorh}} = 86 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{\text{zul}} = 160 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

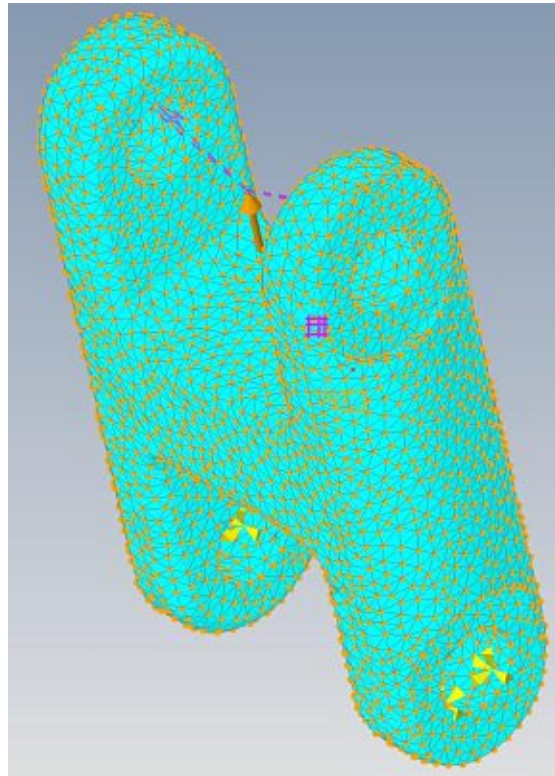
mit der zulässigen Wangenspannung σ_{zul} aus der Bolzenverbindungsberechnung.



Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

A.5.2.2. Doppelgabelstück

Zur Untersuchung des verbindenden Doppelgabelstück wird die untere Bolzenverbindung durch eine feste Einspannung der zugbelasteten Bohrungshälfte simuliert. Die wirkende Haltekraft wird, wie schon bei der vorhergehenden Gabel, in der Symmetrieachse als Einzelkraft aufgebracht. Diese wirkt über starre Verbindungen wieder auf die zugbelastete Seite der Bohrungen.



Wieder liegen die maximalen Belastungen am Übergang zwischen belasteter und unbelasteter Seite der Bohrungen. Die maximalen Spannungen sind dabei rund 94 N/mm², wodurch wieder folgt:

$$\sigma_{vorh} = 94 \frac{N}{mm^2} < \sigma_{zul} = 160 \frac{N}{mm^2}$$

mit der zulässigen Wangenspannung σ_{zul} aus der Bolzenverbindungsberechnung.

