



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN

Vienna University of Technology

## Diplomarbeit

### Konzipierung eines mobilen Container-Umsetzers:

### Führungssystem und Schlitten

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

### Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

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

(E307 Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik,  
Bereich: Konstruktionslehre und Fördertechnik)

eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

**Alexander Lang BSc**

Matr.Nr. 0725813

Obere 156

6870 Bezau

Wien, im November 2012

---

Vorname, Nachname



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN

Vienna University of Technology

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

## **Diplomarbeit**

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einen Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, im November 2012

---

Vorname, Nachname

---

## Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen Personen bedanken, die mich bei der Verfassung dieser Diplomarbeit unterstützt haben. Ein besonderer Dank gilt meinem Betreuer, Dipl.-Ing. Dr. techn. Georg Kartnig, für seine fachliche Unterstützung und Zuverlässigkeit.

Weiters möchte ich mich bei den beiden Diplomanden, Andreas Koller BSc und Michael Trully BSc, für die unkomplizierte und kollegiale Zusammenarbeit bei der Ausarbeitung der verschiedenen Konzepte und Lösungen bedanken.

Ein weiterer Dank gilt meiner Familie, die mich während des gesamten Studiums in vielseitiger Hinsicht gestärkt und unterstützt hat.

Ein besonderer Dank gilt meiner Freundin, Mag. Margit Tschabek, für ihre unermüdliche Unterstützung und Begleitung während der Diplomarbeit, ihre Anregungen und nicht zuletzt für die Korrektur dieser Arbeit.

Alexander Lang

6. November 2012

---

## Kurzfassung

Diese Diplomarbeit befasst sich mit der Entwicklung eines wirtschaftlichen Schiene-Schiene und Schiene-Straße-Umladesystems, basierend auf einer Idee der Firma HET Hochleistungs- Eisenbahn- und Transporttechnik Entwicklungs-GmbH. Dieses auf einem LKW montierte Umladesystem, genannt mobiler Container-Umsetzer, soll die Vorteile des kombinierten Verkehrs, wie z.B. eine geringere Umweltbelastung als der reine Straßentransport, nützen und gleichzeitig Nachteile, die durch die hohen Anforderungen an Umschlagterminals entstehen, vermeiden. Das Ziel dieser Diplomarbeit ist die Konzipierung einer prinzipiellen Lösung der Hauptbaugruppe „Führungssystem und Schlitten“ des mobilen Container-Umsetzers als Grundlage zur weiteren Entwicklung und Konstruktion.

Die Konzipierung des Führungssystems und Schlittens erfolgt in Anlehnung an die VDI-Richtlinie 2221. Zu Beginn der Diplomarbeit werden die wichtigsten Rahmenbedingungen aus dem Forschungsantrag der Firma HET, aus Gesetzen und Richtlinien sowie aus Normen festgelegt. In weiterer Folge werden die Funktionen und deren Strukturen für den gesamten mobilen Container-Umsetzer ermittelt, um darauf aufbauend die Funktionen für das Führungssystem und den Schlitten zu detaillieren. Die Hauptaufgabe der Diplomarbeit besteht in der Suche nach Lösungsprinzipien für die Hauptbaugruppe sowie deren Kombination und systematische Auswahl. Zum Schluss erfolgt die Konkretisierung zu einer prinzipiellen Lösung.

---

## Abstract

This diploma thesis deals with the development of an economical transloading system from rail to rail and from rail to road based on the idea of HET Hochleistungs-Eisenbahn- und Transporttechnik Entwicklungs-GmbH. This transloading system, called mobile loading device, is installed on a truck and should take advantage of the intermodal transport as lower environmental pollution than only cartage and at the same time avoid disadvantages due to high requirements of transshipment plants. The aim of this diploma thesis is the conceptual design of a principle solution of the main assembly “guiding element and carriage” of the mobile loading device as basis for further development and construction.

The conceptual design of the guiding element and the guiding carriage is based on the guideline VDI 2221. The general requirements from the HET research, from laws, directives and norms are determined at the beginning of the diploma thesis. Functions and their structure are established for the whole mobile loading device in order to break down the functions of the guiding element and the guiding carriage. The main task of the diploma thesis is to find solution principles for the main assembly as well as its combination and systematic choice resulting in the establishment of a principle solution.

---

# Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Aufgabenstellung .....	1
1.2	Organisatorisches zur Diplomarbeit .....	4
1.3	Zielsetzung.....	5
1.4	Rahmenbedingungen.....	6
1.4.1	Rahmenbedingungen der Firma HET .....	6
1.4.2	Rahmenbedingungen aus Gesetzen und Richtlinien .....	7
1.4.3	Rahmenbedingungen aus Normen .....	9
2	Methodik zum Entwickeln und Konstruieren .....	15
2.1	Arbeitsfluss für das Entwickeln.....	16
2.2	Arbeitsschritte beim Konzipieren .....	17
3	Grundlagen zur Entwicklung neuer MCU-Konzepte .....	19
3.1	Definition eines Koordinatensystems .....	19
3.2	Anforderungsliste .....	19
3.3	Funktionsstruktur.....	22
3.3.1	Darstellung von Funktionsstrukturen .....	23
3.3.2	Gesamtfunktion.....	24
3.3.3	Teilfunktionen .....	25
4	Konzipieren des Führungssystems und Schlittens .....	28
4.1	Problemstellung .....	28
4.2	Funktionsstruktur.....	28
4.2.1	Teilfunktion: Schlitten ausfahren.....	29
4.2.2	Teilfunktion: Schlitten einfahren.....	31
4.3	Suche nach Wirkprinzipien.....	32
4.4	Wirkprinzipien zu den Teilfunktionen Schlitten und Führungssystem ein- und ausfahren .....	33
4.4.1	3-Schienen-Auszugssystem .....	33
4.4.2	Klappschienenensystem beidseitig.....	36
4.4.3	Klappschienenensystem einseitig.....	40

---

4.5	Wirkprinzipien zu den Teilfunktionen Führungssystem abstützen/Abstützung Führungssystem einfahren.....	42
4.5.1	Stützfuß klappbar.....	43
4.5.2	Stützfuß ausziehbar.....	44
4.5.3	Stützfuß aufnehmen.....	46
4.5.4	Abstützen mit Balken.....	47
4.5.5	Abstützen mit Klotzauflage.....	48
4.5.6	Abstützen mit Auflageleisten.....	50
4.5.7	Abstützen mit Minifuß.....	51
4.6	Ordnungsschema.....	52
4.6.1	Aufbau des Ordnungsschemas.....	52
4.6.2	Erstellung des Ordnungsschemas.....	55
4.7	Wirkstruktur.....	57
4.7.1	Kombinieren der Wirkprinzipien zur Wirkstruktur.....	57
4.7.2	Auswählen geeigneter Kombinationen.....	60
4.8	Konkretisierung zur prinzipiellen Lösung.....	62
4.8.1	Aufbau des Gesamtsystems MCU.....	62
4.8.2	Aufbau des Führungssystems und Schlittens.....	63
4.8.3	Schlitten.....	68
4.8.4	Schiene und Klappschiene.....	68
4.8.5	Momentenstütze.....	71
4.8.6	Bolzenverbindung.....	72
4.8.7	Stützfuß.....	73
4.9	Festlegen der prinzipiellen Lösung.....	75
5	Schlussfolgerungen / Resümee / Ausblick.....	76
6	Anhang.....	78
6.1	Werkstoffauswahl.....	78
6.2	Belastung auf den Schlitten.....	78
6.3	Beanspruchung des Schlittens.....	82
6.4	Dimensionierung der Schiene und Klappschiene.....	88
6.5	Dimensionierung der Momentenstütze.....	90
6.6	Beanspruchung der Schiene, Klappschiene und Momentenstütze.....	91

---

6.7	Dimensionierung der Bolzenverbindung.....	97
6.8	Dimensionierung des Stützfußes .....	100
6.9	Dimensionierung des Stützfuß-Klappantriebs .....	102
6.10	Datenblätter .....	109
6.10.1	Bosch Rexroth CDHMP3/80/56/450 .....	109
6.10.2	AHP MERKLE UZ 100.16/8/250.06.204.....	112
6.10.3	AHP MERKLE HZ 250.32/20/100.08.201 .....	114
7	Literaturverzeichnis.....	116
8	Abbildungsverzeichnis .....	118
9	Formelverzeichnis.....	121
10	Tabellenverzeichnis.....	123
11	Abkürzungsverzeichnis.....	124



# 1 Einleitung

Als kombinierter Verkehr, dessen verbreitetste Form die Kombination Straße-Schiene ist, wird der Versand von Gütern über zwei oder mehrere unterschiedliche Verkehrsträger vom Versender zum Empfänger in ein und derselben Ladeinheit bezeichnet. Die Ladeeinheiten, wie z.B. Container oder Wechselbehälter, werden in intermodalen Umschlaganlagen, sogenannte Terminals, umgeschlagen. Ein Vorteil des kombinierten Verkehrs im Vergleich zum reinen Straßentransport liegt in der geringeren Umweltbelastung. Die Abwicklung des kombinierten Verkehrs stellt jedoch hohe Anforderungen an die Umschlagterminals, die mit leistungsfähigen Umschlaganlagen ausgerüstet sein müssen.<sup>1</sup>

Die Vision der HET Hochleistungs- Eisenbahn- und Transporttechnik Entwicklungs-GmbH verfolgt die Entwicklung eines wirtschaftlichen Schiene-Schiene und Schiene-Straße-Umladesystems. Damit sollen die Vorteile des kombinierten Verkehrs genutzt und die oben genannten Nachteile vermieden werden. Die Arbeiten im Rahmen dieser Diplomarbeit unterstützen die Bemühungen der Firma HET bei der Umsetzung ihrer Vision.

Die Grundlagen zur Umsetzung werden im ersten Kapitel gelegt, indem die Aufgabenstellung konkretisiert sowie die Rahmenbedingungen aus dem Forschungsantrag der Firma HET, aus Gesetzen, Richtlinien und aus Normen festgelegt werden. Das zweite Kapitel beschäftigt sich mit der Methodik zum Entwickeln und Konstruieren nach der VDI-Richtlinie 2221. Anhand dieser Methodik erfolgt die Konzipierung des Führungssystems und Schlittens. Das dritte Kapitel liefert die gemeinsamen Grundlagen zur Konzipierung des mobilen Container-Umsetzers. Aufbauend auf diesen Grundlagen konzentriert sich das nächste Kapitel auf die Hauptaufgabe der Diplomarbeit, der Suche nach Lösungs- bzw. Wirkprinzipien für das Führungssystem und den Schlitten sowie deren Kombination und systematische Auswahl. Den Abschluss des vierten Kapitels bildet die Konkretisierung zu einer prinzipiellen Lösung. Zum Schluss bietet das fünfte Kapitel zusammenfassend einen Ausblick auf die weitere Konstruktion und Entwicklung des mobilen Container-Umsetzers.

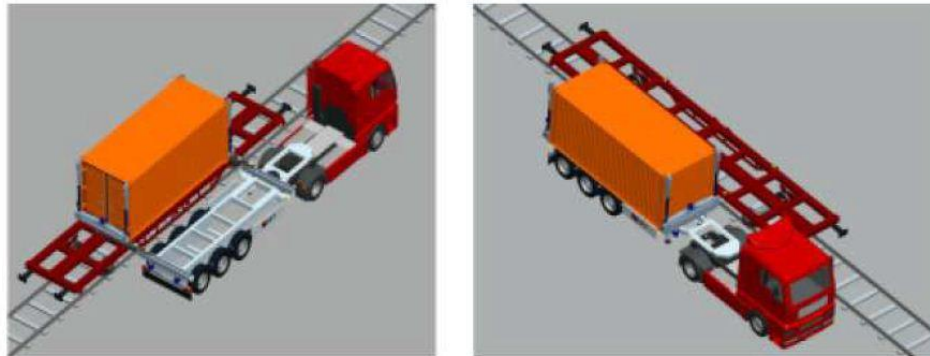
## 1.1 Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellung besteht aus ausgesuchten Teilen und Abbildungen des Forschungsantrages der Firma HET, welche für die Konzipierung des mobilen Container-Umsetzers wichtig sind.

---

<sup>1</sup> Vgl. Arnold et al, 2008, S. 736.

Moderne, auf LKW montierte Umlademaschinen, können als Standardaufgabe Container horizontal auf bzw. von Eisenbahnwaggons oder LKWs umschlagen (siehe Abbildung 1).



**Abbildung 1: Horizontale Umladung vom Eisenbahnwaggon auf LKW**

Entscheidend zur wirtschaftlichen Attraktivität tragen die folgenden weiteren Aufgaben bei:

- ISO-Container am Boden abstellen, bzw. vom Boden aufnehmen (siehe Abbildung 2A)
- ISO-Container übereinander stapeln, bzw. aus 2. Reihe aufnehmen (siehe Abbildung 2B)



**Abbildung 2: A) Aufnehmen vom/Abstellen am Boden – B) Container übereinander stapeln**

Obwohl Standardaufgaben, d.h. Horizontalumschläge, mit am Markt existierenden Geräten mehr oder weniger funktionell zuverlässig bewerkstelligt werden können, gibt es dennoch teilweise gravierende Einschränkungen bei den meisten Systemen. So bietet der "Mobiler" von Palfinger kaum Automatisierungsmöglichkeiten und ist überdies auf eine bestimmte Logistikschiene (Spezialcontainer mit „Tunnel“ erforderlich) hin eingeschränkt. Kranähnliche Systeme wie der „Boxmover“ bieten hohe Funktionssicherheit, weisen jedoch sicherheitstechnische Defizite, geringe technische Flexibilität und Benutzerfreundlichkeit auf.

Trotz weltweit großer Nachfrage nach derartigen Systemen konnte bislang kein Hersteller ein universell einsetzbares, wirtschaftliches System anbieten. Vordergründig werden hohes Eigengewicht, große Bautiefe, unhandliche Kinematik, komplizierte Steuerung, nur einseitige Manipulierbarkeit (LKW muss in einer bestimmten Richtung anfahren) und hohe Anschaffungskosten genannt. Ein Zusammenlegen der Säulen und verschiebbare Einheiten für variable Containergrößen (siehe Abbildung 3B) ergänzen das Repertoire der Kundenwünsche.

Der „HET Containerumsetzer“, eine mobile, auf LKW montierte Umsetzmaschine für ISO-Container und Wechselbrücken soll in der Lage sein, ISO-Container effizient zwischen LKW und Bahn bzw. LKW und LKW umzuschlagen oder auf (Kommissionier-) Flächen abzustellen und vice versa. Die besondere Herausforderung besteht darin, das System flexibel, möglichst automatisierbar, einfach und leicht zu gestalten.



**Abbildung 3: A) Abstützung am Boden – B) Zusammenklappen der Säulen**

Die detaillierten Ziele ergeben sich dabei aus technischen und logistischen Überlegungen sowie aus bereits bestehenden Systemen zur mobilen Containerverladung und deren individuellen Vor- und Nachteilen.

Durch den „HET Containerumsetzer“ sollen die Vorteile des Schienen- und Straßengüterverkehrs bestmöglich kombiniert werden. Hat der Kunde keinen Bahnanschluss, so soll es mit Hilfe des „HET Containerumsetzers“ trotzdem leicht möglich sein, an die nächste Verlademöglichkeit zu gelangen, ohne dass ein schwerer Kran benötigt wird (LKW Stückgutladekrane sind gewöhnlich nicht in der Lage derart hohe Lasten, wie sie für Container und Wechselbrücken zulässig sind, zu manipulieren).

Für das Verladen auf die Bahn wird nur eine Zufahrtsmöglichkeit für den LKW benötigt (siehe Abbildung 1). Zusätzliche Kräne oder Verladefahrzeuge sind nicht nötig, weshalb auch ein Umschlag auf kleineren Bahnhöfen ohne Terminal erfolgen kann. Der LKW parkt dafür parallel zum Eisenbahnwaggon. Über die Verladeträger

kann sich der LKW am Waggon (siehe Abbildung 1) abstützen. Die zwei Hebearme werden am Container fixiert, der Container angehoben und zum Waggon bewegt. Nachdem der Container seine Endposition erreicht hat, wird er abgesetzt und entriegelt. Die Verbindung mit dem Waggon wird wieder gelöst und die zwei übereinanderliegenden beweglichen Schienen ziehen sich zurück in die eingefahrene Position. Die gleiche Vorgangsweise kann genutzt werden, um einen Containerumschlag auf einen weiteren LKW zu ermöglichen. Um das Absetzen und Stapeln der Container zu gewährleisten, wird zusätzlich eine ausklappbare Bodenstütze (siehe Abbildung 3A) benötigt. Die eigentliche Verladeoperation ist dabei ident mit dem zuvor beschriebenen Vorgang. Durch den großen Hub der Verladeeinheit und der Greifmöglichkeit an den unteren und oberen Corner Castings können hohe Niveauunterschiede überwunden werden.

## **1.2 Organisatorisches zur Diplomarbeit**

Die Analyse der Konkurrenzprodukte und der Kundenwünsche, welche in der Aufgabestellung zu finden ist, führte zu einem Forschungsprojekt mit dem Ziel, einen sogenannten mobilen Container-Umsetzer (MCU) zu entwickeln. Die Zeitdauer des Projekts beträgt aufgrund des Umfangs drei Jahre. Für das erste halbe Jahr wurden drei Diplomanden, Andreas Koller BSc, Michael Trully BSc und Alexander Lang BSc ausgewählt, die das Projekt im Zuge ihrer Diplomarbeit bearbeiteten. Ein Projektassistent am Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik wird das Projekt nach diesem ersten Abschnitt weiterführen. Ziel dieses ersten Projektabschnittes ist, ein Gesamtkonzept mit ersten Lösungsprinzipien für die wichtigsten Baugruppen des MCUs zu liefern.

Die Arbeiten starteten am 26. Jänner 2012 mit der Kick-Off-Besprechung. Im weiteren Projektverlauf trafen sich die Diplomanden mehrmals die Woche. Die Koordination zwischen dem Diplomarbeitbetreuer der TU Wien (Prof. Kartnig) und den Diplomanden fand in wöchentlichen Besprechungen statt. Zur Rücksprache der Ergebnisse bzw. Fragen bezüglich des weiteren Projektverlaufs, wurden monatliche Treffen mit dem Vertreter der Firma HET (DI Barta) organisiert.

Nach erfolgter Recherche der wichtigsten Rahmenbedingungen (siehe Kapitel 1.4) stellte sich heraus, dass das in Kapitel 1.1 vorgestellte Konzept der Firma HET in dieser Art und Weise nicht umgesetzt werden kann. Das Konzept der Aufgabenstellung sah vor, den Container mittels der unteren und oberen Eckbeschläge (Corner Castings) zu manipulieren. Des Weiteren wurde seitens der Firma HET angenommen, dass der Container eine ideal steife Einheit darstellt, die beliebig in alle Richtungen belastet werden darf. Wie in Kapitel 1.4 noch ausgeführt wird, treffen diese Annahmen jedoch nicht zu.

Aufgrund dieser falsch angenommenen Rahmenbedingungen musste das vorgeschlagene Konzept der Firma HET durch die Projektgruppe der TU Wien überarbeitet bzw. grundlegend neu entwickelt werden. Diese neu angelegte Produktentwicklung, nach den Grundlagen der VDI-Richtlinie 2221, führte zu einem neuartigen Erscheinungsbild des MCUs.

Die Ermittlung der Rahmenbedingungen sowie das Erstellen der Anforderungsliste und der Funktionsstruktur zu Beginn des Projekts erfolgten gemeinsam. Die Erstellung der Lösungskonzepte geschah überwiegend in Gruppenarbeit mittels verschiedenster Kreativitätstechniken. Daran anschließend wurden die Baugruppen folgendermaßen zwischen den Diplomanden aufgeteilt:

- Andreas Koller BSc: Hubsystem und Containeraufnahme
- Michael Trully BSc: Trägerantrieb und Niveauregulierung
- Alexander Lang BSc: Führungssystem und Schlitten

Die Bewertung und Auswahl der entwickelten Konzepte erfolgte erneut gemeinsam.

Nachdem, wie bereits erwähnt, große Teile des Projekts in Gruppenarbeit entstanden sind, spiegelt sich dies in der Dokumentation der Diplomarbeiten wider. Die Kapitel

- Einleitung,
- Methodik zum Entwickeln und Konstruieren und
- Grundlagen zur Entwicklung neuer MCU-Konzepte

wurden gemeinsam erarbeitet und sind dadurch in jeder der drei Diplomarbeiten ähnlich zu finden. Die detaillierte Dokumentation der Konzipierung der jeweiligen Baugruppen erfolgt in den jeweiligen Arbeiten.

### **1.3 Zielsetzung**

Ziel dieser Diplomarbeit ist, unter Beachtung der VDI-Richtlinie 2221, eine prinzipielle Lösung für die Hauptbaugruppe „Führungssystem und Schlitten“ des mobilen Container-Umsetzers zu finden. Dabei werden die Arbeitsschritte „Klären und präzisieren der Aufgabenstellung“, „Ermitteln von Funktionen und deren Strukturen“ sowie „Suchen nach Lösungsprinzipien und deren Strukturen“ durchlaufen.<sup>2</sup>

Die folgenden Eigenschaften sollen laut Aufgabenstellung bei der Konzipierung des MCUs besonders beachtet werden:

- flexible und universelle Einsatzmöglichkeiten
- einfache und leichte Konstruktion

---

<sup>2</sup> Vgl. VDI 2221, 1993, S. 9.

- geringe Anschaffungskosten

Die Arbeit dokumentiert die Wirkprinzipien und -strukturen mit der größten Chance zur Realisierung, einen nachvollziehbaren Auswahlprozess der Wirkstrukturen sowie die Konkretisierung zu einer prinzipiellen Lösung. Diese Lösung sollte den folgenden Punkten entsprechen:

- Einhaltung der Rahmenbedingungen (siehe Kapitel 1.4)
- Verträglichkeit mit den anderen Baugruppen
- erste Auslegung der Geometrie des Führungssystems und des Schlittens
- erste Abschätzung der Beanspruchung des Führungssystems und des Schlittens

## **1.4 Rahmenbedingungen**

Für die Konzipierung des mobilen Container-Umsetzers ist es vorerst ausreichend, die grundlegenden Rahmenbedingungen einzuhalten. Diese ergeben sich einerseits aus den Wünschen und Forderungen der Firma HET und andererseits aus den vorgeschriebenen Gesetzen sowie Empfehlungen aus Normen. Die folgenden Kapitel erläutern die verschiedenen Rahmenbedingungen zur Erstellung der Konzepte und deren Einschränkungen bei der Konstruktion des MCUs.

### **1.4.1 Rahmenbedingungen der Firma HET**

Die Rahmenbedingungen der Firma HET stammen aus dem Forschungsantrag und bestehen aus folgenden Punkten:

- Umsetzen von Containern zwischen LKW und Waggon und von LKW zu LKW.
- Absetzen und Aufnehmen von Containern vom Boden sowie das Stapeln von Containern.
- Alle Manipulationsvorgänge sollen auf beiden Seiten des LKWs möglich sein.
- Manipulation von ISO Containern mit den Längen 6 ft, 10 ft, 20 ft, 30 ft, 40 ft und 45 ft.
- Manipulation von Wechselbrücken: Da diese in Europa noch mit unterschiedlichen Längenabmessungen verwendet werden, müssen spezielle Adapter an den Corner Castings vorgesehen werden, womit sich die Ladehöhe um rund 30 mm verringert.
- Eine sehr schmale Bauweise des Systems soll angestrebt werden (Tiefe < 170 mm).
- Das System soll unempfindlich gegen Positionier- und Winkelfehler des LKWs gegenüber dem Waggon sein (+/-300 mm, +/-7 Grad).

- Automatisches erfassen der Aufsetzzapfen durch kostengünstige Sensorik, aber ausgeklügelte Softwarealgorithmen.
- Gleichmäßiges Umsetzen der Container (stetige Geschwindigkeitsrampen, kein Pilgerschrittverfahren).
- Geringes Eigengewicht im Gegensatz zu den Konkurrenzprodukten.
- Die Maschine soll eine Anlieferung „just in time“ oder „just in sequence“ erlauben.
- Das System soll einen vollautomatisierten Manipulationsvorgang möglich machen.
- Bei Leerfahrten sollen die Stützen des Hubmechanismus umklappbar sein.

Nicht alle diese Rahmenbedingungen sind für die Konzipierung relevant, werden der Vollständigkeit halber aber angegeben.

### 1.4.2 Rahmenbedingungen aus Gesetzen und Richtlinien

Die gesetzlichen Rahmenbedingungen betreffen vor allem die Abmessungen und zulässigen Gewichte der Fahrzeuge. Die Fahrzeuge müssen so gebaut sein, dass diese im Verkehr niemanden belästigen, gefährden, behindern oder schädigen. Diese Vorschriften befinden sich im österreichischen Kraftfahrzeuggesetz (KFG). Des Weiteren existiert für den europäischen Raum eine Richtlinie (Richtlinie 96/53/EG des Rates vom 25. Juli 1996), wobei die Mitgliedsstaaten in ihrem nationalen Recht abweichende Regelungen zulassen können.

#### Richtlinie 96/53/EG

Die wichtigsten Auszüge aus dieser Richtlinie sind der Vollständigkeit halber in Tabelle 1 aufgezählt. Definitionen und Begriffsbestimmungen befinden sich in der entsprechenden Richtlinie.

<b>Größte Länge:</b>	18,75 m bei einem Lastzug (Lastkraftwagen mit Anhänger) 16,50 m bei einem Sattelkraftfahrzeug (Kraftfahrzeug mit einem Sattelanhänger bzw. Auflieger)
<b>Größte Breite:</b>	2,55 m alle Fahrzeuge, also auch Lastkraftwagen, Anhänger und Sattelauflieger 2,60 m größte Breite der Aufbauten von klimatisierten Fahrzeugen
<b>Größte Höhe:</b>	4,00 m

**Tabelle 1: Auszüge der Rahmenbedingungen aus der Richtlinie 96/53/EG Anhang 1**

<b>Größter Abstand:</b>	12,00 m zwischen der Achse des Sattelzapfens und der hinteren Begrenzung des Sattelanhängers  16,40 m zwischen dem vordersten äußeren Punkt der Ladefläche hinter dem Fahrerhaus und dem hintersten äußeren Punkt des Anhängers der Fahrzeugkombination  15,65 m zwischen dem vordersten äußeren Punkt der Ladefläche hinter dem Fahrerhaus und dem hintersten äußeren Punkt des Anhängers der Fahrzeugkombination, abzüglich des Abstands zwischen der hinteren Begrenzung des Kraftfahrzeugs und der vorderen Begrenzung des Anhängers (nutzbare Ladefläche)
<b>Höchstzulässiges Gewicht des Fahrzeugs:</b>	18,00 t zweiachsige Anhänger  25,00 t dreiachsige Anhänger  32,00 t vierachsige Kraftfahrzeuge mit zwei Lenkachsen  36,00 t vierachsige Lastzüge oder Sattelkraftfahrzeuge  40,00 t Fahrzeugkombinationen mit fünf oder sechs Achsen (auch fünf oder sechsachsige Sattelfahrzeuge)  44,00 t dreiachsiges Kraftfahrzeug mit zwei- oder dreiachsigem Sattelanhänger, das im kombinierten Verkehr einen ISO-Container von 40 Fuß befördert
<b>Höchstzulässige Achslasten:</b>	10,00 t Einzelachse ohne Antrieb  11,50 t Antriebsachse

Tabelle 1: Fortsetzung

### Kraftfahrgesetz KFG

In Österreich wird die Bauart der Kraftfahrzeuge und Anhänger im Kraftfahrgesetz geregelt. In §4 Abs6 KFG werden die Abmessungen der Fahrzeuge definiert. Die Gesamtgewichte der Kraftfahrzeuge und Anhänger werden in §4 Abs7 KFG und die zulässigen Achslasten in §4 Abs8 KFG genannt. Eine Zusammenfassung der wichtigsten Abmessungen und zulässigen Gewichte zeigt Tabelle 2. Detaillierte Informationen zu den Definitionen, genauen Anforderungen und Begriffsbestimmungen befinden sich in §1 KFG.

<b>Maximale Höhe von:</b>	4,00 m
<b>Maximale Breite von:</b>	2,60 m bei klimatisierten Fahrzeugen  2,55 m bei allen anderen Kraftfahrzeugen und Anhängern

Tabelle 2: Auszüge der Rahmenbedingungen aus §4 KFG



<b>Größte Länge von:</b>	12,00 m bei Kraftfahrzeugen und Anhängern, ausgenommen Sattelanhänger, Omnibusse und Gelenkkraftfahrzeuge 18,00 m bei Gelenkkraftfahrzeugen 18,75 m bei Kraftwagen mit Anhängern 16,50 m bei Sattelkraftfahrzeugen
<b>Maximales Gesamtgewicht:</b>	18 000 kg bei Fahrzeugen mit zwei Achsen, ausgenommen Sattelanhänger und Starrdeichselanhänger 25 000 kg bei Kraftfahrzeugen mit mehr als zwei Achsen 26 000 kg bei Kraftfahrzeugen mit mehr als zwei Achsen unter bestimmten Voraussetzungen 32 000 kg bei Kraftfahrzeugen mit mehr als drei Achsen unter bestimmten Voraussetzungen 38 000 kg bei Gelenkkraftfahrzeugen 24 000 kg bei Anhängern mit mehr als zwei Achsen, ausgenommen Sattelanhänger und Starrdeichselanhänger

Tabelle 2: Fortsetzung

### 1.4.3 Rahmenbedingungen aus Normen

Die Rahmenbedingungen, welche in verschiedenen nationalen und internationalen Normen zu finden sind, betreffen während der Konzeptphase in erster Linie die Container und die Eckbeschläge der Container. Diese Definieren eine Schnittstelle zwischen dem Container und dem Hubsystem und stellen den Kraftfluss zwischen diesen sicher. Eine Voraussetzung für die Konzeptionierung sind die Kräfte die an den Eckbeschlägen (Corner Castings) aufgenommen bzw. eingeleitet werden dürfen.

#### DIN ISO 668

Die DIN ISO 668 klassifiziert ISO-Container der Reihe 1 nach ihren Außenabmessungen und legt die entsprechenden Gesamtgewichte fest. Für bestimmte Containerbauarten sind die Mindestinnenmaße und Türöffnungsmaße festgelegt.<sup>3</sup> Die folgende Abbildung zeigt die äußeren Abmessungen, zulässige Toleranzen und Gewichte für Container der Reihe 1.

<sup>3</sup> Vgl. DIN ISO 668, 1999, S. 2.

Contai- nerbe- zeich- nung	Länge, <i>L</i>				Breite, <i>B</i>			Höhe, <i>H</i>				Gewichte <i>R</i> <sup>1)</sup>		
	Grenz- abw.		Grenz- abw.		Grenz- abw.		Grenz- abw.		Grenz- abw.		kg	lb		
	mm	ft in	in	mm	ft	in	mm	ft in	in					
1AAA	12 192	$\begin{matrix} 0 \\ -10 \end{matrix}$	40	$\begin{matrix} 0 \\ -3/8 \end{matrix}$	2 438	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	8	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$	2 896 <sup>2)</sup>	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	9 6 <sup>2)</sup>	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$	30 480 <sup>2)</sup>	67 200 <sup>2)</sup>
1AA									2 591 <sup>2)</sup>	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	8 6 <sup>2)</sup>	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$		
1A									2 438	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	8	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$		
1AX									< 2 438		< 8			
1BBB	9 125	$\begin{matrix} 0 \\ -10 \end{matrix}$	29 11 <sup>1/4</sup>	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$	2 438	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	8	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$	2 896 <sup>2)</sup>	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	9 6 <sup>2)</sup>	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$	25 400 <sup>2)</sup>	56 000 <sup>2)</sup>
1BB									2 591 <sup>2)</sup>	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	8 6 <sup>2)</sup>	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$		
1B									2 438	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	8	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$		
1BX									< 2 438		< 8			
1CC	6 058	$\begin{matrix} 0 \\ -6 \end{matrix}$	19 10 <sup>1/2</sup>	$\begin{matrix} 0 \\ -1/4 \end{matrix}$	2 438	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	8	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$	2 591 <sup>2)</sup>	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	8 6 <sup>2)</sup>	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$	24 000 <sup>2)</sup>	52 900 <sup>2)</sup>
1C									2 438	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	8	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$		
1CX									< 2 438		< 8			
1D	2 991	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	9 9 <sup>3/4</sup>	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$	2 438	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	8	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$	2 438	$\begin{matrix} 0 \\ -5 \end{matrix}$	8	$\begin{matrix} 0 \\ -3/16 \end{matrix}$	10 160 <sup>2)</sup>	22 400 <sup>2)</sup>
1DX									< 2 438		< 8			

1) Siehe 5.2.2.  
 2) In bestimmten Ländern ist die Gesamtlänge des Fahrzeuges mit seiner Ladung gesetzlich begrenzt (z. B. Schiene/ Straße-Verkehr).

Abbildung 4: Äußere Abmessungen, zulässige Toleranzen und Gewichte für Container der Reihe 1<sup>4</sup>

### DIN ISO 1161

Diese Norm legt die Grundmaße und funktionellen Anforderungen sowie die geforderte Festigkeit der oberen und unteren Eckbeschläge (Corner Castings) von ISO-Containern der Reihe 1 fest, damit eine Austauschbarkeit zwischen den einzelnen Verkehrsträgern gewährleistet ist.<sup>5</sup> Die Eckbeschläge für ISO-Container der Reihe 1 müssen den rechnerischen Belastungen (siehe Tabelle 3) in Übereinstimmung mit den Anforderungen der ISO 1496-1 für Container mit der Bezeichnung 1AA, 1A und 1AX entsprechen.<sup>6</sup>

<sup>4</sup> DIN ISO 668, 1999, S. 4.

<sup>5</sup> Vgl. DIN ISO 1161, 1981, S. 3.

<sup>6</sup> Vgl. ebenda, S. 4.

<b>Heben:</b>	<b>Lastannahmen</b>
oberer Eckbeschlag: Drehzapfen (Twist Lock), Haken oder Schäkel	150 kN
unterer Eckbeschlag: Aufhängung 30° zur Waagerechten	300 kN
<b>Längsbeanspruchung:</b>	<b>Lastannahmen</b>
unterer Eckbeschläge (zwei Beschläge belastet)	300 kN je Eckbeschlag

**Tabelle 3: Rechnerische Belastung der Eckbeschläge<sup>7</sup>**

Zum Heben an den unteren Eckbeschlägen gelten ergänzend folgende Anmerkungen:

*„Heben an unteren Eckbeschlägen*

*1. Die Seilwirkungslinie ist parallel zum Container anzunehmen und darf nicht mehr als 38 mm (1 ½ in) von der Außenfläche des Eckbeschlages entfernt sein.*

*2. Die angegebenen Lastwerte gelten für Seile bei angegebenen Winkeln, aber es wird davon ausgegangen, daß Seile auch bei jedem beliebigen Winkel zwischen dem angegebenen Winkel und der Vertikalen verwendet werden können.“<sup>8</sup>*

### **ISO 1496-1**

Teil 1 der ISO 1496 legt die Basis-Spezifikationen und Voraussetzungen zur Prüfung von ISO-Containern der Reihe 1 fest.<sup>9</sup> Wenn ein ISO-Container an den oberen vier Eckbeschlägen angehoben wird, gilt für alle Container, außer die ISO-Container mit der Bezeichnung 1D oder 1DX (10 ft), dass ausschließlich vertikale Kräfte eingeleitet werden dürfen.<sup>10</sup> D.h. die gängigen Container mit einer Länge von 20 ft und 40 ft werden bei der Prüfung nur mit vertikalen Kräften an den oberen Eckbeschlägen belastet.

### **ÖNORM ISO 3874**

Die ÖNORM ISO 3874 legt Methoden für die Handhabung und Sicherung von ISO-Containern der Reihe 1 fest, welche gemäß den letztgültigen Ausgaben von ISO 1496-1 bis ISO 1496-5 gebaut und geprüft sind.<sup>11</sup> Abbildung 5 zeigt eine Zusammenfassung der wichtigsten zulässigen Hebemethoden mit verschiedenen ausgesuchten Containergrößen.

<sup>7</sup> Vgl. DIN ISO 1161, 1981, S. 5.

<sup>8</sup> DIN ISO 1161, 1981, S. 5.

<sup>9</sup> Vgl. ISO 1496-1, 1990, S. 1.

<sup>10</sup> Vgl. ebenda, S. 5.

<sup>11</sup> Vgl. ÖNORM ISO 3874, 2009, S. 8.

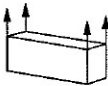
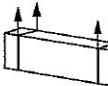
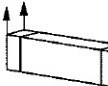
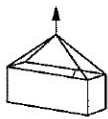
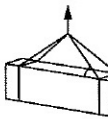
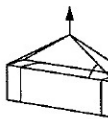
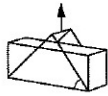
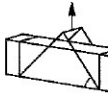
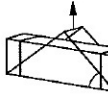
Beschreibung	Container-Bauarten A, B, C und D	Container-Bauart E 40 ft Verfahren	Container-Bauart E 45 ft Verfahren	20 ft Container 1C	40 ft Container 1A	45 ft Container 1EE
„Top Lift Spreader“				beladen und unbeladen	beladen und unbeladen	beladen und unbeladen
Heben an oberen Eckbeschlägen mit Seilgeschirr				unbeladen	unbeladen	unbeladen
Heben an unteren Eckbeschlägen mit Seilgeschirr				beladen und unbeladen	beladen und unbeladen	beladen und unbeladen

Abbildung 5: Zulässige Hebemethoden nach ÖNORM ISO 3874<sup>12</sup>

### VDI-Richtlinie 2687

Diese VDI-Richtlinie beschreibt unter anderem die Anforderungen, Auslegungen und Wirkungsweisen von Lastaufnahmemitteln an Kranen zum Umschlag von Containern im kombinierten Verkehr.<sup>13</sup>

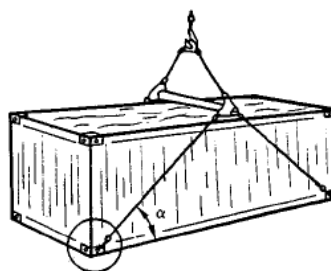
Wie schon in der ISO 1496-1 angedeutet und in Abbildung 5 zu sehen, dürfen laut VDI-Richtlinie 2687 beim Anschlag an den oberen Eckbeschlägen nur lotrechte Hubkräfte eingeleitet werden, da die Dächer der Container keinerlei Druckkräfte aufnehmen können. Die zulässige Abweichung von der Senkrechten beträgt in jede Richtung 5°. <sup>14</sup>

Für die Wahl des Winkels beim Heben an den unteren Eckbeschlägen sind in der VDI-Richtlinie 2687 minimal zulässige Winkel gegeben. Abbildung 6 zeigt die Mindestwinkel für das Heben an den unteren Eckbeschlägen mittels Seilgeschirr.

<sup>12</sup> Zu Abbildung vgl. ÖNORM ISO 3874, 2009, S. 12.; zu „Top Lift Spreader“ vgl. ebenda, S. 14.; zu „Heben an oberen Eckbeschlägen mit Seilgeschirr“ vgl. ebenda, S. 16.; zu „Heben an unteren Eckbeschlägen mit Seilgeschirr“ vgl. ebenda, S. 18.

<sup>13</sup> Vgl. VDI 2687, 1989, S. 2.

<sup>14</sup> Vgl. ebenda, S. 11.



Neigungswinkel  $\alpha$  in Abhängigkeit von der Containergröße

Containergröße	1A	1C
$\alpha_{\min}$	30°	45°

Abbildung 6: Zulässige Neigungswinkel laut VDI-Richtlinie 2687<sup>15</sup>

### Zulässige Belastung der Eckbeschläge (Corner Castings)

Die bisherigen Ausführungen der Rahmenbedingungen aus Normen haben gezeigt, dass in den oberen Corner Castings nur senkrechte Kräfte eingeleitet werden dürfen. Gewisse Kräfte können die Eckbeschläge jedoch aufnehmen, wie das Heben eines leeren 40ft-ISO-Containers mittels Seilgeschirr zeigt (siehe Abbildung 5). Mit dem in Abbildung 7 dargestellten Modell, lassen sich heuristisch, durch Variation des Seilgeschirrwinkels zur Waagerechten, jene Kräfte errechnen, die durch die Belastung an den oberen Corner Castings durch das Eigengewicht des Containers auftreten und laut ÖNORM ISO 3874 noch zulässig sind.

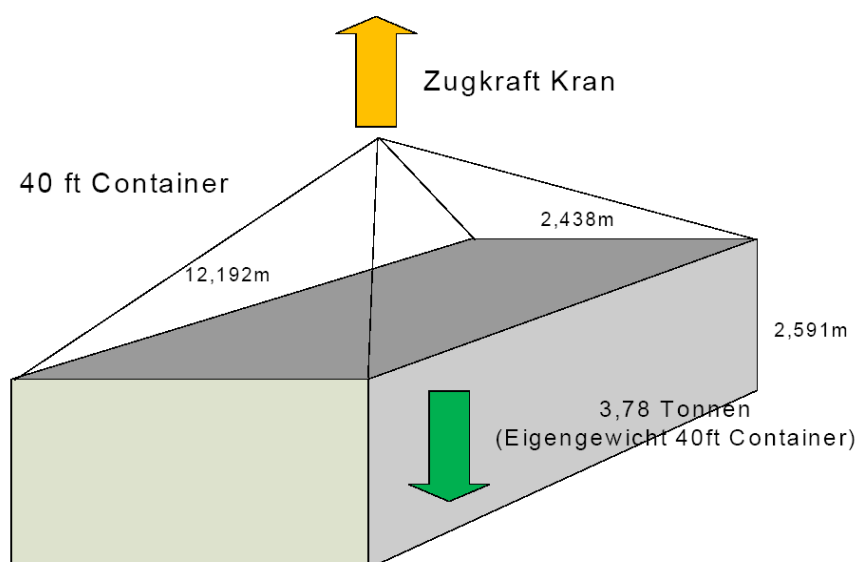


Abbildung 7: Modell zur Annahme von Kräften an den oberen Corner Castings

Die genaue Begründung und Ableitung der ermittelten Kräfte ist bei Trully (2012) zu finden. Abbildung 8 fasst diese zusammen.

<sup>15</sup> Vgl. VDI 2687, 1989, S. 12.

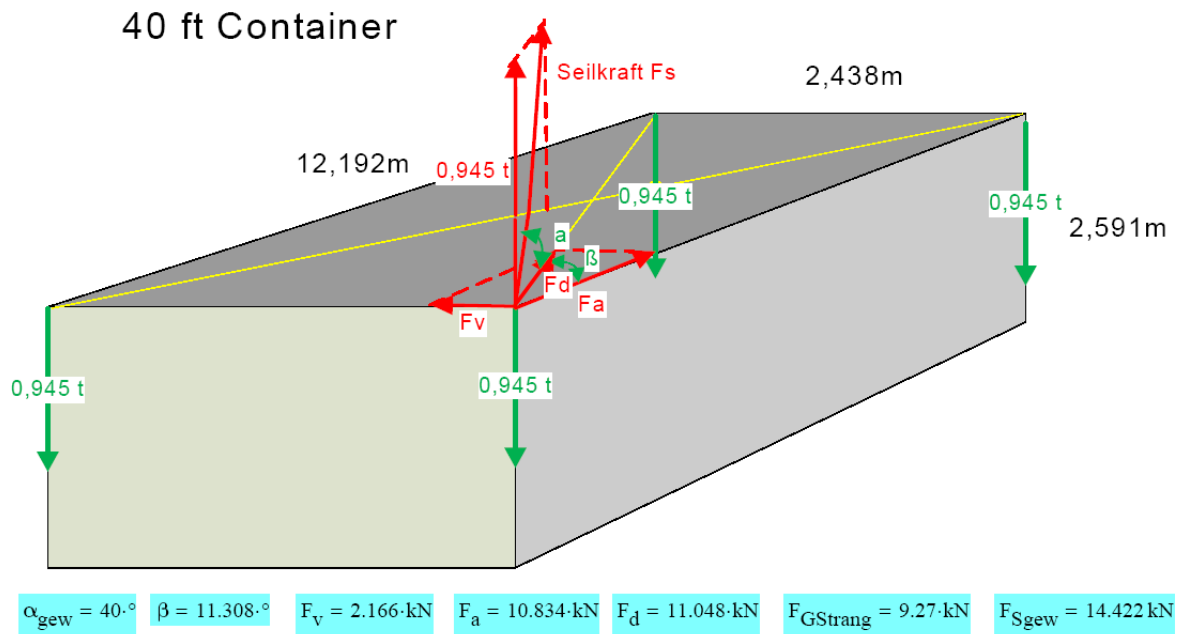


Abbildung 8: Heuristisch ermittelte zulässige Kräfte an den oberen Corner Castings

## 2 Methodik zum Entwickeln und Konstruieren

Allgemeingültige, branchenunabhängige Grundlagen methodischen Entwickelns und Konstruierens werden in der VDI-Richtlinie 2221 behandelt.<sup>16</sup> Der Entwicklungs- und Konstruktionsprozess wird in dieser Richtlinie in sieben Arbeitsabschnitte gegliedert, aus denen entsprechend sieben Arbeitsergebnisse hervorgehen (siehe Abbildung 9). Je nach Aufgabenstellung werden diese Abschnitte vollständig, teilweise oder mehrmals iterativ durchlaufen.<sup>17</sup>

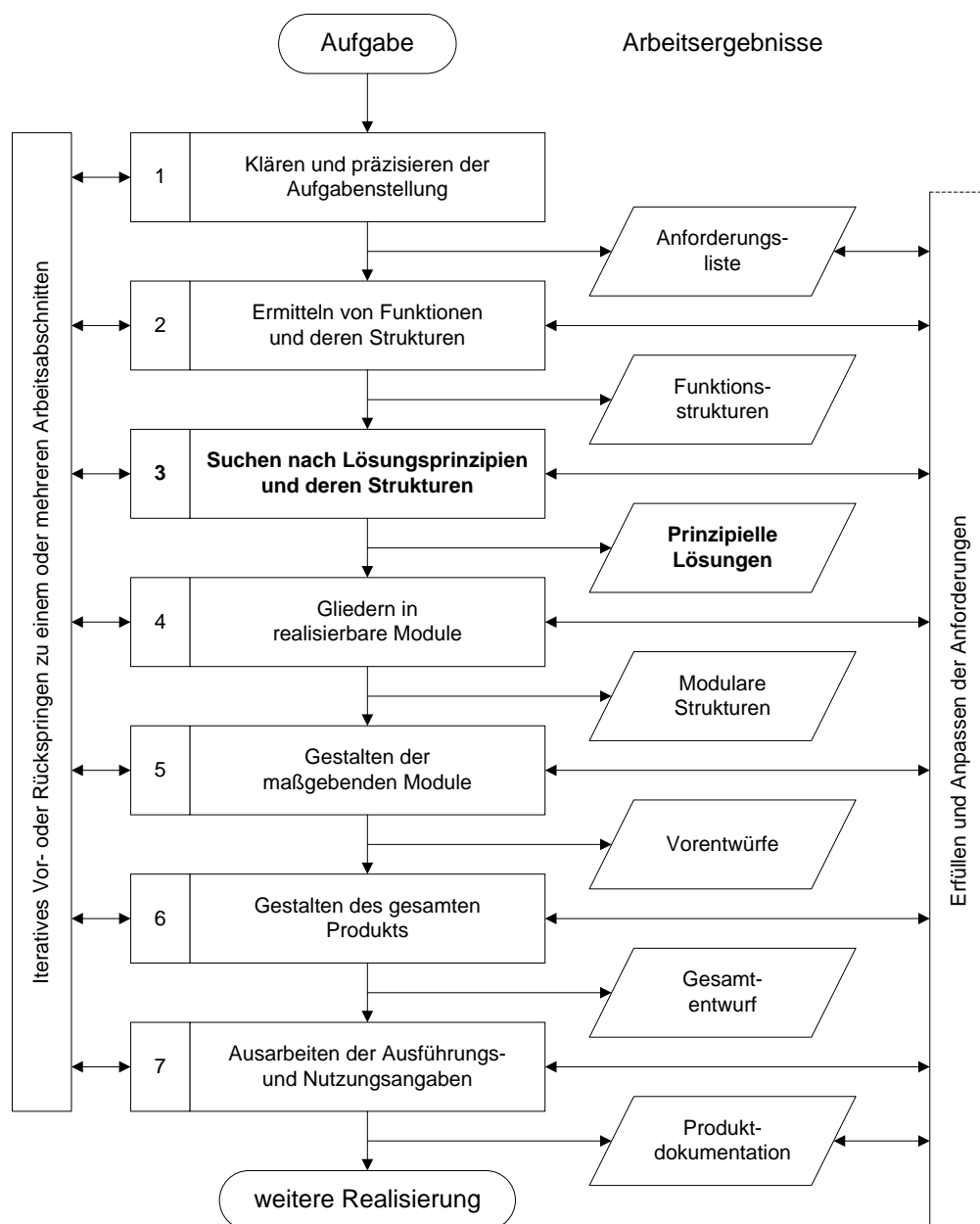


Abbildung 9: Generelles Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren<sup>18</sup>

<sup>16</sup> Vgl. VDI 2221, 1993, S. 2.

<sup>17</sup> Vgl. ebenda, S. 9.

<sup>18</sup> Vgl. ebenda.

Hauptaufgabe dieser Diplomarbeit ist die in Abbildung 9 fett gedruckte Aufgabe des Suchens nach Lösungsprinzipien und deren Strukturen. Das zu erzielende Arbeitsergebnis sind somit eine oder mehrere prinzipielle Lösungen. Als Vorarbeit ist das Klären und Präzisieren der Aufgabenstellung sowie das Ermitteln von Funktionen und deren Strukturen unablässig.

## 2.1 Arbeitsfluss für das Entwickeln

Pahl et al zeigt eine in Übereinstimmung mit den VDI-Richtlinien 2221 und 2222 gezielt erarbeiteten Arbeitsfluss für das Entwickeln im Maschinenbau. Dieser Arbeitsfluss wird in die folgenden Hauptphasen unterteilt (vgl. Abbildung 9):<sup>19</sup>

- Planen und Klären der Aufgabe (informative Festlegung)
- Konzipieren (prinzipielle Festlegung)
- Entwerfen (gestalterische Festlegung)
- Ausarbeiten (herstellungstechnische Festlegung)

Die Aufgaben der Hauptphasen werden im Anschluss kurz erläutert.

### Planen und Klären der Aufgabe

Basis einer Entwicklungs- bzw. Konstruktionsarbeit ist die Aufgabenstellung, welche vor Beginn der Produktentwicklung näher geklärt werden muss. Diese Klärung der Aufgabenstellung dient zur Informationsbeschaffung über die Anforderungen an das Produkt, sowie über die bestehenden Bedingungen und deren Bedeutung. Als Ergebnis liegt eine informative Festlegung in Form einer Anforderungsliste vor.<sup>20</sup>

Die Hauptphase des Planens und Klärens der Aufgabe ist bereits im Rahmen von Kapitel 1 erfolgt. Die Anforderungsliste ist in weiterer Folge in Kapitel 3.2 zu finden.

### Konzipieren

Konzipieren ist der Teil des Konstruierens, in dem die prinzipielle Lösung nach dem Klären der Aufgabenstellung durch

- Abstrahieren auf die wesentlichen Probleme,
- Aufstellen von Funktionsstrukturen,
- Suche nach geeigneten Wirkprinzipien und
- Kombination von Wirkprinzipien in einer Wirkstruktur

festgelegt wird.<sup>21</sup>

---

<sup>19</sup> Vgl. Pahl et al, 2007, S. 193f.

<sup>20</sup> Vgl. ebenda, S. 195.

<sup>21</sup> Vgl. ebenda, S. 231.



Die detaillierten Arbeitsschritte beim Konzipieren werden im folgenden Kapitel 2.2 genau erklärt. Eine oder mehrere Varianten eines weiter zu verfolgenden Konzeptes sind das Ergebnis dieser Phase.<sup>22</sup>

### **Entwerfen**

Ausgehend von der Wirkstruktur bzw. der prinzipiellen Lösung wird die Baustruktur nach technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten eindeutig und vollständig erarbeitet. Ziel ist die endgültige Lösung für die abschließende Gestaltung eines endgültigen Gesamtentwurfes.<sup>23</sup>

### **Ausarbeiten**

Die Baustruktur eines technischen Gebildes wird wie folgt festgelegt:

- endgültige Vorschriften für Form, Bemessung und Oberflächenbeschaffenheit aller Einzelteile
- Überprüfung der Herstellmöglichkeiten sowie Kosten
- verbindliche zeichnerische und sonstige Unterlagen

Das Ergebnis ist die herstellungstechnische Festlegung der Lösung.<sup>24</sup>

## **2.2 Arbeitsschritte beim Konzipieren**

Die Arbeitsschritte beim Konzipieren werden durchlaufen, damit von vornherein die Erarbeitung der bestmöglich erscheinenden prinzipiellen Lösung sichergestellt ist. In den Hauptphasen nach dem Konzipieren, dem Entwerfen und Ausarbeiten, können grundlegende Mängel des Lösungsprinzips nicht oder nur sehr schwer ausgeglichen werden.<sup>25</sup>

Entsprechend dem Arbeitsfluss für das Entwickeln folgt nach dem Klären der Aufgabenstellung die Konzeptphase. Abbildung 10 zeigt die Hauptarbeitsschritte für das Konzipieren und anhand dieser wird die prinzipielle Lösung erarbeitet. Die Konzeptphase startet nach erfolgter Entscheidung zur Freigabe zum Konzipieren und endet mit der Festlegung auf eine prinzipielle Lösung (siehe Abbildung 10).

---

<sup>22</sup> Vgl. Pahl et al, 2007, S. 196.

<sup>23</sup> Vgl. ebenda, S. 196f.

<sup>24</sup> Vgl. ebenda, S. 197.

<sup>25</sup> Vgl. ebenda, S. 196.

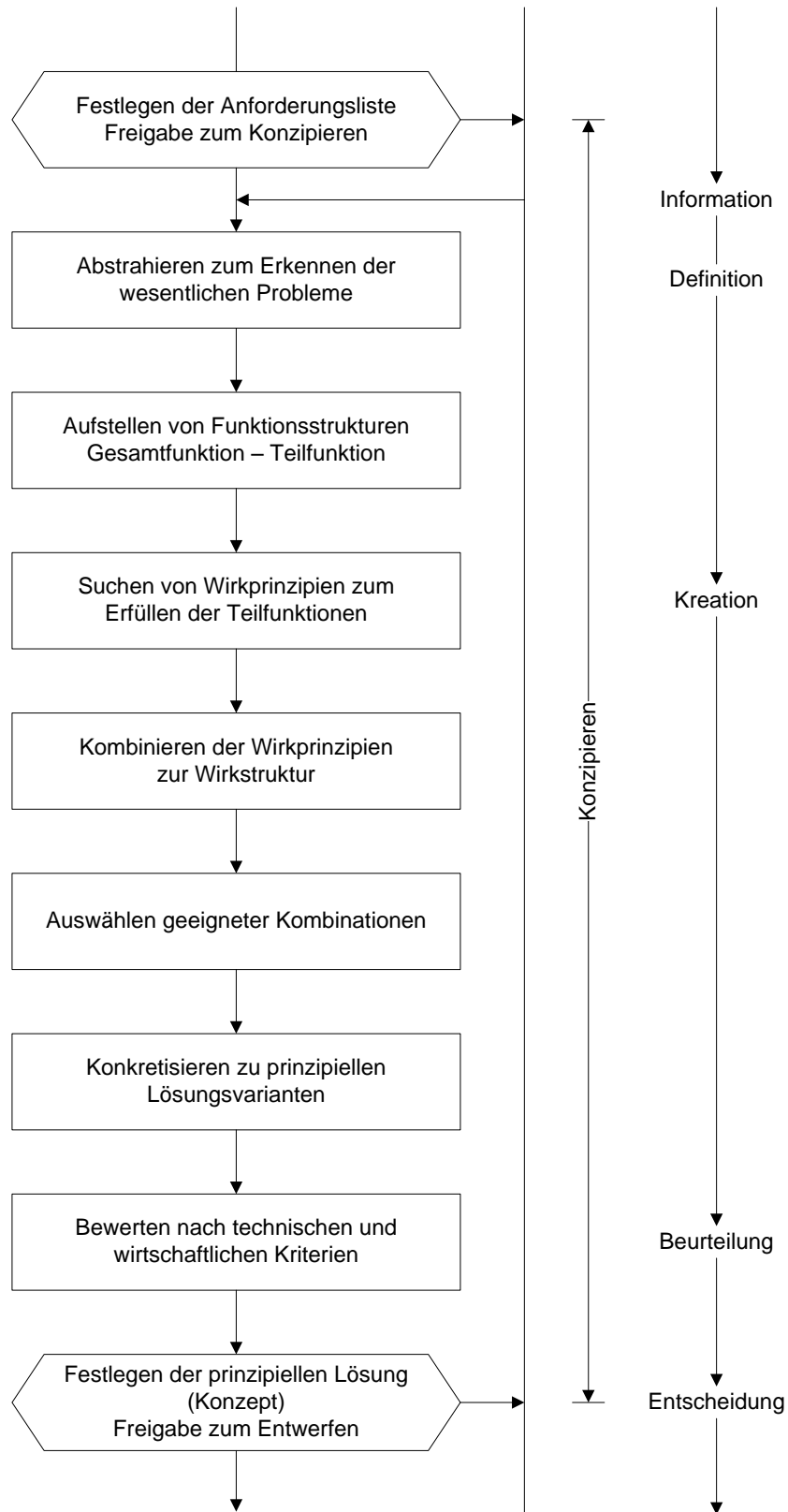


Abbildung 10: Arbeitsschritte beim Konzipieren<sup>26</sup>

<sup>26</sup> Pahl et al, 2007, S. 232.

## 3 Grundlagen zur Entwicklung neuer MCU-Konzepte

In diesem Kapitel werden die gemeinsamen Grundlagen zur Konzipierung eines mobilen Container-Umsetzers beschrieben. Dazu gehören vor allem die Erstellung einer Anforderungsliste und das Aufstellen einer Funktionsstruktur. Aufbauend auf diesen Grundlagen erfolgt die detaillierte Konzipierung der einzelnen Baugruppen.

### 3.1 Definition eines Koordinatensystems

Mit dem Koordinatensystem aus Abbildung 11 erfolgt eine eindeutige Festlegung von Winkeln und Achsen sowie deren positive Zählrichtungen. Damit ist im weiteren Verlauf der Arbeit eine einheitliche Beschreibung von Richtungen und Bewegungen möglich.

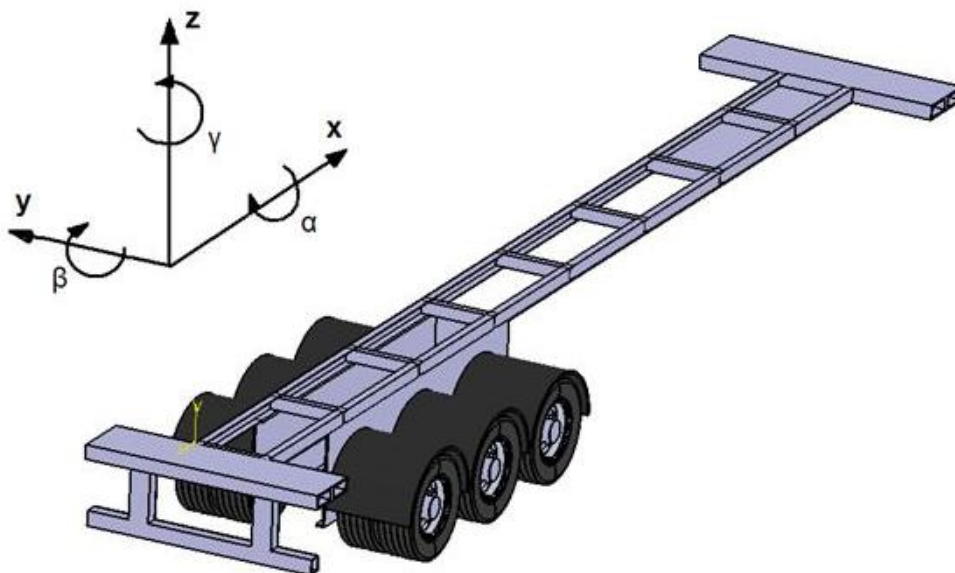



Abbildung 11: Definition eines Koordinatensystems

### 3.2 Anforderungsliste

Aus der Aufgabenstellung (Kapitel 1.1) und den Rahmenbedingungen (Kapitel 1.4) lässt sich eine Anforderungsliste (siehe Tabelle 4) erstellen, welche übersichtlich sämtliche zu diesem Zeitpunkt bekannten Anforderungen enthält. Für die Konzipierung des MCUs sind diese Anforderungen ausreichend, jedoch muss für die weitere Entwicklung die Anforderungsliste auf jeden Fall ergänzt werden.

Die formulierten Anforderungen wurden unterteilt in Wünsche und Forderungen.<sup>27</sup>

- Forderungen (F) müssen unter allen Umständen erfüllt werden. Ohne die Erfüllung der Forderungen ist die vorgesehene Lösung auf keinen Fall akzeptabel.
- Wünsche (W) sollten nach Möglichkeit berücksichtigt werden, eventuell mit einem Zugeständnis an einen begrenzten Mehraufwand.

		Anforderungsliste				Seite: 1	
		für mobilen Container-Umsetzer				21.07.2012	
						Version: 1.2	
Änderung	F/W	Anforderung				Verantwortung	
Geometrie	F	Abmessung des LKW/Aufbaus aufgrund KFG					
		Breite	max.	2550	mm		
		Höhe	max.	4000	mm		
	F	ISO-Container: max. Außenmaße [mm]					
		Container	B	L	H		
		6ft	2438	1968	2438		
		10 ft 1D (DIN ISO 668)	2438	2991	2438		
		20 ft 1CC (DIN ISO 668)	2438	6058	2591		
		30 ft 1BB (DIN ISO 668)	2438	9125	2896		
		40 ft 1AAA (DIN ISO 668)	2438	12192	2896		
		45 ft	2438	13716	2896		
		Eckbeschläge siehe DIN ISO 1161					
		Toleranzen siehe DIN ISO 1161					
	F	Schlitten					
		Länge	max.	2500	mm		
		Breite	max.	170	mm		
		Höhe	max.	400	mm		
		Abstand zum Container	max.	500	mm		
	F	Hubmechanismus					
		absolute Hubhöhe (ab Oberkante Boden)	max.	5800	mm		
F	Positionier- und Winkelfehler						
	Abstand LKW/LKW, LKW/Waggon	max.	±300	mm			
	Parallelität LKW/LKW, LKW/Waggon	max.	±7	°			
	Höhenunterschied LKW/LKW, LKW/Waggon	max.	±300	mm			

**Tabelle 4: Anforderungsliste**

<sup>27</sup> Vgl. Pahl et al, 2007, S. 215.


		<b>Anforderungsliste</b> für mobilen Container-Umsetzer				Seite: 2	
						21.07.2012	
			Version: 1.2				
	Änderung	F/W	Anforderung			Verantwortung	
Kinematik		F	Schlitten				
			beidseitiger linearer Ausschub				
			Geschwindigkeit	max.	0,1	m/s	
			Beschleunigung	max.	0,1	m/s <sup>2</sup>	
		F	Hubmechanismus				
			lineare Hubbewegung				
			W umklappen für weniger Luftwiderstand				
			Geschwindigkeit	max.	-	m/s	
			Beschleunigung	max.	-	m/s <sup>2</sup>	
		F	Stützbein				
Geschwindigkeit			max.	-	m/s		
Kräfte		F	Eigengewicht MCU				
			max. < Konkurrenz				
			ISO-Container: Gewicht				
			6ft	max.	7110	kg	
			10 ft (DIN ISO 668)	max.	10160	kg	
			20 ft (DIN ISO 668)	max.	24000	kg	
			30 ft (DIN ISO 668)	max.	25400	kg	
	40 ft (DIN ISO 668)	max.	30480	kg			
	45 ft	max.	32500	kg			
		F	Kräfte an den Corner Castings (CC)				
Horizontalkräfte obere CC			max.	10,8	kN		
Vertikalkräfte obere CC			max.	150,0	kN		
Horizontalkräfte untere CC			max.	212,1	kN		
Vertikalkräfte untere CC			max.	150,0	kN		
Energie		F	Schlitten		Hydraulik		
		F	Hubmechanismus: Heben/Senken		Hydraulik		
		W	Hubmechanismus: Umklappen		Hydraulik		
		F	Stützbein: Heben/Senken		Hydraulik		
		W	Stützbein: Umklappen		Hydraulik		
		F	Niveaueausgleich		Hydraulik		
		F	Abstützung Chassis		Hydraulik		
		F	Steuerung und Sensorik		LKW Boardnetz		
Stoff		W	Werkstoffe:				
			Stahl				
			multimaterielle Strukturkonzepte				
Signal		für Konzept nicht relevant					

Tabelle 4: Fortsetzung


		Anforderungsliste für mobilen Container-Umsetzer				Seite: 3	
						21.07.2012	
Änderung	F/W	Anforderung				Verantwortung	
Sicherheit	F	EN 13849 Performance Level D					
Fertigung		für Konzept nicht relevant					
Kontrolle		für Konzept nicht relevant					
Montage		für Konzept nicht relevant					
Gebrauch	F	Betrieb im Freien, raue Umgebung, Regen, Schnee					
	F	Betriebstemperaturen	min.	-30	°C		
			max.	40	°C		
Instandhaltung		für Konzept nicht relevant					
Recycling		für Konzept nicht relevant					
Kosten		für Konzept nicht relevant					
Termin		für Konzept nicht relevant					

Tabelle 4: Fortsetzung

### 3.3 Funktionsstruktur

Unter einer Funktion ist beim Beschreiben und Lösen von konstruktiven Aufgaben der gewollte Zusammenhang zwischen Eingang und Ausgang eines Systems mit dem Ziel, eine Aufgabe zu erfüllen, zu verstehen. Die Funktion wird zu einer Formulierung der Aufgabe auf einer abstrakten und lösungsneutralen Ebene und

wenn die Gesamtaufgabe ausreichend präzisiert vorliegt, kann auch die Gesamtfunktion angegeben werden. Eine Gesamtfunktion lässt sich in vielen Fällen sofort in erkennbare Teilfunktionen aufgliedern, welche dann Teilaufgaben innerhalb der Gesamtaufgabe entsprechen. Eine Funktionsstruktur zeigt die sinnvolle und verträgliche Verknüpfung von Teilfunktionen zur Gesamtfunktion.<sup>28</sup>

Im folgenden Kapitel werden zuerst die Symbole zur Darstellung von Funktionen erläutert. Anschließend erfolgt die Beschreibung der Gesamtfunktion und den daraus abgeleiteten Teilfunktionen.

### 3.3.1 Darstellung von Funktionsstrukturen

Abbildung 12 zeigt die Symbole zur Darstellung von Funktionsstrukturen, welche im Rahmen dieser Diplomarbeit verwendet werden.

Funktionen:

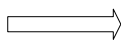


Hauptfunktion

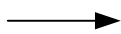


Nebenfunktion

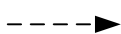
Flussarten:



Stoff – Fluss mit Richtungsangabe

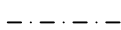


Energie – Fluss mit Richtungsangabe



Signal – Fluss mit Richtungsangabe

System:



Systemgrenze

**Abbildung 12: Symbole zur Darstellung von Funktionsstrukturen<sup>29</sup>**

Funktionen werden durch die Kombination eines Hauptwortes mit einem Zeitwort beschrieben. Hauptfunktionen sind Teilfunktionen, die unmittelbar der Gesamtfunktion dienen, dagegen tragen Nebenfunktionen, im Sinne von Hilfsfunktionen, nur mittelbar zur Gesamtfunktion bei.<sup>30</sup>

<sup>28</sup> Vgl. Pahl et al, 2007, S. 44.

<sup>29</sup> Vgl. ebenda, S. 45.

<sup>30</sup> Vgl. ebenda, S. 44f.

### 3.3.2 Gesamtfunktion

Aus der Aufgabenstellung sind die folgenden Aufgaben des mobilen Container-Umsetzers bekannt:

- Aufnehmen und Abstellen von Containern von Bahn-Waggons
- Aufnehmen und Abstellen von Containern von anderen LKWs
- Aufnehmen und Abstellen von Containern, welche am Boden stehen
- Übereinander stapeln von Containern
- Beidseitige Manipulation von Containern

Die Aufgabe „beidseitige Manipulation von Containern“ bedeutet, dass die zuvor genannten Aufgaben auf beiden Seiten des LKWs ausgeführt werden können.

Diese Aufgaben können als Gesamtfunktion mit „Container manipulieren“ zusammengefasst werden (siehe Abbildung 13).



**Abbildung 13: Gesamtfunktion des mobilen Container-Umsetzers**

Die oben genannten Teilaufgaben des MCUs haben dieselben Ausgangs- und Endzustände gemeinsam:

- kein Container auf MCU
- Container auf MCU

Bevor mit einer Manipulation begonnen wird, befindet sich ein oder eben kein Container auf dem MCU. Umgekehrt ist nach erfüllter Aufgabe kein oder ein Container am MCU. Diese Ausgangs- und Endzustände sind aus der Sicht des Stoffumsatzes Ein- und Ausgänge in das System.

Als Energie wird dem System hydraulische und elektrische Energie bereit gestellt.

Als Input-Signale dienen alle Größen zur Steuerung und Überwachung des MCUs. Die Visualisierung und Anzeige der Betriebszustände des MCUs für den Bediener ist die Hauptaufgabe der Output-Signale. Die Signalumsätze werden in dieser Diplomarbeit aufgrund der Aufgabenstellung nicht weiter beachtet und sind hier aus Gründen der Vollständigkeit nur kurz erwähnt.



### **3.3.3 Teilfunktionen**

Die Gesamtfunktion wird in weiterer Folge in Teilfunktionen herunter gebrochen. Die einzelnen Teilfunktionen und deren Verknüpfungen sind in Abbildung 14 zu sehen. Als Hauptfluss wird der Stofffluss zugrunde gelegt. In der vorliegenden Detaillierungsstufe werden die Energie- und Signalflüsse, da sie für die Konzipierung eine untergeordnete Rolle spielen, nicht beachtet.

In Abbildung 14 sind die zwei Zweige der Gesamtfunktion zu erkennen. Diese beschreiben mit ihren Teilfunktionen die Manipulation eines Containers. Nachfolgend werden die einzelnen Teilfunktionen kurz beschrieben.

#### **LKW/Auflieger positionieren**

Als erster Schritt muss der LKW bzw. dessen Auflieger richtig, zum Container der aufgenommen wird (Zweig: kein Container auf MCU) bzw. zum Verladeort bei dem ein Container abgestellt wird (Zweig: Container auf MCU), positioniert werden. Der Verladeort ist je nach Aufgabe ein Waggon, ein anderer LKW, eine vorgesehene Fläche am Boden oder aber ein Container auf den ein zweiter gestapelt wird. Beim Positionieren müssen der Abstand zum Container sowie die Positionier- und Winkelfehler (siehe Tabelle 4) eingehalten werden.

#### **LKW/Auflieger abstützen**

Um eine ausreichende Stabilität und Standsicherheit des LKWs bzw. Aufliegers mit dem darauf montierten MCU sowie einem Container zu gewährleisten, muss das System abgestützt werden. Ein weiterer Grund für das Abstützen ist das Vermeiden des Ein- und Ausfederns des LKWs bei der Aufnahme bzw. Abgabe eines Containers.

#### **Schlitten längs verfahren**

Die Teilfunktion „Schlitten längs verfahren“ ist als Nebenfunktion angeführt. Diese dient der Anpassung des mobilen Container-Umsetzers an verschiedene Containerlängen. Im Rahmen dieser Diplomarbeiten wird diese Nebenfunktion nicht näher ausgearbeitet.

#### **Container aufnehmen**

Einen Container aufnehmen bedeutet, diesen mit geeigneten Mitteln anzuheben und sicher festzuhalten, ohne die maximal erlaubten Kräfte, die der Container ertragen kann, zu überschreiten. Mit einem Hubmechanismus wird ein Aufnahmemittel in die geforderte Höhe (z-Koordinate) verschoben. Dabei führt der Hubmechanismus gleichmäßige lineare Bewegungen aus. Ist die Zielposition erreicht, wird der

Container an den Corner Castings mit dem Aufnahmemittel verbunden und dieser kann angehoben werden.

### **Container absetzen**

Hat der Schlitten mit dem Container seine Endposition erreicht, wird er mit Hilfe des Hubmechanismus abgestellt und die Verbindung zwischen dem Aufnahmemittel und den Corner Castings des Containers gelöst. Anschließend wird der Hubmechanismus wieder in seine Ausgangsposition gebracht. Die Endposition vom Container ist entweder auf dem LKW bzw. Auflieger (Zweig: kein Container auf MCU) oder aber der Verladeort (Zweig: Container auf MCU; vgl. mit Teilfunktion LKW/Auflieger positionieren).

### **Schlitten ausfahren**

Der Schlitten verschiebt den Hubmechanismus mitsamt Aufnahmemittel in y-Richtung, um je nach Beladungszustand einen Container aufzunehmen (Zweig: kein Container auf MCU) oder einen Container abzustellen (Zweig: Container auf MCU). Gefordert ist eine lineare Bewegung mit gleichmäßigem Umsetzen.

### **Schlitten einfahren**

Der Schlitten verschiebt den Hubmechanismus in y-Richtung wieder zurück in die mittige Ausgangsstellung.

### **Niveau ausgleichen**

Während der Manipulation des Containers muss, damit die Positionier- und Winkelfehler keine Grenzwerte überschreiten, ein Niveaueausgleich durchgeführt werden.

### **LKW/Auflieger absenken**

Bevor der LKW wieder losfahren kann, muss der LKW bzw. der Auflieger wieder abgesenkt werden.

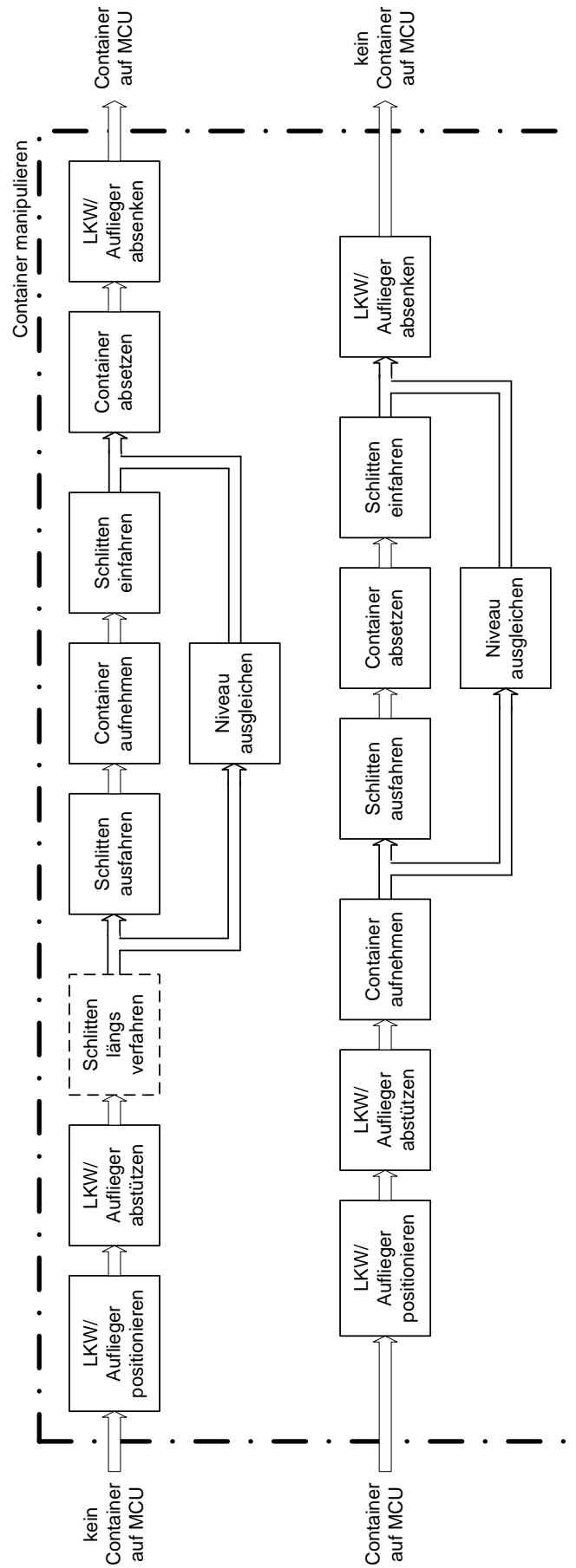


Abbildung 14: Funktionsstruktur des mobilen Container-Umsetzers

## 4 Konzipieren des Führungssystems und Schlittens

Nachdem in den einführenden Kapiteln die gemeinsame Aufgabenstellung geklärt und grundlegende Vorarbeiten zur Konzipierung des MCUs geleistet wurden, erfolgt in diesem Kapitel das Konzipieren des Führungssystems und des Schlittens.

### 4.1 Problemstellung

Bevor mit dem Konzipieren des Führungssystems und Schlittens begonnen wird, werden kurz die wichtigsten Randbedingungen, welche an das System gestellt werden, erwähnt.

Ziel des Führungssystems muss sein, dass sich der Container mitsamt dem Hubsystems problemlos nach links und rechts (y-Koordinate, siehe Abbildung 11) ausfahren lässt. Dabei sind eine hohe Zuverlässigkeit und ein entsprechend einfaches Konzept grundlegende Voraussetzungen. Des Weiteren wird von der Firma HET gefordert, dass das seitliche Manipulieren mit Hilfe von Linearauszügen bzw. Linearschlitten erfolgen soll. Auf folgende Konstruktionsmerkmale muss besonders geachtet werden:

- Eine möglichst einfache und sichere Handhabung für den Bediener.
- Eine robuste und kompakte Bauweise.
- Zuverlässigkeit und Sicherheit muss gewährleistet werden.
- Ein Container kann maximal einen halben Meter neben dem LKW aufgenommen bzw. abgestellt werden.
- Die Breite des Auszugssystems in x-Richtung soll möglichst klein gehalten werden, idealerweise unter 170 mm.
- Die Abstützung muss einen Großteil des Containergewichts tragen.

### 4.2 Funktionsstruktur

Eine Empfehlung zum Aufstellen von Funktionsstrukturen lautet, die erkennbaren, funktionalen Zusammenhänge aus der Anforderungsliste zunächst in eine grobe Struktur mit nur wenigen Teilfunktionen zu bringen, um diese anschließend schrittweise weiter zu zerlegen.<sup>31</sup>

Mit dieser Vorgehensweise wurde bereits in Kapitel 3.3 gestartet, indem die Gesamtfunktion des MCUs erstellt und daraus die ersten groben Teilfunktionen

---

<sup>31</sup> Vgl. Pahl et al, 2007, S. 253.

abgeleitet wurden. Diese wird nun auf den folgenden Seiten weiter verfolgt, um die Teilfunktionen

- „Schlitten ausfahren“ sowie
- „Schlitten einfahren“

weiter zu verfeinern.

Die Einordnung dieser Teilfunktionen in die Gesamtfunktion zeigt Abbildung 15, welche ein Ausschnitt der gesamten Funktionsstruktur des mobilen Container-Umsetzers darstellt. Die gesamte Funktionsstruktur ist in Abbildung 14 zu sehen.

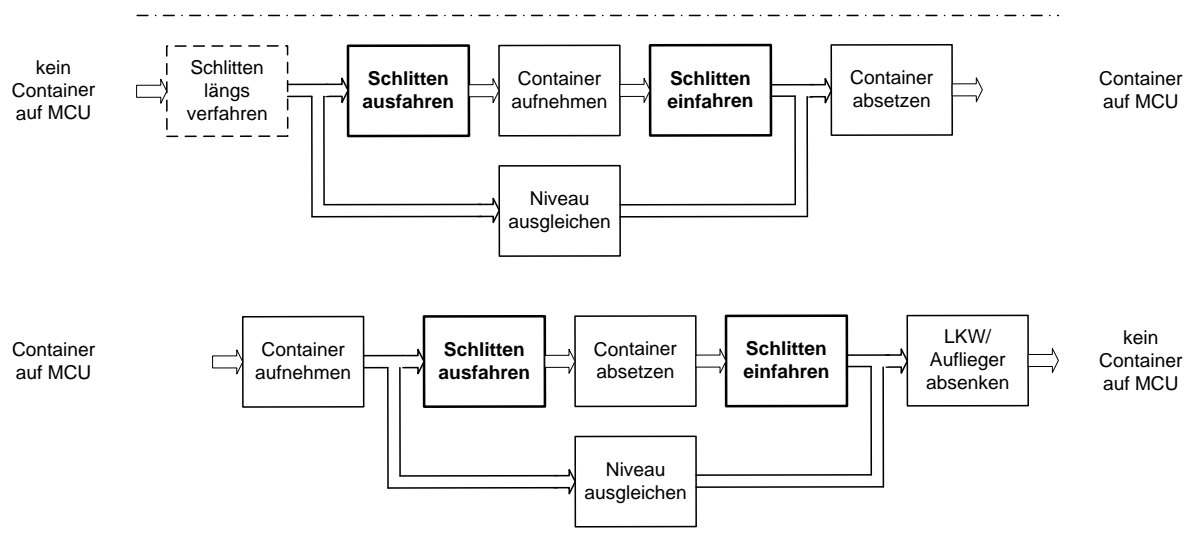


Abbildung 15: Ausschnitt aus der Funktionsstruktur des mobilen Container-Umsetzers

#### 4.2.1 Teilfunktion: Schlitten ausfahren

Abbildung 16 zeigt die nötigen Teilfunktionen, um den Schlitten auszufahren.

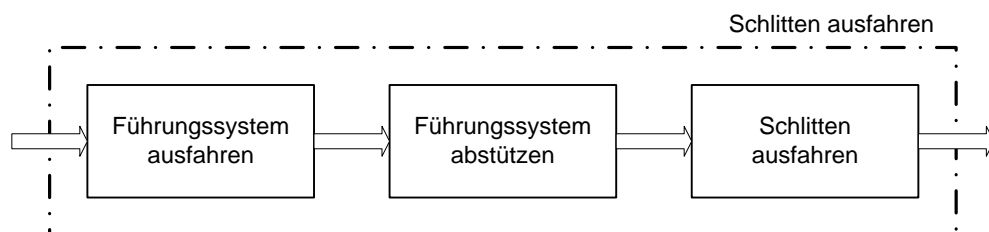


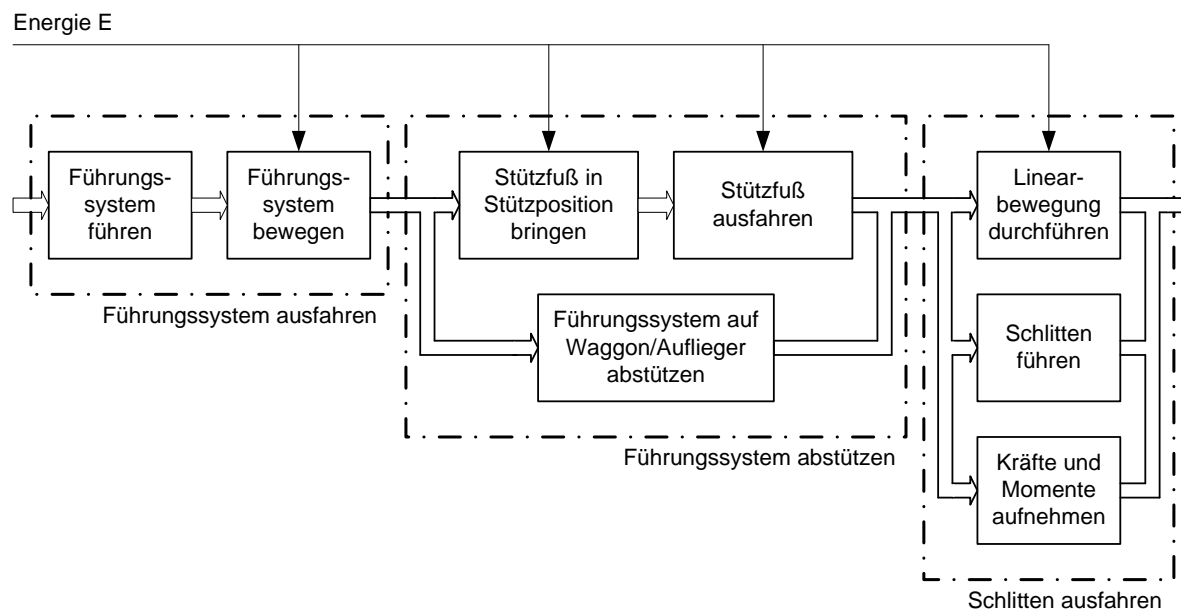
Abbildung 16: Funktionsstruktur: Schlitten ausfahren

Bevor der Schlitten bewegt werden kann, muss ein geeignetes Führungssystem ausfahren, um für den Schlitten eine Fahrbahn zu bilden, die die horizontale Linearführung des Containers erlaubt. Das Führungssystem trägt und führt den Schlitten und stellt einen ausreichenden Ausfahrweg zur Verfügung, damit der Schlitten und somit der Container seine Endposition erreichen kann. Um unzulässige Belastungen zu vermeiden und ein Kippen des LKWs bzw. des Aufliegers zu

verhindern, muss das Führungssystem abgestützt werden. Wenn das Führungssystem positioniert und abgestützt ist, kann mit dem Schlitten ausgefahren werden.

### Detaillierte Funktionsstruktur: Schlitten ausfahren

Abbildung 17 zeigt eine weitere Zerlegung der Unterfunktionen „Führungssystem ausfahren“, „Führungssystem abstützen“ und „Schlitten ausfahren“. Als Energie wird dem System hydraulische Energie zur Verfügung gestellt.



**Abbildung 17: Detaillierte Funktionsstruktur: Schlitten ausfahren**

Das Führungssystem muss auf der einen Seite dem Schlitten genügend Ausfahrweg zur Verfügung stellen und auf der anderen Seite während der Fahrt die maximalen Abmessungen laut Kraftfahrzeuggesetz KFG einhalten. Um diesen Widerspruch zu lösen, ist das Führungssystem beweglich angeordnet („Führungssystem bewegen“) und muss dementsprechend geführt und gelagert werden („Führungssystem führen“).

Wenn ein Container vom Boden aufgenommen bzw. am Boden abgestellt wird oder aber, wenn die Container übereinander gestapelt werden, benötigt das Führungssystem zum Abstützen einen Stützfuß. Dieser muss zuerst in eine zum Abstützen geeignete Position gebracht werden („Stützfuß in Stützposition bringen“), bevor dieser so weit ausgefahren werden kann, um seine Funktion zu erfüllen („Stützfuß ausfahren“). Aus Platzgründen und um die maximalen Abmessungen des LKWs nicht zu verletzen, kann dieser nicht in einer senkrechten Stützposition verbleiben, sondern muss vor jeder Verwendung des Stützfußes immer wieder neu in diese Position gebracht werden.

Werden die Container von einem Waggon bzw. einem Auflieger aufgenommen oder abgestellt, wird das Führungssystem auf diesem abgestützt („Führungssystem auf

Waggon/Auflieger abstützen“). Das Abstützen erfolgt, indem die Fahrbahn für den Schlitten (Führungssystem) mittels eines Hubmechanismus so lange abgesenkt wird, bis dieses auf einer geeigneten Fläche auf dem Waggon bzw. dem LKW aufliegt.

Nachdem das Führungssystem ausgefahren und abgestützt ist, kann der Schlitten ausgefahren werden. Dabei werden die Teilfunktionen „Linearbewegung durchführen“, „Schlitten führen“ sowie „Kräfte und Momente aufnehmen“ gleichzeitig ausgeführt. „Linearbewegung durchführen“ steht dabei für ein geeignetes Antriebskonzept, das einen linearen beidseitigen Ausschub realisiert (siehe Trully; 2012). Dabei muss dieser geführt werden („Schlitten führen“), damit der Schlitten mitsamt dem Hubsystem und je nach Beladungszustand, mit oder ohne Container, zuverlässig seine Endposition erreicht. Die Teilfunktion „Kräfte und Momente aufnehmen“ beschreibt die Aufgabe, die Gewichtskräfte des Containers und die dadurch entstehenden Biege- und Torsionsmomente aufzunehmen und weiterzuleiten.

#### 4.2.2 Teilfunktion: Schlitten einfahren

Abbildung 18 zeigt die drei Teilfunktionen, um den Schlitten einzufahren.

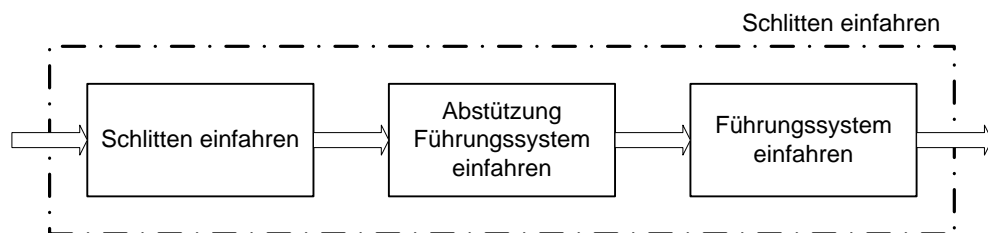


Abbildung 18: Funktionsstruktur: Schlitten einfahren

Beim „Schlitten einfahren“ ist die Reihenfolge der Teilfunktionen umgekehrt zum „Schlitten ausfahren“. Unabhängig davon, ob ein Container aufgenommen oder abgesetzt worden ist, wird mit dem Schlitten zurück auf den LKW gefahren. Da die Abstützung des Führungssystems nicht mehr benötigt wird, wird diese wieder eingefahren. Anschließend wird das Führungssystem wieder in seine Grundposition gebracht.

#### Detaillierte Funktionsstruktur: Schlitten einfahren

Abbildung 19 zeigt eine weitere Zerlegung der Unterfunktionen „Schlitten einfahren“, „Abstützung Führungssystem einfahren“ und „Führungssystem einfahren“.

Die Teilfunktionen zur Erfüllung der Funktion „Schlitten einfahren“, sind dieselben, die bereits zum Ausfahren des Schlittens benötigt und beschrieben wurden.

Wenn der Schlitten seine Position auf dem LKW erreicht hat, wird der Stützfuß wieder eingefahren und anschließend in seine Grundposition gebracht. Ist das

Führungssystem auf einem Waggon bzw. Auflieger abgestützt, so wird dieses angehoben, bis genügend Platz zum Einfahren vorhanden ist.

Um das Führungssystem wieder in seine ursprüngliche Position zu bringen, sind die bereits bekannten Teilfunktionen „Führungssystem führen“ und „Führungssystem bewegen“, notwendig.

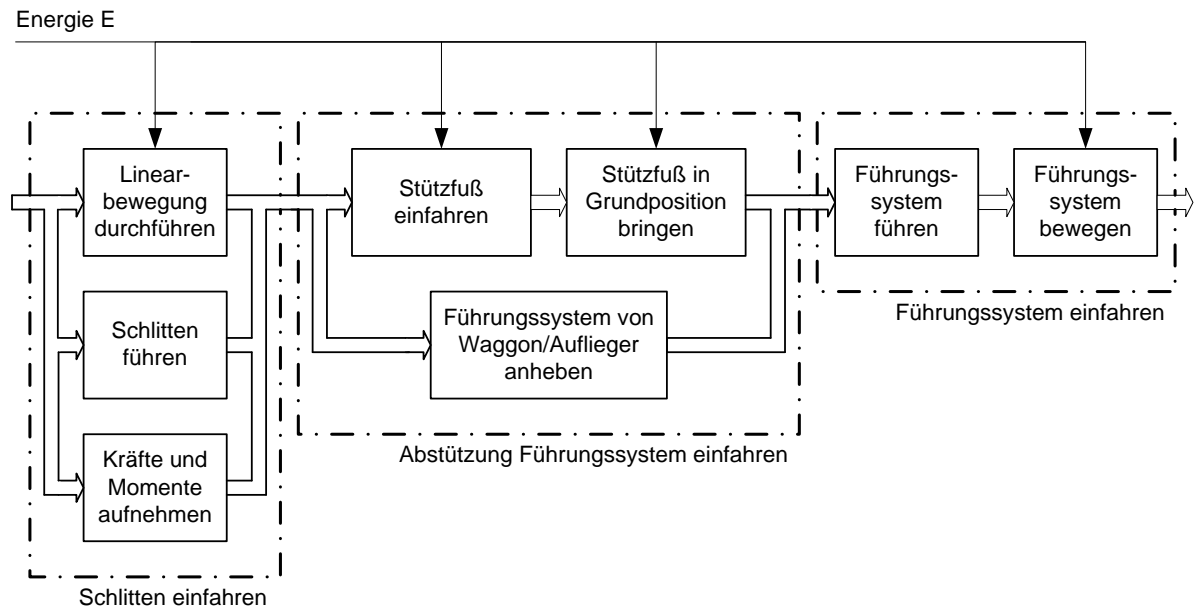


Abbildung 19: Detaillierte Funktionsstruktur: Schlitten einfahren

### 4.3 Suche nach Wirkprinzipien

Für die Teilfunktionen aus Kapitel 4.2 gilt es nun geeignete Wirkprinzipien zu finden. Wirkprinzipien enthalten den für die Erfüllung der Funktion benötigten physikalischen Effekt sowie geometrische und stoffliche Merkmale.<sup>32</sup>

Im Rahmen dieser Arbeit wurden für die Suche nach den Wirkprinzipien intuitiv betonte Methoden, insbesondere das

- Brainstorming und die
- Galeriemethode

verwendet. Als Grundlagen dienten einerseits die von der Firma HET durchgeführte Patentrecherche und eine Analyse der Konkurrenzprodukte sowie eine Literaturrecherche und eine Analyse bekannter technischer Systeme.

In den Kapiteln 4.4 und 4.5 werden die auf diese Weise gefundenen Wirkprinzipien mit ihren Vor- und Nachteilen beschrieben.

<sup>32</sup> Vgl. Pahl et al, 2007, S. 255.



## 4.4 Wirkprinzipien zu den Teilfunktionen Schlitten und Führungssystem ein- und ausfahren

In den folgenden Unterkapiteln werden zu den Teilfunktionen von Abbildung 16,

- „Führungssystem ausfahren“ und
- „Schlitten ausfahren“,

sowie zu den Teilfunktionen von Abbildung 18,

- „Führungssystem einfahren“ und
- „Schlitten einfahren“,

die gefundenen Wirkprinzipien beschrieben.

### 4.4.1 3-Schienen-Auszugssystem

Das Prinzip des 3-Schienen-Auszugsystems ist in Abbildung 20 zu sehen. Um die maximale Breite des LKW von 2550 mm nicht zu überschreiten und gleichzeitig eine Ausfahrlänge des Schlittens von 5500 mm zu realisieren, muss das Auszugssystem als ein Übervollauszug realisiert werden.

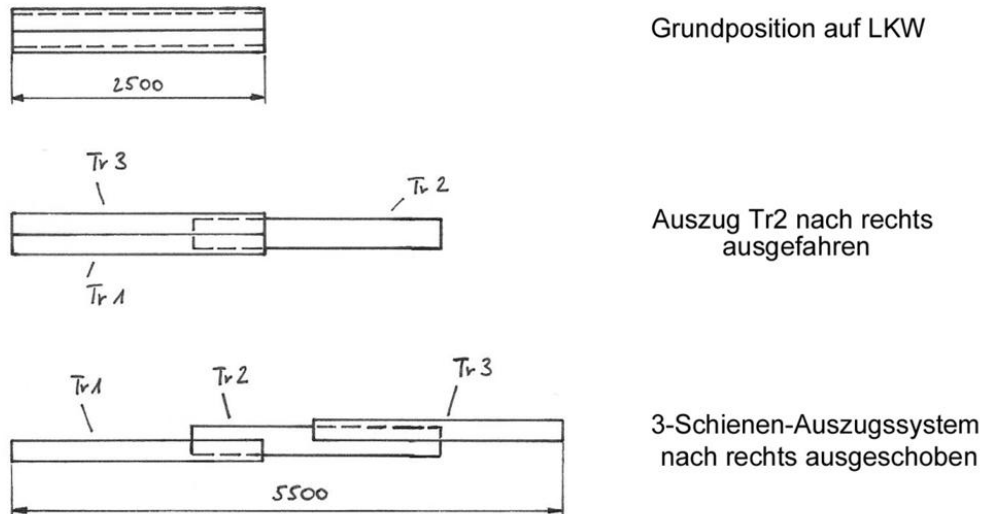
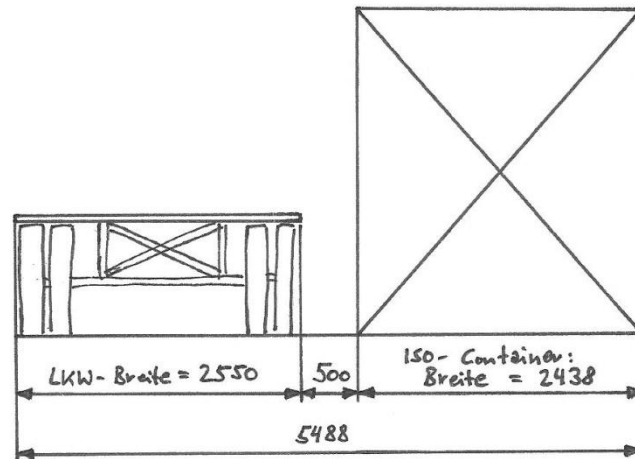


Abbildung 20: 3-Schienen-Auszugssystem: Prinzip

Die Zusammenhänge zur Bestimmung der Ausfahrlänge zeigt Abbildung 21. Die Ausfahrlänge (5488 mm) resultiert aus der Addition der Breite des LKWs (2550 mm), der Breite eines ISO-Containers (2438 mm) und dem maximalen Abstand zwischen diesen beiden (500 mm). Diese Abmessungen sind alle in der Anforderungsliste (Tabelle 4) unter dem Punkt Geometrie zu finden. Die Ausfahrlänge in Abbildung 20 wurde aufgerundet.



**Abbildung 21: 3-Schienen-Auszugssystem: Zusammenhang zwischen den Abmessungen und der Ausfahrlänge**

Der Übervollauszug besteht aus drei Auszügen, welche sich beliebig gegeneinander verschieben lassen. Zur besseren Unterscheidung werden diese Tr1, Tr2 und Tr3 genannt (siehe Abbildung 20). Der Auszug Tr1 wird je nach Primärlagerung am Chassis des LKWs bzw. Aufliegers oder an den Hauptlastzylindern montiert (siehe Trully; 2012). Als Führungssystem dient der Auszug Tr2, welcher im Auszug Tr1 gelagert ist. Der Auszug Tr3 übernimmt die Funktion des Schlittens und trägt den Hubmechanismus.

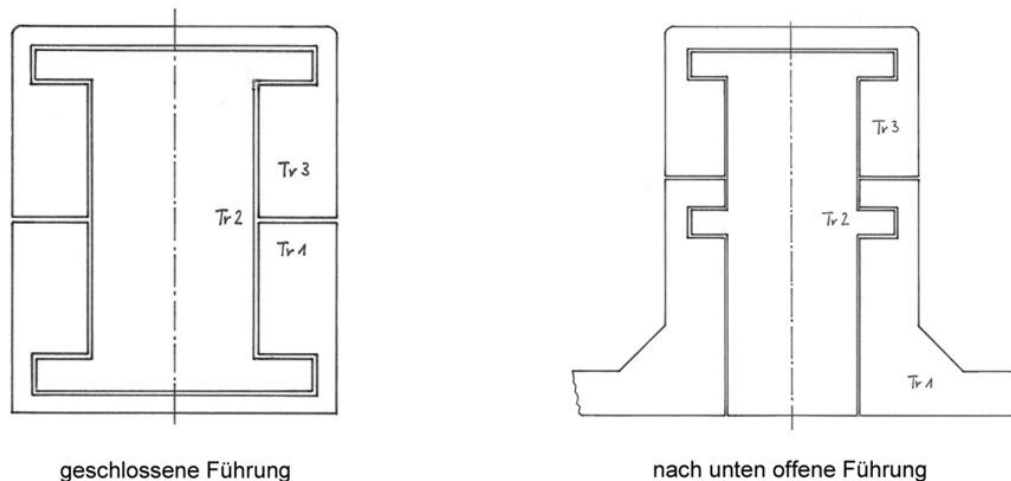
Für eine Containermanipulation wird der Auszug Tr2 mit einem geeigneten Ausschubmechanismus nach links oder rechts ausgefahren. Dabei bleibt der Auszug Tr3 in der Mitte stehen und stützt sich direkt auf dem Auszug Tr1 ab (siehe Abbildung 20: Auszug Tr2 nach rechts ausgefahren). Bei diesem Vorgang ändern die zwei Auszüge ihre Position zueinander nicht. Daher ist je nach Antriebskonzept ein Verriegelungsmechanismus notwendig. Ein Vorteil, dass die beiden Auszüge ihre Position zueinander nicht ändern ist, dass der Auszug Tr2 ohne Belastung ausfahren kann, um sich anschließend abzustützen, bevor auf diesen die Gewichtskräfte des Containers lasten. Damit wird die Standsicherheit des Systems LKW + MCU erhöht und es kann eventuell eine Vereinfachung bei der Auslegung des Auszugs erzielt werden. Der weitere Vorgang der Manipulation hängt von der geforderten Aufgabe ab:

- Container absetzen: Der Hubmechanismus nimmt den Container auf und der Auszug Tr3 fährt mit Hilfe eines Auszugmechanismus zur geforderten Position, um dort den Container abzusetzen. Daran anschließend wird zuerst der Auszug Tr3 und dann der Auszug Tr2 lastfrei eingezogen.
- Container aufnehmen: Der Auszug Tr3 wird mit dem Auszugmechanismus in die geforderte Position gebracht und der Hubmechanismus nimmt den Container auf. Der Auszug Tr3 bewegt die Last auf den LKW bzw. Auflieger

und stellt diese dort ab. Nun kann der Auszug Tr2 lastfrei in seine Grundposition gebracht werden.

Diese Beschreibung der Manipulation der Container deckt sich mit den Teilfunktionen die in Kapitel 3.3.3 und 4.2 gefunden wurden. Die Konzeptionierung des öfters angesprochenen Auszugmechanismus ist bei Trully (2012) zu finden.

Abbildung 22 zeigt zwei Beispiele für mögliche Profilformen der Auszüge. Generell besteht für die Auslegung der Profile jedoch weitgehende Entwurfsfreiheit.



**Abbildung 22: 3-Schienen-Auszugssystem: mögliche Profilformen der Auszüge**

Eine genaue Detaillierung der Auszüge und dessen Profilformen ist zu diesem Zeitpunkt noch nicht möglich, da einige bestimmende Parameter erst nach der Auswahl und Festlegung der Konzepte der restlichen Baugruppen vorhanden sind. Dazu gehören die Art und Weise, wie der Container aufgenommen wird sowie die Einflüsse des Hubmechanismus und dessen Lagerung auf dem Auszug Tr3 (siehe Koller; 2012). Diese bestimmen das aufzunehmende Biegemoment und Torsionsmoment des Auszugs maßgeblich. Weitere gestaltbestimmende Parameter sind die Auswahl des Antriebskonzeptes bzw. des Auszugsmechanismus (siehe Trully; 2012) und die Funktionsweise des Stützfußes.

Große Bedeutung für den Entwurf der Auszüge wird aber nichtsdestotrotz der Entscheidung zukommen, ob diese eine offene oder geschlossene Profilform aufweisen. Eine hohe Torsionssteifigkeit kann bekanntermaßen nur mit geschlossenen Profilformen erreicht werden. D.h. bei hohen auftretenden Torsionsmomenten erfolgt die Realisierung mit einem geschlossenen Profil.

Als Lagerung und um eine Relativbewegung zwischen den Auszügen zu ermöglichen, werden Gleitpakete verwendet. Aufgrund der hohen auftretenden Druckkräfte und des geringen Bauraumes scheinen Kugel- bzw. Rollenlagerungen ungeeignet. Auf die Wahl der entsprechenden Werkstoffkombination ist zu achten.

Zum Schluss werden noch die wichtigsten Vor- und Nachteile des 3-Schienen-Auszugssystems im Vergleich zu den noch folgenden Wirkprinzipien (siehe Kapitel 4.4.2 und 4.4.3) genannt.

Vorteile:

- keine Schwachstellen (Knickstellen) bei ausgefahrenem System
- einfache Übertragung der Biege- und Torsionsmomente von einem Auszug zum Anderen
- kompakte Bauweise möglich
- mehr Platz zur Gestaltung des Hubmechanismus

Nachteile:

- größere Dimensionierung des Schlittens (Tr3) notwendig, da dieser nur als offenes und damit torsionsweiches Profil gestaltet werden kann
- aufwändiger Auszugsmechanismus und eventuell Verriegelungsmechanismus notwendig
- Stützfüße sind schwierig unterzubringen

#### 4.4.2 Klappschienensystem beidseitig

Abbildung 23 zeigt das Prinzip des beidseitigen Klappschienensystems. Basis sind wiederum drei Schienen, jedoch wird die Schiene Tr2 im Vergleich zum oben vorgestellten Prinzip nicht als Auszug, sondern als schwenkbare Schiene ausgeführt. Die Montage der Schiene Tr1 erfolgt genauso wie die des Auszuges Tr1 des 3-Schienen-Auszugssystems. In der aufgeklappten Grundposition werden die maximale Breite von 2550 mm und die maximale Höhe von 4000 mm laut Kraftfahrgegesetz nicht überschritten.

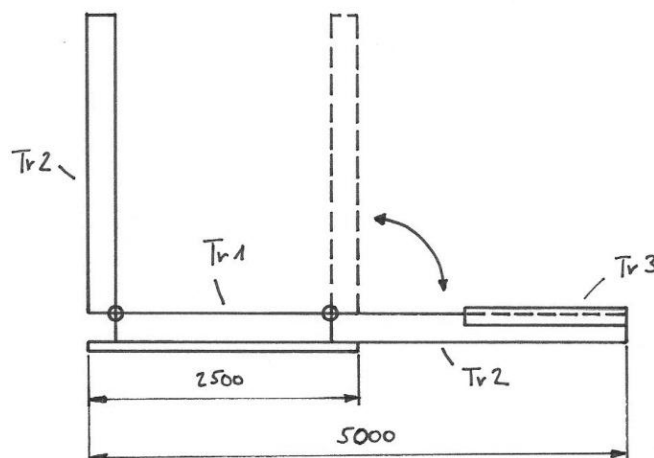
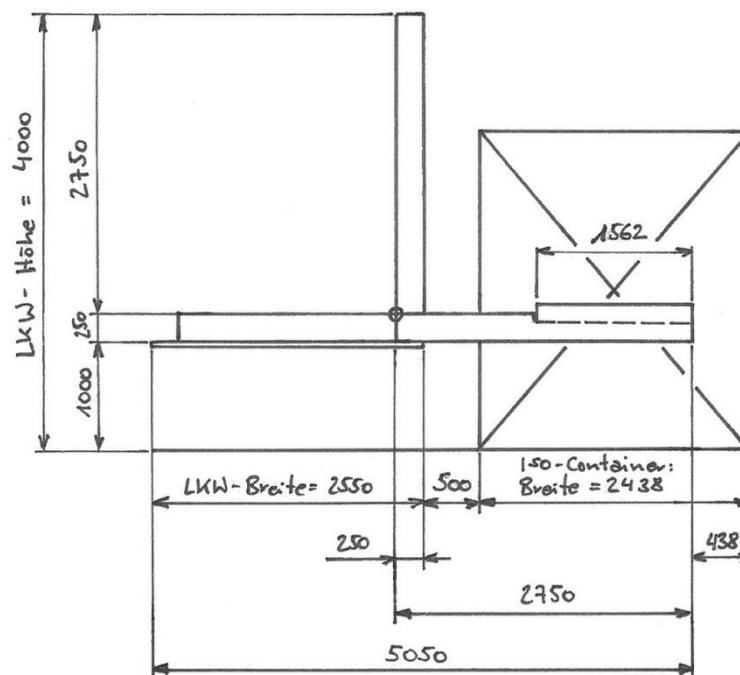


Abbildung 23: Beidseitiges Klappschienensystem: Prinzip

Die Zusammenhänge zur Bestimmung der Ausfahrlänge zeigt Abbildung 24. Die Länge der Klappschiene Tr2 (2750 mm) wird durch die maximale Höhe des LKWs (4000 mm), die Höhe des Schlittens (250 mm) und den Abstand der Schiene Tr1 vom Boden (1000 mm) bestimmt. Nach dem Umklappen kann eine Ausfahrlänge von 5050 mm ( $2550 - 250 + 2750 = 5050$  mm) realisiert werden. Die Ausfahrlänge in Abbildung 23 wurde abgerundet. Wenn der Schlitten Tr3 mittig zum Container steht, ergibt sich die Länge des Schlittens mit 1562 mm. Diese Abmessungen dienen derzeit nur zur Darstellung der Zusammenhänge und müssen im weiteren Verlauf der Konstruktion noch genau festgelegt und überprüft werden.



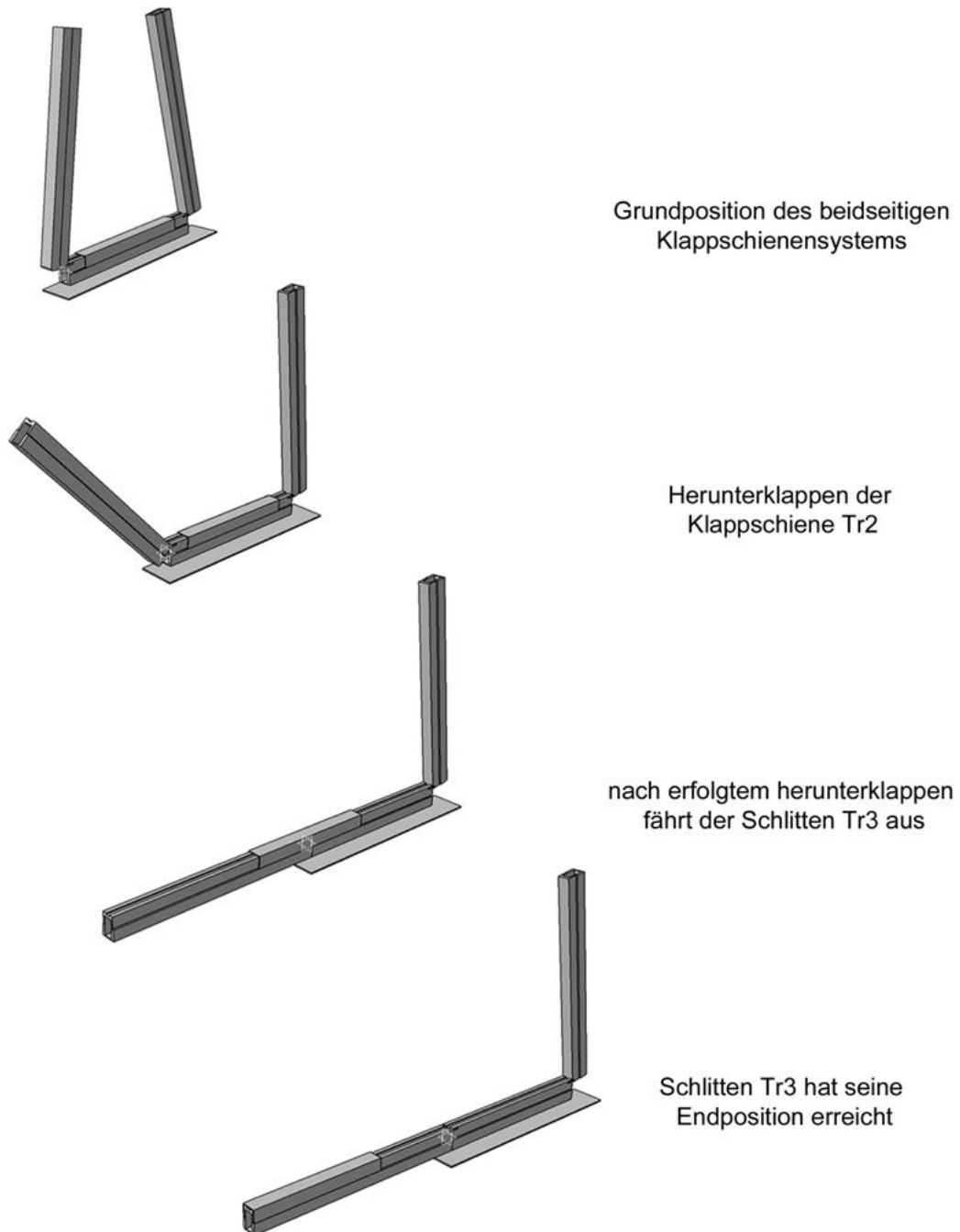
**Abbildung 24: Beidseitiges Klappschienensystem: Zusammenhang zwischen den Abmessungen und der Ausfahrlänge**

Nach erfolgtem Herunterklappen der Klappschiene Tr2 bildet diese zusammen mit der Schiene Tr1 eine Fahrbahn für den Schlitten Tr3 und dieser kann in seine Endposition verfahren werden. Bevor sich der Schlitten Tr3 in Bewegung setzt, erfolgt die Abstützung der Schiene Tr2. Abbildung 25 illustriert den beschriebenen Bewegungsablauf des beidseitigen Klappschienensystems (ohne Abstützung).

Besonders zu beachten ist das Gelenk, um das sich die Klappschiene bewegt. Speziell der Übertragung des Biegemoments und des Torsionsmoments von der Schiene Tr2 auf die Schiene Tr1 ist besondere Beachtung zu schenken.

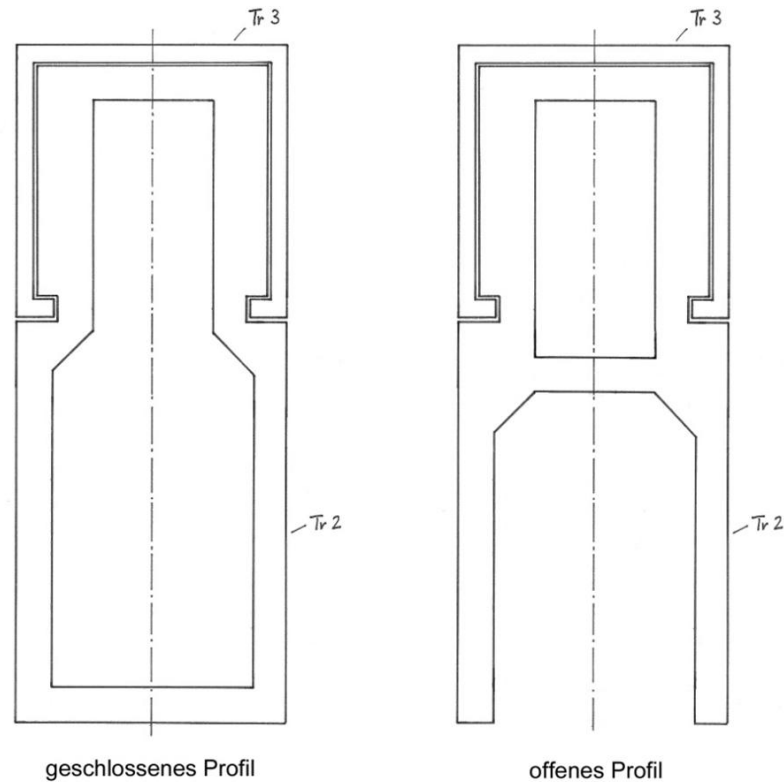
Ein weiterer Punkt, der beachtet werden muss, ist der kürzere Schlitten Tr3, welcher weniger Platz zur Gestaltung des Hubmechanismus lässt. Des Weiteren besteht die Möglichkeit einer Kollision zwischen den Klappschiene und dem Hubmechanismus. Um dies zu verhindern, muss die Klappschiene die nicht als Fahrbahn benötigt wird trotzdem ein kleines Stück ausgeklappt werden.

Die Führung des Schlittens beim Übergang von der Schiene Tr1 zur Schiene Tr2 muss derart gestaltet werden, dass ein Klemmen des Schlittens verhindert wird.



**Abbildung 25: Beidseitiges Klappschienensystem: Bewegungsablauf**

Die Klappschiene Tr2 kann mit einem geschlossenen oder einem offenen Profil ausgeführt werden (siehe Abbildung 26). Das nach unten offene Profil bietet Vorteile bei der Unterbringung des Stützfußes, kann jedoch nur realisiert werden, wenn das zu ertragende Torsionsmoment gewisse Grenzen nicht überschreitet bzw. der obere geschlossene Teil des Profils ein genügend großes Torsionswiderstandsmoment besitzt.



**Abbildung 26: Beidseitiges Klappschiensystem: mögliche Profilformen der Klappschiene**

Anschließend werden noch die wichtigsten Vor- und Nachteile des beidseitigen Klappschiensystems im Vergleich zu den anderen Wirkprinzipien (siehe Kapitel 4.4.1 und 4.4.3) genannt.

Vorteile:

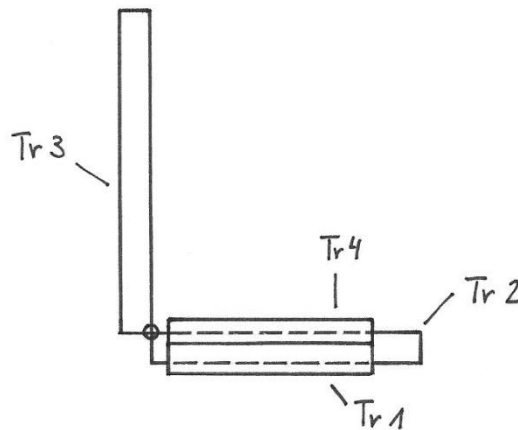
- Auszugsmechanismus kann einfacher gestaltet werden
- kein Verriegelungsmechanismus notwendig
- kein Ausfahren eines Auszuges (Tr2) notwendig
- einfache torsionssteife Gestaltung der Schiene und Klappschiene
- einfache Unterbringung des Stützfußes

Nachteile:

- höheres Gewicht aufgrund von zwei Klappschiene
- Klappmechanismus stellt einen Schwachpunkt im Biegeträgersystem dar
- weniger Platz zur Gestaltung des Hubmechanismus
- Kollisionsmöglichkeit des Hubmechanismus mit dem Klappschiensystem
- entspricht nicht der gewünschten Kompaktheit des Systems
- kein Umklappen der Klappschiene während der Fahrt des LKWs möglich, um einen verminderten Luftwiderstand zu erzielen

### 4.4.3 Klappschienensystem einseitig

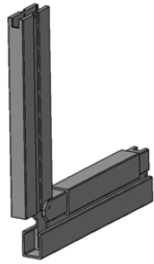
Das Prinzip des einseitigen Klappschienensystems ist eine Kombination der beiden vorangegangenen Systeme und in Abbildung 27 zu sehen. Der Auszug Tr1 ist am Chassis bzw. an den Hauptlastzylindern montiert. Der Auszug Tr1 trägt und führt die beiden Klappschienen Tr2 und Tr3, welche gleichzeitig die Funktion eines Auszuges übernehmen. Die beiden Klappschienen dienen dem Schlitten Tr4 als Fahrbahn.



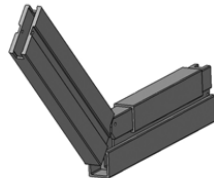
**Abbildung 27: Einseitiges Klappschienensystem: Prinzip**

Soll der Schlitten auf die linke Seite ausfahren, wird der gleiche Bewegungsablauf wie für das beidseitige Klappschienensystem ausgeführt. D.h. die Klappschiene Tr3 klappt herunter, damit anschließend der Schlitten Tr4 nach links ausfahren kann. Wenn der Schlitten jedoch auf die rechte Seite ausfahren soll, ist einiges mehr an Aufwand nötig. Diese Bewegungsabläufe sind in Abbildung 28 ersichtlich. Zuerst muss die Klappschiene Tr3 herunter klappen. Daran anschließend werden die beiden Schienen Tr2 und Tr3 gemeinsam nach rechts ausgeschoben. Dabei bleibt der Schlitten Tr4 aber über der Schiene Tr1, damit die beiden Klappschienen, die jetzt als Auszug arbeiten, ohne Belastung ausgeschoben werden können. Damit der Schlitten seine Position behält, müssen die Antriebe der entsprechenden Auszugsmechanismen aufeinander abgestimmt sein bzw. der Schlitten besitzt einen Verriegelungsmechanismus, der ihn in seiner Position hält. Wenn die beiden Klappschienen ihre Endlage erreicht haben, kann der Schlitten Tr4 nach rechts ausfahren.

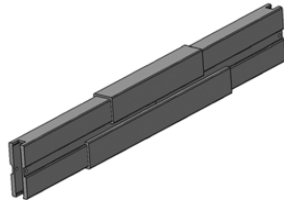




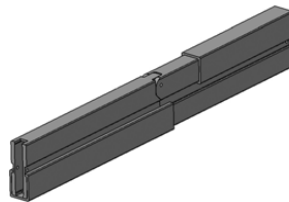
Grundposition des einseitigen Klappschienensystems



Herunterklappen der Klappschiene Tr3



nach erfolgtem herunterklappen fahren die Schienen Tr2 und Tr3 aus, wobei der Schlitten Tr4 seine Position gegenüber der Schiene Tr1 nicht verändert



Schlitten Tr4 fährt aus bis er seine Endposition erreicht hat

**Abbildung 28: Einseitiges Klappschienensystem: Bewegungsablauf**

#### Vorteile:

- weniger Gewicht, da nur eine Klappschiene
- einfache torsionssteife Gestaltung der Klappschienen

#### Nachteile:

- aufwändiger Auszugsmechanismus und eventuell Verriegelungsmechanismus notwendig
- Klappmechanismus stellt einen Schwachpunkt im Biegeträgersystem dar
- wenig Platz zur Gestaltung des Hubmechanismus
- entspricht nicht der gewünschten Kompaktheit des Systems
- erhöhte Komplexität des Gesamtsystems
- zusätzlicher Platzbedarf auf der gegenüberliegenden Seite des Containers nötig, um umzuklappen und auszuschieben
- längere Zeitdauer bis das System bereit ist, um den Schlitten auszufahren

- kein Umklappen der Klappschienen während der Fahrt des LKWs möglich, um einen verminderten Luftwiderstand zu erzielen

## 4.5 Wirkprinzipien zu den Teilfunktionen Führungssystem abstützen/Abstützung Führungssystem einfahren

Die Wirkprinzipien in den folgenden Unterkapiteln zeigen Möglichkeiten für die Umsetzung der folgenden Teilfunktionen:

- Führungssystem abstützen
- Abstützung Führungssystem einfahren

In Abbildung 29 sind die Teilfunktionen von „Führungssystem abstützen“ zu sehen (vgl. mit Abbildung 17).

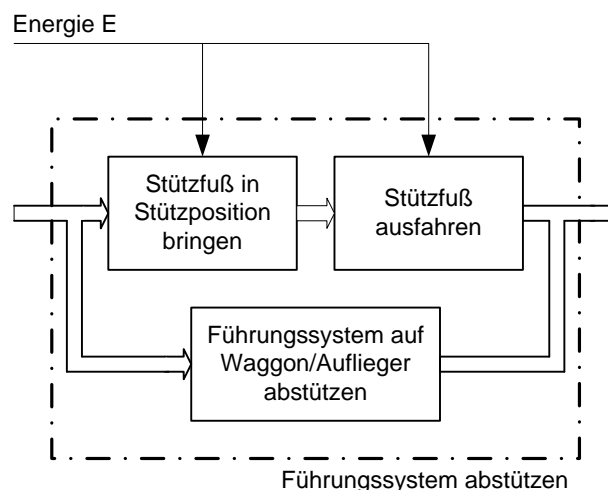


Abbildung 29: Teilfunktionen Führungssystem abstützen

### Abstützen mit Stützfuß

Bei Verwendung eines Stützfußes („Stützfuß in Stützposition bringen“ und „Stützfuß ausfahren“) ist eine Grundvoraussetzung ein ebener, harter Boden, der ein Abstützen zulässt.

### Abstützen am Waggon/Auflieger

Stützt sich das Führungssystem jedoch auf einem Waggon ab, sind in Abbildung 30 die Flächen, die zum Abstützen zur Verfügung stehen, zu sehen. Da bei einem Waggon und auch bei einem Auflieger keine fix definierten Flächen zum Abstützen vorliegen, wird von den Wirkprinzipien eine gewisse Flexibilität und Unempfindlichkeit gegenüber der Auflagefläche verlangt.



Abbildung 30: Flächen zum Abstützen am Waggon

#### 4.5.1 Stützfuß klappbar

Das Prinzip sieht vor, dass der Stützfuß um ein Gelenk nach unten geklappt und damit in eine senkrechte Stützposition gebracht wird. Wenn keine Verwendung für den Stützfuß besteht, wird dieser im Auszug bzw. in der Klappschiene Tr2 gelagert. Das Gelenk befindet sich, wie in Abbildung 31 zu sehen ist, unabhängig vom Führungssystem immer in der Mitte des Containers. Damit werden die Gewichtskräfte, die vom Container auf den MCU wirken, möglichst direkt vom Stützfuß aufgenommen. Der Stützfuß wird mit einem Seilzug (wie in Abbildung 31) oder mit einem geeignetem Schwenkantrieb aus- und eingeklappt.

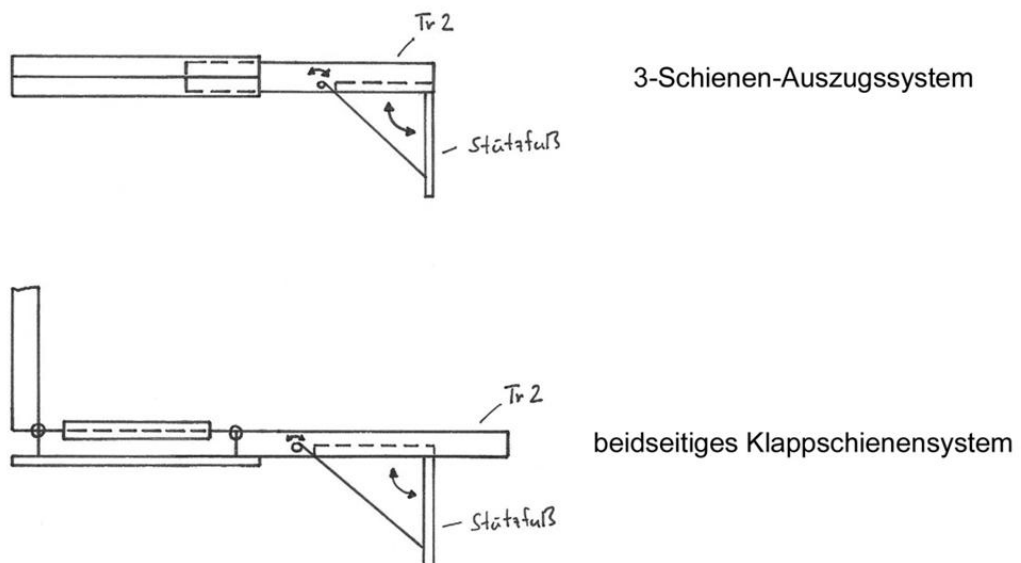


Abbildung 31: Klappbarer Stützfuß: Prinzip

Beim 3-Schienen-Auszugssystem müssen im Auszug Tr2 beide Stützfüße untergebracht werden. Im beidseitigen Klappschiensystem sitzt in jeder

Klappschiene Tr2 ein Stützfuß. Das bedeutet, dass der Auszug Tr2 des 3-Schienen-Auszugssystems beinahe über seine gesamte Länge unten ein offenes Profil aufweist und damit keine besonders hohe Torsionssteifigkeit besitzt.

Es gibt zwei Möglichkeiten, damit der Stützfuß satt am Boden aufliegt und so die Kräfte an den Untergrund weiterleitet:

- Die Länge des Stützfußes ist einstellbar, z.B. mit einem Hydraulikzylinder.
- Mit Hilfe der Primärlagerung (siehe Trully; 2012) wird das gesamte Führungssystem abgesenkt, bis der Stützfuß aufliegt.

Vorteile:

- einfache, leicht zu bedienende Konstruktion

Nachteile:

- hoher Platzbedarf, um den Klappmechanismus und den Stützfuß im Auszug bzw. der Klappschiene Tr2 unterzubringen
- große Schwächung der Torsionssteifigkeit, da ein offenes Profil notwendig ist
- zusätzlicher Antrieb für das Schwenken notwendig

#### **4.5.2 Stützfuß ausziehbar**

Abbildung 32 zeigt das Prinzip des ausziehbaren Stützfußes. Der Stützfuß wird mit Hilfe eines Zylinders ausgeschoben (Abbildung 32: Pfeil 1) und kippt dabei aufgrund seines weit außen liegenden Schwerpunktes um eine Rundung von einer horizontalen in eine senkrechte Position (Abbildung 32: Pfeil 2). Anschließend wird der Stützfuß, der als Hydraulikzylinder ausgeführt ist, ausgefahren, bis dieser das Führungssystem abstützt (Abbildung 32: Pfeil 3). Das Einziehen des Stützfußes erfolgt in umgekehrter Reihenfolge (siehe Abbildung 33).

Wichtig ist eine einwandfreie Gestaltung der Geometrie im Bereich der Rundung, damit der Mechanismus zuverlässig funktioniert.

Der Stützfuß befindet sich beim 3-Schienen-Auszugssystem stirnseitig am Auszug Tr2. Damit kann beinahe über die gesamte Länge des Auszuges ein geschlossenes, torsionssteifes Profil realisiert werden. Das beidseitige Klappschienensystem trägt den Stützfuß entweder, wie in der Abbildung gezeigt, etwa in der Mitte oder aber alternativ an der Stirnseite der Klappschiene Tr2. Eine stirnseitige Anordnung bietet die bekannten Vorteile durch das geschlossene Profil (Torsion), jedoch ist die Aufnahme der Gewichtskräfte in diesem Fall nicht so optimal wie bei einer mittigen Anordnung. Bei dieser muss das Profil in Richtung der Stirnseite geöffnet sein, da der Stützfuß einen gewissen Freiraum benötigt, um aus- und einzuklappen. Ein Vorteil gegenüber dem offenen Profil beim klappbaren Stützfuß ist, dass die

Klappschiene in einem Bereich geschwächt wird, in dem nicht das volle Torsionsmoment angreift.

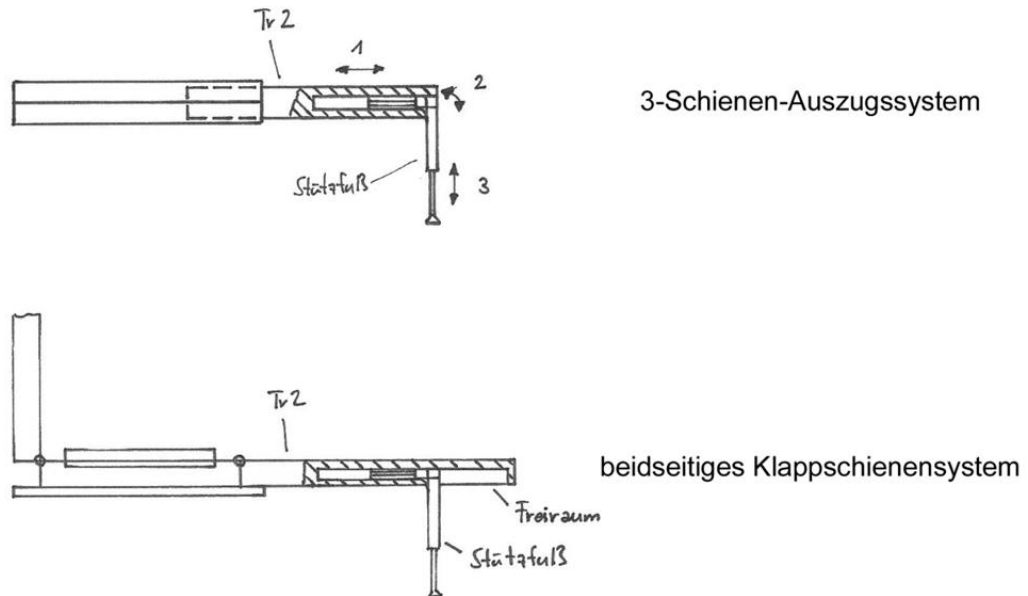


Abbildung 32: Ausziehbarer Stützfuß: Prinzip

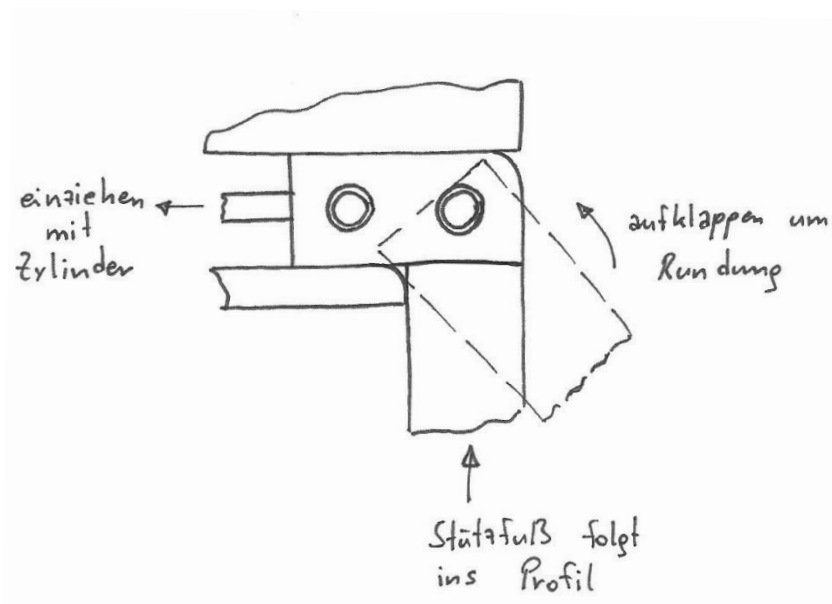


Abbildung 33: Ausziehbarer Stützfuß: Detail Stützfuß einziehen

Vorteile:

- weitgehend geschlossenes Profil und damit hohe Torsionssteifigkeit
- robuster als der klappbare Stützfuß
- Stützfuß im eingeklappten Zustand vor Beschädigungen geschützt

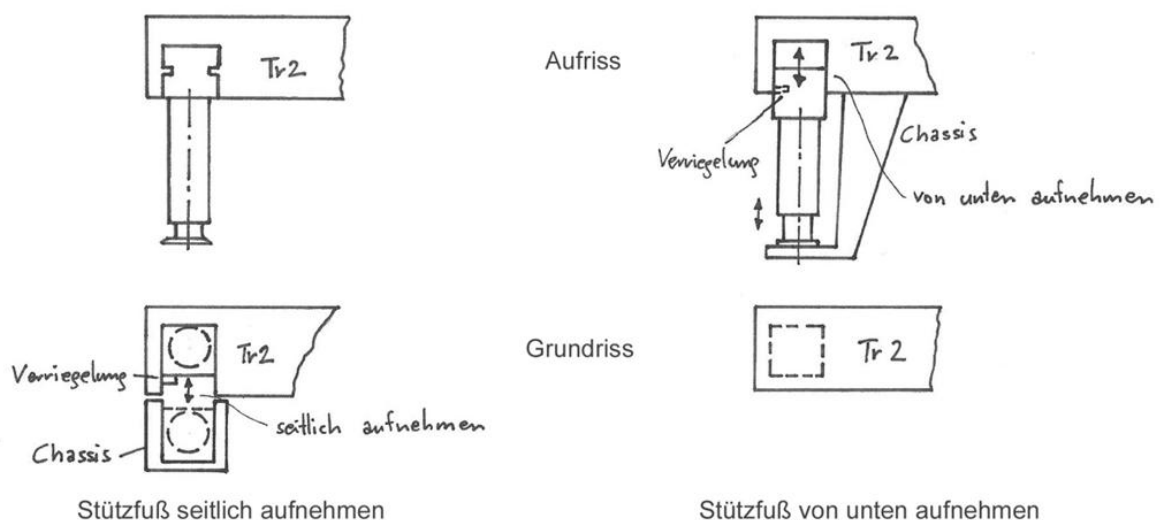
Nachteile:

- großer Platzbedarf

- zwingend zwei Zylinder pro Stützfuß notwendig
- zusätzlicher Aufwand durch Führung des Stützfußes im Auszug bzw. der Klappschiene
- aufwändige Gestaltung der Geometrie und Einzelteile für zuverlässiges schwenken

### 4.5.3 Stützfuß aufnehmen

Dieses Prinzip kann nur beim 3-Schienen-Auszugssystem realisiert werden und basiert auf der folgenden Idee: Der Stützfuß ist eine eigene Einheit die, wenn sie nicht benötigt wird, neben dem Auszug im Chassis gelagert ist. Wird jedoch ein Stützfuß benötigt, wird dieser, vor dem Ausschieben des Auszugs Tr2, auf der entsprechenden Seite seitlich oder von unten aufgenommen (siehe Abbildung 34). In weiterer Folge wird der Stützfuß vom Auszug mitgenommen und wenn beide gemeinsam die Endposition erreicht haben, braucht der Stützfuß nur noch auszufahren, um das Führungssystem abzustützen.



**Abbildung 34: Stützfuß aufnehmen: Prinzip**

Beide Varianten benötigen einen Verriegelungsmechanismus, um den Stützfuß sicher in seiner Position zu halten. Je nach Gewicht vom Stützfuß und abhängig vom Grad der Automatisierung des MCUs, ist eine Vorrichtung zur Unterstützung bzw. Automatisierung der Aufnahme erforderlich. Im Fall, dass der Stützfuß von unten aufgenommen wird, besteht die Möglichkeit, dass sich dieser selbst in die Führung zum Mitnehmen drückt (vgl. Abbildung 34: Stützfuß von unten aufnehmen).

Ein Vorteil dieses Prinzips liegt in der einfachen Gestaltung des Auszuges Tr2, da sich der Stützfuß nicht mehr in diesem befindet. Damit wird die räumlich enge Situation am Auszug etwas entschärft und eine steifere Konstruktion ist möglich.

Die Lagerung im Chassis direkt neben oder unter dem Auszug hat jedoch den Nachteil, dass beim Verschieben des Schlittens in x-Richtung, um das System an verschiedene Containerlängen anzupassen, für den Stützfuß mitunter kein Platz ist. Grund dafür sind mögliche Kollisionen mit den Rädern bzw. Anbauteilen am Chassis.

Vorteile:

- wenig Platzbedarf am Auszug Tr2 notwendig
- biege- und torsionssteife Konstruktion möglich
- Antrieb für das Umklappen bzw. Ausschieben des Stützfußes entfällt

Nachteile:

- Mechanismus zur Aufnahme und Verriegelung des Stützfußes notwendig
- Platzbedarf an Außenseite des Chassis für die Unterbringung des Stützfußes
- Probleme bei Anpassung an verschiedenen Containerlängen durch verschieben des Schlittens und mögliche Kollisionen mit dem Chassis

#### 4.5.4 Abstützen mit Balken

Mit Hilfe eines Holzbalkens, der als Unterlage auf dem Waggon (vgl. mit Abbildung 30) bzw. dem Auflieger platziert wird, stützt sich der Auszug bzw. die Klappschiene Tr2 ab (siehe Abbildung 35). Mit der Primärlagerung (siehe Trully; 2012) wird das gesamte Führungssystem abgesenkt, bis dieses auf dem Balken satt aufliegt.

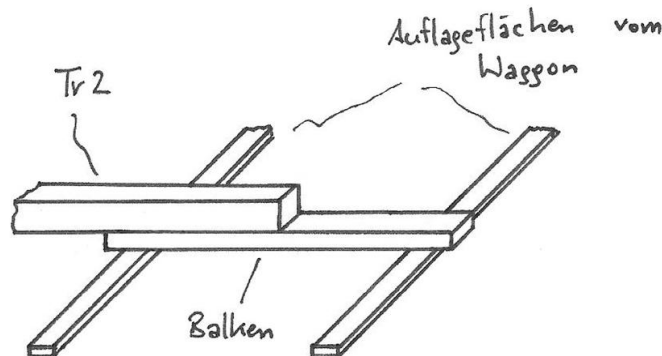


Abbildung 35: Abstützen mit Balken: Prinzip

Durch die Auflage des Balkens wird die Unterseite des Führungssystems geschont. Der Balken wird am LKW mitgeführt und wenn dieser durch zu viele Manipulationsvorgänge zu stark in Mitleidenschaft gezogen wurde, kann er einfach und günstig ausgetauscht werden. Mit seiner Länge von 2500 mm, welche der Breite eines Waggons bzw. Aufliegers entspricht, können verschiedenste Auflagerpunkte zum Abstützen verwendet werden.

Beim Platzieren des Balkens ist darauf zu achten, dass dieser auf keinen Fall in den Fahrbereich des Hubmechanismus bzw. des Containers reicht. Um dies zu vermeiden, kann z.B. mit einem Laser eine Linie zum Ausrichten auf die Auflagefläche projiziert werden.

Im weiteren Verlauf der Entwicklung ist mit Hilfe von FE-Methoden nachzuweisen, dass es durch ungünstige Auflagerpunkte nicht zu hohen Biegebeanspruchungen des Balkens bzw. des Führungssystems kommt.

Vorteile:

- einfache Lösung
- kostengünstig
- schont die Kanten bzw. die Unterseite des Führungssystems sowie die Auflageflächen am Waggon bzw. Auflieger

Nachteile:

- mögliche hohe Biegebeanspruchung für den Balken
- unhandlich für den Bediener aufgrund der Länge des Balkens
- genaue Positionierung des Balkens notwendig
- viele Möglichkeiten für den Bediener, den Balken falsch zu platzieren

#### 4.5.5 Abstützen mit Klotzauflage

Im Vergleich zum Abstützen mit einem Balken (siehe Kapitel 4.5.4), wird hier das Führungssystem von einem Holzklötz abgestützt. Nach erfolgter Positionierung des Klotzes erfolgt das Ausfahren des Auszuges bzw. das Herunterklappen der Klappschiene. Wenn diese ihre Endstellung erreicht haben, wird wieder das Führungssystem mit Hilfe der Primärlagerung abgesenkt, bis sich dieses auf dem Klotz abstützt.

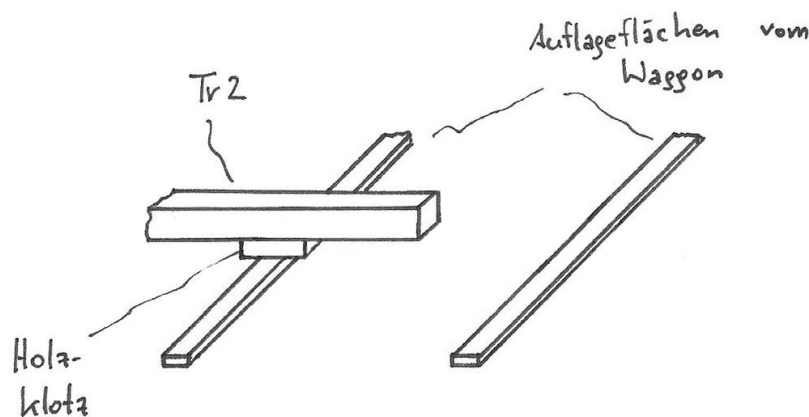


Abbildung 36: Abstützen mit Klotzauflage: Prinzip



Der Vorteil dieses Prinzips gegenüber dem Abstützen mit dem Balken ist, dass der Klotz nicht auf Biegung, sondern nur auf Druck belastet wird. Ein weiterer Vorteil liegt in der leichteren Handhabung im Vergleich zum 2500 mm langen Holzbalken und die leichtere Unterbringung des Klotzes am LKW während der Fahrt.

Der Positionierung des Holzklotzes auf dem Waggon muss genauso sorgfältig geschehen, wie beim Holzbalken. Die Kollision des Hubmechanismus bzw. des Containers mit dem Klotz muss aus Gründen der Sicherheit und der Zuverlässigkeit der Manipulation vermieden werden.

Ein Nachteil des obigen Prinzips ist die einseitige Abstützung am Waggon, die eine größere Belastung durch Biegung im Führungssystem bewirkt.

Vorteile:

- einfache Lösung
- kostengünstig
- schont die Kanten bzw. die Unterseite des Führungssystems sowie die Auflageflächen am Waggon bzw. Auflieger
- leicht Handhabung im Vergleich zum Holzbalken

Nachteile:

- hohe Biegebeanspruchung für das Führungssystem
- ungünstige Hebelverhältnisse durch die Klotzauflage
- genaue Positionierung des Klotzes notwendig
- viele Möglichkeiten für den Bediener, den Klotz falsch zu platzieren

### Alternative Lösung

Abbildung 37 zeigt eine Alternative zum Abstützen mittels eines Holzklotzes.

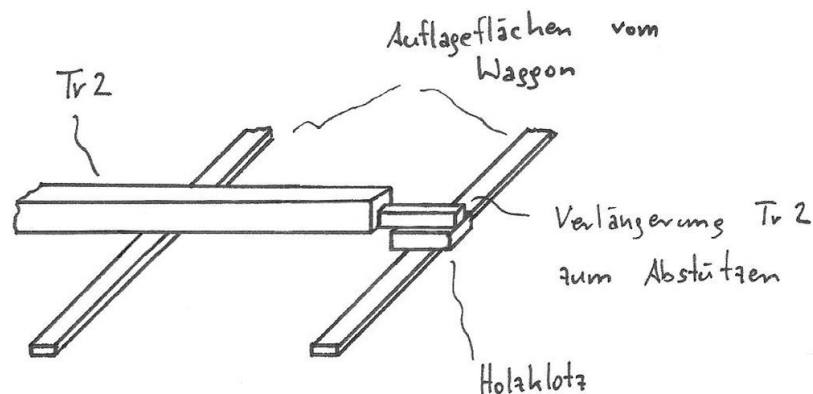
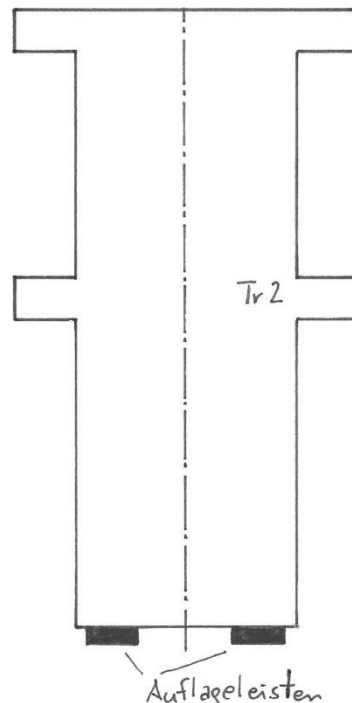


Abbildung 37: Abstützen mit Klotzauflage: alternatives Prinzip

Diese Möglichkeit könnte in der Klappschiene Tr2 realisiert werden, da in dieser mehr Platz zur Unterbringung einer ausschiebbaren Verlängerung ist. Diese wird bei Bedarf ausgefahren, damit die Auflagefläche, welche sich vom LKW weiter entfernt befindet, zum Abstützen genützt werden kann.

#### 4.5.6 Abstützen mit Auflageleisten

Die Idee hinter diesem Prinzip sieht ein Abstützen mit Auflageleisten aus einem Verschleißwerkstoff (z.B. Kunststoffleisten) vor, die an der Unterseite des Führungssystems befestigt sind. Damit kann dieser sich ohne größere Probleme auf beliebigen Auflageflächen abstützen (siehe Abbildung 38). Das satte Aufliegen des Führungssystems wird wiederum mit der Primärlagerung realisiert.



**Abbildung 38: Abstützen mit Auflageleisten: Prinzip**

Die Auflageleisten schützen den Auszug oder die Klappschiene vor Beschädigungen. Eine Kombination dieser Leisten mit einem Holzbalken oder -klotz ist denkbar.

Vorteile:

- für verschiedene Auflageflächen geeignet
- bei Verschleiß leicht auszutauschen
- Kantenschutz des Führungssystems
- kein Positionieren eines Balkens oder Klotzes notwendig
- kein falsches Platzieren einer Auflage möglich

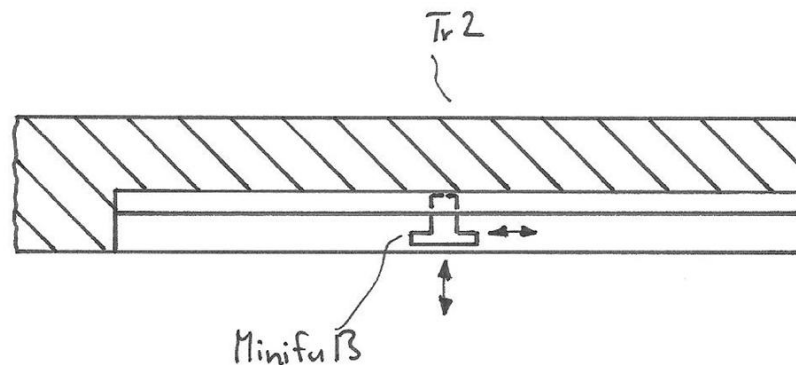
- falls notwendig, kombinierbar mit Holzbalken oder -klotz, dann sind die vorigen zwei Vorteile aber nicht mehr gültig

Nachteile:

- möglicherweise wenig Platz auf der Unterseite aufgrund des Stützfußes
- mögliche hohe Biegebeanspruchung für das Führungssystem

#### 4.5.7 Abstützen mit Minifuß

Das Prinzip (siehe Abbildung 39) beruht auf einem ausfahrbaren und verfahrbaren Minifuß. Damit kann einerseits die Höhe angepasst werden, damit das Führungssystem satt aufliegt und andererseits der Fuß in y-Richtung verfahren werden, um eine geeignete Auflagefläche am Waggon oder Auflieger zu nutzen.



**Abbildung 39: Abstützen mit Minifuß: Prinzip**

Von Vorteil ist die hohe Flexibilität sowie die einfache Handhabung für den Benutzer, da ein Platzieren eines Holzbalkens oder Klotzes entfällt.

Nachteile sind der große Aufwand, um diese Variante zu realisieren und die bereits ohne ausfahrbaren Minifuß recht beengten Platzverhältnisse im Auszug bzw. der Klappschiene Tr2.

Vorteile:

- flexible Anpassung an verschiedene Auflageflächen
- leichte Handhabung

Nachteile:

- aufwändige Lösung
- hohe Kosten
- großer Platzbedarf im Führungssystem

## Alternative Lösung

Eine Kombination eines Holzbalkens als Auflagefläche mit einem ausfahrbaren Minifuß stellt das alternative Prinzip in Abbildung 40 dar. Vorteil ist der Wegfall des Verschiebens in y-Richtung und dadurch eine wesentliche Platzeinsparung im Führungssystem. Ein weiterer Vorteil gegenüber der Verwendung eines Holzbalkens ohne Minifuß ist, dass bei diesem Prinzip ein fix definierter Punkt, an dem sich das Führungssystem abstützt, vorliegt. Dies verringert die Möglichkeiten des Bedieners den Balken so zu platzieren, dass schwierig zu beherrschende Lastfälle mit hohen daraus resultierenden Biegemomenten auftreten.

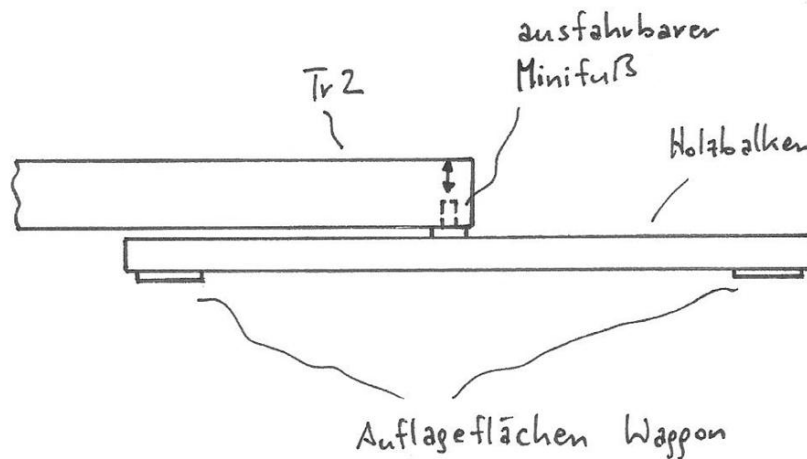


Abbildung 40: Abstützen mit Minifuß: alternatives Prinzip

## 4.6 Ordnungsschema

Die mit intuitiv betonten Methoden gefundenen Wirkprinzipien aus den vorhergehenden Kapiteln werden durch eine systematischen Suche, mit Hilfe eines Ordnungsschemas, ergänzt.<sup>33</sup> Eine Systematisierung und geordnete Darstellung von Informationen ist in zweierlei Hinsicht hilfreich. Einerseits regt ein Ordnungsschema zum Suchen nach weiteren Lösungen an, andererseits wird das Erkennen wesentlicher Lösungsmerkmale und entsprechender Verknüpfungen erleichtert.<sup>34</sup>

### 4.6.1 Aufbau des Ordnungsschemas

Das allgemein zweidimensionale Ordnungsschema besteht aus Zeilen und Spalten, denen Parameter zugeordnet werden. Diese Parameter werden unter „Geordnete Gesichtspunkte“ zusammengefasst.<sup>35</sup> Sind Lösungen für mehrere Teilfunktionen gesucht, ist es zweckmäßig, zunächst die Funktionen als „Ordnenen Gesichtspunkt“ und damit die zu erfüllende Teilfunktion als Zeilenparameter zu wählen. In die

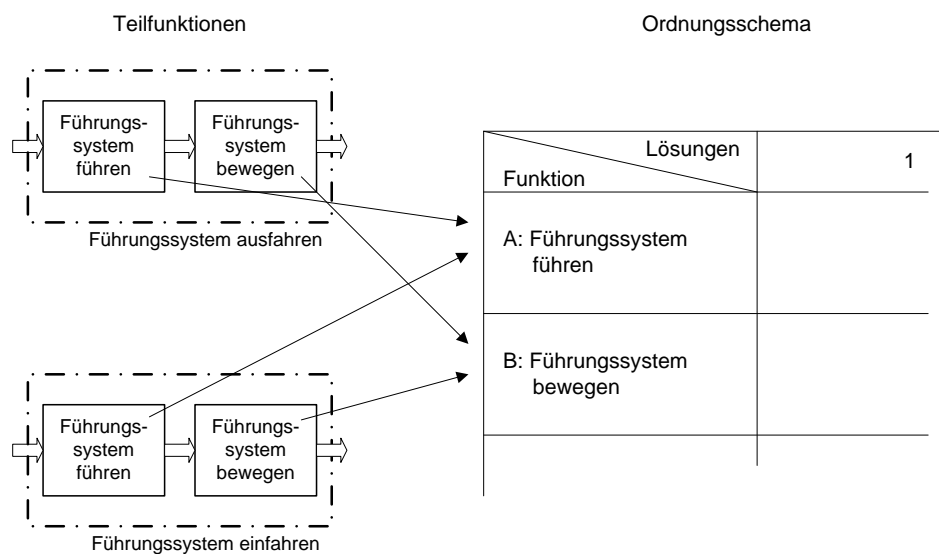
<sup>33</sup> Vgl. Pahl et al, 2007, S. 256.

<sup>34</sup> Vgl. ebenda, S. 145.

<sup>35</sup> Vgl. ebenda.

zugehörigen Spalten sind die möglichen Lösungsprinzipien mit ihren Merkmalen nummeriert einzutragen.<sup>36</sup>

Der Aufbau des Ordnungsschemas wird festgelegt, indem die Teilfunktionen als Zeilenparameter zugeordnet werden. Die Teilfunktionen von „Führungssystem ausfahren“ (vgl. Abbildung 17) und „Führungssystem einfahren“ (vgl. Abbildung 19) werden als Zeilenparameter A und B dem Ordnungsschema zugeordnet.



**Abbildung 41: Ordnungsschema: Zuordnung der Teilfunktionen „Führungssystem ausfahren“ und „Führungssystem einfahren“**

Die Funktionen „Linearbewegung durchführen“ (C), „Schlitten führen“ (D) und „Kräfte und Momente aufnehmen“ (E) bilden die Teilfunktionen von „Schlitten ausfahren“ (vgl. Abbildung 17) sowie „Schlitten einfahren“ (vgl. Abbildung 19). In Abbildung 42 ist die Zuordnung ins Ordnungsschema zu sehen.

Die Zuordnung der Teilfunktionen „Führungssystem abstützen“ (vgl. Abbildung 17) und „Abstützung Führungssystem einfahren“ (vgl. Abbildung 19) erfolgt in Abbildung 43. Die Teilfunktionen „Stützfuß in Stützposition bringen“ (F) sowie „Stützfuß in Grundposition bringen“ (F) werden von denselben gefundenen Wirkprinzipien erfüllt. Daher werden diese Teilfunktionen gemeinsam als ein Zeilenparameter im Ordnungsschema geführt. Für die Teilfunktionen „Stützfuß ausfahren“ (G) und „Stützfuß einfahren“ (G) gilt dasselbe. Das Ordnungsschema wird von der Funktion H, „Führungssystem auf Waggon/Auflieger abstützen“, abgeschlossen.

Die Teilfunktion „Führungssystem von Waggon/Auflieger anheben“ kann mit keinem in dieser Arbeit gefundenem Wirkprinzip erfüllt werden. Diese Teilfunktion wird mit Hilfe der Baugruppe „Niveauregulierung“, zu finden bei Trully (2012), gelöst.

<sup>36</sup> Vgl. Pahl et al, 2007, S. 256.

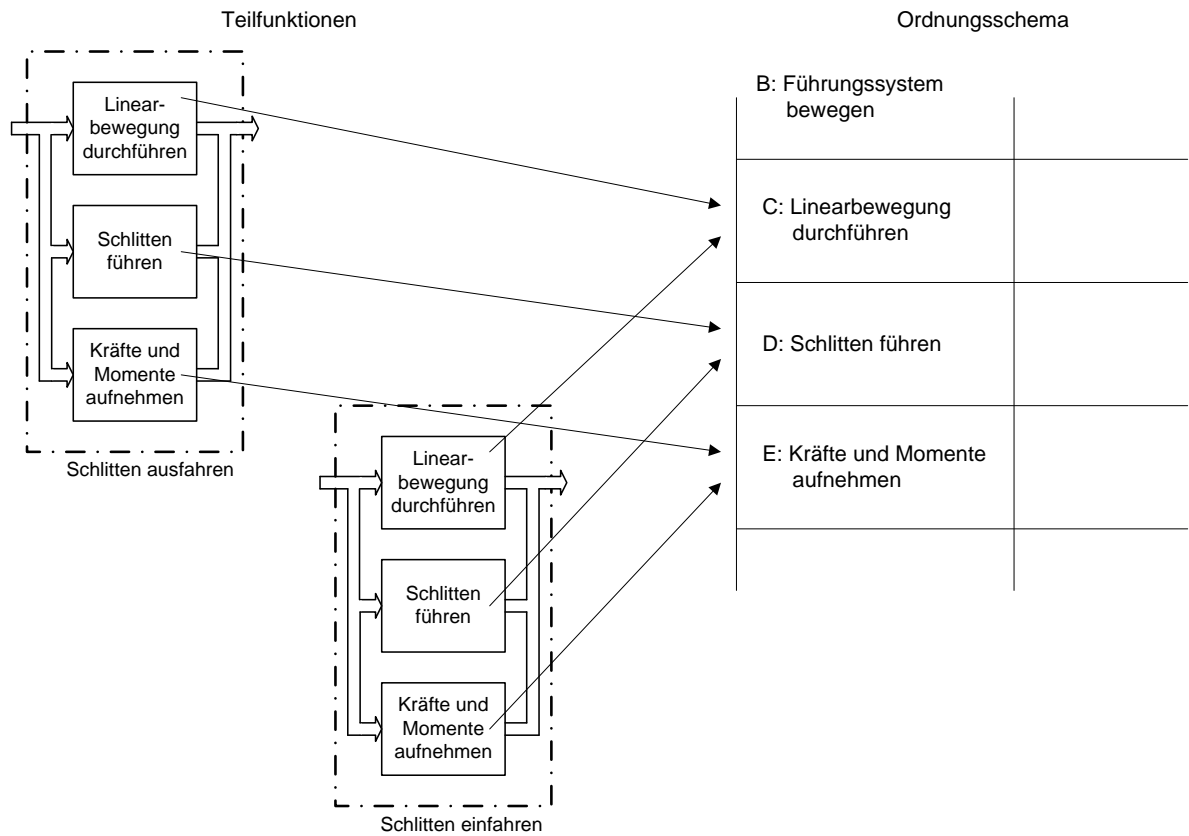


Abbildung 42: Ordnungsschema: Zuordnung der Teilfunktionen „Schlitten ausfahren“ und „Schlitten einfahren“

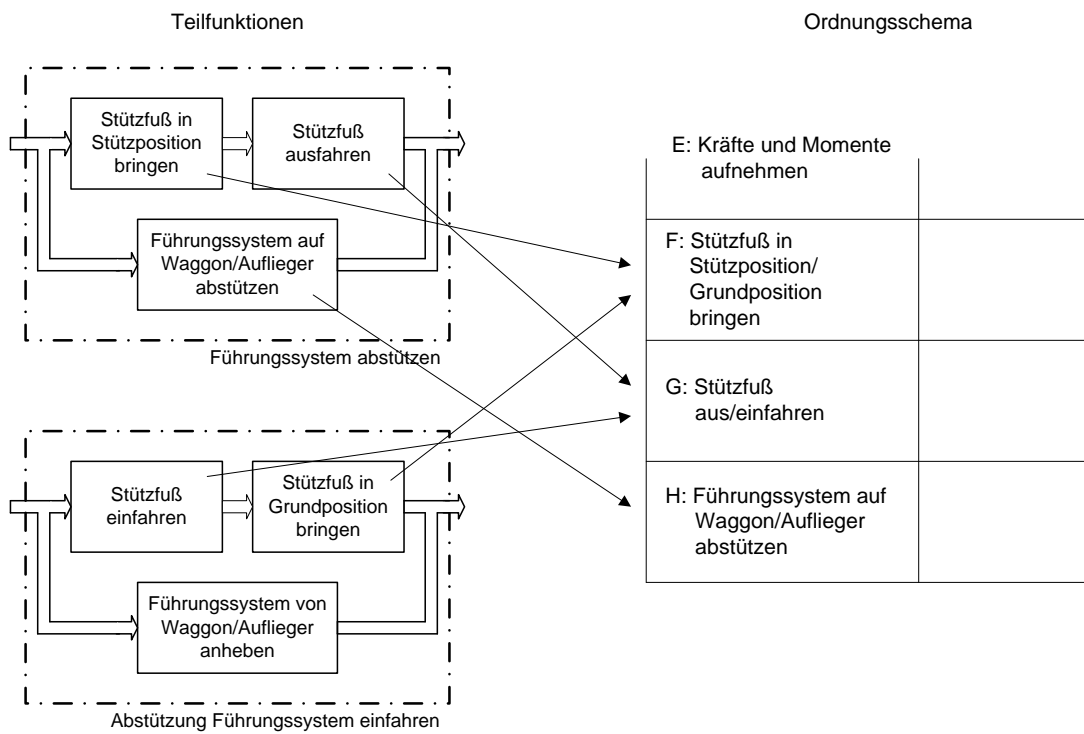


Abbildung 43: Ordnungsschema: Zuordnung der Teilfunktionen „Führungssystem abstützen“ und „Abstützung Führungssystem einfahren“

## 4.6.2 Erstellung des Ordnungsschemas

In diesem Kapitel erfolgt die Zuordnung der Wirkprinzipien in die Lösungsspalten. Diese sind in Kapitel 4.4 für die Funktionen A bis E und in Kapitel 4.5 für die Funktionen F bis H zu finden. Das vollständige Ordnungsschema, mit dessen Hilfe die Wirkstrukturen erstellt werden, zeigt Abbildung 44.

Die Lösungen werden im weiteren Verlauf mit einem Großbuchstaben und einer Zahl abgekürzt. Der Großbuchstabe zeigt auf die jeweilige Zeile (Funktion) und die Zahl auf die Spalte (Lösung). Z.B. beschreibt die Abkürzung D2 die Lösung der Teilfunktion „Schlitten führen“ mit „Rollen + Führung“ (siehe Abbildung 44).

Ergänzt wurde das Ordnungsschema um die Lösung G2. Der Stützfuß kann neben einem Hydraulikzylinder (Lösung G1) genauso mit einem Spindelantrieb aus- und eingefahren werden.

Die Konzipierung der Funktionen „Führungssystem bewegen“ (B) und „Linearbewegung durchführen“ (C) erfolgt bei Trully (2012).


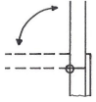




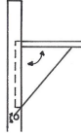

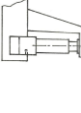


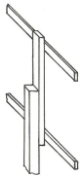


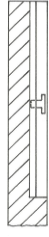
Lösungen Funktion	1	2	3	4	5
A: Führungssystem führen	 Linearführung	 Gelenk	Linearführung + Gelenk		
B: Führungssystem bewegen	siehe Trully (2012)				
C: Linearbewegung durchführen	siehe Trully (2012)				
D: Schlitten führen	 Gleitpakete	 Rollen + Führung			
E: Kräfte und Momente aufnehmen	 offenes Profil	 geschlossenes Profil			
F: Stützfuß in Stützposition/ Grundposition bringen	 klappen	 ausziehen	 aufnehmen		
G: Stützfuß aus/einfahren	 Zylinder	 Spindeltrieb			
H: Führungssystem auf Waggon/Auflieger abstützen	 Balken	 Klotz	 Auflageleisten	 Minifuß	Minifuß + Balken

Abbildung 44: Ordnungsschema (morphologischer Kasten)



## 4.7 Wirkstruktur

Nachdem in den Kapiteln 4.4, 4.5 und 4.6 der Hauptarbeitsschritt „Suchen von Wirkprinzipien zum Erfüllen der Teilfunktionen“ (vgl. Abbildung 10) durchgeführt wurde, folgen in diesem Kapitel die Hauptarbeitsschritte:

- Kombinieren der Wirkprinzipien zur Wirkstruktur
- Auswählen geeigneter Kombinationen

### 4.7.1 Kombinieren der Wirkprinzipien zur Wirkstruktur

Aus dem Feld der Lösungen (Wirkprinzipien, siehe Abbildung 44) werden Gesamtlösungen durch Verknüpfung eines Wirkprinzips das eine Teilfunktion erfüllt, mit einem Wirkprinzip einer Nachbar-Teilfunktion, erstellt.<sup>37</sup>

Zusammenfassend gelten folgende Hinweise beim Erstellen von Wirkstrukturen:<sup>38</sup>

- Nur Verträgliches miteinander kombinieren.
- Nur weiterverfolgen, was die Forderungen der Anforderungsliste erfüllt und zulässigen Aufwand erwarten lässt.
- Günstig erscheinende Kombinationen herausheben.

Um das mögliche Lösungsfeld vor der Kombination einzuschränken, werden Lösungen, die einen unzulässig großen Aufwand erwarten lassen, gestrichen. Auf welche Lösungen aus dem morphologischen Kasten (Abbildung 44) im weiteren Verlauf verzichtet wird und eine kurze Begründung, warum diese Lösungen nicht weiter verfolgt werden, ist in Tabelle 5 zu sehen. Unter dem jeweiligen Kapitel sind eine genaue Beschreibung des Wirkprinzips und detailliertere Hinweise zu den Lösung zu finden.

Lösung	Name	Kapitel	Begründung
A1	Führungssystem führen: Linearführung	4.4.1	- aufwändiger Auszugsmechanismus mit wenig Platz für Antrieb, Stützfuß, etc.
A3	Führungssystem führen: Linearführung + Gelenk	4.4.3	- größter Aufwand aller Lösungen zu „Führungssystem führen“ - Kombination der Nachteile der Lösungen A1 und A2 ohne entscheidende Vorteile

**Tabelle 5: Nicht weiter verfolgte Lösungen**











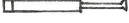
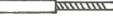
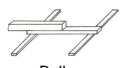



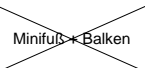
<sup>37</sup> Vgl. Pahl et al, 2007, S. 259.

<sup>38</sup> Vgl. ebenda, S. 260.

Lösung	Name	Kapitel	Begründung
D2	Schlitten führen: Rollen + Führung	4.4.1	- hohe auftretende Druckkräfte - zu wenig Bauraum zur Umsetzung der Lösung
F3	Stützfuß in Stützposition/Grundposition bringen: aufnehmen	4.5.3	- nur in Kombination mit Lösung A1 möglich
H4	Führungssystem auf Waggon/Auflieger abstützen: Minifuß	4.5.7	- zu großer zusätzlicher Aufwand - wenig Bauraum im Führungssystem zur Umsetzung
H5	Führungssystem auf Waggon/Auflieger abstützen: Minifuß + Balken	4.5.7	- zu großer zusätzlicher Aufwand - wenig Bauraum im Führungssystem zur Umsetzung

**Tabelle 5: Fortsetzung**

Wenn nun die obigen Lösungen aus dem Ordnungsschema gestrichen werden, bleibt ein eingeschränktes Lösungsfeld (Abbildung 45) übrig.

Lösungen	1	2	3	4	5
Funktion					
A: Führungssystem führen	 Linearführung	 Gelenk	 Linearführung + Gelenk		
B: Führungssystem bewegen	siehe Trully (2012)				
C: Linearbewegung durchführen	siehe Trully (2012)				
D: Schlitten führen	 Gleitpakete	 Rollen + Führung			
E: Kräfte und Momente aufnehmen	 offenes Profil	 geschlossenes Profil			
F: Stützfuß in Stützposition/Grundposition bringen	 klappen	 ausziehen	 aufnehmen		
G: Stützfuß aus/einfahren	 Zylinder	 Spindeltrieb			
H: Führungssystem auf Waggon/Auflieger abstützen	 Balken	 Klotz	 Auflageleisten	 Minifuß	 Minifuß + Balken

**Abbildung 45: Ordnungsschema mit begrenztem Lösungsfeld**

Durch die Kombination der Lösungen aus dem Ordnungsschema mit dem bereits begrenzten Lösungsfeld (Abbildung 45) ergeben sich noch immer 24 verschiedene Lösungen. Um die Anzahl weiter einzuschränken, werden die möglichen Kombinationen auf Verträglichkeit untersucht.













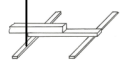


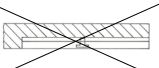
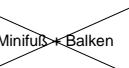
Unverträglich sind die Kombinationen der Lösungen E1 mit F2 und E2 mit F1, da nur mit einem offenen Profil (E1) die Möglichkeit besteht einen Stützfuß auszuklappen (F1) und nur bei einem geschlossenen Profil (E2) der Stützfuß ausgezogen (F2) werden kann. Damit verbleiben zwölf mögliche Lösungsvarianten, die in Tabelle 6 zu sehen sind. Aus diesen zwölf Lösungsvarianten werden in einem weiteren Auswahlprozess die geeigneten Kombinationen (die geeignete Kombination) ausgewählt (Kapitel 4.7.2) und zu einer prinzipiellen Lösung konkretisiert.

Lösungs- variante LV	Kombinationen der Wirkprinzipien							
	A2	Bx	Cx	D1	E1	F1	G1	H1
1	A2	Bx	Cx	D1	E1	F1	G1	H1
2	A2	Bx	Cx	D1	E1	F1	G1	H2
3	A2	Bx	Cx	D1	E1	F1	G1	H3
4	A2	Bx	Cx	D1	E1	F1	G2	H1
5	A2	Bx	Cx	D1	E1	F1	G2	H2
6	A2	Bx	Cx	D1	E1	F1	G2	H3
7	A2	Bx	Cx	D1	E2	F2	G1	H1
8	A2	Bx	Cx	D1	E2	F2	G1	H2
9	A2	Bx	Cx	D1	E2	F2	G1	H3
10	A2	Bx	Cx	D1	E2	F2	G2	H1
11	A2	Bx	Cx	D1	E2	F2	G2	H2
12	A2	Bx	Cx	D1	E2	F2	G2	H3

**Tabelle 6: Kombinationen der Wirkprinzipien zur Wirkstrukturen (Lösungsvarianten)**

Die Tabelle ist so zu lesen, dass z.B. die Lösungsvariante 1 aus der Kombination der Lösungen A2 + Bx + Cx + D1 + E1 + F1 + G1 + H1 besteht. Bx und Cx weisen auf die Teilfunktionen hin, die im Rahmen der Diplomarbeit von Trully (2012) ausgewählt werden.

Abbildung 46 zeigt zum besseren Verständnis die Lösungsvariante 1 und im Vergleich dazu die Lösungsvariante 11 (A2 + Bx + Cx + D1 + E2 + F2 + G2 + H2).

Lösungen	1	2	3	4	5
Funktion					
A: Führungssystem führen	 Linearführung	 Gelenk	 Linearführung + Gelenk		
B: Führungssystem bewegen	siehe Trully (2012)				
C: Linearbewegung durchführen	siehe Trully (2012)				
D: Schlitten führen	 Gleitpakete	 Rollen + Führung			
E: Kräfte und Momente aufnehmen	 offenes Profil	 geschlossenes Profil			
F: Stützfuß in Stützposition/ Grundposition bringen	 klappen	 ausziehen	 aufnehmen		
G: Stützfuß aus/einfahren	 Zylinder	 Spindeltrieb			
H: Führungssystem auf Waggon/Auflieger abstützen	 Balken	 Klotz	 Auflageleisten	 Minifuß	 Balken

Lösungsvariante 1
Lösungsvariante 11

Abbildung 46: Beispiele zu Lösungsvarianten

## 4.7.2 Auswählen geeigneter Kombinationen

Das Auswahlverfahren ist durch die Tätigkeiten „Ausscheiden und Bevorzugen“ gekennzeichnet. Zuerst wird das absolut Ungeeignete ausgeschieden, was zum Teil schon in Kapitel 4.7.1 passiert ist. Bleiben dann noch zu viele Lösungen übrig, sind die offenbar Besseren zu bevorzugen.<sup>39</sup>

Die Auswahl aus den zwölf Lösungsvarianten der Tabelle 6 erfolgt mit Hilfe einer Auswahlliste. Die folgenden Kriterien werden zur Auswahl herangezogen:<sup>40</sup>

- Kriterium A: Die Lösungsvariante ist mit der Aufgabe und die Wirkprinzipien sind untereinander verträglich.
- Kriterium B: Von der Lösungsvariante werden die Forderungen der Anforderungsliste erfüllt.
- Kriterium C: Eine Realisierungsmöglichkeit hinsichtlich Wirkungshöhe, Größe, Raumbedarf, notwendiger Anordnung, usw. ist zu erkennen.
- Kriterium D: Es kann von einem zulässigen Aufwand ausgegangen werden.

Wie Abbildung 47 zeigt, wird die Lösungsvariante 1 in weiterer Folge zur prinzipiellen Lösung konkretisiert.

<sup>39</sup> Vgl. Pahl et al, 2007, S. 162.

<sup>40</sup> Vgl. ebenda, S. 162ff.

Auswahlliste						
Auswahl der Lösungsvarianten						
Lösungsvariante LV	Beurteilen				Entscheiden	
	Lösungsvarianten nach Auswahlkriterien beurteilen: (+) Kriterium erfüllt (-) Kriterium nicht erfüllt (?) Informationsmangel (!) Anforderungsliste prüfen				Lösungsvarianten: (+) Lösung weiter verfolgen (-) Lösung scheidet aus (?) Information beschaffen (!) Anforderungsliste auf Änderung prüfen	
	Verträglichkeit gegeben				Entscheidung	
	Forderungen der Anforderungsliste erfüllt					
	Grundsätzlich realisierbar					
	Aufwand zulässig					
	A	B	C	D		Bemerkung (Hinweise, Begründung)
1	+	+	+	+	favorisierte Lösung welche in Kapitel 4.8 näher betrachtet wird	+
2	+	+	-	+	Klotzauflage führt zu unzulässigen Belastungen	-
3	+	+	?	+	zusätzliche Informationen zu Auflageleisten erforderlich	?
4	+	+	?	+	zusätzliche Informationen zum Spindeltrieb erforderlich	?
5	+	+	-	+	siehe LV 2	-
6	+	+	?	+	zusätzliche Informationen zum Spindeltrieb und Auflageleisten erforderlich	?
7	+	+	+	-	großer konstruktiver Aufwand für Stützfuß ausziehen	-
8	+	+	-	-	siehe LV 7 + LV 2	-
9	+	+	?	-	siehe LV 7 + LV 3	-
10	+	+	?	-	siehe LV 7 + LV 4	-
11	+	+	-	-	siehe LV 7 + LV 2	-
12	+	+	?	-	siehe LV 7 + LV 6	-

Abbildung 47: Auswahl der Lösungsvarianten (Wirkstrukturen)<sup>41</sup>

<sup>41</sup> Vgl. Pahl et al, 2007, S. 163.

## 4.8 Konkretisierung zur prinzipiellen Lösung

Die in den vorigen Kapiteln erarbeitete prinzipielle Vorstellung für eine Lösung ist noch zu wenig konkret, um eine Entscheidung für die Konzeptfestlegung treffen zu können. Die wichtigsten Eigenschaften der vorgeschlagenen Wirkstruktur müssen qualitativ und grob quantitativ in diesem weiteren Hauptarbeitsschritt erfasst werden. Wichtige Aussagen zum Wirkprinzip (Lösungsvariante) und dessen Gestaltung, wie z.B. der Raumbedarf oder das Gewicht, sind angenähert zu erfassen. Die erforderlichen Informationen werden mit allgemein bekannten Methoden gewonnen:<sup>42</sup>

- orientierende Berechnung unter vereinfachten Annahmen
- skizzenhafte, grobmaßstäbliche Anordnungs- und/oder Gestaltungsstudie über Form, Platzbedarf, räumliche Verträglichkeit, usw.

Die orientierenden Berechnungen unter vereinfachten Annahmen sind zum größten Teil im Anhang zu finden. Als grobmaßstäbliche Anordnungs- und Gestaltungsstudie wurde ein 3D-Modell mit der Software CATIA von Dassault Systèmes erstellt.

Das Führungssystem und der Schlitten sitzen als Bindeglied zwischen den Baugruppen „Hubsystem“ (siehe Koller; 2012) und „Niveauregulierung“ (siehe Trully; 2012). Die Konzepte dieser Baugruppen haben somit einen entscheidenden Einfluss auf die Gestaltung des Führungssystems und des Schlittens. Aus diesem Grund zeigt dieses Kapitel zuerst die Einordnung der Lösungsvariante 1 ins Gesamtsystem MCU. Anschließend erfolgt die Vorstellung der konkretisierten Lösung. Dabei wird zuerst dessen Aufbau erläutert, um dann die verschiedenen Details näher zu betrachten. Damit wird eine umfassende Überprüfung der konkretisierten Lösung vorgenommen und schlussendlich eine Entscheidung zur Konzeptfestlegung getroffen.

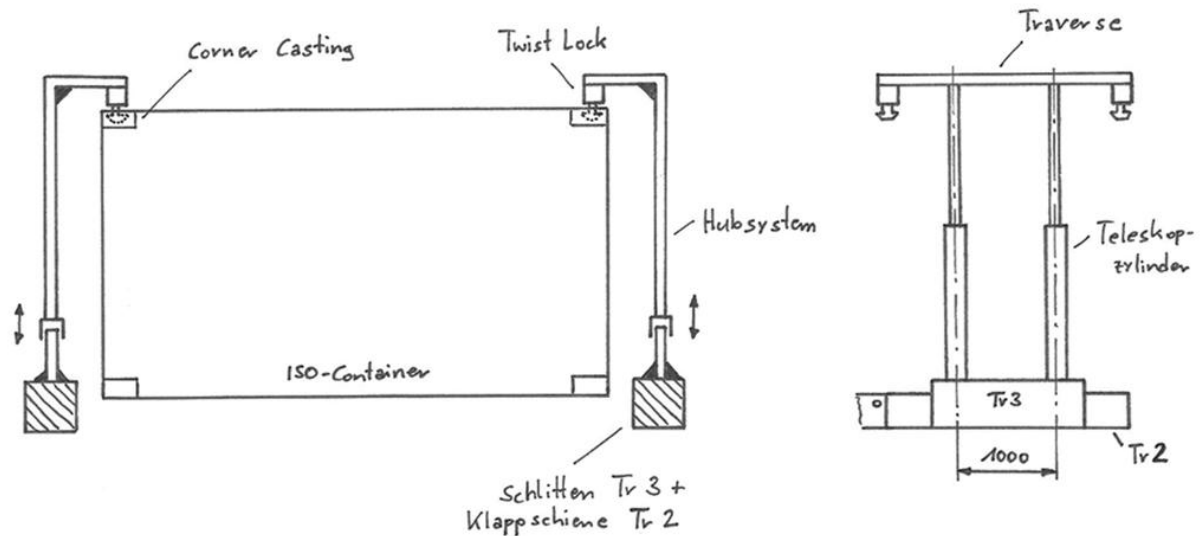
### 4.8.1 Aufbau des Gesamtsystems MCU

Die Teilfunktionen „Container aufnehmen“ und „Container absetzen“ (siehe Abbildung 14) werden laut Koller (2012) mittels eines Hubsystems, bestehend aus zwei mehrstufigen Teleskopzylindern je Schlitten, realisiert. Die Teleskopzylinder sind fix mit dem Schlitten Tr3 verbunden. Eine Traverse verbindet die zwei Teleskopzylinder des Hubsystems und trägt jeweils zwei ausschwenkbare und gefederte Twist Locks (Drehzapfen). Dies sind Bolzen mit einem hammerähnlichen Kopf, dessen Seitenflächen nach dem Drehen Formschluss mit den Corner Castings (Eckbeschläge) herstellen.<sup>43</sup> Der ISO-Container wird an allen vier oberen

<sup>42</sup> Vgl. Pahl et al, 2007, S. 265f.

<sup>43</sup> Vgl. Scheffler et al, 1998, S. 52.

Eckbeschlägen angehoben. Abbildung 48 zeigt das Prinzip des fixierten Hubsystems mit gefederter Twist Lock-Aufnahme.



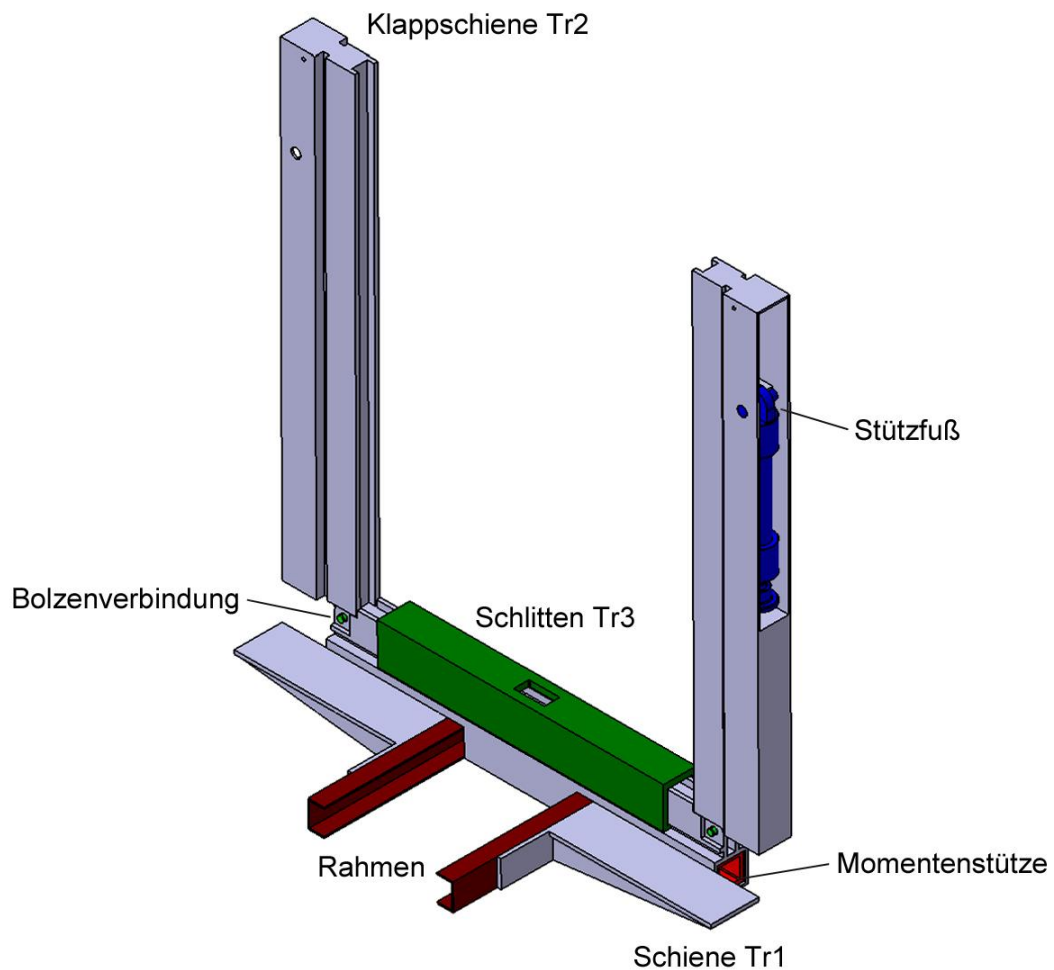
**Abbildung 48: Fixiertes Hubsystem mit gefederter Twist Lock-Aufnahme: Prinzip**

Mit einer Abstützung des gesamten LKWs werden laut Trully (2012) die Teilfunktionen „LKW/Auflieger abstützen“, „Niveau ausgleichen“ und „LKW/Auflieger absenken“ (siehe Abbildung 14) gelöst. Für das Führungssystem bedeutet dies, dass die Schiene Tr1 direkt am Rahmen des LKWs bzw. des Sattelauflegers montiert wird.

Mit dem Wirkprinzip „Kette mit Kettenrad“ wird die Teilfunktion „Linearbewegung durchführen“ (siehe Abbildung 17 und Abbildung 19) realisiert. Für die Konkretisierung des Führungssystems bedeutet dies, dass für die Kette ein geeigneter Freiraum berücksichtigt werden muss. Die Teilfunktion „Führungssystem bewegen“ (siehe Abbildung 17 und Abbildung 19) wird mit einem „Klappträgerantrieb“ umgesetzt. Details zu den Antrieben sind bei Trully (2012) zu finden.

#### 4.8.2 Aufbau des Führungssystems und Schlittens

Eine Übersicht über das Führungssystem und den Schlitten bietet Abbildung 49. Die Lösung besteht aus einer Schiene Tr1, die auf dem Rahmen des Sattelauflegers sitzt und an diesem montiert wird. Die Fahrbahn für den Schlitten Tr3 wird durch herunterklappen der Klappschiene Tr2 gebildet. Das Gelenk als Verbindung zwischen der Schiene und der Klappschiene wird als Bolzenverbindung ausgeführt. Die auftretenden Biege- und Torsionsmomente werden von der Klappschiene auf die Schiene mittels einer verschiebbaren Momentenstütze übertragen. Zur Abstützung sitzt in jeder Klappschiene ein klappbarer Stützfuß.



**Abbildung 49: Führungssystem und Schlitten: Übersicht**

Die folgende Abbildung 50 zeigt einen Halbschnitt des Führungssystems und Schlittens. Darin sind neben den Hauptabmessungen die Anordnung des Stützfußes mit dem Klappantrieb sowie die Momentenstütze zu erkennen. Weitere Details und eine Beschreibung der Funktionsweise dieser Bauelemente erfolgt in den anschließenden Kapiteln.

Die Profilform des Schlittens und der Schiene sowie die Gleitpakete zur Führung des Schlittens sind in Abbildung 51 zu sehen. Zwischen dem Schlitten und der Schiene ist ein Luftspalt von 5 mm. Gut zu erkennen ist der Freiraum für die Antriebskette des Schlittens. Der Antrieb des Schlittens sitzt auf diesem und besteht aus einem Kettenrad das in eine Kette greift und so den Schlitten bewegt. Details zur Ausführung und Dimensionierung des Antriebs sind bei Trully (2012) zu finden. Die Abmessungen der Profilform des Schlittens folgt in Kapitel 4.8.3 und für die Schiene und Klappschiene in Kapitel 4.8.4.



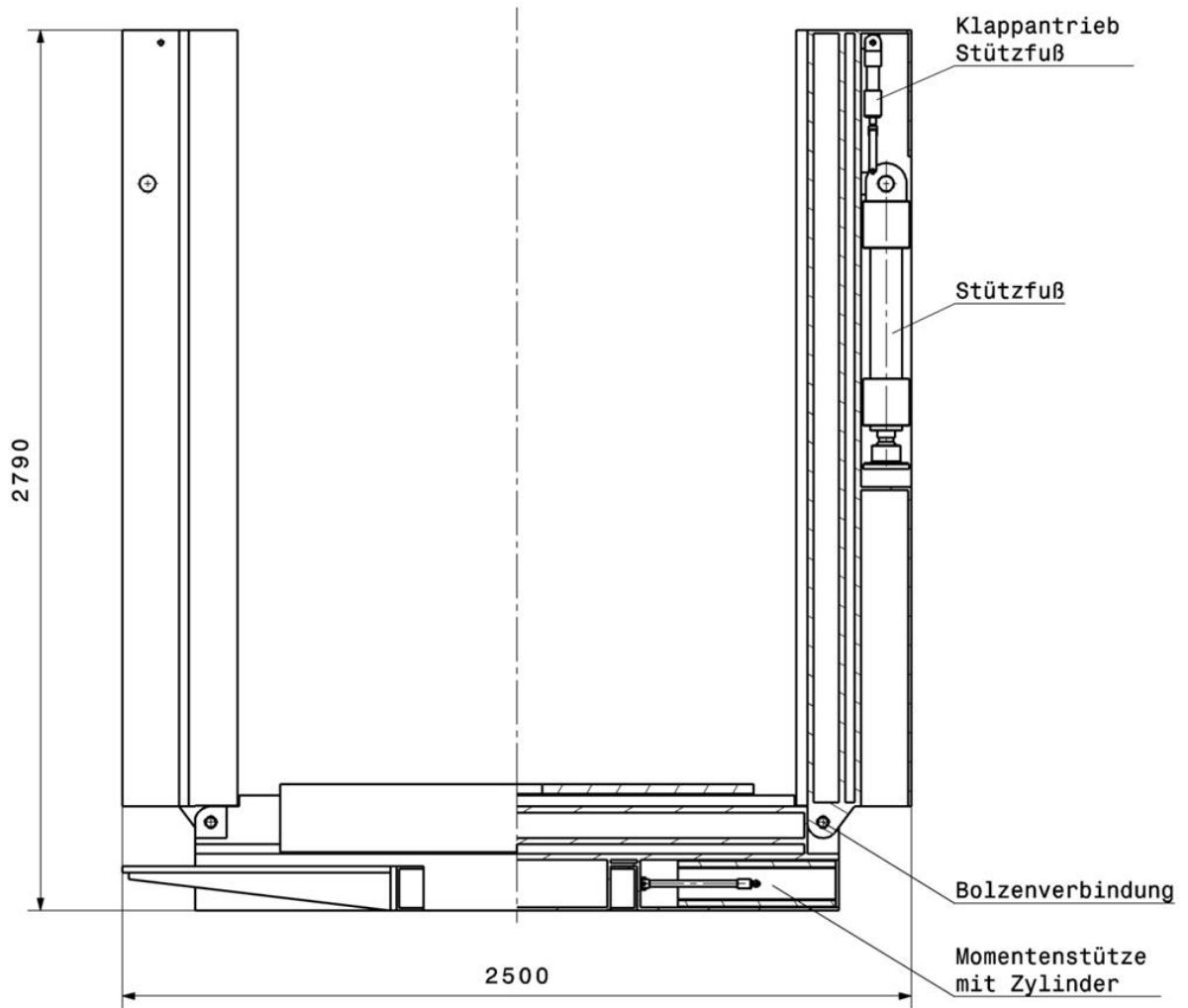


Abbildung 50: Führungssystem und Schlitten: Halbschnitt

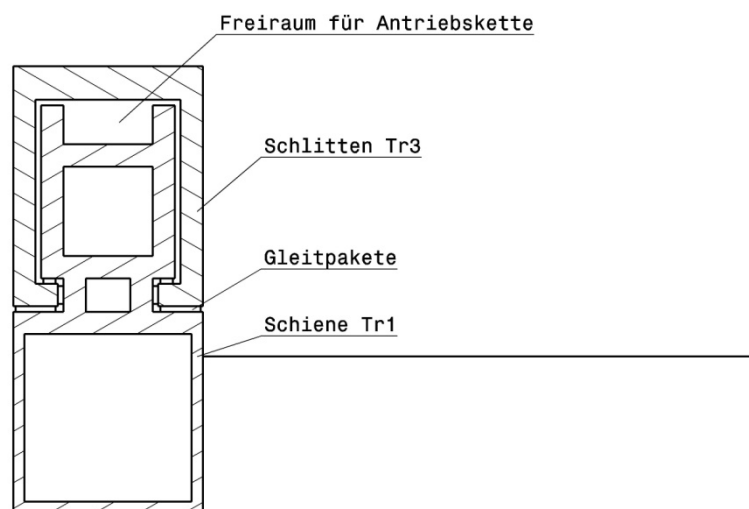
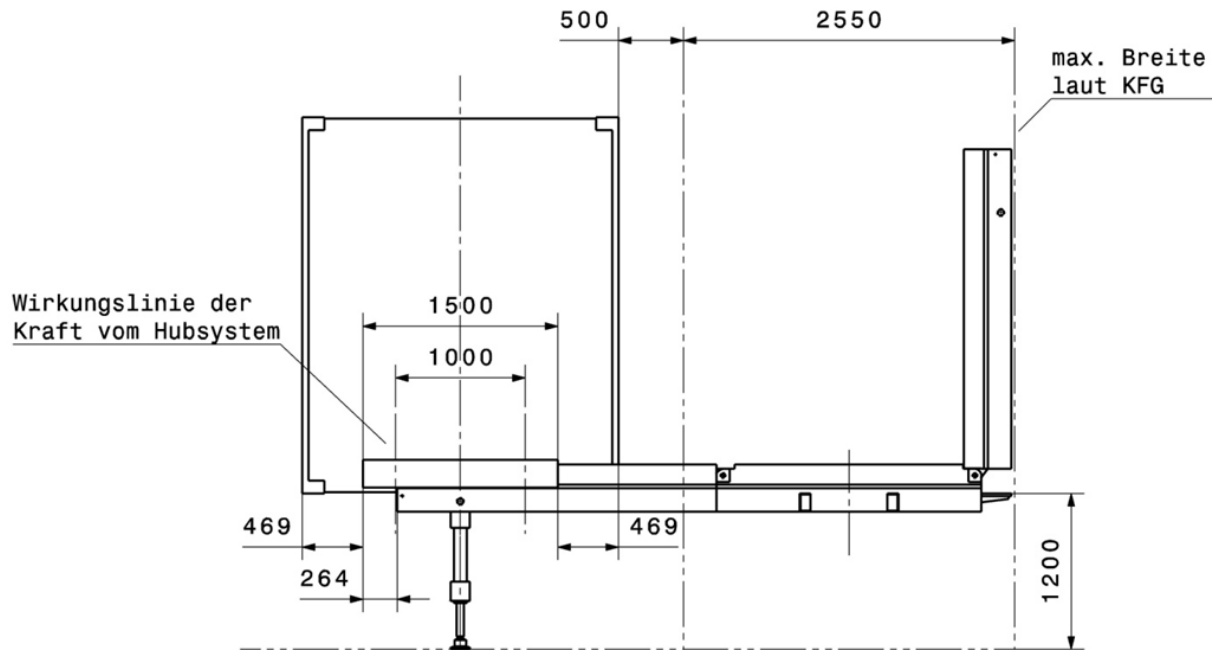


Abbildung 51: Führungssystem und Schlitten: Profilform und Anordnung der Gleitpakete

Abbildung 52 zeigt die Abmessungen des Führungssystems und Schlittens bei der Manipulation eines ISO-Containers. Der Container steht, wie in der Anforderungsliste festgelegt, 500 mm vom LKW entfernt. Der LKW mit einer Breite von 2550 mm wird durch eine Strich-Zweipunktlinie angedeutet. Der Sattelaufleger ist zur Containermanipulation abgestützt, daher befindet sich der Rahmen in einem Abstand von 1200 mm über dem Boden.



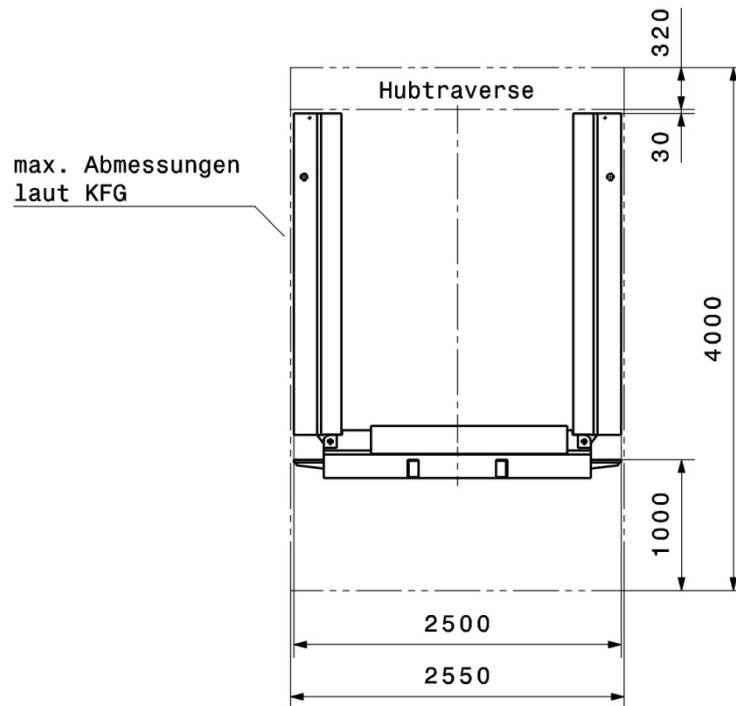
**Abbildung 52: Führungssystem und Schlitten: Manipulation eines ISO-Containers**

Der Schlitten mit dem angedeuteten Hubsystem (Wirkungslinien der Kraft vom Hubsystem) steht mittig zum ISO-Container. Dabei zeigt sich, dass der Schlitten, um den Container aufzunehmen, um 264 mm über die Klappschiene hinaus fahren muss. Die Mittelachse (Wirkungslinie) des Teleskopzylinders des Hubsystems ragt jedoch nur um 14 mm ( $264 - ((1500 - 1000) / 2) = 14$  mm) über die Klappschiene hinaus, womit der Schlitten kaum zusätzlich auf Biegung beansprucht wird. Um den Kraftfluss vom Hubsystem über den Schlitten und die Klappschiene in den Stützfuß besser zu gestalten, muss die Länge der Klappschiene vergrößert werden, um diesen Überhang zu verringern.

Die folgende Abbildung 53 zeigt einerseits mittels der Strich-Zweipunktlinie die maximalen Abmessungen laut Kraffahrgesetz KFG, welche vom Führungssystem eingehalten werden und andererseits die Abhängigkeit der Länge der Klappschiene von folgenden Randbedingungen:

- maximal zulässige Gesamthöhe (4000 mm)
- Abstand des Rahmens des Sattelauflegers vom Boden (1000 mm)
- Höhe der Hubtraverse (320 mm)

Die Maße der Hubtraverse stammen von Koller (2012). Die Höhe des Rahmens wurde angenommen und unterscheidet sich von Abbildung 52, da in dieser Abbildung der Sattelaufleger nicht abgestützt ist. Um eine größere Länge der Klappschiene und damit eine größere Ausfahrlänge für den Schlitten zu realisieren, muss entweder der Abstand vom Rahmen zum Boden oder die Höhe der Hubtraverse verringert werden. Eine Anpassung der Abmessungen der Schiene, Klappschiene sowie der Bolzenverbindung wirkt sich ebenfalls auf die Länge der Klappschiene aus.



**Abbildung 53: Führungssystem und Schlitten: Platzbedarf auf dem Sattelaufleger**

In der folgenden Tabelle 7 sind die Eigengewichte der vorgestellten Lösung angegeben. Die Angaben gelten für Stahl mit einer Dichte von  $7860 \text{ kg/m}^3$  und wurden am 3D-Modell ermittelt.

Bauteil	Masse
Schiene ( $m_{T1}$ )	421 kg
Klappschiene ( $m_{T2}$ )	362 kg
Schlitten ( $m_{T3}$ )	154 kg
Momentenstütze ( $m_{\text{Momentenstütze}}$ )	39 kg
Gesamtgewicht Baugruppe ( $m_{\text{Baugruppe}}$ )	1515 kg

**Tabelle 7: Führungssystem und Schlitten: Eigengewicht**

Die Masse des Stützfußes, des Klappantriebs des Stützfußes und des Zylinders zum Verschieben der Momentenstütze wurden nicht ermittelt und werden mit einem

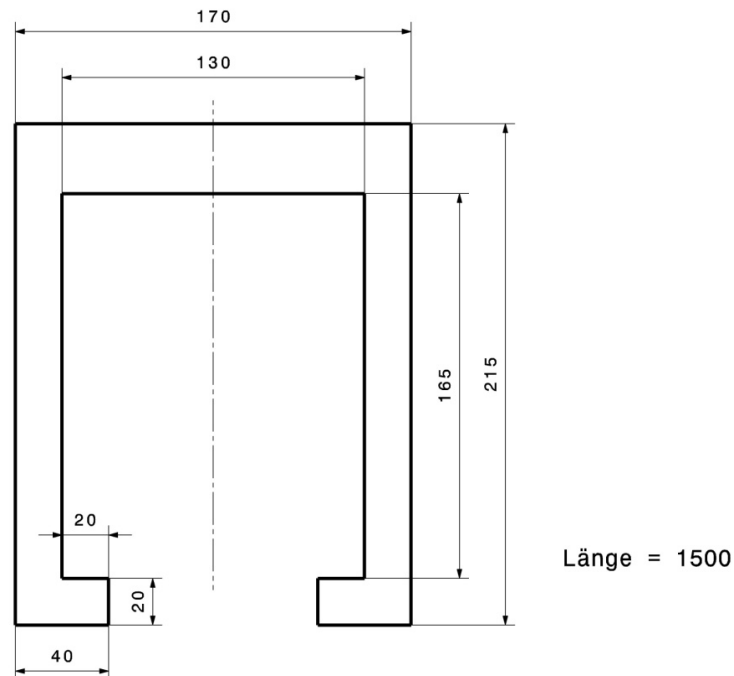
Zuschlag von 10% zum berechneten Gesamtgewicht berücksichtigt. Das Gesamtgewicht wird somit mit der folgenden Formel abgeschätzt:

$$m_{\text{Baugruppe}} \approx 1,1 * (m_{\text{Tr1}} + 2 * m_{\text{Tr2}} + m_{\text{Tr3}} + 2 * m_{\text{Momentenstütze}})$$

**Formel 1: Führungssystem und Schlitten: Abschätzung des Gesamtgewichts**

### 4.8.3 Schlitten

Der Schlitten Tr3 trägt das Hubsystem (siehe Abbildung 48) und führt dieses auf der Schiene Tr1 und der Klappschiene Tr2. Abbildung 54 zeigt den Schlitten mit seinen Abmessungen. Die Berechnung der Belastung auf den Schlitten ist im Anhang in Kapitel 6.2 zu finden. Die Kontrolle der Bauteilbeanspruchung erfolgt im Anhang in Kapitel 6.3.



**Abbildung 54: Schlitten Tr3**

### 4.8.4 Schiene und Klappschiene

Die beiden folgenden Abbildungen zeigen die Schiene Tr1 und die Klappschiene Tr2 mit ihren Hauptabmessungen und Anschlussmaßen.

Schnitt A-A in Abbildung 55 zeigt einen Längsschnitt mit dem Freiraum für die Momentenstütze. In diesem Freiraum ist auch der Verschiebeantrieb (Zylinder) der Momentenstütze untergebracht (siehe Kapitel 4.8.5). Der Kopf und Fuß der Schiene sowie der Freiraum für die Antriebskette ist in Schnitt B-B zu erkennen. Der Kopf ist verantwortlich für die Führung des Schlittens und der Fuß, zusammen mit der Momentenstütze, für die Übertragung der Torsion und Biegung von der Klappschiene auf die feststehende Schiene. Die Abmessungen des Kopfes und des Fußes sind in

Abbildung 56 ersichtlich. Eine weitere Funktion der Schiene ist die Aufnahme des Containers während der Fahrt des LKWs. Dafür ist eine Fläche (siehe Abbildung 55, Auflage des ISO-Containers) für die Montage von Twist Locks zur Sicherung der Container vorgesehen.

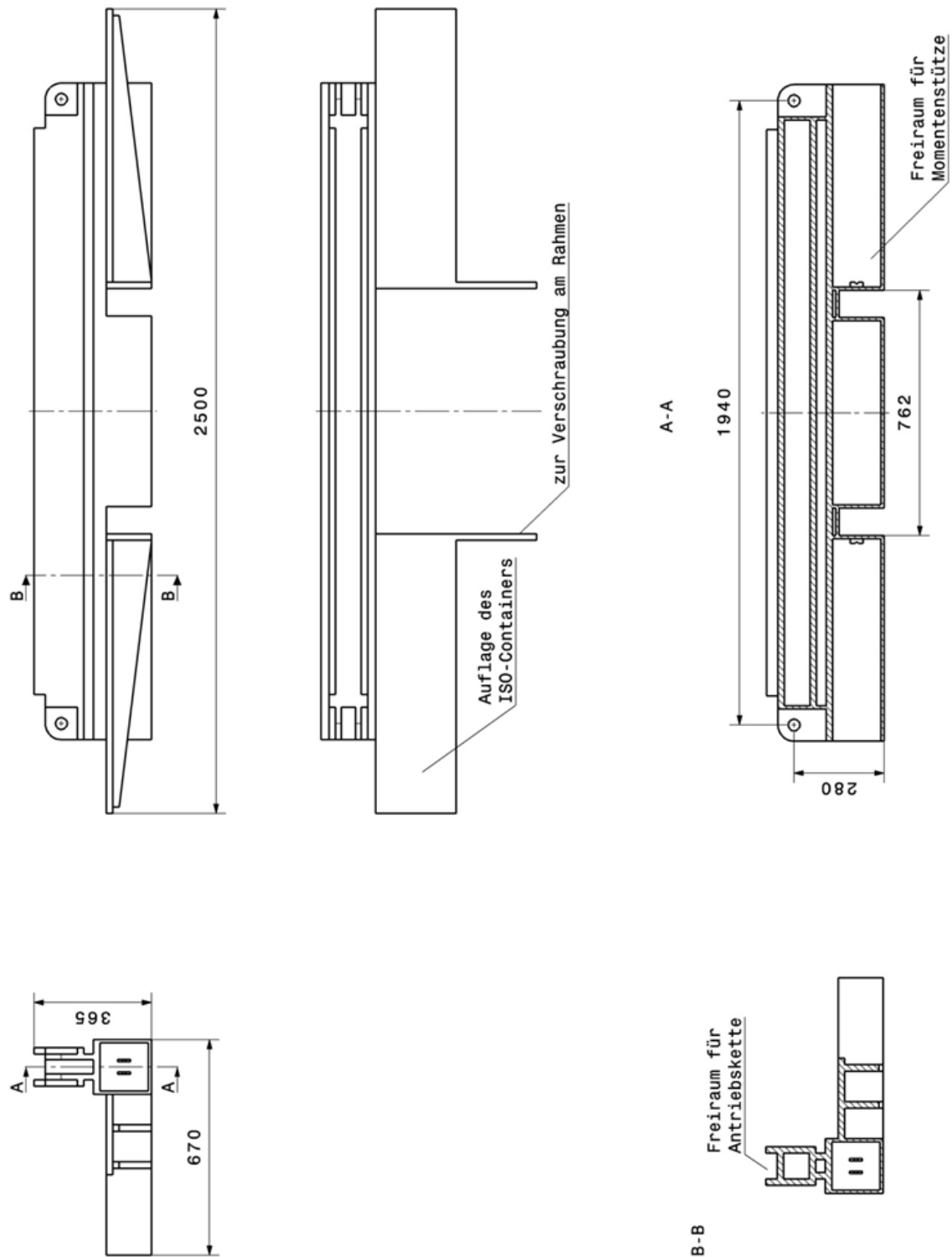


Abbildung 55: Schiene Tr1

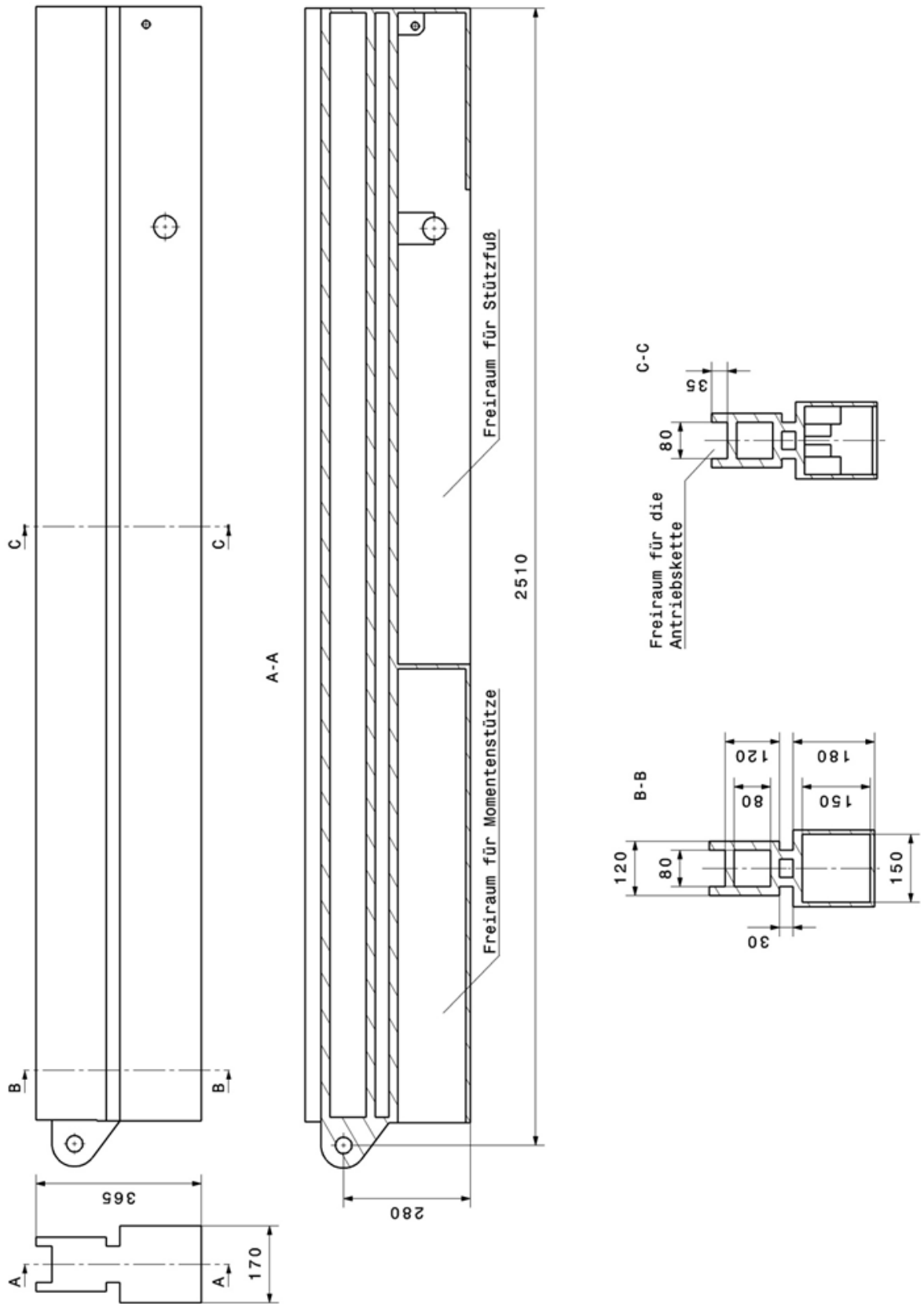


Abbildung 56: Klappschiene Tr2

Im Schnitt A-A der Abbildung 56 sind die Freiräume für den Stützfuß (mit Klappmechanismus) und für die Momentenstütze zu sehen. In Schnitt B-B sind die Maße des Kopfes und des Fußes der Klappschiene sowie der Schiene eingetragen. Schnitt C-C zeigt die Abmessungen des Freiraums der Antriebskette.

Die Dimensionierung der Schienen erfolgt im Anhang in Kapitel 6.4. Eine Kontrolle auf die kombinierte Beanspruchung durch Biegung und Torsion erfolgt im Anhang. Diese zeigt als Ergebnis, dass bei der gewählten Geometrie und Gestaltung der Querschnitte der Schiene nicht bei jeder Stellung des Schlittens eine ausreichende Sicherheit garantiert werden kann. Ein ausführlicher Spannungsnachweis mittels FEM-Analyse zur Betrachtung der mehrachsigen Spannungszustände ist empfehlenswert. Näheres zur Beanspruchung der Schiene und Klappschiene siehe Kapitel 6.6.

#### 4.8.5 Momentenstütze

Die Momentenstütze überträgt bei heruntergeklappter Klappschiene Tr2 das Torsions- und Biegemoment von der Klappschiene Tr2 auf die Schiene Tr1. Abbildung 57 zeigt die Momentenstütze mit den Hauptabmessungen. Die Dimensionierung der Momentenstütze erfolgt im Anhang in Kapitel 6.5. Eine Kontrolle auf die kombinierte Beanspruchung durch Biegung und Torsion erfolgt im Anhang in Kapitel 6.6.

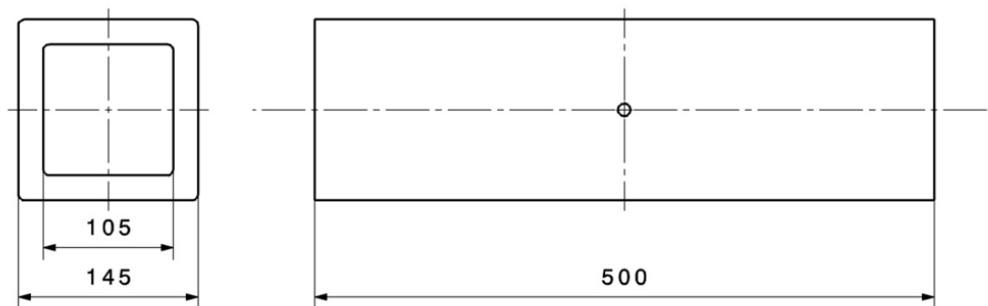
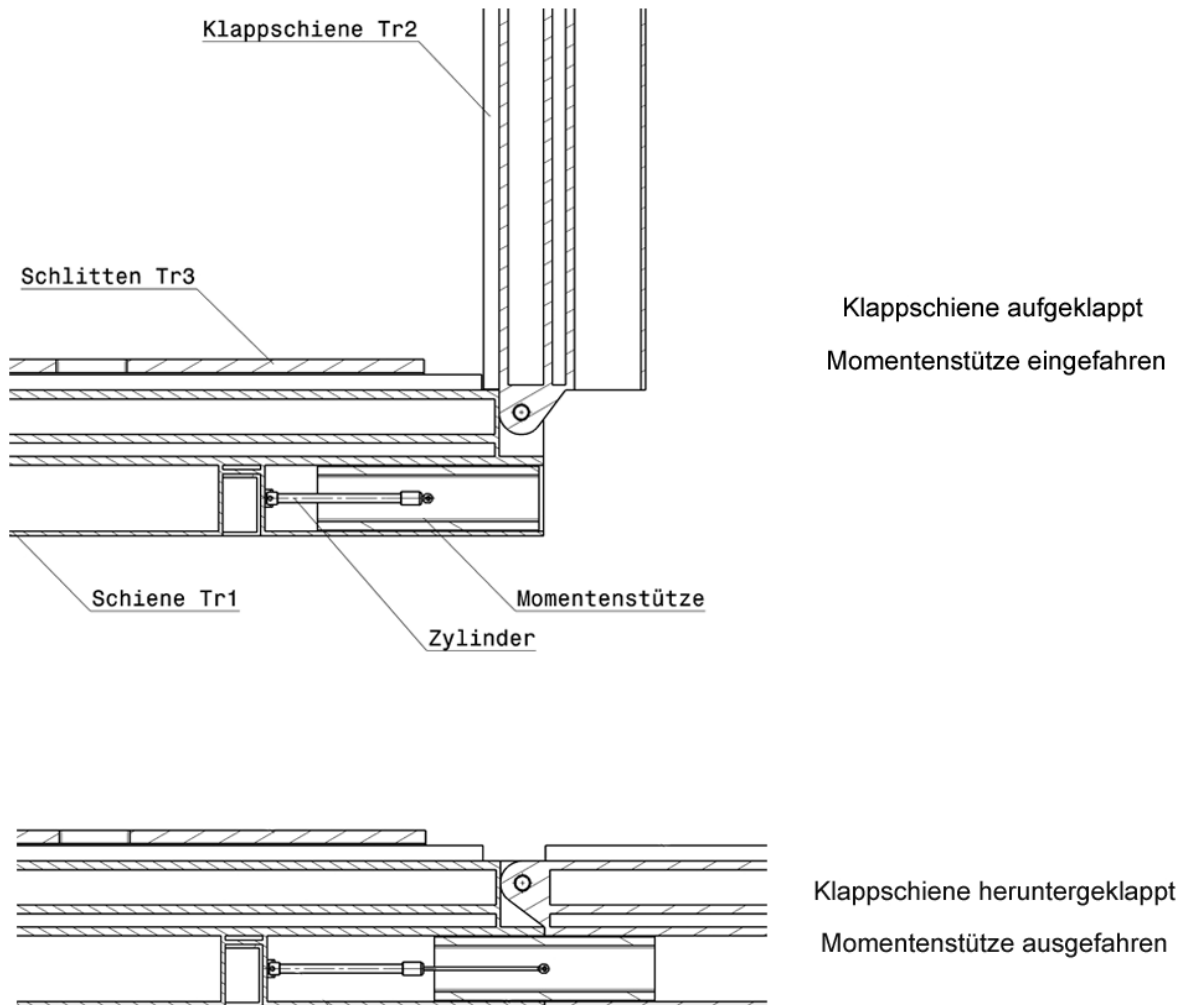


Abbildung 57: Momentenstütze

Abbildung 58 zeigt die Funktionsweise der Momentenstütze. Wenn die Klappschiene aufgeklappt ist, sitzt die Momentenstütze in der Schiene Tr1. Nach dem Herunterklappen der Klappschiene wird die Momentenstütze vom Zylinder ausgeschoben und die beiden Schienen sind formschlüssig mit der Momentenstütze verbunden. Zwischen den Schienen und der Momentenstütze werden Gleitpakete angeordnet, um ein problemloses verschieben zu garantieren. Dies ist der Grund für die kleineren Abmessungen der Momentenstütze in Abbildung 57 (145 x 145) im Vergleich zum Freiraum in Schnitt B-B der Abbildung 56 (150 x 150).



**Abbildung 58: Momentenstütze: Funktionsweise**

Als Zylinder zum Verschieben der Momentenstütze ist ein UZ 100.16/8/250.06.204 von AHP MERKLE vorgesehen. Die Abmessungen sind im Anhang in Kapitel 6.10.2 zu finden. Der Zylinder dient hier zur Überprüfung der räumlichen Verträglichkeit und zur Darstellung der Funktionsweise. Nicht ausgeführt ist eine geeignete Durchführung der Hydraulikleitungen zum Zylinder. Diese sollten nach Möglichkeit in eine spannungsarme Zone gelegt werden.

#### 4.8.6 Bolzenverbindung

Das Gelenk zwischen der Schiene Tr1 und den Klappschiene Tr2 wird als Bolzenverbindung ausgeführt. Der Bolzen sitzt in der Schiene Tr1, die als Gabel ausgeführt ist, mit einer Übermaßpassung und in der als Stange realisierten Klappschiene Tr2 mit einer Spielpassung.

Die Auslegung ergibt einen Bolzen ISO 2340-B-36 x 120 x 100 aus dem Automatenstahl 35S20 und ist im Anhang in Kapitel 6.7 zu finden. Die Sicherung des Bolzens erfolgt mittels Scheiben und Splint. Für eine wartungsfreie Gelenkverbindung wird der Einbau einer Gleitbuchse aus Kunststoff zwischen dem



Bolzen und der Klappschiene empfohlen. Ein Schnitt durch die Bolzenverbindung ist in Abbildung 59 zu sehen.

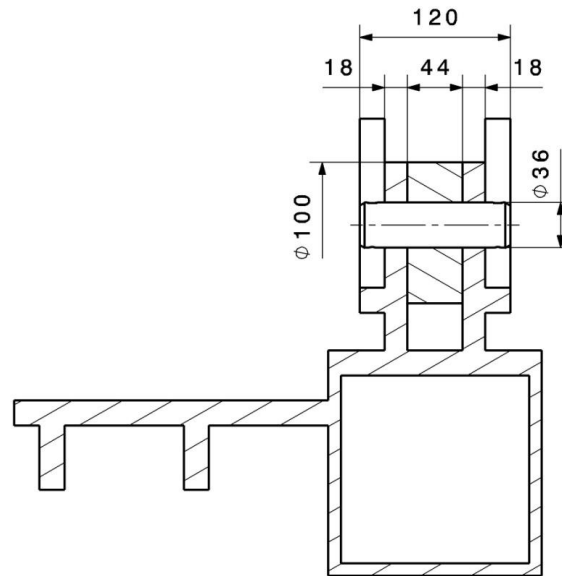


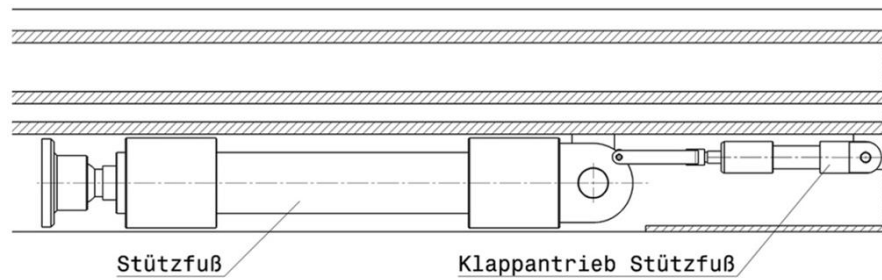
Abbildung 59: Bolzenverbindung

#### 4.8.7 Stützfuß

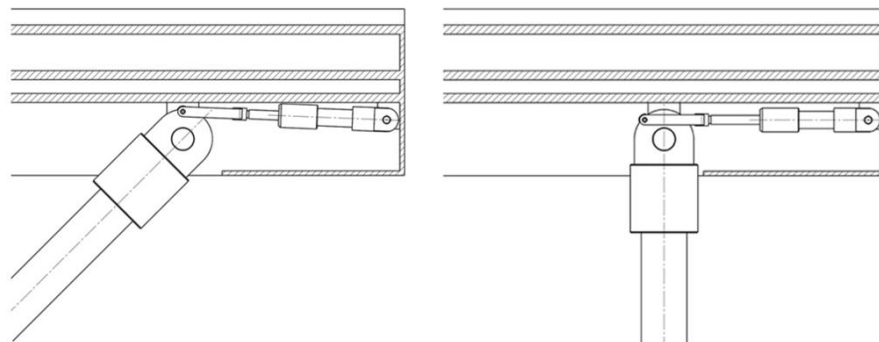
Zur Kontrolle der räumlichen Verträglichkeit und des Platzbedarfes des Stützfußes in der Klappschiene Tr2 wurde der Hydraulikzylinder CDHMP3/80/56/450 von Bosch Rexroth ausgewählt. Die Dimensionierung des Stützfußes erfolgt im Anhang in Kapitel 6.8. Das Datenblatt mit den Abmessungen ist im Anhang in Kapitel 6.10.1 zu finden.

Die Funktionsweise des Klappmechanismus des Stützfußes ist in Abbildung 60 zu sehen. Das Aus- und Einfahren des Zylinders wird durch den exzentrischen Angriff der Gabel in eine Schwenkbewegung des Stützfußes umgewandelt. Als Zylinder für den Klappmechanismus wird ein AHP MERKLE HZ 250.32/20/100.08.201 verwendet. Dessen Maße sind im Anhang in Kapitel 6.10.3 zu finden. Die Dimensionierung des Stützfuß-Klappantriebs erfolgt im Anhang in Kapitel 6.9.

Die Gestaltung des Klappantriebs führt aufgrund des geringen Platzes in der Klappschiene zu einem ungünstigen Hebelverhältnis, was wiederum große Kräfte am Klappantrieb bewirkt. Wenn durch größere Abmessungen der Klappschiene oder durch einen kleineren Stützfuß mehr Platz für den Klappantrieb geschaffen werden kann, besteht die Möglichkeit aufgrund besserer Hebelverhältnisse kleinere Kräfte zu erzielen und damit einen kleineren Zylinder zu verwenden. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, den Stützfuß während der Schwenkbewegung der Klappschiene durch die Schwerkraft in die richtige Stellung zu bringen. Jedoch muss der Stützfuß, wenn er nicht verwendet wird, verriegelt werden, damit er seine Position behält.



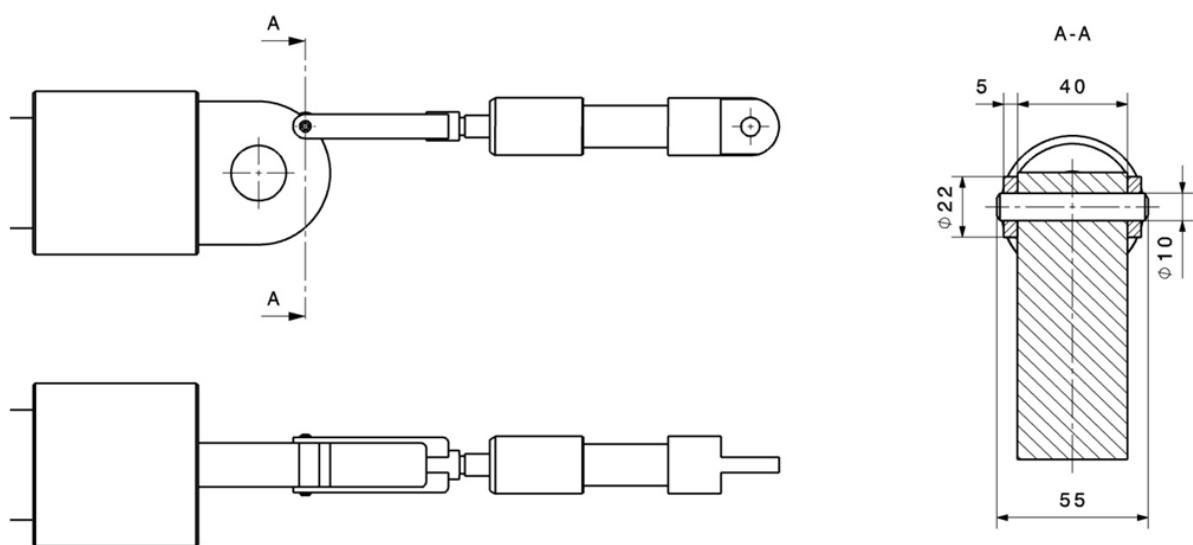
Übersicht Stützfuß und Klappantrieb



Funktionsweise des Klappantriebs

**Abbildung 60: Klappmechanismus: Funktionsweise**

Abbildung 61 zeigt die Bolzenverbindung zwischen dem Stützfuß und der Gabel des Klappmechanismus. Der Bolzen sitzt im Stützfuß (Stange) mit einer Übermaßpassung und in der Gabel mit einer Spielpassung. Die Auslegung erfolgt im Anhang in Kapitel 6.9 und ergibt einen Bolzen ISO 2340-A-10 x 55 aus dem Automatenstahl 35S20.

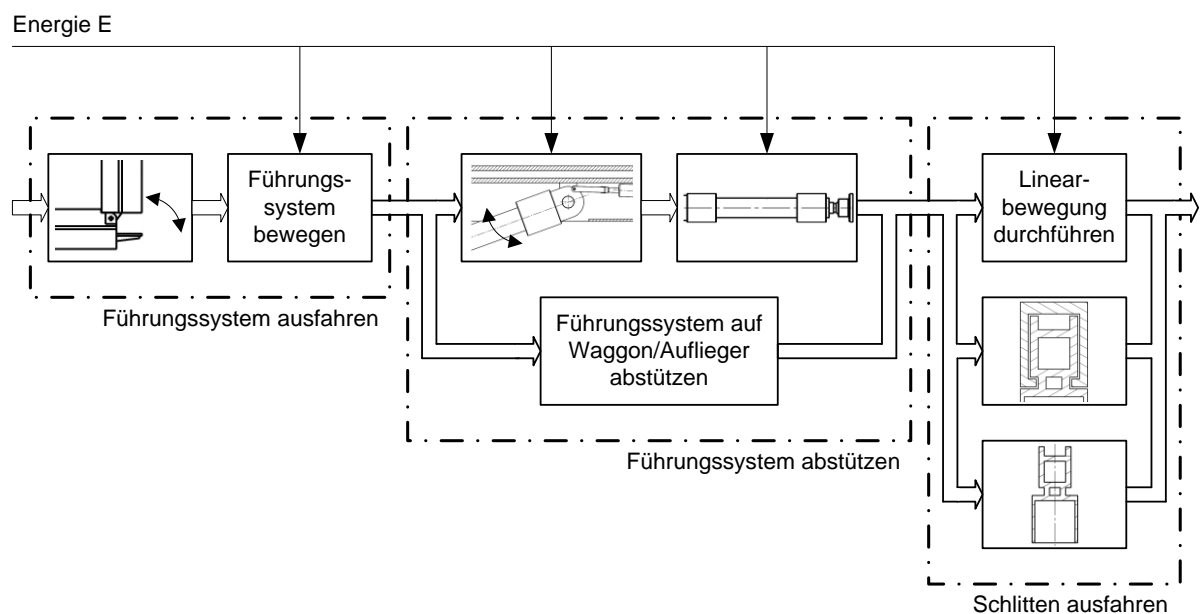
**Abbildung 61: Klappmechanismus: Bolzenverbindung**

## 4.9 Festlegen der prinzipiellen Lösung

Auf ein eigenes Kapitel für den Hauptarbeitsschritt „Bewerten nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien“ (siehe Abbildung 10) wird im Rahmen dieser Arbeit verzichtet, da die Bewertung bereits in den vorigen Kapiteln erfolgte. Als letzter Arbeitsschritt bleibt dann nur mehr die Festlegung auf eine prinzipielle Lösung (Konzept) über. Damit steht das Ergebnis des Arbeitsschritts „Suchen nach Lösungsprinzipien und deren Strukturen“ (siehe Abbildung 9) fest.

Wie das vorige Kapitel 4.8 mit den begleitenden Berechnungen im Anhang zeigt, ist eine Realisierung der konkretisierten Lösung möglich. Die Lösung, die zum Entwerfen freigegeben wird, entspricht der Lösungsvariante 1 der Tabelle 6.

Das Konzept besteht somit aus einem beidseitigen Klappschienensystem mit einem zum Teil offenen Profil zur Aufnahme eines klappbaren Stützfußes und einem Schlitten mit Gleitführungen. Grafisch aufbereitet und in der Funktionsstruktur „Schlitten ausfahren“ (vgl. Abbildung 17) zusammengefasst, ist das Konzept in der folgenden Abbildung zu sehen.



**Abbildung 62: Zum Entwerfen freigegebene Lösung**

Einzig die Abstützung des Führungssystems auf einem Waggon oder Auflieger ist nicht festgelegt. Eine nähere Betrachtung ist im weiteren Projektverlauf nötig. Die Funktionen „Führungssystem bewegen“ und „Linearbewegung durchführen“ sind bei Trully (2012) zu finden.

## 5 Schlussfolgerungen / Resümee / Ausblick

Zu Beginn der Diplomarbeit wurden als Grundlage zur Konzipierung der Baugruppen des mobilen Container-Umsetzers die Rahmenbedingungen geklärt und in einer Anforderungsliste zusammengefasst. In einem weiteren Schritt erfolgte die Ermittlung der Funktionen und deren Struktur für den gesamten mobilen Container-Umsetzer (MCU). Auf diesen bauen die Funktionen und Funktionsstrukturen für die Baugruppe „Führungssystem und Schlitten“ auf. Die meiste Zeit der Diplomarbeit nahm die Suche nach Wirkprinzipien ein. Das Kombinieren der Wirkprinzipien zu Wirkstrukturen, die Auswahl einer geeigneten Wirkstruktur und deren Konkretisierung führten zu einer prinzipiellen Lösung. Diese besteht aus einem beidseitigen Klappschienensystem mit einem zum Teil offenen Profil zur Aufnahme eines klappbaren Stützfußes und einem Schlitten mit Gleitführungen.

Wie oben beschrieben, konnte, angelehnt an das generelle Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren der VDI-Richtlinie 2221 und den detaillierten Arbeitsschritten für das Konzipieren nach Pahl et al (2007), eine prinzipielle Lösung für die Hauptbaugruppe „Führungssystem und Schlitten“ erarbeitet werden. Diese stellt die Grundlage für die weitere Entwicklung und Konstruktion dar. Die VDI-Richtlinie 2221 nennt als weitere Schritte „Gliedern in realisierbare Module“ und „Gestalten der maßgebenden Module“ (siehe Abbildung 9). Die Gliederung in realisierbare Module ist zum Teil bereits bei der Aufteilung in die Hauptbaugruppen des MCUs passiert. Als maßgebende Module der Hauptbaugruppe „Führungssystem und Schlitten“ sind die Schiene bzw. die Klappschiene anzusehen, wobei deren Gestaltung wiederum vom Rahmen des Sattelauflegers, dem Hubsystem und dem Stützfuß in der Klappschiene abhängen.

Bevor mit der weiteren Entwicklung des MCUs gestartet wird, ist eine erneute Abklärung der Anforderungsliste sinnvoll. Dabei sollten aus Sicht des Autors vor allem die folgenden Punkte geklärt werden:

- Überarbeitung und genaue Definition der maximalen Abmessungen der Schiene, Klappschiene und des Schlittens unter Beachtung der Ergebnisse der Diplomarbeiten von Koller (2012) und Trully (2012).
- Festlegung auf ein maximales Eigengewicht des MCUs.
- Festlegung des Drucks des Hydraulikkreislaufs.
- Festlegung der hochfesten Werkstoffe mit Elastizitätsmodul, Festigkeitskennwerten, Dichte, usw.

Unter der Überarbeitung und genauen Definition der maximalen Abmessungen ist für die weitere Entwicklung eine Art Black Box denkbar, die neben den maximalen Abmessungen wie Länge, Breite und Höhe, die genaue Position des

Führungssystems auf dem Rahmen des Sattelauflegers festschreibt. Das Führungssystem mit Schlitten und Hubsystem, alle Antriebe, die Sensorik zur Steuerung, Hydraulikleitungen, etc. müssen schlussendlich innerhalb dieser Black Box Platz finden. Um diese Abmessungen zu definieren, ist ein genaues Modell des Sattelauflegers mit der ausgearbeiteten Abstützung notwendig.

Wenn der Druck des Hydraulikkreislaufs festgelegt ist, kann zusammen mit Herstellern von Hydraulikkomponenten ein passender Stützfuß ausgelegt werden. Der Stützfuß zusammen mit seinem Klappantrieb ist wesentlich für die Gestaltung der Klappschiene. Ein möglichst schmaler Stützfuß schafft Platz in der Klappschiene zur Gestaltung des Klappantriebes.

Neben der Festlegung der Festigkeitswerte zur Beurteilung der Beanspruchung spielen die Möglichkeiten zur Fertigung der hochfesten Werkstoffe (von der Firma HET mit „multimaterielle Strukturkonzepte“ im Forschungsantrag beschrieben) eine große Rolle, da diese wesentlich die Gestaltung der entsprechenden Bauteile beeinflusst. Im vorgestellten Konzept wurde auf eine mögliche Fertigung keine Rücksicht genommen. Mit geänderten Festigkeitswerten kann eine erneute Kontrolle der Beanspruchung der Schiene und Klappschiene vorgenommen werden, da beim vorgestellten Konzept nicht bei jeder Stellung des Schlittens eine genügend große Sicherheit gegen Versagen nachgewiesen werden kann (siehe Kapitel 6.6). Der Nachweis der Beanspruchung des Schlittens sowie der Schiene und Klappschiene erfolgte mit sehr vereinfachten mechanischen Ersatzmodellen. Eine ausführliche Analyse kann mittels Finite Elemente Methoden und räumlichen Stabwerksprogrammen erfolgen.

Die vorgestellte Lösung der Hauptbaugruppe „Führungssystem und Schlitten“ in Kombination mit den oben genannten Punkten sowie den weiteren Hinweisen zur Konstruktion, die vor allem im Kapitel 4.8, der Konkretisierung zur prinzipiellen Lösung, sowie im Anhang in Kapitel 6 zu finden sind, stellen eine solide Grundlage zur weiteren Konstruktion des mobilen Container-Umsetzers dar.

## 6 Anhang

### 6.1 Werkstoffauswahl

Als Werkstoff für die verschiedenen Einzelteile wird die Stahlsorte mit der Kurzbezeichnung S355J0 nach DIN EN 10025-2 ausgewählt. Dies ist ein Standardwerkstoff für hoch beanspruchte Tragwerke im Kranbau mit hoher Streckgrenze, bester Schweißreignung und für hoch beanspruchte Schweißteile im Maschinenbau.<sup>44</sup> Die folgenden Festigkeitskennwerte dienen zur Dimensionierung und Kontrolle der Beanspruchung.

Kurzname	Werkstoffnummer	$R_{mN}$ min.	$R_{eN}$ min.	$\sigma_{zdWN}$	$\sigma_{bWN}$	$T_{tWN}$	E	G
S355J0	1.0553	510	355	205	255	150	210000	81000

Tabelle 8: Festigkeitskennwerte in  $N/mm^2$ <sup>45</sup>

- $R_{mN}$  ... Zugfestigkeit
- $R_{eN}$  ... Zugstreckgrenze
- $\sigma_{zdWN}$  ... Zug/Druck-Wechselfestigkeit
- $\sigma_{bWN}$  ... Biege-wechselfestigkeit
- $T_{tWN}$  ... Torsionswechselfestigkeit
- E ... Elastizitätsmodul
- G ... Schubmodul

### 6.2 Belastung auf den Schlitten

Die Belastungen, die vom ISO-Container über das Hubsystem auf den Schlitten wirken, sind maßgeblich für die Konkretisierung des Führungssystems und des Schlittens.

Das höchstzulässige Gesamtgewicht eines Fahrzeuges zur Beförderung eines ISO-Containers von 40 ft beträgt laut Richtlinie 96/53/EG 44000 kg (vgl. Tabelle 1). Das maximale Gewicht eines 40ft-ISO-Containers beträgt 30480 kg (vgl. Tabelle 4). Es stellt sich die Frage, ob das maximale Gewicht eines ISO-Containers im Straßenverkehr überhaupt ausgenutzt werden kann.

Tabelle 9 zeigt die Gesamtgewichte und zulässigen Zuggewichte einiger Sattelzugmaschinen. Damit kann abgeschätzt werden, wie viel an Nutzlast und damit an Gewicht eines ISO-Containers möglich ist.

<sup>44</sup> Vgl. Wittel et al, 2009b, S. 1.

<sup>45</sup> Vgl. ebenda.

Type	Gesamtgewicht	zulässiges Zuggewicht
DAF XF 105 <sup>46</sup>	18000 kg	40000 kg
IVECO Stralis 4X2 <sup>47</sup>	18000 kg	40000 kg
MAN TGA 18.480 <sup>48</sup>	18000 kg	40000 kg
Mercedes-Benz Actros 1860 S 4X2 <sup>49</sup>	18000 kg	40000 kg
SCANIA R 560 6X2 <sup>50</sup>	26000 kg	> 50000 kg
VOLVO FE-Fahrgestell <sup>51</sup>	18000 kg / 26000 kg	32000 kg / 44000 kg

**Tabelle 9: Gesamtgewichte und zulässige Zuggewichte von Sattelzugmaschinen**

Das mögliche Gewicht eines Containers wird mit Formel 2 abgeschätzt. Zur Berechnung werden die Werte von Tabelle 9 herangezogen.

$$m_{\text{Container}_{\text{geschätzt}}} = \text{zulässiges Zuggewicht} - \text{Gesamtgewicht}$$

**Formel 2: Berechnung des möglichen Gewichts eines Containers**

Damit beträgt das mögliche Gewicht eines ISO-Containers in den meisten Fällen 22000 kg. Um bei den folgenden Berechnung ein wenig Sicherheit zu gewinnen, wird das Gewicht eines ISO-Containers mit

$$m_{\text{Container}} = 25000\text{kg}$$

**Formel 3: Gewicht eines ISO-Containers**

festgelegt. Die Nutzlast beträgt nach Hoepke et al (2010) je nach Aufbau ca. 25000 kg im 40-t-Sattelzug.<sup>52</sup> Damit kann beim Wert nach Formel 3 von einem realistischen Gewicht eines ISO-Containers ausgegangen werden.

Aufgrund der Beladung des ISO-Containers kann eine außermittige Lage des Schwerpunktes auftreten. Die Exzentrizität wird mit 10% der Außenabmessungen in Längs- und Querrichtung berücksichtigt.<sup>53</sup> Scheffler et al (1998) zeigt einen Näherungsansatz für die Berücksichtigung der Kräfte an einem Drehzapfen (Twist Lock). Für die maximale Zapfenkraft werden 35% der Gewichtskraft des Containers angenommen.<sup>54</sup> Damit wird die Exzentrizität mit folgendem Faktor berücksichtigt:

<sup>46</sup> Vgl. Brettnacher, 2007, S. 36.

<sup>47</sup> Vgl. ebenda, S. 54.

<sup>48</sup> Vgl. ebenda, S. 78.

<sup>49</sup> Vgl. ebenda, S. 100.

<sup>50</sup> Vgl. ebenda, S. 138.

<sup>51</sup> Vgl. ebenda, S. 153.

<sup>52</sup> Vgl. Hoepke et al, 2010, S. 139.

<sup>53</sup> Vgl. VDI 2687, 1989, S. 7.

<sup>54</sup> Vgl. Scheffler et al, 1998, S. 54f.

$$c_{\text{Exzentrizität}} = 0,35$$

#### Formel 4: Berücksichtigung der Exzentrizität des Schwerpunktes

Die maximale Kraft auf einen Drehzapfen  $F_{\text{Twist\_Lock}}$  unter Berücksichtigung der Gewichtskraft eines ISO-Containers ( $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ) und der Exzentrizität ergibt sich folgendermaßen:

$$F_{\text{Twist\_Lock}} = m_{\text{Container}} * g * c_{\text{Exzentrizität}} = 85838 \text{ N}$$

#### Formel 5: Kraft auf Twist Lock (Drehzapfen)

Der obere Teil von Abbildung 63 zeigt das grundlegende Prinzip des fixierten Hubsystems mit gefederter Twist Lock-Aufnahme (vgl. Abbildung 48) und die notwendigen Zusammenhänge zwischen den Baugruppen, um die Belastung, welche auf den Schlitten wirkt, zu bestimmen. Im unteren Teil der Abbildung ist das mechanische Ersatzmodell ersichtlich.

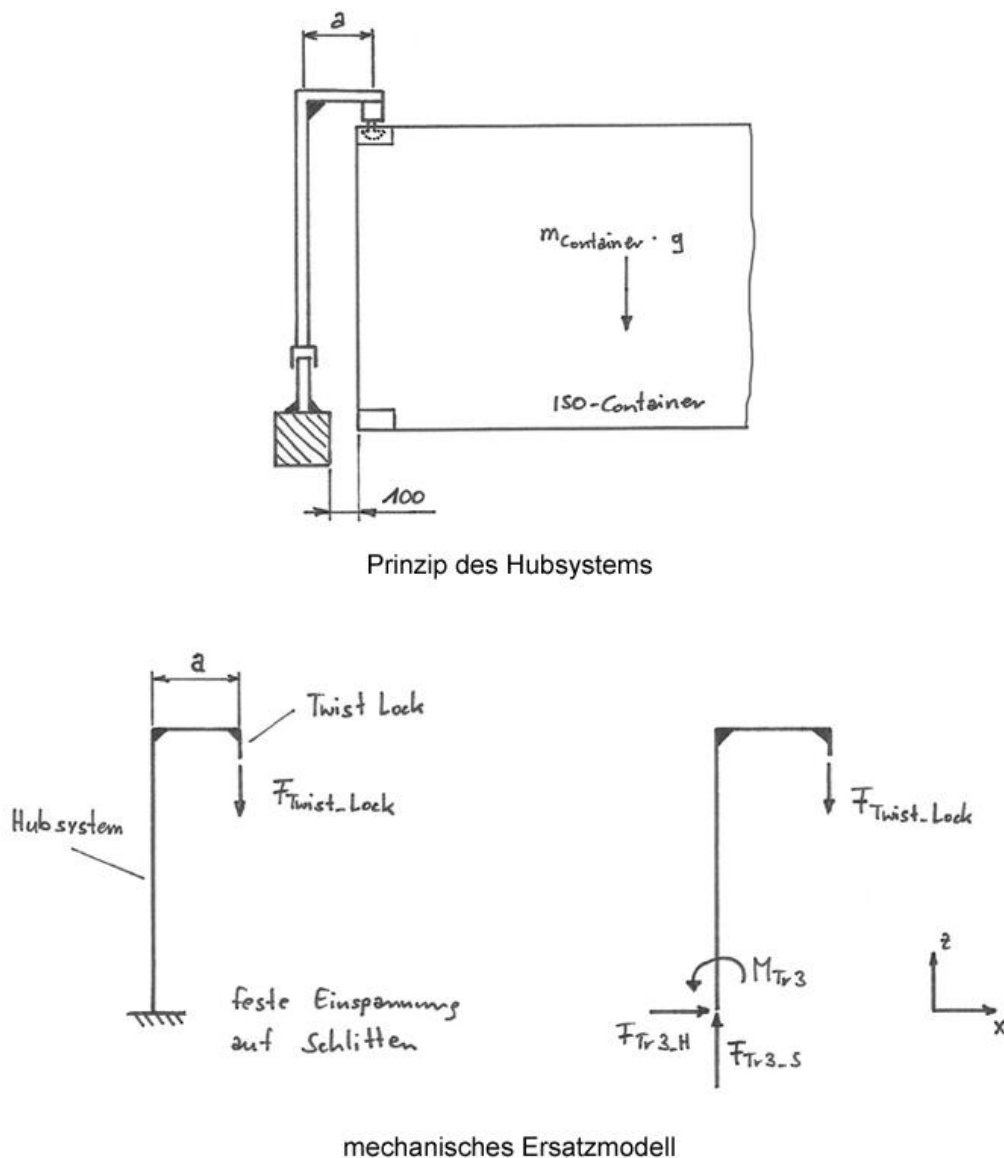


Abbildung 63: Hubsystem: mechanisches Ersatzmodell



Die drei Gleichgewichtsbedingungen für ein Kräftesystem in der Ebene, angewendet auf das freigemachte System in Abbildung 63 rechts unten, lauten:

$$\begin{aligned}\sum F_{ix} &= F_{Tr3\_H} = 0 \\ \sum F_{iz} &= F_{Tr3\_S} - F_{Twist\_Lock} = 0 \\ \sum M_{iy} &= F_{Twist\_Lock} * a - M_{Tr3} = 0\end{aligned}$$

**Formel 6: Hubsystem: Gleichgewichtsbedingungen**

Aus der Gleichgewichtsbedingung für die horizontalen Kräfte folgt das  $F_{Tr3\_H} = 0$  ist. In weiterer Folge wird dadurch  $F_{Tr3\_S}$  zu  $F_{Tr3}$  und mit der Gleichgewichtsbedingung für die senkrecht wirkenden Kräfte folgt:

$$F_{Tr3} = F_{Tr3\_S} = F_{Twist\_Lock} = 85838 \text{ N}$$

**Formel 7: Hubsystem: Bestimmung von  $F_{Tr3}$**

Bevor das Einspannmoment  $M_{Tr3}$  bestimmt werden kann, muss noch der Abstand  $a$  festgelegt werden. Die Breite des Schlittens ist in der Anforderungsliste mit 170 mm festgelegt (siehe Tabelle 4). Der Abstand zwischen dem Schlitten und dem Container wurde mit 100 mm angenommen. Die Eckbeschlagabmessung  $C_1$  beträgt nach DIN ISO 668 (1999) 105,5 mm.<sup>55</sup>

$$\begin{aligned}a &= \frac{\text{Breite des Schlittens}}{2} + \text{Abstand zw. Schlitten u. Container} + C_1 = \\ &= \frac{170 \text{ mm}}{2} + 100 \text{ mm} + 105,5 \text{ mm} = 290,5 \text{ mm} \approx 0,3 \text{ m}\end{aligned}$$

**Formel 8: Hubsystem: Bestimmung des Abstandes  $a$**

Für das Einspannmoment  $M_{Tr3}$  gilt aus der Gleichgewichtsbedingung für die Momente nach Formel 6 und mit dem Abstand  $a$  aus Formel 8:

$$M_{Tr3} = F_{Twist\_Lock} * a = 85838 \text{ N} * 0,3 \text{ m} = 25751 \text{ Nm}$$

**Formel 9: Hubsystem: Bestimmung von  $M_{Tr3}$**

Abbildung 64 und Tabelle 10 zeigen die zusammengefassten Ergebnisse der Bestimmung der Belastung auf den Schlitten.

<sup>55</sup> Vgl. DIN ISO 668, 1999, S. 6.

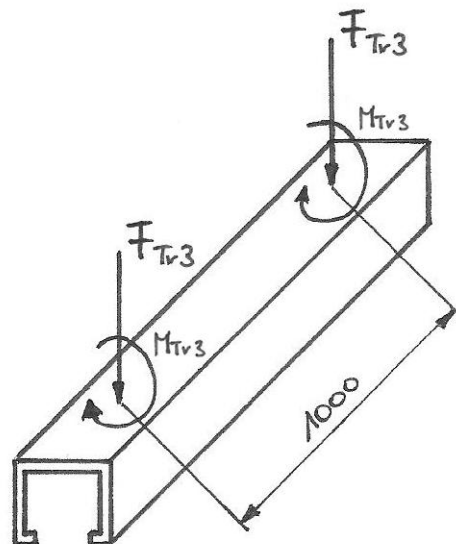


Abbildung 64: Schlitten: Skizze mit Belastung

$F_{Tr3}$	85838 N
$M_{Tr3}$	25751 Nm

Tabelle 10: Schlitten: Belastung

### 6.3 Beanspruchung des Schlittens

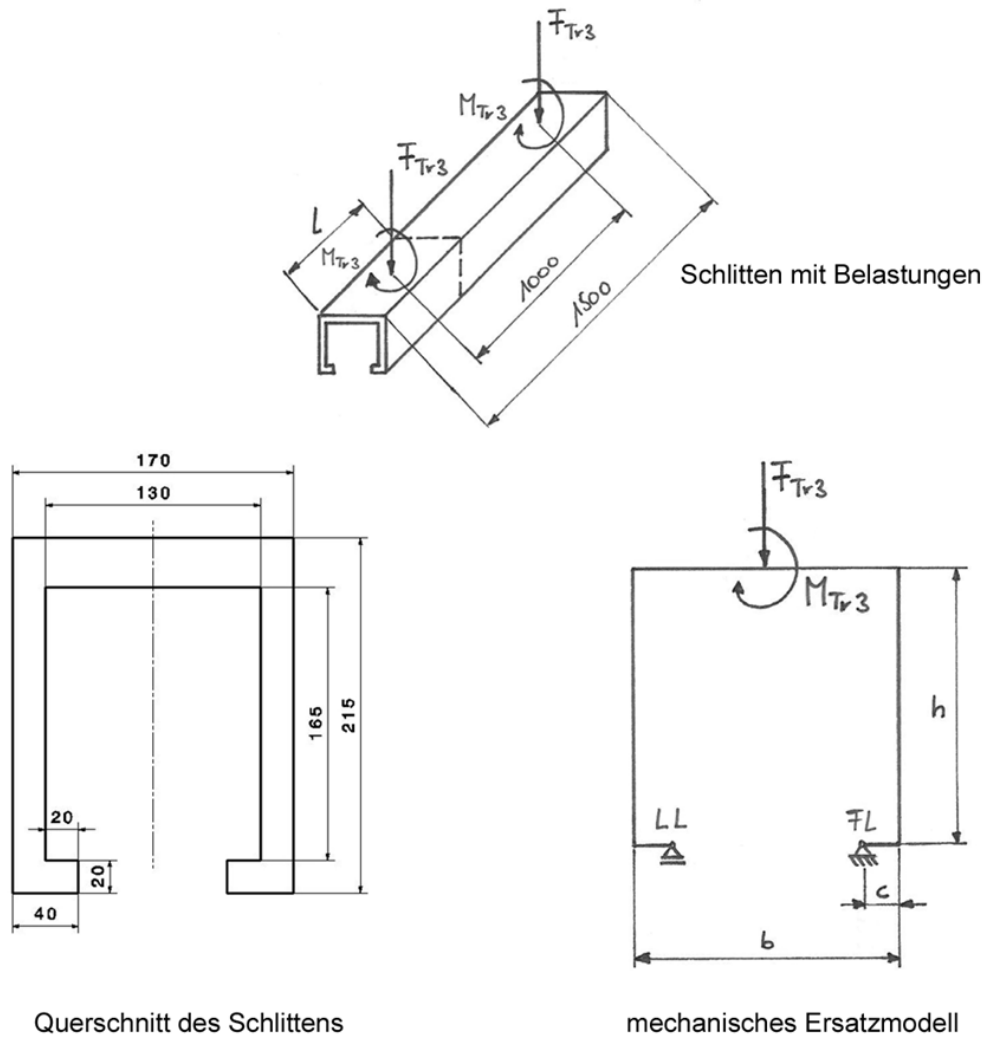
Zur Bestimmung der Nennspannungen im Schlitten wird zuerst ein einfaches mechanisches Ersatzmodell gebildet. Bei der Modellbildung wird die Führung des Schlittens auf ein Fest- und ein Loslager reduziert, damit ein statisch bestimmtes System zur Berechnung vorliegt.

Die obere Skizze in Abbildung 65 zeigt den Schlitten mit der Belastung. Es wird nicht die gesamte Länge des Schlittens als tragend angesehen, sondern nur ein Teil mit der Länge  $l$ , da im Bereich des Antriebs zwischen den Teleskopzylindern des Hubsystems der Schlitten eine Öffnung für das Kettenrad hat. Damit muss von einer Schwächung des Querschnitts ausgegangen werden, welcher in der verringerten Länge  $l$  berücksichtigt wird. Links unten in der Abbildung ist der Querschnitt des Schlittens und rechts unten das daraus abgeleitete mechanische Ersatzmodell zu sehen. Die Stabachsen werden in die Mitte der Querschnitte gelegt. Damit ergeben sich die Abmessung laut Tabelle 11.

$l$	500 mm
$b$	150 mm
$h$	190 mm
$c$	20 mm

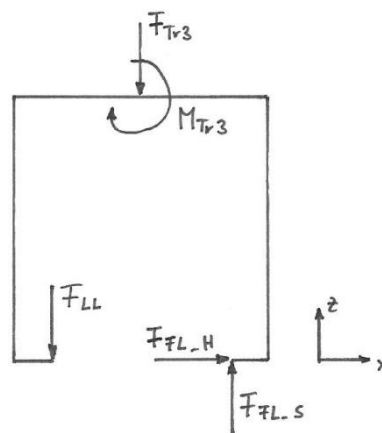
Tabelle 11: Schlitten: Maße des Ersatzmodells

Die Länge  $l = 500$  mm als tragender Teil des Querschnitts wurde frei gewählt.



**Abbildung 65: Schlitten: mechanisches Ersatzmodell**

Das Ersatzmodell wird freigemacht und die Auflagerreaktionen für das Festlager (FL) und das Loslager (LL) eingetragen (siehe Abbildung 66).



**Abbildung 66: Schlitten: freigemachtes mechanisches Ersatzmodell**

Mit dem freigemachten mechanischen Ersatzmodell und den Abmessungen aus Abbildung 65 werden die Gleichgewichtsbedingungen aufgestellt.

$$\sum F_{ix} = F_{FL,H} = 0$$

$$\sum F_{iz} = -F_{Tr3} - F_{LL} + F_{FL,S} = 0$$

$$\sum M_{iy} = -F_{LL} * (b - 2 * c) + M_{Tr3} - F_{Tr3} * \left(\frac{b}{2} - c\right) = 0$$

**Formel 10: Schlitten: Gleichgewichtsbedingungen**

Aus der Gleichgewichtsbedingung für die Momente und den Werten aus Tabelle 10 und Tabelle 11 folgt:

$$F_{LL} = \frac{M_{Tr3} - F_{Tr3} * \left(\frac{b}{2} - c\right)}{b - 2 * c} = \frac{25751 \text{ Nm} - 85838 \text{ N} * \left(\frac{0,15}{2} - 0,02\right) \text{ m}}{(0,15 - 2 * 0,02) \text{ m}} = 191181 \text{ N}$$

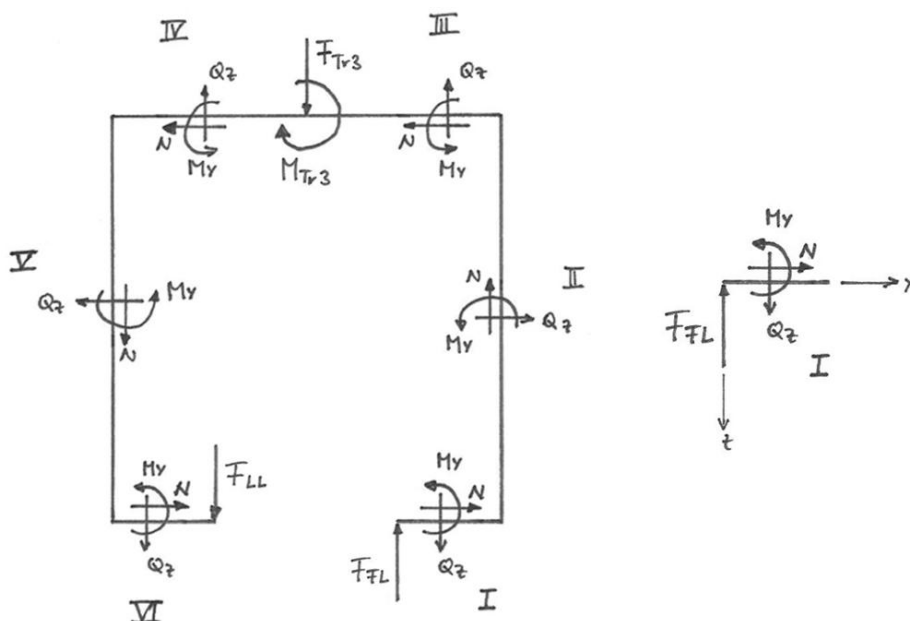
**Formel 11: Schlitten: Bestimmung von  $F_{LL}$**

Aus der Gleichgewichtsbedingung für die horizontalen Kräfte folgt das  $F_{FL,H} = 0$  ist. In weiterer Folge wird dadurch  $F_{FL,S}$  zu  $F_{FL}$  und mit der Gleichgewichtsbedingung für die Kräfte in z-Richtung und obigen Werten ergibt sich  $F_{FL}$  folgendermaßen:

$$F_{FL} = F_{FL,S} = F_{Tr3} + F_{LL} = 85838 \text{ N} + 191181 \text{ N} = 277019 \text{ N}$$

**Formel 12: Schlitten: Bestimmung von  $F_{FL}$**

Die Schnittgrößen im Schlitten werden mit den Schnittkräften und Schnittmomenten nach Abbildung 67 bestimmt. Dabei wird jeder Stab an der betreffenden Stelle normal zur Stabachse gedanklich durchgeschnitten.<sup>56</sup>



**Abbildung 67: Schlitten: Definition der Schnittgrößen**

<sup>56</sup> Vgl. Mang et al, 2008, S. 152.

Anhand der rechten Skizze in Abbildung 67 wird die Bestimmung der Schnittgrößen im Abschnitt 1 des Schlittens gezeigt. An diesem Element werden nun die Gleichgewichtsbedingungen bestimmt:

$$\sum F_{ix} = N = 0$$

$$\sum F_{iz} = -F_{FL} + Q_z = 0$$

$$\sum M_{iy} = M_y - F_{FL} * x = 0 \quad \text{mit} \quad 0 \leq x \leq c$$

**Formel 13: Schlitten: Gleichgewichtsbedingungen für die Schnittgrößen in Abschnitt 1**

Aus den Gleichgewichtsbedingungen folgen nun die Schnittgrößen mit:

$$N = 0$$

$$Q_z = F_{FL}$$

$$M_y = F_{FL} * x$$

**Formel 14: Schlitten: Schnittgrößen in Abschnitt 1**

In weiterer Folge können die Maximalwerte der Schnittgrößen in Abschnitt 1 mit  $F_{FL}$  nach Formel 12 und  $x = c$  nach Tabelle 11 bestimmt werden:

$$N_{max} = 0$$

$$Q_{z \max} = F_{FL} = 277019 \text{ N}$$

$$M_{y \max} = F_{FL} * c = 277019 \text{ N} * 0,02 \text{ m} = 5540 \text{ Nm}$$

**Formel 15: Schlitten: Maximalwerte der Schnittgrößen in Abschnitt 1**

Analog zu Abschnitt 1 werden für die restlichen fünf Abschnitte mit Hilfe der Gleichgewichtsbedingungen oder durch Reduktion des Kraftsystems die Schnittgrößen und deren Maximalwerte bestimmt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 12 und Abbildung 68 zusammengefasst.

	<b>N<sub>max</sub></b>	<b>Q<sub>z max</sub></b>	<b>M<sub>y max</sub></b>
<b>Abschnitt 1</b>	0	277019 N	5540 Nm
<b>Abschnitt 2</b>	277019 N	0	5540 Nm
<b>Abschnitt 3</b>	0	277019 N	15236 Nm
<b>Abschnitt 4</b>	0	191181 N	10515 Nm
<b>Abschnitt 5</b>	191181 N	0	3824 Nm
<b>Abschnitt 6</b>	0	191181 N	3824 Nm

**Tabelle 12: Schlitten: Maximalwerte der Schnittgrößen**

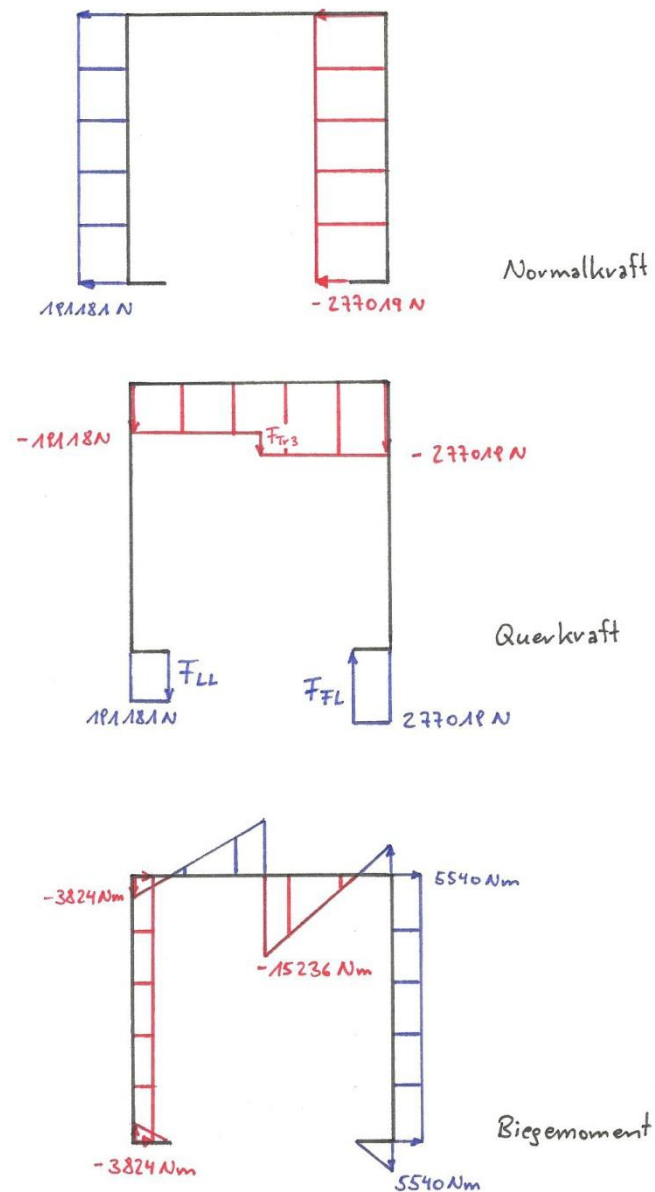


Abbildung 68: Schlitten: Verlauf der Schnittgrößen

Tabelle 12 zeigt die absolut größten Werte der Schnittgrößen jedes Abschnitts, daher werden positive oder negative Schnittgrößen nicht unterschieden. Auf die Orientierung der Schnittgrößen kann mit Hilfe der Koordinaten aus Abbildung 67 und dem Verlauf der Schnittgrößen in Abbildung 68 eingegangen werden.

Das Widerstandsmoment und die Fläche eines rechteckigen Querschnitts werden folgendermaßen berechnet:

$$W_y = \frac{b \cdot h^2}{6}$$

Formel 16: Rechteckiger Querschnitt: Widerstandsmoment<sup>57</sup>

<sup>57</sup> Grote et al, 2007, S. C11.

$$A_n = b * h$$

**Formel 17: Rechteckiger Querschnitt: Fläche**

Die Abmessungen sind der Abbildung 65 und Tabelle 11 zu entnehmen, wobei die Breite  $b$  der vorangegangenen Formeln der Länge  $l$  in Tabelle 11 entspricht. Tabelle 13 zeigt die berechneten Werte der Widerstandsmomente und Querschnittflächen.

Abschnitt	b	h	$W_y$	$A_n$
1, 2, 5, 6	500 mm	20 mm	33333 mm <sup>3</sup>	10000 mm <sup>2</sup>
3, 4	500 mm	30 mm	75000 mm <sup>3</sup>	15000 mm <sup>2</sup>

**Tabelle 13: Schlitten: Widerstandsmomente und Querschnittflächen**

Nun werden die Biege- und Zugspannungen der jeweiligen Abschnitte mit den folgenden Formeln und den Zahlenwerten aus den obigen Tabellen berechnet und die Ergebnisse in Tabelle 14 dargestellt.

$$\sigma_{bn} = \frac{M_{y \max}}{W_y} \quad \sigma_{zn} = \frac{N_{\max}}{A_n}$$

**Formel 18: Biege- und Zugspannung<sup>58</sup>**

	$\sigma_{bn}$	$\sigma_{zn}$
<b>Abschnitt 1</b>	166 N/mm <sup>2</sup>	0
<b>Abschnitt 2</b>	166 N/mm <sup>2</sup>	28 N/mm <sup>2</sup>
<b>Abschnitt 3</b>	203 N/mm <sup>2</sup>	0
<b>Abschnitt 4</b>	140 N/mm <sup>2</sup>	0
<b>Abschnitt 5</b>	115 N/mm <sup>2</sup>	19 N/mm <sup>2</sup>
<b>Abschnitt 6</b>	115 N/mm <sup>2</sup>	0

**Tabelle 14: Schlitten: Biege- und Zugspannungen**

Die Festigkeitsbedingung für den einachsigen Belastungsfall lautet:

$$\sigma_{bn} \leq \sigma_{bWN}$$

**Formel 19: Festigkeitsbedingung bei Biegung<sup>59</sup>**

Diese ist in den Abschnitten 1, 3, 4 und 6 mit  $\sigma_{bWN} = 255 \text{ N/mm}^2$  (vgl. Tabelle 8) erfüllt. Für die mehrachsige Belastung in den Abschnitten 2 und 5 wird eine Vergleichsspannung nach Formel 20 gebildet.

$$\sigma_{vn} = \sigma_{zn} + \frac{\sigma_{zdWN}}{\sigma_{bWN}} * \sigma_{bn}$$

**Formel 20: Vergleichsspannung<sup>60</sup>**

<sup>58</sup> Vgl. Grote et al, 2007, S. C52.

<sup>59</sup> Vgl. ebenda.

Mit den Nennspannungen aus Tabelle 14 und den zulässigen Werten aus Tabelle 8, wird die Vergleichsnennspannung für den höher belasteten Abschnitt 2 zu

$$\sigma_{vn\_Abschnitt2} = 28 \text{ N/mm}^2 + \frac{205 \text{ N/mm}^2}{255 \text{ N/mm}^2} * 166 \text{ N/mm}^2 = 161 \text{ N/mm}^2.$$

Der Festigkeitsnachweis für den mehrachsigen Belastungsfall lautet:

$$\sigma_{vn} \leq \sigma_{zdWN}$$

**Formel 21: Festigkeitsbedingung bei mehrachsiger Belastung<sup>61</sup>**

Dieser ist mit  $\sigma_{zdWN} = 205 \text{ N/mm}^2$  (vgl. Tabelle 8) erfüllt.

Zur Bestimmung der Nenn- und Vergleichsnennspannungen wurde der Schlitten zu einem Stabtragwerk vereinfacht. Charakteristisch für Stäbe sind kleine Querschnitte gegenüber der Stablänge. Der Schlitten weist jedoch die charakteristischen Abmessungen eines Flächentragwerks auf.<sup>62</sup> Nicht berücksichtigt wurden bei obigem Nachweis die auftretenden Spannungen aufgrund der Reibung zwischen dem Schlitten und den Gleitpaketen. Aus diesen Gründen ist auf jeden Fall ein genauer Spannungsnachweis mittels FEM-Analyse empfehlenswert.

## 6.4 Dimensionierung der Schiene und Klappschiene

Bei der überschlägigen Dimensionierung der Schiene Tr1 und der Klappschiene Tr2 werden nur Schubspannungen, aber keine Biegespannungen berücksichtigt. Die Schubspannungen lassen sich mit folgender Formel bestimmen:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_t}$$

**Formel 22: Maximale Schubspannung<sup>63</sup>**

Für das Torsionsmoment gilt nach Abbildung 64:

$$M_t = 2 * M_{Tr3}$$

**Formel 23: Schiene: maximales Torsionsmoment**

Das Torsionswiderstandsmoment für dünnwandige Hohlquerschnitte berechnet sich folgendermaßen:

$$W_t = 2 * A_m * t_{min}$$

**Formel 24: Torsionswiderstandsmoment für dünnwandige Hohlquerschnitte<sup>64</sup>**

<sup>60</sup> Vgl. Grote et al, 2007, S. C52.

<sup>61</sup> Vgl. ebenda.

<sup>62</sup> Vgl. Mang et al, 2008, S. 151.

<sup>63</sup> Grote et al, 2007, S. C25.



Zum Ausgleich verbleibender Unsicherheiten wird eine Mindestsicherheit  $S_{\min}$  bei der Dimensionierung mitberücksichtigt:

$$S = \frac{\text{ertragbare Spannung}}{\text{auftretende Spannung}} = \frac{\tau_{tWN}}{\tau_{\max}} \geq S_{\min}$$

**Formel 25: Ausgleich verbleibender Unsicherheit<sup>65</sup>**

Damit wird aus den obigen Beziehungen

$$\tau_{tWN} \geq S_{\min} \frac{2 * M_{Tr3}}{2 * A_m * t_{\min}}$$

und es kann mittels Umformen eine Gleichung für die mindestens von der Mittellinie eingeschlossene Fläche  $A_{m \min}$ , bei gegebenen  $S_{\min}$  und  $t_{\min}$ , aufgestellt werden:

$$A_m \geq A_{m \min} = \frac{S_{\min} * M_{Tr3}}{\tau_{tWN} * t_{\min}}$$

**Formel 26: Mindestfläche  $A_{m \min}$  zur Sicherstellung des Torsionswiderstandsmoments**

Mit einem Torsionsmoment von  $M_{Tr3} = 25751 \text{ Nm}$  (siehe Tabelle 10), der Torsionswechselfestigkeit  $\tau_{tWN} = 150 \text{ N/mm}^2$  (siehe Tabelle 8) sowie einer Sicherheit  $S_{\min} = 1,5$  und einer kleinsten Wanddicke von  $t_{\min} = 20 \text{ mm}$  wird  $A_{m \min}$  aus obiger Gleichung zu

$$A_{m \min} = \frac{S_{\min} * M_{Tr3}}{\tau_{tWN} * t_{\min}} = \frac{1,5 * 25751000 \text{ Nmm}}{150 \text{ N/mm}^2 * 20 \text{ mm}} = 12876 \text{ mm}^2.$$

Die von der Mittellinie eingeschlossene Fläche des Kopfes der Schienen ist in der linken Skizze von Abbildung 69 zu sehen.

$$A_{m \text{ Kopf}} = (100^2 + 60 * 50) \text{ mm}^2 = 13000 \text{ mm}^2$$

Mit diesen Zahlenwerten wird Formel 26 zu

$$A_{m \text{ Kopf}} \geq A_{m \min} = 13000 \text{ mm}^2 \geq 12876 \text{ mm}^2$$

womit die Bedingung für ein ausreichend großes Torsionswiderstandsmoment des Kopfes der Schiene erfüllt ist.

Die von der Mittellinie eingeschlossene Fläche des Fußes der Schienen ist in der rechten Skizze der folgenden Abbildung zu sehen. Dieser Bereich der Schiene dient der Übertragung des Torsionsmoments von der Klappschiene Tr2 auf die Schiene Tr1 mittels einer Momentenstütze (siehe Kapitel 4.8.5). Die minimale Wanddicke beträgt in diesem Bereich  $t_{\min} = 10 \text{ mm}$  und damit wird  $A_{m \min}$  nach Formel 26 zu

<sup>64</sup> Grote et al, 2007, S. C27.

<sup>65</sup> Vgl. Niemann et al, 2005, S. 93.

$$A_{m \min} = \frac{S_{\min} * M_{Tr3}}{\tau_{tWN} * t_{\min}} = \frac{1,5 * 25751000 \text{ Nmm}}{150 \text{ N/mm}^2 * 10 \text{ mm}} = 25751 \text{ mm}^2.$$

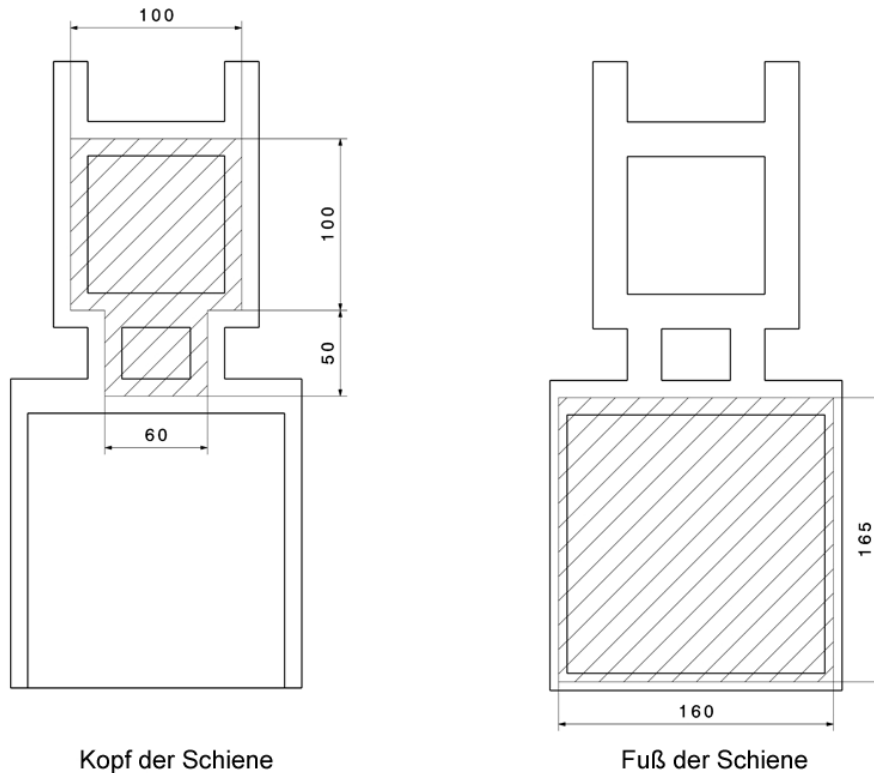


Abbildung 69: Schiene: eingeschlossene Fläche  $A_{m \text{ Kopf}}$  und  $A_{m \text{ Fuß}}$

Die eingeschlossene Fläche des Fußes der Schiene beträgt:

$$A_{m \text{ Fuß}} = (160 * 165) \text{ mm}^2 = 26400 \text{ mm}^2$$

Mit den Zahlenwerten für den Fuß gilt nach Formel 26

$$A_{m \text{ Fuß}} \geq A_{m \min} = 26400 \text{ mm}^2 \geq 25751 \text{ mm}^2$$

womit die Bedingung für ein ausreichend großes Torsionswiderstandsmoment des Fußes der Schiene erfüllt ist.

## 6.5 Dimensionierung der Momentenstütze

Die Dimensionierung der Momentenstütze erfolgt wie im vorangegangenen Kapitel gemäß Formel 26 mit einem Torsionsmoment von  $M_{Tr3} = 25751 \text{ Nm}$  (siehe Tabelle 10), einer Torsionswechselfestigkeit  $\tau_{tWN} = 150 \text{ N/mm}^2$  (siehe Tabelle 8) sowie einer Sicherheit  $S_{\min} = 1,5$  und einer kleinsten Wanddicke von  $t_{\min} = 20 \text{ mm}$ . Somit wird  $A_{m \min}$  wiederum zu

$$A_{m \min} = \frac{S_{\min} * M_{Tr3}}{\tau_{tWN} * t_{\min}} = \frac{1,5 * 25751000 \text{ Nmm}}{150 \text{ N/mm}^2 * 20 \text{ mm}} = 12876 \text{ mm}^2.$$

Die eingeschlossene Fläche  $A_{\min}$  berechnet sich mit den Maßen aus Abbildung 70 wie folgt:

$$A_m = 125^2 \text{ mm}^2 = 15625 \text{ mm}^2$$

Ein Vergleich der Flächen nach Formel 26 zeigt, dass die Momentenstütze ein genügend großes Torsionswiderstandsmoment für die gestellte Aufgabe besitzt:

$$A_m \geq A_{m \min} = 15625 \text{ mm}^2 \geq 12876 \text{ mm}^2$$

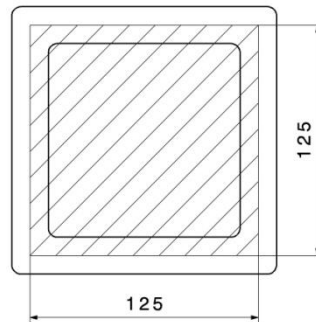


Abbildung 70: Momentenstütze: eingeschlossene Fläche  $A_m$

## 6.6 Beanspruchung der Schiene, Klappschiene und Momentenstütze

Nachdem bei der Dimensionierung der Schiene, der Klappschiene und der Momentenstütze keine Biegespannungen berücksichtigt wurden (siehe Kapitel 6.4 und 6.5), erfolgt in diesem Kapitel die Bestimmung der maximalen Biege- und Torsionsnennspannungen. In weiterer Folge werden zur Bewertung der Beanspruchung die vorhandenen Biege- und Torsionsnennspannungen zu Vergleichsnennspannungen nach der Gestaltänderungsenergiehypothese zusammengefasst. Die Normalkräfte, die aufgrund der Kraftwirkung der Antriebskette und durch die Reibung vom Schlitten entstehen, werden in dieser Betrachtung vernachlässigt.

Die Torsion, die über den Schlitten auf die Schienen wirkt, wurde bereits in Kapitel 6.2 bestimmt. Die Biegemomente als Ursache der Biege- und Torsionsnennspannungen werden mittels der Software STAB2D bestimmt. STAB2D ermöglicht die Berechnung von ebenen Stabwerken. Eine kostenlose Demo-Version wird vom Institut für Statik und Dynamik der Leibniz Universität Hannover zur Verfügung gestellt.<sup>66</sup>

Als Erstes werden das Führungssystem, der Stützfuß und die Abstützung des Rahmens des Sattelauflegers (siehe Trully; 2012) in ein mechanisches Ersatzmodell überführt. Dieses Ersatzmodell (siehe Abbildung 71) dient als Grundlage zur

<sup>66</sup> Vgl. <http://www.isd.uni-hannover.de/stab2d.html> (06.09.2012).

Bestimmung des maximalen Biegemoments in der Schiene und im Bereich der Momentenstütze. Die folgenden Abmessungen, Kennwerte (E-Modul), Flächenträgheitsmomente ( $J_{yx}$ ) und Flächeninhalte ( $A_x$ ) werden verwendet, um ein Modell in STAB2D aufzubauen.

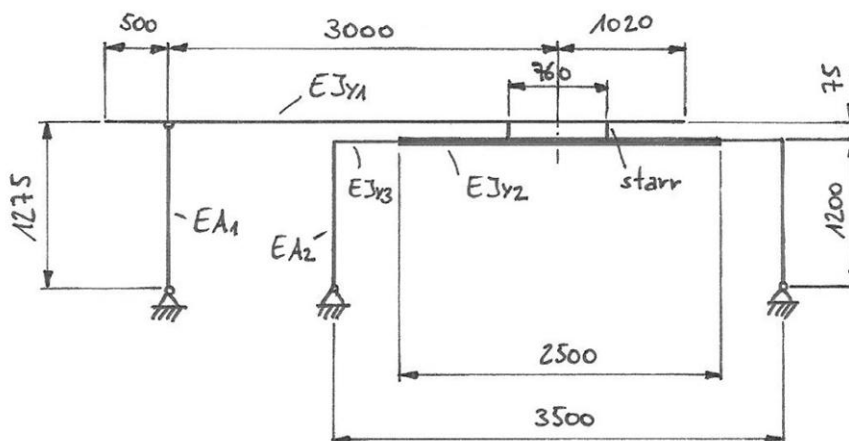


Abbildung 71: Beanspruchung der Schiene, Klappschiene und Momentenstütze: mechanisches Ersatzmodell

<b>E</b>	210000 N/mm <sup>2</sup>
<b>J<sub>y1</sub></b>	4,7e07 mm <sup>4</sup>
<b>J<sub>y2</sub></b>	7,3e07 mm <sup>4</sup>
<b>J<sub>y3</sub></b>	2,6e07 mm <sup>4</sup>
<b>A<sub>1</sub></b>	2463 mm <sup>2</sup>
<b>A<sub>2</sub></b>	1590 mm <sup>2</sup>

Tabelle 15: Beanspruchung der Schiene, Klappschiene und Momentenstütze: Werte zum mechanisches Ersatzmodell

Der E-Modul wird aus Tabelle 8 übernommen. Zur Vereinfachung werden die folgenden Abmessungen gerundet.

Die Abmessungen der Schiene Tr1 und der Klappschiene Tr2 sind in Abbildung 72 ersichtlich. Das Flächenträgheitsmoment  $J_{y1}$  wurde am 3D-Modell ermittelt und wird trotz wechselnder Querschnitte für die ganze Schiene und Klappschiene verwendet. Dadurch wird das Modell erheblich vereinfacht. Der zur Modellbildung verwendete Querschnitt ist in Abbildung 73 zu sehen.

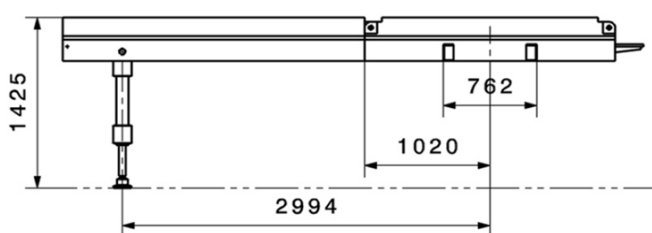
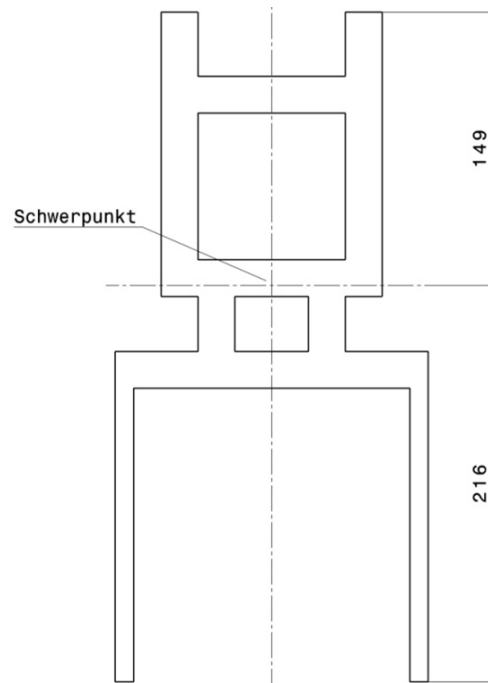


Abbildung 72: Beanspruchung der Schiene, Klappschiene und Momentenstütze: Abmessungen des Führungssystems

Die Abmessungen der starren Verbindung zwischen der Schiene und dem Rahmen sind frei gewählt.

Die Abmessungen und Flächenträgheitsmomente ( $J_{y2}$  und  $J_{y3}$ ) des Rahmens stammen aus dem 3D-Modell eines Sattelauflegers (siehe Trully; 2012).



**Abbildung 73: Beanspruchung der Schiene, Klappschiene und Momentenstütze: Querschnitt des Führungssystems**

Die Länge des Stützfußes wird bestimmt aus dem Abstand der Klappschiene vom Boden mit 1425 mm (siehe Abbildung 72) und dem Schwerpunktabstand von dieser Kante mit 149 mm (siehe Abbildung 73). Damit wird die Länge des Stützfußes zu  $1425 \text{ mm} - 149 \text{ mm} = 1276 \text{ mm}$ . Der Flächeninhalt  $A_1$  wird durch den Kolbenstangendurchmesser des Hydraulikzylinders des Stützfußes ( $d_1 = 56 \text{ mm}$ ) bestimmt. Näheres zum Stützfuß siehe Kapitel 6.8.

Da von einer kleineren Belastung auf die Füße der Abstützung im Vergleich zum Stützfuß ausgegangen wird, erfolgt die Bestimmung des Flächeninhalts  $A_2$  mit dem Kolbenstangendurchmesser des nächst kleineren Hydraulikzylinders ( $d_2 = 45 \text{ mm}$ ; siehe Kapitel 6.10.1).

Als Belastung werden die senkrechten Kräfte  $F_{Tr3}$  (siehe Abbildung 64 und Tabelle 10) auf das Ersatzmodell aufgebracht. In Tabelle 16 sind die verschiedenen Lastfälle und die jeweiligen Ergebnisse für die Schiene Tr1, die Klappschiene Tr2 und die Momentenstütze zusammengefasst. Die rote Beschriftung „ $M_b \text{ max}$ “ in den Abbildungen der Tabelle zeigt die Position des maximalen Biegemomentes in der Schiene bzw. Klappschiene an. Die Position der Momentenstütze wird durch die blaue Beschriftung „Momentenstütze“ angedeutet.

Lastfall		Schiene/Klappschiene		Momentenstütze	
1		$M_{b \max}$	8204 Nm	$M_{b \max}$	6498 Nm
		$W_b$	218000 mm <sup>3</sup>	$W_b$	372000 mm <sup>3</sup>
		$\sigma_{bn}$	38 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{bn}$	17 N/mm <sup>2</sup>
		$M_t$	51502 Nm	$M_t$	51502 Nm
		$W_t$	788000 mm <sup>3</sup>	$W_t$	625000 mm <sup>3</sup>
		$\tau_{\max}$	65 N/mm <sup>2</sup>	$\tau_{\max}$	82 N/mm <sup>2</sup>
		$\sigma_v$	119 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_v$	144 N/mm <sup>2</sup>
		S	2,2	S	1,8
2		$M_{b \max}$	42920 Nm	$M_{b \max}$	668 Nm
		$W_b$	218000 mm <sup>3</sup>	$W_b$	372000 mm <sup>3</sup>
		$\sigma_{bn}$	197 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{bn}$	2 N/mm <sup>2</sup>
		$M_t$	25751 Nm	$M_t$	51502 Nm
		$W_t$	520000 mm <sup>3</sup>	$W_t$	625000 mm <sup>3</sup>
		$\tau_{\max}$	50 N/mm <sup>2</sup>	$\tau_{\max}$	82 N/mm <sup>2</sup>
		$\sigma_v$	215 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_v$	143 N/mm <sup>2</sup>
		S	1,2	S	1,8
3		$M_{b \max}$	41870 Nm	$M_{b \max}$	6343 Nm
		$W_b$	218000 mm <sup>3</sup>	$W_b$	372000 mm <sup>3</sup>
		$\sigma_{bn}$	192 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{bn}$	17 N/mm <sup>2</sup>
		$M_t$	51502 Nm	$M_t$	51502 Nm
		$W_t$	788000 mm <sup>3</sup>	$W_t$	625000 mm <sup>3</sup>
		$\tau_{\max}$	65 N/mm <sup>2</sup>	$\tau_{\max}$	82 N/mm <sup>2</sup>
		$\sigma_v$	223 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_v$	144 N/mm <sup>2</sup>
		S	1,2	S	1,8
4		$M_{b \max}$	48970 Nm	$M_{b \max}$	4510 Nm
		$W_b$	218000 mm <sup>3</sup>	$W_b$	372000 mm <sup>3</sup>
		$\sigma_{bn}$	225 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{bn}$	12 N/mm <sup>2</sup>
		$M_t$	51502 Nm	$M_t$	51502 Nm
		$W_t$	788000 mm <sup>3</sup>	$W_t$	625000 mm <sup>3</sup>
		$\tau_{\max}$	65 N/mm <sup>2</sup>	$\tau_{\max}$	82 N/mm <sup>2</sup>
		$\sigma_v$	252 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_v$	143 N/mm <sup>2</sup>
		S	1,0	S	1,8

Tabelle 16: Beanspruchung der Schiene, Klappschiene und Momentenstütze: Lastfälle und Ergebnisse<sup>67</sup>

<sup>67</sup>  $M_{b \max}$  ... maximales Biegemoment  
 $W_b$  ... Biege widerstandsmoment  
 $\sigma_{bn}$  ... Biegenennspannung  
 $M_t$  ... Torsionsmoment

$W_t$  ... Torsionswiderstandsmoment  
 $\tau_{\max}$  ... maximale Schubspannung  
 $\sigma_v$  ... Vergleichsennspannung  
S ... vorhandene Sicherheit

Lastfall		Schiene/Klappschiene		Momentenstütze	
5		$M_{b \max}$	53480 Nm	$M_{b \max}$	21650 Nm
		$W_b$	218000 mm <sup>3</sup>	$W_b$	372000 mm <sup>3</sup>
		$\sigma_{bn}$	245 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{bn}$	58 N/mm <sup>2</sup>
		$M_t$	51502 Nm	$M_t$	51502 Nm
		$W_t$	788000 mm <sup>3</sup>	$W_t$	625000 mm <sup>3</sup>
		$\tau_{\max}$	65 N/mm <sup>2</sup>	$\tau_{\max}$	82 N/mm <sup>2</sup>
		$\sigma_v$	270 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_v$	154 N/mm <sup>2</sup>
S	0,95	S	1,7		
6		$M_{b \max}$	42440 Nm	$M_{b \max}$	13850 Nm
		$W_b$	218000 mm <sup>3</sup>	$W_b$	372000 mm <sup>3</sup>
		$\sigma_{bn}$	195 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{bn}$	37 N/mm <sup>2</sup>
		$M_t$	25751 Nm	$M_t$	25751 Nm
		$W_t$	788000 mm <sup>3</sup>	$W_t$	625000 mm <sup>3</sup>
		$\tau_{\max}$	33 N/mm <sup>2</sup>	$\tau_{\max}$	41 N/mm <sup>2</sup>
		$\sigma_v$	203 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_v$	80 N/mm <sup>2</sup>
S	1,3	S	3,2		
7		$M_{b \max}$	25620 Nm	$M_{b \max}$	25620 Nm
		$W_b$	218000 mm <sup>3</sup>	$W_b$	372000 mm <sup>3</sup>
		$\sigma_{bn}$	118 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{bn}$	69 N/mm <sup>2</sup>
		$M_t$	25751 Nm	$M_t$	25751 Nm
		$W_t$	788000 mm <sup>3</sup>	$W_t$	625000 mm <sup>3</sup>
		$\tau_{\max}$	33 N/mm <sup>2</sup>	$\tau_{\max}$	41 N/mm <sup>2</sup>
		$\sigma_v$	130 N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_v$	99 N/mm <sup>2</sup>
S	2,0	S	2,6		

Tabelle 16: Fortsetzung

Die größte Vergleichsnennspannung  $\sigma_v$  tritt in der Schiene und in der Momentenstütze beim Lastfall 5 auf. Beide Werte ( $\sigma_v$  Schiene = 270 N/mm<sup>2</sup>;  $\sigma_v$  Momentenstütze = 154 N/mm<sup>2</sup>) liegen weit unter der Zugstreckgrenze  $R_{eN} = 355$  N/mm<sup>2</sup> (siehe Tabelle 8). Die Betrachtung der vorhandenen Sicherheit S, welche die Biege- und Torsionswechselfestigkeit mit einbezieht (siehe Formel 31), zeigt jedoch für die Schiene bei den Lastfällen 4 und 5 zu kleine Werte.

Die Bestimmung der Biegenennspannung erfolgte mit dem kleinsten vorhandenen Biege- und Torsionswiderstandsmoment der Schiene und Klappschiene (siehe Formel 28). Damit kann davon ausgegangen werden, dass die tatsächlichen Biegenennspannungen  $\sigma_{bn}$  kleiner als die oben angegebenen sind. Ein weiterer Punkt betrifft die Berechnung der vorhandenen Sicherheit S, welche für die Torsion mit dem Werkstoffkennwert für wechselnde Belastung ( $\tau_{tWN}$ ; siehe Formel 31) erfolgte, obwohl eine schwelende Belastung vorliegt. Üblicherweise sind die Festigkeitswerte bei schwelender

Belastung größer als bei wechselnder. Trotzdem zeigen die obigen Ergebnisse, dass mit den gewählten Abmessungen und Querschnitten prinzipiell eine Realisierung des Führungssystems möglich ist. Aufgrund der zuvor genannten Hinweise, der starken Vereinfachung des mechanischen Ersatzmodells und da keinerlei Kerben oder sonstige Einflüsse berücksichtigt wurden, ist ein ausführlicher Spannungsnachweis mittels FEM-Analyse zur Betrachtung des mehrachsigen Spannungszustandes empfehlenswert.

Anschließend erfolgt eine kurze Beschreibung der Berechnung der Ergebnisse der obigen Tabelle. Das Biegemoment wurde mittels der Software STAB2D bestimmt und die Umrechnung in eine Biegeennspannung erfolgt mit Formel 27.

$$\sigma_{bn} = \frac{M_b \max}{W_b}$$

**Formel 27: Biegeennspannung<sup>68</sup>**

Für das Biege­wider­stands­moment der Schiene und Klappschiene  $W_{b \text{ Tr1+Tr2}}$  gilt mit dem Flächenträgheitsmoment  $J_{y1}$  (siehe Tabelle 15) und dem Schwerpunktabstand  $e = 216 \text{ mm}$  (siehe Abbildung 73):

$$W_{b \text{ Tr1+Tr2}} = \frac{J_{y1}}{e} = \frac{4,7 * 10^7 \text{ mm}^4}{216 \text{ mm}} = 2,18 * 10^5 \text{ mm}^3$$

**Formel 28: Biege­wider­stands­moment  $W_{b \text{ Tr1+Tr2}}$ <sup>69</sup>**

Für die Momentenstütze ergibt sich mit den am 3D-Modell ermittelten Werten für ein Flächen­wider­stands­moment von  $J_{y \text{ Momentenstütze}} = 2,7e07 \text{ mm}^4$  bei einem Schwerpunktabstand von  $e = 72,5 \text{ mm}$  ein Biege­wider­stands­moment von:

$$W_{b \text{ Momentenstütze}} = \frac{J_{y \text{ Momentenstütze}}}{e} = \frac{2,7 * 10^7 \text{ mm}^4}{72,5 \text{ mm}} = 3,72 * 10^5 \text{ mm}^3$$

**Formel 29: Biege­wider­stands­moment  $W_{b \text{ Momentenstütze}}$ <sup>70</sup>**

Die maximale Schubspannung  $\tau_{\max}$  wird nach Formel 22 und das Torsions­wider­stands­moment nach Formel 24 mit den Werten aus den Kapiteln 6.4 und 6.5 berechnet.

Die Vergleichs­nenn­spannung wird nach der Gestaltänderungsenergiehypothese bestimmt:

<sup>68</sup> Vgl. Grote et al, 2007, S. C52.

<sup>69</sup> Vgl. ebenda, S. C10.

<sup>70</sup> Vgl. ebenda.



$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{bn}^2 + 3 * \tau_{max}^2}$$

**Formel 30: Vergleichsnennspannung nach der Gestaltänderungsenergiehypothese<sup>71</sup>**

Die vorhandene Sicherheit wird mit Formel 31 und den Werkstoffkennwerten aus Tabelle 8 bestimmt.

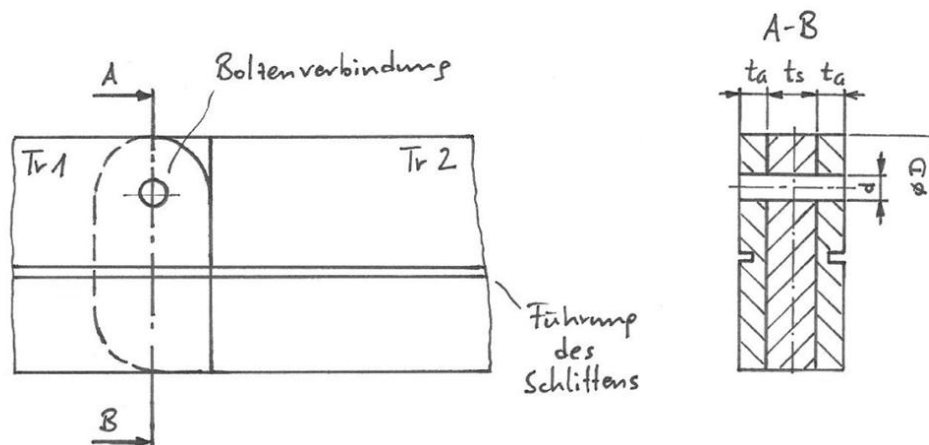
$$S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bn}}{\sigma_{bWN}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{max}}{\tau_{tWN}}\right)^2}}$$

**Formel 31: Vorhandene Sicherheit<sup>72</sup>**

## 6.7 Dimensionierung der Bolzenverbindung

Die linke Skizze in Abbildung 74 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Bolzenverbindung. Die Schiene Tr1 ist als Gabel ausgeführt und die Klappschiene Tr2 als Stange. Die Übertragung der Torsion und der Biegung von der Klappschiene auf die Schiene erfolgt über eine sogenannte Momentenstütze, die als ein verschiebbares Profil innerhalb der Schienen ausgeführt ist (siehe Kapitel 4.8.5). Damit kann davon ausgegangen werden, dass der Bolzen nur ein Teil der Belastung ertragen muss. Als Belastung zur Auslegung der Verbindung wird die Kraft die auf den Schlitten wirkt herangezogen.

Der rechte Teil von Abbildung 74 zeigt einen Schnitt durch die Ebene A-B. Darin sind die Maße, die für die weitere Auslegung und Gestaltung benötigt werden, eingetragen.



**Abbildung 74: Bolzenverbindung**

Für eine angenommene reine Biegebeanspruchung kann der Bolzendurchmesser mit der folgenden einfachen Bemessungsleichung berechnet werden:

<sup>71</sup> Vgl. Grote et al, 2007, S. C6.

<sup>72</sup> Vgl. Wittel et al, 2009a, S. 61.

$$d \approx k * \sqrt{\frac{K_A * F_{nenn}}{\sigma_{b\ zul}}}$$

**Formel 32: Bemessungsgleichung Bolzendurchmesser<sup>73</sup>**

Als Stangenkraft  $F_{nenn}$  wird, wie oben beschrieben, die Kraft auf den Schlitten  $F_{Tr3}$  angenommen.

$$F_{nenn} = F_{Tr3} = 85838 \text{ N}$$

**Formel 33: Bolzenverbindung: Nennkraft zur Dimensionierung**

Der Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung leichter Stöße bei gleichmäßig getriebener Maschine wird mit  $K_A = 1,1$  festgelegt.<sup>74</sup> Mit einer Übermaßpassung an der Gabel und einer Spielpassung an der Stange liegt der Einbaufall 2 vor, welcher einen Einspannfaktor von  $k = 1,4$  vorsieht.<sup>75</sup> Die zulässige Biegespannung wird folgendermaßen berechnet:

$$\sigma_{b\ zul} = 0,3 * K_t * R_{mN}$$

**Formel 34: Zulässige Biegespannung bei ruhender Belastung des Bolzens<sup>76</sup>**

Der technologische Größeneinflussfaktor für einen Baustahl mit dem Durchmesser 30 mm beträgt  $K_t = 1$ .<sup>77</sup> Die Mindestzugfestigkeit wird aus Tabelle 8 entnommen und beträgt  $R_{mN} = 510 \text{ N/mm}^2$ . Damit wird die zulässige Biegespannung  $\sigma_{b\ zul} = 153 \text{ N/mm}^2$ . Die zuvor bestimmten Zahlenwerte werden in Formel 32 eingesetzt. Dies führt zu einem Bolzendurchmesser von

$$d \approx 1,4 * \sqrt{\frac{1,1 * 85838 \text{ N}}{153 \text{ N/mm}^2}} = 34,8 \text{ mm.}$$

Der nächstgrößere genormte Bolzendurchmesser beträgt  $d = 36 \text{ mm}$ .<sup>78</sup>

Formel 35 zeigt Richtwerte für günstige Stangenkopf- und Gabelwangendicken bei gleitenden Flächen:

$$t_S = 1,6 * d = 1,6 * 36 \text{ mm} = 57,6 \text{ mm}$$

$$t_G = 0,6 * d = 0,6 * 36 \text{ mm} = 21,6 \text{ mm}$$

**Formel 35: Bolzenverbindung: Richtwerte für Stangenkopf- und Gabelwangendicken<sup>79</sup>**

<sup>73</sup> Wittel et al, 2009a, S. 276.

<sup>74</sup> Vgl. Wittel et al, 2009b, S. 49.

<sup>75</sup> Vgl. Wittel et al, 2009a, S. 276.

<sup>76</sup> Vgl. ebenda.

<sup>77</sup> Vgl. Wittel et al, 2009b, S. 56.

<sup>78</sup> Vgl. ebenda, S. 108.

<sup>79</sup> Vgl. Wittel et al, 2009a, S. 276.

Aufgrund der beengten Platzverhältnisse wird  $t_S = 44 \text{ mm}$  und  $t_G = 18 \text{ mm}$  gewählt.

Für den Augendurchmesser der Gabel und der Stange gelten die Erfahrungswerte:

$$D \approx (2,5 \dots 3) * d = (2,5 \dots 3) * 36 \text{ mm} = 90 \dots 108 \text{ mm}$$

**Formel 36: Bolzenverbindung: Richtwerte für Augendurchmesser<sup>80</sup>**

Der Augendurchmesser wird auf  $D = 100 \text{ mm}$  festgelegt.

Die Ergebnisse der Auslegung der Bolzenverbindung sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst.

<b>d</b>	36 mm
<b>D</b>	100 mm
<b>t<sub>S</sub></b>	44 mm
<b>t<sub>G</sub></b>	18 mm

**Tabelle 17: Bolzenverbindung: Maße**

Damit kann nun die genaue Bezeichnung des Bolzens festgelegt werden. Verwendet wird ein Bolzen der Form B mit Splintlöchern aus dem Automatenstahl 35S20. Damit wird die Mindestlänge  $l_1$  des Bolzens mit

$$l_1 = t_S + 2 * t_G + 2 * (s + w) + d_3 = 44 \text{ mm} + 2 * 18 \text{ mm} + 2 * (6 + 10) \text{ mm} + 8 \text{ mm} \\ = 120 \text{ mm}$$

**Formel 37: Bolzenverbindung: Bestimmung der Bolzenlänge  $l_1$ <sup>81</sup>**

berechnet. Der Splintabstand  $l_2$  beträgt

$$l_2 = t_S + 2 * t_G + 2 * s + d_3 = 44 \text{ mm} + 2 * 18 \text{ mm} + 2 * 6 \text{ mm} + 8 \text{ mm} = 100 \text{ mm}$$

**Formel 38: Bolzenverbindung: Bestimmung des Splintabstandes  $l_2$ <sup>82</sup>**

Somit ist der Bolzen mit der Bezeichnung ISO 2340–B–36 x 120 x 100 bestimmt.

Nachdem von den geforderten Richtwerten für die Stangenkopf- und Gabelwangendicke doch erheblich abgewichen wurde, erfolgt eine Überprüfung der vorhandenen mittleren Flächenpressung.

$$p_{Gabel} = \frac{K_A * F_{nenn}}{2 * d * t_G} = \frac{1,1 * 85838 \text{ N}}{2 * 36 \text{ mm} * 18 \text{ mm}} = 73 \text{ N/mm}^2$$

**Formel 39: Bolzenverbindung: vorhandene mittlere Flächenpressung<sup>83</sup>**

<sup>80</sup> Vgl. Wittel et al, 2009a, S. 276.

<sup>81</sup> Vgl. Wittel et al, 2009b, S. 108.

<sup>82</sup> Vgl. ebenda.

<sup>83</sup> Vgl. Wittel et al, 2009a, S. 277f.

$$p_{Stange} = \frac{K_A * F_{nenn}}{d * t_s} = \frac{1,1 * 85838 \text{ N}}{36 \text{ mm} * 44 \text{ mm}} = 60 \text{ N/mm}^2$$

**Formel 39: Fortsetzung**

Die zulässige mittlere Flächenpressung wird nach Formel 40 mit den Werten von oben berechnet.

$$p_{zul} = 0,35 * K_t * R_{mN} = 0,35 * 1 * 510 \text{ N/mm}^2 = 179 \text{ N/mm}^2$$

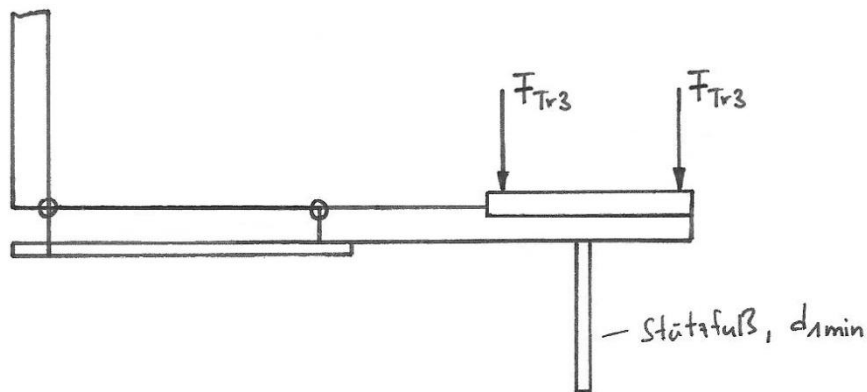
**Formel 40: Bolzenverbindung: zulässige mittlere Flächenpressung<sup>84</sup>**

In beiden Fällen sind die Bedingungen  $p_{Gabel} < p_{zul}$  und  $p_{Stange} < p_{zul}$  erfüllt.<sup>85</sup>

## 6.8 Dimensionierung des Stützfußes

Zum Abschätzen der Abmessungen des Stützfußes wird vereinfacht angenommen, dass auf diesen die senkrechten Reaktionsgrößen des Schlittens  $F_{Tr3}$  (Tabelle 10) wirken (siehe Abbildung 75). Formel 41 zeigt die Berechnung der Kraft die auf den Stützfuß wirkt.

$$F_{Stützfuß} = 2 * F_{Tr3}$$

**Formel 41: Stützfuß: Kraft****Abbildung 75: Stützfuß: Kraft**

Als Stützfuß wird ein doppeltwirkender Zylinder mit einseitiger Kolbenstange angenommen. Die Berechnungsgleichung lautet:

$$F_{ZAm}^* = A_1 * p_{1max} - A_2 * p_2$$

**Formel 42: Berechnungsgleichung für doppeltwirkende Zylinder bei Ausfahrt<sup>86</sup>**

<sup>84</sup> Vgl. Wittel et al, 2009a, S. 278.

<sup>85</sup> Vgl. ebenda, S. 277.

<sup>86</sup> Will et al, 2008, S. 162.

Die Kraft beim Ausfahren  $F_{ZAmax}^*$  gilt unter Vernachlässigung der Wirkungsgrade.<sup>87</sup> Der Druck  $p_2$  in Formel 42 wird vernachlässigt, da dieser in offenen Kreisläufen vom Rückschlagventil bestimmt wird<sup>88</sup> und diese je nach Anwendungsfall Öffnungsdrücke von 0,5 bis 10 bar erfordern.<sup>89</sup> Diese Drücke sind auf jeden Fall klein im Vergleich zum Druck  $p_{1max}$ .

Die Kraft, die auf den Stützfuß wirkt, muss kleiner oder gleich der maximalen Kraft des Zylinders beim Ausfahren sein:

$$F_{Stützfuß} \leq F_{ZAmax}^*$$

**Formel 43: Stützfuß: Bedingung für Gleichgewicht**

Unter Verwendung der Gleichung zur Berechnung des Flächeninhalts eines Kreises

$$A_1 = \frac{d_1^2 * \pi}{4}$$

und mit Formel 41 und Formel 43 wird Formel 42 unter Vernachlässigung von  $p_2$  zu

$$2 * F_{Tr3} \leq \frac{d_1^2 * \pi}{4} * p_{1max}$$

Durch Umformen dieser Gleichung wird der Zusammenhang zwischen dem Druck  $p_{1max}$  und dem benötigten Minstdurchmesser des Kolbens  $d_{1min}$  hergestellt:

$$d_{1min} \geq \sqrt{\frac{8 * F_{Tr3}}{\pi * p_{1max}}}$$

Um den Druck  $p_{1max}$  in der Einheit bar einzusetzen und den Durchmesser  $d_{1min}$  in der Einheit mm zu erhalten, wird der Zusammenhang  $1 \text{ bar} = 0,1 \text{ N/mm}^2$  berücksichtigt. Daraus folgt die gesuchte Gleichung

$$d_{1min} \geq \sqrt{\frac{80 * F_{Tr3}}{\pi * p_{1max}}}$$

**Formel 44: Stützfuß: Kolbendurchmesser in Abhängigkeit vom Druck**

mit  $d_{1min}$  ... mm  
 $p_{1max}$  ... bar  
 $F_{Tr3}$  ... N.

Der Durchmesser  $d_{1min}$  beschreibt den minimalen Kolbendurchmesser und nicht den Außendurchmesser eines Hydraulikzylinders.

<sup>87</sup> Vgl. Will et al, 2008, S. 162.

<sup>88</sup> Vgl. ebenda, S. 99.

<sup>89</sup> Vgl. ebenda, S. 205.

$p_{1max}$	$d_{1min}$
bar	mm
200	105
300	85
400	74
500	66
600	60

**Tabelle 18: Stützfuß: Zusammenhang zwischen max. Druck und min. Durchmesser**

Tabelle 18 zeigt die Auswertung von Formel 44. Darin ist zu erkennen, dass mit einem höheren Druck des Hydraulikkreislaufs ein kleinerer Kolbendurchmesser und damit Stützfuß möglich ist. Bei der Auswahl eines Zylinders muss zusätzlich noch das Knicken der Kolbenstange beachtet werden.

Einen möglichen Zylinder als Stützfuß ist bei Bosch Rexroth zu finden. Die wichtigsten Kennwerte und Maße für den Differentialzylinder mit Schwenkauge am Boden CDHMP3/80/56/450 sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst. Die Datenblätter zum Zylinder sind in Kapitel 6.10.1 zu finden.

<b>Kolbendurchmesser AL</b>	80 mm
<b>Kolbenstangendurchmesser MM</b>	56 mm
<b>Hublänge X*</b>	450 mm
<b>größter Durchmesser D</b>	148 mm
<b>Druck-Kraft bei 350 bar <math>F_1</math></b>	175910 N

**Tabelle 19: Bosch Rexroth CDHMP3/80/56/450: Kennwerte und Maße<sup>90</sup>**

Die Bedingung nach Formel 43 kann vom Zylinder erfüllt werden:

$$F_{Stützfuß} \leq F_{ZAmax}^* = 171676 \text{ N} < 175910 \text{ N}$$

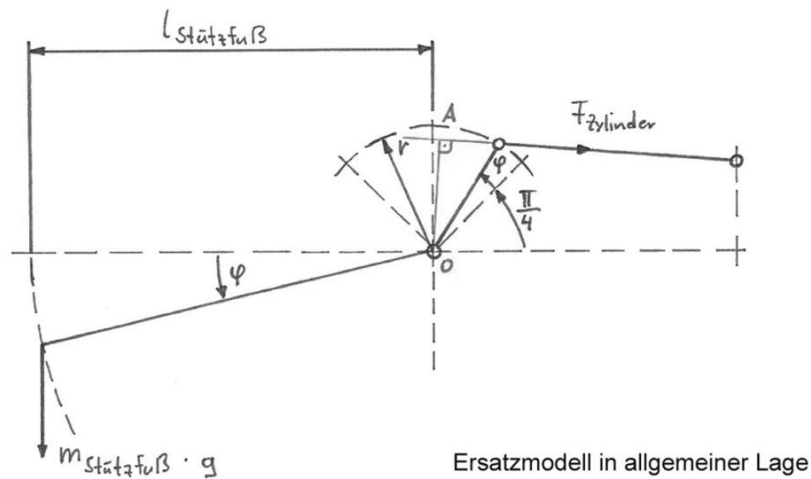
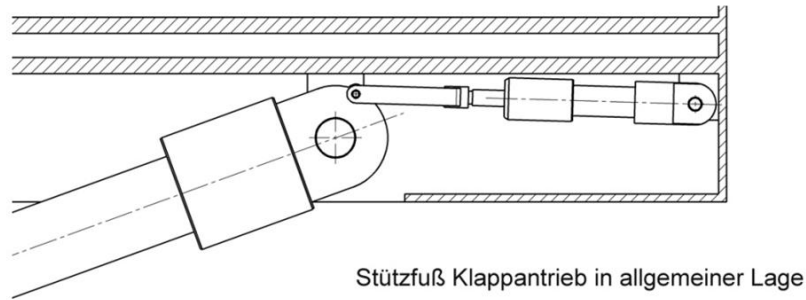
## 6.9 Dimensionierung des Stützfuß-Klappantriebs

Zur Bestimmung der maximalen Kraft die auf den Klappantrieb wirkt, wird als erstes der Verlauf der Kraft am Klappzylinder über dem Schwenkwinkel  $\varphi$  ermittelt. Dafür wird der Klappantrieb bei heruntergeklappter Klappschiene Tr2 in allgemeiner Lage betrachtet (siehe Abbildung 76), um das Momentengleichgewicht um den Punkt 0 aufzustellen:

$$\sum M_i = m_{Stützfuß} * g * l_{Stützfuß} * \cos \varphi - F_{Zylinder} * \overline{0A} = 0$$

**Formel 45: Stützfuß-Klappantrieb: Momentengleichgewicht um Punkt 0**

<sup>90</sup> Vgl. <http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll?db=brmv2&lvid=1165357&mv id=6703&clid=1&sid=672AE7A1C3F5D8C4ACC628E869482AE6&sch=M> (14.08.2012).

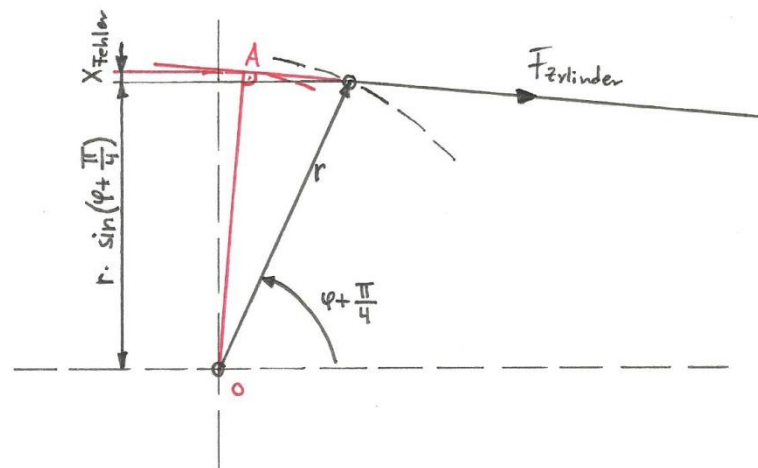


**Abbildung 76: Stützfuß Klappantrieb: allgemeine Lage**

Die Bestimmung der Strecke  $\overline{OA}$  führt zu unhandlichen geometrischen Zusammenhängen. Eine Vereinfachung ist durch die folgende Näherung möglich (siehe Abbildung 77):

$$\overline{OA} \approx r * \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{4}\right)$$

**Formel 46: Stützfuß-Klappantrieb: Näherungsgleichung der Strecke OA**



**Abbildung 77: Stützfuß-Klappantrieb: geometrische Zusammenhänge**

Die Abweichung  $X_{\text{Fehler}}$  wird in Kauf genommen, da, wie sich noch zeigt, dies keinen Einfluss auf die maximale Kraft auf den Zylinder hat. Damit wird die Beschreibung des Kraftverlaufs über den Winkel  $\varphi$  mit den beiden vorigen Formeln zu

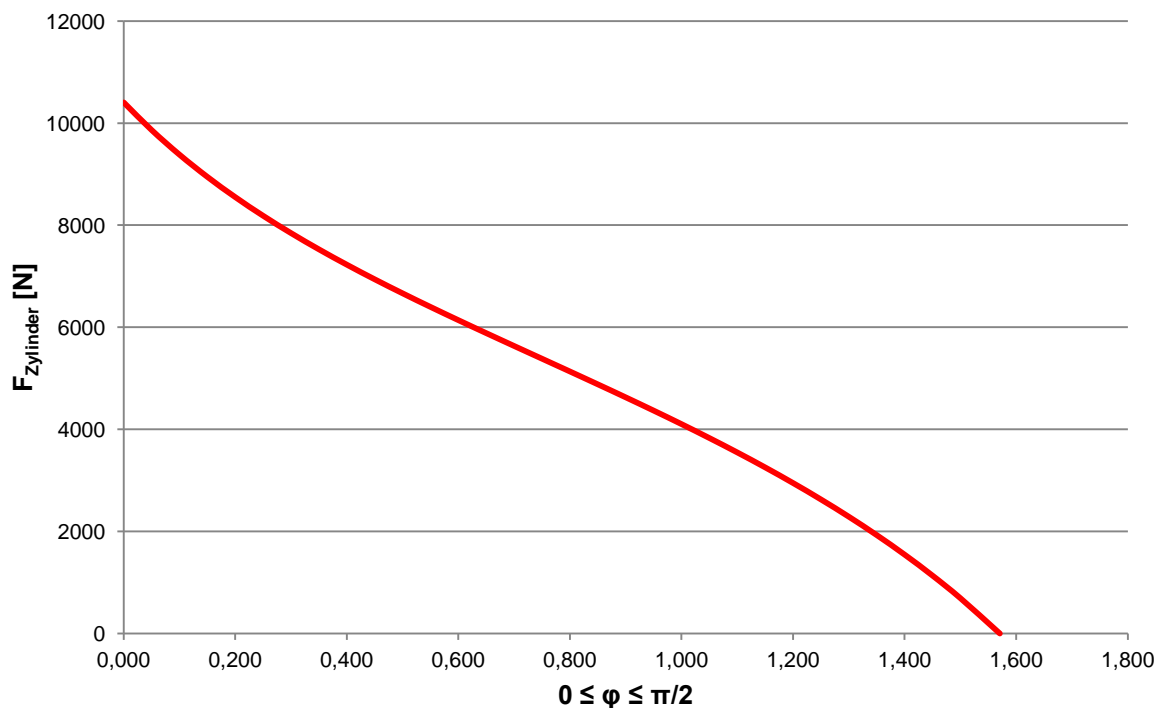
$$F_{\text{Zylinder}}(\varphi) = \frac{m_{\text{Stützfuß}} * g * l_{\text{Stützfuß}} * \cos \varphi}{r * \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{4}\right)}$$

**Formel 47: Stützfuß-Klappantrieb: Kraft auf den Zylinder als Funktion des Winkels  $\varphi$**

Abbildung 78 zeigt die Auswertung von Formel 47 mit den Werten von Tabelle 20. Die Masse  $m_{\text{Stützfuß}}$  und der Schwerpunktabstand  $l_{\text{Stützfuß}}$  wurden geschätzt.

$m_{\text{Stützfuß}}$	100 kg
$l_{\text{Stützfuß}}$	450 mm
$g$	9,81 m/m <sup>2</sup>
$r$	60 mm
$\varphi$	$0 \leq \varphi \leq \pi/2$

**Tabelle 20: Stützfuß-Klappantrieb: Maße und Gewichte zur Auslegung**



**Abbildung 78: Stützfuß-Klappantrieb:  $F_{\text{Zylinder}}(\varphi)$**

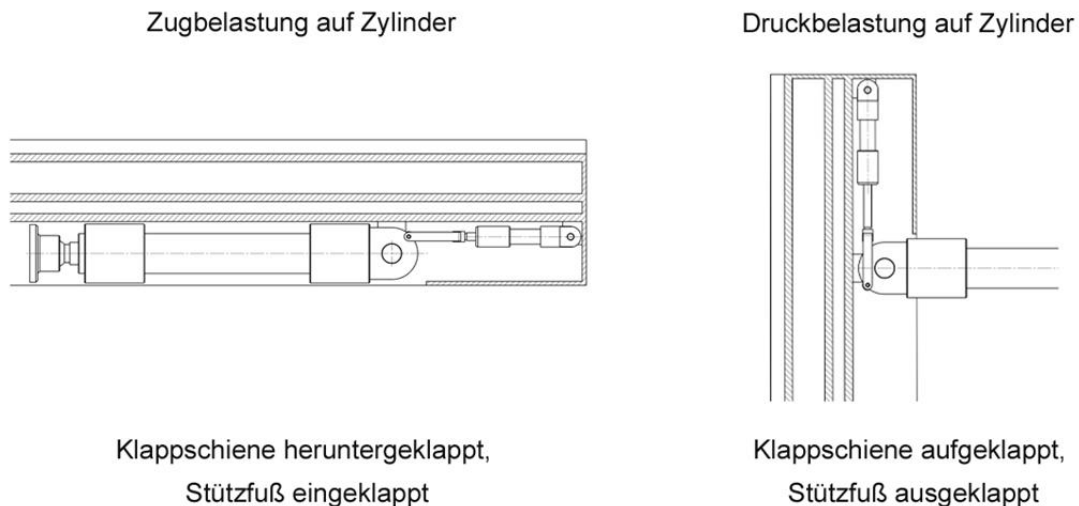
Die größten Kräfte treten beim Winkel  $\varphi = 0$ . Damit folgt für die maximale Kraft auf den Zylinder:



$$\begin{aligned}
 F_{\text{Zylinder\_max}} &= F_{\text{Zylinder}}(\varphi = 0) = \frac{m_{\text{Stützfuß}} * g * l_{\text{Stützfuß}} * \cos \varphi}{r * \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{4}\right)} \\
 &= \frac{100 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 450 \text{ mm} * \cos(0)}{60 \text{ mm} * \sin\left(\frac{\pi}{4}\right)} = 10405 \text{ N}
 \end{aligned}$$

**Formel 48: Stützfuß-Klappantrieb: maximale Kraft auf den Zylinder**

Diese Kraft belastet bei der beschriebenen Anordnung die Kolbenstange auf Zug. Dieser Maximalwert tritt auch auf, wenn der Stützfuß bei aufgeklappter Klappschiene ausgeklappt wird. In diesem Fall wird die Kolbenstange des Zylinders jedoch auf Druck beansprucht (siehe Abbildung 79). Dies muss beachtet werden, da bei doppelt wirkenden Zylindern je nach Arbeitsrichtung die gesamte Kolbenfläche oder nur die Ringfläche mit Druckflüssigkeit belastet wird und sich bei konstantem Nenndruck unterschiedliche Kräfte realisieren lassen.<sup>91</sup>



**Abbildung 79: Stützfuß-Klappantrieb: max. Belastung**

Als Klappantrieb wird der Zylinder HZ 250.32/20/100.08.201 von AHP MERKLE verwendet. Das Datenblatt ist im Anhang in Kapitel 6.10.3 zu finden. Die Kennwerte zur Berechnung der Kraft des Zylinders sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst.

<b>Kolbendurchmesser</b>	32 mm
<b>Kolbenfläche/Ringfläche</b>	1,6
<b>Nenndruck</b>	250 bar

**Tabelle 21: AHP MERKLE HZ 250.32/20/100.08.201: Kennwerte und Maße<sup>92</sup>**

<sup>91</sup> Vgl. Will et al, 2008, S. 159.

<sup>92</sup> Vgl. [http://de.ahp.de/23d-libs/ahp//printkataloge/register/ahp\\_de\\_en\\_fr\\_r05\\_standardzylinder.pdf](http://de.ahp.de/23d-libs/ahp//printkataloge/register/ahp_de_en_fr_r05_standardzylinder.pdf) (03.09.2012).

Mit Formel 42 und den Anmerkungen aus dem vorigen Kapitel berechnet sich die Kraft des Zylinders beim Ausfahren (Druckbelastung) folgendermaßen:

$$F_{ZAmax}^* = A_1 * p_1 = \frac{(32 \text{ mm})^2 * \pi}{4} * 250 \text{ bar} * 0,1 \frac{\text{N/mm}^2}{\text{bar}} = 20106 \text{ N}$$

Beim Einfahren (Zugbelastung) muss noch das Verhältnis der Kolbenfläche zur Ringfläche mitberücksichtigt werden:<sup>93</sup>

$$F_{ZRmax}^* = A_2 * p_2 = \frac{(32 \text{ mm})^2 * \pi}{4} * \frac{1}{1,6} * 250 \text{ bar} * 0,1 \frac{\text{N/mm}^2}{\text{bar}} = 12566 \text{ N}$$

In beiden Fällen ist die Bedingung  $F_{Zylinder\_max} < F_{ZAmax}^*$  bzw.  $F_{Zylinder\_max} < F_{ZRmax}^*$  erfüllt.<sup>94</sup>

Nachdem ein Klappzylinder bestimmt wurde, erfolgt die Auslegung der Bolzenverbindung, welche den Klappzylinder mit dem Stützfuß verbindet. Die Dimensionierung erfolgt wie in Kapitel 6.7.

Die Auslegung erfolgt mit der maximalen Kraft, die auf den Zylinder wirkt:

$$F_{nenn} = F_{Zylinder\_max} = 10405 \text{ N}$$

**Formel 49: Klappantrieb-Bolzenverbindung: Nennkraft zur Dimensionierung**

Da an der Gabel eine Spielpassung und an der Stange eine Übermaßpassung vorliegt, handelt es sich um Einbaufall 3 mit  $k = 1,2$ .<sup>95</sup> Die zulässige Biegespannung bei ruhender Belastung von  $\sigma_{b \text{ zul}} = 153 \text{ N/mm}^2$  und die restlichen Kennwerte werden aus Kapitel 6.7 übernommen. Damit wird der Bolzendurchmesser nach Formel 32 zu

$$d \approx 1,2 * \sqrt{\frac{1,1 * 10405 \text{ N}}{153 \text{ N/mm}^2}} = 10,4 \text{ mm.}$$

Der gewählte genormte Bolzendurchmesser beträgt  $d = 10 \text{ mm}$ .<sup>96</sup>

Als Richtwert für günstige Gabelwangendicken für gleitende Flächen gilt:

$$t_G = 0,6 * d = 0,6 * 10 \text{ mm} = 6 \text{ mm}$$

**Formel 50: Klappantrieb-Bolzenverbindung: Richtwert für Gabelwangendicke<sup>97</sup>**

<sup>93</sup> Vgl. Will et al, 2008, S. 162.

<sup>94</sup> Vgl. ebenda.

<sup>95</sup> Vgl. Wittel et al, 2009a, S. 276.

<sup>96</sup> Vgl. Wittel et al, 2009b, S. 108.

<sup>97</sup> Vgl. Wittel et al, 2009a, S. 276.

Aufgrund der beengten Platzverhältnisse wird  $t_G = 5 \text{ mm}$  gewählt. Die Stangenwangendicke ist durch die Breite des Stützfußes festgelegt und beträgt  $t_S = 40 \text{ mm}$  (siehe Anhang, Kapitel 6.10.3).

Für den Augendurchmesser der Gabel und der Stange gelten die Erfahrungswerte:

$$D \approx (2,5 \dots 3) * d = (2,5 \dots 3) * 10 \text{ mm} = 25 \dots 30 \text{ mm}$$

**Formel 51: Klappantrieb-Bolzenverbindung: Richtwerte für Augendurchmesser<sup>98</sup>**

Der Durchmesser wird mit  $D = 22 \text{ mm}$  gewählt.

Die Ergebnisse der Auslegung der Bolzenverbindung sind in Tabelle 22 zusammengefasst.

<b>d</b>	10 mm
<b>D</b>	22 mm
<b>t<sub>S</sub></b>	40 mm
<b>t<sub>G</sub></b>	5 mm

**Tabelle 22: Klappantrieb-Bolzenverbindung: Maße**

Damit kann nun die genaue Bezeichnung des Bolzens festgelegt werden. Verwendet wird ein Bolzen der Form A aus dem Automatenstahl 35S20. Die Mindestlänge  $l_1$  des Bolzens berechnet sich folgendermaßen:

$$l_1 = t_S + 2 * t_G = 40 \text{ mm} + 2 * 5 \text{ mm} = 50 \text{ mm}$$

**Formel 52: Klappantrieb-Bolzenverbindung: Bestimmung der Bolzenlänge  $l_1$**

Gewählt wird die nächstgrößere genormte Länge mit  $l_1 = 55 \text{ mm}$ . Somit ist der Bolzen mit der Bezeichnung ISO 2340–A–10 x 55 bestimmt.

Nachdem von den geforderten Richtwerten doch erheblich abgewichen wurde, erfolgt eine Überprüfung der Biegespannung, der größten Schubspannung und der vorhandenen mittleren Flächenpressung.

Für die Biegespannung bei Einbaufall 3 gilt:

$$\sigma_b \approx \frac{K_A * \frac{F_{nenn} * t_G}{4}}{0,1 * d^3} = \frac{1,1 * \frac{10405 \text{ N} * 5 \text{ mm}}{4}}{0,1 * (10 \text{ mm})^3} = 143 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq \sigma_{b \text{ zul}} = 153 \text{ N/mm}^2$$

**Formel 53: Klappantrieb-Bolzenverbindung: Kontrolle auf Biegespannung<sup>99</sup>**

<sup>98</sup> Vgl. Wittel et al, 2009a, S. 276.

<sup>99</sup> Vgl. ebenda, S. 276f.

Die größte Schubspannung berechnet sich folgendermaßen:

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} * \frac{K_A * F_{nenn}}{\frac{d^2 * \pi}{4} * 2} = \frac{4}{3} * \frac{1,1 * 10405 \text{ N}}{\frac{(10 \text{ mm})^2 * \pi}{2}} = 97 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

**Formel 54: Klappantrieb-Bolzenverbindung: größte Schubspannung<sup>100</sup>**

Die zulässige Scherspannung bei ruhender Belastung und den Kennwerten aus Kapitel 6.7 ist:

$$\tau_{a \text{ zul}} = 0,2 * K_t * R_{mN} = 0,2 * 1 * 510 \text{ N/mm}^2 = 102 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

**Formel 55: Klappantrieb-Bolzenverbindung: zulässige Scherspannung<sup>101</sup>**

Die Bedingung  $\tau_{max} \leq \tau_{a \text{ zul}}$  ist erfüllt.<sup>102</sup>

Die vorhandene mittlere Flächenpressung beträgt:

$$p_{Gabel} = \frac{K_A * F_{nenn}}{2 * d * t_G} = \frac{1,1 * 10405 \text{ N}}{2 * 10 \text{ mm} * 5 \text{ mm}} = 114 \text{ N/mm}^2$$

$$p_{Stange} = \frac{K_A * F_{nenn}}{d * t_S} = \frac{1,1 * 10405 \text{ N}}{10 \text{ mm} * 40 \text{ mm}} = 29 \text{ N/mm}^2$$

**Formel 56: Klappantrieb-Bolzenverbindung: vorhandene mittlere Flächenpressung<sup>103</sup>**

Die zulässige mittlere Flächenpressung beträgt nach Formel 40  $p_{zul} = 179 \text{ N/mm}^2$ . In beiden Fällen ist die Bedingung  $p < p_{zul}$  erfüllt.<sup>104</sup>

<sup>100</sup> Vgl. Wittel et al, 2009a, S. 277.

<sup>101</sup> Vgl. ebenda.

<sup>102</sup> Vgl. ebenda.

<sup>103</sup> Vgl. ebenda, S. 277f.

<sup>104</sup> Vgl. ebenda, S. 277.

## 6.10 Datenblätter

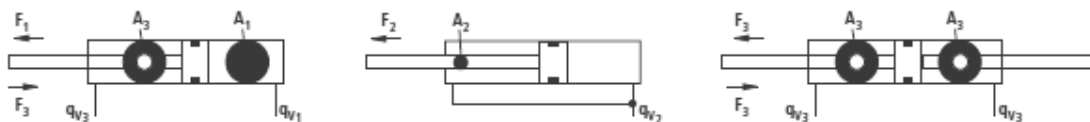
### 6.10.1 Bosch Rexroth CDHMP3/80/56/450

4/72 Bosch Rexroth AG | Hydraulics

CDH3 / CGH3 / CSH3 | RD 17338/04.11

#### Durchmesser, Flächen, Kräfte, Volumenstrom

Kolben AL Ø mm	Kolben- stange MM Ø mm	Flächen- verhältnis $\varphi$ $A_1/A_2$	Flächen			Kraft bei 350 bar <sup>1)</sup>			Volumenstrom bei 0,1 m/s <sup>2)</sup>			max. lieferbare Hublänge mm
			Kolben $A_1$ cm <sup>2</sup>	Stange $A_2$ cm <sup>2</sup>	Ring $A_3$ cm <sup>2</sup>	Druck $F_1$ kN	Diff. $F_2$ kN	Zug $F_3$ kN	Aus $q_{V1}$ L/min	Diff. $q_{V2}$ L/min	Ein $q_{V3}$ L/min	
40	28	1,96	12,56	6,16	6,40	43,96	21,56	22,40	7,5	3,7	3,8	2000
50	36	2,08	19,63	10,18	9,45	68,71	35,63	33,08	11,8	6,1	5,7	2000
63	45	2,04	31,17	15,90	15,27	109,10	55,65	53,45	18,7	9,5	9,2	2000
80	56	1,96	50,26	24,63	25,63	175,91	86,21	89,71	30,2	14,8	15,4	2000
100	70	1,96	78,54	38,48	40,06	274,89	134,68	140,21	47,1	23,1	24,0	3000
125	90	2,08	122,72	63,62	59,10	429,52	222,67	206,85	73,6	38,2	35,4	3000
140	100	2,04	153,94	78,54	75,40	538,79	274,89	263,90	92,4	47,1	45,3	3000
160	110	1,90	201,06	95,06	106,00	703,71	332,71	371,00	120,6	57,0	63,6	3000
180	125	1,93	254,47	122,72	131,75	890,65	429,52	461,13	152,7	73,6	79,1	3000
200	140	1,96	314,16	153,96	160,20	1099,58	538,86	560,70	188,5	92,4	96,1	3000
220	160	2,12	380,1	201,0	179,1	1330,5	703,7	626,8	228,1	120,7	107,4	6000
250	180	2,08	490,8	254,4	236,4	1718,1	890,6	827,4	294,5	152,7	141,8	6000
280	200	2,04	615,7	314,1	301,6	2155,1	1099,6	1055,6	369,4	188,5	180,9	6000
320	220	1,90	804,2	380,1	424,2	2814,9	1330,5	1484,4	482,5	228,1	254,4	6000



<sup>1)</sup> Theoretische statische Zylinderkraft  
(ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrades und zulässiger Belastung für Anbauteile wie z. B. Gelenkköpfe, Platten oder Ventile, usw.)

<sup>2)</sup> Hubgeschwindigkeit

#### Toleranzen nach ISO 8135: 1999 E

Einbaumaße	WC	XC <sup>2)</sup>	XO <sup>2)</sup>	XS <sup>1), 2)</sup>	XV <sup>2)</sup>	ZP <sup>2)</sup>	Hubtoleranzen
Befestigungsart	MF3	MP3	MP5	MS2	MT4	MF4	
Hublänge	Toleranzen						
≤ 1250	±2	±1,5	±1,5	±2	±2	±1,5	+2
> 1250 – ≤ 3150	±4	±3	±3	±4	±4	±3	+5
> 3150 – ≤ 6000	±8	±5	±5	±8	±8	±5	+8

<sup>1)</sup> Nicht genormt

<sup>2)</sup> Inklusive Hublänge

Abbildung 80: Datenblatt Bosch Rexroth CDHMP3/80/56/450 – Teil 1<sup>105</sup>

<sup>105</sup> <http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll?db=brmv2&lvid=1165357&mv id=6703&clid=1&sid=672AE7A1C3F5D8C4ACC628E869482AE6&sch=M> (14.08.2012).

### Schwenkauge am Boden CDH3: MP3

CDH3 MP3; AL-Ø 40 - 200 mm

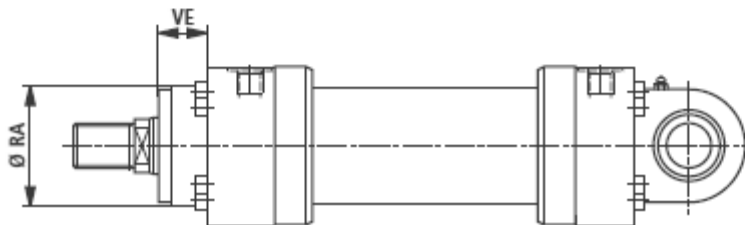
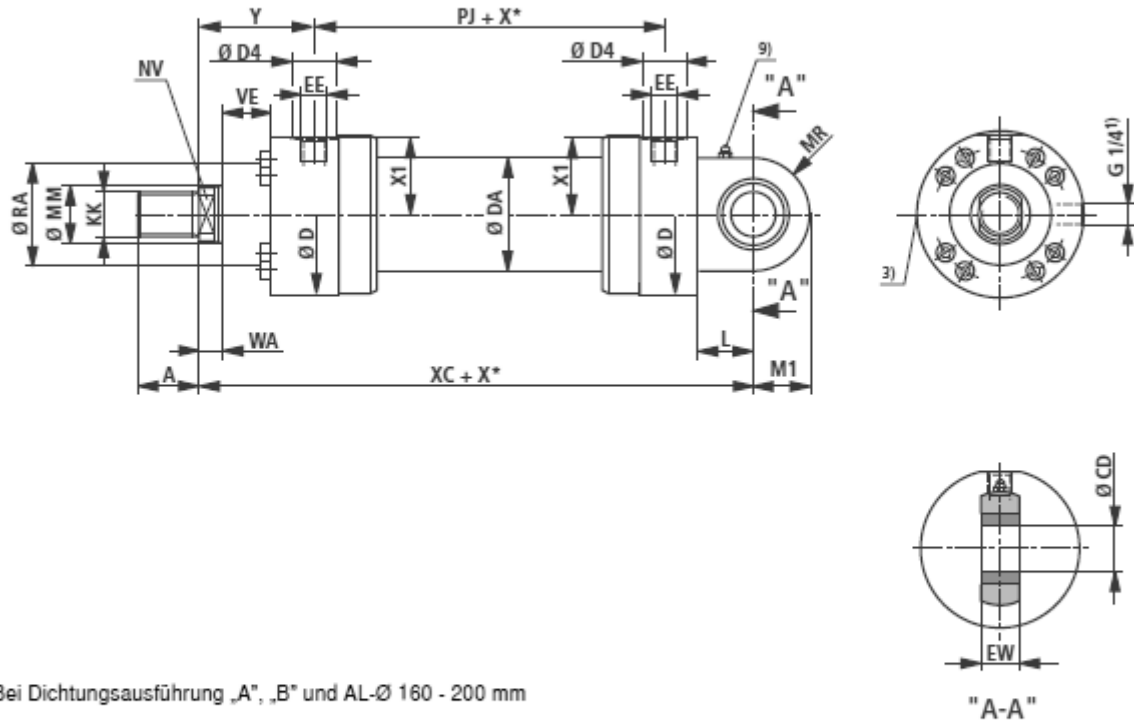


Abbildung 81: Datenblatt Bosch Rexroth CDHMP3/80/56/450 – Teil 2<sup>106</sup>

<sup>106</sup> <http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll?db=brmv2&lvid=1165357&mv id=6703&clid=1&sid=672AE7A1C3F5D8C4ACC628E869482AE6&sch=M> (14.08.2012).

**Maße CDH3: MP3 (Maßangaben in mm)**

AL Ø	MM Ø	KK 5)	A 5)	KK 6)	A 6)	NV	D	DA	D4 2)	EE 4)	EE 4)	Y	PJ	X1	WA
40	28	M22x1,5	22	M24x2	35	22	92	52	34	G1/2	M22x1,5	91	120	43	18
50	36	M28x1,5	28	M30x2	45	30	108	62	34	G1/2	M22x1,5	90	120	51,5	18
63	45	M35x1,5	35	M39x3	55	36	140	78	42	G3/4	M27x2	117	133	67	22
80	56	M45x1,5	45	M50x3	75	46	148	100	42	G3/4	M27x2	124	146	71,5	22
100	70	M58x1,5	58	M64x3	95	60	186	125	47	G1	M33x2	119	171	90,5	25
125	90	M65x1,5	65	M80x3	110	75	235	160	58	G1 1/4	M42x2	170	205	114	32
140	100	M80x2	80	M90x3	120	85	258	175	58	G1 1/4	M42x2	186	219	126	35
160	110	M100x2	100	M100x3	140	95	292	200	65	G1 1/2	M48x2	210	240	142,5	40
180	125	M110x2	110	M110x4	150	110	325	220	65	G1 1/2	M48x2	241	264	159,5	45
200	140	M120x3	120	M120x4	160	120	350	245	65	G1 1/2	M48x2	262	278	172,5	45

AL Ø	MM Ø	XC	L	MR	M1	CD H11	EW h12	RA <sup>7)</sup> f8	VE <sup>7)</sup>	RA <sup>8)</sup> f8	VE <sup>8)</sup>
40	28	268	35	36	34	30	28	52	45	52	20
50	36	280	45	42	40	35	30	70	47	70	19
63	45	330	50	52	50	40	35	88	43	88	13
80	56	355	55	65	62,5	50	40	98	53	98	15
100	70	390	65	70	70	60	50	120	55	120	17
125	90	495	75	82	82	70	55	150	68	150	20
140	100	530	80	95	95	80	60	170	75	170	23
160	110	600	90	113	113	90	65	200	90	200	90
180	125	665	105	125	125	100	70	230	100	230	100
200	140	710	115	142,5	142,5	110	80	250	110	250	110

AL = Kolben-Ø

MM = Kolbenstangen-Ø

X\* = Hublänge

1) Entlüftung: Bei Sicht auf die Kolbenstange ist die Lage immer 90° zum Leitungsanschluss versetzt (im Uhrzeigersinn)

2) Ø D4 max. 0,5 mm tief

3) Drosselventil nur bei Endlagendämpfung „E“ (180° zur Entlüftung)

4) Flanschanschlüsse siehe separate Tabelle Seite 36 und 37

5) Gewindeausführung „G“

6) Gewindeausführung „A“

7) Maße für Zylinder mit Dichtungsausführung M, T, G, L, R, S und V

8) Maße für Zylinder mit Dichtungsausführung A und B

9) Standardausführung „W“

Schmiernippel Kegelpf Form A nach DIN 71412

**Abbildung 82: Datenblatt Bosch Rexroth CDHMP3/80/56/450 – Teil 3<sup>107</sup>**

<sup>107</sup> <http://www.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload.dll?db=brmv2&lvid=1165357&mv id=6703&clid=1&sid=672AE7A1C3F5D8C4ACC628E869482AE6&sch=M> (14.08.2012).

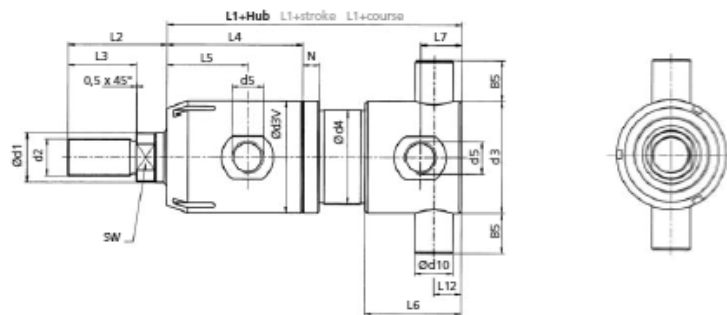
### 6.10.2 AHP MERKLE UZ 100.16/8/250.06.204

UZ 100 – 06

Nenndruck, statisch Nominal pressure, static Pression nominale, statique  
100 bar (1450 PSI)



Befestigungsart 06  
Mounting mode 06  
Mode de fixation 06



Bestellbezeichnung (Beispiel)  
Order specification (example)  
Référence de commande (exemple)

UZ 100 .32 / 16/ 100. 06. 201.



Kolben Ø Piston Ø Ø Piston	Stangen Ø (d1) Rod Ø (d1) Ø Tige (d1)	Hub Stroke Course	Befestigungsart Mounting mode Mode de fixation			Funktionsart Operation mode Mode de fonctionnement				Option Options Options	B1	B5	B7		d2	d3	d3V	d4	d5	d10
			06	10	11	201	204	206	208		10	11	28	8,5	32	30	M6	28	29,5	20
16	8	Nach Kundenwunsch To customer specifications À la demande du client	06	10	11	201	204	206	208	V	28	8,5	32	30	M6	28	29,5	20	G1/8"	8
20	10		06	10	11	201	204	206	208	V	32	10	32	35	M8	32	32	25	G1/8"	8
25	12		06	10	11	201	204	206	208	E	36	12	40	40	M10	36	36	30	G1/8"	10
32	16		06	10	11	201	204	206	208	Z	47	16	50	50	M12	47	47	38	G1/4"	14
40	20		06	10	11	201	204	206	208	Z	58	18	60	60	M16	58	58	48	G1/4"	16
50	25		06	10	11	201	204	206	208	Z	72	22	72	72	M20x1,5	72	72	60	G1/4"	20
63	32		06	10	11	201	204	206	208	M1	85	27,5	85	85	M24x1,5	85	85	75	G3/8"	25
80	40		06	10	11	201	204	206	208	M1	105	27,5	105	105	M30x1,5	105	105	90	G1/2"	25
100	50		06	10	11	201	204	206	208	T	130	35	140	140	M36x1,5	130	130	115	G1/2"	32

Technische Änderungen vorbehalten  
Subject to change without notice  
Sous réserve de modifications

Maße in mm  
Dimensions in mm  
Dimensions en mm

Berechnungsgrundlage siehe ahp informiert  
Calculation based on "Information from AHP"  
Base de calcul, voir « AHP vous informe »

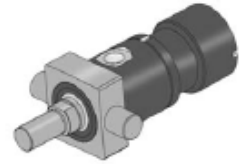
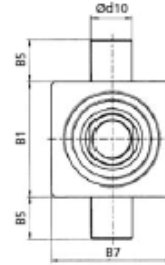
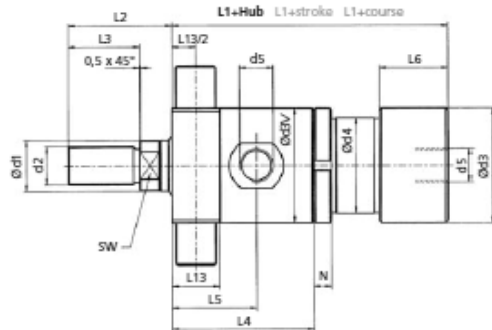
Abbildung 83: Datenblatt AHP MERKLE UZ 100.16/8/250.06.204 – Teil 1<sup>108</sup>

<sup>108</sup> [http://de.ahp.de/23d-lib/ahp/printkataloge/register/ahp\\_de\\_en\\_fr\\_r05\\_standardzylinder.pdf](http://de.ahp.de/23d-lib/ahp/printkataloge/register/ahp_de_en_fr_r05_standardzylinder.pdf)  
(03.09.2012).

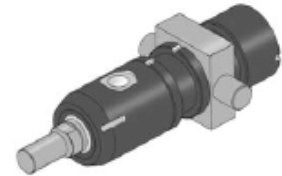
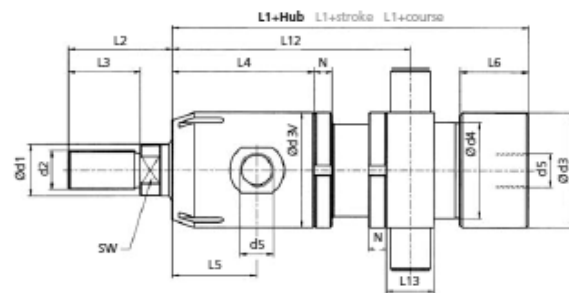


**Nenndruck, statisch** Nominal pressure, static Pression nominale, statique  
**100 bar (1450 PSI)**

**UZ 100 - 10 / 11**



**Befestigungsart 10**  
 Mounting mode 10  
 Mode de fixation 10



**Befestigungsart 11**  
 Mounting mode 11  
 Mode de fixation 11



**Anschluss seitlich**  
 Side-mounted oil ports  
 Raccord latéral

10, 11		L1				06		L2	L3	L4	L5	10, 11		06		L7		L12	L13	N	SW
201	204	206	208	201	204	206	208					201	204	201	204	201	204	11	06		
62	90	74	78	67	91	79	79	30	25	40	23	25	25	26	26	8	8	8	10	7	6
66	104	83	87	74	108	91	91	35	26	56	25	35	35	39	39	8	8	8	11	7	8
73	113	95	95	81	117	99	99	41	30	57	26,5	35	35	39	39	8	8	8	12	8	10
82	127	105	104	91	132	114	109	50	35	59	28	38	38	43	43	10	10	10	16	8	13
93	146	119,5	119,5	107	156	133,5	129,5	63	45	68	35	38	38	48	48	12,5	12,5	12,5	22	9	17
104	161	131,5	133,5	115	166	142,5	138,5	65	45	73	40	43	43	48	48	12,5	12,5	12,5	26	11	21
119	162	136	145	134	186	151	169	75	55	92	48	50	60	68	84	16	36	16	30	11	26
133	180	153	160	150	214	170	194	90	65	101	55	55	65	71	99	20	40	20	30	12	32
166	222	189	199	195	263	218	240	110	85	125	75	50	63	84	104	24	55	24	42	12	41

Nach Kundenwunsch  
 To customer specifications  
 A la demande du client

**Abbildung 84: Datenblatt AHP MERKLE UZ 100.16/8/250.06.204 – Teil 2<sup>109</sup>**

<sup>109</sup> [http://de.ahp.de/23d-libs/ahp//printkataloge/register/ahp\\_de\\_en\\_fr\\_r05\\_standardzylinder.pdf](http://de.ahp.de/23d-libs/ahp//printkataloge/register/ahp_de_en_fr_r05_standardzylinder.pdf)  
 (03.09.2012).

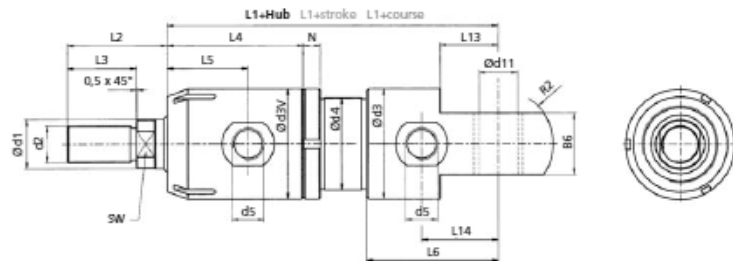
### 6.10.3 AHP MERKLE HZ 250.32/20/100.08.201

HZ 250 / HZH 250 – 07 / 08

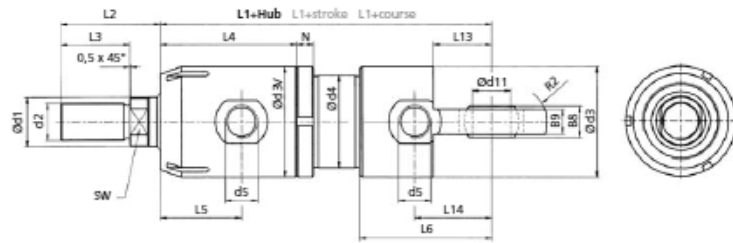
Nenndruck, statisch Nominal pressure, static Pression nominale, statique  
250 bar (3600 PSI)



**Befestigungsart 07**  
Mounting mode 07  
Mode de fixation 07



**Befestigungsart 08**  
Mounting mode 08  
Mode de fixation 08



**Bestellbezeichnung (Beispiel)**  
Order specification (example)  
Reference de commande (exemple)

HZ 250 .32 / 20/ 100. 07. 201  
HZH 250 .32 / 20/ 100. 08. 201



Innengewinde  
Internal thread  
Filetage intérieur

Kolben Ø Piston Ø Stangen Ø (d1) Rod Ø (Ø1) Ø tige (d1)	Hub Stroke Course	Befestigungsart Mounting mode Mode de fixation			Funktionsart Operation mode Mode de fonctionnement				Option Options Options	B6	B8	B9	d2	d3	d3v	d4	d5	d11
		07	08	09	201	204	206	208										
20	12	07	08	09	201	204	206	208	V E Z M1	15	9	6	M10	37	37	25	G 1/4"	10
25	16	07	08	09	201	204	206	208		25	12	9	M12	45	47	30	G 1/4"	15
32	20	07	08	09	201	204	206	208		25	14	10	M16	52	52	38	G 3/8"	17
40	25	07	08	09	201	204	206	208		30	16	12	M20x1,5	58	62	48	G 3/8"	20
50	32	07	08	09	201	204	206	208		40	20	16	M24x1,5	72	72	60	G 1/2"	25
63	40	07	08	09	201	204	206	208		50	22	18	M30x1,5	90	90	75	G 1/2"	30
80	50	07	08	09	201	204	206	208		60	28	22	M36x1,5	115	115	92	G 1/2"	40
100	60	07	08	09	201	204	206	208		80	35	28	M45x1,5	138	138	115	G 1/2"	50

Technische Änderungen vorbehalten  
Subject to change without notice  
Sous réserve de modifications

Maße in mm  
Dimensions in mm  
Dimensions en mm

Berechnungsgrundlage siehe ahp informiert  
Calculation based on "Information from AHP"  
Base de calcul, voir « AHP vous informe »

Abbildung 85: Datenblatt AHP MERKLE HZ 250.32/20/100.08.201 – Teil 1<sup>110</sup>

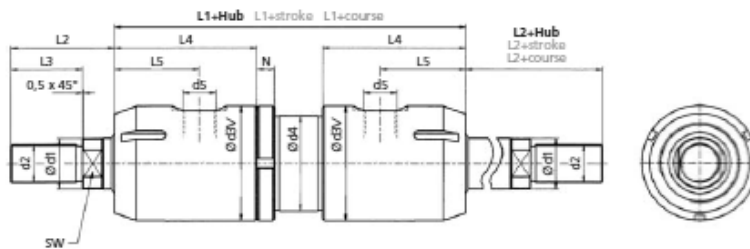
<sup>110</sup> [http://de.ahp.de/23d-libs/ahp//printkataloge/register/ahp\\_de\\_en\\_fr\\_r05\\_standardzylinder.pdf](http://de.ahp.de/23d-libs/ahp//printkataloge/register/ahp_de_en_fr_r05_standardzylinder.pdf)  
(03.09.2012).

Nennndruck, statisch Nominal pressure, static Pression nominale, statique  
250 bar (3600 PSI)

HZ 250 / HZH 250 - 09



Befestigungsart 09  
Mounting mode 09  
Mode de fixation 09



		L1								L2	L3	L4	L5	L6	L13	L14	R2	SW
		07, 08				09												
201	204	206	208	201	204	206	208											
107	137	122	122	111	141	126	126	35	26	66	35	62	20	30	18,5	10		
122	158	140	140	128	164	146	146	41	30	73	41	67	24	34	22,5	13		
137	183	160	160	139	185	162	162	50	35	77	44	75	27	40,5	26	17		
154	207	180,5	180,5	157	210	183,5	183,5	63	45	83	50	80	32	43	29	21		
166	221	193,5	193,5	169	224	196,5	196,5	65	45	89	53	86	38	50	36	26		
207	250	233	224	212	264	238	238	75	55	118	70	113	46	63	45	32		
232	282	262	252	245	305	275	275	90	65	133	85	120	55	74	57,5	41		
254	312	289	277	259	329	294	294	110	85	140	92	135	68	87	69	50		

Abbildung 86: Datenblatt AHP MERKLE HZ 250.32/20/100.08.201 – Teil 2<sup>111</sup>

<sup>111</sup> [http://de.ahp.de/23d-libs/ahp//printkataloge/register/ahp\\_de\\_en\\_fr\\_r05\\_standardzylinder.pdf](http://de.ahp.de/23d-libs/ahp//printkataloge/register/ahp_de_en_fr_r05_standardzylinder.pdf)  
(03.09.2012).

## 7 Literaturverzeichnis

Arnold, Dieter; Furmans, Kai (Hrsg.); Isermann, Heinz; Kuhn, Axel; Tempelmeier, Horst: Handbuch Logistik, 3., neu bearbeitete Auflage, Springer Verlag, Berlin/Heidelberg, 2008

Brettnacher, Michael: Trucks – Das Typenbuch, GeraMond Verlag, München, 2007

Bundesgesetz vom 23. Juni 1967 über das Kraftfahrwesen (Kraftfahrgesetz 1967 - KFG. 1967)

DIN ISO 668: ISO-Container der Reihe 1/Klassifikation, Maße, Gesamtgewicht (ISO 668 : 1995), DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 1999

DIN ISO 1161: ISO-Container der Reihe 1/Eckbeschläge, Anforderungen, DIN Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin, 1981

Grote, Karl-Heinrich; Feldhusen, Jörg (Hrsg.): Dubbel/Taschenbuch für den Maschinenbau, 22., neubearbeitete und erweiterte Auflage, Springer Verlag, Berlin/Heidelberg, 2007

Hoepke, Erich; Breuer, Stefan: Das große Buch der LKW-Technik, Motorbuch Verlag, Stuttgart, 2010

ISO 1496-1: Series 1 freight containers – Specification and testing – Part 1/General cargo containers for general purposes, International Organization for Standardization, Genf, 1990

Koller, Andreas: Konzipierung eines mobilen Container-Umsetzers: Hubsystem und Containeraufnahme, Wien, Techn. Univ., Dipl.-Arb., 2012

Mang, Herbert; Hofstetter, Günter: Festigkeitslehre, 3., aktualisierte Auflage, Springer Verlag, Wien, 2008

Niemann, Gustav; Winter, Hans; Höhn, Bernd-Robert: Maschinenelemente/Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen, 4., bearbeitete Auflage, Springer Verlag, Berlin/Heidelberg, 2005

ÖNORM ISO 3874: ISO-Container der Reihe 1/Handhabung und Sicherung, Österreichisches Normungsinstitut, Wien, 2009

Pahl, Gerhard; Beitz, Wolfgang; Feldhusen, Jörg; Grote, Karl-Heinrich: Konstruktionslehre/Grundlagen erfolgreicher Produktenwicklung Methoden und Anwendung, 7. Auflage, Springer Verlag, Berlin/Heidelberg, 2007

Richtlinie 96/53/EG des Rates vom 25. Juli 1996

Scheffler, Martin; Feyrer, Klaus; Matthias, Karl: Fördermaschinen/Hebezeuge, Aufzüge, Flurförderzeuge, Vieweg, Braunschweig/Wiesbaden, 1998

Trully, Michael: Konzipierung eines mobilen Container-Umsetzers: Trägerantrieb, Niveauregulierung und Gesamtsystem, Wien, Techn. Univ., Dipl.-Arb., 2012

VDI 2221: Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte, Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, 1993

VDI 2687: Lastaufnahmemittel für Container, Wechselbehälter und Sattelanhänger, Verein Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, 1989

Will, Dieter; Gebhardt, Norbert (Hrsg.): Hydraulik/Grundlagen, Komponenten, Schaltungen, 4., neu bearbeitete Auflage, Springer Verlag, Berlin/Heidelberg, 2008

Wittel, Herbert; Muhs, Dieter; Jannasch, Dieter; Voßiek, Joachim: Roloff/Matek Maschinenelemente/Normung, Berechnung, Gestaltung, 19., überarbeitete und erweiterte Auflage, Vieweg + Teubner/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2009a

Wittel, Herbert; Muhs, Dieter; Jannasch, Dieter; Voßiek, Joachim: Roloff/Matek Maschinenelemente/Tabellenbuch, 19., überarbeitete und erweiterte Auflage, Vieweg + Teubner/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2009b

## 8 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Horizontale Umladung vom Eisenbahnwaggon auf LKW .....	2
Abbildung 2: A) Aufnehmen vom/Abstellen am Boden – B) Container übereinander stapeln.....	2
Abbildung 3: A) Abstützung am Boden – B) Zusammenklappen der Säulen .....	3
Abbildung 4: Äußere Abmessungen, zulässige Toleranzen und Gewichte für Container der Reihe 1 .....	10
Abbildung 5: Zulässige Hebemethoden nach ÖNORM ISO 3874 .....	12
Abbildung 6: Zulässige Neigungswinkel laut VDI-Richtlinie 2687.....	13
Abbildung 7: Modell zur Annahme von Kräften an den oberen Corner Castings .....	13
Abbildung 8: Heuristisch ermittelte zulässige Kräfte an den oberen Corner Castings .....	14
Abbildung 9: Generelles Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren.....	15
Abbildung 10: Arbeitsschritte beim Konzipieren .....	18
Abbildung 11: Definition eines Koordinatensystems.....	19
Abbildung 12: Symbole zur Darstellung von Funktionsstrukturen .....	23
Abbildung 13: Gesamtfunktion des mobilen Container-Umsetzers .....	24
Abbildung 14: Funktionsstruktur des mobilen Container-Umsetzers .....	27
Abbildung 15: Ausschnitt aus der Funktionsstruktur des mobilen Container-Umsetzers .....	29
Abbildung 16: Funktionsstruktur: Schlitten ausfahren .....	29
Abbildung 17: Detaillierte Funktionsstruktur: Schlitten ausfahren.....	30
Abbildung 18: Funktionsstruktur: Schlitten einfahren .....	31
Abbildung 19: Detaillierte Funktionsstruktur: Schlitten einfahren.....	32
Abbildung 20: 3-Schienen-Auszugssystem: Prinzip .....	33
Abbildung 21: 3-Schienen-Auszugssystem: Zusammenhang zwischen den Abmessungen und der Ausfahrlänge .....	34
Abbildung 22: 3-Schienen-Auszugssystem: mögliche Profilformen der Auszüge .....	35
Abbildung 23: Beidseitiges Klappschienensystem: Prinzip .....	36
Abbildung 24: Beidseitiges Klappschienensystem: Zusammenhang zwischen den Abmessungen und der Ausfahrlänge .....	37
Abbildung 25: Beidseitiges Klappschienensystem: Bewegungsablauf .....	38
Abbildung 26: Beidseitiges Klappschienensystem: mögliche Profilformen der Klappschiene.....	39
Abbildung 27: Einseitiges Klappschienensystem: Prinzip .....	40
Abbildung 28: Einseitiges Klappschienensystem: Bewegungsablauf .....	41
Abbildung 29: Teilfunktionen Führungssystem abstützen .....	42
Abbildung 30: Flächen zum Abstützen am Waggon.....	43
Abbildung 31: Klappbarer Stützfuß: Prinzip.....	43

Abbildung 32: Ausziehbarer Stützfuß: Prinzip .....	45
Abbildung 33: Ausziehbarer Stützfuß: Detail Stützfuß einziehen .....	45
Abbildung 34: Stützfuß aufnehmen: Prinzip .....	46
Abbildung 35: Abstützen mit Balken: Prinzip .....	47
Abbildung 36: Abstützen mit Klotzauflage: Prinzip .....	48
Abbildung 37: Abstützen mit Klotzauflage: alternatives Prinzip .....	49
Abbildung 38: Abstützen mit Auflageleisten: Prinzip .....	50
Abbildung 39: Abstützen mit Minifuß: Prinzip .....	51
Abbildung 40: Abstützen mit Minifuß: alternatives Prinzip .....	52
Abbildung 41: Ordnungsschema: Zuordnung der Teilfunktionen „Führungssystem ausfahren“ und „Führungssystem einfahren“ .....	53
Abbildung 42: Ordnungsschema: Zuordnung der Teilfunktionen „Schlitten ausfahren“ und „Schlitten einfahren“ .....	54
Abbildung 43: Ordnungsschema: Zuordnung der Teilfunktionen „Führungssystem abstützen“ und „Abstützung Führungssystem einfahren“ .....	54
Abbildung 44: Ordnungsschema (morphologischer Kasten) .....	56
Abbildung 45: Ordnungsschema mit begrenztem Lösungsfeld .....	58
Abbildung 46: Beispiele zu Lösungsvarianten .....	60
Abbildung 47: Auswahl der Lösungsvarianten (Wirkstrukturen) .....	61
Abbildung 48: Fixiertes Hubsystem mit gefederter Twist Lock-Aufnahme: Prinzip ....	63
Abbildung 49: Führungssystem und Schlitten: Übersicht .....	64
Abbildung 50: Führungssystem und Schlitten: Halbschnitt.....	65
Abbildung 51: Führungssystem und Schlitten: Profilform und Anordnung der Gleitpakete .....	65
Abbildung 52: Führungssystem und Schlitten: Manipulation eines ISO-Containers ..	66
Abbildung 53: Führungssystem und Schlitten: Platzbedarf auf dem Sattelaufleger ..	67
Abbildung 54: Schlitten Tr3 .....	68
Abbildung 55: Schiene Tr1 .....	69
Abbildung 56: Klappschiene Tr2.....	70
Abbildung 57: Momentenstütze .....	71
Abbildung 58: Momentenstütze: Funktionsweise .....	72
Abbildung 59: Bolzenverbindung.....	73
Abbildung 60: Klappmechanismus: Funktionsweise.....	74
Abbildung 61: Klappmechanismus: Bolzenverbindung.....	74
Abbildung 62: Zum Entwerfen freigegebene Lösung.....	75
Abbildung 63: Hubsystem: mechanisches Ersatzmodell .....	80
Abbildung 64: Schlitten: Skizze mit Belastung.....	82
Abbildung 65: Schlitten: mechanisches Ersatzmodell .....	83
Abbildung 66: Schlitten: freigemachtes mechanisches Ersatzmodell.....	83
Abbildung 67: Schlitten: Definition der Schnittgrößen .....	84
Abbildung 68: Schlitten: Verlauf der Schnittgrößen .....	86

Abbildung 69: Schiene: eingeschlossene Fläche $A_{m\text{ Kopf}}$ und $A_{m\text{ Fuß}}$ .....	90
Abbildung 70: Momentenstütze: eingeschlossene Fläche $A_m$ .....	91
Abbildung 71: Beanspruchung der Schiene, Klappschiene und Momentenstütze: mechanisches Ersatzmodell.....	92
Abbildung 72: Beanspruchung der Schiene, Klappschiene und Momentenstütze: Abmessungen des Führungssystems .....	92
Abbildung 73: Beanspruchung der Schiene, Klappschiene und Momentenstütze: Querschnitt des Führungssystems .....	93
Abbildung 74: Bolzenverbindung.....	97
Abbildung 75: Stützfuß: Kraft.....	100
Abbildung 76: Stützfuß Klappantrieb: allgemeine Lage .....	103
Abbildung 77: Stützfuß-Klappantrieb: geometrische Zusammenhänge.....	103
Abbildung 78: Stützfuß-Klappantrieb: $F_{\text{Zylinder}}(\varphi)$ .....	104
Abbildung 79: Stützfuß-Klappantrieb: max. Belastung .....	105
Abbildung 80: Datenblatt Bosch Rexroth CDHMP3/80/56/450 – Teil 1 .....	109
Abbildung 81: Datenblatt Bosch Rexroth CDHMP3/80/56/450 – Teil 2 .....	110
Abbildung 82: Datenblatt Bosch Rexroth CDHMP3/80/56/450 – Teil 3 .....	111
Abbildung 83: Datenblatt AHP MERKLE UZ 100.16/8/250.06.204 – Teil 1 .....	112
Abbildung 84: Datenblatt AHP MERKLE UZ 100.16/8/250.06.204 – Teil 2.....	113
Abbildung 85: Datenblatt AHP MERKLE HZ 250.32/20/100.08.201 – Teil 1 .....	114
Abbildung 86: Datenblatt AHP MERKLE HZ 250.32/20/100.08.201 – Teil 2.....	115



## 9 Formelverzeichnis

Formel 1: Führungssystem und Schlitten: Abschätzung des Gesamtgewichts .....	68
Formel 2: Berechnung des möglichen Gewichts eines Containers .....	79
Formel 3: Gewicht eines ISO-Containers .....	79
Formel 4: Berücksichtigung der Exzentrizität des Schwerpunktes .....	80
Formel 5: Kraft auf Twist Lock (Drehzapfen) .....	80
Formel 6: Hubsystem: Gleichgewichtsbedingungen.....	81
Formel 7: Hubsystem: Bestimmung von $F_{Tr3}$ .....	81
Formel 8: Hubsystem: Bestimmung des Abstandes $a$ .....	81
Formel 9: Hubsystem: Bestimmung von $M_{Tr3}$ .....	81
Formel 10: Schlitten: Gleichgewichtsbedingungen.....	84
Formel 11: Schlitten: Bestimmung von $F_{LL}$ .....	84
Formel 12: Schlitten: Bestimmung von $F_{FL}$ .....	84
Formel 13: Schlitten: Gleichgewichtsbedingungen für die Schnittgrößen in Abschnitt 1 .....	85
Formel 14: Schlitten: Schnittgrößen in Abschnitt 1 .....	85
Formel 15: Schlitten: Maximalwerte der Schnittgrößen in Abschnitt 1.....	85
Formel 16: Rechteckiger Querschnitt: Widerstandsmoment .....	86
Formel 17: Rechteckiger Querschnitt: Fläche .....	87
Formel 18: Biege- und Zugspannung .....	87
Formel 19: Festigkeitsbedingung bei Biegung.....	87
Formel 20: Vergleichsspannung.....	87
Formel 21: Festigkeitsbedingung bei mehrachsiger Belastung .....	88
Formel 22: Maximale Schubspannung .....	88
Formel 23: Schiene: maximales Torsionsmoment.....	88
Formel 24: Torsionswiderstandsmoment für dünnwandige Hohlquerschnitte .....	88
Formel 25: Ausgleich verbleibender Unsicherheit .....	89
Formel 26: Mindestfläche $A_{m\ min}$ zur Sicherstellung des Torsionswiderstandsmoments .....	89
Formel 27: Biege- und Zugspannung .....	96
Formel 28: Biege- und Torsionswiderstandsmoment $W_{b\ Tr1+Tr2}$ .....	96
Formel 29: Biege- und Torsionswiderstandsmoment $W_{b\ Momentenstütze}$ .....	96
Formel 30: Vergleichsspannung nach der Gestaltänderungsenergiehypothese.....	97
Formel 31: Vorhandene Sicherheit.....	97
Formel 32: Bemessungsgleichung Bolzendurchmesser.....	98
Formel 33: Bolzenverbindung: Nennkraft zur Dimensionierung .....	98
Formel 34: Zulässige Biegespannung bei ruhender Belastung des Bolzens.....	98
Formel 35: Bolzenverbindung: Richtwerte für Stangenkopf- und Gabelwangendicken .....	98

---

Formel 36: Bolzenverbindung: Richtwerte für Augendurchmesser.....	99
Formel 37: Bolzenverbindung: Bestimmung der Bolzenlänge $l_1$ .....	99
Formel 38: Bolzenverbindung: Bestimmung des Splintabstandes $l_2$ .....	99
Formel 39: Bolzenverbindung: vorhandene mittlere Flächenpressung.....	99
Formel 40: Bolzenverbindung: zulässige mittlere Flächenpressung.....	100
Formel 41: Stützfuß: Kraft .....	100
Formel 42: Berechnungsgleichung für doppelwirkende Zylinder bei Ausfahrt.....	100
Formel 43: Stützfuß: Bedingung für Gleichgewicht .....	101
Formel 44: Stützfuß: Kolbendurchmesser in Abhängigkeit vom Druck.....	101
Formel 45: Stützfuß-Klappantrieb: Momentengleichgewicht um Punkt 0 .....	102
Formel 46: Stützfuß-Klappantrieb: Näherungsgleichung der Strecke 0A .....	103
Formel 47: Stützfuß-Klappantrieb: Kraft auf den Zylinder als Funktion des Winkels $\varphi$ .....	104
Formel 48: Stützfuß-Klappantrieb: maximale Kraft auf den Zylinder .....	105
Formel 49: Klappantrieb-Bolzenverbindung: Nennkraft zur Dimensionierung .....	106
Formel 50: Klappantrieb-Bolzenverbindung: Richtwert für Gabelwangendicke .....	106
Formel 51: Klappantrieb-Bolzenverbindung: Richtwerte für Augendurchmesser ....	107
Formel 52: Klappantrieb-Bolzenverbindung: Bestimmung der Bolzenlänge $l_1$ .....	107
Formel 53: Klappantrieb-Bolzenverbindung: Kontrolle auf Biegespannung .....	107
Formel 54: Klappantrieb-Bolzenverbindung: größte Schubspannung .....	108
Formel 55: Klappantrieb-Bolzenverbindung: zulässige Scherspannung .....	108
Formel 56: Klappantrieb-Bolzenverbindung: vorhandene mittlere Flächenpressung .....	108

## 10 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Auszüge der Rahmenbedingungen aus der Richtlinie 96/53/EG Anhang 17	
Tabelle 2: Auszüge der Rahmenbedingungen aus §4 KFG .....	8
Tabelle 3: Rechnerische Belastung der Eckbeschläge .....	11
Tabelle 4: Anforderungsliste .....	20
Tabelle 5: Nicht weiter verfolgte Lösungen .....	57
Tabelle 6: Kombinationen der Wirkprinzipien zur Wirkstrukturen (Lösungsvarianten) .....	59
Tabelle 7: Führungssystem und Schlitten: Eigengewicht .....	67
Tabelle 8: Festigkeitskennwerte in N/mm <sup>2</sup> .....	78
Tabelle 9: Gesamtgewichte und zulässige Zuggewichte von Sattelzugmaschinen ...	79
Tabelle 10: Schlitten: Belastung .....	82
Tabelle 11: Schlitten: Maße des Ersatzmodells.....	82
Tabelle 12: Schlitten: Maximalwerte der Schnittgrößen .....	85
Tabelle 13: Schlitten: Widerstandsmomente und Querschnittflächen .....	87
Tabelle 14: Schlitten: Biege- und Zugspannungen .....	87
Tabelle 15: Beanspruchung der Schiene, Klappschiene und Momentenstütze: Werte zum mechanisches Ersatzmodell.....	92
Tabelle 16: Beanspruchung der Schiene, Klappschiene und Momentenstütze: Lastfälle und Ergebnisse .....	94
Tabelle 17: Bolzenverbindung: Maße .....	99
Tabelle 18: Stützfuß: Zusammenhang zwischen max. Druck und min. Durchmesser .....	102
Tabelle 19: Bosch Rexroth CDHMP3/80/56/450: Kennwerte und Maße .....	102
Tabelle 20: Stützfuß-Klappantrieb: Maße und Gewichte zur Auslegung .....	104
Tabelle 21: AHP MERKLE HZ 250.32/20/100.08.201: Kennwerte und Maße .....	105
Tabelle 22: Klappantrieb-Bolzenverbindung: Maße.....	107

## 11 Abkürzungsverzeichnis

bzw.	beziehungsweise
ca.	circa
B	Breite
CC	Corner Casting
DIN	Deutsches Institut für Normung
d.h.	das heißt
etc.	et cetera
FEM	Finite Elemente Methoden
ft	foot
H	Höhe
in	inch
ISO	International Organization for Standardization
KFG	Kraftfahrgesetz
L	Länge
LKW	Lastkraftwagen
LV	Lösungsvariante
MCU	Mobiler Container-Umsetzer
max.	maximal
min.	minimal
usw.	und so weiter
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
vgl.	vergleiche
z.B.	zum Beispiel