

**Entwurf eines Verladesystems auf einer schwimmenden
Aufbereitungsanlage für Flusssedimente**

*

**Ausarbeitung verschiedener Verladekonzepte auf einem Transportleichter
mit anschließender Entladung**

*

Entwurf eines ISO – Schüttgutcontainers für adhäsive Schüttgüter

Diplomarbeit

am

Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre
Montanuniversität Leoben



Betreuer:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.mont. Franz Kessler

Mein Dank gilt

Für die Übertragung und Betreuung dieser Arbeit dem
Vorstand des Institutes für Fördertechnik und Konstruktionslehre

Herrn Univ. Prof. Dipl. Ing. Dr. mont. Franz Kessler

Für die jahrelange liebevolle Unterstützung, den Rückhalt und das immerwährende
aufopfernde Bemühen, mich an dieses Ziel zu bringen

Meinen Eltern und meinem Bruder

Für die Mühe bei der wichtigen Aufgabe des Korrekturlesens und
die unermüdliche Unterstützung

Meiner Freundin Mag. Michaela Leibnitz, LL.M.

sowie allen Freunden und Kollegen.



EIDESSTÄTLICHE ERKLÄRUNG

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

AFFIDAVIT

I declare in lieu of oath, that I wrote this thesis and performed the associated research myself, using only literature cited in this volume.

Leoben am 04.06.2012



Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	IV
Tabellenverzeichnis	VI
1. Aufgabenstellung und Zielsetzung	10
2. Entwurf eines Verladesystems auf einer schwimmenden Aufbereitungsanlage für Flusssedimente – Ausarbeitung verschiedener Verladekonzepte auf einem Transportleichter mit anschließender Entladung	11
2.1. Ausgangsszenario und Rahmenbedingungen	11
2.2. Stetige Fördersysteme	13
2.2.1. Der Bandförderer	13
2.2.1.1. Der Gurt	14
2.2.1.2. Führungs- und Stützeinrichtungen	15
2.2.1.3. Aufnahme- und Abgabestation	16
2.2.1.4. Antriebs und Gurtspannstation	17
2.2.1.5. Bewegungswiderstände nach DIN 22101	18
2.2.1.6. Einsatzbereich und seine Verbreitung	20
2.3. Erste Entwürfe	21
2.3.1. Entwurf unter Zuhilfenahme eines konventionellen Gurtförderers	22
2.3.2. Zweiter Entwurf	24
2.3.2.1. Teleskopier- und schwenkbare Förderbänder	24
2.3.2.2. Konkrete Anwendung im Rahmen des zweiten Entwurfs	24
2.4. Übergabesystem auf Basis eines Doppelgurtförderers	26
2.4.1. Der Doppelgurtförderer	27
2.4.2. Übergabesystem vom Aufbereitungsponton auf den Transportleichter	29
2.4.3. Berechnung der Doppelgurtförderer	29
2.5. Darstellung der einzelnen Übergabesysteme auf Basis von Doppelgurtförderern	36
2.5.1. Doppelgurtförderer bei der Feinsandgewinnung	36
2.5.2. Doppelgurtförderer bei der Schlickgewinnung	38
2.5.2.1. Schlickabförderung Variante a)	38



2.5.2.2.	Schlickabförderung Variante b)	39
2.5.3.	Conclusio Doppelgurtförderer	40
2.6.	Verladesystem und Transportvarianten am Transportleichter	41
2.6.1.	Der Leichter	41
2.6.2.	Verladeeinrichtung am Transportleichter	41
2.6.3.	Berechnung des statischen Gurtförderers und der beweglichen Entladebrücke	43
2.6.4.	Schüttgutverladung	52
2.6.5.	Containerverladung	54
2.7.	Entladekonzept des Transportleichters	55
2.7.1.	Schüttgutentladung	55
2.7.2.	Containerentladung	56
3.	Entwurf eines ISO – Schüttgutcontainers für adhäsive Schüttgüter	57
3.1.	Schüttgutcontainerarten	57
3.2.	Neukonstruktion eines Selbstentlade ISO-Schüttgutcontainers	59
3.2.1.	Normen und Prüfvorschriften	59
3.2.2.	Erstes Konzept	61
3.2.3.	Containeranforderungen	61
3.2.4.	Prototyp Schüttgutcontainer	62
3.2.4.1.	Container Ansichten	64
3.2.4.2.	Hauptmaße	65
3.2.4.3.	Verschlussystem	66
3.2.4.4.	Arretierungssystem	66
3.2.4.5.	Containertüren-Aufhaltesystem	67
3.2.5.	Container Berechnungen	69
3.2.5.1.	Berechnung – Anzahl an Schüttenstützen	69
3.2.5.2.	Berechnung der statischen Dauerfestigkeit des Verschlusses	76
3.2.5.3.	Berechnung der statischen und dynamischen Dauerfestigkeit der Schweißnähte der Türscharniere an der Containerkonstruktion	80 80
3.3.	Finite Elemente Simulationen	85
3.3.1.	Hauptbauteile des Containers	85
3.3.1.1.	Schüttenkonstruktion	85



3.3.1.2.	Containertür	86
3.3.2.	ISO Container – Stapeln	87
3.3.3.	ISO Container – Anheben von oben	88
3.3.4.	ISO Container – Anheben von unten	89
3.3.5.	ISO Container - Heben durch Staplertaschen	90
3.3.6.	ISO Container – Querverwindung	91
3.3.7.	ISO Container – Längsverwindung	92
3.4.	Diskrete Elemente Simulation	93
3.4.1.	Berechnung des Öffnungswinkels der Containertür	93
3.4.2.	Erstellen eines repräsentativen Schüttgutes mit der Diskreten Elemente Simulationssoftware EDEM von DEM-Solutions	96
3.4.3.	Diskrete Elemente Entleerungssimulation	99
3.5.	Conclusio ISO – Schüttgutcontainer	102
3.5.1.	FEM - und DEM – Simulation	102
3.5.2.	Wirtschaftliche Aspekte	102
4.	Kurzfassung	104
5.	Abstract	105
6.	Literaturverzeichnis	106



Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Positionen des Materialausstoßes sowie dessen Förderrichtungen	11
Abbildung 2: Prinzipieller Aufbau eines Bandförderers	13
Abbildung 3: Kernaufbau eines a) Gewebe- und b) Stahlgurtes	14
Abbildung 4: Schurrenabdichtung und Prallplatten	16
Abbildung 5: Übergabestation mit Tragrollen in Girlandenbauweise; Schematische Darstellung eines Aufgabebetriebes	16
Abbildung 6: Ansicht einer gummierten Antriebstrommel und einer Umlenktrommel	17
Abbildung 7: Diagramm für die Bestimmung des Beiwerts C	19
Abbildung 8: Schematische Ansicht des vorderen Gurtförderers	22
Abbildung 9: Konzeptstudie der Übergabestationen bei Entwurf Nr. 1	23
Abbildung 10: Konzeptstudie der Übergabestationen von Entwurf Nr. 2	25
Abbildung 11: Funktionsprinzip einer Flexitrommel beim Doppelgurtförderer	27
Abbildung 12: Funktionsprinzip der Beförderung der Materialsäule und der Rückrieselvorrichtung	28
Abbildung 13: Beispiele für S – und C – förmige Linienführung	28
Abbildung 14: Schematische Ansicht des Doppelgurtförderers - Feinsand	37
Abbildung 15: Schematische Ansicht des Doppelgurtförderers – Variante a)	39
Abbildung 16: Schematische Ansicht des Doppelgurtförderers – Variante b)	40
Abbildung 17: Prinzip der voneinander getrennten Fördereinrichtungen	43
Abbildung 18: Ansicht des Verladesystems mit der Schüttgutverladung	52
Abbildung 19: Übergabeschurre mit dem telekopierbaren Übergabetrichter des Doppelgurtförderers auf das starre Längsband des Transportleichters	53
Abbildung 20: Doppeltausgeführter Bandschleifenwagen am starren Längsband mit der Übergabeeinheit auf den Transportgurt der beweglichen Verladebrücke	53
Abbildung 21: Materialabgabe am einfachen Bandschleifenwagen der querverschiebbaren Abgabebrücke	54
Abbildung 22: Verladesystem in Kombination mit ISO-Container	55
Abbildung 23: Typische Schüttgutentladung am Hafen	56
Abbildung 24: Typische Containerentladung am Hafen	56
Abbildung 25: Außen- und Innenansicht eines ISO Bulk-Containers ohne Druckbehälter	57
Abbildung 26: ISO Bulk-Container in Druckausführung	58
Abbildung 27: Entlademöglichkeit eines ISO Bulk-Containers mit Hilfe einer Kippvorrichtung	58
Abbildung 28: Halbschnitt – 1. Containerentwurf	61
Abbildung 29: Hauptmodule des Prototyp – Schüttgutcontainer	63
Abbildung 30: Neukonstruktion ISO - Schüttgutcontainer	64
Abbildung 31: Neukonstruktion ISO – Schüttgutcontainer mit geöffneten Entladeklappen	64
Abbildung 32: Hauptmaße – Schüttgutcontainer (Maßstab: 1:10)	65
Abbildung 33: Container – Verschlusssystem Teilschnitt	66
Abbildung 34: Container - Arretierungssystem	67



Abbildung 35: Containertür - Aufhaltesystem	68
Abbildung 36: Ausschnitt der Containertür – Aufhaltestange	68
Abbildung 37: Darstellung der Kräfteeinwirkung auf die Schüttenstütze	70
Abbildung 38: Knickspannungsdiagramm für St37	74
Abbildung 39: FEM Simulation – Schütteninnenleben – Faktor 1	85
Abbildung 40: FEM Simulation – Containertür Außenseite – Faktor 1	86
Abbildung 41: FEM Simulation – Containertür Innenseite – Faktor 1	86
Abbildung 42: FEM Simulation – Container Stapeln – Faktor 1	87
Abbildung 43: FEM Simulation – Container Stapeln – Faktor 700	87
Abbildung 44: FEM Simulation – Container Heben oben – Faktor 1	88
Abbildung 45: FEM Simulation – Container Heben oben – Faktor 700	88
Abbildung 46: FEM Simulation – Container Heben unten – Faktor 700	89
Abbildung 47: FEM Simulation – Container Heben unten – Draufsicht – Faktor 700	89
Abbildung 48: FEM Simulation – Container Heben aus Staplertaschen – Faktor 700	90
Abbildung 49: FEM Simulation – Container Heben aus Staplertaschen – Draufsicht – Faktor 700	90
Abbildung 50: FEM Simulation – Container Querverwindung – Faktor 1	91
Abbildung 51: FEM Simulation – Container Querverwindung – Faktor 700	91
Abbildung 52: FEM Simulation – Container Längsverwindung – Faktor 1	92
Abbildung 53: FEM Simulation – Container Längsverwindung – Faktor 700	92
Abbildung 54: Gefäßvarianten beim Hydrostatischen Paradoxon	93
Abbildung 55: Kräfte- und Druckverteilung	94
Abbildung 56: Grundform des Schüttgutkornes	96
Abbildung 57: Parametrisierung von Sand und Stahl	97
Abbildung 58: Fließeigenschaften des Simulationsschüttgutes	97
Abbildung 59: Fließeigenschaften des Simulationsschüttgutes	98
Abbildung 60: Entleerungssimulation in den Schritten $t = 0s; 1,2s; 2,2s;$	99
Abbildung 61: Entleerungssimulation in den Schritten $t = 6s; 9s; 11s; 19s;$	100



Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Nebenwiderstandsbeiwerte C abhängig von der Förderlänge L	20
Tabelle 2: Nebenwiderstandsbeiwerte C abhängig von der Förderlänge L	35
Tabelle 3: Nebenwiderstandsbeiwerte C abhängig von der Förderlänge L	49
Tabelle 4: Containerklassifizierung nach DIN/ISO 15190 Teil 1	60
Tabelle 5: Definierte Prüflasten	60



1. Aufgabenstellung und Zielsetzung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit soll eine fördertechnische Lösung für das spezielle Ausgangsszenario einer schwimmenden Aufbereitungsanlage von Flusssedimenten entworfen und anschließend berechnet und konstruiert sowie technisch aufbereitet werden. In weiterer Folge soll die Durchführbarkeit bestehender und die Entwicklung neuer, geeigneter Verlade- und Entlademöglichkeiten eines Transportleichters anhand der Infrastruktur und technischer Einrichtungen der Häfen entlang der Donau untersucht werden.

Als Spezialfall der Verlademöglichkeiten soll ein Prototyp für einen ISO-Schüttgutcontainer entworfen und konstruktiv ausgearbeitet werden.

Im Anschluss daran folgt eine Darstellung der stetigen Fördersysteme- und Containergrundlagen, anhand derer das zu konstruierende System entworfen wird.

Die Ausarbeitung der Förderanlagen und des Containers wird in 3D mit der Konstruktionssoftware CATIA V5 von Dessel Systemes durchgeführt; teilweise unter Einsatz der Finiten Elemente Umgebung von CATIA als auch durch die Diskrete Elemente Berechnung mit Hilfe der Simulationssoftware EDEM von DEM- Solutions, in deren Rahmen eine ergänzende Durchrechnung, Überprüfung sowie Simulation erfolgt.

2. Entwurf eines Verladesystems auf einer schwimmenden Aufbereitungsanlage für Flusssedimente – Ausarbeitung verschiedener Verladekonzepte auf einem Transportleichter mit anschließender Entladung

2.1. Ausgangsszenario und Rahmenbedingungen

Als Grundlage dient eine schwimmende Aufbereitungsanlage für Schlick und Feinsand, für die ein adäquates fördertechnisches System zum Abtransport der Rohstoffe von dem Aufbereitungsponton auf einen Transportleichter geplant werden soll. Anschließend muss eine zur weiteren Verladung entworfene Beschickungsmöglichkeit am Transportleichter selbst konzipiert werden, die im Stande ist, die separierten Schüttgüter unabhängig von einander in die jeweiligen Ladekammern zu transportieren. Dabei sind verschiedene Verlademöglichkeiten zu entwerfen und mit dem zuvor entworfenen Beladungssystem auszustatten, sowie auch hinsichtlich der Kompatibilität der technischen Einrichtungen an Entladungsmöglichkeiten an den Häfen entlang der Donau zu überprüfen.

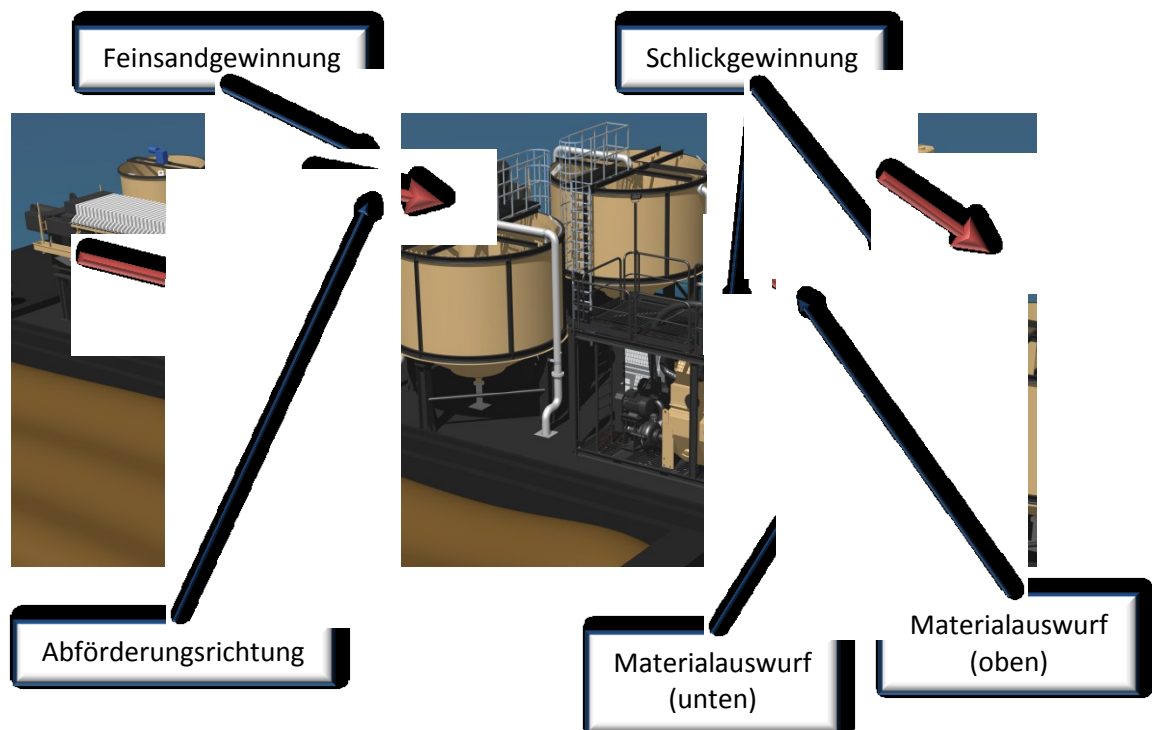


Abbildung 1: Positionen des Materialausstoßes sowie dessen Förderrichtungen



Da verschiedene Varianten an Aufbereitungspontons in Planung stehen, müssen vorab die wichtigsten Produktionsschritte mit ihren Vorgaben untersucht und an die Randbedingungen des Pontons angepasst werden. Genaue Produktionsabläufe sowie einzelne Anlagenkomponenten dürfen in dieser Diplomarbeit nicht erörtert werden.

Folgende Vorgaben sind einzuhalten:

- Fördermenge:
 - Feinsand: 1,9 t/h
 - Schlick: 84,2 t/h
- Unabhängige Verladung von Feinsand und Schlick
- Kompakte und flexible Bauweise der Verladesysteme
- Keine Anlagenkomponenten dürfen im Überstellungsmodus der Anlage über den Pontonrand auskragen

Es gibt am Ponton zwei voneinander räumlich getrennte Produktionsstandorte, die die Materialien Feinsand und Schlick „produzieren“: das Produkt Feinsand, welches bei allen Aufbereitungsvarianten an der letzten Stelle der Produktionskette ausgeworfen wird und das Produkt Schlick, welches im ersten Drittel des Aufbereitungsprozesses durch zwei übereinander stehende Separationsanlagen ausgeschieden wird. Dadurch bestehen hier wiederum zwei verschiedene Abgabemöglichkeiten an den Transportleichter.

Bei Variante a müssen beide gewonnenen Materialtypen an den Transportleichter übergeben werden; bei Variante b nur die „untere“ Komponente. Das andere Separationsgut wird an seinen Ursprungsort, die Donau, zurückgeführt.

Weiters müssen die Maschinenausrichtungen und -anordnungen auf dem Ponton beachtet werden, da bei jeder Variante die Maschinen und der damit in direkter Verbindung stehende Gesamtschwerpunkt variieren, sodass sich hinsichtlich Förderrichtung und der damit verbundene Aufbau unterscheiden.



2.2. Stetige Fördersysteme

Diese Fördersysteme sind in den Bereich der kontinuierlichen Fördermittel einzureihen, da sie einen ununterbrochenen Transportstrom erzeugen. Ihre Bauweise ist sehr einfach und lässt sich in zwei Klassen unterteilen, die Flurgebundenen und Flurfreien. Erstere sind in der Lage, das Transportgut waagrecht, geneigt und senkrecht transportieren zu können, während die zweite Klasse meist schienen- oder seilgebunden ist.

Einer der signifikantesten Vorteile des stetigen Fördersystems ist die Wirtschaftlichkeit, da die Systeme in der Regel komplett automatisiert arbeiten, gepaart mit dem Kostenvorteil gegenüber einem unstetigen Fördersystem. Die Erstinvestition ist zwar erheblich höher, aber durch zunehmende Entfernungen und Transportmassen sinken die Betriebskosten gegenüber den unstetigen durch die gegebene Kontinuität erheblich. Einsparungen lassen sich über die Energie-, Personal- und Instandhaltungskosten verwirklichen.

Als nachteilig zu betrachten ist, dass eine Förderanlage dieses Typs lokal inflexibel ist und nur an einem vordefinierten Transportweg wirtschaftlich genutzt werden kann. Weiters ist die Beförderungsrichtung hauptsächlich geradeaus, da Horizontalkurven nicht gut beherrschbar und Steigungen ohne Verwendung von Spezialgurten unüberwindbar sind.

Es gibt die verschiedensten Bauformen des Stetigförderers; der am häufigsten eingesetzte ist der Bandförderer.

2.2.1. Der Bandförderer

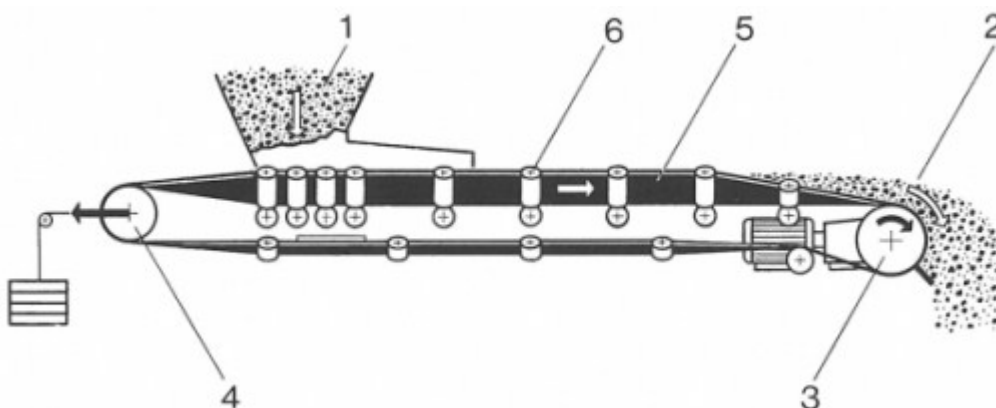


Abbildung 2: Prinzipieller Aufbau eines Bandförderers¹

¹ http://www.fml.mw.tu-muenchen.de/fml/index.php?Set_ID=320&letter=G&b_id=4345457B-3146-4443-372D-373443392D34 (Abfragedatum: 29.04.2012)



- 1 Aufgabeschurre
- 2 Abgabestation
- 3 Antriebsstation mit Antriebstrommel
- 4 Spannstation mit Spanntrommel
- 5 Fördergurt
- 6 Tragrollen

2.2.1.1. Der Gurt

Der Bandförderer oder auch Gurtförderer unterscheidet sich wiederum durch die verschiedensten Versionen seines Zug- und Tragelements – des Gurtes. Damit dieser den vorherrschenden Bedingungen gerecht wird, werden für den jeweiligen Einsatz passend verschiedenste „Gurtkerne“, angeboten, die im Inneren liegen und als Hauptaufgabe die Zugkräfte in Förderrichtung zu übertragen haben. Die Hauptunterscheidung liegt in Gewebe- und Stahlseilgurten wie in Abbildung 3 ersichtlich.

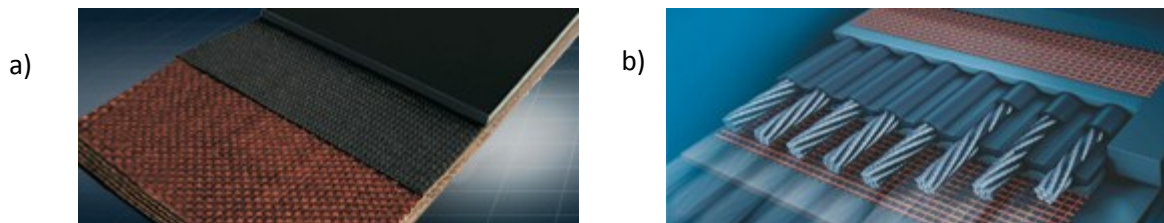


Abbildung 3: Kernaufbau eines a) Gewebe- und b) Stahlgurtes²

Um Verschleiß und Schäden am Kern zu minimieren, umhüllt man ihn mit einer abriebfesten Gummischicht umhüllt. Deren Aufgabe liegt dabei in der Bildung der Trag- und Laufschiene sowie in der Übertragung der durch den Antrieb induzierten Schubkräfte auf den Kern. Damit höhere Steigungen überwunden werden können, wird zusätzlich die Oberfläche perforiert erzeugt, was in der Folge zu einer Steilförderung von bis zu 50° bei speziellen Ausführungsarten führt.

Umgeleitet wird er am jeweiligen Ende durch Umlenktrommeln, die sich in den lokal voneinander getrennten Spann- und Antriebsstationen befinden. Das Obertrum ist die Oberseite, an der in der Regel das Material transportiert wird, im Gegensatz zum Untertrum – der Unterseite – in der der Gurt zurückläuft.

² http://www.contitech.de/pages/produkte/transportbaender/cbgindustry/cbgindustry_de.html
(Abfragedatum: 29.04.2012)

³ Hoffmann/Krenn/Stanker, Fördertechnik 2 Maschinensätze, Fördermittel, Tragkonstruktionen³, 1994, S.125.

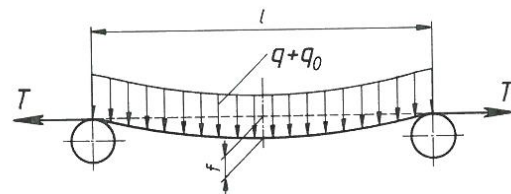
2.2.1.2. Führungs- und Stützeinrichtungen

Um eine möglichst reibungsfrei geführte Laufbahn zu gewährleisten, wird der Gurt auf sogenannten Tragrollen oder Tragrollenstationen aufgelegt, die, um die jeweilig bevorzugte Gurtmulde erzielen zu können, in verschiedensten Anordnungen am Obertrum fixiert werden. Dabei wird die Einteilung zwischen den einzelnen Stationen durch den Durchhang des Transportgurts bestimmt, welcher sich aus Gurtzugkraft, Masse des Gurtes und des Schüttgutes zusammenstellt.

Berechnung des Gurtdurchhangs³:

$$\frac{f}{l} = \frac{g \cdot (q + q_0) \cdot l}{8 \cdot T}$$

$$\frac{f}{l} \leq 0,01$$



f	Gurtdurchhang	[%]
l	Tragrollenabstand	[m]
q	Masse des Gurts	[kg]
q ₀	Masse des Förderers	[kg]
T	Gurtzugkraft	[N]

Wie das Verhältnis oben zeigt, sollte der Gurtdurchhang für mittlere Anlagen kleiner als 1%, für Hochleistungsanlagen unter 0,5% des Tragrollenabstands sein⁴.

Da sich die Gurtzugkraft mit dem Abstand zur Antriebsstation ändert, können die Tragrollenstationen auch in gestaffelter Anordnung eingebaut werden.

Weiters können horizontale Kurvenführungen in das Fördersystem eingebaut werden; diese sind jedoch sehr anspruchsvoll, da der Gurt an der Innenseite steigt. Ein Anstellen der Tragrollen um ein bis zwei Grad kann Abhilfe verschaffen. Reicht allerdings die natürliche Gurtführung nicht mehr aus, müssen drehbare Lenkstationen in Abständen von 30 bis 50 Metern zusätzlich im Obertrum eingebaut werden. Ein weiteres Kriterium für die Kurvenführung in horizontaler Ebene ist der Gurt selbst.

³ Hoffmann/Krenn/Stanker, Fördertechnik 2 Maschinensätze, Fördermittel, Tragkonstruktionen³, 1994, S.125.

⁴ Hoffmann/Krenn/Stanker, Fördertechnik 2 Maschinensätze, Fördermittel, Tragkonstruktionen³, 1994, S.128.

Seine Zugfestigkeit und seine Kernzusammensetzung beschränken die Kurvengängigkeit; beispielsweise können textilverstärkte Gurte durch ihre Struktur „engere“ Radien als stahlseilverstärkte Gurte durchfahren.

2.2.1.3. Aufnahme- und Abgabestation

Schüttgut wird über Rutschen, sogenannte Schurren, auf den Fördergurt aufgegeben, der sich mit annähernd gleicher Geschwindigkeit zum aufprallenden Transportgut bewegen sollte. Dabei ist der Abstand der Tragrollen zur Schurre sehr klein zu halten, um wenig Materialverlust beim Übergabeprozess zu verursachen. Durch Einbau von Prallblechen, Prallplatten und Kettenvorhängen an der Abwurfschurre können die Aufprallschläge am Gurt maßgeblich verringert werden.



Abbildung 4: Schurrenabdichtung und Prallplatten⁵

Um weiteren Verschleiß am Transportgurt zu vermeiden, werden eine hohe Anzahl von Tragrollen mit Dämpfungselementen, eine hohe Anzahl von Tragrollenstationen in Girlandenbauweise oder ein Aufgabebrett, bei dem mehrere Schienen parallel zur Gurtlaufrichtung in der vorgegebenen Gurtmuldung ausgerichtet sind, unter der Aufgabeschurre platziert.

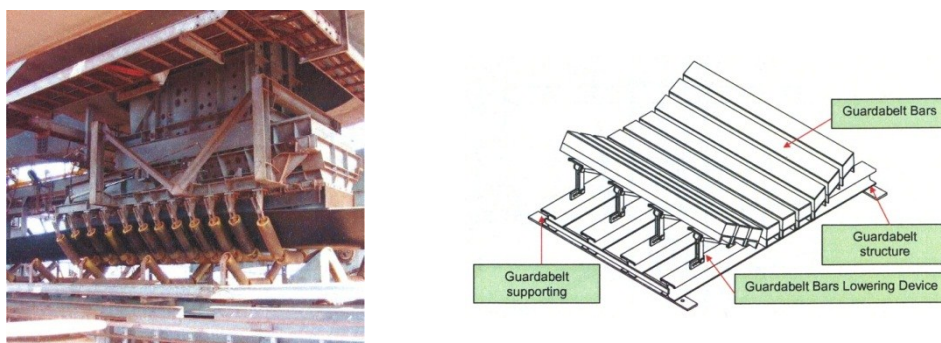


Abbildung 5: Übergabestation mit Tragrollen in Girlandenbauweise; Schematische Darstellung eines Aufgabebrettes⁶

⁵ Doetsch, Gewinnungsmaschinen Tagebautechnik und Materials Handling, 2010, S. 21 und 22.



2.2.1.4. Antriebs und Gurtspannstation

Antriebsstation:

Bei Gurt- und Horizontalförderer befindet sich die Antriebsstation bergseitig respektive an der Abwurfstelle, da eine Last, insbesondere das Lasttrum, leichter zu ziehen als zu drücken ist. Die Kraft wird über die meistens mit Gummi beschichteten Antriebstrommeln auf den Gurt reibschlüssig übertragen. Gummibeschichtungen haben den Vorteil, nicht nur die Oberfläche der Antriebstrommel zu schonen sondern auch die Abnutzungen an der Gurtlaufschicht möglichst gering zu halten, sowie bei Nässe auftretenden Schlupf zu unterbinden. Bei sehr langen Förderanlagen müssen daher mehrere Antriebsstationen eingebaut werden, um die Gurtvorspannung herabzusetzen und die lokalen, extrem hohen Antriebskräfte auf mehrere Antriebspunkte zu verteilen.

Gurtspannvorrichtung:

Die Spannstation, die sich meist an der gegenüberliegenden Seite der Antriebstation befindet, besteht aus einer nicht angetriebenen, beweglich gelagerten Umlenktrummel und erfolgt durch Abspannen mit einem Gewicht oder einem anderen Zugmittel. Die richtige Bespannung ist essenziell, da der Durchhang und die Walkarbeiten des Gurtes minimiert und die nötige Vorspannung den Kraftübertrag von der Antriebstrommel auf den Gurt gewährleisten soll.

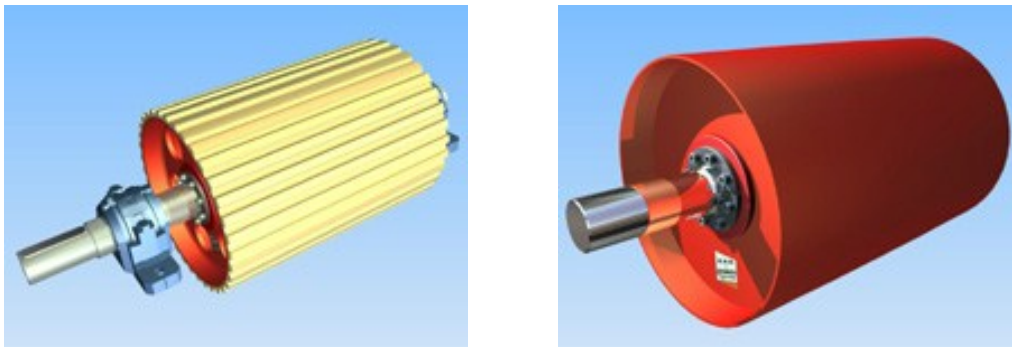


Abbildung 6: Ansicht einer gummierten Antriebstrommel und einer Umlenktrummel⁷

⁶ Doetsch, Gewinnungsmaschinen Tagebautechnik und Materials Handling, 2010, S. 21.

⁷ <http://www.doh-jennes.de/trommeln.php> (Abfragedatum: 30.04.2012)



2.2.1.5. Bewegungswiderstände nach DIN 22101⁸

Die auf der Gesamtanlage zwischen Gurt und Tragwerk auftretenden Reibungswiderstände werden als Gesamtwiderstände charakterisiert. Sie setzen sich aus F_H Haupt-, F_{St} Steigungs-, F_N Neben- und F_S Sonderwiderständen zusammen, wobei die beiden letzteren nur an gesonderten Stellen oder an speziellen Konstruktionen auftreten.

$$\Sigma F_{ges} = F_H + F_{St} + F_N + F_S$$

Hauptwiderstand F_H :

$$F_H = f \cdot g \cdot \underbrace{\left[L \cdot \left[2 \cdot q_G + k_R \cdot (q_{Ro} + q_{Ru}) \right] + q_L \cdot L' \right]}_{\text{horizontaler Förderwiderstand}}$$

Leerlaufwiderstände

f	fiktiver Reibwert	
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
L	Horizontalprojektion Bandstrecke	[m]
q _G	Gurtmasse	[kg]
k _R	tatsächliche Rollenzahl (meist ≈ 1)	
q _{Ro}	Obertrum - Rollenmasse	[kg]
q _{Ru}	Untertrum - Rollenmasse	[kg]
q _L	Fördergutmasse	[kg]
L'	Horizontalprojektion Förderwegs	[m]

Der fiktive Reibwert entspricht dem spezifischen Bewegungswiderstand ω und ist der Mittelwert zwischen Ober- und Untertrum. Er liegt typischerweise zwischen 0,017 und 0,020.⁹

Die Hauptwiderstände verursachen den größten Teil der über die gesamte Anlagenlänge auftretenden Bewegungswiderstände ohne Steigungsanteil. Sie setzen sich zusammen aus:

- Tragrollenwiderständen
- Widerständen am Gurt = innere Reibung des Gurtes
- Widerständen am Fördergut = innere Reibung

⁸ Hoffmann/Krenn/Stanker, Fördertechnik 2 Maschinensätze, Fördermittel, Tragkonstruktionen³, 1994, S.138ff.

⁹ Hoffmann/Krenn/Stanker, Fördertechnik 2 Maschinensätze, Fördermittel, Tragkonstruktionen³, 1994, S.138.

Durch die Reduktion der Hauptwiderstände kann der größte Teil an aufzuwendender Energie herabgesetzt werden. Der Energieverbrauch wird durch zwei Positionen, den Gurtdurchhang und die Tragrollenzahl, beeinflusst. Das Problem besteht darin, dass das genaue Mittelmaß zwischen den beiden Positionen gefunden werden muss, denn je weniger Gurtdurchhang angestrebt wird, desto mehr Tragrollenstationen müssen installiert werden, welche wiederum mehr Rollwiderstand in den Lagern und zusätzliche Reibung zwischen Gurt und Rollen hervorrufen.

Steigungswiderstand F_{St} :

$$F_{St} = q_L \cdot H' \cdot g$$

H' Höhendifferenz [m]

Steigungswiderstände ergeben sich aus der vom Fördergut zu überwindenden Höhendifferenz. Bei Abwärtsförderern kann es zu so großen Widerständen kommen, dass das System gebremst werden muss und in moderneren Fällen sogar Energie gewonnen werden kann.

Nebenwiderstand F_N :

$$F_N = F_H \cdot (C - 1)$$

Die Konstante C ist der Beiwert, der aus dem untenstehenden Diagramm herausgelesen werden kann.

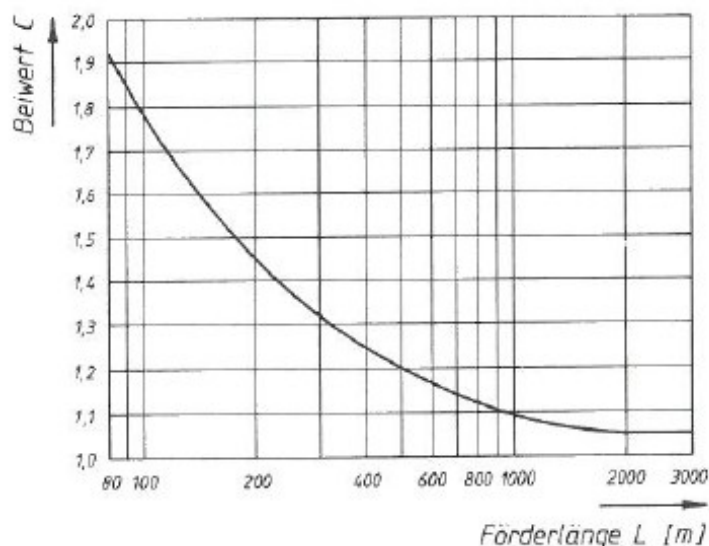


Abbildung 7: Diagramm für die Bestimmung des Beiwerts C ¹⁰

¹⁰ Hoffmann/Krenn/Stanker, *Fördertechnik 2 Maschinensätze, Fördermittel, Tragkonstruktionen*³, 1994, S.139.



Beträgt die Gesamtförderlänge des Fördersystems jedoch unter 80 m, lässt sich der Beiwert C aus der untenstehenden Tabelle 1 ablesen.

L [m]	< 20	20	40	60	80	100	150	200	300
C	3	2,5	2,28	2,1	1,92	1,78	1,58	1,45	1,31
L [m]	400	500	600	700	800	900	1000	2000	> 2000
C	1,25	1,2	1,17	1,14	1,12	1,1	1,09	1,06	1,05

Tabelle 1: Nebenwiderstandsbeiwerte C abhängig von der Förderlänge L¹¹

Nebenwiderstände setzen sich aus verschiedensten Reibungs- und Trägheitswiderständen zusammen, die an speziellen Stellen oder temporär auftreten.

- Reibungswiderstand durch Gurtreiniger
- Reibungswiderstand zwischen Fördergut und seitlichen Schurren
- Reibungswiderstand zwischen Fördergut und Gurt im Bereich der Aufgabestellen
- Trägheitswiderstand des Förderguts

Sonderwiderstand F_s :

Diese Art von Widerstand tritt nur bei speziellen Bauarten von Gurtförderern auf.

2.2.1.6. Einsatzbereich und seine Verbreitung

Das stetige Fördersystem ist in der Industrie weit verbreitet, da es durch sein Grundkonzept sehr flexibel und damit sehr vielseitig eingesetzt werden kann.

- Förderlängen: wenigen Metern bis über 100 km
- Fördergeschwindigkeiten: 1 m/s bis über 10 m/s
- Massenströme: wenigen Kilogramm bis über 1.000 kg/s
- Arten des Förderguts: Stück- und Schüttgut

¹¹ SEW Eurodrive, Antriebe Projektieren¹⁰; 2001; S.118.



Der zweite Aspekt für seine hohe Verbreitung liegt in der Wirtschaftlichkeit. Obwohl die Anschaffungskosten sehr hoch ausfallen amortisiert sich in kürzester Zeit die Anlage auf Grund:

- der hohen Lebensdauer der Gurte, die auch bei lokalen Schäden sehr leicht repariert werden können
- des simplen Aufbaus der Tragrollensysteme und des damit verbundenen Tausches dieser selbst
- Die einzelnen Komponenten durch die jahrelange Erfahrung im Bergbau, Tunnelbau, Hafens- und sonstigen Industrieanlagen hinsichtlich der rauen Betriebsumgebung
- Die Anzahl von niedrigen Reibfaktoren ergibt einen geringen Energiebedarf,
- hohe Wartungskosten und Stillstände fallen aus.

Die technisch einfach gestaltete Stahlbaukonstruktion mit den Tragrollensystemen ist Industriestandard und wird weltweit von vielen Unternehmen angeboten. Bei der Auswahl an Zug- und Tragelementen hingegen ist die Anzahl an Anbietern viel geringer, vor allem im Sektor der höchstfesten Gurte bei Langstreckenförderern.

2.3. Erste Entwürfe

Die Vorgabe für den ersten Entwurf bestand in der Bewältigung des Materialumschlags zwischen Aufbereitungsponton und Transportleichter. Als Hauptproblematik kristallisierte sich die Schwierigkeit der Überwindung des Höhenunterschiedes auf kürzester Distanz heraus. Da dem Aufbereitungsponton immer nur ein Transportleichter für die Verwendung zur Verfügung gestellt wird, müssen beide Materialübergaben auf dessen gleicher Seite stattfinden. Somit ist es nicht möglich, den Transportleichter neben dem Aufbereitungsponton durch Verschieben in seiner Position zu verändern, um damit eine gleichmäßige Beladung des Transportraumes zu steuern.

Um eine sinnvolle Beladung des Transportleichters zu gewährleisten, müssen die Förderanlagen von Anfang an eine konstante Höhendifferenz in Kombination mit den sich ständig verändernden Tiefgängen der beiden Schwimmkörper und dem Wellengang der Donau überwinden. Zusätzlich besteht die Verpflichtung, die Verladebrücken beim Betriebsstandortwechsel komplett verstaut zu transportieren, damit keine Anlagenteile über den Pontonrand ragen und dadurch keine Gefahr der Beschädigung durch Schleusen- oder Hafenanlagen gegeben ist.

Wie bereits unter Punkt 2.1 erwähnt, wird an zwei voneinander getrennten Prozessstandorten Material ausgegeben. Für den ersten Entwurf wird hier nur eine der beiden Förderanlagen näher beschrieben, da das Umschlagskonzept für beide Anlagen ident konstruiert wird.



2.3.1. Entwurf unter Zuhilfenahme eines konventionellen Gurtförderers

Beim Separationsstandort für Feinsand wird das zu trennende Material durch zwei Separationsmodule, die hier wiederum nicht näher beschrieben werden dürfen, separiert und anschließend über zwei Gurtförderer auf das zu entwerfende Übergabeband abgegeben.

Die beiden Maschinen, die für den abschließenden Separationsprozess für Feinsand verantwortlich sind, werden wechselseitig befüllt und werfen abwechselnd das gewonnene Schüttmaterial aus. Durch die wechselnde Materialzufuhr wird passiv eine Engpassstelle, die durch gleichzeitige Materialabgabe der beiden Maschinenmodule an der in Förderrichtung mittig positionierten Übergabestelle entstehen würde, am Übergabeband verhindert und zusätzlich ein kontinuierlicher Materialausstoß gewährleistet. Um eine einfache Abgabe sicherstellen zu können, wurde im Entwurf eine simple Übergabeschurre mit Prallplatten angebracht, die dafür sorgt, dass das Material sauber auf das nächste Band umgelegt wird. Anschließend wird das Material über eine Förderbrücke, die in ihrer Neigung verstellbar und im ausgeschalteten Zustand einklappbar ist, auf den Transportleichter, übergeben, der zum Materialabtransport bereit steht.

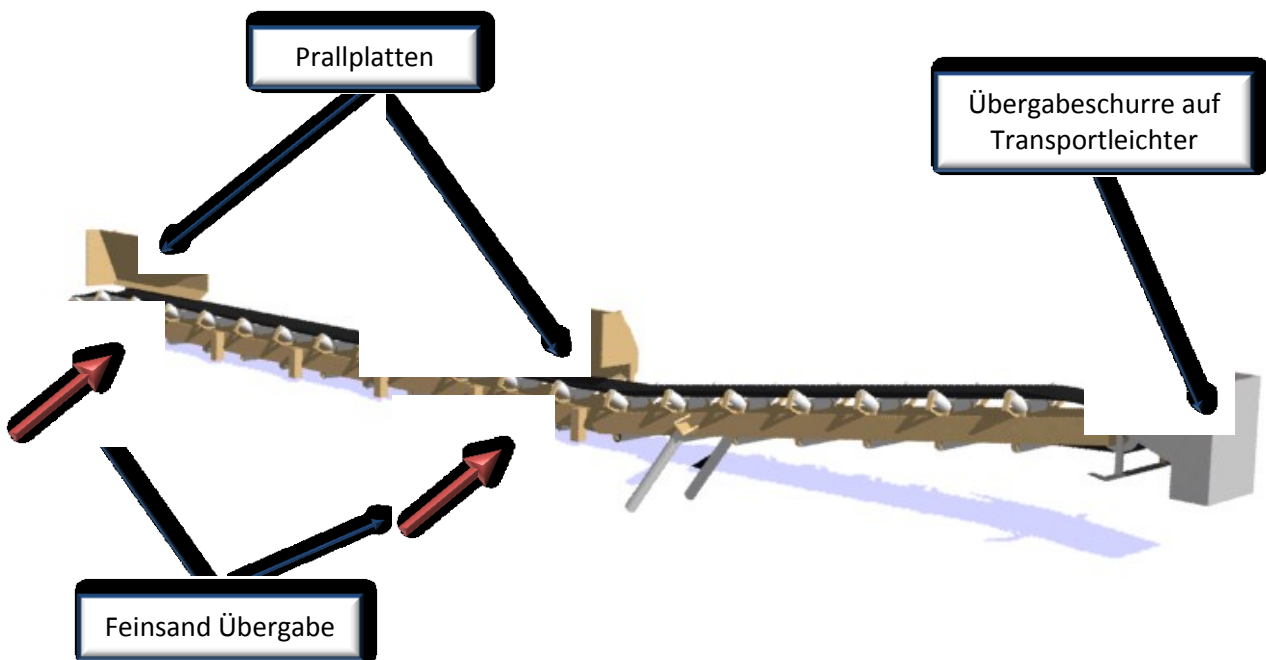


Abbildung 8: Schematische Ansicht des vorderen Gurtförderers

Das Umschlagskonzept, das Material mit Förderbrücken vom Aufbereitungsponton auf den Transportleichter zu überstellen, erlaubt eine simple und schnelle Konstruktion; es muss jedoch zusätzlich so flexibel gebaut werden, dass es automatisch einstellbar auf Höhenunterschiede reagiert, um die verschiedenen Beladungszustände und die damit verbundenen variierenden Tiefgänge ausgleichen zu können.

Da die maximale förderbare Steigung eines Gurtförderers bei 24° liegt und hier eine Höhendifferenz variierend von mindestens 0,6m bis maximal 1,3m vorliegt und überwunden werden muss, ist es unumgänglich, die jeweilige Verladebrücke mindestens 4m über die Pontonkante zum Transportleichter auskragen zu lassen.

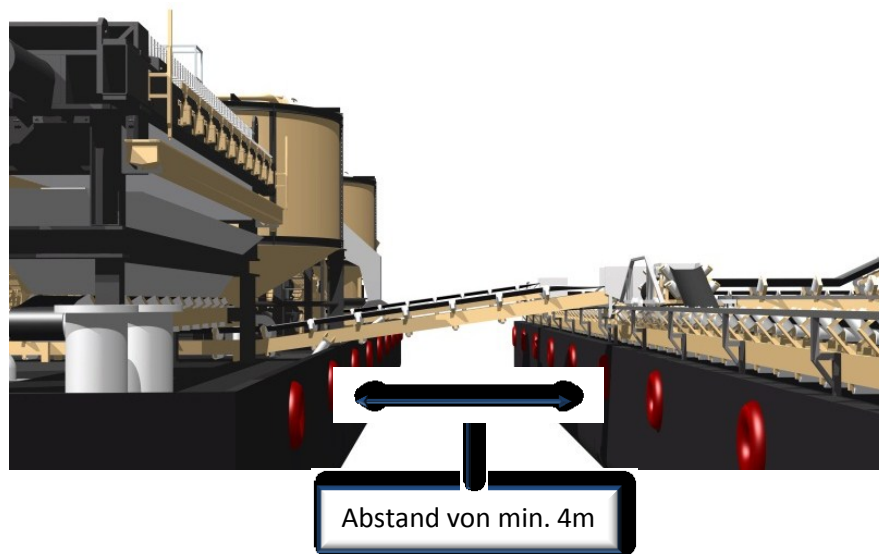


Abbildung 9: Konzeptstudie der Übergabestationen bei Entwurf Nr. 1

Das Hauptproblem dieser Variante liegt im zu großen Abstand zwischen den beiden Schwimmkörpern. Da hier ein in sich starres System verwendet wird, muss am Transportleichter ein weiteres Verladesytem installiert werden, um die Aufrechterhaltung der Logistik des weiteren Materialabtransports zu gewährleisten. Durch die Spanne ist es sehr schwierig, die Übergabestationen der Fördersysteme des Aufbereitungspontons punktgenau über den Förderanlagen des Transportleichters zu platzieren. Hierfür müsste eine aufwändige starre Verankerung aus langen Eisenstangen installiert werden, die jedoch den Wellengang und andere Einflüsse nicht auszugleichen vermag.



2.3.2. Zweiter Entwurf

2.3.2.1. Teleskopier- und schwenkbare Förderbänder

Bevor auf die spezifisch auftretenden Probleme bei der Zuhilfenahme von teleskopier- und schwenkbaren Fördersystemen eingegangen wird, soll eine kurze überblicksartige Darstellung derselben erfolgen.

Dieses System besteht aus einem Zuführband, das das Material aufnimmt und auf ein weiteres transportierendes Band abgibt. Das zweite Förderband ist im Sockel drehbar gelagert und hat somit die Fähigkeit, die gewünschte Schwenkposition anzufahren. Zusätzlich kann diese Fördereinheit höhenverstellbar ausgeführt werden, um die Möglichkeit des Höhenunterschiedsausgleiches zu gewährleisten. Die Teleskopierbarkeit ist durch einen sehr stabilen Außenrahmen und einen ausfahrbaren Innenrahmen gegeben. Das Grundprinzip kann man sich wie bei einem mobilen Kran vorstellen, dessen Ausleger auch aus mehreren ineinander geschobenen Auslegerelementen besteht, die durch ihr Ausfahren die Reichweite vergrößern. Bei einem teleskopierbaren Gurtförderer ist es jedoch komplizierter, da die Tragrollensysteme ebenfalls mit auseinander gezogen werden müssen, um die optimale Gurtauflage zu sichern. Hierzu werden diese Tragrollensysteme am Innenrahmen auf Schienen linear beweglich fixiert, um bei der Teleskopierung des Förderers im zuvor richtig eingestellten Abstand mitgenommen zu werden, damit der optimale Gurtlauf und –durchhang stets vorhanden ist. Die Gurtlänge selbst muss mit der sich verändernden Länge des Förderbandauslegers genau angepasst werden. Hierzu wird ein Bandspeicher in das System integriert, der je nach seiner Größe durch mehrmaliges Umlenken mehr oder weniger Gurt auf geringstem Raum „speichern“ kann. Das Zug- und Tragmittel wird auf der einen Seite über mehrere feststehende Umlenkrollen und parallel auf der anderen Seite durch verschiebbare Umlenkrollen in Schlaufen übereinander geschichtet. Verschieben sich nun die beweglichen Umlenkrollen zu den feststehenden, wird weniger Gurt „gespeichert“; wird jedoch der Abstand zwischen den Umlenkrollen größer, kann mehr Zug- und Tragmittel aufgenommen werden. Um nun den Ausleger verlängern zu können, muss der Abstand zwischen den im Gurtspeicher befindlichen Umlenkrollen verkürzt werden. Das Grundprinzip des teleskopier- und schwenkbaren Gurtförderers baut vollständig auf dem des konventionellen Gurtförderers auf.

2.3.2.2. Konkrete Anwendung im Rahmen des zweiten Entwurfs

Um das Problem der Elimination des Zwischenraumes zu lösen, wurden die Schwimmelemente ohne nennenswerten Abstand miteinander zu einer festen Einheit verzurrt. Auf dieser Basis ergaben sich

wiederum bekannte und neue Randbedingungen:

- Beladung eines Transportleichters mit zwei unterschiedlichen Produkten von einer Seite des Aufbereitungspontons aus
- Höhendifferenz zwischen den Anlagenfahrzeugen
- Platz sparende und funktionelle Konstruktionen
- eingeschränkte Bewegungsfreiheit der Fördersysteme
- Ausnutzung des Transportvolumens des Transportleichters
- Verstauung der Fördersysteme beim Ortswechsel der Aufbereitungsanlage

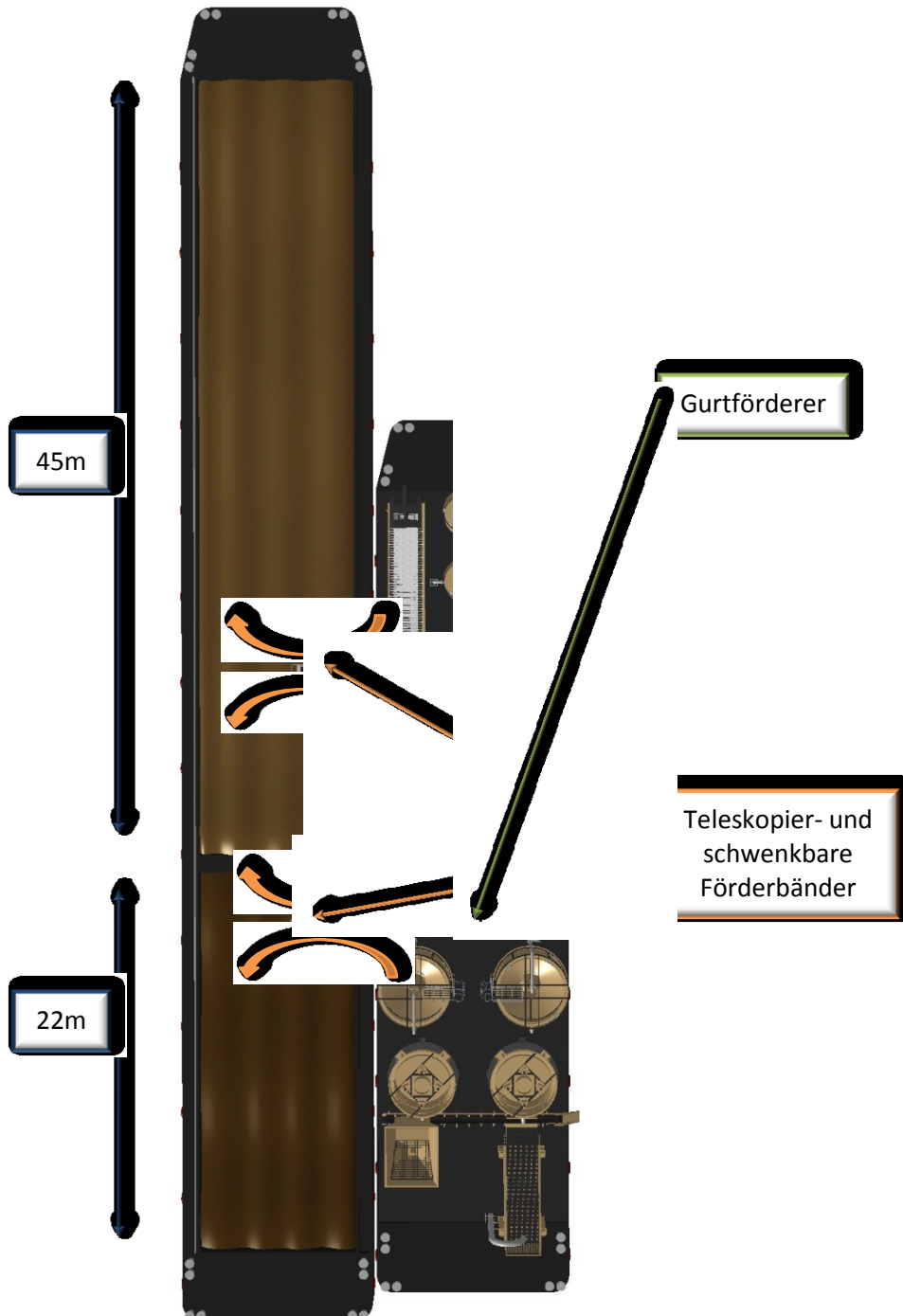


Abbildung 10: Konzeptstudie der Übergabestationen von Entwurf Nr. 2



Durch die Installation von teleskopier- und schwenkbaren Förderanlagen mit Spezialgurten ist man in der Lage, den Höhenunterschied der Schwimmstationen zueinander mit einem steileren Winkel und gleichzeitig geringerem Platzverbrauch zu überwinden.

Hinzu kommt, dass nicht mehr punktgenau von einem Fördersystem auf ein anderes umgeschlagen werden muss und auch eine größere Fläche des Frachtraums ohne weitere Hilfsmittel beschickt werden kann. Die Vorteile dieses Systems liegen – vorausgesetzt, das Platzangebot fällt nicht zu knapp aus – in der flexiblen Einsetzbarkeit sowie in der platzsparenden Bauweise. Die Bewegungsfreiheit in Kombination mit der Länge der Verladebrücken fällt in diesem konkreten Beispiel jedoch weder klein und sparend im Platzbedarf, noch flexibel verstaubar aus. Um die Länge des Transportleichters von 75m abdecken zu können, wird jeweils eine Übergabestation pro separiertem Material nicht ausreichen, da die Füllbecken Längen von 22m und 45m aufweisen. Abgesehen von dem extrem hohen Drehmoment, welches in der Drehbasis bei vollem Ausleger wirken würde, kann ein Gurtspeicher in dieser Größenordnung nicht konstruktiv umgesetzt werden. Hinzu kommt ein extrem großer Schwenkbereich des Armes von $+85^\circ$ bis -85° , wie es beim Produkt Feinsand der Fall wäre, was eine Unterbringung des besagten Speichers nicht im Ponton, sondern am Verladearm selbst voraussetzt. Das Platzproblem für diese Art des Umschlags ist erheblich, denn mehrere Verladesysteme pro Material können nicht auf dem Ponton untergebracht werden und für jeweils ein Verladesystem pro Rohstoff stehen – abgesehen von anderen damit zusammenhängenden Problemen – der Bewegungsfreiheit die vorhandenen Aufbauten der umliegenden Anlagen im Weg.

Aus den genannten Gründen kann diese Überlegung aufgrund des Platzmangels ebenfalls nicht umgesetzt werden. Somit kann auch dieser Entwurf für den speziellen Fall nicht angewendet werden.

2.4. Übergabesystem auf Basis eines Doppelgürtförderers

Aufgrund der im Rahmen der Simulation sowie der Überprüfung der praktischen Anwendbarkeit auftretenden Probleme der bereits vorgestellten Entwürfe sowohl im technischen als auch wirtschaftlichen Bereich wurde ein Übergabesystem auf Basis eines Doppelgürtförderers entworfen und dessen Durchführbarkeit überprüft.



2.4.1. Der Doppelgurtförderer¹²

Das Grundprinzip des Doppelgurtförderers beruht auf der Beförderung von Schütt- bzw. Stückgut mittels zweier handelsüblicher Gurtförderanlagen, mit der Besonderheit, auf engstem Raum Steigungen von 90° - unabhängig von der zu fördernden Höhe – überwinden zu können. Dabei wird das zu transportierende Material über eine Standardaufgabestation auf das waagrecht oder leicht schräg gestellte Fördersystem aufgegeben. Anschließend durchfährt der beladene Fördergurt eine Ablenkstation, in der ein weiterer konventioneller Glattgurt auf die transportierende Seite des primären Gurtes aufgelegt und als Gurtpaar über eine spezielle Umlenktrummel oder sogenannte Flexitrommel, wie in Abbildung 11 ersichtlich, in die Vertikale umgelenkt wird. Die Flexitrommel hat neben der Umlenkung die Aufgabe, das Fördergurt in die Mitte der beiden Fördergurte zu drücken und die Gurtseiten gegenseitig sauber aufeinander zu pressen.

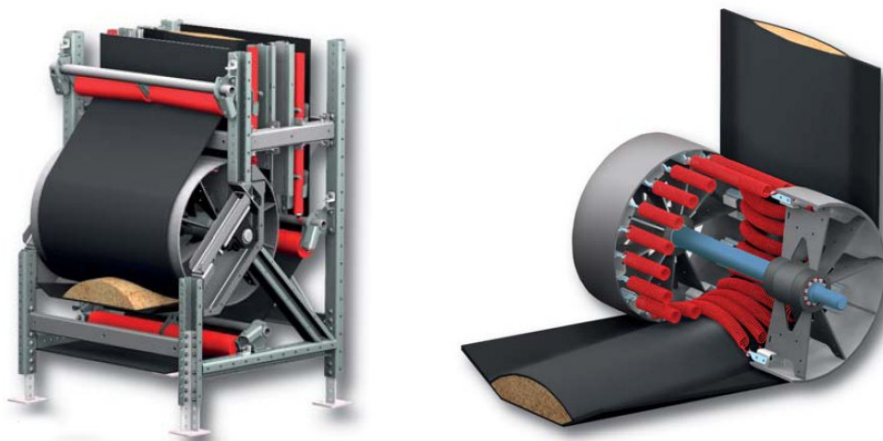


Abbildung 11: Funktionsprinzip einer Flexitrommel beim Doppelgurtförderer¹³

In der Senkrechten werden durch speziell entwickelte und patentierte Dicht- und Andruckrollensysteme einerseits die Gurtseiten zusammengepresst, um den Materialaustritt so gering wie möglich zu halten, und andererseits die Gurtmitten mit Druck beaufschlagt, um das Material in einem kontinuierlichen Transportstrom zu befördern. Dabei werden die beweglich gelagerten Andruckrollen mittels eines pneumatischen Andrucksystems auf den optimalen Anpressdruck eingestellt, um bei Materialzunahme aufschwenken zu können. Selbst bei Anlagenstopp wird die Materialsäule durch die Rollensysteme perfekt gehalten und nach Wiederaufnahme des Betriebs weitergefördert. Durch dieses sehr flexible System wird eine nicht

¹² Firma VHV Anlagenbau, Innovation Steilfördertechnik, Hörstel, Fachinformationsbroschüre.

¹³ http://vhv-anlagenbau.de/www/pdf/PR_Steilfoerdertechnik%20D_komplett.pdf (Abfragedatum: 01.05.2012)



walkende Materialsäule erzeugt, die kaum Leistungsverluste am System selbst verursacht und gleichzeitig Materialaustritte verhindert. Da aber eine 100%ige Abdichtung nicht umsetzbar ist, wird das an den Seiten austretende Material von speziell angebrachten Rohren aufgefangen und vor der unteren Ablenkstation auf dem primären Gurt zurück in die Ausgangsposition zurückgebracht.

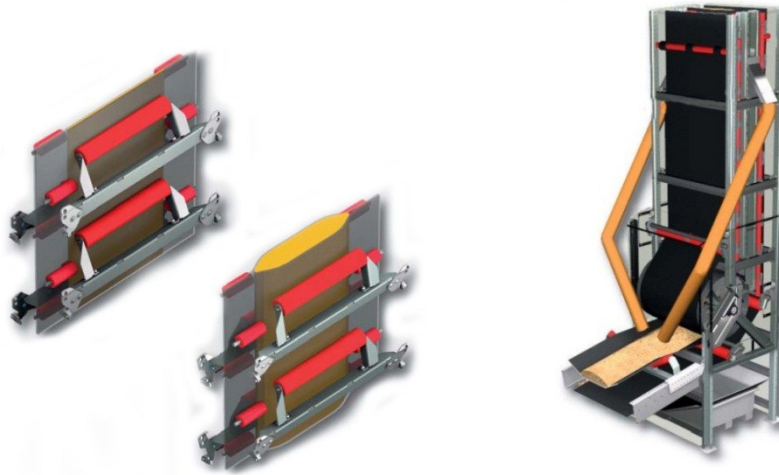


Abbildung 12: Funktionsprinzip der Beförderung der Materialsäule und der Rückrieselvorrichtung¹⁴

Am oberen Ende wird wiederum mittels Flexitrommel das Gurtpaar in die gewünschte Position gedreht und getrennt. Dabei wird der nun oben liegende Gurt mit einer Umlenktrommel vom unteren Fördergurt abgehoben, durch Abstreifer und Bürsten gereinigt und in die Ausgangsposition zurückgeführt. Der nun transportierende Gurt kann in der neuen Lage und Höhe ohne Hilfe weiter konventionell weiterfördern oder das Material an einer Übergabeschurre abgeben. Das System ist so flexibel gebaut, dass es in S- oder C-förmiger Linienführung ausgeführt werden kann.



Abbildung 13: Beispiele für S – und C - förmige Linienführung¹⁵

Die Vorteile bestehen also in einer sauberen, sortenreinen, kontinuierlichen und verschleißarmen Materialführung. Dies beruht auf den modernsten Abstreifer- und Bürstenkombinationssystemen, die an Glattgurten perfekt eingesetzt werden können. Schwellende Entleerungen durch

¹⁴ http://vhv-anlagenbau.de/www/pdf/PR_Steilfoerdertechnik%20D_komplett.pdf (Abfragedatum: 01.05.2012)

¹⁵ http://vhv-anlagenbau.de/www/pdf/PR_Steilfoerdertechnik%20D_komplett.pdf (Abfragedatum: 01.05.2012)



Taschenförderer oder Becherwerke gepaart mit dem verbundene Verschleiß an den Gurten, da diese das Material schöpfen müssen, treten hier nicht mehr in Erscheinung, da Materialablagerungen an diesem System nicht mehr möglich sind. Zusätzlich ist dieses Fördersystem überall platzsparend unterzubringen, da zusätzliche Übergabestellen, Kellerein- bzw. Dachüberbauten nicht benötigt werden.

2.4.2. Übergabesystem vom Aufbereitungsponton auf den Transportleichter

Wie in Punkt 2.3 erörtert, liegen die Hauptschwierigkeiten der Anlage in der Überwindung der differentiellen Höhe, in einem beschränkten Platzangebot und in dem Übergabesystem.

Zu diesem Zweck wurde ein Doppelgurtförderer, wie in Kapitel 2.4 beschrieben, entworfen, da er mit diesen Vorgaben kongruiert. Da der Höhenunterschied vertikal überwunden wird, sind weitere Überlegungen bezüglich des Förderwinkels und der Gurtart hinfällig. Weiters lässt sich dieses System leicht am Ende der beiden Gurtfördereinheiten konstruktiv einbinden und bildet somit eine platzsparende und solide Basis für den Übergang zum Transportleichter.

Der Anforderung, keine über die Bordkante auskragenden Anlagenteile zuzulassen, wurde Folge geleistet, indem das Problem der Wegdifferenz zwischen den Wasserfahrzeugen und der damit verbundenen Abgabe durch eine hydraulisch ausklappbare Übergabeschurre gelöst wurde, die im optimalen Abrutschwinkel von 60° eingestellt werden kann, um Materialanpackungen zu vermeiden. Die zwischen den beiden Schwimmkörpern durch verschiedene Beladungszustände und einwirkende Wellengänge ständig wechselnde Höhendifferenz wird mittels teleskopierbarem Abgabetrichter am anderen Ende der Übergabeschurre ausgeglichen. Es läuft also nicht nur der Ausgleichsprozess rein mechanisch ab, sondern es wird gleichzeitig ein optimaler Übergang zum Transportleichter geschaffen, der die punktgenaue Materialaufgabe sichert.

2.4.3. Berechnung der Doppelgurtförderer

Berechnung Doppelgurtförderer nach DIN 22101:

Allgemeine Angaben:

Breite des Förderers:	$B_F := 0,4\text{m}$
Muldungswinkel:	$\lambda_G := 30\text{deg}$
Breite der Mittelrolle:	$l_M := 0,165\text{m}$
Dynamischer Schüttwinkel:	$\alpha_G := 20\text{deg}$



Dichte des Schüttgutes:	$\rho_{\text{Schütt}} := 2000 \text{ kg/m}^3$
Geschwindigkeit des Gurtes:	$v_{\text{max}} := 1 \text{ m/s}$
Länge des Gurtes:	$l_{\text{Gu}} := 12.500 \text{ mm}$
relativer Gurtdurchhang:	$\frac{f_R}{l_R} \leq 0.01$
Feinsandmenge, die maximal pro Stunde separiert werden kann: 111t	
Nutzung des Förderers beträgt bei maximaler Auslastung 96%	

Angaben zur Gurtart:

Typ:	EP 400/3
Firma:	Continental
Mindestzugfestigkeit:	$F_{\text{TGu}} := 400 \text{ N/mm}^2$
Bandmasse ohne Deckplatten:	ca. $4,6 \text{ kg/m}^2$
Gewicht des Gurtes Gurtes/m^2 :	$m_{\text{Gu}} := 3,2 \text{ kg/m}^2$
Einlangendicke:	ca. 3,8mm
Bandbreite bei 30° Muldung:	$b_{\text{Gu}} := 400 \text{ mm}$

Angaben zu den Tragrollen:

Obertrum: dreirollige Gurtmuldung

Durchmesser der Tragrolle:	$D_{\text{Ro}} := 89 \text{ mm}$
Länge der Tragrolle:	$L_{\text{Ro}} := 165 \text{ mm}$
Masse der Tragrolle:	$m_{\text{Ro}} := 2,5 \text{ kg}$
Belastbarkeit der Tragrolle:	$T_{\text{Ro}} := 3100 \text{ N}$

Untertrum:

Durchmesser der Tragrolle:	$D_{\text{Ru}} := 89 \text{ mm}$
Länge der Tragrolle:	$L_{\text{Ru}} := 500 \text{ mm}$
Masse der Tragrolle:	$m_{\text{Ru}} := 5,7 \text{ kg}$



Zur Berechnung des Volumenstroms müssen zunächst die Schüttfläche und das Gewicht des Materials ausgerechnet werden.

$$b_F := 0.9 \cdot B_F - 0.05 \cdot m$$

$$b_F = 0.31 \text{ m}$$

Durch die Angaben und die projizierte Schüttbreite ist es möglich, die zwei Schüttflächen auszurechnen:

Schüttfläche (oberer Teil):

$$A_{1th} := \left[l_M + (b_F - l_M) \cdot \cos(\lambda_G) \right]^2 \cdot \frac{\tan(\alpha_G)}{4}$$

$$A_{1th} = 7.683 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Schüttfläche (unterer Teil):

$$A_{2th} := \left[l_M + \frac{(b_F - l_M) \cdot \cos(\lambda_G)}{2} \right] \cdot \frac{(b_F - l_M) \cdot \sin(\lambda_G)}{2}$$

$$A_{2th} = 8.257 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Die Summe der beiden Schüttflächen ergibt:

$$A_G := A_{1th} + A_{2th}$$

$$A_G = 0.016 \text{ m}^2$$

Wenn nun die Gesamtschüttfläche, die Förderlänge und die Dichte miteinander multipliziert werden, ergibt sich die Gesamtlast an Material, welche maximal zur gleichen Zeit auf dem Förderer liegen kann:

$$q_{oM} := l_{Gu} \cdot A_G \cdot \rho_{Schüt}$$

$$q_{oM} = 398.501 \text{ kg}$$

Berechnung des Volumenstroms mit Hilfe der Gesamtfläche und der Geschwindigkeit:

$$I_V := A_G \cdot v_{ma}$$

$$I_V = 0.016 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$



Wenn der Volumenstrom mit der Dichte multipliziert wird, resultiert daraus der Massenstrom:

$$I_m := I_v \cdot \rho_{\text{Schütt}} \quad I_m = 31.88 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Der Massenstrom in Tonnen pro Stunde ergibt:

$$I_{\text{mt}} := I_m \cdot 3600 \quad I_{\text{mt}} = 1.148 \times 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Nun ist es möglich, die Bewegungswiderstände zu ermitteln:

Wie bereits in Kapitel 2.2.1.5. dargestellt, wird der Gesamtreibungswiderstand durch Aufsummieren des Hauptwiderstands mit dem Nebenwiderstand, dem Steigungswiderstand und dem Sonderwiderstand errechnet:

$$F_{\text{ges}} := F_H + F_{\text{St}} + F_N + F_S$$

Der Hauptwiderstand:

Wie zuvor erwähnt, kann durch Reduktion des Hauptwiderstands der größte Teil an aufzuwendender Energie eingespart werden. Um diesen berechnen zu können, müssen folgende Einflussgrößen, -faktoren und Variablen erarbeitet werden:

Horizontalprojektion der Bandstrecke: $L_H := 9900\text{mm}$

Horizontalprojektion des Förderweges: $L'_H := 7750\text{mm}$

Die Rollenzahl, die den fiktiven, gemeinsamen Reibungswert von Ober- und Untertrum ausdrückt:

$$k_R := 1$$

Um die Gurtmasse pro Meter errechnen zu können, muss man zuvor die Gesamtfläche des Gurtes auswerten:

$$A_{\text{Gu}} := l_{\text{Gu}} \cdot 2 \cdot b_{\text{Gu}} \quad A_{\text{Gu}} = 10 \text{ m}^2$$



Daraus kann nun das Gewicht errechnet werden:

$$q_{Gu} := m_{Gu} \cdot A_{Gu}$$
$$q_{Gu} = 32 \text{ kg}$$

Mit dem Gesamtgewicht kann anschließend das Gewicht pro Meter bestimmt werden:

$$q_G := \frac{q_{Gu}}{2 \cdot l_{Gu}}$$

Um die Gesamtrollenmasse, die sich im Obertrum verbaut befindet, auswerten zu können, muss erst den Tragrollenabstand im Obertrum bestimmen.

Der Abstand der Tragrollensysteme im Obertrum:

$$l_o := 0.8\text{m}$$

Das Gewicht pro Tragrolle:

$$m_{Ro} = 2.5 \text{ kg}$$

Mit den beiden Größen kann nun die Rollenmasse, unter zusätzlicher Beachtung der dreirolligen Gurtmuldung pro Meter ausgewertet werden:

$$q_{Ro} := \frac{3 \cdot m_{Ro}}{l_o}$$
$$q_{Ro} = 9.375 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Der analoge Rechenverlauf wird für die Rollenmasse pro Meter im Untertrum angewendet, jedoch nur mit der Masse von einer Rolle:

Der Abstand der Tragrollen im Untertrum:

$$l_u := 1.2\text{m}$$

Die drehende Masse pro Rolle im Untertrum:

$$m_{Ru} = 5.7 \text{ kg}$$



Mit den beiden Größen kann nun die Rollenmasse pro Meter ausgewertet werden:

$$q_{Ru} := \frac{m_{Ru}}{l_u}$$

$$q_{Ru} = 4.75 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Der fiktive Reibwert f_R wird für ungünstige Anlagenbedingungen herangezogen, da die Anlage auf einem Schiff extrem rauer Umgebung mit viel Schmutz und Wasser ausgesetzt ist:

$$f_R := 0.02$$

Die Fördergutmasse, welche sich aus den Größen Querschnittsfläche, der Länge des Gurtes, sowie der Dichte des Schüttgutes zusammensetzt, wird folgendermaßen berechnet:

$$q_L := \frac{A_G \cdot l_{Gu} \cdot \rho_{Schütt}}{l_{Gu}}$$

$$q_L = 31.88 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Durch Zusammenführen der errechneten Daten ergibt sich ein Hauptwiderstand von :

$$F_H := f_R \cdot g \cdot [L_H \cdot [2 \cdot q_G + k_R \cdot (q_{Ro} + q_{Ru})] + q_L \cdot L'_H]$$

$$F_H = 80.856 \text{ N}$$

Der Nebenwiderstand:

Der Nebenwiderstand wird durch den Hauptwiderstand und den Beiwert C, der zur Erfassung der Nebenwiderstände dient, errechnet:

$$C_F := 3$$

Der Beiwert C lässt sich aus der Tabelle X ablesen, da die Förderanlage unter 80m lang ist und das Diagramm in Abbildung 7 für Förderanlagen unter 80m Länge nicht herangezogen werden darf:



L [m]	< 20	20	40	60	80	100	150	200	300
C	3	2,5	2,28	2,1	1,92	1,78	1,58	1,45	1,31
L [m]	400	500	600	700	800	900	1000	2000	> 2000
C	1,25	1,2	1,17	1,14	1,12	1,1	1,09	1,06	1,05

Tabelle 2: Nebenwiderstandsbeiwerte C abhängig von der Förderlänge L

Durch das Einsetzen in die Formel erhält man für den Nebenwiderstand folgendes Ergebnis:

$$F_N := (C_F - 1) \cdot F_H$$

$$F_N = 161.713\text{N}$$

Der Steigungswiderstand:

Im Steigungswiderstand fließt der Höhenunterschied mit der zu befördernden Fördergutmasse pro Meter mal der Erdbeschleunigung zu folgendem Ergebnis zusammen:

Die Höhendifferenz beträgt:

$$H' := 2750\text{mm}$$

Der Steigungswiderstand ergibt:

$$F_{St} := q_L \cdot H' \cdot g$$

$$F_{St} = 859.752\text{N}$$

Sonderwiderstand:

Es liegen für den folgenden Fall keine Sonderwiderstände vor.

$$F_S := 0$$

Die Summe der einzelnen Reibungswiderstände ergibt:

$$F_{ges} := F_H + F_{St} + F_N + F_S$$

$$F_{ges} = 1.102 \times 10^3 \text{ N}$$



Aus den errechneten Daten kann nun der Leistungsbedarf errechnet werden:

$$P_F := F_{ges} \cdot v_{ma}$$

$$P_F = 1.102 \times 10^3 \text{ W}$$

Für die statische Leistung ergibt sich ein Wirkungsgrad von:

$$\eta_{ges} := 0.9$$

Kombiniert mit dem Leistungsbedarf und ohne Berücksichtigung von Getriebe- und Verstellgetriebewirkungsgrad ergibt sich eine mindestens zu installierende Leistung von:

$$P_{inst} := \frac{P_F}{\eta_{ges}}$$

$$P_{inst} = 1.225 \times 10^3 \text{ W}$$

2.5. Darstellung der einzelnen Übergabesysteme auf Basis von Doppelgurtförderern

2.5.1. Doppelgurtförderer bei der Feinsandgewinnung

Beim Separationsstandort für Feinsand wird das zu trennende Material durch zwei Separationsmodule, die hier wiederum nicht näher beschrieben werden dürfen, separiert und anschließend über zwei Gurtförderer an den Doppelgurtförderer übergeben.

Die beiden Maschinen, die für den abschließenden Separationsprozess für Feinsand verantwortlich sind, werden wechselseitig befüllt und werfen abwechselnd das gewonnene Schüttmaterial aus. Durch die abwechselnde Materialübergabe kann es zu keinen Engpässen kommen und somit bleibt die Grundkonstruktion mit den einfachen Übergabeschurren mit Prallplatten bestehen. Der nun folgende Weitertransport des Materials wurde mit Hilfe des Doppelgurtfördersystems komplett neu überarbeitet. Das zu befördernde Separationsmaterial wird über die Übergabeschurren auf den konventionellen Transportgurt aufgegeben. Dieser durchfährt nach einigen Metern die Knickstation, in der ein zweiter Gurt mit Hilfe einer Flexirolle auf den Transportgurt aufgelegt und in die Vertikale umgelenkt wird. Die beiden Gurte transportieren das Material senkrecht über die gesamte zu



überwindende Höhendifferenz und durchlaufen an der obersten Stelle wiederum eine zweite Knickstation. An dieser wird das Gurtsystem in die Waagrechte umgelenkt, gleichzeitig wird der obere der beiden Gurte vom Transportgurt getrennt. Der Transportgurt selbst fördert das Material noch einige Zentimeter weiter und gibt es anschließend an eine flexibel einstellbare Übergabeschurre ab.

Diese wird mit Hilfe einer Hydraulik auf den gewünschten Abrutschwinkel eingestellt, damit das zu übergebende Material optimal abrutschen kann und Anpackungen im Inneren unterbunden werden. Am Ende der Schurre ist ein teleskopierbarer Übergabetrichter angebracht, der rein mechanisch für den automatischen Höhenausgleich sorgt.

Wird die Schurre nicht mehr benötigt, da der Separationsbetrieb wegen Standortwechsel oder Überstellung eingestellt wurde, kann sie vollständig eingeklappt werden, damit keine Anlagenteile über den Pontonrand ragen.

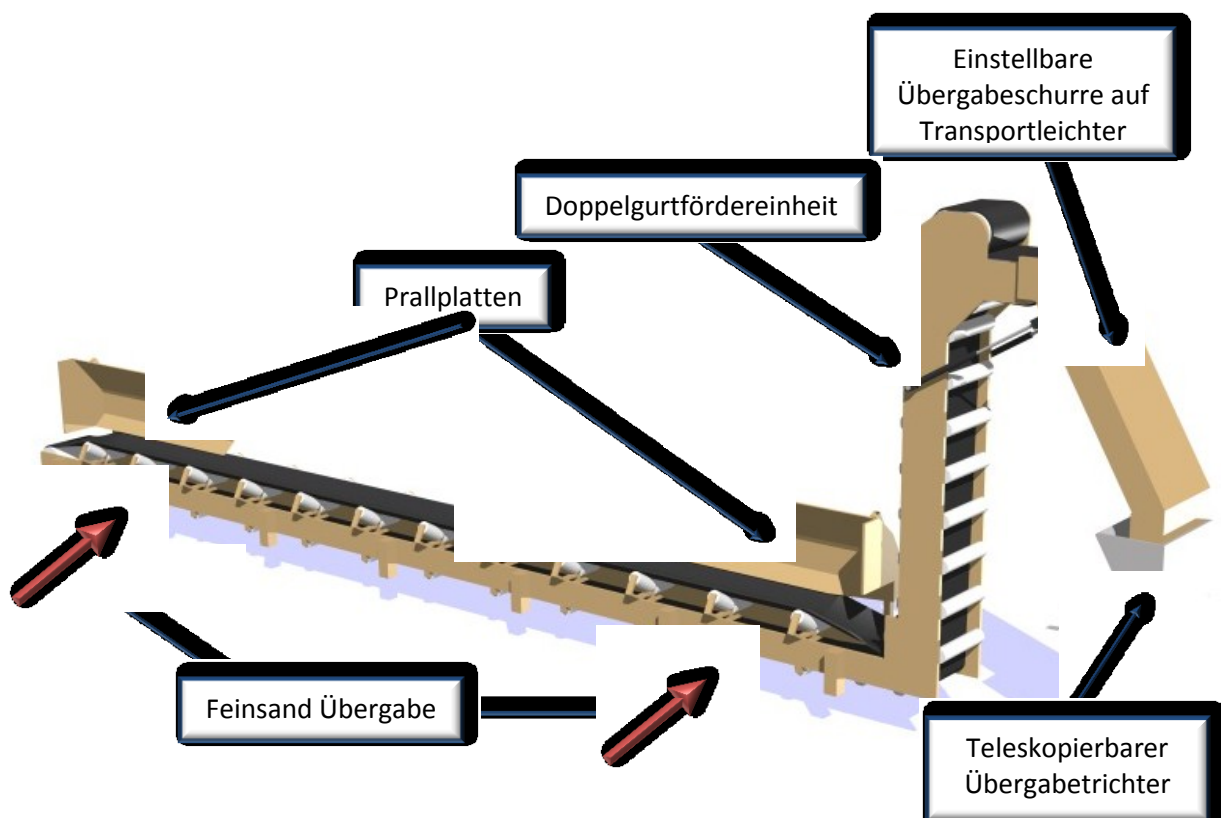


Abbildung 14: Schematische Ansicht des Doppelgurtförderers - Feinsand



2.5.2. Doppelgurtförderer bei der Schlickgewinnung

Wie bereits unter Punkt 2.1 erwähnt, sind bei der Schlickgewinnung verschiedene Abgabevarianten zu beachten. Bei Variante a werden beide übereinander ausgeworfenen separierten Rohstoffe zum Transportleichter abgefördert, bei Variante b nur die untere der beiden Komponenten, wobei das obere gewonnene Material wieder in die Donau zurückgeführt werden muss.

2.5.2.1. Schlickabförderung Variante a)

Am Standort der Aufbereitung von Schlick existieren wie auch bei der Feinsandgewinnung zwei nebeneinander stehende identische Maschinenkombinationen, die jeweils aus Platzspar- und praktischen Gründen übereinander angeordnete Materialausgabestationen besitzen. Bei dieser Variante dürfen die beiden aufbereiteten Güter wieder vermischt und zusammen abtransportiert werden. Da hier nicht weiter auf die Unterschiede der beiden Ausgabestationen eingegangen werden darf, wird anschließend der Materialtransport beschrieben.

Um auch hier eine weitere Neukonstruktion zu vermeiden, zieht man das Grundgerüst des Doppelgurtförderers der Feinsandgewinnung heran und passt es an diesen Prozessort an.

An den beiden unteren Ausgabestellen kann das System komplett übernommen werden; es musste jedoch eine Lösung für die Einsparung eines weiteren Gurtförderers gefunden werden. Da beide Aufbereitungsrohstoffe vermischt werden dürfen, wurde eine Übergabestation über die komplette Höhe installiert. Diese besteht aus einer Übergabeschurre, die das Material vom oberen Ausgabeort an den unteren leitet, und einer Aufnahmeschurre am unteren Ende, die dafür sorgt, dass beide Rohstoffe vereint und sauber auf das Transportband aufgegeben werden. Dabei sind in die Übergabestation am unteren Ende Kettenvorhänge integriert, die das von oben kommende Material abbremsen sollen, um die Materialübergabegeschwindigkeit herabzusetzen.

Das ganze System ist zusätzlich linear verschiebbar ausgeführt, damit ein leichter Zugang beim Maschinenreinigen und Warten gewährleistet ist.

Danach verläuft der Umschlagsprozess analog zur Feinsandgewinnung, indem der Transportgurt mit dem Material in die erste Knickstation eingeleitet wird, dort mit dem zweiten Gurt in die Vertikale umgelegt und am oberen Ende wiederum in die Waagrechte gelegt und getrennt wird. Die Abgabe funktioniert komplett ident über eine einstellbare Übergabeschurre und einen mechanisch gesteuerten Übergabetrichter.

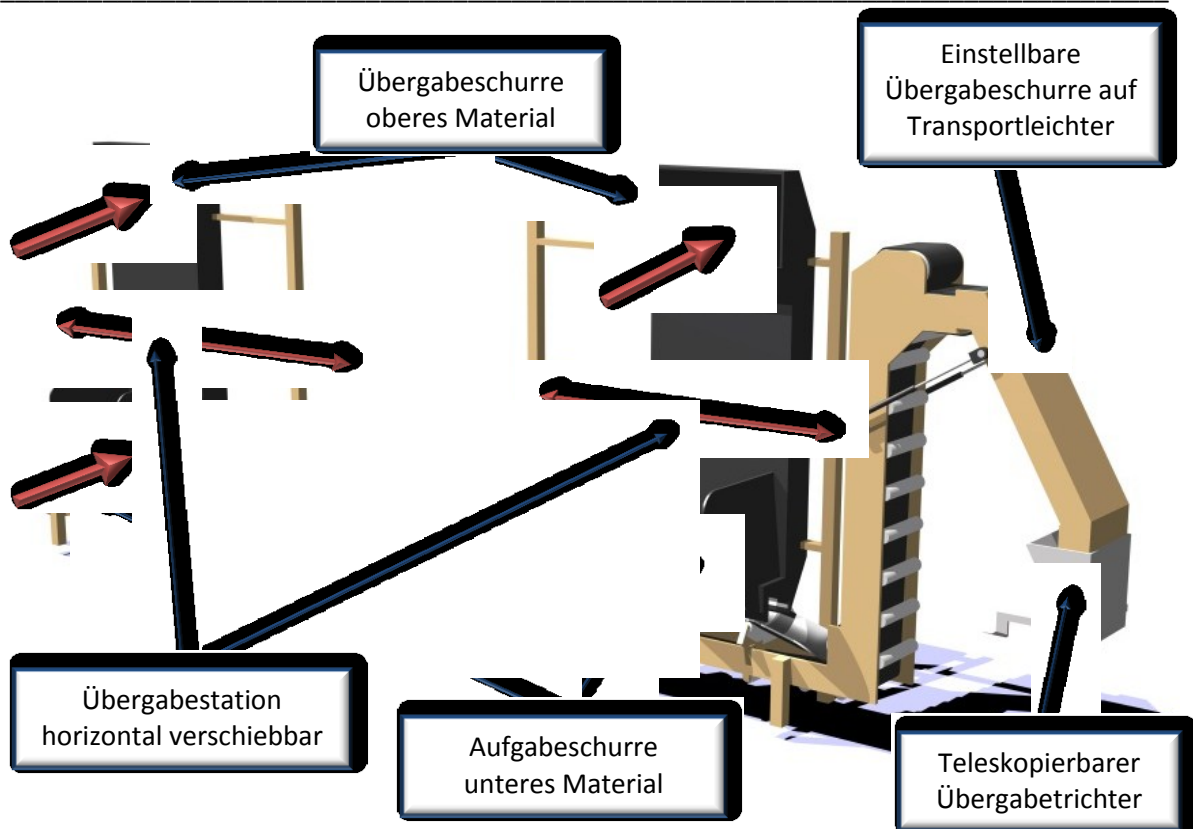


Abbildung 15: Schematische Ansicht des Doppelgurtförderers – Variante a)

2.5.2.2. Schlickabförderung Variante b)

Die Maschinenkonstellation ist wiederum ident zu Punkt 2.5.2.1., allerdings mit dem Unterschied, dass die beiden gewonnenen Rohstoffe nicht miteinander vermischt und abtransportiert werden dürfen. Dabei ist zu beachten, dass die obere Komponente in die Donau abgegeben und die untere auf den Transportleichter umgeschlagen werden muss.

Da sich das Grundkonzept der beiden vorhergehenden Förderanlagen auch hier sehr gut anwenden lässt, ist es ein Leichtes, die Umsetzung des unten „produzierten“ Materials ohne neue Überlegungen zu erreichen. Wie bisher wird die untere Komponente über simple Übergabeschurren auf den Transportgurt aufgegeben und anschließend über das Doppelgurtfördersystem, welches ident zu den beiden vorhergehenden Verladesystemen ist, auf den Transportleichter umgeschlagen. Bei der oberen Materialausgabe wurde ein zweites, ein einfaches Gurtfördersystem eingeführt. Da der Abtransport und die anschließende Abgabe in die Donau auf der Gegenseite des Pontons stattfindet und die erforderliche Höhe vorhanden ist, reicht es aus, eine aus- und einklappbare Schurre am Ende zu installieren.

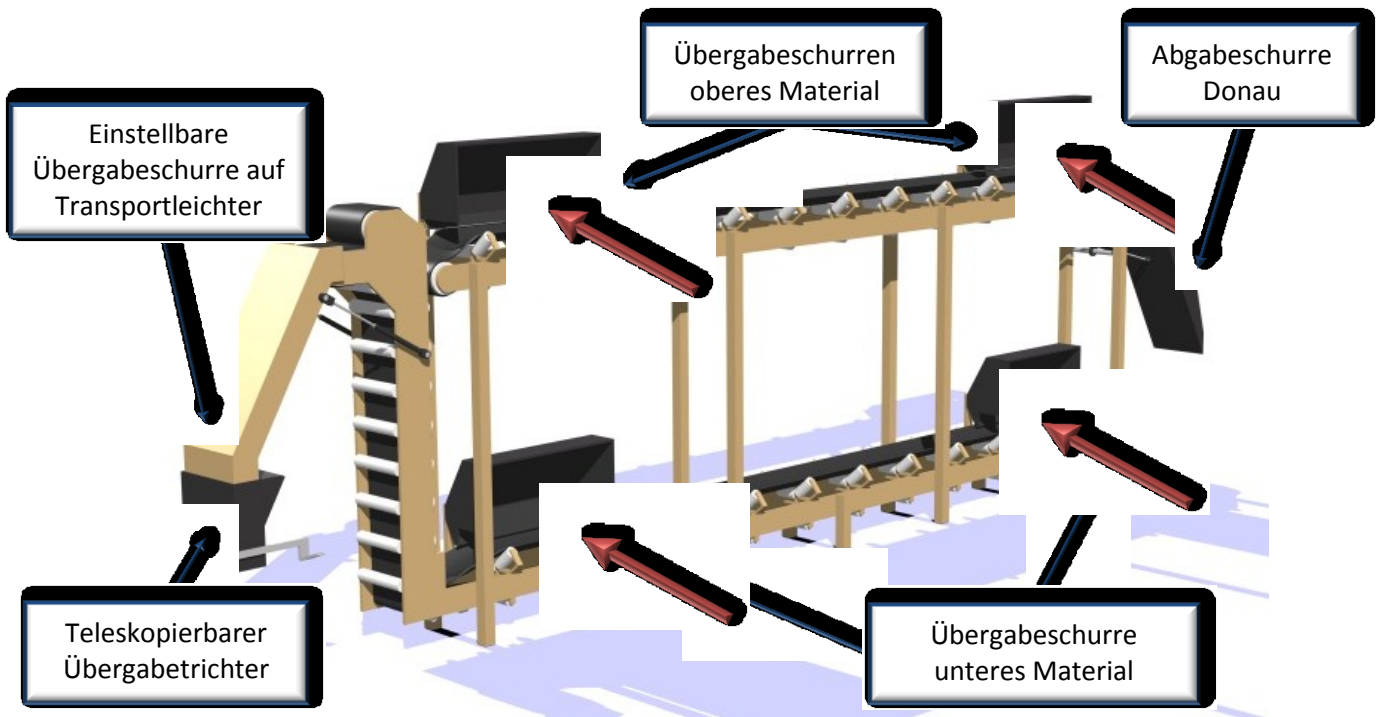


Abbildung 16: Schematische Ansicht des Doppelgurtförderers – Variante b)

2.5.3. Conclusio Doppelgurtförderer

Die Nutzung des Doppelgurtfördersystems als Schnittstelle zwischen Aufbereitungsseite und Transportseite bringt beträchtliche wirtschaftliche Vorteile:

- In der Anschaffung, da ein handelsübliches und relativ kostengünstiges Fördersystem verwendet werden kann. Damit besteht kein Bedarf an aufwändigen Neuentwicklungen, die mit komplizierten und teuren Sonderkonstruktionen zum Einfahren und Wegklappen der Verladearme ausgestattet werden müssen.
- In der Wartung, da starre handelsübliche Systeme hinsichtlich der Ersatzteile viel kostengünstiger ausfallen als aufwändige, technisch hoch entwickelte und filigrane Prototypen.
- In der Stabilität, da die Verladebrücken extreme Gewichte aufnehmen müssen und sich die Tragkraft, wie im Lastendreieck ersichtlich, mit zunehmendem Hebelarm quadratisch verringert. Nicht außer Acht gelassen werden darf weiters die Seitenwindanfälligkeit von sehr langen Förderarmen, die beim vorliegenden Übergabesystem völlig vernachlässigbar ist.



2.6. Verladesytem und Transportvarianten am Transportleichter

2.6.1. Der Leichter¹⁶

Leichter sind unmotorisierte, unbemannte und schwimmende Transportbehelfe, die für Gütertransporte in der Binnenschifffahrt eingesetzt werden. Diese können sowohl einzeln als auch in Schubverbänden mit einem Schubschiff zusammengeschlossen bewegt werden. Die meisten Leichter sind heutzutage mit einem Kopfruder, welches vom Schubschiff aus gesteuert wird, ausgestattet, sodass sie eine bessere Manövrierfähigkeit bei Flussabwärtsfahrten und schlechtem Wetter haben. Zur weiteren Ausstattung gehören Ankerwinden, Koppelwinden, eine Mehrkanal-Bugstrahlanlage, welche es ermöglicht, selbstständig kleine Ortwechsel – etwa in Häfen oder beim Verlassen von Schleusen – auszuführen und ein Ballastsystem, welches die Fähigkeit hat, die verschiedenen Tiefgänge vom Leichter zum Schubschiff auszugleichen. Einige Leichterausführungen, die immer Teil in Koppelverbänden sind, haben einen spitzen Bug, der auch eine Wohnung für Schiffspersonal beherbergt. Schubleichter hingegen haben keinen spitzen Bug und sind auf beiden Seiten spiegelsymmetrisch ausgeführt.

Der Europa-Leichter vom Typ Ila ist der am häufigsten eingesetzte Transporter auf den Binnengewässern in Europa. Er verfügt über eine Länge von 76,50m, eine Breite von 11,40m und ein Ladevermögen von 2.850 Tonnen. Neben längeren oder kürzeren Variationen gibt es auch an spezielle Wasserstraßenbedingungen und Fahrgebiete angepasste Spezialausführungen.

Außerdem gibt es auch Leichter der Bauart LASH, welche als Spezialanwendung von Hochseeschiffen selbst vollbeladen über verschiedenste Ozeane transportiert werden können und so einen weiteren Güterumschlag einsparen helfen. Danach werden die Spezialleichter in Verbände gestellt und können anschließend über Wasserstraßen in Binnengewässer die Zielorte erreichen.

2.6.2. Verladeeinrichtung am Transportleichter

Bei einem starren Übergabesystem ist ein weiteres Förderkonzept auf dem Transportfahrzeug unumgänglich. Dieses ist primär für die aufrecht zu erhaltende Logistik und sekundär für die gleichmäßige Transportraumausnutzung erforderlich. Da zwei verschiedene Rohstoffprodukte an zwei voneinander unabhängigen Übergabestationen gefördert werden, benötigt das Transportgefährt ebenfalls zwei voneinander getrennte Fördereinrichtungen, deren Hauptbedingung darin besteht, jeden Punkt am Leichter beschicken zu können. Um diese Voraussetzung adäquat

¹⁶ Patzer, Die Fluß- und Hafenschifffahrt der Deutschen Dampfschifffahrt Gesellschaft¹. 2009, S. 160 ff.



umzusetzen, hat man ein System aus mehreren Gurtförderern mit zwei Übergabestationen konstruiert.

Die Kombinationsmöglichkeit von Gurtförderern und Förderschnecken wäre leichter zu bewältigen gewesen, wenn die Materialauslässe mit Klappen angesteuert werden könnten und somit die Installation von aufwändigen Abgabestationen entfallen würde. Die sich dabei ergebenden Probleme beruhen jedoch auf den materialspezifischen Eigenschaften des Förderguts und der durch die Fortbewegung induzierten Knetarbeit in der Schnecke. Das Resultat wäre ein extrem fester Materialkuchen, der durch die Schnecke gepresst werden würde.

Das Fördersystem setzt sich aus einem stationären Gurtförderer für die Längsseite und einem mobilen Gurtförderer für die Querseite des Transportleichters zusammen.

Der Doppelgurtförderer des Aufbereitungspontons übergibt den Rohstoff auf das stationäre Förderband, welches an der Längsseite des Transportleichters angebracht ist. Von dort wird das Material über einen doppelt ausgeführten Bandschleifenwagen auf den beweglichen Gurtförderer, die Entladebrücke, übergeben. Der Bandschleifenwagen ist eine Einrichtung, die es erlaubt, Schüttgut an jeder beliebigen Position auf der ganzen Länge des Förderers zu entladen. Dabei wird der Gurt mittels am Bandschleifenwagen befestigter Tragrollensysteme vom Obertrum abgehoben, schräg nach oben geführt und über eine Umlenktrummel schräg nach unten umgelenkt. Damit kann das Material in eine Schurre, die auf das nächste Band – in diesem Fall auf die Entladebrücke – führt, übergeben werden, während der primäre Gurt mit Hilfe einer zweiten Umlenktrummel unter dieser eingeschobenen Entladebrücke hindurch geleitet und wieder auf die fixen Tragrollen des Obertrums aufgelegt wird.

Nachdem das Schüttgut auf die Verladebrücke umgeschlagen worden ist, durchfährt es nach einigen Metern wieder einen weiteren Bandschleifenwagen. Da dieser Vorgang auf der Querverschiebung, die die ganze Breite des Transportraumes überspannt, stattfindet, ist dieser Bandschleifenwagen mit einer Entladeschurre ausgestattet, welche dafür sorgt, dass das Transportgut beidseitig an der richtigen Stelle abgeworfen werden kann.

Da der Leichter viel länger als der Aufbereitungsponton ist, muss die Entladebrücke links und rechts von der Abgabestelle des Doppelgurtförderers Material abfordern können. Um die Fähigkeit von beiden Seiten aus auf die Entladebrücke abfordern zu können zu gewährleisten, hat man den Bandschleifenwagen doppelt oder spiegelsymmetrisch ausgeführt. Das bedeutet, dass nach der Materialabgabe der Gurt von zwei Umlenktrummeln unter die Verladebrücke geführt und wiederum auf der anderen Seite durch zwei weitere Umlenktrummeln auf die gleiche Position nur auf der anderen Seite der Verladebrücke geleitet und über die schräg mitfahrenden Tragrollensysteme auf das Obertrum gelegt wird. Da der Gurt links und rechtsdrehend ausgeführt ist, kann somit von beiden Seiten auf die Entladebrücke Material abgeführt werden. Damit die Beladung desselben



Bandes durch den Doppelgurtförderer sauber ablaufen kann, wurde an der Übergabeschurre des Doppelgurtförderers ein teleskopierbarer Übergabetrichter installiert. Dieser wird durch eine Führungsschiene immer auf der optimalen Höhe zum Gurt gehalten. Wenn nun der doppelt wirkende Bandschleifenwagen unter der Schurre durchfährt, wird der Trichter durch die Führungsschiene angehoben und auf der anderen Seite wieder abgesetzt. Der Vorgang funktioniert vollkommen mechanisch und ohne Zuhilfenahme aufwändiger Sensoren und Elektronik.

Durch diese Fördersystemkombination ist es möglich, den Transportleichter an allen Stellen punktgenau zu beschicken.

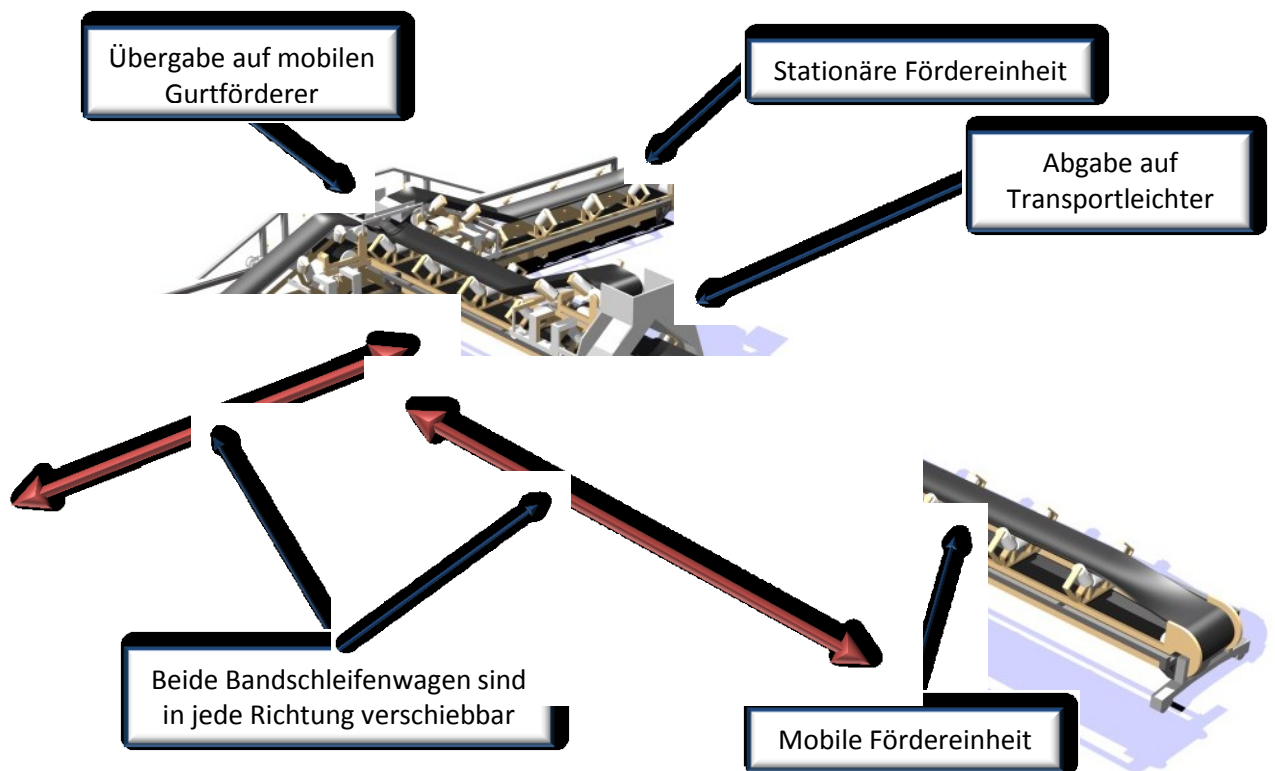


Abbildung 17: Prinzip der voneinander getrennten Fördereinrichtungen

2.6.3. Berechnung des statischen Gurtförderers und der beweglichen Entladebrücke

Berechnung der Gurtförderer nach DIN 22101:

Allgemeine Angaben zum statischen Gurtförderer:

Breite des Förderers:	$B_F = 0,4\text{m}$
Muldungswinkel:	$\lambda_G = 30\text{deg}$



Breite der Mittelrolle:	$l_M := 0,165\text{m}$
Dynamischer Schüttwinkel:	$\alpha_G := 20\text{deg}$
Dichte des Schüttgutes:	$\rho_{\text{Schütt}} := 2000 \text{ kg/m}^3$
Geschwindigkeit des Gurtes:	$v_{\text{max}} := 1 \text{ m/s}$
Länge des Gurtes:	$l_{\text{Gu}} := 98.000\text{mm}$
Relativer Gurtdurchhang:	$\frac{f_R}{l_R} \leq 0.01$

Maximal zu transportierender Massenstrom pro Stunde: 111t

Nutzung des Förderers beträgt bei maximaler Auslastung 96%

Angaben zur Gurtart:

Typ:	EP 400/3
Firma:	Continental
Mindestzugfestigkeit:	$F_{\text{TGu}} := 400 \text{ N/mm}^2$
Bandmasse ohne Deckplatten:	ca. $4,6 \text{ kg/m}^2$
Gewicht des Gurtes/m^2 :	$m_{\text{Gu}} := 3,2 \text{ kg/m}^2$
Eilangendicke:	ca. 3,8mm
Bandbreite bei 30° Muldung:	$b_{\text{Gu}} := 400\text{mm}$

Angaben zu den Tragrollen:

Obertrum: dreirollige Gurtmuldung

Durchmesser der Tragrolle:	$D_{\text{Ro}} := 89\text{mm}$
Länge der Tragrolle:	$L_{\text{Ro}} := 165\text{mm}$
Masse der Tragrolle:	$m_{\text{Ro}} := 2,5\text{kg}$
Belastbarkeit der Tragrolle:	$T_{\text{Ro}} := 3100 \text{ N}$

Untertrum:

Durchmesser der Tragrolle:	$D_{\text{Ru}} := 89\text{mm}$
Länge der Tragrolle:	$L_{\text{Ru}} := 500\text{mm}$
Masse der Tragrolle:	$m_{\text{Ru}} := 5,7\text{kg}$



Zur Berechnung des Volumenstroms müssen zunächst die Schüttfläche und das Gewicht des Materials ausgerechnet werden.

Die projizierte Schüttbreite des Schüttmaterials am Gurt errechnet sich für Gurtbreiten, die kleiner als zwei Meter sind, mit Hilfe folgender Formel:

$$b_F := 0.9 \cdot B_F - 0.05 \cdot m$$

$$b_F = 0.31 \text{ m}$$

Durch die Angaben und die projizierte Schüttbreite ist es möglich, die zwei Schüttflächen auszurechnen:

Schüttfläche (oberer Teil):

$$A_{1th} := \left[l_M + (b_F - l_M) \cdot \cos(\lambda_G) \right]^2 \cdot \frac{\tan(\alpha_G)}{4}$$

$$A_{1th} = 7.683 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Schüttfläche (unterer Teil):

$$A_{2th} := \left[l_M + \frac{(b_F - l_M) \cdot \cos(\lambda_G)}{2} \right] \cdot \frac{(b_F - l_M) \cdot \sin(\lambda_G)}{2}$$

$$A_{2th} = 8.257 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Die Summe der beiden Schüttflächen ergibt:

$$A_G := A_{1th} + A_{2th}$$

$$A_G = 0.016 \text{ m}^2$$

Wenn nun die Gesamtschüttfläche, die Förderlänge und die Dichte miteinander multipliziert werden, erhält man die Gesamtlast an Material, welches maximal zur gleichen Zeit auf dem Förderer liegen kann:

$$q_{oM} := l_{Gu} \cdot A_G \cdot \rho_{Schüt}$$

$$q_{oM} = 398.501 \text{ kg}$$



Berechnung des Volumenstroms mit Hilfe der Gesamtfläche und der Geschwindigkeit:

$$I_V := A_G \cdot v_{ma}$$

$$I_V = 0.016 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Wenn der Volumenstrom mit der Dichte multipliziert wird, resultiert daraus der Massenstrom:

$$I_m := I_V \cdot \rho_{\text{Schüt}}$$

$$I_m = 31.88 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Der Massenstrom in Tonnen pro Stunde ergibt:

$$I_{mt} := I_m \cdot 3600$$

$$I_{mt} = 1.148 \times 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Nun ist es möglich, die Bewegungswiderstände zu ermitteln:

Wie bereits in Kapitel 2.2.1.5. ausgeführt, wird der Gesamtreibungswiderstand durch Aufsummieren des Hauptwiderstands mit dem Nebenwiderstand, dem Steigungswiderstand und dem Sonderwiderstand errechnet:

$$F_{\text{ges}} := F_H + F_{\text{St}} + F_N + F_S$$

Der Hauptwiderstand:

Durch Reduktion des Hauptwiderstands kann der größte Teil an aufzuwendender Energie eingespart werden. Um diesen berechnen zu können, muss man folgende Einflussgrößen, -faktoren und Variablen erarbeiten:

Horizontalprojektion der Bandstrecke:

$$L_H := 45150 \text{mm}$$

Horizontalprojektion des Förderweges:

$$L'_H := 41000 \text{mm}$$

Die Rollenzahl, die den fiktiven, gemeinsamen Reibungswert von Ober- und Untertrum ausdrückt:

$$k_R := 1$$



Um die Gurtmasse pro Meter errechnen zu können, muss man zuvor die Gesamtfläche des Gurtes ausgewerten:

$$A_{\text{Gu}} := l_{\text{Gu}} \cdot 2 \cdot b_{\text{Gu}}$$

$$A_{\text{Gu}} = 10 \text{ m}^2$$

Daraus kann nun das Gewicht errechnet werden:

$$q_{\text{Gu}} := m_{\text{Gu}} \cdot A_{\text{Gu}}$$

$$q_{\text{Gu}} = 32 \text{ kg}$$

Mit dem Gesamtgewicht kann nun das Gewicht pro Meter bestimmt werden:

$$q_{\text{G}} := \frac{q_{\text{Gu}}}{2 \cdot l_{\text{Gu}}}$$

Um die Gesamtrollenmasse, die sich im Obertrum verbaut befindet, auswerten zu können, muss man zuerst den Tragrollenabstand im Obertrum bestimmen.

Der Abstand der Tragrollensysteme im Obertrum:

$$l_{\text{O}} := 0.8\text{m}$$

Das Gewicht pro Tragrolle:

$$m_{\text{RO}} = 2.5 \text{ kg}$$

Mit den beiden Größen kann nun die Rollenmasse, mit zusätzlicher Beachtung der dreirolligen Gurtmuldung, pro Meter ausgewertet werden:

$$q_{\text{RO}} := \frac{3 \cdot m_{\text{RO}}}{l_{\text{O}}}$$

$$q_{\text{RO}} = 9.375 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Der analoge Rechenverlauf wird für die Rollenmasse pro Meter im Untertrum angewendet, allerdings nur mit der Masse einer Rolle:

Der Abstand der Tragrollen im Untertrum:

$$l_{\text{U}} := 1.2\text{m}$$



Die drehende Masse pro Rolle im Untertrum:

$$m_{Ru} = 5.7 \text{ kg}$$

Mit den beiden Größen kann nun die Rollenmasse pro Meter ausgewertet werden:

$$q_{Ru} := \frac{m_{Ru}}{l_u} \quad q_{Ru} = 4.75 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Der fiktive Reibwert f_R wird für ungünstige Anlagenbedingungen herangezogen, da die Anlage auf einem Schiff extrem rauer Umgebung mit viel Schmutz und Wasser ausgesetzt ist:

$$f_R := 0.02$$

Die Fördergutmasse, welche sich aus den Größen Querschnittsfläche, Länge des Gurtes, sowie der Dichte des Schüttgutes zusammensetzt, wird folgendermaßen berechnet:

$$q_L := \frac{A_G \cdot l_{Gu} \cdot \rho_{Schütt}}{l_{Gu}} \quad q_L = 31.88 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$

Durch Zusammenführen der errechneten Daten ergibt sich ein Hauptwiderstand von:

$$F_H := f_R \cdot g \cdot [L_H \cdot [2 \cdot q_G + k_R \cdot (q_{Ro} + q_{Ru})] + q_L \cdot L'_H] \quad F_H = 348.769 \text{ N}$$

Der Nebenwiderstand:

Der Nebenwiderstand wird durch den Hauptwiderstand und den Beiwert C, der zur Erfassung den Nebenwiderstände dient, errechnet:

$$C_F := 3$$

Der Beiwert C lässt sich aus der Tabelle 3 ablesen, da die Förderanlage unter 80m lang ist und daher das Diagramm in Abbildung 7 für Förderanlagen unter 80m Länge nicht herangezogen werden darf:



L [m]	< 20	20	40	60	80	100	150	200	300
C	3	2,5	2,28	2,1	1,92	1,78	1,58	1,45	1,31
L [m]	400	500	600	700	800	900	1000	2000	> 2000
C	1,25	1,2	1,17	1,14	1,12	1,1	1,09	1,06	1,05

Tabelle 3: Nebenwiderstandsbeiwerte C abhängig von der Förderlänge L

Durch das Einsetzen in die Formel ergibt sich für den Nebenwiderstand folgendes Ergebnis:

$$F_N := (C_F - 1) \cdot F_H$$

$$F_N = 697.537 \text{ N}$$

Der Steigungswiderstand:

Im Steigungswiderstand fließt der Höhenunterschied mit der zu befördernden Fördergutmasse pro Meter mal der Erdbeschleunigung zu folgendem Ergebnis zusammen:

Die Höhendifferenz beträgt:

$$H' := 600 \text{ mm}$$

Der Steigungswiderstand ergibt:

$$F_{St} := q_L \cdot H' \cdot g$$

$$F_{St} = 187.582 \text{ N}$$

Sonderwiderstand:

Es liegen für den folgenden Fall keine Sonderwiderstände vor.

$$F_S := 0$$

Die Summe der einzelnen Reibungswiderstände ergibt:

$$F_{ges} := F_H + F_{St} + F_N + F_S$$

$$F_{ges} = 1.234 \times 10^3 \text{ N}$$



Aus den errechneten Daten kann nun der Leistungsbedarf errechnet werden:

$$P_F := F_{ges} \cdot v_{ma}$$

$$P_F = 1.234 \times 10^3 \text{ W}$$

Für die statische Leistung ergibt sich ein Wirkungsgrad von:

$$\eta_{ges} := 0.9$$

Kombiniert mit dem Leistungsbedarf und ohne Berücksichtigung von Getriebe- und Verstelltriebewirkungsgrad ergibt sich eine mindestens zu installierende Leistung von:

$$P_{inst} := \frac{P_F}{\eta_{ges}}$$

$$P_{inst} = 1.371 \times 10^3 \text{ W}$$

Da die Berechnungen zur beweglichen Verladebrücke mit denen zum statischen Gurtförderer ident sind, werden an dieser Stelle nur jene Angaben, Zwischen- und Endergebnisse dargestellt, die sich zum statischen Gurtförderer unterscheiden.

Allgemeine Angaben zur beweglichen Entladebrücke:

$$\text{Länge des Gurtes:} \quad l_{Gu} := 12.000 \text{ mm}$$

Der Hauptwiderstand:

$$\text{Horizontalprojektion der Bandstrecke:} \quad L_H := 9900 \text{ mm}$$

$$\text{Horizontalprojektion des Förderweges:} \quad L'_H := 8600 \text{ mm}$$

$$F_H := f_R \cdot g \cdot \left[L_H \cdot \left[2 \cdot q_G + k_R \cdot (q_{RO} + q_{RU}) \right] + q_L \cdot L'_H \right]$$

$$F_H = 74.035 \text{ N}$$



Der Nebenwiderstand:

$$F_N := (C_F - 1) \cdot F_H$$

$$F_N = 148.071\text{N}$$

Der Steigungswiderstand:

$$F_{St} := q_L \cdot H' \cdot g$$

$$F_{St} = 187.582\text{N}$$

Sonderwiderstand:

Es liegen für den folgenden Fall keine Sonderwiderstände vor.

$$F_S := 0$$

Die Summe der einzelnen Reibungswiderstände ergibt:

$$F_{ges} := F_H + F_{St} + F_N + F_S$$

$$F_{ges} = 409.688\text{N}$$

Aus den errechneten Daten kann nun der Leistungsbedarf errechnet werden:

$$P_F := F_{ges} \cdot v_{ma}$$

$$P_F = 409.688\text{W}$$

Für die statische Leistung ergibt sich ein Wirkungsgrad von:

$$\eta_{ges} := 0.9$$

Kombiniert mit dem Leistungsbedarf und ohne Berücksichtigung von Getriebe- und Verstelltriebewirkungsgrad ergibt sich eine mindestens zu installierende Leistung von:

$$P_{\text{inst}} := \frac{P_F}{\eta_{\text{ges}}}$$

$$P_{\text{inst}} = 455.209\text{W}$$

2.6.4. Schüttgutverladung

Wie in Abbildung 18 ersichtlich, werden jeweils ein Verladesystem für Schlick und Feinsand hintereinander an der Transportleichterseite angebracht. Zum besseren Verständnis des Verladeprinzips mit den beiden Bandschleifenwagen ist der Aufbereitungsponton in Kombination mit dem Transportleichter dargestellt. Wie gut erkennbar ist, ragen die beiden Doppelgurtförderer auf die beiden starren Fördergurte auf die Transportseite aus. Von dort kann nun das Material abhängig davon, auf welcher Seite sich die Entladebrücke befindet, nach links oder nach rechts gefördert und übergeben werden; nachfolgend über das Querband geführt und anschließend über die Entladeschurre in den Transportraum abgeworfen werden.

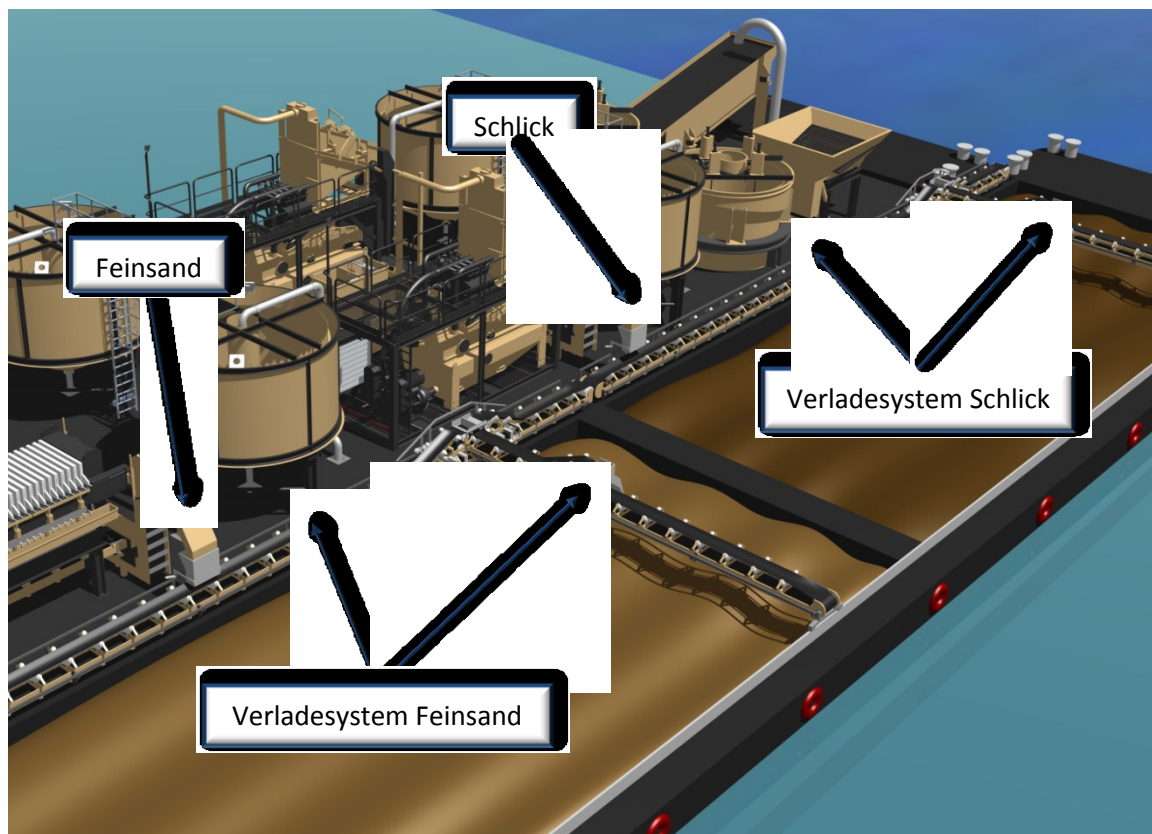


Abbildung 18: Ansicht des Verladesystems mit der Schüttgutverladung

Um die Verständlichkeit des Verladezyklus besser erfassen zu können wurde das Zusammenspiel der drei Umschlags- und Abgabebereiche in den Abbildungen 19, 20 und 21 detailliert dargestellt.

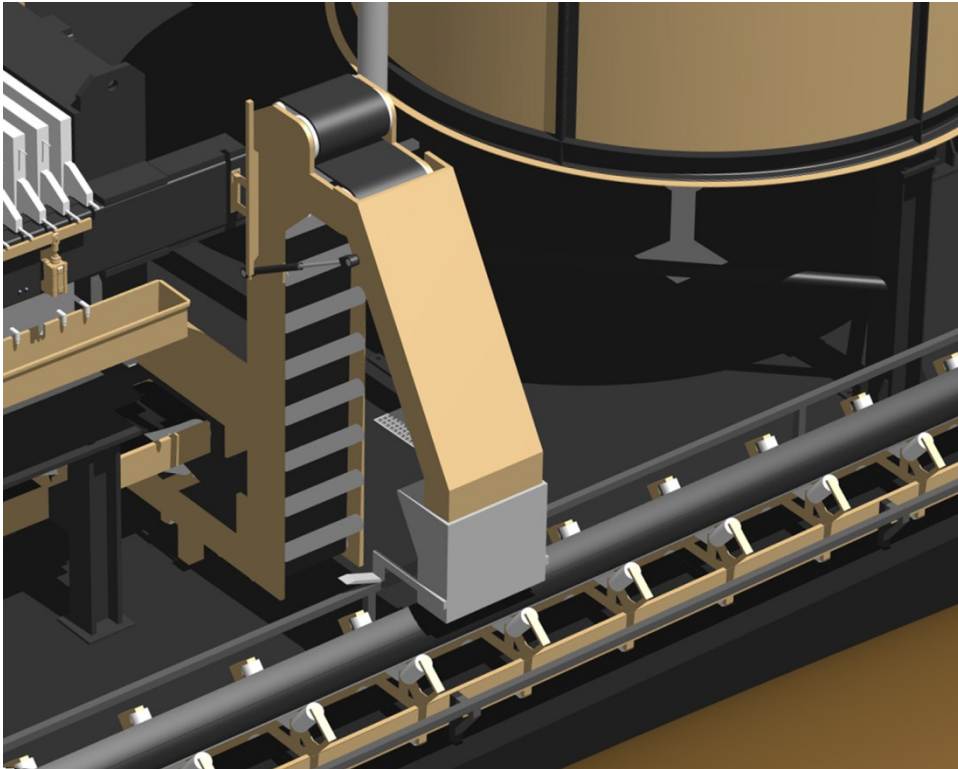


Abbildung 19: Übergabeschurre mit dem telekopierbaren Übergabetrichter des Doppelgurtförderers auf das starre Längsband des Transportleichters

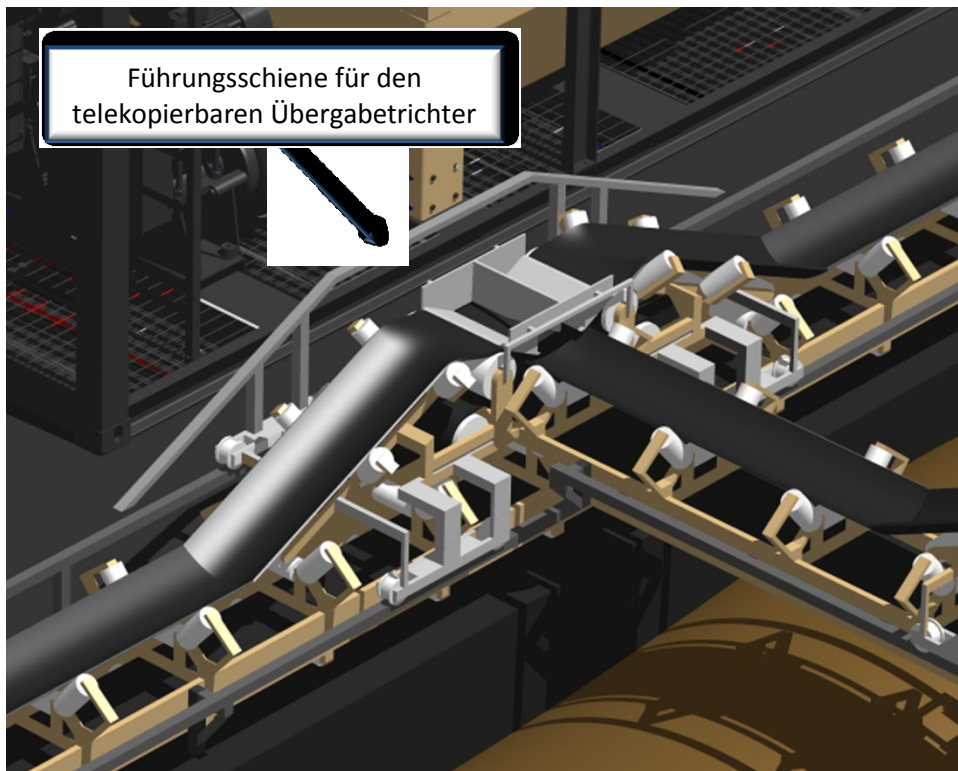


Abbildung 20: Doppeltausgeführter Bandschleifenwagen am starren Längsband mit der Übergabeeinheit auf den Transportgurt der beweglichen Verladebrücke

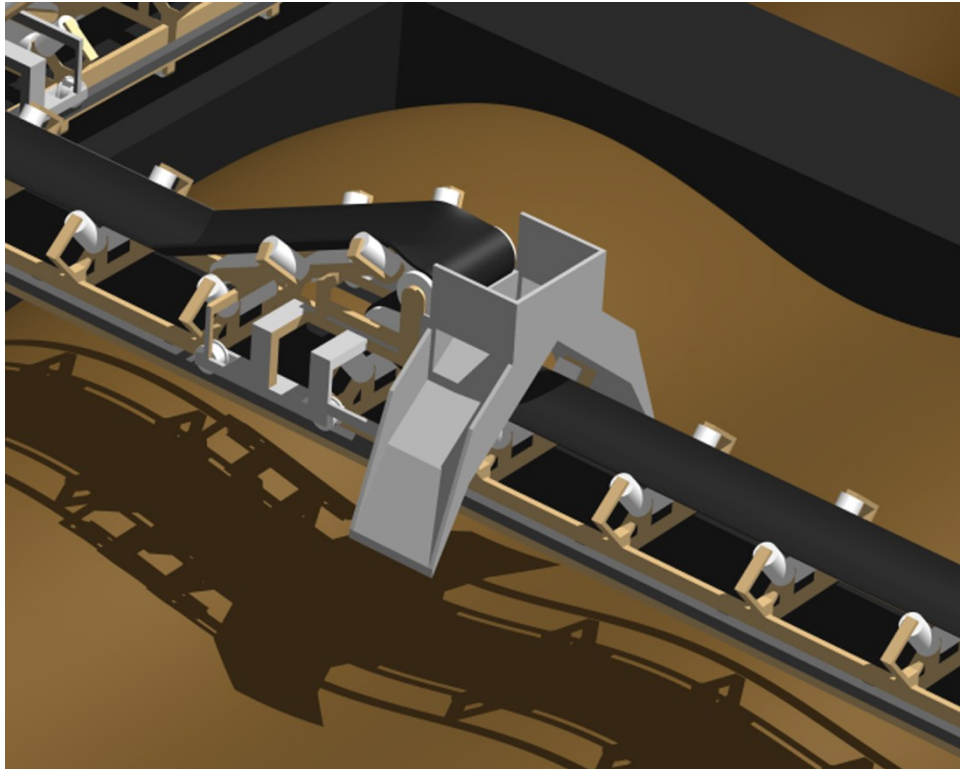


Abbildung 21: Materialabgabe am einfachen Bandschleifenwagen der querverschiebbaren Abgabebrücke

2.6.5. Containerverladung

Während Schüttgutverladung beim Beladen eines großen Frachtraumes kein punktgenaues Beschickungssystem benötigt, wird durch diese Anordnung eine vollautomatisierte und exakt positionierte Materialabgabe an jeder Stelle ermöglicht, welche eine zusätzliche Beladungs- und Transportmöglichkeit durch den Einsatz von Containern gestattet. Da sich das System in der Funktionsweise nicht geändert hat, verhält sich der Verladezyklus analog zu dem unter Punkt 2.6.4 beschriebenen.

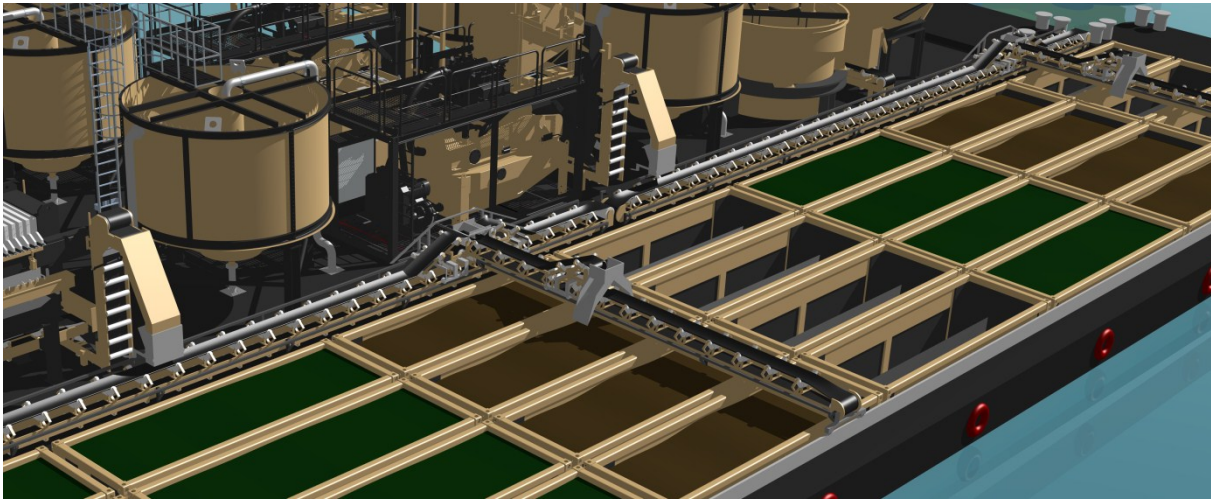


Abbildung 22: Verladesystem in Kombination mit ISO-Container

2.7. Entladekonzept des Transportleichters

Durch die im vorhergehenden Kapitel entworfenen Beladekonzepte wurde ein funktionierender Materialfluss vom Aufbereitungsponton auf den Transportleichter hergestellt. Abschließend war auch das Thema Entladung zu berücksichtigen sowie die damit verbundenen Abläufe zu simulieren, da damit Probleme an der Durchführbarkeit und eventuelle Engpässe bei der Entladung von Anfang an erkannt und eliminiert werden können. Durch die verschiedensten Transportweisen von Gütern und die logistischen Einrichtungen der Häfen ist abzuklären, ob diese in ihrem Zusammenspiel funktionieren. Der Vorgang des Entladens muss vollständig mit den konventionellen und vorhandenen Infrastrukturen umsetzbar sein ohne die Aufwändigkeit zusätzlicher Investitionen.

2.7.1. Schüttgutentladung

Dieser Vorgang ist ein standardisierter Entladeprozess und wird üblicherweise bei allen Häfen zum Löschen von Schüttgütern angewendet. Dabei wird meist ein Doppellenkerwippkran mit Zweischalengreifer eingesetzt, der die Schüttgüter in einen Bunker befördert, um eine weitere Speicherung in einem Silo zu sichern. Das anschließende Beladen von Güterwaggons der Bahn oder von LKWs erfolgt durch die Silos, da eine Direktverladung durch die Schaufel, welche sehr groß dimensioniert ist, und durch die damit verbundene negative Treffsicherheit eher untypisch ist.

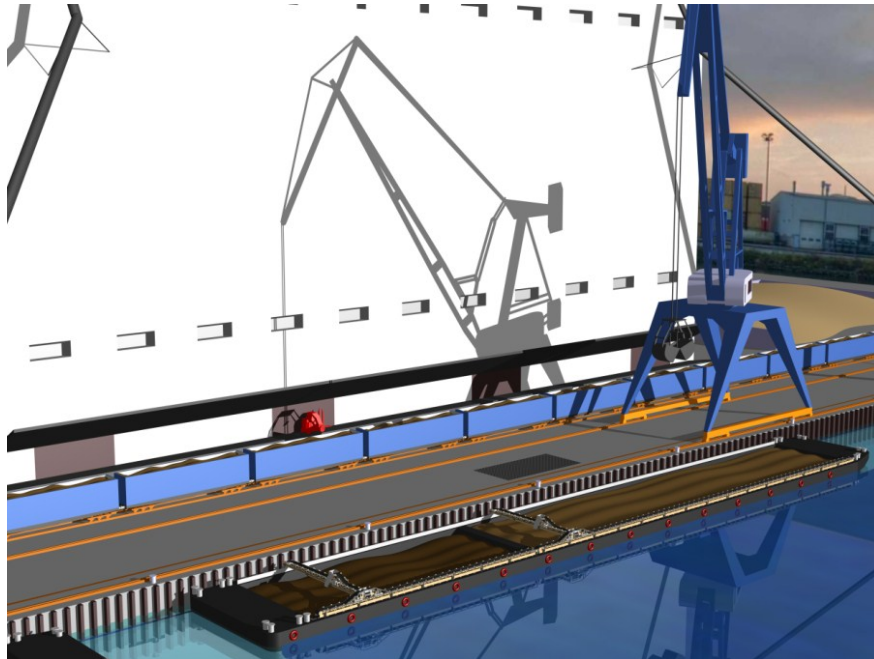


Abbildung 23: Typische Schüttgutentladung am Hafen

2.7.2. Containerentladung

Die Containerentladung hingegen erfolgt durch eine sogenannte Verladebrücke. Ein Portalkran ist in der Lage, den Umschlag der ISO Container ohne zeitaufwändige Umladeschritte direkt auf Bahn, LKW oder Hafendepot zu meistern, wie sie eben in der Schüttgutentladung nötig sind. Bei dieser Art der Entladung entfallen diese zusätzlichen Prozesse zur Gänze und sie ist durch ihre Standardisierung viel flexibler durchführ- und einsetzbar.



Abbildung 24: Typische Containerentladung am Hafen



3. Entwurf eines ISO – Schüttgutcontainers für adhäsive Schüttgüter

Als eines der wichtigsten Güterbeförderungsmittel auf der Welt gelten ISO-Container, da ihr nahezu universeller Einsatz die Grundlage für den heutzutage schnelllebigen Markt liefert. Nicht nur, dass dem Umschlag von Straße auf Schiene, Wasser und Luft (nur in abgeänderter Form möglich) faktisch keine Grenzen gesetzt sind, werden gleichzeitig die Wartezeiten mit den verbundenen Kostenfaktoren minimiert und rationalisiert.

Im Zuge von Überlegungen zu Verlademöglichkeiten stellt sich die Frage, ob nicht durch den Einsatz eines konventionellen Schüttgut- oder „Bulk“ – Containers die Fülle an Vorteilen genutzt werden und eine kostengünstige Verladung mit anschließender nahezu durchgehender Transportkette realisiert werden kann.

3.1. Schüttgutcontainerarten

Neben der großen Anzahl an verschiedensten Containerbauarten der DIN ISO 4346, zu der Stückgut-, Thermal-, Plattform-, Tank-, Luftverkehrscontainer und viele mehr gehören, ist der Schüttgutcontainer oder Bulk-Container für diese Arbeit der einzig relevante. Konventionelle ISO-Bulk-Container verfügen über kopfseitige Edelstahlomdeckel, einfache Klappen oder offene Konstruktionen für die Beschickung von oben, Weiters über kleine/große Entladeklappen oder Edelstahlklappventile an Stirn oder Seitenwänden zur Entladung. Man unterscheidet sie grundsätzlich in Höhe und Länge, mit und ohne Druckbeaufschlagung des Innenraumes und je nach Art der transportierenden Güter (hochrein, z.B. Lebensmittel, und normale Schüttgüter).



Abbildung 25: Außen- und Innenansicht eines ISO Bulk-Containers ohne Druckbehälter¹⁷

¹⁷http://www.bruhnspeed.com/index.php?option=com_k2&view=item&layout=item&id=13&Itemid=12&lang=de (Abfragedatum: 29.04.2012)



Abbildung 26: ISO Bulk-Container in Druckausführung¹⁸

Das Hauptproblem dieser Bauarten ist jedoch, dass sie alle über keine adäquate Innenkonstruktion verfügen, um Feinsand oder andere Schüttgüter mit ähnlich hoher Adhäsion und Dichte ohne zusätzliches Equipment selbst entladen zu können. Die Entladung ist auf den LKW-Transport ausgelegt, da man ein Chassis mit Kippvorrichtung für die Heckentladung benötigt und dabei von trockenen und leicht rieselfähigen Materialien, wie zum Beispiel Kunststoffgranulat, ausgeht.



Abbildung 27: Entlademöglichkeit eines ISO Bulk-Containers mit Hilfe einer Kippvorrichtung¹⁹

¹⁸http://www.bruhnspec.com/index.php?option=com_k2&view=item&layout=item&id=37&Itemid=35&lang=de (Abfragedatum: 29.04.2012)

¹⁹http://www.bruhnspec.com/index.php?option=com_k2&view=item&layout=item&id=15&Itemid=14&lang=de (Abfragedatum: 29.04.2012)



Durch die vorliegenden Randbedingungen von Material, Feinsand oder Schlick mit einer Restfeuchtigkeit von mindestens 20 % und einer Schüttdichte von $2 \frac{t}{m^3}$, dem ISO-Container mit einem zulässigen Gesamtgewicht von maximal 25 Tonnen (aufgrund der Transportgewichtsbeschränkung bei LKWs von 11,5 Tonnen pro Achse) wird jeglicher Einsatz eines Standard ISO Bulk-Containers undenkbar. In der Folge führt dies zu einer kompletten Überladung des Systems, wobei man durch die Materialeigenschaften von einem „nicht zu lösenden“ Problem beim Entladen ausgehen kann.

Trotz der bestehenden Vorteile an Flexibilität besitzt der ISO Bulk-Container jedoch keine eingebaute Schüttenkonstruktion oder Selbstentladevorrichtung und keinen Überladungsschutz für diese Medien. Unabhängig vom eingesetzten Transportmittel – LKW oder Bahn – muss eine einseitige oder beidseitige Entladung über die Containerseite möglich sein. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, musste man eine Neukonstruktion des Innenraumes, basierend auf dem ISO-Containerrahmen, entwerfen.

Damit wären die Vorteile der Norm des stabilen Transportkorbes, die Stapelfähigkeit im Hafen oder Firmengelände, die Selbstentladung über die Containerseiten und die universelle Einsetzbarkeit auf den verschiedenen Transportmitteln vereint.

3.2. Neukonstruktion eines Selbstentlade ISO-Schüttgutcontainers

3.2.1. Normen und Prüfvorschriften

Um von Anfang an mit den richtigen Hauptabmessungen und Maximalbelastungen für die ersten Entwürfe und die spätere Konstruktion zu arbeiten, orientiert man sich an den DIN/ISO-Normen, die später die Basis des Containers definieren.

DIN/ISO 688: Frachtcontainer – Abmessungen und Bruttogesamtmassen²⁰

DIN 15190 Teil 1: Binnencontainer – Abmessungen und Bruttogesamtmassen²¹

ISO 1496-1: Frachtcontainer – Spezifikation und Prüfung²²

²⁰ Containerhandbuch Fachinformationen der Deutschen Transportversicherer
www.containerhandbuch.de (Abfragedatum: 30.4.2012)

²¹ Containerhandbuch Fachinformationen der Deutschen Transportversicherer
www.containerhandbuch.de (Abfragedatum: 30.4.2012)

²² International Standard ISO 1496-1 Series 1 freight containers – Specification and testing –
part 1: General cargo containers for general purpose
Reference Number: ISO 1496-1:1990/AMD 2 1998(E)



ISO 1161: Frachtcontainer – Abmessungen verschiedener Formen der Eckbeschläge²³

Die Containerbezeichnungen, Hauptabmessungen und Gewichte der unterschiedlichen Arten und Klassen, die jeder genormte Container einhalten muss, sind in Tabelle 4 zusammengefasst.

Für die hier vorliegenden Anforderungen entschied man sich für einen 1C – 20 Fuß – Container, da dieser die größte Flexibilität nicht nur auf Bahn und LKW, sondern auch am Transportleichter besitzt.

Bezeichnung	Länge			Höhe			Breite			zulässiges Bruttogewicht	
	mm	ft	in	mm	ft	in	mm	ft	in	kg	lb
1A	12.192	40		2.438	8		2.438	8		30.480	67.200
1AA	12.192	40		2.591	8	6	2.438	8		30.480	67.200
1B	9.125	29	11 ¼	2.438	8		2.438	8		25.400	56.000
1BB	9.125	29	11 ¼	2.591	8	6	2.438	8		25.400	56.000
1C	6.058	19	11 ¼	2.438	8		2.438	8		20.320	44.800
1CC	6.058	19	11 ¼	2.591	8	6	2.438	8		20.320	44.800
1D	2.991	9	9 ¾	2.438	8		2.438	8		10.160	22.400
1E	1.968	6	5 ½	2.438	8		2.438	8		7.110	15.700
1F	1.460	4	9 ½	2.438	8		2.438	8		5.080	11.200

Tabelle 4: Containerklassifizierung nach DIN/ISO 15190 Teil 1²⁴

Die in Kapitel 1.2.5 „Berechnungen“ und in Kapitel 1.3 „Finite Elemente Simulationen“ nachfolgenden Festigkeits- und Steifigkeitsüberprüfungen sind rein statisch betrachtet und mit folgenden Hauptangaben aus Tabelle 5 berechnet worden:

Bezeichnung:	Berechnung/Variablen	Gewichtsangaben [kg]	Kräfte [N]
Gesamtgewicht	R	25000	245250
Leergewicht	T	4800	47088
Nutzlast	$P = R - T$	20200	198162
Stapeln	$1,8 * P$	36360	356691,6
Heben (oben/unten)	$2 * P$	40400	396324

Tabelle 5: Definierte Prüflasten²⁵

²³ Containerhandbuch Fachinformationen der Deutschen Transportversicherer
www.containerhandbuch.de (Abfragedatum: 30.4.2012)

²⁴ Containerhandbuch Fachinformationen der Deutschen Transportversicherer (Abfragedatum: 30.4.2012)
http://www.containerhandbuch.de/chb/stra/index.html?/chb/stra/stra_03_02_00.html

²⁵ Containerhandbuch Fachinformationen der Deutschen Transportversicherer
www.containerhandbuch.de (Abfragedatum: 30.4.2012)



3.2.2. Erstes Konzept

Das erste Konzept galt rein für Diskrete Elemente Simulationen, um herauszufinden, ob sich das Schüttgut mit dieser Form der Schüttenkonstruktion und Auslaufklappen entleeren lässt. Dabei wurden die Abmessungen und die zu befüllende Masse genau auf die Normen des Unterpunktes 1.2.1 abgestimmt. Die Ergebnisse gaben Aufschluss über die vorherrschenden Problemzonen, wie zum Beispiel die Geometrie der Schütteninnenkonstruktion und die Dimensionierung der Auslassöffnungen. Wie in Abbildung 28 genau erkennbar, wirkt durch die konische Geometrie des Innenraumes die Passage beim Auslass wie ein Flaschenhals gestaltet und ist daher für Material mit hohen adhäsiven Eigenschaften völlig unbrauchbar.

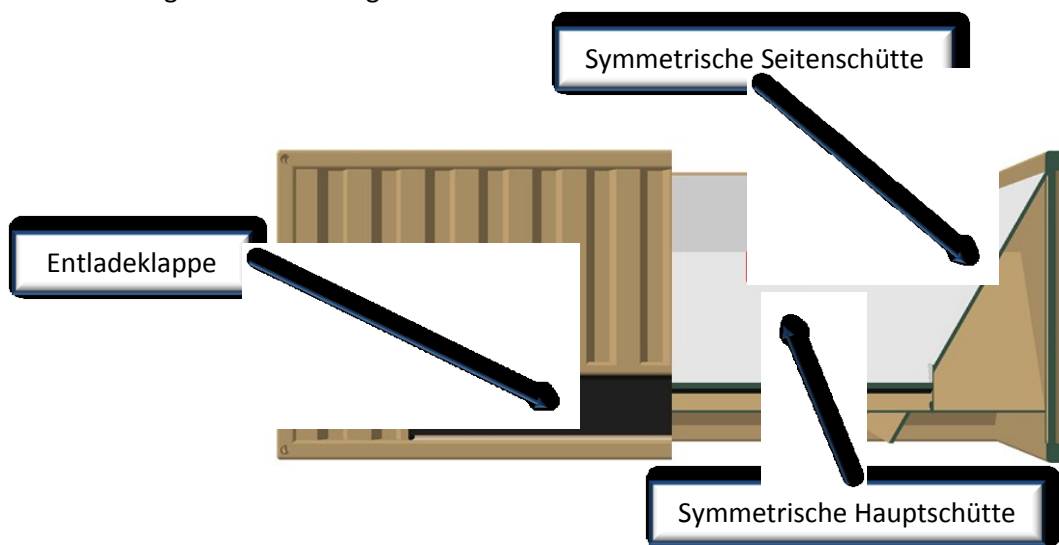


Abbildung 28: Halbschnitt – 1. Containerentwurf

3.2.3. Containeranforderungen

Maßgebend für das Entwerfen der Neukonstruktion waren folgende Vorgaben:

- Der Container muss auf dem Containerrahmen der ISO Norm 4346 aufgebaut werden, um den Anforderungen der universellen Einsetzbarkeit und der 100%igen Kompatibilität mit Portalkränen, Bahn und LKW Transportinstallationen gerecht zu werden.
- Durch die Anforderung einer Selbstentladung an jedem Ort muss eine Schüttenkonstruktion entworfen werden, die einen möglichst großen Abrutschwinkel besitzt, damit hoch adhäsives Material mit möglichst wenig hinterlassenen Rückständen ausgeworfen werden kann. Dabei ist zu beachten, dass der Entladevorgang rein mechanisch durch das Einwirken der



Schwerkraft ablaufen muss, um nicht von externen Stromquellen für Elektro- und Hydraulikmotoren oder einen Kompressor für Pneumatikanlagen abhängig zu sein.

- Damit weiteres Gewicht eingespart wird, soll die Dachkonstruktion so einfach wie möglich gestaltet werden, da lediglich die Unterbindung von Regenwasseransammlung sowie Staubbildung als Anforderung gegeben ist. Aus diesem Grund wird eine konventionelle Plastikplane eingesetzt, die vor dem Befüllen über die gesamte Länge oder Breite aufgeschoben oder aufgerollt werden kann.
- Zusätzlich muss eine einfache Überfüllungsinstallation getroffen werden, um menschliches oder maschinelles Fehlverhalten bei der Befüllung präventiv zu unterbinden, da die Nutzlastbeschränkung von max. 21.000kg nicht überschritten werden darf.
- Da das zu transportierende Material einen Anteil von 20 – 25% Restfeuchtigkeit aufweist, müssen Dichtgummis in den Entladetüren eingebaut werden, um ein ungewolltes Entladen des Schüttgutes durch kontinuierliches Ausrinnen zu verhindern. Zusätzlich muss die Restfeuchtigkeit vor allem in der kalten Jahreszeit, bezogen auf die Entladeklappenöffnung, berücksichtigt werden. Da Schüttgut zu größeren Eisbrocken zusammenfrieren kann, könnte dies bei zu klein dimensionierten Öffnungen beim Entladen zu unvorhersehbaren Verstopfungen führen.

3.2.4. Prototyp Schüttgutcontainer

Der Container ist in drei große Module unterteilt, die anschließend in den ISO Containerrahmen eingepasst werden.

a) Die Schütte mit dem Verschlusssystem:

Sie bewerkstelligt die Aufnahme des Schüttmaterials, die Selbstentladefähigkeit und fungiert gleichzeitig durch das ausgerechnete Volumen als Überfüllungsschutz.

b) Die Containertüren:

Zwei Türenpaare, die jeweils unabhängig voneinander durch das Eigengewicht des Schüttgutes geöffnet werden und durch ein Aufhaltesystem geöffnet bleiben.

c) Die Aufnahmekonstruktion im Containerrahmen

Es handelt sich um eine Versteifungskonstruktion, die die Lasten der Schütte und der Containertüren gleichmäßig auf den Containerrahmen verteilt und das Aufhaltesystem für die Containertüren beinhaltet.

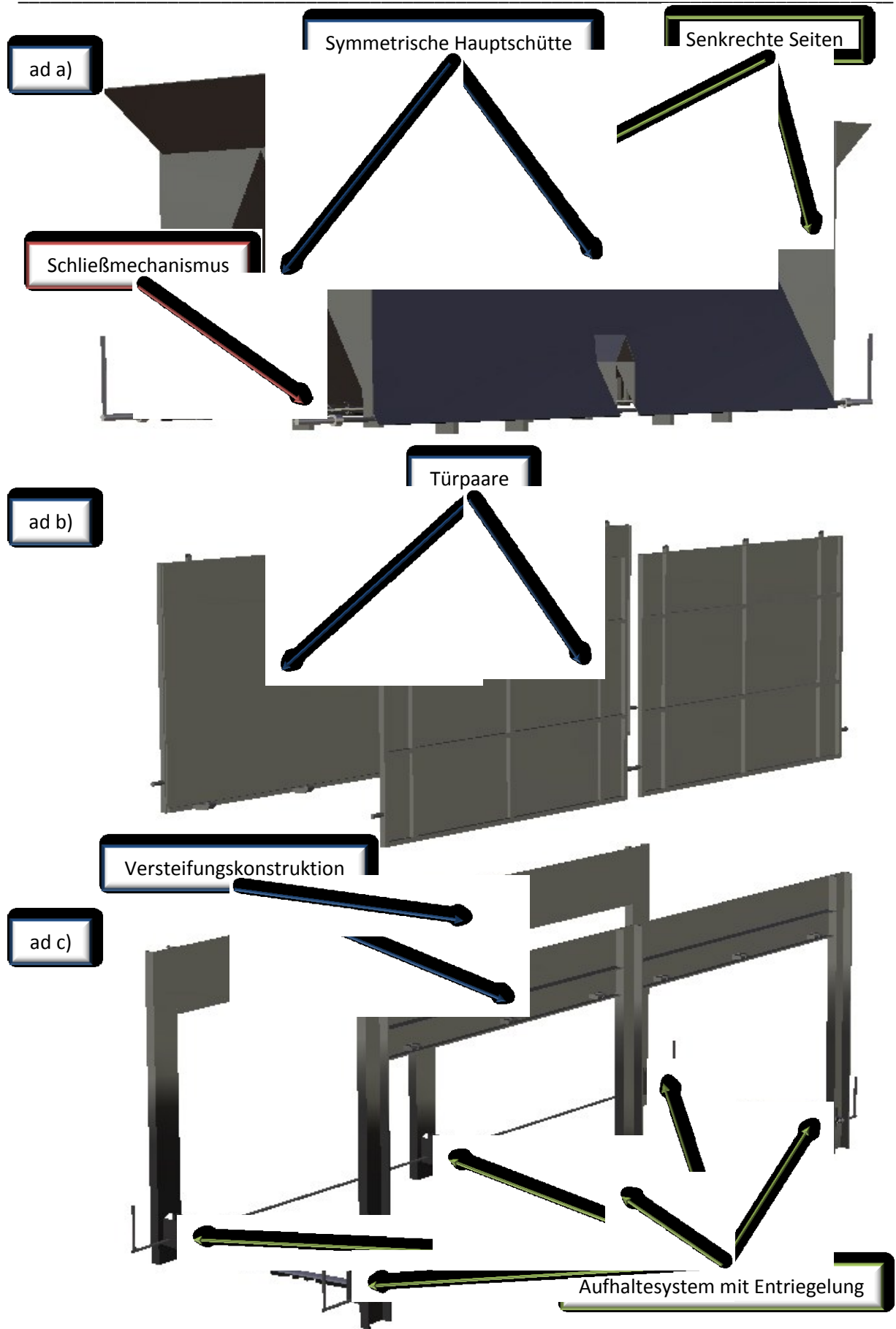


Abbildung 29: Hauptmodule des Prototyp – Schüttgutcontainer

3.2.4.1. Container Ansichten

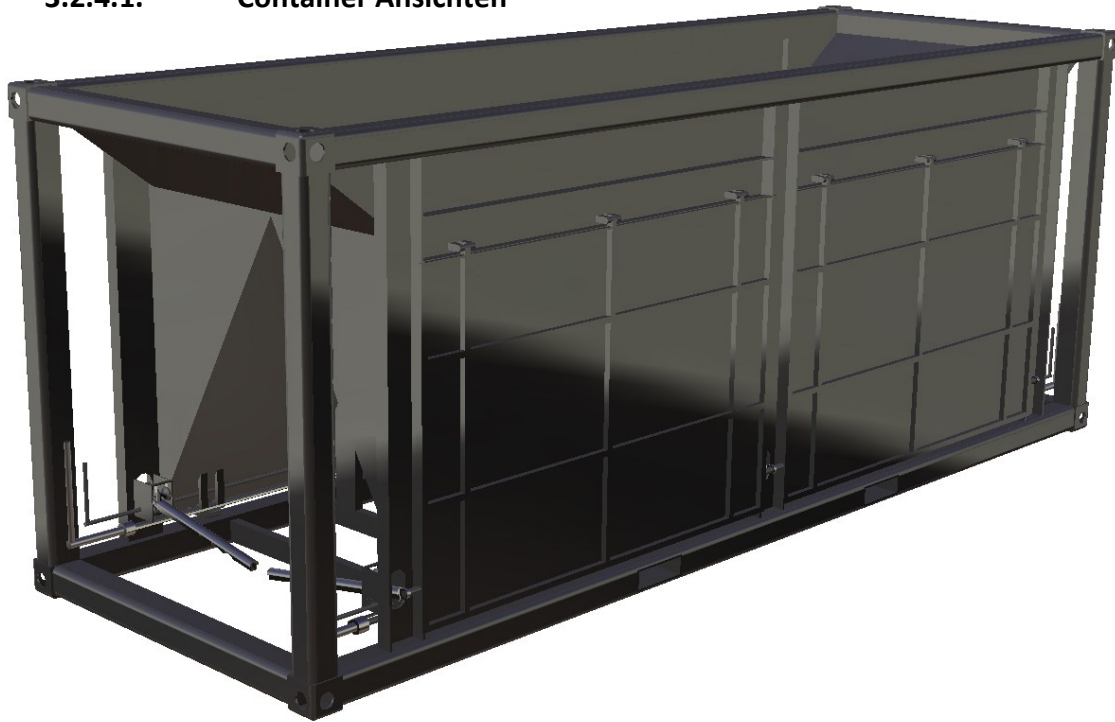


Abbildung 30: Neukonstruktion ISO - Schüttgutcontainer

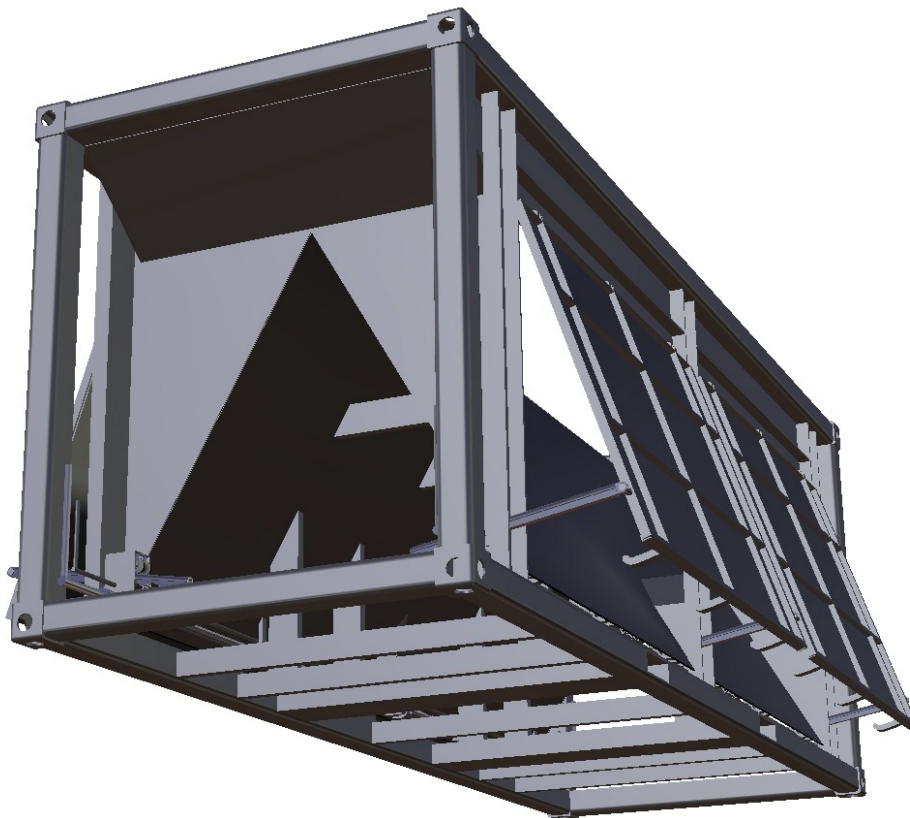


Abbildung 31: Neukonstruktion ISO – Schüttgutcontainer mit geöffneten Entladeklappen



3.2.4.2. Hauptmaße

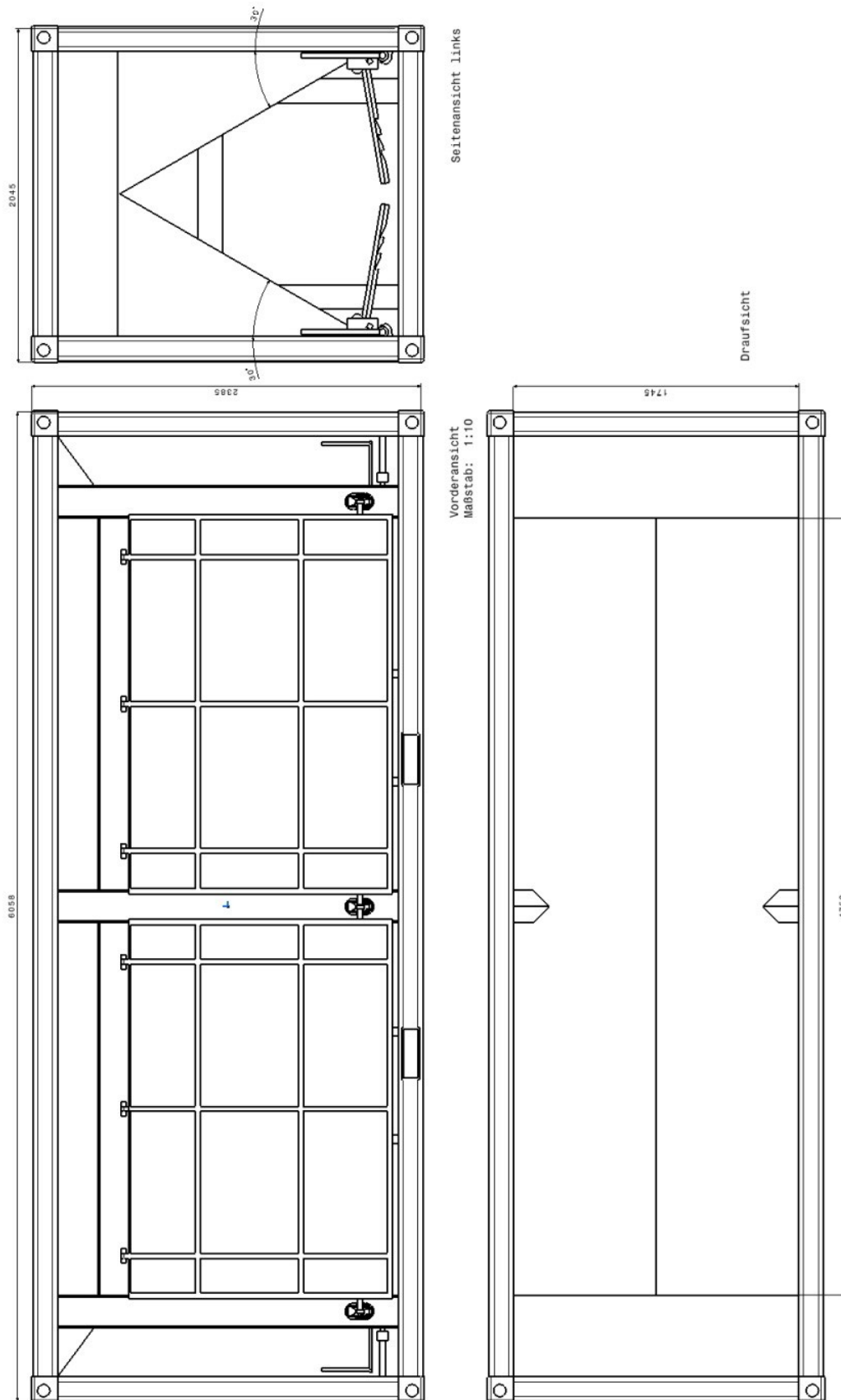


Abbildung 32: Hauptmaße – Schüttgutcontainer (Maßstab: 1:10)



3.2.4.3. Verschlussystem

Um einen optimalen und gleichmäßig verteilten Kraftübertrag von den Scharnieren über die außenliegenden Verstreben nach unten zu gewährleisten, wurde eine Konstruktion mit Verschlusshaken für ein reibungsloses Verschließen der Containeröffnungen gewählt.

Jede Türe hat drei Verriegelungshaken an der Unterseite, in die jeweils ein Verschlussbolzen, der exzentrisch auf einer Verbindungsstange aufgeschweißt ist, eingreift und die Türe zuzieht. Durch eine 90°-Drehung der Hebel an den Stirnseiten des Containers wird das Türpaar aus seiner Sperre gelöst. Der Verschluss kann beliebig von beiden Stirnseiten aus geöffnet werden, da die Verriegelung selbst mit Hilfe einer Arretierung gehalten wird und diese in beide Richtungen durch das Herausziehen einer der beiden Hebel, die in das Ritzel der Entriegelungs- und Verriegelungsstange eingreifen und sich mit dieser verbinden, aufgehoben wird.

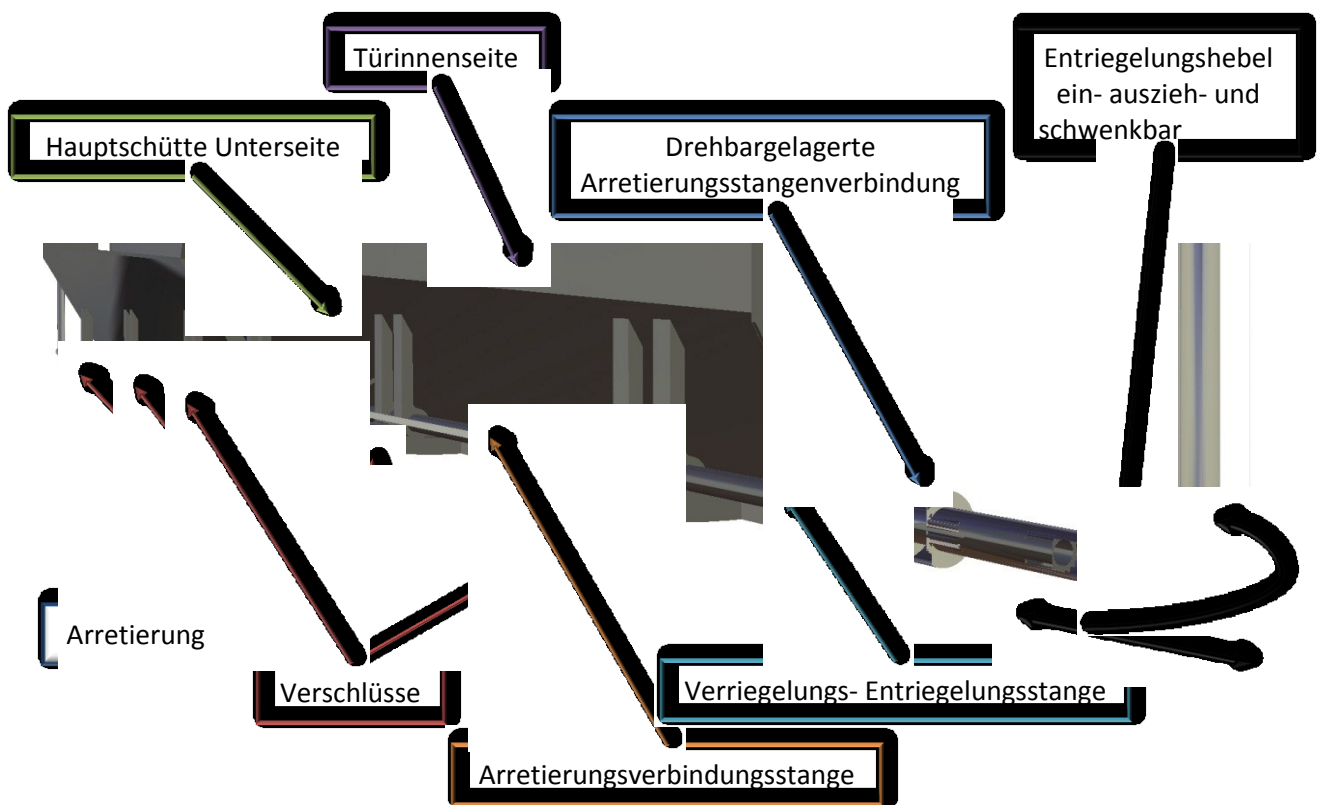


Abbildung 33: Container – Verschlussystem Teilschnitt

3.2.4.4. Arretierungssystem

Nicht nur durch Stöße beim Umladen und Abstellen, sondern auch durch Unebenheiten in Straßen und Gleiskörpern werden Schwingungen in das Containersystem induziert, welche die – auch



ordnungsgemäß gesperrte – Verriegelung entsperren und die Türen öffnen könnten. Um dies zu verhindern wurde pro Tür eine Arretierung, die die Verriegelungsstange direkt sperrt, eingebaut, sodass die anliegende Spannung auf die Arretierung und nicht mehr auf die Hebel übertragen wird. Entsperrt wird das System, indem einer der beiden Hebel an den Stirnseiten zum Öffnen der Entladeklappen herausgezogen wird.

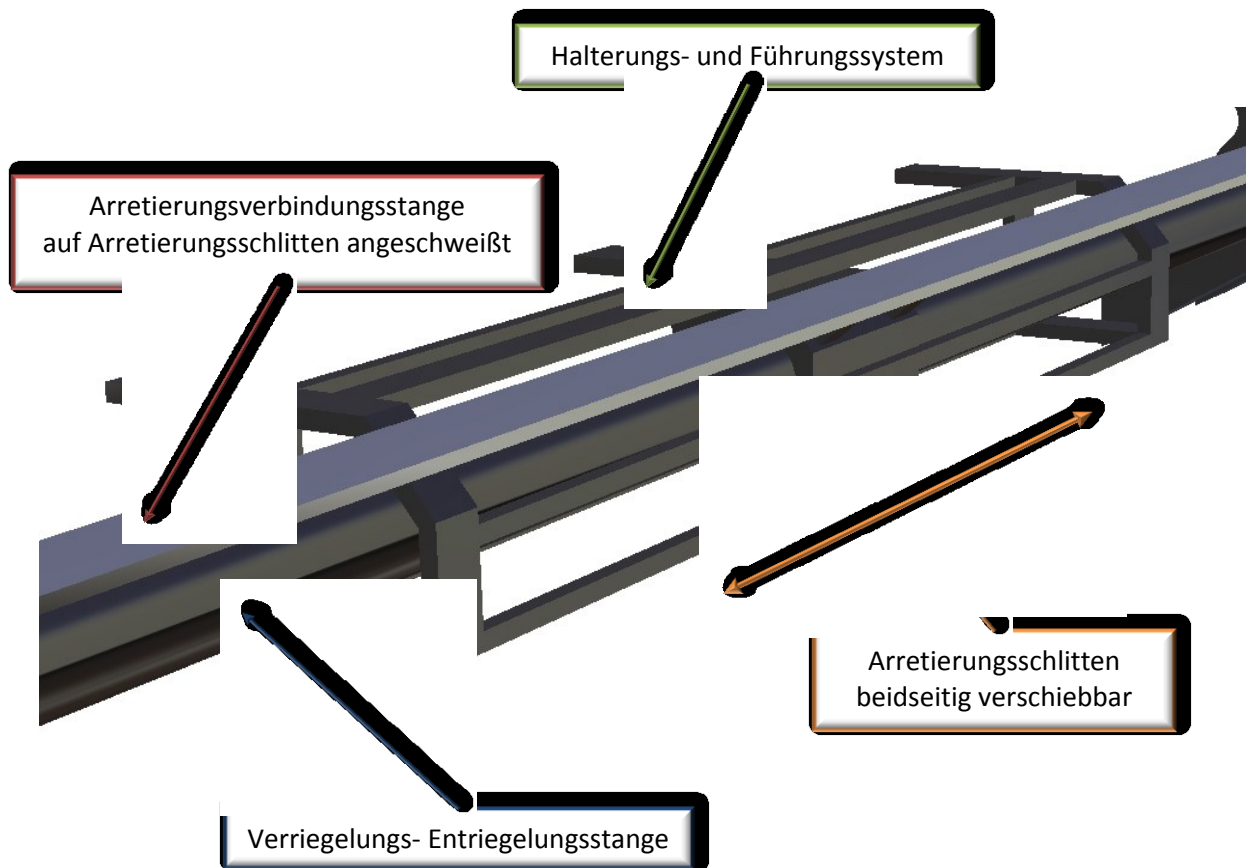


Abbildung 34: Container - Arretierungssystem

3.2.4.5. Containertüren-Aufhaltesystem

Durch den Innendruck, der auf den Containerwänden lastet, öffnet sich das Türpaar. Sobald das schwindende Schüttgut, welches sich noch im Inneren beim Ausleeren befindet, nicht mehr genug Eigengewicht hat um dieses offen zu halten, würde es durch das Schließen der Klappen zurück bleiben. Um den selbständigen Schließvorgang zu unterbinden, wurden Aufhaltestangen mit drei Einrastmöglichkeiten an den Positionen 14,5°, 18,5° und 22,5° in das System integriert. Durch ein mit Federn bespanntes Niederhalterad wird die Stange in die Einrastposition gedrückt und verhindert so das selbständige Schließen der Türen. Erst wenn die Entriegelung, die mit Hilfe von Exzentern agiert, die Aufhaltestangen aus ihren Arretierungen drückt, fallen die Türen wieder zu und können



verschlossen werden. Die Entriegelung wird mittels Hebel an den Stirnseiten des Containers durchgeführt.

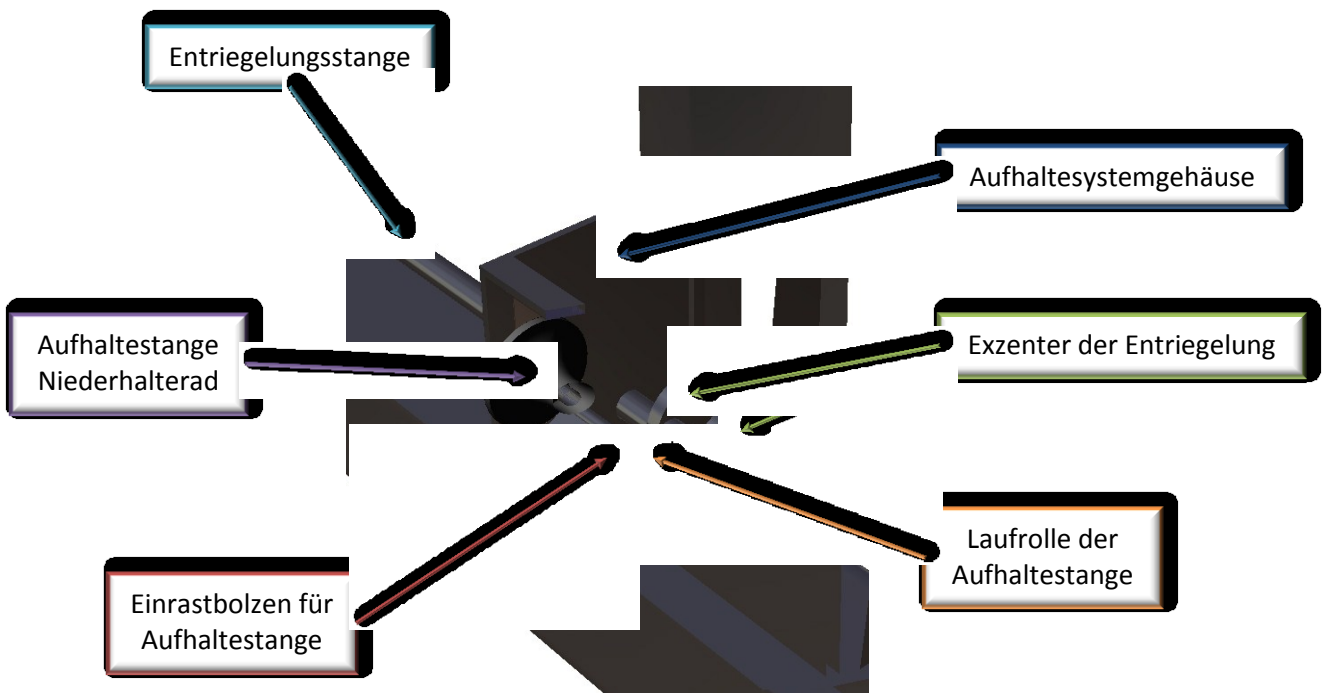


Abbildung 35: Containertür - Aufhaltesystem

Um die Ansicht des Aufhaltesystems zu gewährleisten, wurde auf die grafische Darstellung der Aufhaltestange verzichtet.

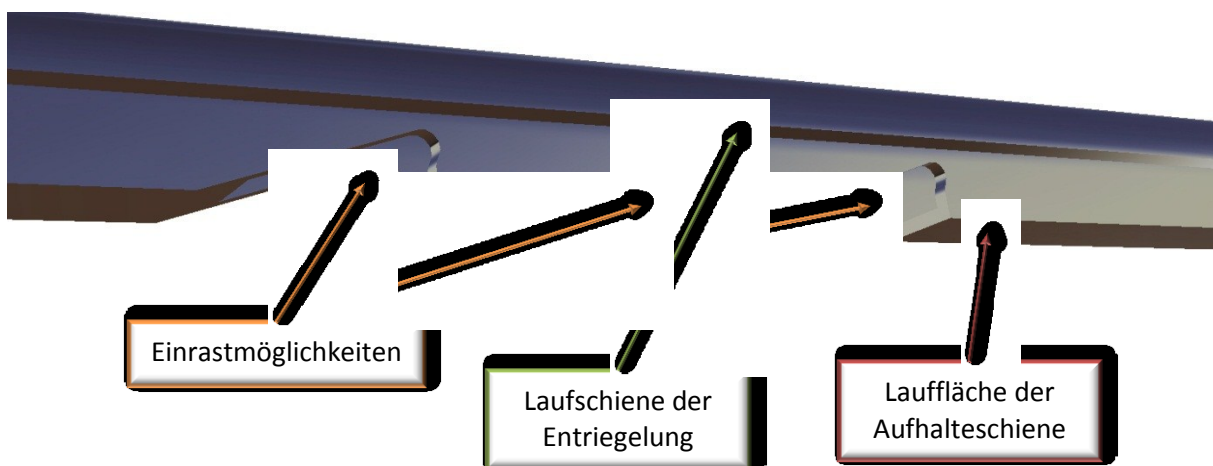


Abbildung 36: Ausschnitt der Containertür – Aufhaltestange



3.2.5. Container Berechnungen

Da es an der Containerkonstruktion viele Positionen und Extremstellen zu berechnen gibt, was aber im Gesamten viel zu aufwändig und dabei doch ungenau ausfallen würde, wurden nur die kritischen Punkte der Konstruktion und deren Dimensionierung konventionell berechnet. Um von Anfang an keine Überdimensionierung der Bauteile zu haben, da das Gewicht eine sehr große Rolle spielt, wurde vor allem die erforderliche Anzahl an Schüttenstützen auf ihre Festigkeit gegen Knicken, auf die statische Dauerfestigkeit des Verschlusses und auf die statische und dynamische Dauerfestigkeit der Schweißnähte an den Türscharnieren berechnet. Im Anschluss wurde die Gesamtkonstruktion mit der Finiten Elemente Lösung auf ihre statische Dauerfestigkeit überprüft.

3.2.5.1. Berechnung – Anzahl an Schüttenstützen

Allgemeine Angaben:

Masse Hauptschütte:	$m_{HS} := 352\text{kg}$
Masse Sand:	$m_S := 20500\text{kg}$
Länge des Schüttenträgers:	$l_{ST} := 0,858\text{m}$
Breite des Schüttenträgers max.:	$b_{STmax} := 0,05\text{m}$
Breite des Schüttenträgers min.:	$b_{STmin} := 0,03\text{m}$
Höhe des Schüttenträgers max.:	$h_{STmax} := 0,15\text{m}$
Höhe des Schüttenträgers min.:	$h_{STmin} := 0,13\text{m}$
Fläche Hauptschütte:	$A_{HS} := 17,8\text{m}^2$
Breite der Hauptschütte:	$b_{HS} := 2\text{m}$
E-Modul Baustahl St 50-2:	$E := 210 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$
Streckgrenze:	$R_e := 295 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$



Berechnung der Auflager:

Um die späteren Berechnungen durchführen zu können, muss man die Auflagerreaktionen berechnen; die genauen Kraftangriffspunkte müssen am Träger liegen.

Die Summe aller vertikalen Kräfte ist 0:

$$\begin{aligned}\Sigma F_V &:= 0 & A_V + B_V - F_g &= 0 \\ & & A_V &= B_V\end{aligned}$$

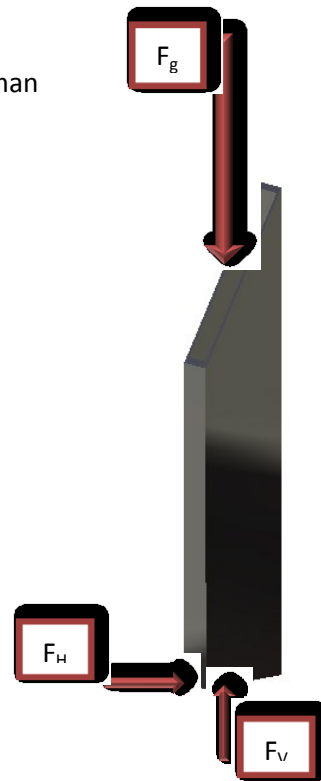


Abbildung 37: Darstellung der Kräfteeinwirkung auf die Schüttenstütze

Die Kraft, die von oben wirkt, definiert sich aus dem Eigengewicht der Hauptschütte und dem Gewicht des Materials:

$$\begin{aligned}F_g &:= (2m_{HS} + m_S) \cdot g \\ F_g &= 2.079 \times 10^5 \text{ N}\end{aligned}$$

Aus den beiden Gleichungen resultiert das Ergebnis für die Auflagerreaktion im Punkt A. Da A_V gleich B_V ist, wird das Ergebnis nur für A_V angeschrieben:

$$\begin{aligned}A_V &:= \frac{F_g}{2} \\ A_V &= 1.04 \times 10^5 \text{ N}\end{aligned}$$

Berechnung der Euler'schen Knicklasten:

Als Erstes muss das Flächenträgheitsmoment des Schüttenträgers berechnet werden:

$$\begin{aligned}I_x &:= \left(h_{STmax} \cdot \frac{b_{STmax}^3}{12} \right) - \left(h_{STmin} \cdot \frac{b_{STmin}^3}{12} \right) \\ I_x &= 1.27 \times 10^{-6} \text{ m}^4\end{aligned}$$



Da der Träger sowohl oben als auch unten fix eingespannt ist, gilt der Eulersche Knickfall:

$$l_K := l_{ST} \cdot 0.5$$

$$l_K = 0.429 \text{ m}$$

Mit Hilfe der beiden Ergebnisse wird nun die Knickkraft ausgerechnet. Es handelt sich um jene Kraft, bei der ein Ausknicken des Trägers stattfinden wird:

$$F_K := E \cdot I_x \cdot \frac{\pi^2}{l_K^2}$$

$$F_K = 1.43 \times 10^7 \text{ N}$$

Mit der Bedingung, dass die Anzahl der Stützen multipliziert mit der Knickkraft größer sein muss als die Auflagerkraft im Punkt A_V , kann die gesuchte Anzahl ausgewertet werden:

$$F_K \cdot x \geq A_V$$

$$x := \frac{A_V}{F_K}$$

$$x = 7.269 \times 10^{-3}$$

Da diese Berechnung keine sinnvollen Ergebnisse liefert, wird überprüft, ob elastisches Werkstoffverhalten vorliegt. Für das Vorliegen von elastischem Werkstoffverhalten muss folgende Bedingung erfüllt werden:

$$\lambda \geq \lambda_0$$

$$\lambda_0 := 89$$

Der Übergang findet bei der Grenزشlankheit $\lambda_0 := 89$ statt.


Beweis für unelastisches Werkstoffverhalten nach Tetmajer:²⁶

Da man zur Berechnung die projizierte Fläche der Hauptschütte benötigt, muss diese als erstes ausgewertet werden:

$$b_{\text{proj}} := 1745 \text{ mm}$$

$$l_{\text{proj}} := 4758 \text{ mm}$$

$$A_p := b_{\text{proj}} \cdot l_{\text{proj}}$$

$$A_p = 8.303 \text{ m}^2$$

Aus der Tabelle „Werte a und b nach Tetmajer“ werden folgende Variablen bestimmt:

$$a_{\text{Tab}} := 335 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$b_{\text{Tab}} := 0.62 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\lambda_{\text{Tab}} := 8 \text{ c}$$

Die Knickspannung errechnet sich daraus:

$$\sigma_{\text{KT}} := a_{\text{Tab}} - (b_{\text{Tab}} \cdot \lambda_{\text{Tab}})$$

$$\sigma_{\text{KT}} = 2.798 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Die vorherrschende Spannung ergibt:

$$\sigma_{\text{vorhT}} := \frac{F_g}{A_{\text{HS}}}$$

$$\sigma_{\text{vorhT}} = 1.168 \times 10^4 \text{ Pa}$$

²⁶ Grote/Feldhusen, DUBBL – Taschenbuch für Maschinenbau²¹, S. C 43ff.



Daraus errechnet sich die Sicherheit gegen Knicken:

$$S_{KT} := \frac{\sigma_{KT}}{\sigma_{vorhT}} \quad S_{KT} = 2.395 \times 10^4$$

Um die erforderliche Mindestbreite und -höhe bestimmen zu können, benötigt man vorerst das erforderliche Flächenträgheitsmoment des Trägers:

$$I_{xerf} := \frac{F_g \cdot S_{KT} \cdot l_K^2}{\pi^2 \cdot E} \quad I_{xerf} = 4.423 \times 10^{-4} \text{ m}^4$$

Die erforderliche Breite beträgt:

$$b_{Terf} := I_{xerf} \frac{12}{h_{STmax}^3 - h_{STmin}^3} \quad b_{Terf} = 4.505 \text{ m}$$

Die erforderliche Höhe beträgt:

$$h_{Terf} := \sqrt[3]{I_{xerf} \frac{12}{b_{STmax} - b_{STmin}}} \quad h_{Terf} = 0.643 \text{ m}$$

Damit errechnet sich die erforderliche Fläche:

$$A_{Terf} := b_{Terf} \cdot h_{Terf} \quad A_{Terf} = 2.895 \text{ m}^2$$

Um im nächsten Schritt die Schlankheit bestimmen zu können, bestimmt man zuvor noch den Trägheitsradius:

$$i_X := \sqrt{\frac{I_{X\text{erf}}}{A_{T\text{erf}}}} \quad i_X = 0.012 \text{ m}$$

Anschließend kann die Schlankheit nach Tetmajer berechnet werden:

$$\lambda_T := \frac{l_K}{i_X} \quad \lambda_T = 34.71$$

Da für Euler und somit auch für elastisches Werkstoffverhalten die Bedingung gelten muss:

$$\lambda_T \geq \lambda_0$$

liegt hier eine wahre Aussage vor:

$$\lambda_T = 34.71 < \lambda_0 = 89$$

Wahre Aussage = Unelastisches Werkstoffverhalten

Wenn unelastisches Werkstoffverhalten vorliegt, gelten die Gleichungen mit der Berechnung nach Euler nicht und dürfen dafür auch nicht verwendet werden; das Berechnungsschema der Knicklasten nach Tetmajer ist zwingend anzuwenden.

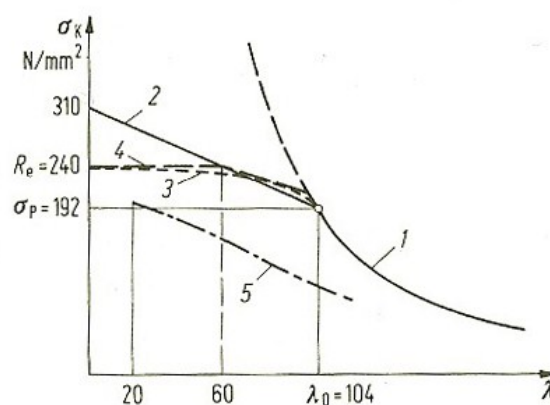


Bild 3. Knickspannungsdiagramm für St37. 1 Euler-Hyperbel, 2 Tetmajer-Gerade, 3 Engesser-v. Kármán-Kurve, 4 v. Kármán-Geraden, 5 Traglast-Kurve nach Jäger

Abbildung 38: Knickspannungsdiagramm für St37²⁷

²⁷ Grote/Feldhusen, DUBBL – Taschenbuch für Maschinenbau²¹, S. C 43.

**Praktische Berechnung der Knicklasten nach Tetmajer:**

Die Knickspannung nach Tetmajer wird folgendermaßen ausgewertet:

$$\sigma_K := a_{Tab} - b_{Tab} \cdot \lambda_T$$

$$\sigma_K = 3.135 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Die Kraft, die auf die Stützen von oben einwirkt, lässt sich aus dem Gewicht des Sandes und dem Eigengewicht der Hauptschütte berechnen:

$$F_S := [m_S + (2 \cdot m_{HS})] \cdot g$$

$$F_S = 2.079 \times 10^5 \text{ N}$$

Die Fläche des Schüttenträgers, da er hohl ist:

$$A_T := (b_{STmax} - b_{STmin}) \cdot (h_{STmax} - h_{STmin})$$

$$A_T = 4 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Die vorhandene Spannung beträgt:

$$\sigma_{Vorh} := \frac{F_S}{A_T}$$

$$\sigma_{Vorh} = 5.199 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Unter diesen Voraussetzungen liegt eine Knicksicherheit von-

$$S_K := \frac{\sigma_K}{\sigma_{Vorh}}$$

$$S_K = 0.603$$

vor.

Vordefinierte Mindestsicherheit:

$$S_{KV} := 3$$



Vorhandene Spannung in Kombination mit der Mindestsicherheit:

$$\sigma_{\text{VorhSK}} := \frac{\sigma_K}{S_{Kv}}$$

$$\sigma_{\text{VorhSK}} = 1.045 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Um zu der Mindestanzahl der Schüttenstützen zu gelangen, muss man die erforderliche Fläche errechnen:

$$A_{\text{erf}} := \frac{F_S}{\sigma_{\text{VorhSK}}}$$

$$A_{\text{erf}} = 1.99 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Mit den ausgerechneten Daten lässt sich nun die Mindestanzahl an Schüttenstützen auswerten:

$$X_{\text{Stütz}} := \frac{A_{\text{erf}}}{A_T}$$

$$X_{\text{Stütz}} = 4.975$$

Um eine Mindestsicherheit von drei erfüllen zu können, muss eine Mindestanzahl von fünf Stück der Schüttenstützen unter der Hauptschütte verbaut werden.

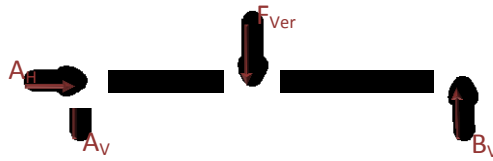
3.2.5.2. Berechnung der statischen Dauerfestigkeit des Verschlusses

Allgemeine Angaben:

Länge des Zylinders:	$l_{\text{Ver}} := 60\text{mm}$
Durchmesser des Zylinders:	$d_{\text{Ver}} := 40\text{mm}$
Kraft pro Tür:	$F_T := 50.276,3\text{N}$
E-Modul St 37-2:	$E := 210 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$



Allgemeine Beziehung der vorhandenen Kräfte zu den Auflagern:



Die Kraft, die von innen durch das Gewicht des Sandes auf die Türen drückt, auf einen Verschlussbolzen umgerechnet, ergibt:

$$F_{\text{Ver}} := \frac{F_T}{6} \quad F_{\text{Ver}} = 8.379 \times 10^3 \text{ N}$$

Das Flächenträgheitsmoment des Zylinders für die spätere Dauerfestigkeitsberechnung:

$$I_{\text{Zyl}} := d_{\text{Ver}}^4 \cdot \frac{\pi}{64} \quad I_{\text{Zyl}} = 1.257 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Zunächst berechnet man die Auflagerreaktionen, um die Verteilung der Kräfte bestimmen zu können:

Summe der horizontalen Kräfte ist 0:

$$\Sigma F_H = 0 \quad A_H := 0 \quad A_H = 0$$

Summe der vertikalen Kräfte ist 0:

$$\Sigma F_V = 0 \quad A_V + B_V - F_{\text{Ver}} = 0 \quad A_V = F_{\text{Ver}} - B_V$$

Summe der Momente ist 0:

$$\Sigma M_A = 0 \quad F_{\text{Ver}} \cdot l_{\text{Ver}} - B_V \cdot l_{\text{Ver}} = 0$$

$$B_V := F_{\text{Ver}} \cdot \frac{l_{\text{Ver}}}{2 \cdot l_{\text{Ver}}} \quad B_V = 4.19 \times 10^3 \text{ N}$$



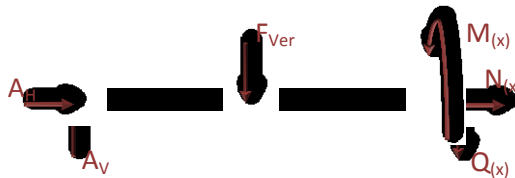
Daraus folgt für A_V :

$$A_V := F_{Ver} - B_V$$

$$A_V = 4.19 \times 10^3 \text{ N}$$

Weiters bestimmt man die Schnittgrößen, um das Moment $M(x)$ bestimmen zu können, welches für die Biegeliniendifferenzialgleichung benötigt wird:

Schnitt mit seinen Reaktionskräften:



Summe der horizontalen Kräfte ist 0:

$$\Sigma F_H = 0$$

$$A_H + N(x) = 0$$

$$N(x) := -A_H$$

$$N(x) = 0$$

Summe der vertikalen Kräfte ist 0:

$$\Sigma F_V = 0$$

$$-Q(x) + A_V - F_{Ver} = 0$$

$$Q(x) := A_V - F_{Ver}$$

Stelle x , an der die maximale Durchbiegung herrscht:

$$x := \frac{l_{Ver}}{2}$$

$$x = 0.03 \text{ m}$$

Damit betragen die Querkräfte:

$$Q(x) = -4.19 \times 10^3 \text{ N}$$

Summe der Momente ist 0:

$$\Sigma M_A \neq 0$$

$$M(x) - A_V \cdot x + F_{Ver} \cdot \frac{x - l_{Ver}}{2} = 0$$



$$M(x) := A_V \cdot x - F_{Ver} \frac{x - l_{Ver}}{2}$$

$$M(x) = 251.381J$$

Mit Hilfe der Biegeliniendifferenzialgleichung ist es möglich, die Durchbiegung in der Mitte des Bolzens auszurechnen:

Biegeliniendifferenzialgleichung 2. Ordnung, welche die Steigung der Geraden im Punkt $x = l_{Ver}/2 = 30\text{mm}$ angibt:

$$w_1 := \int_0^x \frac{-M(x)}{E \cdot I_{Zyl}} dx$$

$$w_1 = -2.858 \times 10^{-4}$$

Biegeliniendifferenzialgleichung 1. Ordnung, welche die Durchbiegung des Bolzens im Punkt $x = l_{Ver}/2 = 30\text{mm}$ angibt:

$$w_2 := \int_0^x w_1 dx$$

$$w_2 = -8.573 \times 10^{-6} \text{ m}$$

Statische Sicherheitsberechnung:

Der maximale Randfaserabstand beträgt:

$$e_{Ver} := \frac{d_{Ver}}{2}$$

$$e_{Ver} = 0.02 \text{ m}$$

Das Widerstandsmoment, welches sich aus dem Verhältnis von Randfaserabstand zu Flächenträgheitsmoment errechnet:

$$w_B := \frac{I_{Zyl}}{e_{Ver}}$$

$$w_B = 6.283 \times 10^{-3} \text{ L}$$

Die maximale Biegespannung beträgt:

$$\sigma_{\max} := \frac{M(x)}{w_B}$$

$$\sigma_{\max} = 4.001 \times 10^7 \text{ Pa}$$



Der technologische Größeneinfluss v_1 beträgt: $v_1 := 0.9\xi$

Der geometrische Größeneinfluss v_2 beträgt: $v_2 := 0.8\xi$

Die Streckgrenze von einem Baustahl St 50-2 beträgt: $R_{eH} := 295 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Die Vergleichsspannung beträgt:

$$\sigma_{AB} := v_1 \cdot v_2 \cdot R_{eH}$$
$$\sigma_{AB} = 2.544 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Aus den Berechnungen folgt die statische Sicherheit:

$$S_{St} := \frac{\sigma_{AB}}{\sigma_{max}}$$
$$S_{St} = 6.359$$

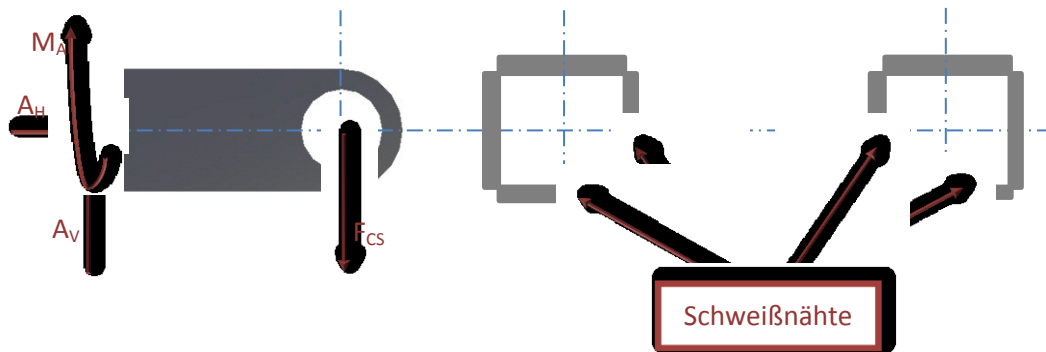
Der Verschlussbolzen ist mit einer Sicherheit von sechs sehr gut dimensioniert.

3.2.5.3. Berechnung der statischen und dynamischen Dauerfestigkeit der Schweißnähte der Türscharniere an der Containerkonstruktion

Allgemeine Angaben:

Schweißnahtdicke:	$a_{CS} := 3\text{mm}$
Breite der Schweißnaht:	$b_{CS} := 30\text{mm}$
Höhe der Schweißnaht:	$h_{CS} := 30\text{mm}$
Auskrüglungslänge Scharnier:	$l_{CA} := 61,5\text{mm}$
Gesamtgewicht der Türe:	$m_{Tges} := 238,5\text{kg}$
Anzahl Scharnierpaare:	$s_{Ch} := 3$
Abstand S2 zum Schwerpunkt:	$X_{CS2} := 18\text{mm}$
Abstand S1/S3 zum Schwerpunkt:	$X_{CS1} := 0\text{mm}$
Kraft vom Sand auf die Tür:	$F_{TSand} := 50.273,3\text{N}$

Aufteilung und Position der Kräfte – Schematische Darstellung der Schweißnähte und ihre Position:



Das Gewicht – F – welches pro Halterungspaar wirkt:

$$F_{CS} := \frac{(m_{Tges} \cdot g) + F_{TSand}}{3}$$

$$F_{CS} = 1.754 \times 10^4 \text{ N}$$

Von großer Bedeutung ist das Flächenträgheitsmoment der Scharniere, da hier eine Verschiebung des Schwerpunkts vorliegt:

$$I_x := 2 \cdot \left[2 \cdot \left[\frac{[b_{CS} - (2 \cdot a_{CS})] \cdot a_{CS}^3}{12} \right] + 2 \cdot [a_{CS} \cdot [b_{CS} - (2 \cdot a_{CS})] \cdot x_{CS2}^2] + 2 \cdot \frac{a_{CS} \cdot [h_{CS} - (2 \cdot a_{CS})]^3}{12} \right]$$

$$I_x = 1.074 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Der maximale Randfaserabstand beträgt:

$$e_S := \frac{h_{CS} + (2a_{CS})}{2}$$

$$e_S = 0.018 \text{ m}$$

Das Widerstandsmoment, welches aus dem Verhältnis der beiden oberen Ergebnisse errechnet wird, beträgt:

$$w_b := \frac{I_x}{e_S}$$

$$w_b = 5.964 \times 10^{-3} \text{ L}$$



Das maximale Biegemoment – mit dem Hebelarm von 61,5mm:

$$M_{bmax} := F_{CS} \cdot l_{CA}$$

$$M_{bmax} = 1.079 \times 10^3 \text{ J}$$

Die maximale Biegespannung resultiert aus dem Verhältnis der maximalen Biegespannung und dem Widerstandsmoment:

$$\sigma_{bmax} := \frac{M_{bmax}}{W_b}$$

$$\sigma_{bmax} = 1.809 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Die Mittel- und die Amplitudenspannung sind in diesem Fall ident:

$$\sigma_a = \sigma_m$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{bmax}}{2}$$

$$\sigma_a = 9.043 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Die maximale Schubspannung beträgt:

$$\tau_{sC} := \frac{F_{CS}}{4 \cdot a_{CS} \cdot (h_{CS} - 2 \cdot a_{CS})}$$

$$\tau_{sC} = 6.09 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Die Mittel- und Amplitudenschubspannung sind diesem Fall ebenfalls ident, da sie aus der Mittel- und Amplitudenspannung resultieren:

$$\tau_a = \tau_m$$

$$\tau_{aC} := \frac{\tau_{sC}}{2}$$

$$\tau_{aC} = 3.045 \times 10^7 \text{ Pa}$$

Die maximal auftretende Schubspannung beträgt:

$$\tau_{sCmax} := \tau_{sC} \frac{3}{2}$$

$$\tau_{sCmax} = 9.135 \times 10^7 \text{ Pa}$$



Vergleichsspannung für die statische Dauerfestigkeitsberechnung:

$$\sigma_{AD} := v_1 \cdot v_2 \cdot R_{eH} \quad \sigma_{AD} = 2.544 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Vergleichsschubspannung für die statische Dauerfestigkeitsberechnung:

$$\tau_{AD} := v_1 \cdot v_2 \cdot \frac{R_{eH}}{\sqrt{3}} \quad \tau_{AD} = 1.469 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Statische Sicherheit:

$$S_{StatAD} := \frac{\sigma_{AD}}{\sigma_{bmax}} \quad S_{StatAD} = 1.407$$

$$S_{StatS1.2} := \frac{\tau_{AD}}{\tau_{sCmax}} \quad S_{StatS1.2} = 1.608$$

Amplitudenspannung für die dynamische Dauerfestigkeitsberechnung:

$$\sigma_A := R_{eH} - \sigma_a \quad \sigma_A = 2.046 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Vergleichsspannung für die dynamische Dauerfestigkeitsberechnung:

$$\sigma_{AD1} := v_1 \cdot v_2 \cdot \sigma_A \quad \sigma_{AD1} = 1.764 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Amplitudenschubspannung für die dynamische Dauerfestigkeitsberechnung:

$$\tau_A := \frac{R_{eH}}{\sqrt{3}} \quad \tau_A = 1.703 \times 10^8 \text{ Pa}$$

Vergleichsschubspannung für die dynamische Dauerfestigkeitsberechnung:

$$\tau_{AD1} := v_1 \cdot v_2 \cdot \tau_A \quad \tau_{AD1} = 1.469 \times 10^8 \text{ Pa}$$

**Dynamische Sicherheit:**

$$S_{\text{dynCA}} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{AD1}}\right)^2}}$$

$$S_{\text{dynCA}} = 1.951$$

$$S_{\text{dynCS1.2}} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{AD1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{aC}}{\tau_{AD1}}\right)^2}}$$

$$S_{\text{dynCS1.2}} = 1.809$$

Die Schweißnähte haben mit Hilfe der konventionellen Berechnung eine Sicherheit von fast zwei und erfüllen somit sämtliche Sicherheitsanforderungen.

3.3. Finite Elemente Simulationen

In diesem Kapitel wurden die Module Schüttenkonstruktion, Türen und die Gesamtcontainerkonstruktion mit Hilfe der Finiten Elemente Umgebung des Konstruktionsprogrammes CATIA V5 den Prüfnormen nach ISO 1496 - 1 unterzogen. Dabei werden die Ergebnisse, um die Resultate besser zu veranschaulichen, mit Faktor eins und teilweise mit dem Faktor 700 dargestellt.

3.3.1. Hauptbauteile des Containers

3.3.1.1. Schüttenkonstruktion

In dieser Simulation galt es herauszufinden, ob die Hauptschüttenkonstruktion den Belastungen standhält und wo ihre Schwachstellen liegen. Die Schütte wird dazu an allen Seiten, an denen sie mit dem Containerrahmen verschweißt ist, fix eingespannt und einer Belastung von $17,5 \text{ kN/m}^2$ ausgesetzt. Da eine Sicherheit von mindestens 1,5 erreicht werden sollte, wurde die Schütte mit der eineinhalbfachen Belastung P , der sie im täglichen Gebrauch ausgesetzt ist, simuliert.

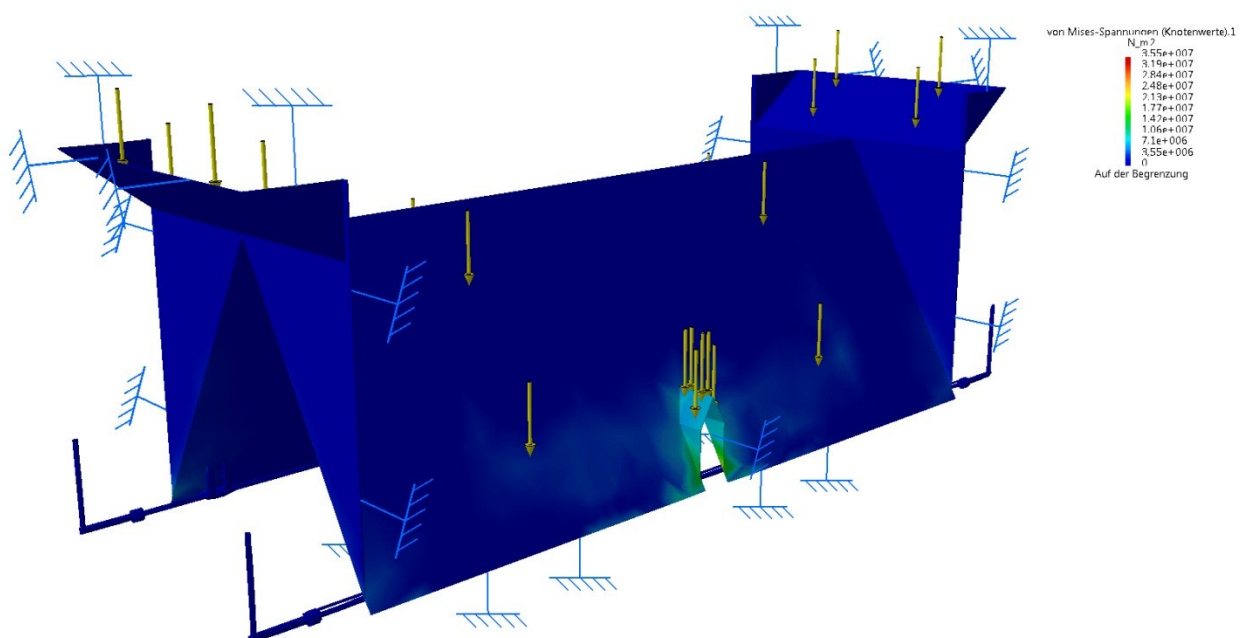


Abbildung 39: FEM Simulation – Schütteninnenleben – Faktor 1

Wie aus der Simulation ersichtlich, hat die Konstruktion den Belastungen problemlos standgehalten. Es ergeben sich keine kritischen Stellen und Problemzonen.

3.3.1.2. Containertür

Die Simulation der Türen war von großer Bedeutung, da diese die Beladung im Innenraum des Containers halten und des Weiteren bei Überdimensionierung die Gefahr eines zu hohen Gewichtes bestünde. Die Tür wurde an den Scharnieren und an den unteren Verschlusszapfen fix eingespannt und auf eine Sicherheit von 2 berechnet. Die Flächenlast von $26,7 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$ wurde einseitig auf die Innenseite beaufschlagt.

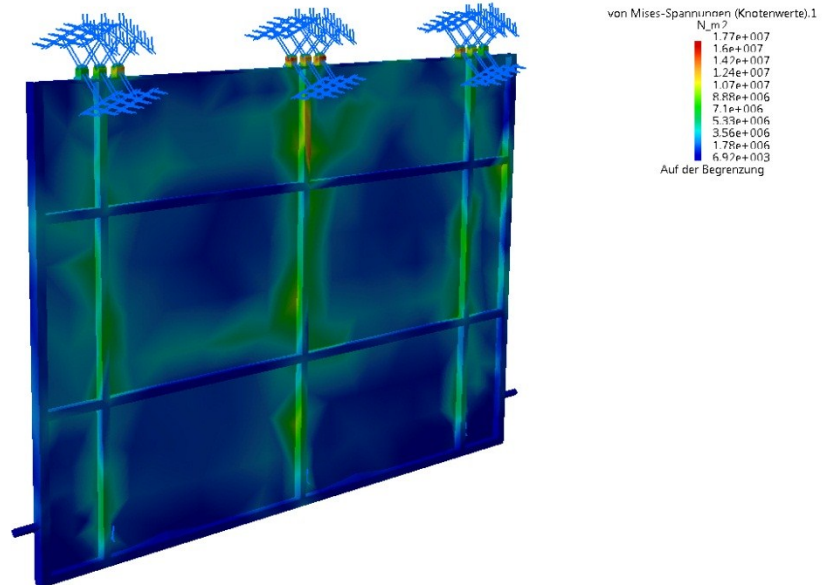


Abbildung 40: FEM Simulation – Containertür Außenseite – Faktor 1

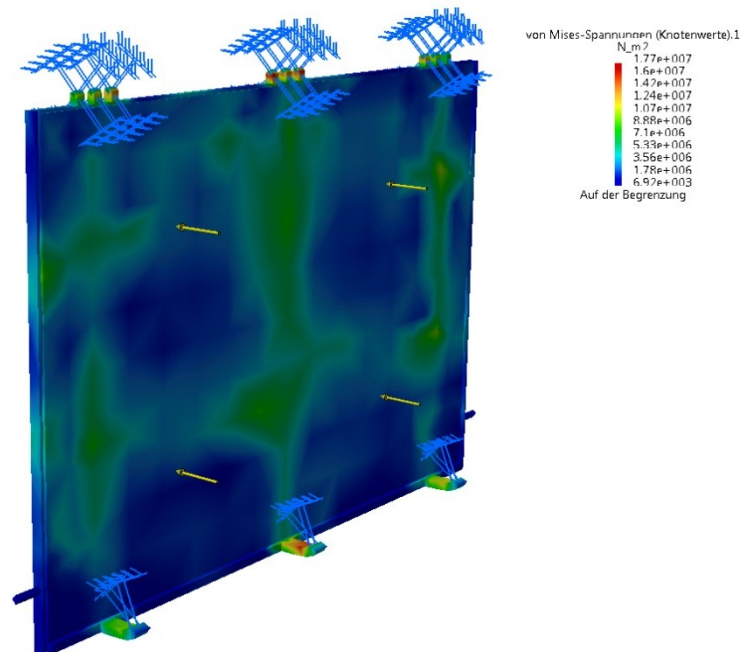


Abbildung 41: FEM Simulation – Containertür Innenseite – Faktor 1

Die Türplatte wird durch die außenliegenden Verstrebrungen ausschließlich auf Druck belastet; auf dieselbe Weise findet der Kraftübertrag von den Scharnieren auf die Verschlusszapfen direkt statt. Die gelben bis roten Zonen liegen in einem Mises-Spannungsbereich von $17,7 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$.

3.3.2. ISO Container – Stapeln

Bei Hochseecontainern schreibt die Prüfnorm neun Stück seiner Art zu tragen vor. Dieser Binnencontainer soll hauptsächlich im Einsatz zwischen Produktionsstätte – Transportleichter – und Fabrik – LKW/Bahn sein, um so wenige Stillstandzeiten wie möglich zu haben.

Diese Simulation beschäftigt sich mit dem vollbeladenen ISO-Schüttgutcontainer, dem neun gleiche Container aufgestapelt werden. Dabei wird getestet, ob der ISO-Rahmen das Eigengewicht, die Nutzlast und die gestapelte Belastung tragen und dieser standhalten kann. Die Belastung auf den einzelnen Eckbeschlägen beträgt 552,8kN und die Beladung das 1,8 fache seiner Nutzlast P.

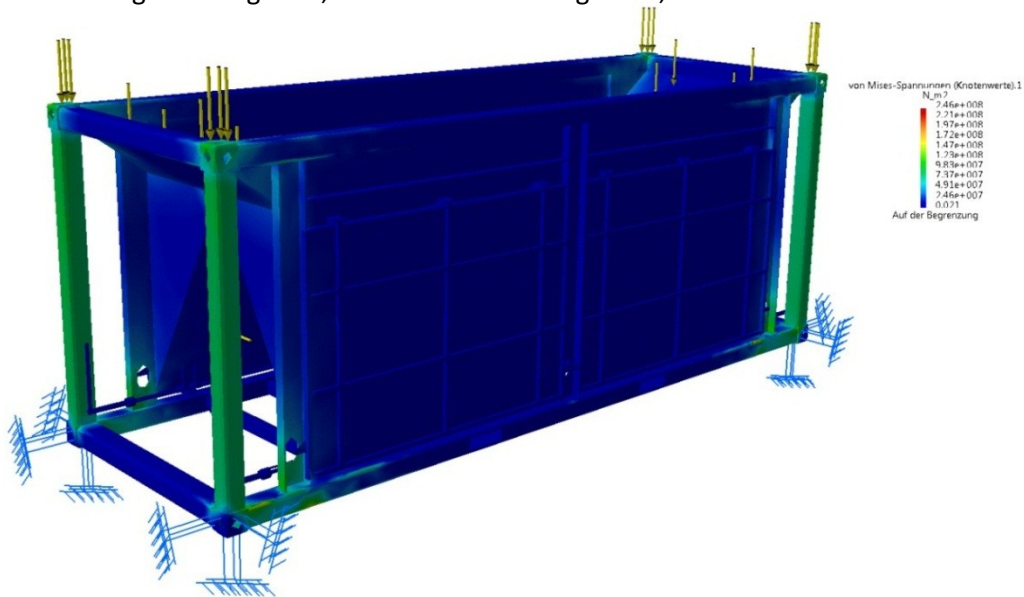


Abbildung 42: FEM Simulation – Container Stapeln – Faktor 1

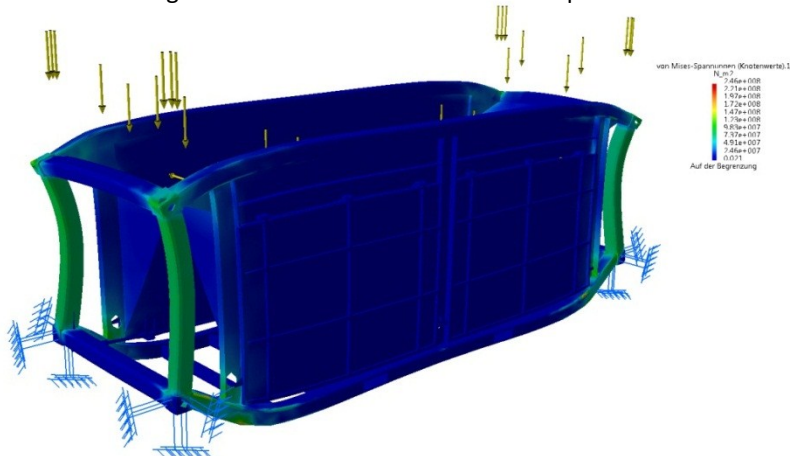


Abbildung 43: FEM Simulation – Container Stapeln – Faktor 700

Als Ergebnis kann festgehalten werden, dass der Rahmen den Belastungen standhält. Der ISO-Rahmen muss jedoch nicht hergestellt werden, da er zugekauft werden kann; daher ist dieser Test nicht von großer Relevanz.

3.3.3. ISO Container – Anheben von oben

In dieser Simulation soll getestet werden, wie sich der Container bei lotrechtem Anheben über die vier oberen Eckbeschläge, wie zum Beispiel mit einem Portalkran, bezogen auf die Verformung verhält. Dabei wird die Nutzlast P um den Faktor zwei erhöht, um die Tragfähigkeit der Schütte und Verstrebung mit den berücksichtigten Beschleunigungskräften zu testen.

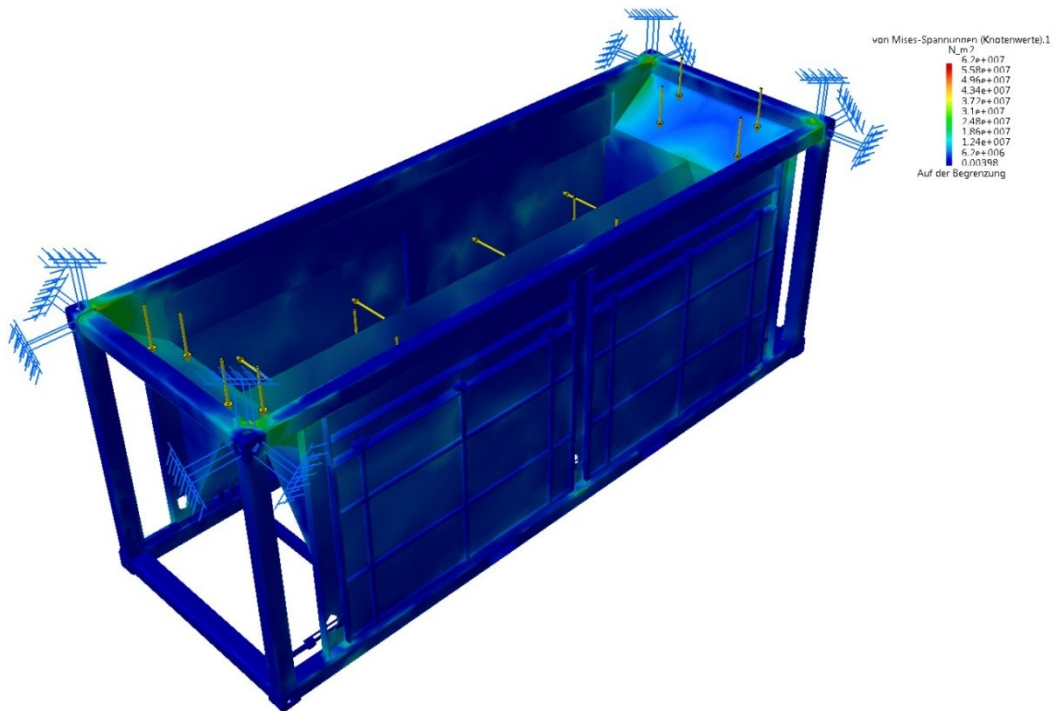


Abbildung 44: FEM Simulation – Container Heben oben – Faktor 1

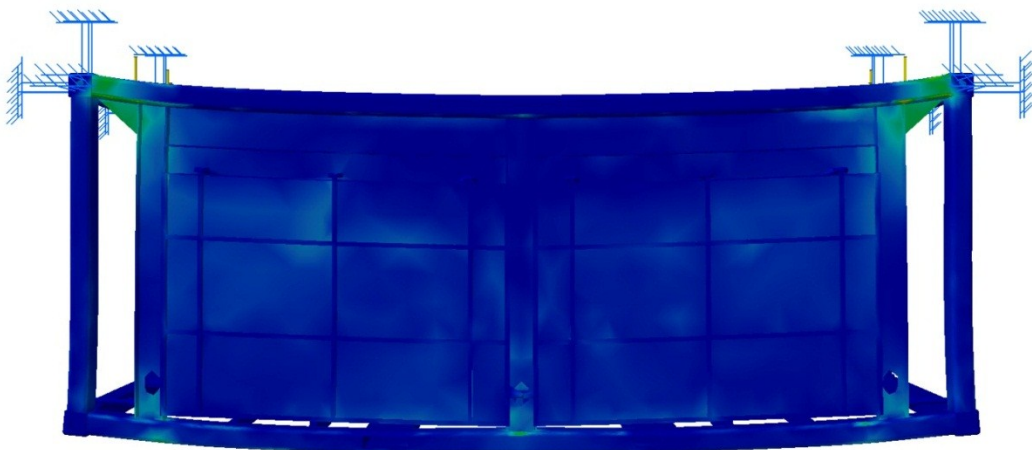


Abbildung 45: FEM Simulation – Container Heben oben – Faktor 700

Aus dem Ergebnis lässt sich ableiten, dass die Innenkonstruktion den Belastungen problemlos standhält. Die auftretenden Spannungen an den oberen vier „corner castings“ werden in den Rahmen übertragen und somit entstehen keine kritischen Zonen.

3.3.4. ISO Container – Anheben von unten

Bei diesem Test sind die Vorgaben genauso wie bei Test 1.3.4, nur mit dem Unterschied, dass der Container unten angehoben wird und die Prüfkräfte das doppelte Gesamtgewicht R sind.

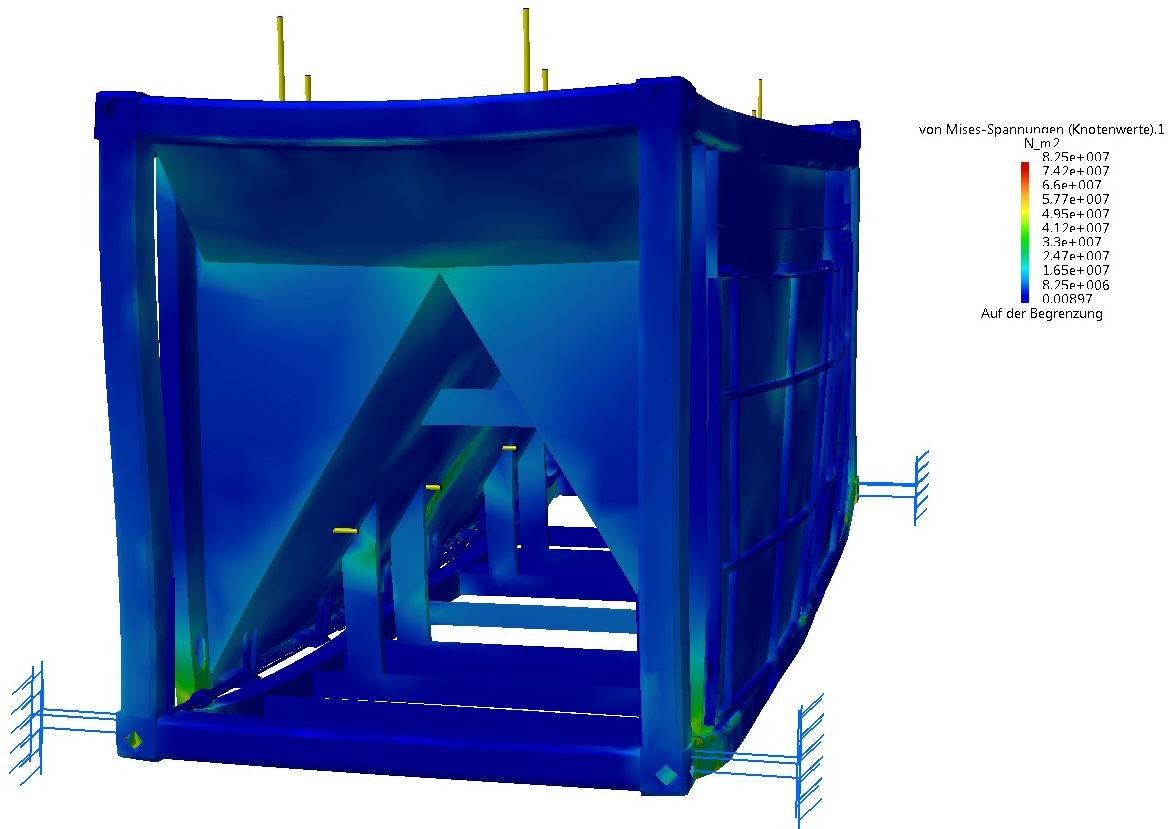


Abbildung 46: FEM Simulation – Container Heben unten – Faktor 700

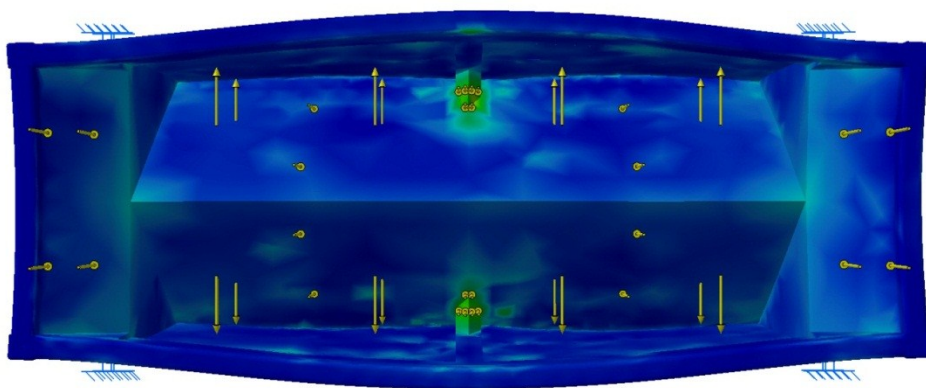


Abbildung 47: FEM Simulation – Container Heben unten – Draufsicht – Faktor 700

Bei diesem Ergebnis wird ebenso sichtbar, dass sich die Spannungen gleichmäßig im Rahmen verteilen und keine Bedenken hinsichtlich allfälligen Versagens entstehen.

3.3.5. ISO Container - Heben durch Staplertaschen

In dieser Simulation soll gezeigt werden, dass der Container den durch das Heben an den Staplertaschen auftretenden Kräften standhalten kann.

Die Prüfung sieht für Container der Klasse 1CC, 1C, 1CX, 1D, 1DX, 1E und 1F, bei denen jeweils nur ein Satz Staplertaschen eingebaut ist, vor, dass der Laderaum mit der 1,6 fachen Nutzlast P belastet wird, dabei aber der Container selbst in den Taschen fest gelagert wird, um das Heben eines Staplers zu simulieren.

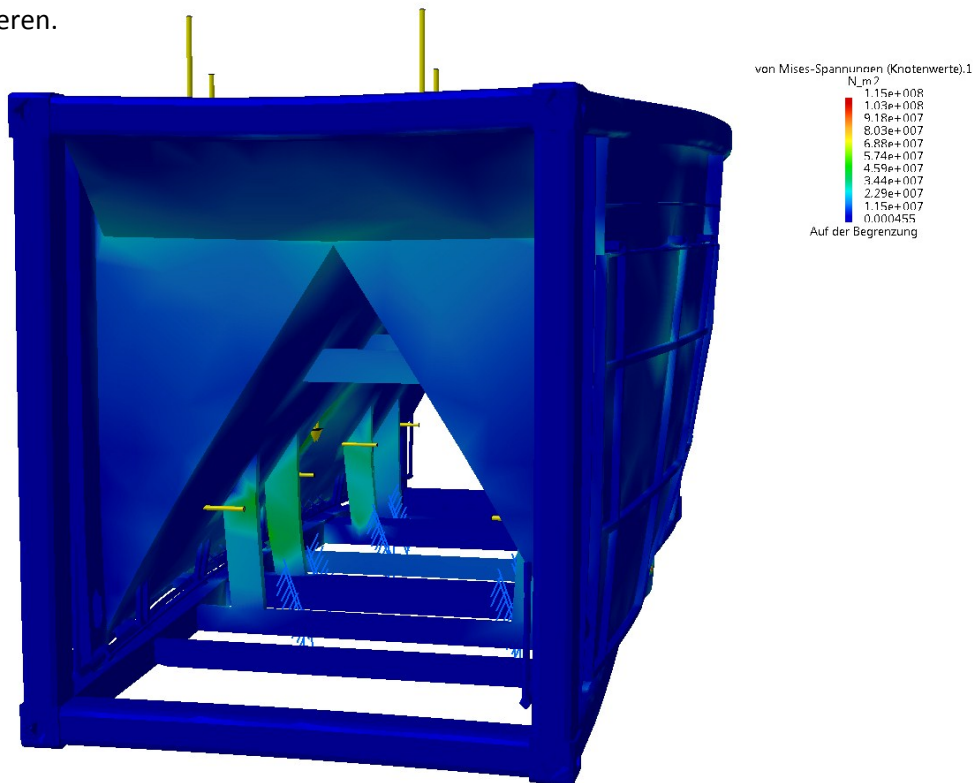


Abbildung 48: FEM Simulation – Container Heben aus Staplertaschen – Faktor 700

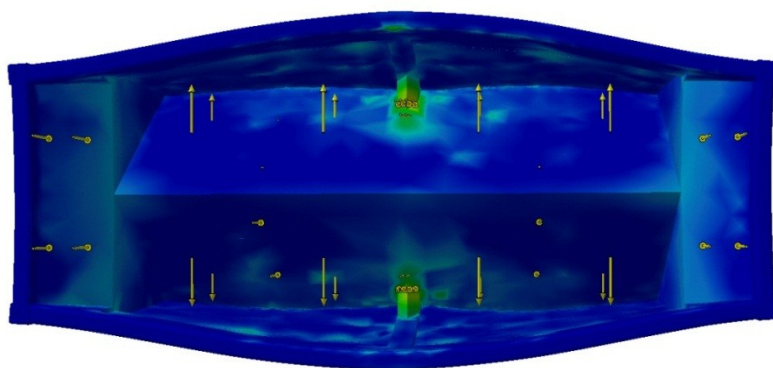


Abbildung 49: FEM Simulation – Container Heben aus Staplertaschen – Draufsicht – Faktor 700

Durch die in das Containerinnere induzierten Spannungen bilden sich keine Problembereiche, da auch hier die Hauptschüttenstützen den Kraftfluss optimal in das System übertragen.

3.3.6. ISO Container – Querverwindung

Dieser Test soll die Standhaftigkeit des Rahmens gegen Querverwindungen zeigen, welche durch die Belastungen von in den Rahmen induzierten Querkräften auftreten. Dafür wird der Container im leeren Zustand, nur mit dem Eigengewicht T , auf den vier unteren Standflächen fest verankert und zusätzlich gegen senkrecht abtriften fixiert. Belastungen von 150kN werden anfangs als Druckkraft und danach als Zugkraft in die oberen zwei Eckbeschläge, die sich parallel zur Längsseite befinden, eingeleitet. Ist die Endwand symmetrisch zur anderen, kann der Test einmal durchgeführt werden; ist jedoch eine Asymmetrie vorhanden, muss das System von beiden Seiten aus getestet werden.

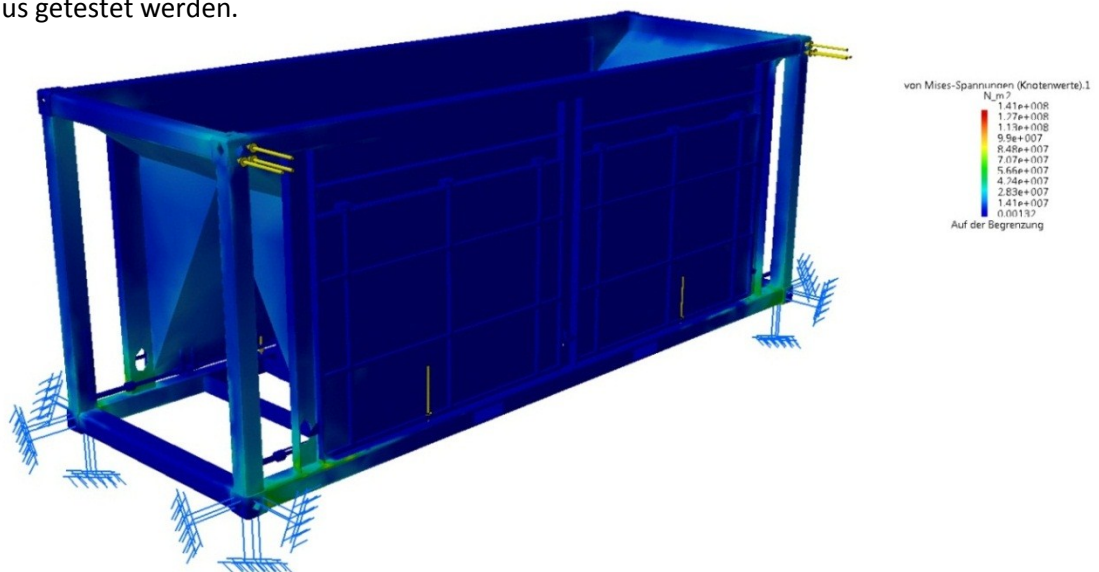


Abbildung 50: FEM Simulation – Container Querverwindung – Faktor 1

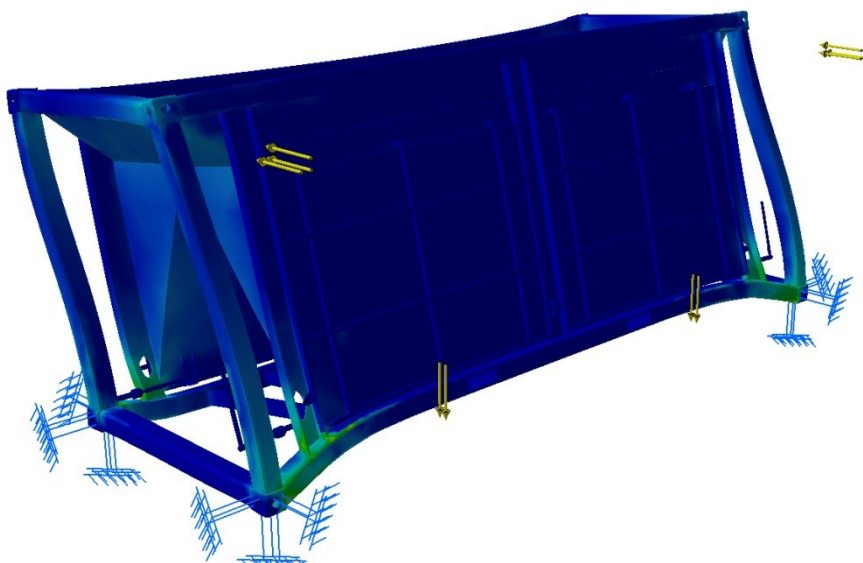


Abbildung 51: FEM Simulation – Container Querverwindung – Faktor 700

Festgehalten werden kann, dass sich hierbei wiederum keine Probleme ergeben, wobei dieser Test nur der Veranschaulichung des Containerinneren dient, da der Containerinnenrahmen zugekauft wird.

3.3.7. ISO Container – Längsverwindung

Der Test verhält sich wie der vorhergehende, mit dem Unterschied, dass hier die Längsverwindung mit deren induzierten Längskräften untersucht wird. Die Prüfkkräfte bleiben in diesem Fall die gleichen wie unter Punkt 1.3.7.

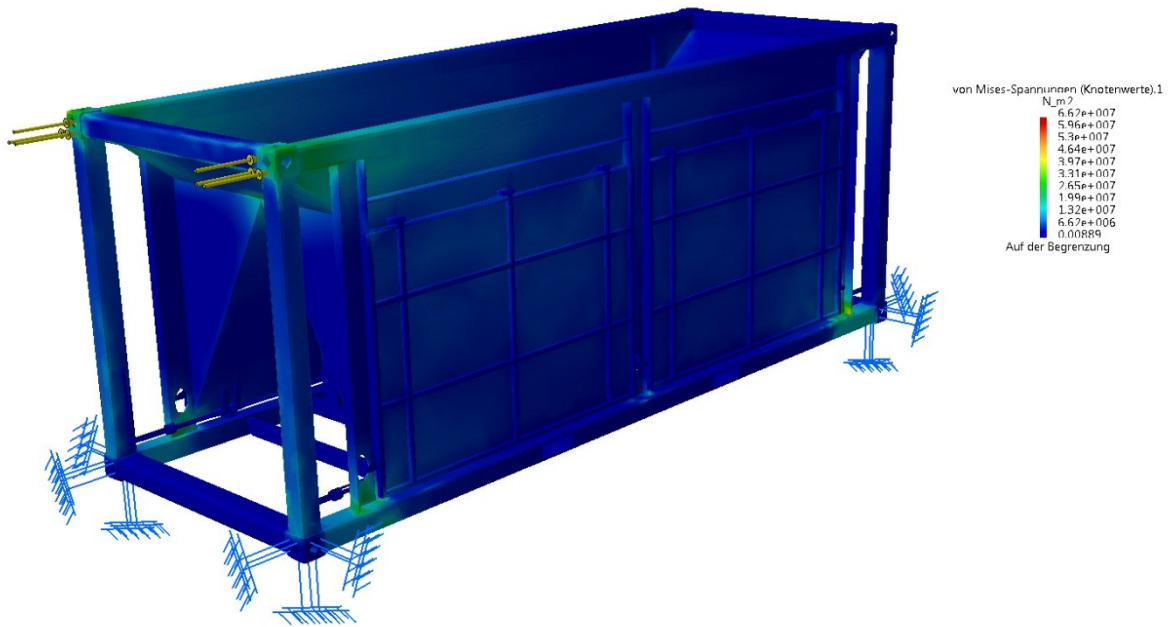


Abbildung 52: FEM Simulation – Container Längsverwindung – Faktor 1

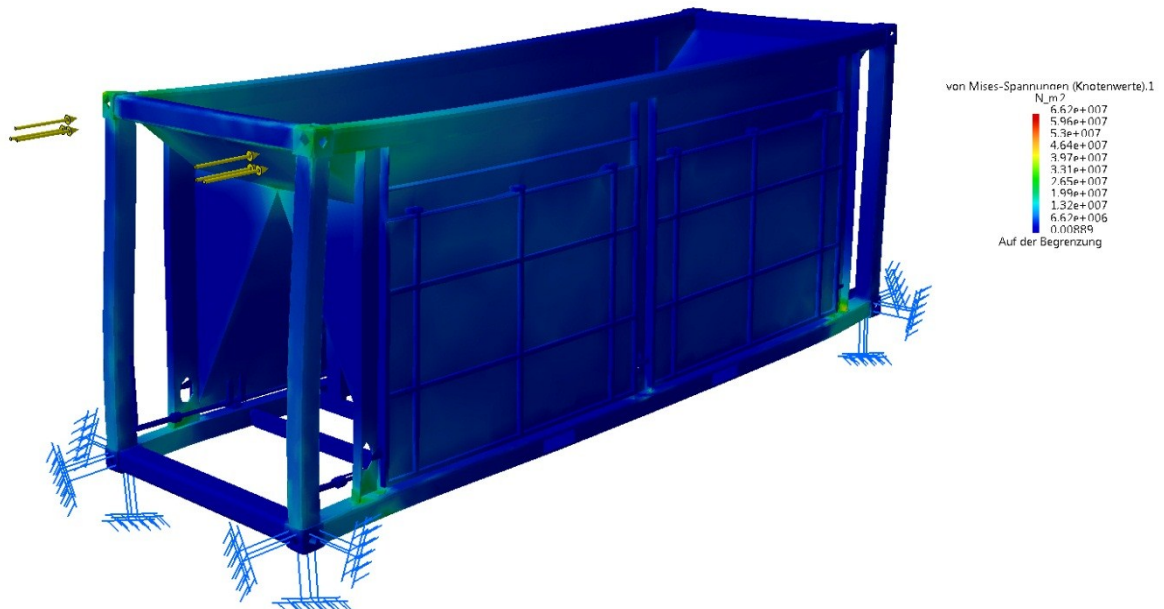


Abbildung 53: FEM Simulation – Container Längsverwindung – Faktor 700

Wie bereits beim vorhergehenden Test beschrieben, dient dieses Ergebnis bloß der Darstellung und der Bewertung der Veränderungen im Inneren des Containers.

3.4. Diskrete Elemente Simulation

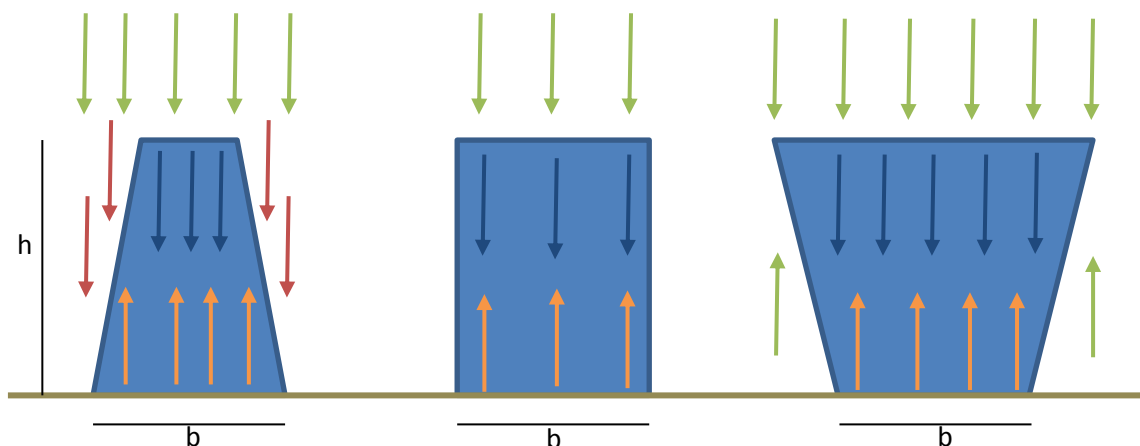
Die Eigenschaften des vorliegenden Schüttgutes spielen beim Entwerfen eines Bulkcontainers eine zentrale Rolle, da der Auslassvorgang so rückstandsfrei wie möglich sein soll. Das Hauptproblem bei diesem Schüttgut sind Feinsand und Schlick mit einer Korngröße unter 1mm, die Transportzeit, welche das obere Drittel – im Gegensatz zum unteren – durch das Absacken des Wasseranteils zu einem trockenen Gefüge machen würde und die Restfeuchtigkeit von 20%, welche eine sehr hohe Adhäsion hervorriefen würde, vor allem in Kombination mit der in der kalten Jahreszeit vorherrschenden Außentemperatur, aufgrund derer sich Eisbrocken bilden können. Eine Diskrete Elemente Simulation ist unumgänglich, zumal durch Konstruktionsfehler eine Rückstandsverringern an Ladegut im Laderaum des Containers nicht unterbunden werden kann und anfallende Auslassprobleme nicht behoben werden können. Durch die vorliegenden Parameter des Schüttgutes kann auch kein homogenes Schüttgefüge angenommen werden, welches zu simulieren sich sehr schwierig gestaltet. Darum wurde in den darauf folgenden Punkten ein Schüttgefüge durch Annahmen erstellt, wie es nur in den schlimmsten Fällen vorkommen kann.

3.4.1. Berechnung des Öffnungswinkels der Containertür

Um ein repräsentatives Kräfte-Verteilungsmodell für die Berechnung des Öffnungswinkels der Containertüren erstellen zu können, wurde auf das hydrostatische Paradoxon zurückgegriffen.

Das Hydrostatische Paradoxon:

Drei Behälter, wie in Abbildung 54 ersichtlich, haben die gleiche Höhe h und Bodenbreite b und unterscheiden sich nur in ihrer Geometrie.



blau: Gewichtskraft des Wassers
grün: Luftdruck

rot: Gegenkraft der Gefäßhülle
gelb: Resultierende Gegenkraft des Wassers

Abbildung 54: Gefäßvarianten beim Hydrostatischen Paradoxon



Dabei wirkt bei allen drei Gefäßen der gleiche Flüssigkeitsdruck auf die Grundfläche. Der Grund dafür liegt in der Abhängigkeit des Drucks von der Höhe und nicht von der Gefäßgeometrie. Somit werden die Kräfte, die durch die Flüssigkeit auf die Seitenwände wirken, wie zum Beispiel beim Gefäß 1, durch gleich große Gegenkräfte der Hülle selbst aufgenommen – da ansonsten die Gefäßwände aufbrechen würden – und in Summe auf die Bodenfläche übertragen.

Angaben:

Breite der Tür:	$b_{\text{Tür}} := 2275\text{mm}$
Länge der Tür:	$l_{\text{Tür}} := 1575.3\text{mm}$
Masse Sand:	$m_{\text{Sand}} := 5125\text{kg}$
Höhe Scharnier oben:	$l_o := 390\text{mm}$

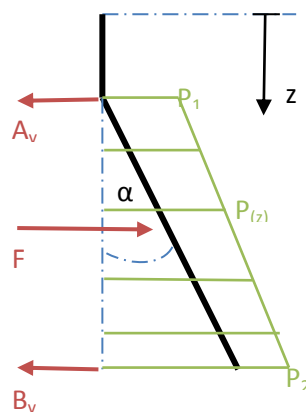


Abbildung 55: Kräfte- und Druckverteilung

Druck an der Tür oben:

$$p_1 := m_{\text{Sand}} g \cdot l_o$$

$$p_1 = 1.96 \times 10^4 \text{ J}$$

Druck an der Tür unten:

$$p_2 := m_{\text{Sand}} g \cdot (l_{\text{Tür}} + l_o)$$

$$p_2 = 9.877 \times 10^4 \text{ J}$$

Druckverteilung $p(z)$:

$$p(z) = \int_0^l \left[p_1 + (p_2 - p_1) \cdot \frac{z}{l_{\text{Tür}} + l_o} \right] \cdot b \cdot z \, dz$$



Resultierende Kraft F (Sand):

$$F_S = l_{\text{Tür}} \cdot b_{\text{Tür}} \cdot \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot x_S$$

Um den Abstand x_S zu erhalten, werden die resultierende Kraft S (Sand)

und der von z abhängige Druck $p(z)$ gleichgesetzt.

$$F(\text{Sand}) = p(z)$$

$$l_{\text{Tür}} \cdot b_{\text{Tür}} \cdot \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot x_S = \int_0^l \left[p_1 + \left[(p_2 - p_1) \cdot \frac{z}{l_{\text{Tür}}} \right] \right] \cdot b_{\text{Tür}} \cdot z \, dz$$

$$l_{\text{Tür}} \cdot b_{\text{Tür}} \cdot \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot x_S = b_{\text{Tür}} \cdot \left[p_1 \cdot \frac{x^2}{2} + (p_2 - p_1) \cdot \frac{x^3}{3 \cdot l_{\text{Tür}}} \right] \cdot 0, l_{\text{Tür}}$$

$$l_{\text{Tür}} \cdot b_{\text{Tür}} \cdot \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot x_S = l_{\text{Tür}}^2 \cdot b \cdot \left(\frac{p_1}{6} + \frac{p_2 - p_1}{3} \right)$$

$$x_S = l_{\text{Tür}} \cdot \frac{2 \cdot (p_1 + 2 \cdot p_2)}{6 \cdot (p_1 + p_2)}$$

$$x_S := \frac{l_{\text{Tür}}}{3} \cdot \frac{p_1 + 2 \cdot p_2}{p_1 + p_2}$$

$$x_S = 0.963 \text{ m}$$

Da der Abstand von der Containeroberkante ausgeht, zieht man l_0 ab, um die reine Verschiebung auf der Tür zu bekommen:

$$x_{ST} := x_S - l_0$$

$$x_{ST} = 0.573 \text{ m}$$

Um den Öffnungswinkel zu berechnen, werden die potentielle Energie und der auf die Tür wirkende resultierende Gegendruck gleichgesetzt:

$$m \cdot g \cdot \frac{l_{\text{Tür}}}{2} \cdot \sin \alpha = \frac{p_1 + p_2}{2} \cdot x_{ST}$$

Öffnungswinkel in Grad:

$$\alpha := \text{asin} \left[\frac{(p_1 + p_2) \cdot x_{ST} \cdot 2}{m_{\text{Sand}} \cdot g \cdot (l_{\text{Tür}} + l_0) \cdot b_{\text{Tür}}} \right] \cdot \frac{360}{2 \cdot \pi}$$

$$\alpha = 37.154$$

Diese Näherung, welche durch das System des quasistatischen Betrachtens errechnet wurde, oder auch Ergebnisse, die mit Hilfe anderer komplizierterer Berechnungsschemata erzielt werden können, dürfen ausschließlich für eine konservative Abschätzung herangezogen werden. Die „genaueste“ Näherung mit der auf den maximalen Öffnungswinkel der Türe geschlossen werden kann, ist nur durch eine computergestützte Diskrete Elemente Simulation möglich, wobei diese wiederum nur den Idealfall – Neigungen des Containers werden nicht berücksichtigt – als Grundlage hat.

3.4.2. Erstellen eines repräsentativen Schüttgutes mit der Diskreten Elemente Simulationssoftware EDEM von DEM-Solutions

Wie bereits in den vorhergehenden Punkten erwähnt, sind die Randbedingungen für das Schüttgut sehr unterschiedlich und somit nur sehr schwer simulierbar. Da die Kohäsion des Transportmaterials sehr hoch ist, wurde versucht, ein Korn mit der Grundform eines Tetraeders zu erstellen. Mit dessen Struktur versucht man die Relativbewegung der Körner untereinander und jener zum Container hin mit Hilfe von geeigneten Parametereinstellungen dem originalen Schüttmaterial so weit als möglich anzupassen um sich möglichst nahe an das Vorbild heranzutasten.

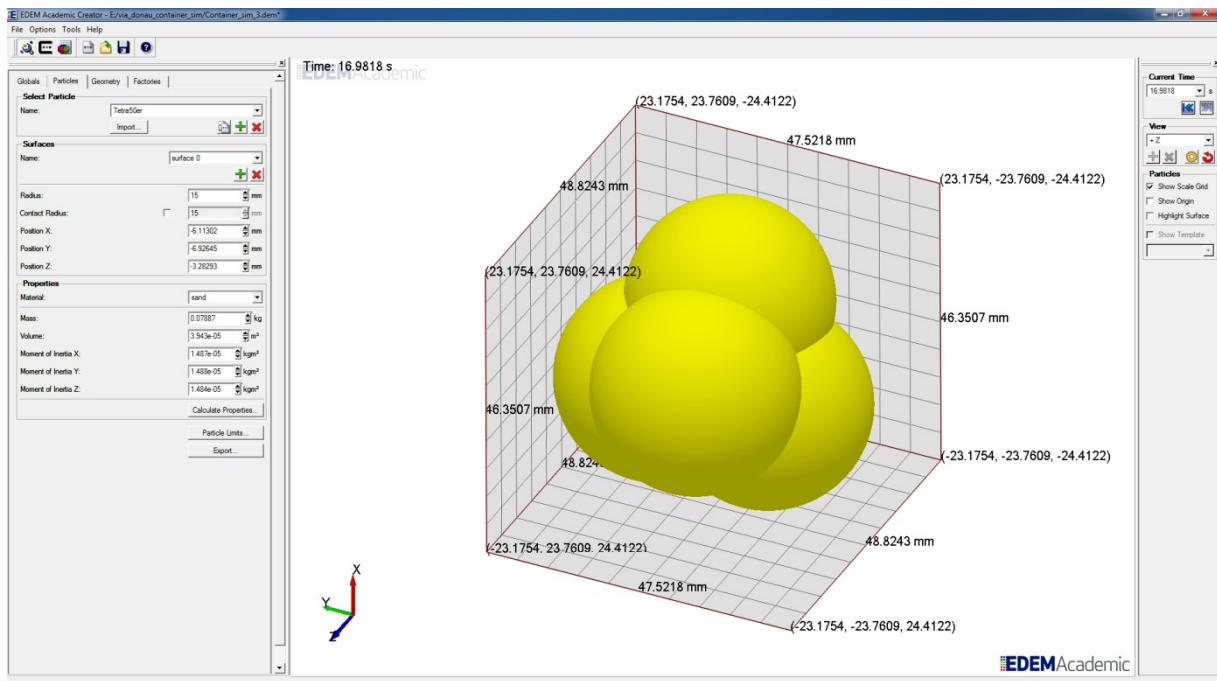


Abbildung 56: Grundform des Schüttgutkornes

Interaction:	sand	+	×	Interaction:	stahl	+	×
Coefficient of Restitution:	0.1	↑	↓	Coefficient of Restitution:	0.2	↑	↓
Coefficient of Static Friction:	0.48	↑	↓	Coefficient of Static Friction:	0.55	↑	↓
Coefficient of Rolling Friction:	0.4	↑	↓	Coefficient of Rolling Friction:	0.35	↑	↓

Abbildung 57: Parametrisierung von Sand und Stahl

Da Feinsand im trockenen Zustand einen Schüttwinkel von 25° und im nassen von ca. $32,5^\circ - 37,5^\circ$ ²⁸ einnehmen kann, ist dieses Material für den Fall der extremen Materialverdichtung sehr gut geeignet. Das Ergebnis der Fließeigenschaften wurde mit dem simplen Ausfallversuch, das Schüttgut aus einer vertikal platzierten Röhre auslaufen zu lassen, damit man den danach entstehenden Schüttkegel bewerten konnte, überprüft.

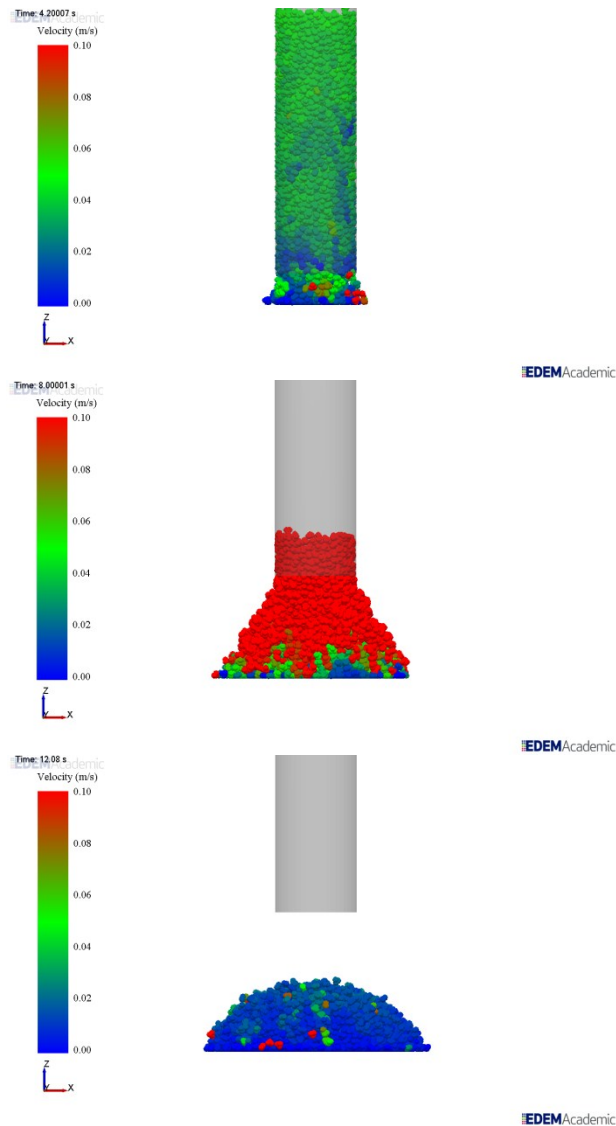


Abbildung 58: Fließeigenschaften des Simulationsschüttgutes

• ²⁸ Dachroth, Handbuch der Baugeologie und Geotechnik³, 2002, S. 116.



Wie bereits erwähnt, ist es nicht möglich durch Rechenoperationen ein eindeutiges Ergebnis für den maximalen Öffnungswinkel der Containertüren zu erhalten. Da ein Maximalwert errechnet wurde, der aber nicht als reell angesehen werden darf, wird der Öffnungswinkel mit Hilfe einer Auslasssimulation aus dem Container durch konventionelles Messen bestimmt. Hierzu wird der Container mit dem Simulationsschüttgut wie in der Wirklichkeit voll beladen und es werden von einem Moment auf den anderen die Türen auf der einen Contaienrseite entfernt. Die sich nach kurzer Zeit einstellende Schüttparabel ergibt eine Gerade, die deckungsgleich mit der Containertüre angenommen werden kann. Der sich aus der Geraden und der senkrechten Containerseite ergebende Winkel α entspricht dem maximalen Öffnungswinkel. Mit zunehmendem Winkel wird auch die Gewichtskraft der Containertüre direktproportional größer und darf nicht unbedacht bleiben. Da aber die Türen einen maximalen Öffnungswinkel von $22,5^\circ$ einnehmen sollen, kann die Gewichtskomponente in diesem Bereich vernachlässigt werden.

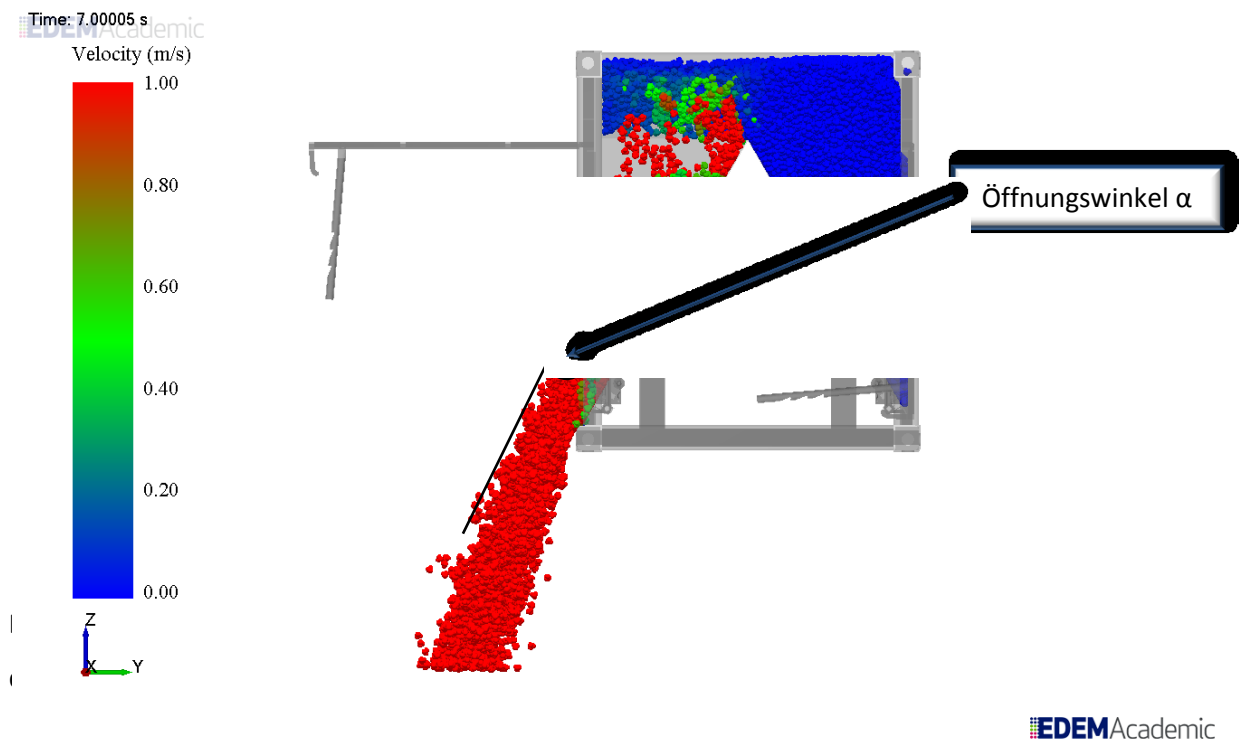


Abbildung 59: Fließeigenschaften des Simulationsschüttgutes

Aus der obigen Simulation in Abbildung 59 kann ein maximaler Schüttwinkel von $26,5^\circ$ herausgemessen werden und es wird bestätigt, dass ein Einrastvorgang in einer der drei Aufhaltepositionen stattfinden wird.

3.4.3. Diskrete Elemente Entleerungssimulation

Nachdem das Schüttsimulationsgut erstellt und der maximal erreichbare Öffnungswinkel erarbeitet worden ist, kann der Container dem Entleerungstest unterzogen werden. Hierfür wurde der Behälter mit dem Schüttgut voll beladen und den Containertüren ein maximaler Öffnungswinkel von $14,5^\circ$ vordefiniert. Hierbei handelt es sich um ein „worst-case“-Szenario, da das Schüttgut hohe adhäsive Eigenschaften aufweist und mit einem kleinen Öffnungswinkel eine Engpasssituation sehr gut simuliert werden kann. Zur besseren Veranschaulichung werden die Ergebnisse in isometrischer- und Seitenansicht dargestellt.

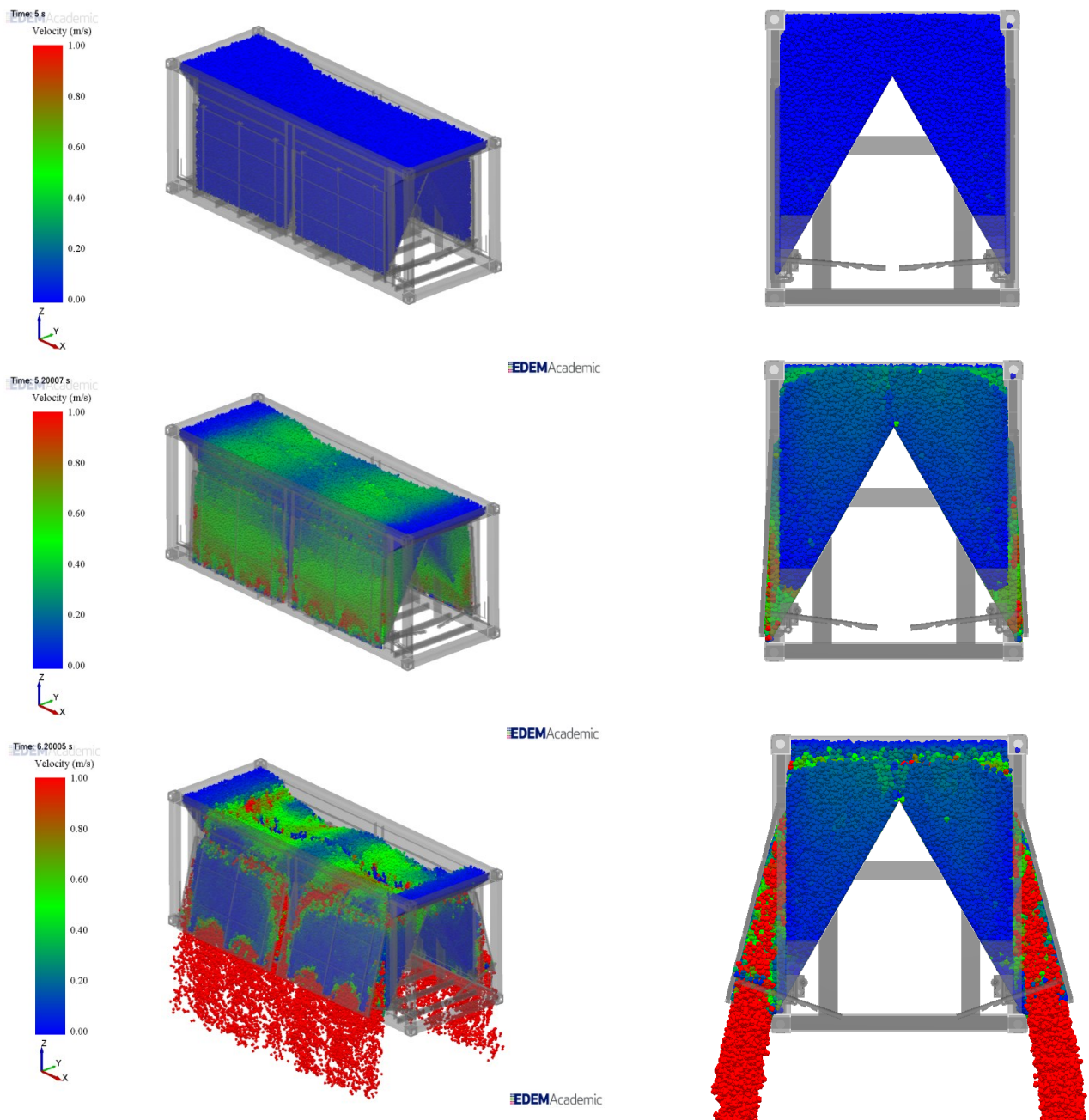


Abbildung 60: Entleerungssimulation in den Schritten $t= 0s; 1,2s; 2,2s;$

ISO Schüttgutcontainer

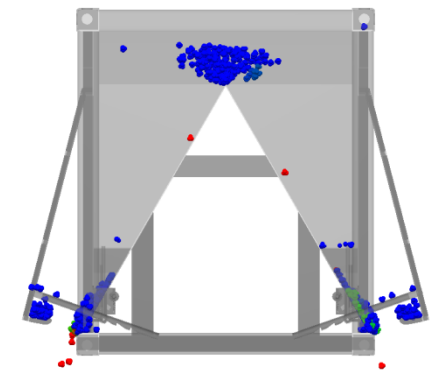
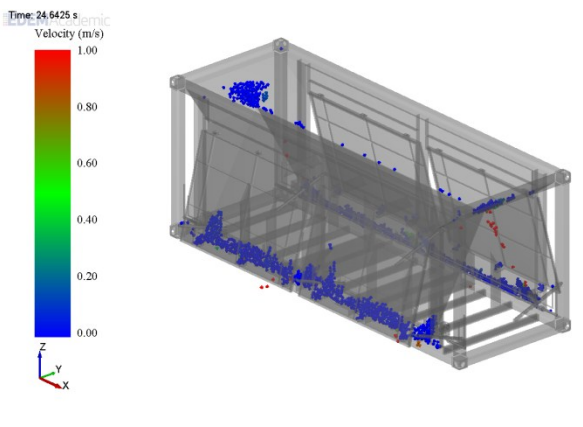
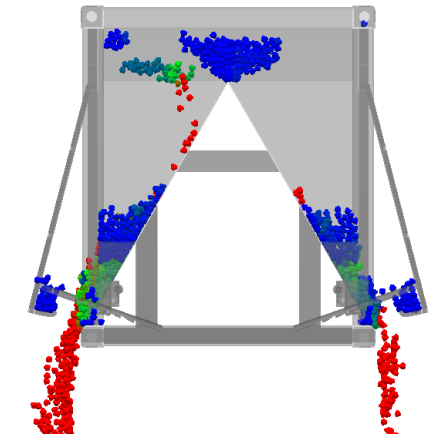
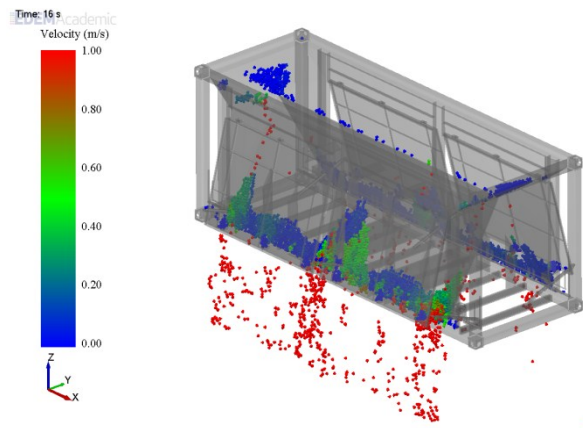
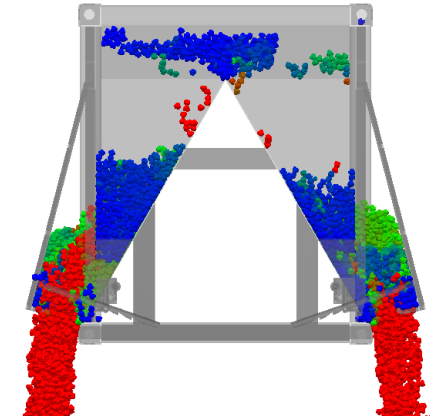
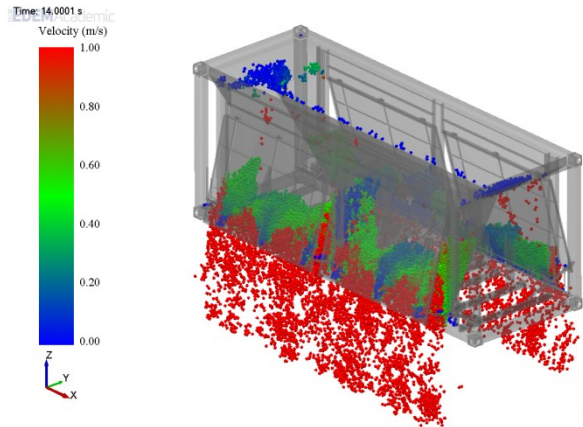
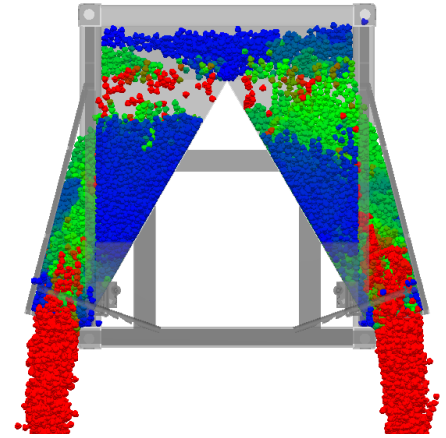
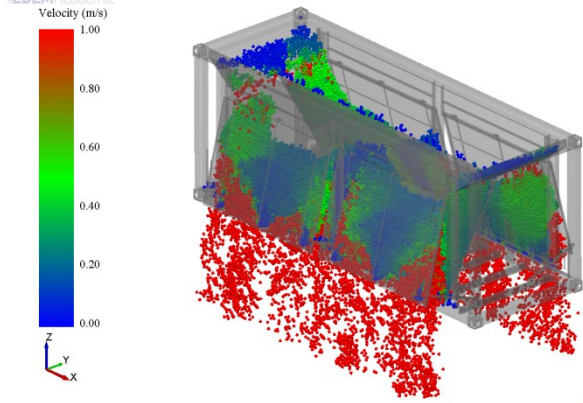


Abbildung 61: Entleerungssimulation in den Schritten $t=6\text{s}$; 9s ; 11s ; 19s ;



Wie in den einzelnen Zeitschritten ersichtlich, wird das Schüttgut rein durch die Schwerkraft aus dem Container entleert. Die hohe adhäsive Eigenschaft des Materials lässt sich sehr gut mit dem zuvor erstellten Schüttgut nachstellen und liefert reelle Ergebnisse. Wie in den oberen Bereichen des Containers in den Zeitschritten $t = 9, 11$ und 19 Sekunden erkennbar ist, gibt es einige Materialanpackungen auf den seitlichen Nebenschütten. Diese Anpackungen kommen durch den sehr niedrigen Anstellwinkel der Nebenschütten zustande. Auf den Hauptschütten hingegen sind keine Rückstände zu erkennen. Die einzige wirkliche Problemstelle stellt die Oberkante des unteren Holms beim Containerrahmen dar. Dieser scheint hier voll von Materialrückständen zu sein, welche durch den Entleerungsprozess angehäuft wurden. Da hier keine Schütte oder Schurre existiert, wird das Problem nur durch Abkehren der Kanten und Verschlüsse zu beseitigen sein. Ansonsten war der Verlauf der Entleerung sehr positiv zu bewerten und es kann festgestellt werden, dass der Container für den Einsatz mit dieser Art von Schüttgut sehr gut geeignet ist.



3.5. Conclusio ISO – Schüttgutcontainer

3.5.1. FEM - und DEM – Simulation

In keinem der FEM-Tests der einzelnen Module hat sich eine kritische Zone gebildet und die Gesamtkonstruktion hat nicht nur in den konventionellen Berechnungen, sondern auch in jeder der einzelnen FEM-Simulationen ohne Auftreten von Problemzonen den Belastungen standgehalten. Das Gesamtprodukt ist stabil und die FEM-Simulation als bestanden zu deklarieren.

Da die Hauptschütten einen Neigungswinkel von 60° einnehmen, sind die Rückstände des Schüttgutes in den DEM-Simulationen sehr gering; an den Seitenschütten im oberen Teil des Containers hingegen, die in einem viel flacheren Winkel eingebaut sind, weisen einige Stellen Anpackungen von Material auf. Die Oberkanten des unteren Containerrahmens und die Verschlusszapfen an den Innenseiten der Türen weisen in den Ergebnissen der DEM-Simulation erhebliche Ansammlungen von Rückständen auf. Auch wenn diese nach dem ersten Zufallen der Containertüren herausrutschen sollten, würde ein Abkehren der besagten Stellen nicht erspart bleiben.

3.5.2. Wirtschaftliche Aspekte

Da die technische Betrachtung und Analyse damit abgeschlossen ist, muss nun die wirtschaftliche Komponente des Containers im Vergleich mit dem konventionellen Bahn- und LKW-Transport beleuchtet werden.

Die größte Schwachstelle des Containerprototyps ist die Ausnutzung seines Ladevolumens in Kombination mit der hohen Masse des Schüttgutes. Da hier ein Material mit einer Dichte von zwei Tonnen pro Kubikmeter vorliegt, werden sehr schnell die Grenzen der maximalen Beladung beim LKW-Transport erreicht. Bei der Bahn ist Gewicht hingegen als sekundär zu betrachten, da hierfür eigene Schüttgutwaggons konzipiert wurden, um solche Materialien transportieren zu können.

Stellt man nun den Vergleich zwischen dem ISO-Schüttgutcontainer und einem Alurundmuldenkippsattel²⁹ her, wird schnell ersichtlich, dass auch bei diesem das Gewicht einen problematischen Faktor darstellt. Der Kipper hat eine Länge von 9m, eine Breite von 2,4m, eine Höhe von 1m und ein Volumen von 24m³ als Hauptmaße aufzuweisen, ist jedoch auf 26t Nutzlast beschränkt. Durch diese Vorgaben ist der Alurundmuldenkippsattel mit nur einem Kubikmeter über

²⁹ FTG – Felber Transport GesmbH, Laderauminnenmaße, <http://ftg.at/f-kipper.php> (Abfragedatum: 5.5.2012)



der Hälfte seines Gesamtvolumens zu beladen. Der Container hätte ohne Schüttenkonstruktion ein Ladevolumen von 33m^3 . Da aber eine Selbstentladevorrichtung als Hauptmerkmal realisiert werden musste, wurde das maximale Transportvolumen auf 11m^3 beschränkt. Im Vergleich wiegt der Container vollbeladen eine Tonne weniger, hat dafür jedoch um drei Kubikmeter weniger Material geladen.

Stellt man denselben Vergleich mit einem 4-Achs-Kipper³⁰ her, der eine Länge von 5,8m, eine Breite von 2,42m, eine Höhe von 0,9m und ein Transportvolumen von 13m^3 aufweist, so zeigt sich, dass dieser 19t Nutzlast aufnehmen kann. Der LKW kann mit etwa zwei Drittel seines Ladevolumens befüllt werden. Damit wäre dieser Typ des LKW die wirtschaftlichste konventionelle Transporteinheit, um Material mit diesen Eigenschaften auf der Straße zu transportieren.

Die tatsächliche Umsetzung des Containers kann meines Erachtens durch die hohe Masse des Materials und durch den damit verbundenen fraglichen effektiven Einsatz nicht genau eingeschätzt werden, da im Vergleich konventionelle Lastkraftwagen längerfristig gesehen in Summe effizienter transportieren, der extrem zeitaufwändige Umschlagsprozess beim Containertransport hingegen eingespart werden kann.

Die Abwägung der Vorteile der Zeiteinsparung hinsichtlich des Umschlages beim Container im Vergleich zu den höheren Transportvolumina beim LKW können nicht mit konventionellen Planungs-, Prognosen- oder Analysemethoden bewältigt werden. Hier muss der Schwerpunkt auf die Ganzheit im System gelegt werden, was nur mit Hilfe des Systemdenkens³¹ umsetzbar ist. Hier ist besonderes Augenmerk auf die Unterscheidung zwischen der Detailkomplexität und der dynamischen Komplexität zu legen. Während die Detailkomplexität sich durch eine Vielzahl von veränderlichen Größen auszeichnet, wie es eben hier die Randbedingungen der einzelnen Transportmittel sind, besteht die dynamische Komplexität in Situationen, wo Ursache und Wirkung subtil und die langfristigen Folgen von Interventionen nicht offensichtlich sind.

Um herauszufinden, welche Art des Transportes im Endeffekt effektiver und somit wirtschaftlicher eingesetzt werden kann, muss man eine Systemsimulation, etwa mit Hilfe der Software iThink von iSee Systems, durchführen. In dieser werden alle Randbedingungen inklusive sämtlicher Einflussfaktoren auf längere Zeit berücksichtigt, miteinander verknüpft und in ihrer Ganzheit betrachtet.

³⁰ FTG – Felber Transport GesmbH, Laderauminnenmaße, <http://ftg.at/f-kipper.php> (Abfragedatum: 5.5.2012)

³¹ Senge, Die fünfte Disziplin: Kunst und Praxis der lernenden Organisation, 2008, S. 88 ff.



4. Kurzfassung

In der vorliegenden Diplomarbeit wurde eine Reihe unterschiedlicher Möglichkeiten zur Realisierung von umschlagstechnischen Fördereinrichtungen erarbeitet, durch die separierte Flusssedimente von einer schwimmenden Aufbereitungsanlage auf einen Transportleichter umgeschlagen werden können. Durch die Vorgaben und Randbedingungen wurde nach mehreren Überlegungen eine platzsparende Umschlagsmöglichkeit durch Doppelgurtförderer entwickelt. Die dabei gewonnenen Erkenntnisse wurden anschließend in die Planung und Umsetzung eines adäquaten Beschickungssystems auf dem Transportleichter integriert, welcher für den Abtransport der verschiedenen gewonnenen Rohstoffe bereit steht. Neben der Verladung durch konventionellen Schüttguttransport wurde ein alternatives, in sich flexibleres Transportkonzept bestehend aus ISO-Schüttgutcontainern entwickelt und durchsimuliert.

Abschließend wurden die erstellten Konzepte für den Materialtransport hinsichtlich ihrer Kompatibilität mit Entlade- und Verlademöglichkeiten an den entlang der Donau liegenden Hafenanlagen sowie deren Infrastruktur und technischen Einrichtungen überprüft.

Da entsprechende ISO-Bulkcontainer für den Transport dieser Materialart bislang nicht zur Verfügung standen, wurde ein Prototyp konstruiert, der den gesetzlichen Vorschriften und Auflagen sowie den technischen Vorgaben und Normen entspricht.

Neben den wirtschaftlichen und umschlagstechnischen Vorteilen überzeugt er vor allem im flexiblen Alltagseinsatz.

Mit Hilfe konstruktiver Hilfsmittel – wie des 3D Zeichenprogramms CATIA V5 von Dessault Systems – wurden anfangs sowohl die Fördersysteme als auch der Container in verschiedenen Arten und Ausführungen entworfen, die anschließend nach deren separater Auslegung und Berechnung mit der FEM Umgebung von CATIA selbst durchsimuliert wurden. Abschließend wurden die einzelnen Systeme mit Hilfe der EDEM-Software von DEM-Solutions dem Entleerungsvorgang unterzogen, welcher mittels einer Diskreten Elemente Simulation realisiert wurde.



5. Abstract

In the thesis presented a series of different possibilities has been compiled to realise the loading and unloading equipment of a swimming processing plant for river sediments on a transport lighter. After several considerations and given the possibilities and parameters a space saving materials handling using double belt conveyor was developed. Findings thus obtained were subsequently integrated into the planning and realisation of a suitable charging system on the transport lighter which is ready for the transport of the several different raw materials.

Along with the loading of the conventional bulk transport an alternative in itself more flexible transport concept consisting of ISO bulk-container was developed and simulated. Finally the concepts drawn up for the transport of materials were tested for their compatibility to de- and reloading in the harbours situated along the Danube. Their infrastructure and technical equipment were examined.

As suitable ISO bulk containers for the transport of such type of material have not been available so far, a prototype corresponding to the regulations and conditions required by law as well as corresponding to technical requirements and norms was constructed.

Along with the economical and un-/ loading advantages it convinces in particular in its flexible day-to-day application.

With the help of constructive auxiliaries as the 3D design program of CATIA V5 of Dessault Systems initially the output system as well as the container was designed in different types an designs which subsequently after their individual interpretations and calculations were simulated with the FEM surroundings of CATIA itself. Finally the individual systems were emptied with the help of EDEM software of DEM solutions, which was realised using a discrete elements simulation.



6. Literaturverzeichnis

Axmann, N.1993. *Handbuch Materialflusstechnik Stückgutförderer*. Expert Verlag, 1993.

ISBN 3-8169-0884-5

Baumgarten,H.1972. *Über technische und organisatorische Möglichkeiten zur Anpassung der Industriebetriebe an das Container-System*. Berlin Dissertationsdruck. 1972.

Baumgarten/ Buchmann/ Röper.1972.*Erfahrungen mit dem Container*. Betriebstechnische Reihe. Beuth-Vertrieb GmbH Berlin Köln Frankfurt am Main. 1972. ISBN 3-410-37913-4

Bruhn Spedition. Broschüre „Container“ und „Entlademöglichkeiten“, 2012,
<http://www.bruhnspec.com/>

Burkow, M. 2010. *Diplomarbeit: Numerische Simulation strömungsbedingten Sedimenttransports und der entstehenden Gerinnebettformen*. Cottbus 2010

Dachroth. 2002. *Handbuch der Baugeologie und Geotechnik*. 3. Auflage.
Berlin, Heidelberg, New York : Springer Verlag, 2002. ISBN: 3-540-41353-7

DIN 15190 Teil 101 und 102: *Binnencontainer – Nenngrößen und Hauptmaße, geschlossene Bauart Flachbehälter*

FTG – Felber Transport GesmbH. *Laderauminnenmaße*, 2012, <http://ftg.at/f-kipper.php>

Gesamtverband der Deutschen Versicherungswirtschaft e.V. 2012. *Containerhandbuch Fachinformationen der Deutschen Transportversicherer*.2012. <http://www.containerhandbuch.de>

Goldner. *Lehrbuch Höhere Festigkeitslehre Band 2*. Fachbuchverlag Leipzig-Köln. ISBN 3-343-00805-2

Grote, K.-H. & Feldhusen, J., [Hrsg.]. 2005. *Dubbel. Taschenbuch für den Maschinenbau*. 21. Auflage.
Berlin, Heidelberg, New York : Springer-Verlag, 2005. ISBN: 3-540-22142-5.

Hoffmann/Krenn/Stanker.1994. *Fördertechnik 2 Maschinensätze, Fördermittel, Tragkonstruktionen*.R. Oldenbourg Verlag, München, Wien. 1994. ISBN-10: 3-7029-0787-4



Hundegger, H.1994. *Diplomarbeit: Konstruktion eines Hackgut-Transport-Containers mit Trocknungseinrichtung.* Leoben 1994.

ISO 1161: *Frachtbehälter, Eckbeschläge, Lieferbedingungen*

ISO 1496-1: *Frachtbehälter, Liefer und Prüfbedingungen*

ISO 668: *Frachtbehälter, Klassifikation, Außenabmessungen und zulässige Bruttogesamtmassen*

Klar, A.2004. *Diplomarbeit: Applikationsgerechte Gestaltung und Orientierung eines multifunktionalen Binnencontainers.* Leoben 2004.

Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre. 2007. *Skriptum: Grundlagen der Fördertechnik.* 2007.

Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre. 2009. *Skriptum: Stetige Fördersysteme.* 2009.

Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre. 2010. *Skriptum: Gewinnungsmaschinen Tagebautechnik und Materials Handling.* 2010.

Patzer, H.2009. *Die Fluß- und Hafenschiffahrt der Deutschen Dampfschiffahrt Gesellschaft¹.* Hauschild 2009. ISBN-13: 978-3897571402

Senge, P. M. 2008. *Die fünfte Disziplin: Kunst und Praxis der lernenden Organisation,* 2008, ISBN 3791030361

SEW Eurodrive. *Antriebe Projektieren¹⁰.* 2001. 1052 2905/DE.

Stoschka, M.2005. *Dissertation: Stetiges Teleskopieren eines Kranauslegers unter Last.* Leoben 2005

Stralz, R.1987. *Diplomarbeit: Erarbeiten von Lösungsvorschlägen zur Bauhöhenreduktion eines vorgegebenen mobilen und telekopierbaren Förderbandsystems. Detaillierte Auslegung und vergleichende Bemessung des teleskopierbaren Gurtförderbandelementes aus diesem System.* Leoben 1987



Ulcar, J.1990. *Diplomarbeit: Einfluss der Einlaufkonstruktion auf den Fördergutstrom bei Senkrechtförderschnecken.* Leoben 1990

VHV Anlagenbau GmbH. *Innovative Steilfördertechnik.* Hörstel. Fachinformationsbroschüre

Wrana /Maeck.1965. *Steuerung der Wagenfüllungen bei der Beladung der Züge unter den Baggern in Tagebauanlage des Bergbaus*

Guschka.1965. *Die Beladung von Abraumzügen durch Schaufelradbagger*

Piatkowiak.1965. *Rückarbeit bei Schwenkbetrieb* Ausgabe 342 Tagebau. Freiburger Forschungshefte.
Herausgegeben vom Rektor der Bergakademie Freiberg. 1965