

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich meinem Lehrer, Herrn Univ. Prof. Dipl.- Ing. Dr. mont. Franz Kessler, Vorstand des Institutes für Fördertechnik und Konstruktionslehre, für die Zuweisung und der Betreuung dieser Arbeit meinen Dank aussprechen.

Die selbstständige Anfertigung dieser Arbeit versichere ich an Eides Statt.

Stühlinger Rene´

Kurzfassung

Um den Beladevorgang eines Luxusliners zu beschleunigen ist ein geeigneter Palettenförderer zu konstruieren. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Neukonstruktion, da es keine geeignete Anlage für diesen Beladevorgang gibt. Zunächst wird ein Einblick in die derzeit möglichen Beladesysteme gegeben. Nach Auswahl eines geeigneten Entwurfskonzeptes, wird der Grundentwurf erstellt. Dieser Grundentwurf wird in seine Komponenten unterteilt und Baugruppenvarianten werden ermittelt. Die geeignete, vertretbare Variante wird bestimmt und der Palettenförderer wird als dreidimensionale Zeichnung mit den animierten Bewegungsabläufen dargestellt.

Abstract

To accelerate the loading process of a luxury liner, a suitable pallet conveying machinery has to be designed. This thesis concerns with the new construction there is no suitable device for such a loading process. At first an insight into the currently possible loading systems is given. After selection of a suitable design projection, the basic draft is provided. This basic draft will become divided into its components and building group variants are determined. The most suitable, acceptable variant is determined and the pallet conveying machinery is presented as a three-dimensional drawing with the animated movement processes.

1	Einleitung.....	- 1 -
1.1	Ausgangssituation.....	- 1 -
1.2	Ziel der Diplomarbeit.....	- 1 -
1.3	Lösungsansatz.....	- 2 -
2	Problemstellung und Stand der Technik.....	- 3 -
2.1	Aufgabenstellung.....	- 3 -
2.2	Anforderungsliste.....	- 3 -
3	Aufgabenstellung analysieren und überprüfen.....	- 4 -
3.1	Bildmaterial.....	- 4 -
3.2	Beschreibung des Bildmaterials.....	- 9 -
3.3	Personaleinsparungen und Transportkostensparnis.....	- 9 -
3.4	Ergänzte Anforderungsliste.....	- 9 -
4	Allgemeine Grundlagen.....	- 10 -
4.1	Werkstoffe.....	- 10 -
4.1.1	Schweißbare Baustähle für den Stahlbau.....	- 10 -
4.1.2	Die wichtigsten Vergütungsstähle für Fahrzeugkrane.....	- 11 -
4.2	Grundlagen der Fördertechnik.....	- 11 -
4.3	Stetigförderer.....	- 12 -
4.3.1	Bandförderer.....	- 12 -
4.3.2	Gliederbandförderer.....	- 12 -
4.3.3	Tragkettenförderer.....	- 12 -
4.3.4	Rollbahn.....	- 13 -
4.3.5	Kreisförderer.....	- 13 -
4.4	Unstetigförderer.....	- 13 -
4.4.1	Hebebühnen.....	- 13 -
4.4.2	Aufzüge.....	- 14 -
4.4.3	Teleskopausleger.....	- 14 -
4.4.4	Ladekrane.....	- 15 -
4.4.5	Stapler.....	- 16 -
5	Entwurfskonzept.....	- 18 -
5.1	Entwurfskonzepte bestimmen.....	- 18 -
5.2	Grundentwurf.....	- 20 -
5.2.1	Andocken der Hebebühne an die Schiffsluke.....	- 21 -
5.2.2	Schwenken.....	- 22 -
5.2.3	Heben der Paletten.....	- 23 -
5.2.4	Paletten senken.....	- 27 -
6	Strukturieren des Grundentwurfes.....	- 29 -
6.1	Hauptgruppen.....	- 29 -
6.2	Großgruppen.....	- 29 -
6.3	Baugruppen.....	- 30 -
7	Variantenkonstruktion.....	- 33 -
7.1	Gabelbauarten.....	- 34 -
7.1.1	Einfach gelagerte Gabel.....	- 34 -
7.1.2	Zweifach gelagert verschiebbare Gabel.....	- 36 -
7.1.3	Zweifach gelagerte Gabel.....	- 37 -
7.2	Schwenkeinrichtung.....	- 39 -
7.2.1	Zwei Hydraulikzylinder mit einem Kettenrad.....	- 39 -
7.2.2	Zylinder – Zahnstange.....	- 39 -
7.2.3	Hydromotor und Getriebe.....	- 39 -
7.2.4	Schubkolben Hydrozylinder.....	- 40 -

7.2.5	Drehkolben Hydrozylinder	- 40 -
7.2.6	Ein oder zwei Zylinder mit Hebeglieder	- 40 -
7.3	Vertikale Hebeinheit	- 42 -
7.3.1	Scherensystem	- 42 -
7.3.2	Auslegersystem	- 43 -
7.3.3	Vierfach-Teleskopzylinder	- 44 -
7.4	Betriebsarten des Förderwagens	- 46 -
7.4.1	1 Hydromotor	- 46 -
7.4.2	2 Hydromotoren	- 47 -
7.4.3	3 Hydromotoren	- 47 -
7.5	Festantriebsförderrolle	- 48 -
7.5.1	Tangentialer Antrieb mit Kette	- 48 -
7.5.2	Kettenantrieb von Rolle zu Rolle	- 49 -
7.5.3	Antrieb von Rolle zu Rolle mit Zahnriemen	- 50 -
7.6	Förderrollenantrieb der Plattform	- 51 -
7.6.1	Antrieb mit Reibräder	- 51 -
7.6.2	Antrieb mit Zahnräder	- 52 -
7.7	Förderrollenbremse der Plattform	- 53 -
7.7.1	Backenbremse	- 53 -
7.7.2	Summenbandbremse	- 55 -
7.8	Radantrieb	- 56 -
7.8.1	Schnellläufer mit Untersetzungsgetriebe	- 56 -
7.8.2	Langsam laufender Radmotor	- 57 -
7.9	Höhenverstellung der Räder	- 58 -
7.9.1	Druckfeder	- 58 -
7.9.2	Hydraulikzylinder	- 58 -
7.9.3	Exzentrisch gelagert	- 58 -
7.9.4	Gewindestange	- 58 -
7.10	Abstützung des Grundrahmens	- 59 -
7.10.1	Verriegelungsplatte	- 59 -
7.10.2	Deckenabstützung	- 60 -
7.11	Zusammenfassung der Variantenauswahl	- 61 -
8	3 - Dimensionale Darstellung des Palettenförderers	- 62 -
8.1	Darstellung der wichtigsten Komponenten	- 62 -
8.1.1	Gleitplatten des horizontalen Teleskopauslegers	- 62 -
8.1.2	Gleitplatten des vertikalen Teleskopauslegers	- 63 -
8.1.3	Gummipuffer für den Förderwagen	- 64 -
8.1.4	Verriegelung der Gabel	- 64 -
8.1.5	Bewegungsablauf der ausschiebbaren Schienen	- 65 -
8.1.6	Höhenverstellung der Räder exzentrisch gelagert	- 67 -
8.1.7	Lage des Hydraulikaggregates	- 68 -
8.1.8	Hydraulikversorgung der Komponenten	- 68 -
8.1.9	Endschalterbezeichnung und Lage	- 69 -
8.2	Bewegungsablauf des Palettenförderers	- 70 -
8.2.1	Andocken	- 72 -
8.2.2	Schwenken	- 73 -
8.2.3	Anfahren der Arbeitsstellung	- 74 -
8.2.4	Arbeitszyklus für das Heben und Senken	- 75 -
8.2.5	Ablaufdiagramm	- 79 -
9	Berechnung	- 80 -
9.1	Horizontaler Ausleger	- 80 -

9.1.1	Kräfte am horizontalen Ausleger.....	- 80 -
9.1.2	Flächenpressung der Gleitplatten.....	- 82 -
9.1.3	Dimensionierung des ersten Trägers.....	- 85 -
9.1.4	Dimensionierung des zweiten Trägers.....	- 88 -
9.1.5	Gesamtabsenkung.....	- 90 -
9.2	Antriebsleistung für den Förderwagen.....	- 91 -
9.3	Dimensionierung der Hydraulikzylinder für die Abstützung.....	- 92 -
9.4	Antriebsleistung für den vertikalen Hub.....	- 94 -
9.4.1	Hubteil mit den 8 Zylindern.....	- 94 -
9.4.2	Hubteil mit den 4 Zylindern.....	- 96 -
9.4.3	Fördermenge.....	- 97 -
9.4.4	Pumpen Leistung.....	- 98 -
9.5	Durchbiegung der Schienen.....	- 99 -
9.6	Drehmoment für das Schwenken der Gabel.....	- 100 -
9.7	Eigengewicht des Palettenförderers.....	- 101 -
9.8	Leitungsquerschnitt.....	- 103 -
10	Bewegungsabläufe.....	- 104 -
10.1	Visualisierung.....	- 104 -
10.2	Geschwindigkeiten und Beschleunigungen.....	- 105 -
10.3	Zeit-Weg Diagramm.....	- 106 -
11	Steuerungsablauf.....	- 107 -
12	Zukaufteile.....	- 108 -
13	Zusammenfassung.....	- 109 -
14	Anhang.....	I
14.1	Datenblätter.....	I
14.1.1	Hydraulikzylinder der Firma Mannesmann Rexroth AG.....	I
14.1.2	Förderrolle der Firma Interroll.....	V
14.1.3	Schlauchrolle der Firma Haberkorn.....	XII
14.2	Bandeinlage (Speichermedium CD-Rom).....	XIII
14.3	Autorenverzeichnis.....	XIV

Abbildung 1: Ladeluke mit ausgeklappter Rampe	- 4 -
Abbildung 2: Seitenansicht der Ladeluke mit ausgeklappter Rampe	- 4 -
Abbildung 3: Ladelukenrampe (Bild 1)	- 5 -
Abbildung 4: Ladelukenrampe (Bild 2)	- 5 -
Abbildung 5: Ladelukenrampe (Bild 3)	- 5 -
Abbildung 6: Ladekorb	- 5 -
Abbildung 7: Ladekorb am Stapler befestigt	- 5 -
Abbildung 8: Beladen des Ladekorbes.....	- 5 -
Abbildung 9: Horizontale Bewegung des Staplers mit dem Ladekorb.....	- 6 -
Abbildung 10: Sicht aus der Ladeluke, Ladekorb beim Senken	- 6 -
Abbildung 11: Ladekorb beim Senken (Bild 1)	- 6 -
Abbildung 12: Ladekorb beim Senken (Bild 2)	- 6 -
Abbildung 13: Ladekorb beim Senken (Bild 3)	- 6 -
Abbildung 14: Ladekorb in Höhe der Ladeluke (Bild 1)	- 6 -
Abbildung 15: Ladekorb in Höhe der Ladeluke (Bild 2)	- 7 -
Abbildung 16: Entladen des Ladekorbes (Bild 1)	- 7 -
Abbildung 17: Entladen des Ladekorbes (Bild 2)	- 7 -
Abbildung 18: Entladen des Ladekorbes (Bild 3)	- 7 -
Abbildung 19: Entladen des Ladekorbes (Bild 4)	- 7 -
Abbildung 20: Entladen des Ladekorbes (Bild 5)	- 7 -
Abbildung 21: Transport im Laderaum (Bild 1).....	- 8 -
Abbildung 22: Transport im Laderaum (Bild 2).....	- 8 -
Abbildung 23: Transport im Laderaum (Bild 3).....	- 8 -
Abbildung 24: Transport im Laderaum (Bild 4).....	- 8 -
Abbildung 25: Bauarten von Hebebühnen	- 14 -
Abbildung 26: Auslegersystem mit Teleskopschüssen	- 15 -
Abbildung 27: LKW-Ladekran	- 16 -
Abbildung 28: Stapler.....	- 17 -
Abbildung 29: Drehvorrichtung.....	- 18 -
Abbildung 30: LKW Ladekran.....	- 20 -
Abbildung 31: Komponenten des Palettenförderers.....	- 20 -
Abbildung 32: Grundstellung des Palettenförderers in der Ladeluke	- 21 -
Abbildung 33: Andockstellung des Palettenförderers	- 22 -
Abbildung 34: Andockstellung	- 22 -
Abbildung 35: Schwenkstellung	- 23 -
Abbildung 36: Grundstellung	- 23 -
Abbildung 37: Horizontal ausgefahrene Gabel.....	- 24 -
Abbildung 38: Vertikal ausgefahrene Plattform	- 24 -
Abbildung 39: Beladstellung für das Heben	- 25 -
Abbildung 40: Plattform vertikal eingefahren.....	- 25 -
Abbildung 41: Palette am Förderwagen	- 26 -
Abbildung 42: Förderwagen wird eingefahren.....	- 26 -
Abbildung 43: Beladen der Palette, Förderwagen ist eingefahren	- 27 -
Abbildung 44: Schwenkstellung	- 27 -
Abbildung 45: Schwenkstellung horizontal ausgefahren.....	- 28 -
Abbildung 46: Horizontal und vertikal ausgefahrene Plattform.....	- 28 -
Abbildung 47: Einteilung der Komponenten des Grundentwurfes	- 32 -
Abbildung 48: Grundsätzliches Vorgehen beim Beurteilen und Entscheiden... - 33 -	
Abbildung 49: Schwenkvorgang der einfach gelagerten Gabel.....	- 35 -
Abbildung 50: Schwenkvorgang der zweifach gelagert verschiebbaren Gabel - 36 -	
Abbildung 51: Vertikale Verschiebung der Plattform.....	- 37 -

Abbildung 52: Scherenbauart in Schwenkposition für das Senken von oben ..	- 38 -
Abbildung 53: Scherenbauart für das Heben von unten.....	- 38 -
Abbildung 54: Schubkolben Hydrozylinder.....	- 40 -
Abbildung 55: Drehkolben Hydrozylinder.....	- 40 -
Abbildung 56: Ein oder zwei Zylinder mit Hebeglieder.....	- 41 -
Abbildung 57: 6-fach Scherenmastbühne mit Gabel.....	- 42 -
Abbildung 58: Vertikaler Teleskopausleger.....	- 44 -
Abbildung 59: Allzweckbühne Typ KU, Firma: Kuli.....	- 45 -
Abbildung 60: Tangentialer Antrieb mit Kette.....	- 49 -
Abbildung 61: Kettenantrieb von Rolle zu Rolle.....	- 49 -
Abbildung 62: Zahnriemenantrieb.....	- 50 -
Abbildung 63: Einfach Backenbremse.....	- 54 -
Abbildung 64: Doppelbackenbremse mit Federvorspannung.....	- 54 -
Abbildung 65: Summenbandbremse.....	- 55 -
Abbildung 66: Schnellläufer mit Untersetzungsgetriebe.....	- 56 -
Abbildung 67: Innen beaufschlagter Radialkolbenmotor.....	- 57 -
Abbildung 68: Variantenauswahl.....	- 61 -
Abbildung 69: Gleitplatten Einbau im horizontalen Teil.....	- 62 -
Abbildung 70: Teilansicht des vertikalen Teleskopauslegers.....	- 63 -
Abbildung 71: Gleitplattenanordnung am U-Träger mit Gleitplattenprofil.....	- 64 -
Abbildung 72: Drehachse der Gabel.....	- 65 -
Abbildung 73: Schienensystem ausgefahren mit Teleskoprahmen.....	- 65 -
Abbildung 74: Hydraulikzylinder-Anordnung.....	- 66 -
Abbildung 75: Ausschiebbares Schienensystem ohne Förderwagen.....	- 66 -
Abbildung 76: Höhenverstellung des Palettenförderers.....	- 67 -
Abbildung 77: Palettenförderer.....	- 70 -
Abbildung 78: Seitenansicht des Palettenförderers.....	- 70 -
Abbildung 79: Ansicht des Palettenförderers von vorne und von hinten.....	- 70 -
Abbildung 80: Ansicht des Palettenförderers von oben.....	- 71 -
Abbildung 81: Palettenförderer in Grundstellung.....	- 72 -
Abbildung 82: Palettenförderer abgesenkt.....	- 72 -
Abbildung 83: Andockeinheit.....	- 73 -
Abbildung 84: Gabel Schwenken.....	- 74 -
Abbildung 85: Horizontales Ausfahren.....	- 74 -
Abbildung 86: Vertikales Ausfahren.....	- 75 -
Abbildung 87: Vertikales Einfahren.....	- 76 -
Abbildung 88: Beladestellung für das Heben von unten.....	- 77 -
Abbildung 89: Beladestellung für das Senken von oben.....	- 78 -
Abbildung 90: Horizontaler Teleskoprahmen.....	- 80 -
Abbildung 91: Erster Träger.....	- 82 -
Abbildung 92: Zweiter Träger.....	- 83 -
Abbildung 93: Grundträger.....	- 83 -
Abbildung 94: Schnitt B-B Grundträger.....	- 84 -
Abbildung 95: Trägheitsmomente des Trägers.....	- 86 -
Abbildung 96: Kräfteplan für die Abstützung des Grundrahmens.....	- 92 -
Abbildung 97: Zeit-Weg Diagramm.....	- 106 -

Tabelle 1: Bildmaterial des Beladevorganges	- 4 -
Tabelle 2: Schweißbare Baustähle für den Stahlbau	- 10 -
Tabelle 3: Vergütungsstähle für den Fahrzeugbau	- 11 -
Tabelle 4: Gegenüberstellung der Werteskala	- 34 -
Tabelle 5: Nutzwertanalyse Gabelbauarten	- 39 -
Tabelle 6: Nutzwertanalyse Schwenkeinrichtung	- 42 -
Tabelle 7: Nutzwertanalyse vertikale Hebeeinheit.....	- 46 -
Tabelle 8: Antriebsarten des Förderwagens	- 48 -
Tabelle 9: Nutzwertanalyse Festantriebsförderrolle	- 51 -
Tabelle 10: Nutzwertanalyse Förderrollenantrieb der Plattform	- 53 -
Tabelle 11: Nutzwertanalyse Förderrollenbremse der Plattform	- 55 -
Tabelle 12: Nutzwertanalyse Radantrieb	- 57 -
Tabelle 13: Nutzwertanalyse Höhenverstellung der Räder	- 59 -
Tabelle 14: Nutzwertanalyse Abstützung des Grundrahmens	- 60 -
Tabelle 15: Kranschienen nach DIN 536.....	- 67 -
Tabelle 16: Ablaufdiagramm	- 79 -
Tabelle 17: Absenkung mit verschiedenen Querschnitten	- 91 -
Tabelle 18: Abhängigkeit der Leistung	- 98 -
Tabelle 19: Gewicht der Teile.....	- 102 -
Tabelle 20: Mittlere Ölgeschwindigkeiten in stationären Anlagen in m/s.....	- 103 -
Tabelle 21: Arbeitsgänge des vertikalen Teleskopauslegers	- 105 -
Tabelle 22: Arbeitsgänge des Förderwagens.....	- 106 -

1 Einleitung

1.1 Ausgangssituation

Unzählige Luxusliner befahren unsere Ozeane und verwöhnen ihre Passagiere mit außerordentlichem Komfort. Aus der Sicht der Passagiere scheinen diese Schiffe mehr als perfekt zu sein.

Doch wenn man mit der Besatzung spricht, treten Probleme an den Tag, die kaum zu glauben sind. So sind z. B die Be- und Entladesysteme für Gepäck, Proviant usw. sehr veraltet bzw. nicht vorhanden und benötigen einen hohen Personalaufwand.

Die Paletten mit Proviant werden mit einem Lastkraftwagen zum Hafen gebracht. Mit einem Gabelstapler werden die Paletten vom Lastkraftwagen auf einen Korb gehoben. Dieser Korb hängt wiederum auf einem Stapler, welcher die Paletten zur Schiffsluke befördert.

Es gibt bis heute noch kein effizientes Beladesystem das für diesen Einsatz geeignet ist.

1.2 Ziel der Diplomarbeit

Das Ziel dieser Diplomarbeit ist es, alle möglichen Be- und Entladesysteme zusammenzutragen, eigene Ideen einfließen zu lassen und übersichtlich darzustellen. Die Konstruktionsvorschläge sind mit ihren wesentlichen Bauteilen nach einer technisch- wirtschaftlichen Bewertung in einer Reihung zu gliedern und die sinnvollste Variante ist konstruktiv darzustellen.

1.3 Lösungsansatz

- Die Aufgabenstellung wird analysiert
- Eine kurze Einführung in die allgemeinen Grundlagen
- Ein Entwurfkonzept wird bestimmt
- Unterteilung des Entwurfkonzeptes
- Aufzählung von möglichen Varianten
- Auswahl der sinnvollsten Varianten
- Die wichtigsten Berechnungen
- Darstellung des Palettenförderers

2 Problemstellung und Stand der Technik

2.1 Aufgabenstellung

Der Abstand zwischen der Schiffsluke und der Hafenmauer kann von 1 m bis zu 6 m betragen. Die Höhendifferenz zwischen Oberkante Hafenmauer und Unterkante Schiffsluke beträgt zwischen ± 6 m. Während des Ladevorganges bewegt sich das Schiff in vertikaler Richtung zwischen 0.3 und 2.5 m. Die Schiffsluke hat die Abmessung 2 m x 2 m. Die zu befördernden Behälter haben eine maximale Abmessung von 1.2 m Länge, 0.5 m Breite und 0.4 m Höhe. Es werden auch kleinere Behälter auf den Paletten transportiert (Bildmaterial Seite 4 bis 8). Das Gewicht einer Box beträgt etwa 70 kg. Es sind maximal 12000 solcher Boxen in ca. 10 Stunden zu verladen. Eine kürzere Ladezeit wird angestrebt. Das Beladesystem muss mobil sein um sich zum Transport von einer Ladeluke zur anderen zu eignen. Diese Überstellung ist im Schiffsrumpf möglich. Als Energieversorgung steht an der Ladeluke ein elektrischer Anschluss zur Verfügung. Die Konstruktion soll in der eigenen Schiffswerft hergestellt werden können. Zur Veranschaulichung des derzeitigen Beladevorganges wurde eine Bilderserie erstellt. Die sinnvollste Variante ist mit ihren wesentlichen Bauteilen konstruktiv darzustellen.

2.2 Anforderungsliste

- Maximale Hublast..... $G_L=1500$ kg
- Maximale Hubhöhe..... $s_H=7.5$ m
- Maximale horizontale Reichweite..... $s_V=6.0$ m
- Maximale Förderzeit für 12000 Boxen..... $t=10$ h
- Spannungsversorgung..... $U=380V$ bzw. $220V$

3 Aufgabenstellung analysieren und überprüfen

3.1 Bildmaterial

Beschreibung	Abbildung
Ladeluke	1 - 2
Ladelukenrampe	3 - 5
Korb beladen	6 - 8
Korb senken	9 - 15
Paletten umschichten	16 - 21
Transport im Laderaum	22 - 24

Tabelle 1: Bildmaterial des Beladevorganges



Abbildung 1: Ladeluke mit ausgeklappter Rampe



Abbildung 2: Seitenansicht der Ladeluke mit ausgeklappter Rampe



Abbildung 3: Ladelukenrampe (Bild 1)



Abbildung 4: Ladelukenrampe (Bild 2)



Abbildung 5: Ladelukenrampe (Bild 3)



Abbildung 6: Ladekorb



Abbildung 7: Ladekorb am Stapler befestigt



Abbildung 8: Beladen des Ladekorbes



Abbildung 9: Horizontale Bewegung des Staplers mit dem Ladekorb



Abbildung 10: Sicht aus der Ladeluke, Ladekorb beim Senken



Abbildung 11: Ladekorb beim Senken (Bild 1)



Abbildung 12: Ladekorb beim Senken (Bild 2)



Abbildung 13: Ladekorb beim Senken (Bild 3)



Abbildung 14: Ladekorb in Höhe der Ladeluke (Bild 1)



Abbildung 15: Ladekorb in Höhe der Ladeluke (Bild 2)



Abbildung 16: Entladen des Ladekorbes (Bild 1)



Abbildung 17: Entladen des Ladekorbes (Bild 2)



Abbildung 18: Entladen des Ladekorbes (Bild 3)



Abbildung 19: Entladen des Ladekorbes (Bild 4)



Abbildung 20: Entladen des Ladekorbes (Bild 5)



Abbildung 21: Transport im Laderaum (Bild 1)

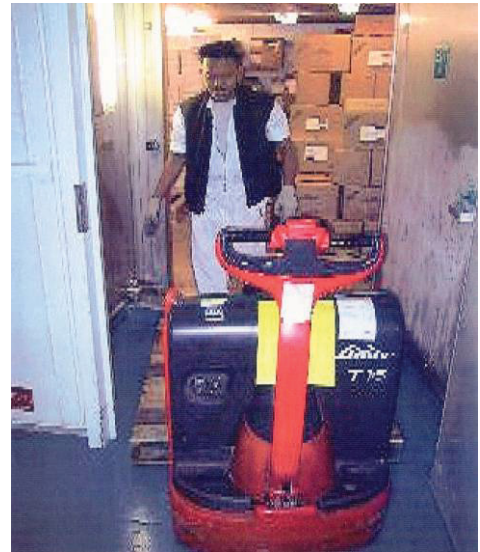


Abbildung 22: Transport im Laderaum (Bild 2)



Abbildung 23: Transport im Laderaum (Bild 3)



Abbildung 24: Transport im Laderaum (Bild 4)

3.2 Beschreibung des Bildmateriales

Der derzeitige Beladevorgang erfolgt über einen Stahlkorb, der für die Beladung der Paletten auf einer Seite offen ist. Eine Palette wird mit einem 2-Tonnenstapler vom LKW in den Korb gehoben. Der Korb ist mit einem Seil auf einem 20-Tonnenstapler befestigt. Dieser fährt dann mit dem beladenen Korb vor die Ladeluke des Schiffes. Zwei Männer bringen den Korb mit Seilen in die richtige Position. Der 20-Tonnenstapler senkt den Korb auf Höhe der Ladelukenunterkante ab. Vier Männer im Schiff schichten die Boxen von der Palette im Korb auf eine weitere Palette im Schiff. Danach wird die Palette mit einer „Ameise“ im Laderraum weiterbefördert.

3.3 Personaleinsparungen und Transportkostensparnis

Einsparung im Schiff 4 Personen

Einsparung auf der Hafenanlage..... 2 Personen

Es wird kein 20-Tonnenstapler mehr benötigt

Durch die verkürzte Beladezeit könnte das Schiff früher den Hafen verlassen.

3.4 Ergänzte Anforderungsliste

- Die maximale Anzahl der Paletten die in 10 Stunden bei einem Ladevorgang bewältigt werden? Annahme 12 Boxen pro Palette, das entspricht 1000 Paletten bei einem Ladevorgang von 10 Stunden
- Ist eine Hydraulikversorgung vorhanden? Nein
- Maximale Höhe einer beladenen Palette? 1.6 m
- Abmessungen einer Palette, Länge x Breite? 1.2 m X 0.8 m
- Maximales Gewicht einer Palette? 1500 kg
- Wanddicke der Schiffsluke? 20 mm (Stahl)
- Umgebungstemperatur? -20°C bis 40°C
- Ist eine Parallelförderung (über eine zweite Ladeluke) möglich, um die Beladezeit zu verkürzen? Ja

4 Allgemeine Grundlagen

4.1 Werkstoffe

4.1.1 Schweißbare Baustähle für den Stahlbau

Als Werkstoffe für die Auslegerschüsse haben sich die Feinkornstähle St E 690 und St E 885 bewährt. Zu mehr als 90% werden sie auch für andere tragende Teile der Hebeeinrichtungen eingesetzt. Fast alle Feinkornstähle verfügen bis zu -40°C , oft sogar bis -60°C über eine gute Kerbschlagfestigkeit von mehr als 27 J.ISO–V quer. Normale Baustähle verlieren ihre Zähigkeit schon bei geringen Minustemperaturen, es sei denn, dass sie auf besondere Bestellung aluminiumberuhigt verhüttet wurden.

Bezeichnung	Zugfestigkeit	Streckgrenze	zul.Vergleichs- σ_{zul} H/HZ	KERBSCHLAGARBEIT		Bruchdehnung % Lo = 5 x do min.
	N/mm ² min.	N/mm ² min.		ISO-V quer in j - 20°C / -40°C		
St 37-2/3	363	240	160 / 180	27	.	25
St 52-2/3	510	360	240 / 270	27	.	22
StE 460	560	460	306 / 345	27	.	19
StE 690 V	790	690	460 / 518	35	31	16
StE 770 V	820	770	513 / 578	30	27	15
StE 890 V	940	890	590 / 665	31	27	16
StE 960 V	1000	960	640 / 720	31	27	15

Tabelle 2: Schweißbare Baustähle für den Stahlbau

St 37 und St 52 sind nicht für Temperaturen unter -10 bis -15°C verwendbar, wenn sie nicht aluminiumberuhigt hergestellt wurden. Nur Stahl StE 460 T erreicht bei -50°C die Kerbschlagarbeit von $\geq 27\text{J}$. Der Stahl 690 V hat bei -60°C noch die vorgeschriebene Kerbschlagarbeit von 27 J. Nur Stahl 770 V T; 890 V T und 960 V T besitzen noch bei -60°C die Kerbschlagarbeit von 27J.

4.1.2 Die wichtigsten Vergütungsstähle für Fahrzeugkrane

Bezeichnung	Zugfestigkeit	Streckgrenze	zul. Vergleichs- σ_{zul} H/HZ	KERBSCHLAGARBEIT		Bruchdehnung % Lo = 5 x do min.
	N/mm ² min.	N/mm ² min.		ISO-V quer in j + 20°C / -40°C		
CK 45 V *)	600	360	210 / 240	-35	<20	16
25 Cr Mo 4 V *)	700	450	363 / 300	-50	-40	15
42 Cr Mo 4 V *)	900	700	409 / 467	-45	27	12
30 Cr Ni Mo 8 V*)	1100	900	526 / 600	30	27	10
35 Ni Cr Mo -V 125	1200	1000	585 / 667	30	27	10

(bis 500 Ø)

Tabelle 3: Vergütungsstähle für den Fahrzeugbau

*) Die Angaben gelten für 100 mm Ø

Bei Verwendung obiger Stähle als Bolzen, Wellen und Achsen kann eine hohe Verschleißfestigkeit durch Oberflächen-Nitrierung (Gaskarbonsnitrieren oder Badkarbonsnitrieren) erzielt werden. Hierdurch wird auch die Neigung zum „Fressen“ minimiert. Zusätzlich ist ein meist ausreichender Korrosionsschutz erreicht, der allerdings durch Salzbadnitrierung optimiert werden kann.

4.2 Grundlagen der Fördertechnik

Begriffserläuterung:

Innerbetrieblicher Transport ist das absichtliche und gelenkte Bewegen von Arbeitsgegenständen und Arbeitsmitteln innerhalb einer Arbeitsstätte, ohne dass während der Bewegung eine Be- oder Verarbeitung erfolgt. Die Transportmittel realisieren die logistischen Funktionen Transportieren, Umschlagen, Stapeln, Lagern und Kommissionieren. Sie lassen sich nach einer Vielzahl von Merkmalen und Kriterien gliedern, wie zum Beispiel Förderrichtung oder Fördermedium.

4.3 Stetigförderer

Stetigförderer sind ortsfeste und ortsbewegliche mechanische Fördereinrichtungen für Stück- und Schüttgüter. Das Fördergut wird entweder allein oder zusammen mit dem Förderorgan des Stetigförderers auf einem festgelegten Förderweg von der Aufgabe zur Abgabestelle stetig bewegt. Diese Bewegung kann mit konstanter oder wechselnder Geschwindigkeit oder im Takt erfolgen. Diese Bauart zeichnet sich durch geringen Energiebedarf, große Betriebssicherheit und einfache Bauweise aus, wodurch eine Automatisierung sehr einfach zu realisieren ist. Durch die Verwendung von Baukastensystemen und durch Geschwindigkeitsänderungen können Kapazitäts- oder Anlagenerweiterungen durchgeführt werden.

4.3.1 Bandförderer

Bandförderer sind Stetigförderer die vorwiegend in waagrechter und geneigter Ebene fördern. Sie werden für hohe Förderleistungen und lange Förderstrecken, aber auch für kleine Massendurchsätze über kurze Entfernungen eingesetzt. Stückgüter können im verpackten und unverpackten Zustand gefördert werden. Die Bänder werden als Speicher-, Verlade-, Umschlag- und Fließbandanlagen eingesetzt.

4.3.2 Gliederbandförderer

Werden meistens für den waagrecht Transport eingesetzt. Als Zugmittel werden hier normalerweise Stahlketten verwendet. Sie werden in der Regel durch Laufrollen gestützt. An der Kette sind flache, gelenkig verbundene Platten befestigt, die das Stückgut tragen.

4.3.3 Tragkettenförderer

Die Ketten der Tragkettenförderer dienen zugleich als Zugmittel und Lasttragendes Element. Sie können gleiten oder auf Rollen laufen und das Fördergut direkt oder mit zusätzlichen Tragevorrichtungen wie Platten fortbewegen.

4.3.4 Rollbahn

Eine Rollbahn ist ein gleisloses Fördermittel mit waagerechter Förderrichtung. Es besteht aus vielen hintereinander angeordneten, frei drehbaren, zwischen zwei Stahlprofilen befestigten Tragrollen. Das Stückgut wird durch die Einwirkung der Schwerkraft auf der geneigten Rollbahn bewegt. Die Bahnneigung ist abhängig von Stückgutgewicht. Durch radiale Anordnung der Achsen folgt das Fördergut auch in den Kurven der Bahn. Eine andere Variante ist die angetriebene Rollbahn. Rollbahnen eignen sich für Stückgüter mit ebenen Böden.

4.3.5 Kreisförderer

Kreisförderer bestehen meist aus einer raumbeweglichen, angetriebenen Kette als Zugorgan und den in die Kette eingebauten Laufwerken, die als Tragorgane dienen. Die Lastträger werden dem Fördergut angepasst. Die Materialaufnahme und Abgabe geschieht in der Regel von Hand, bei schweren und sperrigen Gütern durch Hubvorrichtungen. Kreisförderer eignen sich zum Transport von Stückgut aller Art z.B. als Zubringer-, Verteil-, Sortier- und Montageförderer.

4.4 Unstetigförderer

Unstetigförderer erzeugen einen unterbrochenen Fördergutstrom und arbeiten in einzelnen Arbeitsspielen mit definierten Spielzeiten. Die Einteilung der Unstetigförderer erfolgt nach der Art der Förderung und Förderrichtung. Der Transportvorgang erfolgt in einzelnen Arbeitsschritten im Aussetzbetrieb. Nach einer Lastbewegung erfolgt in der Regel eine Leerbewegung. Die Unstetigförderer haben ein relativ hohes Eigengewicht im Verhältnis zu der transportierten Last.

4.4.1 Hebebühnen

Hebebühnen fördern die Last in senkrechter Richtung. Bei Hebebühnen ist nicht das Heben als Förderaufgabe im Vordergrund als vielmehr das sichere Halten von

Lasten in einer wählbaren Höhe. Als Hubtische gleichen sie Höhendifferenzen bei der Maschinenbeschickung aus. Als Verladebrücken ersetzen sie die fehlenden Rampen und als Arbeitshebebühnen bringen sie Menschen an hochgelegene Arbeitsplätze zur Durchführung kurzzeitiger Reparaturarbeiten.

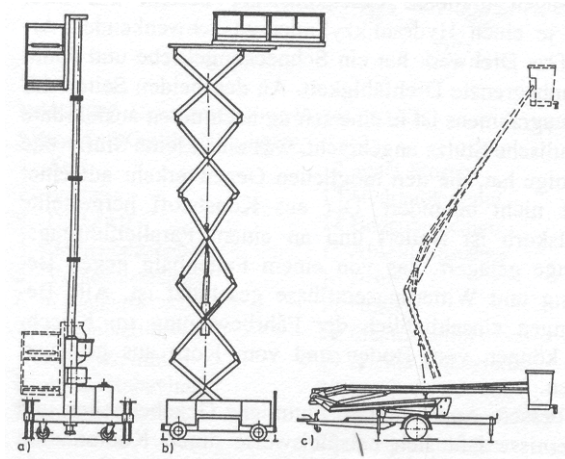


Abbildung 25: Bauarten von Hebebühnen

4.4.2 Aufzüge

Aufzüge sind Hebezeuge für den vertikalen oder schrägen Transport von Personen oder Lasten. Die Last liegt auf einer Bühne auf. Das Be- oder Entladen der Lasten erfolgt an den dafür vorgesehenen Stellen, die gegebenenfalls Vorrichtungen zur Lastaufnahme besitzen. Beim Antrieb wird zwischen Seil- und Hydraulikaufzug unterschieden. Die Vorteile des Hydraulikaufzugs liegen in der Regelbarkeit und den hohen Tragfähigkeiten, was für die Förderkapazität von Vorteil ist.

4.4.3 Teleskopausleger

Die größte Gruppe der Fahrzeugkrane sind die Teleskopauslegerkrane mit Grundtragfähigkeiten von 2 bis zu 400 t und Auslegerlängen von 6 bis 60 m. Das Teleskopiersystem eines Teleskopauslegers muss die Schüsse gleichzeitig oder nacheinander ausschieben und wieder zurückziehen. Die Bewegungen werden

von einem oder mehreren Hydraulikzylindern erzeugt, Seiltriebe und bzw. oder Verriegelungen übertragen diesen Vorschub auch auf andere Teleskopteile.

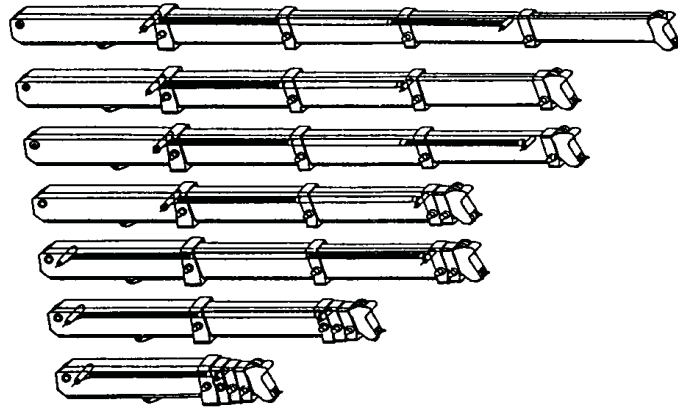


Abbildung 26: Auslegersystem mit Teleskopschüssen

4.4.4 Ladekrane

Betriebe der Bauwirtschaft und Speditionen rüsten Lastkraftwagen mit einem eigenen Hebezeug aus, um sie beim Entladen und Beladen von der Bereitstellung anderer Hebezeuge unabhängig zu machen. Dieser so genannte LKW- Ladekran oder Aufbau Ladekran ist ein Säulendrehkran mit einem Glieder- bzw. Gelenk- ausleger, der eine offene kinematische Kette von Kurbel- und Schubgliedern bildet. Zwei Abstützungen stützen den Kran in seiner Rahmenebene. Die Ladekrane können die Lasten in einem weiten Arbeitsfeld absetzen und nötigenfalls auch Montagearbeiten ausführen.

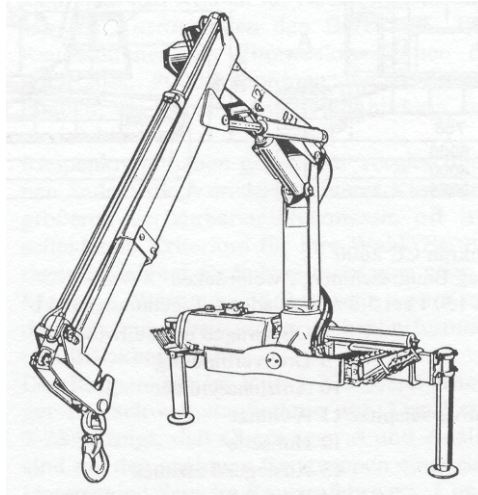


Abbildung 27: LKW-Ladekran

4.4.5 Stapler

Stapler sind mit eigenem Fahr- und Hubantrieb ausgerüstet zum horizontalen Transportieren und vertikalen Stapeln von Lasten. Das Fördergut wird von dem Stapler mit den Gabeln aufgenommen, gehandhabt und gestapelt. Stapler werden nach verschiedenen Merkmalen unterschieden. Das wichtigste Merkmal ist die Tragfähigkeit. Weitere Unterscheidungsmerkmale sind die Radanzahl (3-Rad oder 4-Rad Ausführung) und die Antriebsart. Man unterscheidet folgende Antriebsarten: Elektro-, Diesel-, Benzin- und Gasantrieb. Die Diesel- und Treibgasausführungen werden meistens in offenen Hallenbereichen eingesetzt wegen den Verbrennungsrückständen. Sie sind leistungsstärker im Vergleich zu einem Elektrostapler der vorwiegend in der innenbetrieblichen Logistik eingesetzt wird.



Abbildung 28: Stapler

5 Entwurfskonzept

5.1 Entwurfskonzepte bestimmen

1. Die erste Überlegung war, dass man einen Stapler so umbaut, dass er Lasten sowohl hinauf als auch hinunter heben kann. Zwei parallel arbeitende Hubmaste, wobei der Erste für das Senken und der Zweite für das Heben verantwortlich ist, könnten dies ermöglichen. Der horizontale Abstand kann nur erreicht werden, indem man mit dem Stapler aus der Ladeluke über zwei an der Luke befestigte Träger herausfährt. Nachteil dieser Überlegung ist, dass die Bauhöhe der Hubgerüste der meisten 2 Tonnen-Standardstapler schon über 2 m liegt und dass mit einem Stapler nur eine Palette transportiert werden kann.
2. Die zweite Überlegung war es, einen Stapler so umzubauen, dass der Hubmast in der Ausfahrtstellung um 180° geschwenkt werden kann. Der horizontale Abstand kann nur erreicht werden, indem man mit dem Stapler aus der Ladeluke über zwei an der Luke befestigte Träger herausfährt. Der Aufbau des Hubmastes besteht aus: einer Plattform, einem Hubmast mit doppelt wirkendem Zylinder und einer Drehvorrichtung (Abbildung 29) die am Stapler montiert wird. Nachteil dieser Variante ist, dass nur eine Palette transportiert werden kann.

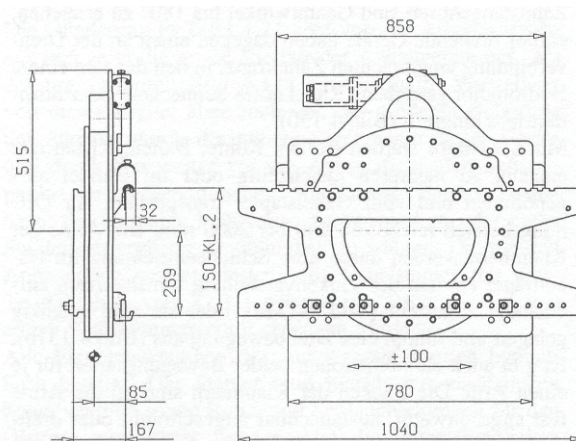


Abbildung 29: Drehvorrichtung

3. Die dritte Überlegung geht in Richtung Teleskopausleger für die horizontale Richtung, in Kombination mit einer Scherenbühne oder einem Teleskoprahmen für die vertikale Richtung. Das Problem bei der Scherenbühne ist immer, dass die Hebeeinrichtung nur für das Heben von oben, nicht aber für das Heben von unten gebaut worden ist. Durch das Einfügen einer drehbaren Gabel in die Konstruktion kann sowohl hinauf als auch hinunter gefördert werden. Die Beladezeit kann nur durch zwei hintereinander arbeitende Prozesse halbiert werden. Der Beladeprozess wird dabei in ein vertikal arbeitendes Förder-system und in ein horizontal arbeitendes System unterteilt, die mit einer Übergabestation verbunden sind. Je kürzer der Förderweg vom Unstetigförderer ist desto kürzer ist der Rückweg. Es können zwei Fördergüter gleichzeitig auf der Förderstrecke unterwegs sein, wodurch die Beladezeit halbiert wird.

 4. Die vierte Überlegung ist der Umbau eines LKW-Ladekranes (Abbildung 30) mit einer Ausschwenkeinrichtung. Die Ausschwenkeinrichtung ist dazu da, um den Ladekran aus der Ladeluke hinauszuschwenken. An jeder Ladeluke an der ein Ladekran eingesetzt wird, muss eine Halterung für den Ladekran vorhanden sein. Der umgebaute Ladekran ohne senkrechte Stützen soll im Schiff mit einem Stapler transportiert werden. Mit dem Stapler wird er in die Halterung eingehängt, die an einer Seite der Ladenluke montiert ist. Der Ladekran kann nun horizontal aus dem Ladelukenraum ausgeschwenkt und verriegelt werden. Wenn der Ladekran ausgeschwenkt ist steht er parallel zur Schiffswand. In dieser Position kann der Ladekran ausgefaltet und in weiterer Folge auseinander geschoben werden. Aus dieser Position heraus können alle möglichen Bewegungen ausgeführt werden. Die Ladestelle an der Hafenmauer wird angefahren und in der Steuerung abgespeichert. Um eine hohe Fördergeschwindigkeit zu erreichen, müssen alle Komponenten gleichzeitig bewegt werden. Um die Palette in die richtige Position zu bringen, muss die Spitze des Ladekrans mit einer Drehvorrichtung ausgestattet sein. Nachteil dieser Variante ist, dass nur eine Palette transportiert werden kann.
- ✓ Für den Grundentwurf wurde das Entwurfskonzept Nummer drei gewählt, weil sich die Beladezeit halbiert.

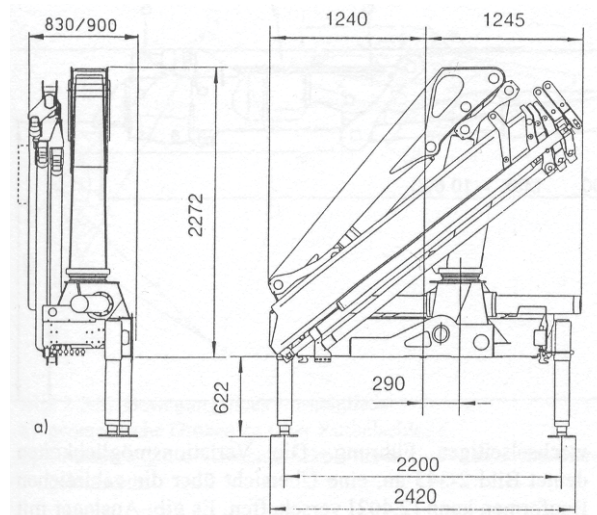


Abbildung 30: LKW Ladekran

5.2 Grundentwurf

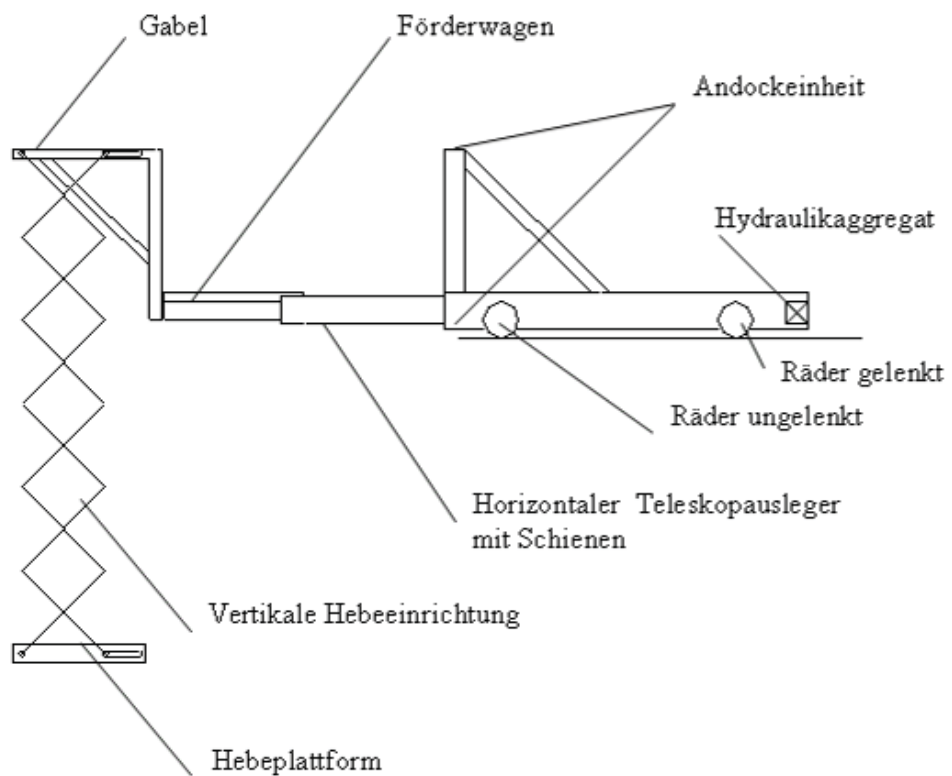


Abbildung 31: Komponenten des Palettenförderers

5.2.1 Andocken der Hebebühne an die Schiffsluke

Nach dem Öffnen der Schiffsluke wird der Palettenförderer in Grundstellung gebracht.

Palettenförderer in Grundstellung:

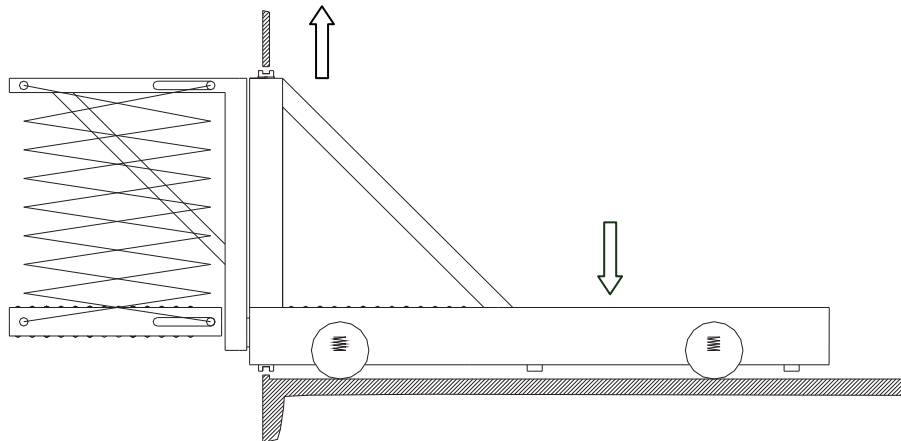


Abbildung 32: Grundstellung des Palettenförderers in der Ladeluke

Der Grundrahmen der Hebebühne hat zwei senkrecht stehende Hydraulikzylinder welche ein U-Profil beim Andocken über den oberen Ladelukenrand schiebt. Die Räder des Palettenförderers sind mit Federsäulen am Grundrahmen befestigt. Sobald das U-Profil den oberen Schiffslukenrand berührt drücken die Hydraulikzylinder den Rahmen der Hebebühne am Schiffsboden nieder. Nur in der Andockstellung können alle anderen Bewegungen ausgeführt werden.

Palettenförderer in Andockstellung:

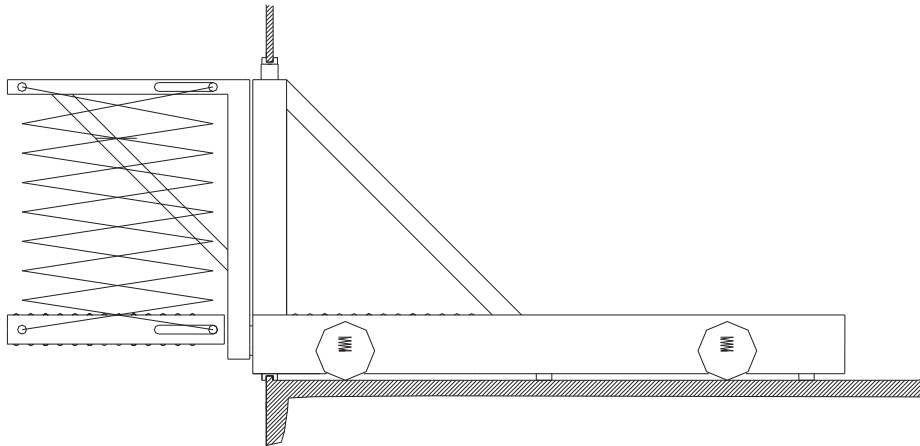


Abbildung 33: Andockstellung des Palettenförderers

5.2.2 Schwenken

Position 1 Paletten von unten heben (Ausgangsposition)

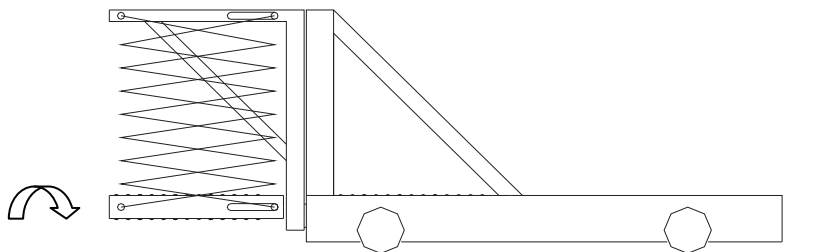


Abbildung 34: Andockstellung

Die Gabel mit der Scherenhebebühne ist horizontal drehbar am Teleskoprahmen montiert. Die Gabel kann von Position 1 in Position 2 geschwenkt werden.

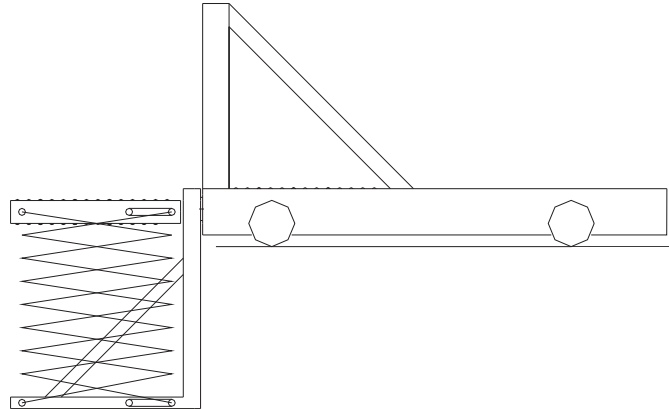
Position 2 Paletten von oben senken (Schwenkposition)

Abbildung 35: Schwenkstellung

Um die Gabel um 180° drehen zu können, muss die hydraulische Verriegelung gelöst werden. Danach muss die Gabel wieder verriegelt werden.

5.2.3 Heben der Paletten

Ausgangsposition:

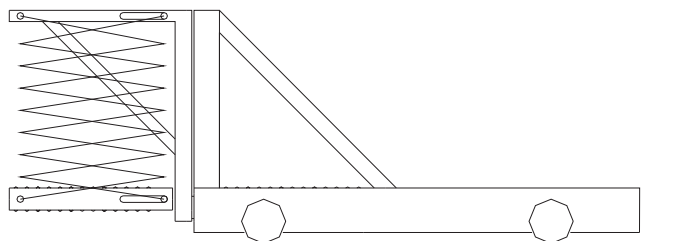


Abbildung 36: Grundstellung

Der Teleskoprahmen wird horizontal ausgefahren.

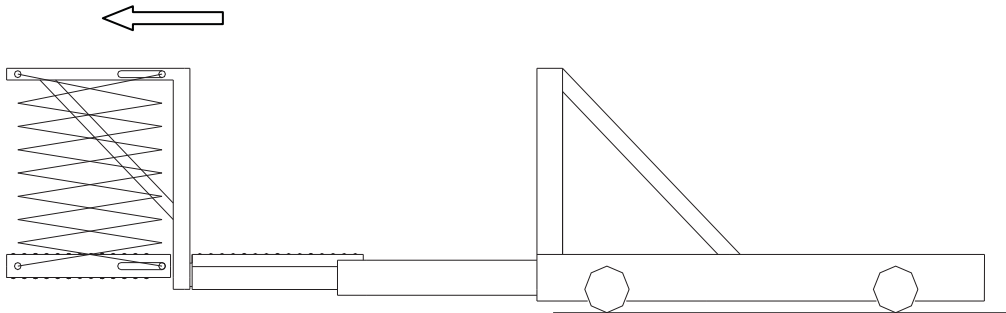


Abbildung 37: Horizontal ausgefahrene Gabel

Die Scherenhebebühne wird in Ladeposition gebracht.

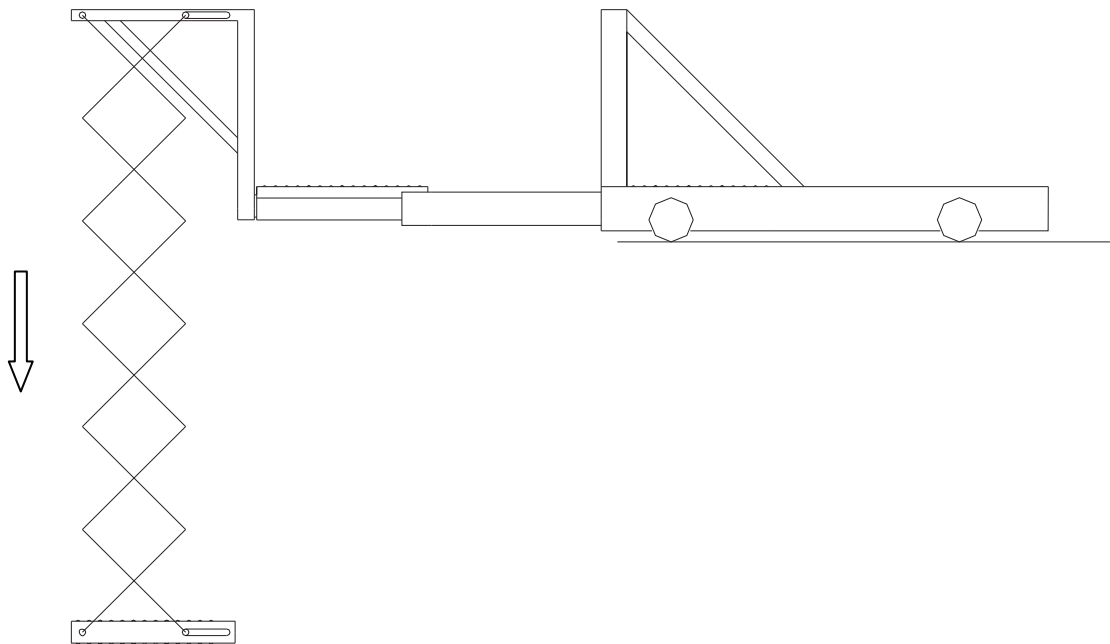


Abbildung 38: Vertikal ausgefahrene Plattform

Die Palette wird auf die Plattform gehoben.

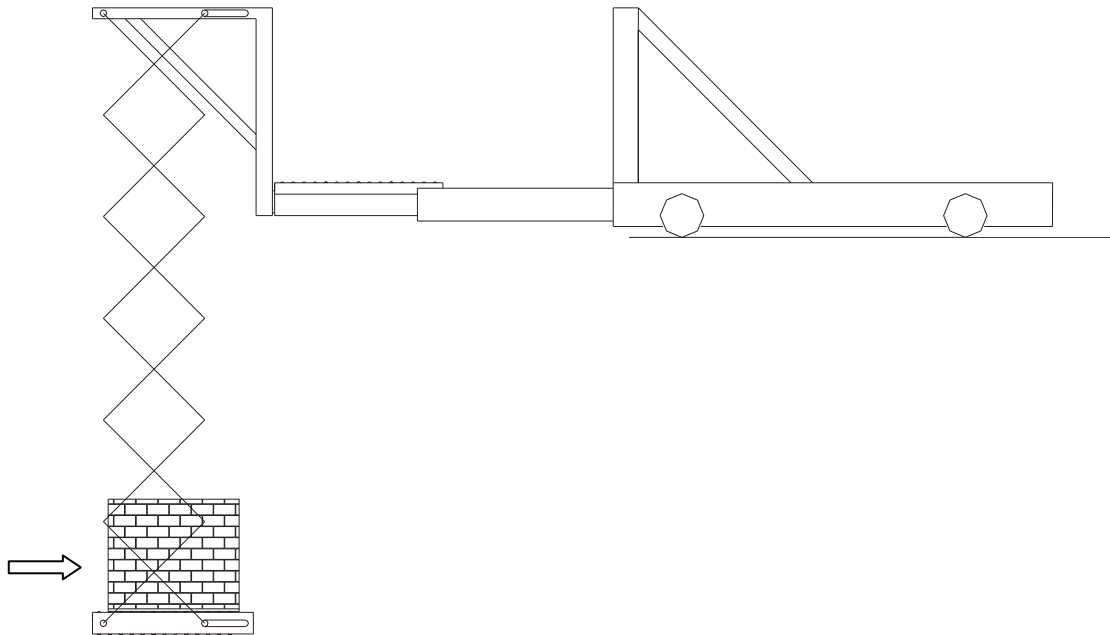


Abbildung 39: Beladstellung für das Heben

Die Plattform des Palettenförderers wird hochgefahren.

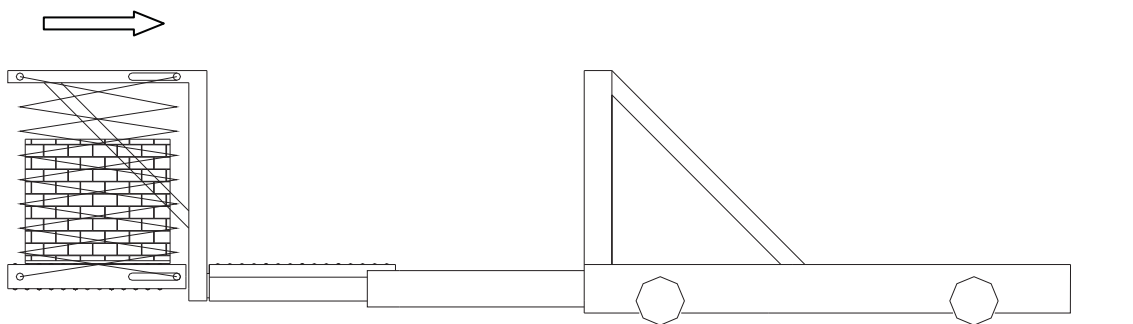


Abbildung 40: Plattform vertikal eingefahren

Auf dem Teleskoprahmen ist ein horizontal verschiebbarer Wagen montiert. Hat die Plattform die Einfahrstellung erreicht, wird die Palette durch Förderrollen die auf der Plattform und am Förderwagen montiert sind, auf diesen Wagen befördert. Ist diese Position (Abbildung 41) erreicht, schalten sich die Förderrollen ab.

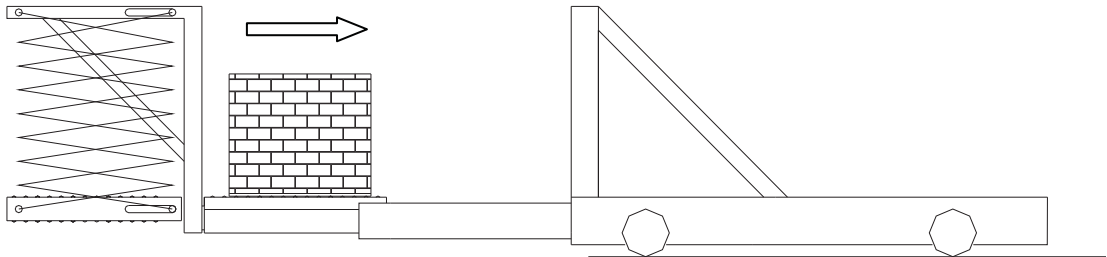


Abbildung 41: Palette am Förderwagen

Zeitgleich bewegen sich:

Die Scherenhebebühne wird in vertikaler Richtung hinunter bewegt und der Förderwagen wird eingefahren.

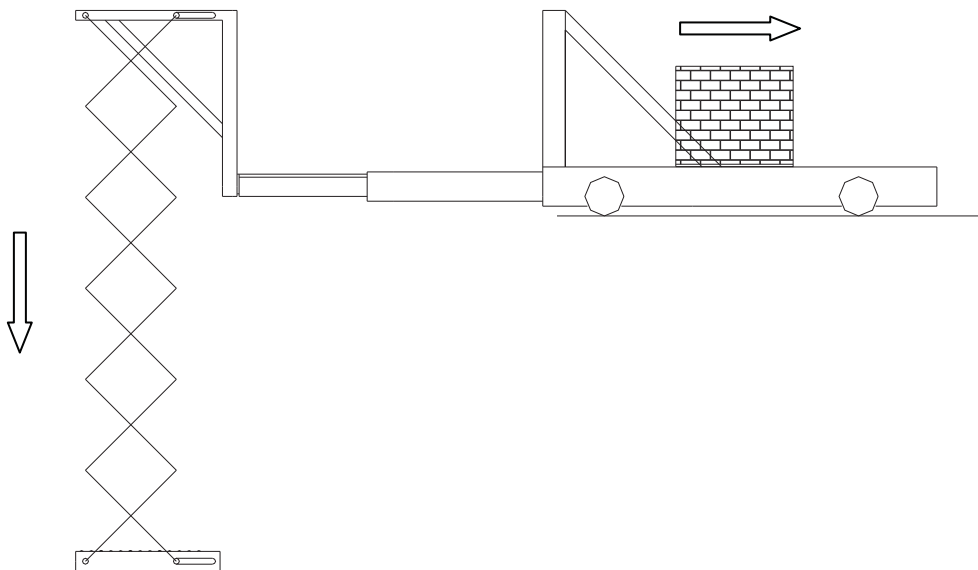


Abbildung 42: Förderwagen wird eingefahren

Hat der Förderwagen die Einfahrstellung (Abbildung 43) erreicht, schalten sich die Förderrollen ein, wodurch die Palette auf einen Rollgang geschoben wird. Die nächste Palette kann auf die Plattform gestellt werden. Danach bewegt sich der Rollwagen in die Ausfahrstellung und zeitgleich wird die nächste Palette auf der Plattform eingefahren.

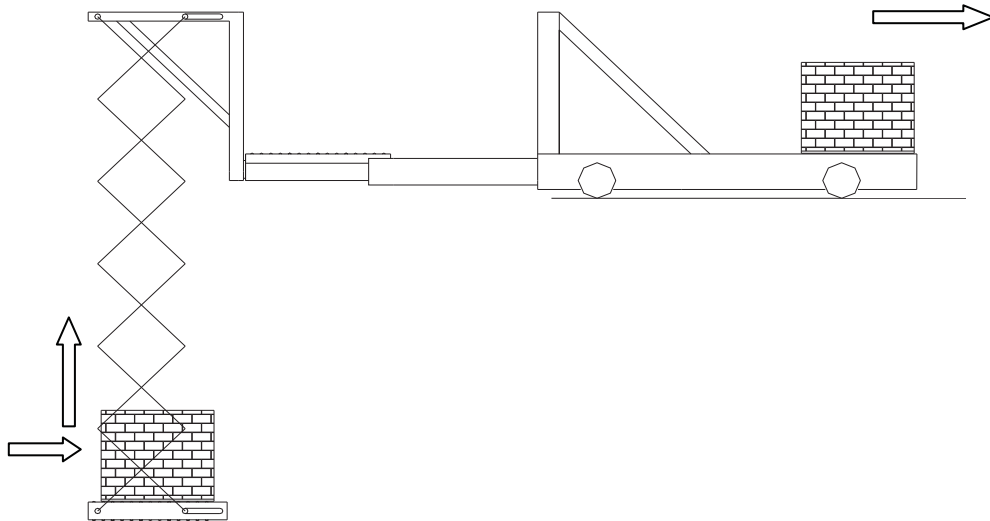


Abbildung 43: Beladen der Palette, Förderwagen ist eingefahren

5.2.4 Paletten senken

Schwenkposition:

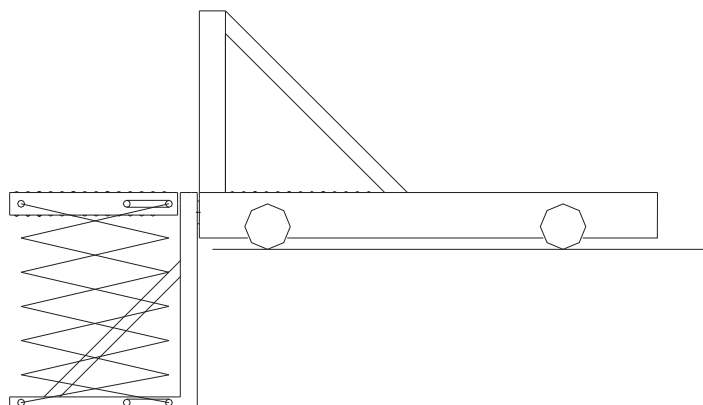


Abbildung 44: Schwenkstellung

Der Teleskoprahmen wird horizontal ausgefahren.

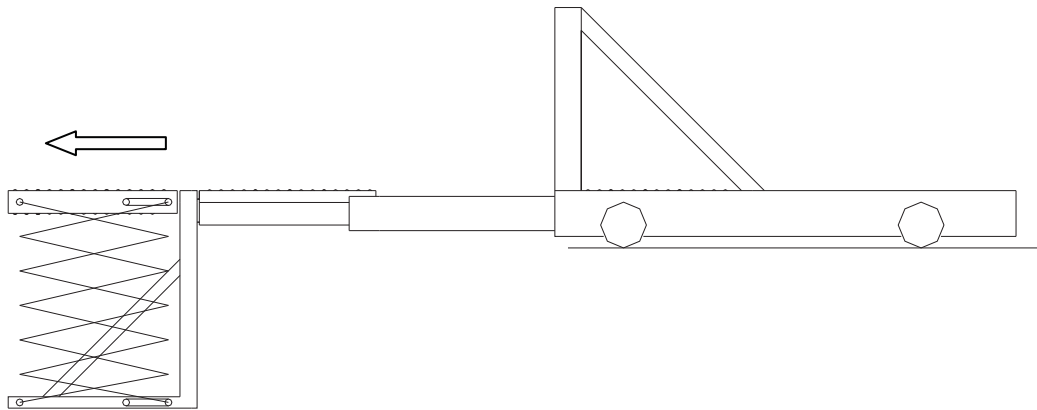


Abbildung 45: Schwenkstellung horizontal ausgefahren

Die Scherenhebebühne wird in vertikaler Richtung bewegt.

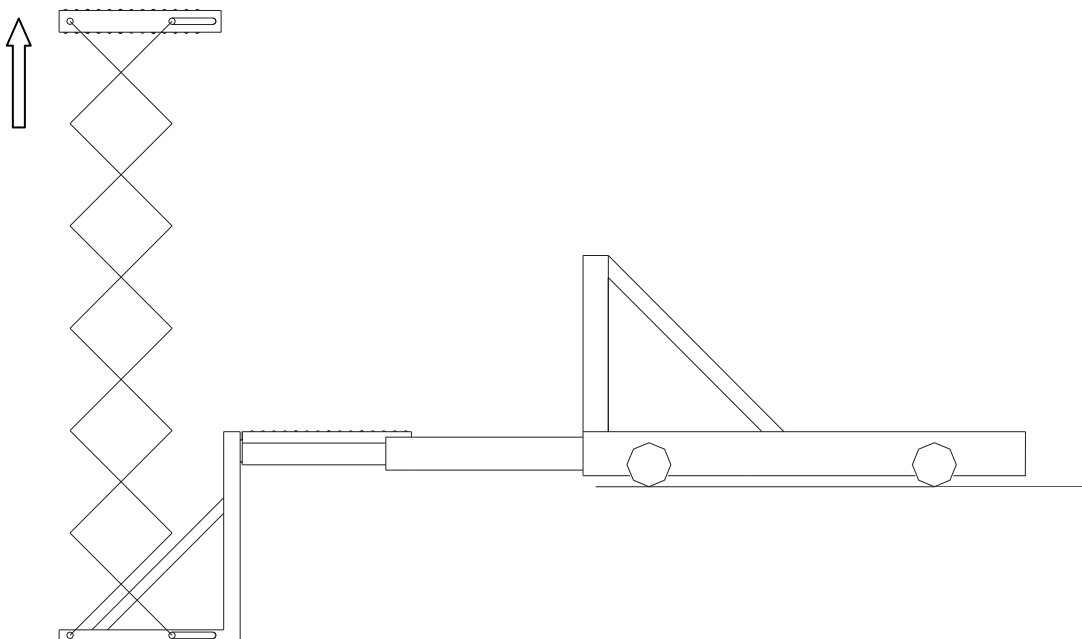


Abbildung 46: Horizontal und vertikal ausgefahrene Plattform

6 Strukturieren des Grundentwurfes

Für die Variantenkonstruktion wird der Grundentwurf des Palettenförderers in Hauptgruppen, Großgruppen und Baugruppen unterteilt.

6.1 Hauptgruppen

Der Palettenförderer besteht aus:

- 1.) ***Grundrahmen***
- 2.) ***Horizontale Einheit***
- 3.) ***Vertikale Einheit***

6.2 Großgruppen

- 1.) ***Grundrahmen***

Rahmen, Räder, Hydraulikaggregat, Andockeinheit

- 2.) ***Horizontale Einheit***

Förderwagen, teleskopierbare Schienen, Staurollen, horizontaler Teleskoprahmen, Aufnahme Hebeeinrichtung

- 3.) ***Vertikale Einheit***

Vertikale Hebeeinrichtung, Hebeplattform, Schwenkeinrichtung

6.3 Baugruppen

Baugruppe 1, (*Grundrahmen*)

1.) Rahmen

2.) Räder:

Räder un gelenkt (Gabelseite), Räder gelenkt

3.) Hydraulikaggregat:

Öltank, Pumpe, Filtereinheit, hydraulische Steuerung

4.) Andockeinheit:

Hydraulikzylinder oben mit Anbauteilen, Hydraulikzylinder unten mit Anbauteilen

Baugruppe 2, (*horizontale Einheit*)

1.) Förderwaagen:

Grundrahmen, Antriebseinheit, Förderrollen, Schwerkraftrollen, Antriebsachse, Lagerung, Hydraulikversorgung

2.) Teleskopierbare Schienen

3.) Staurollen

4.) Horizontaler Teleskoprahmen:

Schubzylinder, Schubstücke, Gleitplatten

5.) Aufnahme Hebeeinrichtung

Baugruppe 3, (vertikale Einheit)

1.) Vertikale Hebeeinrichtung:

Hubzylinder mit Anbauteilen, Antriebseinheit, Hydraulikversorgung

2.) Hebeplattform:

Antrieb, Hydraulikversorgung, Festantriebsförderrollen, Schwerkraftrollen

3.) Schwenkeinrichtung

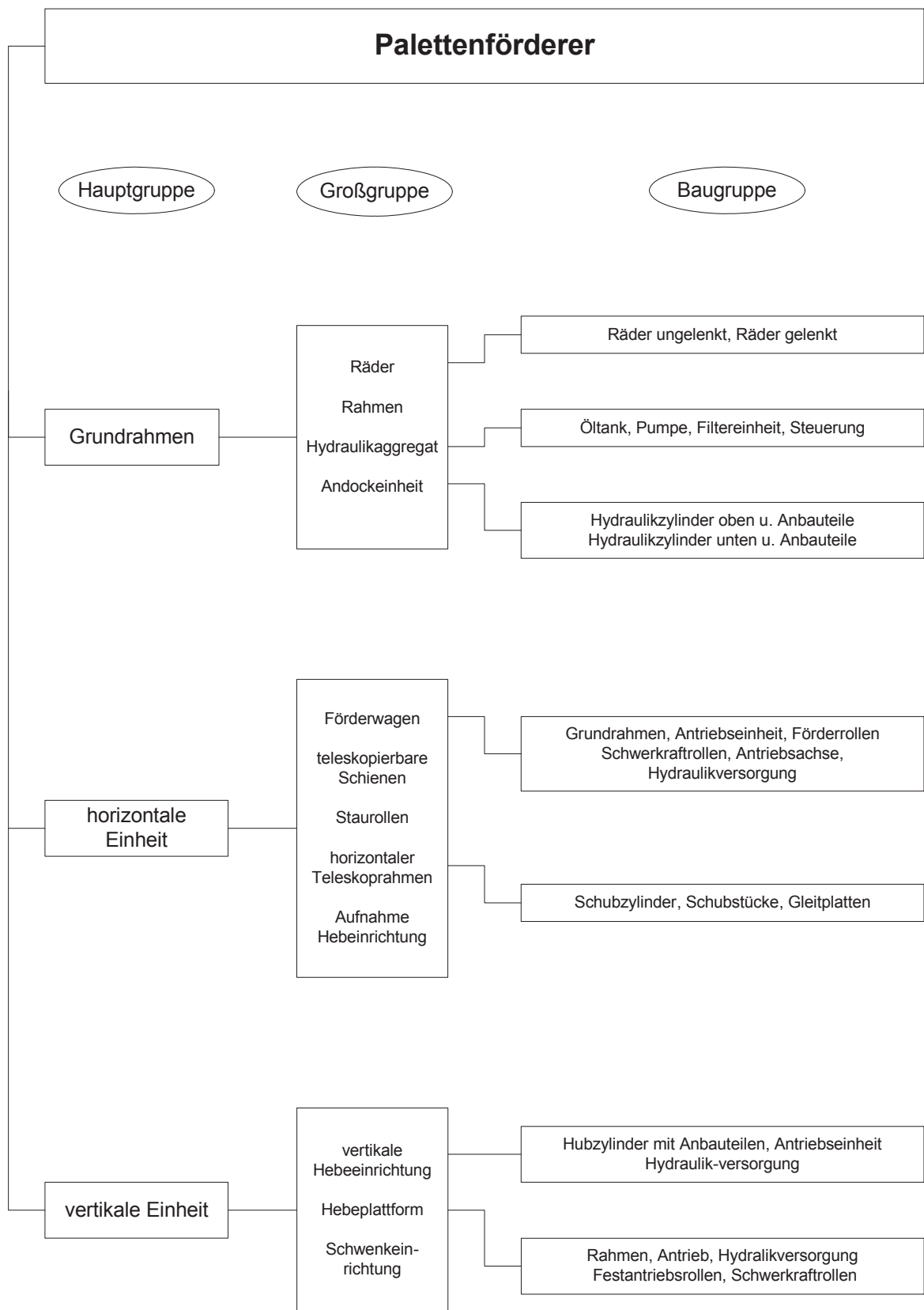


Abbildung 47: Einteilung der Komponenten des Grundentwurfes

7 Variantenkonstruktion

Allgemein:

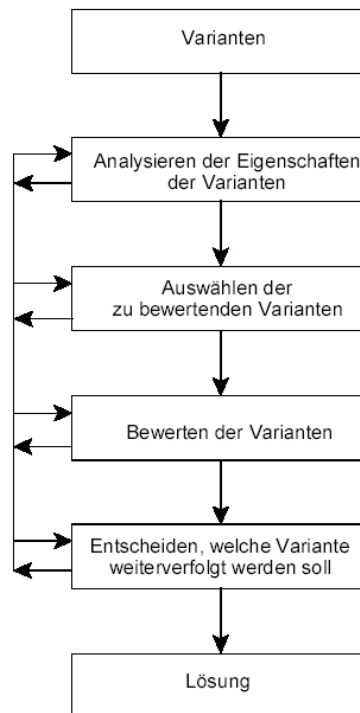


Abbildung 48: Grundsätzliches Vorgehen beim Beurteilen und Entscheiden

Eine einfache Unterteilung der Varianten ergibt sich mit der Methode der Nutzwertanalyse. Eine weitere Möglichkeit ist das "Vorgehen nach der VDI-Richtlinie 2225". Diese Bewertung hat eine gröbere Unterteilung. Eine Gegenüberstellung in Tabelle 4 dargestellt. Die Technische wirtschaftliche Bewertung der Varianten erfolgt mit der Nutzwertanalyse, dem 10 Punkte System.

Die Bewertung der Varianten erfolgt nach einer subjektiven Betrachtungsweise.

$$\text{Technische Wertigkeit} = \frac{\sum \text{Punkte tech. Kriterien}}{\text{Anzahl tech. Kriterien} \times 10}$$

Werteskala			
Nutzwertanalyse		Richtlinie VDI 2225	
Pkt.	Bedeutung	Pkt.	Bedeutung
0	absolut unbrauchbare Lösung	0	unbefriedigend
1	sehr mangelhafte Lösung		
2	schwache Lösung	1	gerade noch tragbar
3	tragbare Lösung		
4	ausreichende Lösung	2	ausreichend
5	befriedigende Lösung		
6	gute Lösung mit geringen Mängeln	3	gut
7	gute Lösung		
8	sehr gute Lösung		
9	über die Zielvorstellung hinausgehende Lösung	4	sehr gut (ideal)
10	Ideallösung		

Tabelle 4: Gegenüberstellung der Werteskala

7.1 Gabelbauarten

7.1.1 Einfach gelagerte Gabel

Die Gabel ist am letzten Teleskoparm in der Mitte des Querträgers drehbar gelagert. Die Drehachse der Gabel liegt auf der Mittelachse des Palettenförderers. Durch die geometrische Form der Gabel mit den Anbauteilen ist der Massenschwerpunkt nicht auf der Drehachse. Die Drehbewegung der Gabel kann maschinell erfolgen.

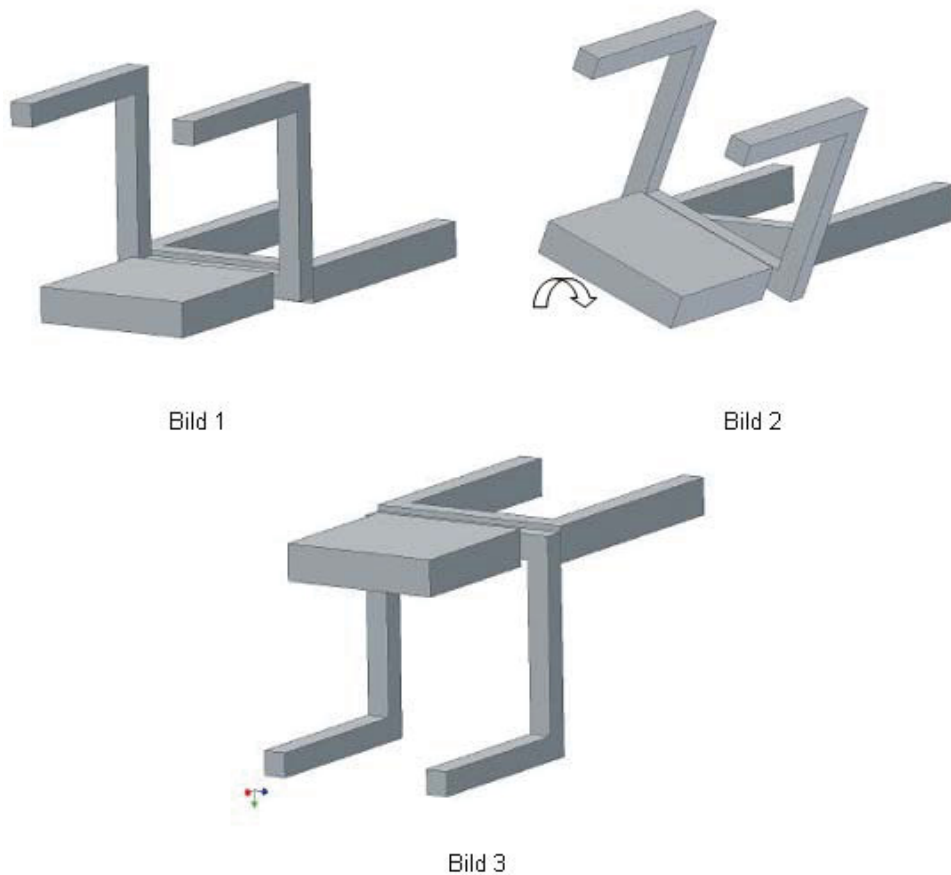


Abbildung 49: Schwenkvorgang der einfach gelagerten Gabel

In Abbildung 49 werden die Scheren nicht dargestellt.

Die Drehbewegung kann mit einem E-Motor mit einem Getriebe, oder hydraulisch geschehen. Auf der drehbaren Gabel ist die Plattform mit den Scheren verbunden. Die Versorgungsleitung der Hebeeinrichtung kann über eine Längsbohrung der Drehachse erfolgen. Für die Lagerung der Achse wird eine Gleitlagerung vorgeschlagen.

Vorteile dieser Variante:

- Benötigt zum Schwenken den geringsten Raum.
- Eignet sich für beide Hebeeinrichtungen (Scheren und Teleskopausleger).

Nachteile dieser Variante:

- Das gesamte Gewicht ist auf einer Drehachse.

- Großes Moment beim Schwenken der Gabel, durch die Exzentrizität des Massenschwerpunktes.
- Für den Antrieb der Förderrollen der Plattform ist ein eigener Antrieb mit Hydraulik-Versorgungsleitung erforderlich.
- Da sich die Drehachse in der Mitte des Palettenförderers befindet, kommt es zum erschwerten Einbau der Schwenkvorrichtung.

7.1.2 Zweifach gelagert verschiebbare Gabel

Die Gabel ist am letzten Teleskoparm auf den vertikalen Trägern verschiebbar befestigt. Abbildung 50, Bild 1 zeigt die Gabel in der Position für das Heben von unten. Für das Heben von oben muss die Gabel um 180° geschwenkt werden (Bild 2). Dieser Vorgang kann mit einem Schwenkmotor erfolgen. Danach muss die Hebeplattform Bild 3, mit einer manuellen oder maschinellen Einrichtung abgesenkt werden. Die Hydraulikleitung kann über die Drehachse mittels drehbar beweglichen Schläuchen den Zylindern der Hebeplattform zugeführt werden.

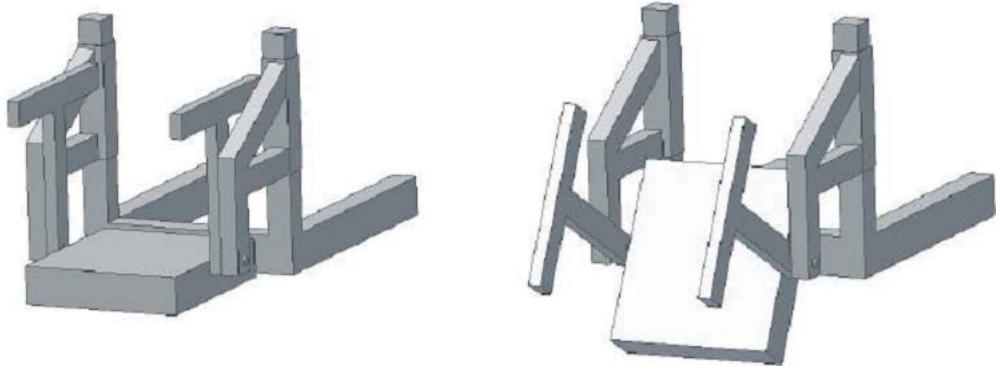


Bild 1

Bild 2

Abbildung 50: Schwenkvorgang der zweifach gelagert verschiebbaren Gabel

Bild 4 in Abbildung 51 zeigt die Hebeplattform in der Position für das Heben von oben.

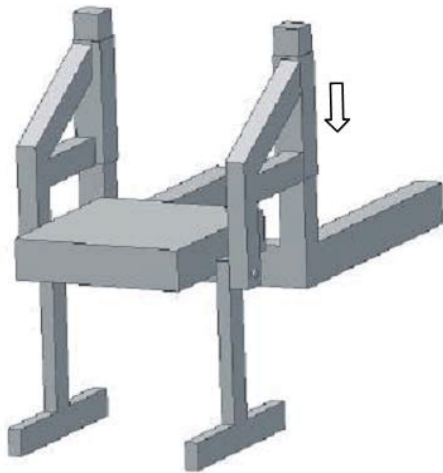


Bild 3

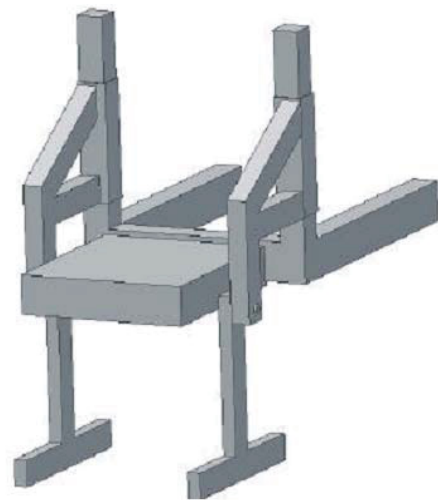


Bild 4

Abbildung 51: Vertikale Verschiebung der Plattform

In Abbildung 51 werden die Scheren nicht dargestellt.

Vorteile dieser Variante:

- Die Gabel ist zweifach gelagert.
- Der Platzbedarf beim Schwenken ist kleiner als bei der zweifach gelagerten Gabel, da die Drehachse der vertikalen Hebeeinrichtung nicht auf der Höhe der Plattform liegt.

Nachteil dieser Variante:

- Eignet sich nur zum Heben mit Scherenausführung, da nur mit der Scherenausführung die kleinste Bauhöhe erreicht wird.
- Es werden zusätzlich zwei Zylinder für die Höhenverstellung oder eine manuelle Einrichtung benötigt.

7.1.3 Zweifach gelagerte Gabel

Ähnlich der zweifach gelagerten, verschiebbaren Variante. Mit dem Unterschied dass sich die Hebeplattform immer in Höhe des Förderwagens befindet. Die in Abbildung 52 und Abbildung 53 dargestellte Gabelkonstruktion kann genauso als Teleskopausführung gefertigt werden.

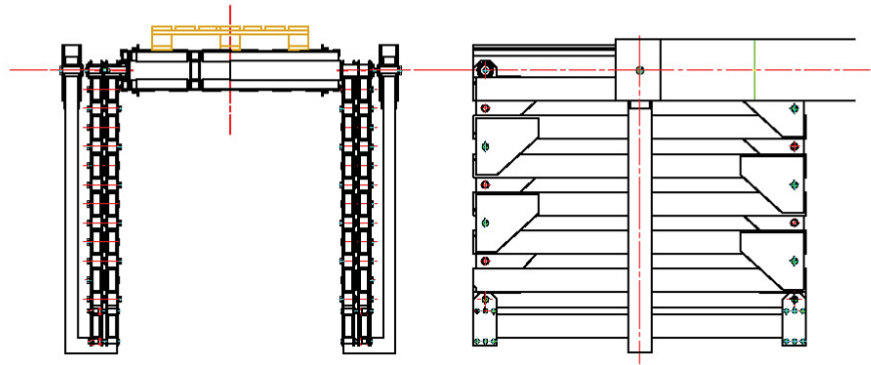


Abbildung 52: Scherenbauart in Schwenkposition für das Senken von oben

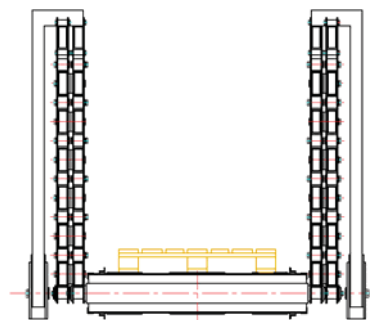


Abbildung 53: Scherenbauart für das Heben von unten

Vorteil dieser Variante:

- Die Gabel ist zweifach gelagert.
- Mit der Scherenausführung wird weniger Schwenkraum benötigt.

Nachteil dieser Variante:

- Benötigt zum Schwenken mit Teleskopausführung den größten Raum.
- Großes Moment beim Schwenken.

Bewertung der Varianten:

- A..... Einfach gelagerten Gabel
- B..... Zweifach gelagert verschiebbaren Gabel
- C..... Zweifach gelagerten Gabel

Gabelbauarten	Variante		
	A	B	C
<i>technische Kriterien</i>			
einfacher Aufbau	5	4	7
Funktionssicherheit	5	7	8
kleinstes Moment beim Schwenken	5	8	7
geringer Raumbedarf beim Schwenken	9	7	6
Wertigkeit	0,6	0,65	0,7

Tabelle 5: Nutzwertanalyse Gabelbauarten

7.2 Schwenkeinrichtung

7.2.1 Zwei Hydraulikzylinder mit einem Kettenrad

Das Kettenrad wird auf der Achse der Gabel montiert. Am Teleskoprahmen werden zwei Zylinder in horizontaler Richtung montiert, die über eine Kette verbunden sind. Die Drehung der Gabel wird erzeugt, wenn der eine Zylinder ausgefahren und der zweite Zylinder eingefahren wird.

7.2.2 Zylinder – Zahnstange

Ein Stirnrad wird auf der Achse der Gabel montiert. Eine horizontal geführte Zahnstange ist mit einem Hydraulikzylinder verbunden. Durch die horizontale Bewegung des Zylinders und der Zahnstange wird das Stirnrad in Drehung versetzt.

7.2.3 Hydromotor und Getriebe

Ein Hydromotor mit anschließendem Getriebe wird auf dem Ausleger befestigt. Der Antrieb zur drehenden Achse kann über Kette oder über Zahnräder erfolgen.

7.2.4 Schubkolben Hydrozylinder

Ist ein Gerät für Drehbewegungen (Schwenken) um einen begrenzten Winkel (ca. 60° bis max. 360°). Die einfachste Bauart, die allerdings auch den meisten Platz erfordert arbeitet mit Zahnstangenkolben, die in ein quer liegendes Ritzel eingreifen. Diese Bauart ist geeignet für hohe Drehmomente und Druckbereiche bis zu 200 bar.

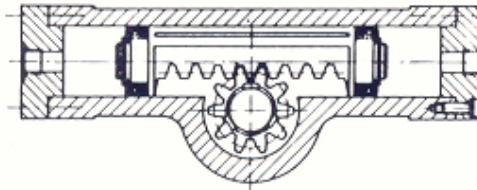


Abbildung 54: Schubkolben Hydrozylinder

7.2.5 Drehkolben Hydrozylinder

Drehflügel Schwenkmotoren erzeugen ihr Drehmoment direkt durch Beaufschlagung eines drehbaren Flügels mit Druckflüssigkeit, der mit der Abtriebswelle verbunden ist. Sehr kompakte Bauweise mit einem Schwenkwinkelbereich bis 310° .

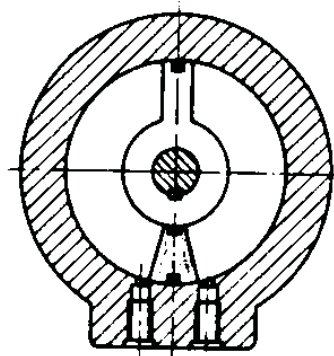


Abbildung 55: Drehkolben Hydrozylinder

7.2.6 Ein oder zwei Zylinder mit Hebeglieder

Normale Doppelwirkende Zylinder können zusammen mit Hebegliedern für begrenzte Schwenkbewegungen eingesetzt werden. Dazu muss der jeweilige

Zylinder in einer Schwenklagerung befestigt und zusätzlich ein Gabelkopf verwendet werden. Drehwinkel von wenigen Grad bis etwas über zu 350° können erreicht werden. Die Größe der Schwenkbewegung richtet sich dann nach der Hublänge des Zylinders und der Länge und Anordnung des bzw. der Hebelarme.

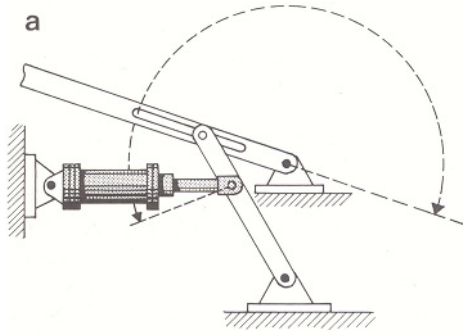


Bild 1

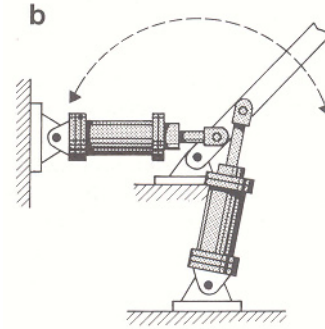


Bild 2

Abbildung 56: Ein oder zwei Zylinder mit Hebeglieder

Bewertung der Varianten:

- A..... Zwei Hydraulikzylinder mit einem Kettenrad
- B..... Zylinder – Zahnstange
- C..... Hydromotor und Getriebe
- D..... Schubkolben Hydrozylinder
- E..... Drehkolben Hydrozylinder
- F..... Ein oder zwei Zylinder mit Hebeglieder

Schwenkeinrichtung	Variante					
	A	B	C	D	E	F
<i>technische Kriterien</i>						
einfacher Aufbau	6	7	6	6	5	5
Funktionssicherheit	7	7	6	6	6	7
geringere Anschaffungskosten	6	7	5	5	6	7
geringere spielfreie Ausführung	4	6	7	7	7	6
geringer Raumbedarf	7	8	6	5	5	7
Wertigkeit	0,6	0,7	0,6	0,58	0,58	0,64

Tabelle 6: Nutzwertanalyse Schwenkeinrichtung

7.3 Vertikale Hebeeinheit

Grundvoraussetzungen für die Hebeeinheit:

- Erreichen der maximalen Hubhöhe
- Maximale Bauhöhe von 1950 mm
- Maximale Hublast von 1500 kg

7.3.1 Scherensystem

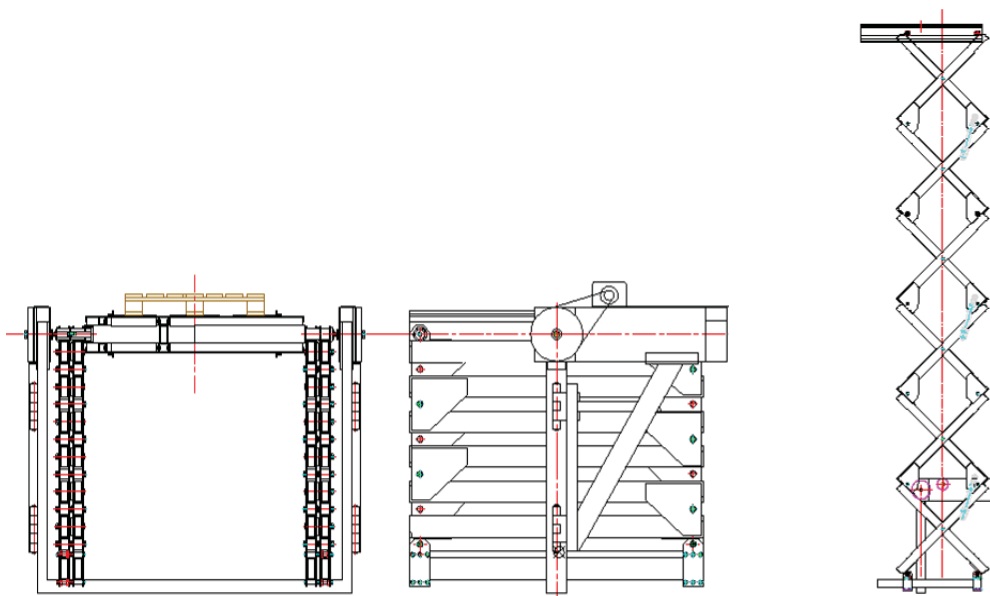


Abbildung 57: 6-fach Scherenmastbühne mit Gabel

Vorteil dieser Variante :

- Günstiger, durch Einbau kleiner Zylinder.
- Hydraulikversorgung über Leitungen in den Scherenprofilen.

Nachteil dieser Variante :

- Die Stabilität ist nicht so gut wie bei einem Auslegersystem.
- Sehr viele bewegte Teile.
- Komplizierte Ansteuerung der Hubzylinder.
- Durch die Scherenbauart ergeben sich lange Hydraulikleitungen.

7.3.2 Auslegersystem

Fertigteile des Auslegersystems mit Teleskopschüssen, Teleskopausleger nach Abbildung 26 oder der vordere Teil eines Ladekrans nach Abbildung 27 können für die Konstruktion verwendet werden. Grundvoraussetzung ist das die Gesamtbauhöhe von 1.85 m nicht überschritten und die maximale Hubgeschwindigkeit erreicht wird. Die Auslegersysteme werden nur senkrecht belastet. Bei diesen Ladekränen ist auch die Hydraulikleitungsversorgung inkludiert.

Die Darstellung der Lösung mit Teleskopausschüben mit U-Profilen wird in Abbildung 58 dargestellt. Um die maximale Hubhöhe mit dieser Variante zu erreichen, werden die Ausleger hintereinander geschaltet. Bild 2 zeigt das erste und zweite Auslegerglied in der Ausfahrstellung. Bild 3 zeigt die Plattform mit dem dritten und vierten Auslegerglied in der Ausfahrstellung.

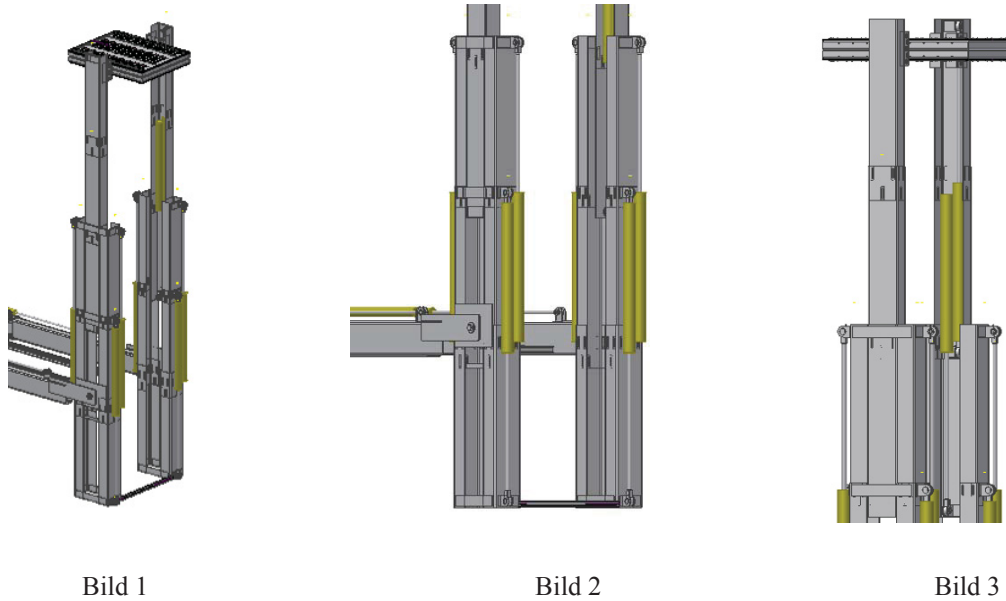


Abbildung 58. Vertikaler Teleskopausleger

Vorteil dieser Variante:

- Kompakte Bauweise

Nachteil dieser Variante:

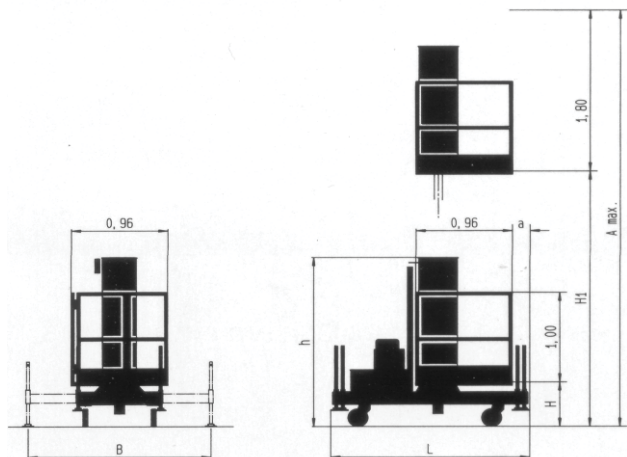
- Benötigt maximale Bauhöhe (1.9 m) für maximale Hubhöhe.
- Größere Anzahl von Zylindern erforderlich.

7.3.3 Vierfach-Teleskopzylinder

Teleskopzylinder haben den Nachteil, dass sie nur in eine Richtung ausgefahren werden können. Ein Senken der Last ist ausschließlich mit Schwerkraft möglich. Es ist also kein Problem eine Last von oben zu senken. Wenn eine Last von unten gehoben wird, muss man zuerst die Gabel um 180° drehen. Das Ausfahren wird durch Teleskopzylinder ausgeführt. Das Einfahren kann nun nicht mehr mit der Schwerkraft erfolgen. Die Einfahrhilfe besteht aus einem Seilzug, der über einen Flaschenzug und einem Hydraulikzylinder den Teleskopzylinder zurückzieht.

Beispiel einer Teleskophebebühne:

Die Hebebühne in Abbildung 59 ist für eine Tragkraft von 165 kg ausgelegt. Da solche Hebebühnen für den Personentransport zugelassen sind, unterliegen sie höheren Sicherheitsvorschriften. Das bedeutet dass die Förderlast bei Gütertransport um einiges höher liegt.



KU	A max.	H1	H	h	L	B	a	G kg
5	5.35	3.55	0.55	1.91	1.98	1.82	0.18	670
7	6.63	4.83						700
8	7.80	6.00						740
9	8.87	7.07						785

ca.-Maße in m

G = ca.-Gewicht, betriebsbereit

Abbildung 59: Allzweckbühne Typ KU, Firma: Kuli

Bewertung der Varianten:

- A..... Scherensystem
- B..... Auslegersystem
- C..... Vierfach-Teleskopzylinder

Vertikale Hebeeinheit	<i>Variante</i>		
<i>technische Kriterien</i>	A	B	C
einfacher Aufbau	5	7	7
Funktionssicherheit	6	8	7
geringere Anschaffungskosten	6	8	7
geringeres Gewicht	6	7	7
Wertigkeit	0,58	0,75	0,7

Tabelle 7: Nutzwertanalyse vertikale Hebeeinheit

7.4 Betriebsarten des Förderwagens**7.4.1 1 Hydromotor**

Der Förderwagen besitzt nur einen Hydromotor der über ein hydraulisches Schaltgetriebe jeweils eine von zwei Achsen antreiben kann. Die erste Achse ist für den Radantrieb des Förderwagens, die zweite Achse für den Antrieb der Förderrollen des Förderwagens sowie der Plattform verantwortlich. Diese Achsen können über eine Rollenkette oder über Zahnriemen mit der Antriebsachse verbunden sein.

Vorteil dieser Variante:

- Es wird nur ein Hydromotor benötigt.

Nachteil dieser Variante:

- Zusätzliche Bremse für Antriebsräder und Förderrollen erforderlich.
- Schaltbares Getriebe mit zwei Abtriebswellen sehr teuer.

7.4.2 2 Hydromotoren

Der erste Hydraulikmotor ist für den Radantrieb des Förderwagens zuständig. Der zweite Hydraulikmotor ist für die Bewegung der Förderrollen vom Förderwagen und der Plattform zuständig. Beide Motoren können mit einer Rollenkette oder über Zahnriemen mit der Antriebsachse verbunden sein.

Vorteil dieser Variante :

- Zwei unabhängig arbeitende Systeme.
- Der Hydraulikmotor des Radantriebes kann als Bremse verwendet werden. Wenn die Palette von der Plattform auf den Förderwagen geschoben wird kann der Förderwagen eingebremst werden.

7.4.3 3 Hydromotoren

Der Antrieb des Förderwagens, der Antrieb der Förderrollen des Wagens und der Antrieb der Förderrollen der Plattform besitzen je einen Hydraulikmotor.

Vorteil dieser Variante:

- Drei unabhängig arbeitende Systeme.
- Der Wagen kann eingebremst werden.

Nachteil dieser Variante:

- Anschaffungskosten dreier Hydromotoren.
- Zusätzlich wird für den Förderrollenantrieb der Plattform ein Hydraulik-Leitungs-Nachführungs-System benötigt.

Bewertung der Varianten:

- A..... 1 Hydromotor
- B..... 2 Hydromotoren
- C..... 3 Hydromotoren

Antriebsart des Förderwagens	Variante		
	A	B	C
<i>technische Kriterien</i>	A	B	C
einfacher Aufbau	6	8	4
Funktionssicherheit	6	7	8
geringere Anschaffungskosten	6	8	5
geringeres Gewicht	7	7	6
Wertigkeit	0,63	0,75	0,58

Tabelle 8: Antriebsarten des Förderwagens

7.5 Festantriebsförderrolle

Allgemein:

Beim Palettentransport tragen normalerweise aufgrund der spezifischen Eigenschaften einer Palette nur ca. zwei Drittel der sich unter dem Fördergut befindenden Rollen. Für zuverlässiges Funktionieren, auch unter ungünstigen Einsatzbedingungen, sollen die Lager gegen Spritzwasser geschützt sein. In Feuchtbereichen sollten Niro-Kugellager, sowie Rollen aus verzinkten Stahlrohren oder Niro-Rohren gegen Korrosion verwendet werden. Durch die Befestigung mittels Schrauben im Profil (Innengewindeachse der Rollen) ergibt sich eine sehr stabile Achsausführung. Rollenachsen und Profile stabilisieren sich gegenseitig, sodass im Vergleich zur losen Einspannung höhere Rollenbelastung möglich ist.

7.5.1 Tangentialer Antrieb mit Kette

Der tangentielle Antrieb (mittels Kette) zeichnet sich durch seinen guten Wirkungsgrad und seine einfache Konstruktion aus. Die Einbaulänge der Rolle ist kürzer als bei einem Antrieb von Rolle zu Rolle. Eine einzelne Kette treibt alle Rollen einer Bahn an. Die Kette wird durch ein Kettenführungsprofil aus Spezialkunststoff auf das entsprechende Kettenrad gedrückt. Die in die Kette eingreifenden Zähne einer Rolle übertragen nur die für die einzelne Rolle notwendige Antriebsleistung. Die Kette kann wahlweise auf der Unter- oder Oberseite der Rollen entlang geführt werden. Eine exakte Positionierung der Kettenführung zur Rolle ist notwendig (max. 0.5 mm). Der Rollenabstand ist frei wählbar. Die Motorstation wird meist mit einer Vorrichtung zur Einstellung der Kettenspannung ausgerüstet.

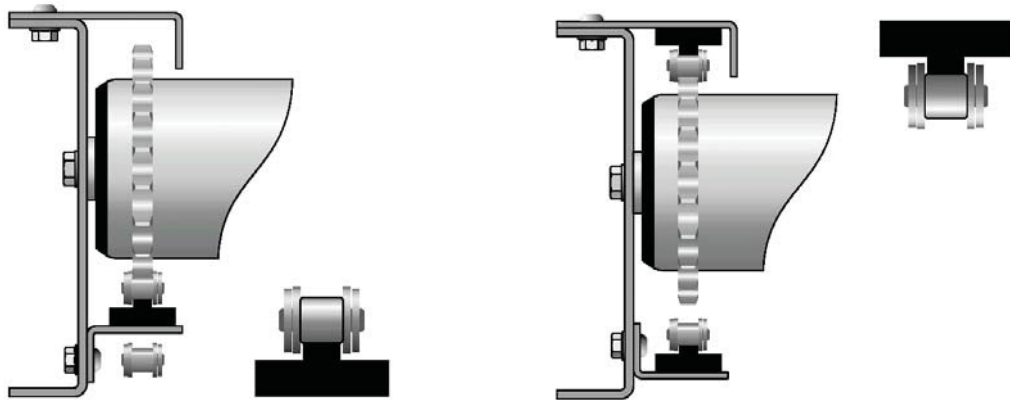


Abbildung 60: Tangentialer Antrieb mit Kette

Vorteil dieser Variante:

- Leichter Ein- und Ausbau

Nachteil dieser Variante:

- Laufgeräusche der Kette
- Höheres Gewicht

7.5.2 Kettenantrieb von Rolle zu Rolle

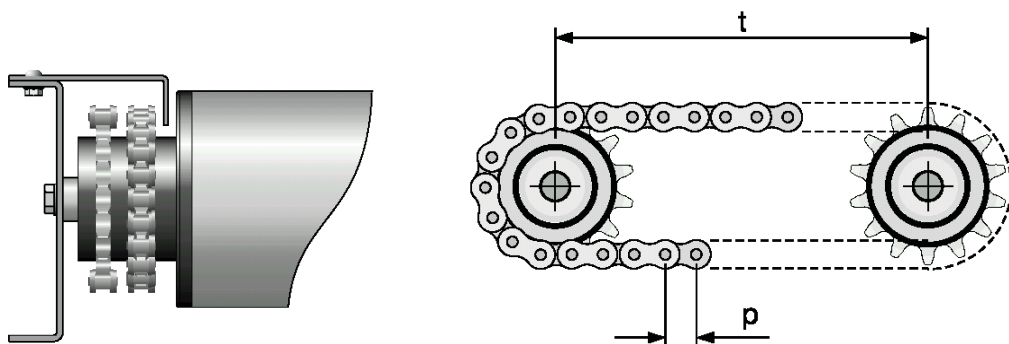


Abbildung 61: Kettenantrieb von Rolle zu Rolle

Auch hier handelt es sich um einen einfachen Aufbau, aber es bestehen einige konstruktive Einschränkungen bei der Verwendung dieser Antriebsart. Es wird keine Kettenführung benötigt, jedoch ist die Rollenteilung (Abstand von Rolle zu

Rolle) abhängig von der Größe der Kette und es müssen enge Toleranzen eingehalten werden. Die Kette soll nachspannbar sein.

Nachteil dieser Variante:

- Komplizierte Konstruktion
- Hohes Gewicht
- Schwieriger Ein- und Ausbau

7.5.3 Antrieb von Rolle zu Rolle mit Zahnriemen

Zahnriemenantriebe laufen geräuscharm, sind wartungsfrei und lassen sich bei hohen Antriebsgeschwindigkeiten einsetzen. Wie beim Kettenantrieb ist die Rollenteilung in Grenzen vorgegeben. Die Toleranzen für die Rollenteilung t ist 0 bis -0.3 mm bei Spezialzahnriemen.

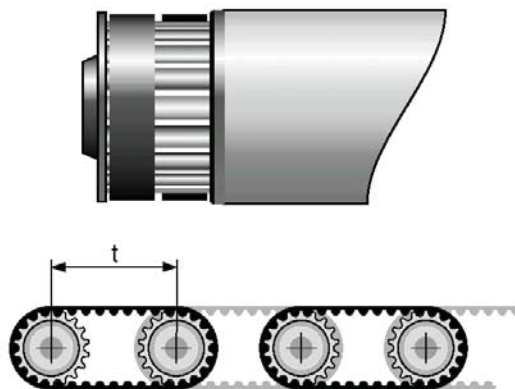


Abbildung 62: Zahnriemenantrieb

Vorteil dieser Variante:

- Geringe Geräusentwicklung
- Leichte Bauweise

Nachteil dieser Variante:

- Schwerer Ein- und Ausbau

Bewertung der Varianten:

- A..... Tangentialer Antrieb mit Kette
- B..... Kettenantrieb von Rolle zu Rolle
- C..... Antrieb von Rolle zu Rolle mit Zahnriemen

Festantriebsförderrolle	Variante		
	A	B	C
<i>technische Kriterien</i>			
einfacher Aufbau	8	7	7
Funktionssicherheit	7	8	8
geringere Anschaffungskosten	8	7	7
geräuscharm	6	6	8
geringeres Gewicht	7	6	8
<i>Wertigkeit</i>	0,72	0,68	0,76

Tabelle 9: Nutzwertanalyse Festantriebsförderrolle

7.6 Förderrollenantrieb der Plattform**Allgemein:**

Die Förderrollen der Plattform sollen mit dem Antrieb des Förderwagens angetrieben werden, damit die Plattform keine Hydraulikversorgung benötigt. Nur in der vertikalen Einfahrstellung der Plattform und der horizontalen Ausfahrstellung des Förderwagens wird die Antriebseinheit des Förderwagens mit den Förderrollen der Plattform gekoppelt.

Da die Bewegung des Förderwagens für das Ein- und Ausfahren weniger Zeit benötigt als die vertikale Hebeeinrichtung, steht der Förderwagen in der Ausfahrstellung bevor die Plattform die Einfahrstellung einnimmt.

7.6.1 Antrieb mit Reibräder

Sobald sich der Förderwagen in der Ausfahrstellung und die Plattform sich in der Einfahrposition befinden, sind die Reibräder im Eingriff: Für die Lage der Reibräderachsen wird ein Einbauwinkel von 45° vorgeschlagen. Der Anpressdruck wird durch das Einfahren der vertikalen Hebeeinrichtung in die Einfahrstellung er-

zwungen. Nach Einschalten des Hydraulikmotors setzen sich beide Förderrollensysteme in Bewegung.

Vorteil dieser Variante:

- Geräuscharmer Lauf

Nachteil dieser Variante:

- Erfordert Anpressdruck zwischen den Reibrädern
- Große Baulänge der Reibräder (großer Berührfläche)
- Verschleiß

7.6.2 Antrieb mit Zahnräder

Sobald sich der Förderwagen in der Ausfahrstellung und die Plattform sich in der Einfahrposition befinden, sind die Zahnräder im Eingriff. Nach Einschalten des Hydraulikmotors setzen sich beide Förderrollensysteme in Bewegung.

Vorteil dieser Variante:

- Geringer Platzbedarf
- Verschleißfrei
- Benötigt keinen Anpressdruck

Nachteil dieser Variante:

- Geräuschentwicklung

Bewertung der Varianten:

- A..... Antrieb mit Reibräder
- B..... Antrieb mit Zahnräder

Förderrollenantrieb der Plattform	<i>Variante</i>	
<i>technische Kriterien</i>	A	B
einfacher Aufbau	7	8
Funktionssicherheit	6	8
geräuscharm	8	7
geringer Einbauraum	5	8
Wertigkeit	0,65	0,78

Tabelle 10: Nutzwertanalyse Förderrollenantrieb der Plattform

7.7 Förderrollenbremse der Plattform

Wenn die Plattform keine eigene Antriebseinheit für die Förderrollen hat, muss aus Sicherheitsgründen der Förderrollenantrieb der Plattform mit einer Bremse ausgestattet sein. Wenn die Palette beschleunigt gehoben oder verzögernd gesenkt wird, kann es durch Absenkung des horizontalen Rahmens zu einer geringen Schrägstellung der Plattform kommen. Dadurch kann die Palette auf den Förderrollen in Bewegung gesetzt werden. Sobald die Plattform in die Grundstellung einfährt muss also diese Bremse gelöst werden. Das Lösen der verriegelten Bremse wird durch einen drehbaren, federnd belasteten Hebel erreicht, der auf der Plattform montiert ist. Nach dem Ausfahren aus der Grundstellung der vertikalen Einheit wird die federnd belastete Bremse arretiert. Das Bremsmoment ist klein, die Bremse wirkt auf die stillstehende Welle.

7.7.1 Backenbremse

Einfache Backenbremse:

Um für beide Drehrichtungen die gleiche Bremskraft zu erreichen, muss der Bremshebel so ausgeführt werden, dass der Abstand c zu null wird, d.h. dass der Drehpunkt auf der Bremsscheibentangente liegt.

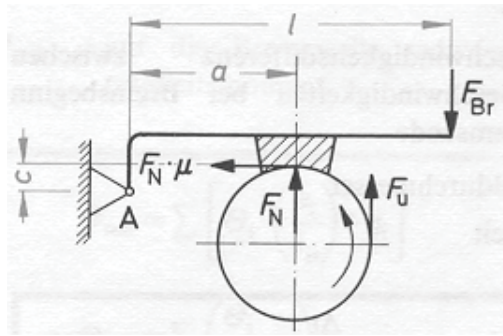


Abbildung 63: Einfach Backenbremse

- Die einfache Backenbremse ist für kleine Bremsleistungen geeignet
- Nachteil: Die Welle wird einseitig auf Biegung beansprucht

Doppelbackenbremse:

Die Anordnung von zwei Bremsbacken vermeidet den Nachteil einer in beiden Drehrichtungen Biegebeanspruchten Welle und einer ungleichmäßigen Belastung der Bremsbeläge.

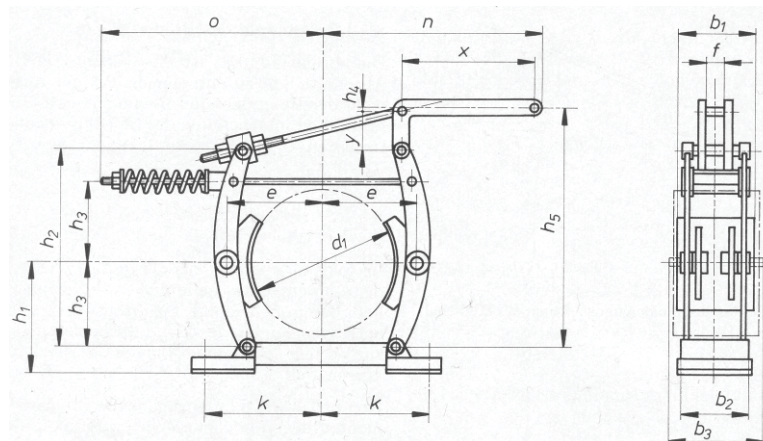


Abbildung 64: Doppelbackenbremse mit Federvorspannung

7.7.2 Summenbandbremse

Bandbremsen werden nur im Hebezeugbau verwendet. Bei dieser Bremsart wird ein mit einem Bremsbelag bewehrtes Stahlband über eine Bremsscheibe gelegt und durch Gewichte angezogen. Bei der Summenbandbremse führt man die Hebelarme a und a_1 gleich groß aus. Dadurch wird erreicht, dass die Bremskraft für beide Richtungen gleich groß ist.

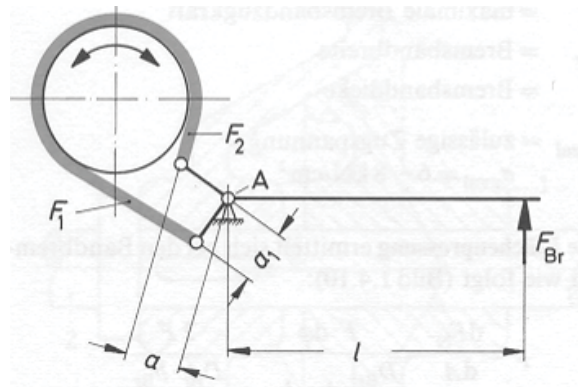


Abbildung 65: Summenbandbremse

Bewertung der Varianten:

- A..... Backenbremse
- B..... Summenbandbremse

Förderrollenbremse der Plattform	Variante	
<i>technische Kriterien</i>	A	B
einfacher Aufbau	7	8
Funktionssicherheit	6	8
Wertigkeit	0,65	0,8

Tabelle 11: Nutzwertanalyse Förderrollenbremse der Plattform

7.8 Radantrieb

Aufgaben der Räder:

- Transport des Palettenförderers im Schiffsladeraum
- Zwei Räder müssen lenkbar sein
- Die Räder sollen durch eine Höhenverstellung den Grundrahmen heben und senken können, damit man den Grundrahmen auf den Schiffsboden senken kann

Der Hydromotor ist direkt in die Räder des Fahrzeuges eingebaut. Man erhält so eine unmittelbare Kraftübertragung ohne zwischenschalten eines Differentialgetriebes.

7.8.1 Schnellläufer mit Untersetzungsgetriebe

Es werden handelsübliche Hydromotoren mit angeschlossenem Untersetzungsgetriebe eingesetzt. Es können auch Konstruktionen verwendet werden, bei denen der Hydromotor, der auch verstellbar sein kann, in das Getriebe so integriert wird, dass das Drehmoment über ein innen verzahntes Holrad übertragen wird. Die Felge ist direkt mit dem Holrad verschweißt.

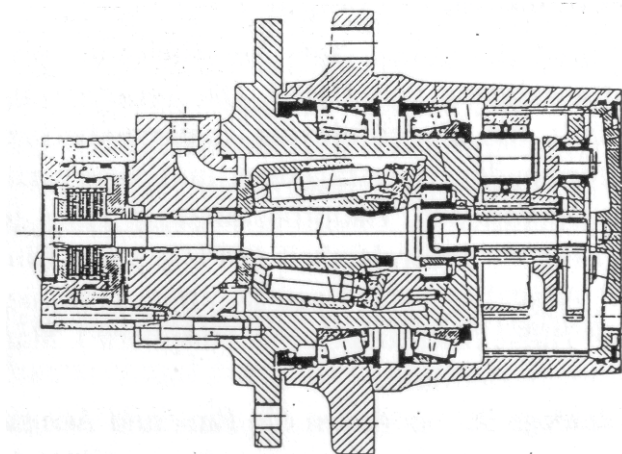


Abbildung 66: Schnellläufer mit Untersetzungsgetriebe

Nachteil dieser Variante:

- Hohe Anschaffungskosten
- Benötigt großen Einbauraum

7.8.2 Langsam laufender Radmotor

Innen beaufschlagter Langsamläufer, der so aufgebaut ist, dass die Welle fest steht und das Gehäuse, das mit der Felge verbunden ist, sich dreht (Abbildung 67). Es handelt sich hier durchwegs um Mehrhubmotoren. Die Kolben machen im Allgemeinen 6 bis 12 Hübe / Umdrehung, was zu einem großen Schluckvolumen führt.

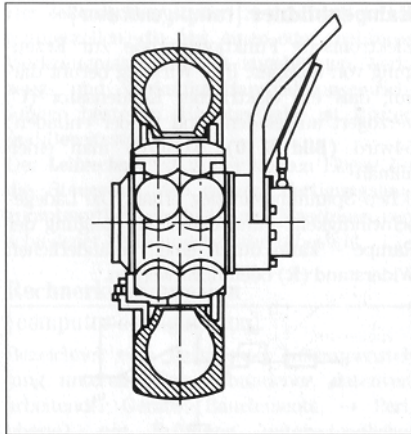


Bild 1

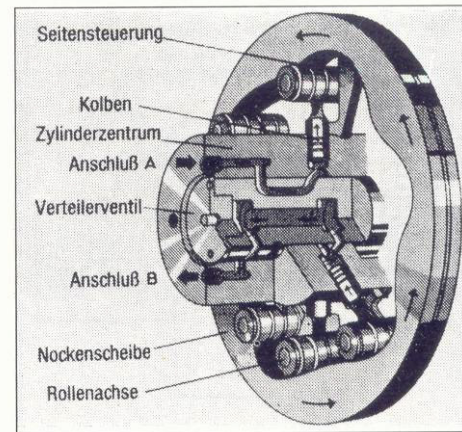


Bild 2

Abbildung 67: Innen beaufschlagter Radialkolbenmotor

Vorteil dieser Variante:

- Kompakte Bauweise
- Niedrige Anschaffungskosten

Bewertung der Varianten:

- A..... Schnellläufer mit Untersetzungsgetriebe
- B..... Langsam laufender Radmotor

Radantrieb	Variante	
	A	B
<i>technische Kriterien</i>		
einfacher Aufbau	6	7
geringere Anschaffungskosten	6	8
geringer Einbauraum	5	7
<i>Wertigkeit</i>	0,57	0,73

Tabelle 12: Nutzwertanalyse Radantrieb

7.9 Höhenverstellung der Räder

Die Höhenverstellung der Räder benötigt man:

- um den Palettenförderer in gehobener Position im Laderaum zu bewegen,
- um den Palettenförderer beim Andocken mit dem unteren Andockprofil auf den Schiffslukenrand zu setzen und
- um die Räder während der Förderung nicht zu belasten.

7.9.1 Druckfeder

Wenn die oberen Andockzylinder ausfahren, werden die Druckfedern aller 4 Räder zusammengedrückt und der Grundrahmen senkt sich auf den Schiffsboden.

7.9.2 Hydraulikzylinder

Die Höhenverstellung erfolgt über ein schwenkbar montiertes Rad, das mit einem Hydraulikzylinder bewegt wird. Der Grundrahmen kann durch Ansteuerung aller vier Zylinder gesenkt oder gehoben werden.

7.9.3 Exzentrisch gelagert

Die Räder sind exzentrisch gelagert. Der Grundrahmen kann mit einem am Rad montierten Hebel vom Schiffsboden gehoben und gesenkt werden.

7.9.4 Gewindestange

Die Räder können durch Drehung einer Gewindestange, auf der eine Handkurbel montiert ist, gehoben und gesenkt werden.

Bewertung der Varianten:

- A..... Druckfeder
- B..... Hydraulikzylinder
- C..... Exzentrisch gelagert
- D..... Gewindestange

Höhenverstellung der Räder	Variante			
<i>technische Kriterien</i>	A	B	C	D
einfacher Aufbau	6	5	7	7
Funktion	5	7	8	7
geringere Anschaffungskosten	7	6	8	7
<i>Wertigkeit</i>	0,6	0,6	0,77	0,7

Tabelle 13: Nutzwertanalyse Höhenverstellung der Räder

7.10 Abstützung des Grundrahmens***Allgemein:***

Die Abstützung des Grundrahmens hat die Aufgabe, den Rahmen am Ende des Palettenförderers auf den Schiffsboden nieder zu halten.

7.10.1 Verriegelungsplatte

Nach dem Absenken des Grundrahmens wird dieser mittels eines Bolzens, mit einer Metallplatte die am Schiffsboden montiert ist, fixiert.

Vorteil dieser Variante:

- Einfache Bauweise
- Kostengünstige Konstruktion

Nachteil dieser Variante:

- Unfallgefahr durch eine montierte Platte am Schiffsboden

7.10.2 Deckenabstützung

Der Palettenförderer wird mit zwei Zylindern, die am Ende des Grundrahmens auf zwei vertikal stehenden Profilen befestigt sind, von der Laderaumdecke auf den Schiffsboden gedrückt.

Vorteil dieser Variante:

- Keine am Schiffsboden montierten Teile, daher keine Unfallgefahr

Nachteil dieser Variante:

- Es werden zusätzlich zwei Zylinder benötigt

Bewertung der Varianten:

- A..... Verriegelungsplatte
- B..... Deckenabstützung

Abstützung des Grundrahmens	Variante	
	A	B
<i>technische Kriterien</i>		
einfacher Aufbau	8	6
Funktionssicherheit	5	8
<i>Wertigkeit</i>	0,65	0,7

Tabelle 14: Nutzwertanalyse Abstützung des Grundrahmens

7.11 Zusammenfassung der Variantenauswahl

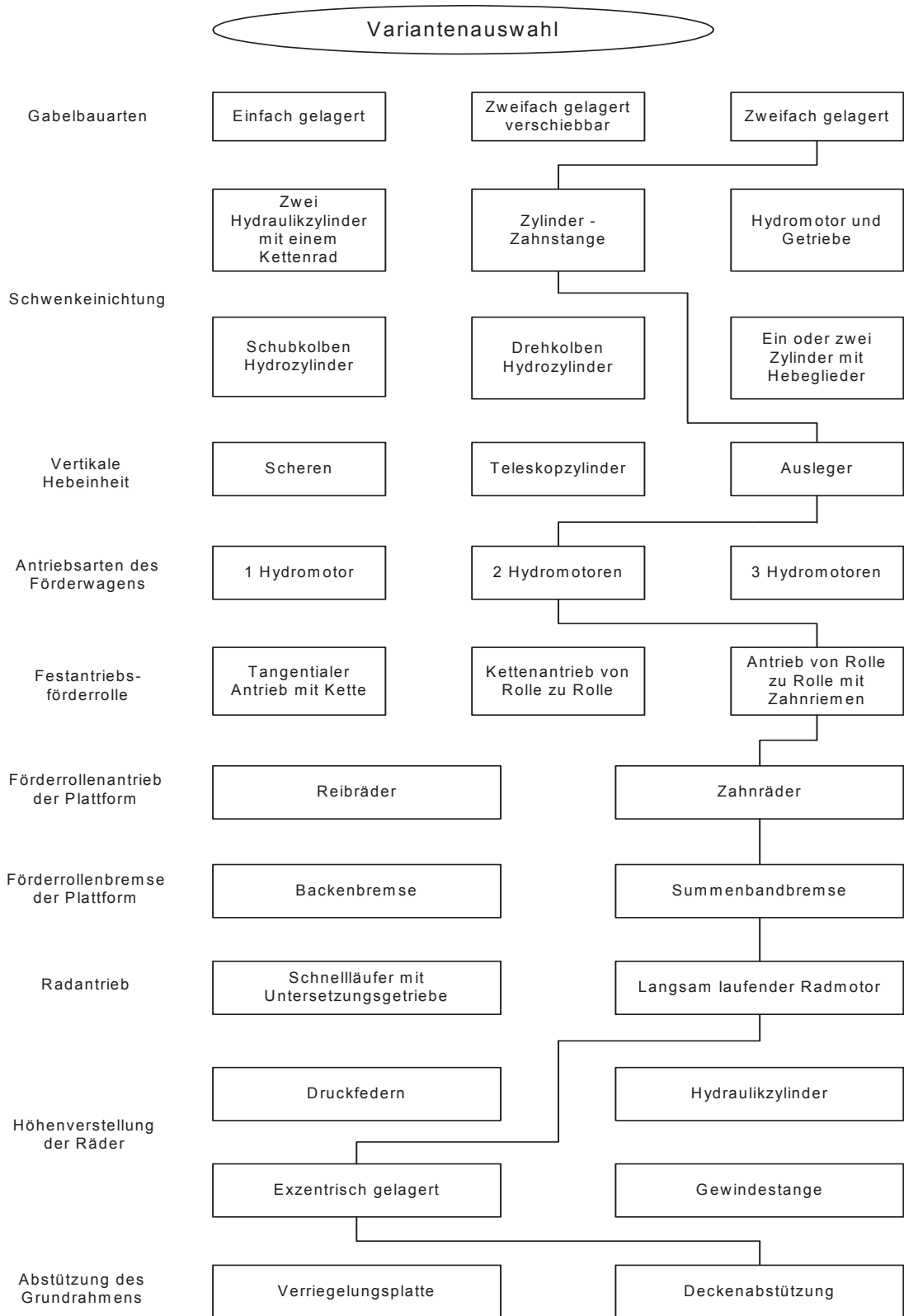


Abbildung 68: Variantenauswahl

8 3 - Dimensionale Darstellung des Palettenförderers

8.1 Darstellung der wichtigsten Komponenten

8.1.1 Gleitplatten des horizontalen Teleskopauslegers

Die Gleitplatten aus Kunststoff, meist mit Schmierstoff versetztem Polyamid, stützen die Auslegerschüsse aufeinander ab. Die Fläche der Gleitplatten ist abhängig von der Flächenpressung. Die Gleitplattenhalter werden auf dem Rahmen angeschweißt. Die Gleitplatten werden in die Gleitplattenhalter eingelegt, sie sind um 2-3 mm höher als der Gleitplattenhalter.

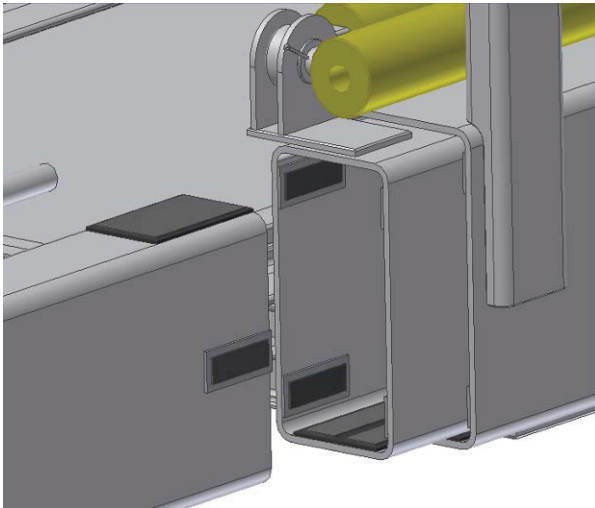


Bild 1

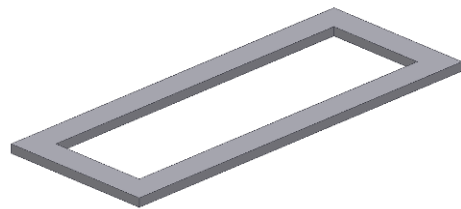


Bild 2

Abbildung 69: Gleitplatten Einbau im horizontalen Teil

Ausgleich der Absenkung:

Um die Absenkung des horizontalen Teleskoprahmens durch das Eigengewicht der vertikalen Hebeeinheit zu verringern, können Gleitplatten mit unterschiedlicher Höhe eingebaut werden. Der Teleskoprahmen fährt dann nicht mehr waagrecht aus, sondern mit leichter Neigung nach oben aus. Die Absenkung durch das

Eigengewicht wird durch das schräge Ausfahren der Teleskoprahmen ausgeglichen. Eine Absenkung erfolgt dann nur durch das Palettengewicht.

Gewichtsverringering:

Durch Bohrungen in der neutralen Faser der Profile könnte das Gewicht der horizontalen Teleskopausleger verringern.

8.1.2 Gleitplatten des vertikalen Teleskopauslegers

Da die vertikalen Gleitplatten nur kleine Belastungen aufnehmen, werden sie in die Ausnehmungen des Auslegers eingelegt. Diese Konstruktion hat den Vorteil, dass die Abmessung des gesamten Auslegersystems kleiner wird (Abbildung 71).

Gewichtsverringering:

Eine Gewichtsverringering der vertikalen Hebeeinheit könnte durch Bohrungen an den Längs U-Trägern erfolgen, an allen Stellen wo keine Gleitplattenaufläachen vorhanden sind.

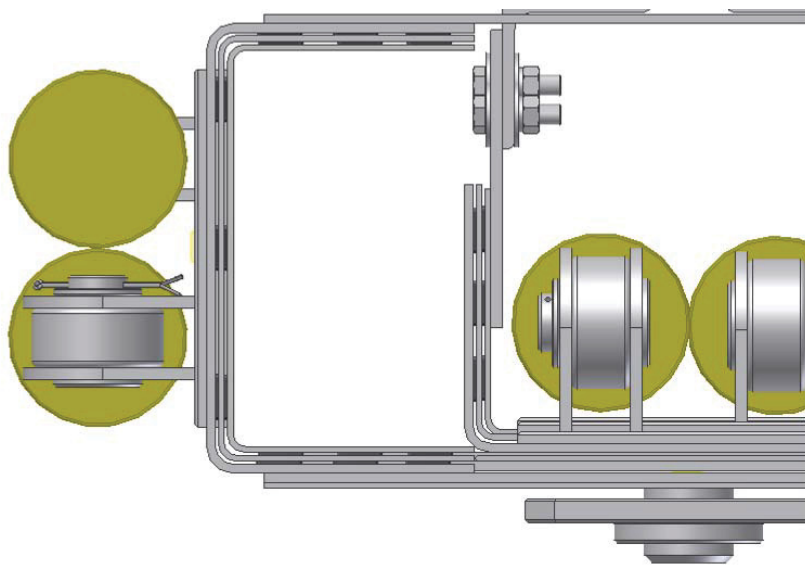


Abbildung 70: Teilansicht des vertikalen Teleskopauslegers

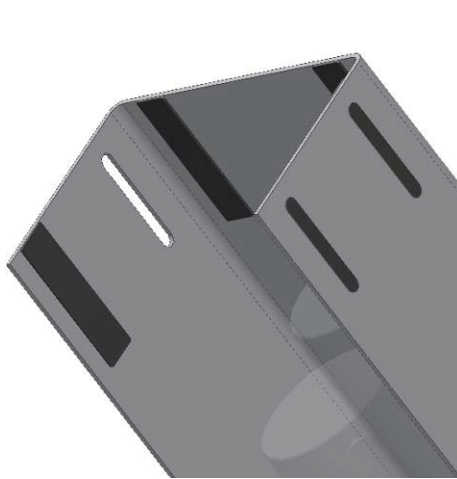


Bild 1

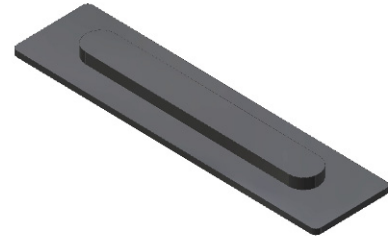


Bild 2

Abbildung 71: Gleitplattenanordnung am U-Träger mit Gleitplattenprofil

8.1.3 Gummipuffer für den Förderwagen

An den Anfangs- und Endpunkten der Förderwagenstrecke werden Gummipuffer für den Förderwagen befestigt. Bevor der Förderwagen die Endposition für das Ein- und Ausfahren erreicht, soll der Wagen an den am Grundrahmen montierten Gummipuffern anliegen.

8.1.4 Verriegelung der Gabel

Um die Gabel vor und nach der 180° Drehung zu sichern, benötigt man einen Verriegelungsbolzen der vor dem Schwenken per Hand herausgedreht wird. Der Bolzen wird am äußeren Blech (Abbildung 72) mit einer Kette befestigt. Die Verriegelung kann auch hydraulisch erfolgen.

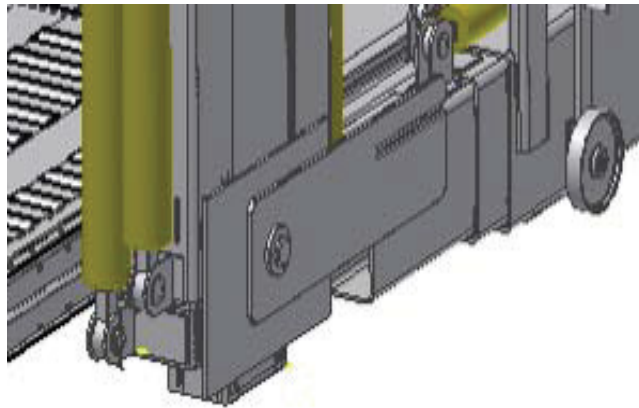


Abbildung 72: Drehachse der Gabel

8.1.5 Bewegungsablauf der ausschiebbaren Schienen

Der erste Teleskoprahmen ist der, auf dem die Gabel montiert ist. Der erste und der zweite Teleskoprahmen müssen sich gleichzeitig bewegen. Abbildung 73 zeigt den Palettenförderer in der horizontal ausgefahrenen Stellung. Der Förderwagen ist in dieser Abbildung nicht dargestellt.

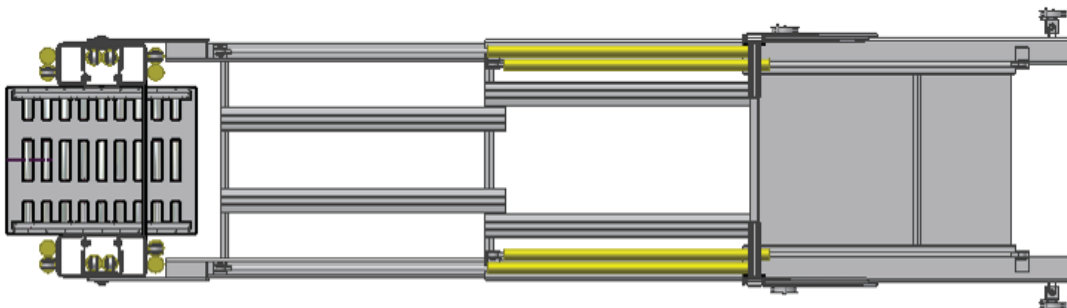


Abbildung 73: Schienensystem ausgefahren mit Teleskoprahmen

Die Achsen des Förderwagens sind zugleich die Räder des Wagens. Es werden pro Achse 4 Standlager verwendet (Abbildung 74). Die Lauffläche der Räder (Welle) liegt jeweils links und rechts von den Standlagern.

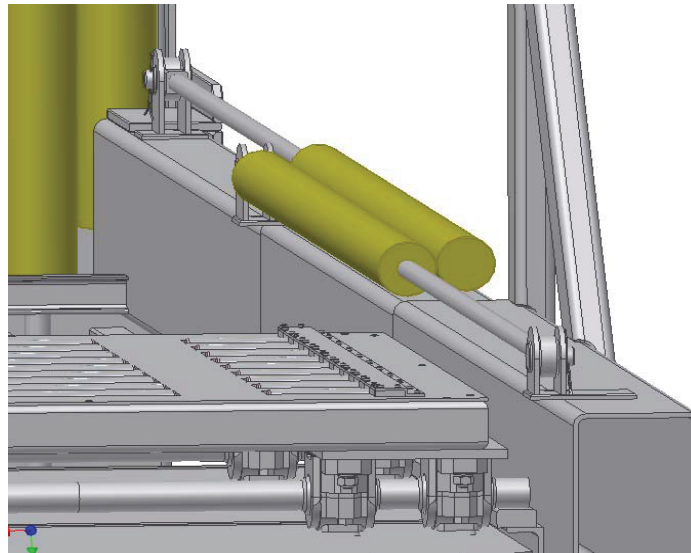


Abbildung 74: Hydraulikzylinder-Anordnung

Der erste Zylinder ist auf dem zweiten Auslegerglied montiert, die Kolbenstange ist mit dem Grundrahmen verbunden. Der zweite Zylinder ist seitenverkehrt mit dem ersten Zylinder, und die Kolbenstange ist mit dem ersten Auslegerglied verbunden. Beide Auslegerglieder sollen gleichzeitig ausfahren. Die stetig teleskopierbaren Systeme haben im Allgemeinen, im mittleren Bereich der Ausladung eine größere Tragfähigkeit als die schrittweise ausschiebenden Konstruktionen.

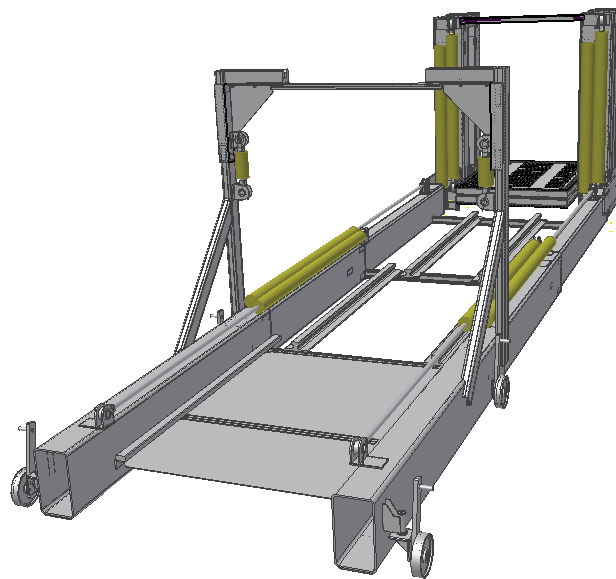


Abbildung 75: Ausschiebbares Schienensystem ohne Förderwagen

In Tabelle 15 wird eine Auswahl der Kranschiene dargestellt.

Type	k	b	h	e_x	I_x cm ⁴	I_y cm ⁴	Masse kg/m	r
A 45	45	125	55	33,1	91	169	22	4
A 55	55	150	65	38,8	182	337	32	5
A 65	65	175	75	44,4	327	609	44	6
A 75	75	200	85	50,0	545	1010	57	8
A 100	100	200	95	52,1	888	1360	75	10
A 120	120	220	105	57,0	1420	2370	101	10
F 100	100	—	80	39,1	414	541	58	10
F 120	120	—	80	39,3	499	962	70	10

Tabelle 15: Kranschiene nach DIN 536

Für den Grundrahmen wird eine Flachschiene mit abgerundeten Ecken gewählt. Für den ausziehbaren Teil werden Kranschiene nach DIN 536 Form A 65 gewählt.

8.1.6 Höhenverstellung der Räder exzentrisch gelagert

Durch den exzentrisch gelagerten Hebel kann der Grundrahmen gehoben und gesenkt werden.

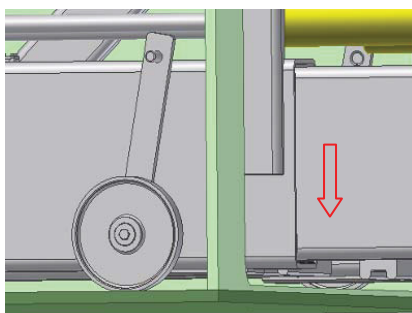


Bild 1

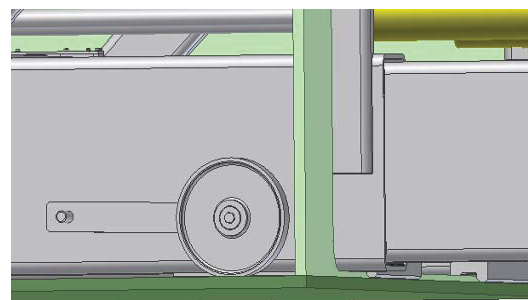


Bild 2

Abbildung 76: Höhenverstellung des Palettenförderers

8.1.7 Lage des Hydraulikaggregates

Das Hydraulikaggregat kann man je nach Größe und Bautyp entweder am Palettenförderer oder als externe Einheit aufstellen. Wenn das Hydraulikaggregat am Palettenförderer montiert werden soll, kann man es entweder am Ende der Förderstrecke, unter dem Förderwagen oder auf einer Seite des Förderers am Teleskoprahmen montieren. Wenn man zwei Aggregate verwendet, kann auf jeder Seite ein Aggregat am Teleskoprahmen befestigt werden.

8.1.8 Hydraulikversorgung der Komponenten

Allgemein:

Da die Zylinderanordnung symmetrisch der Längsachse des Palettenförderers ist, wird die Hydraulikversorgung auf einer Seite des Förderers montiert und die andere Seite kann mit Querleitungen die am Teleskoprahmen befestigt sind versorgt werden.

1.) Hydraulikversorgung des Förderwagens

Hydraulikversorgung des Radantriebes des Förderwagens und des Förderrollenantriebes kann mit einer 2-fachen Schlauchtrommel mit Motorantrieb erfolgen. Die Schlauchtrommel wird am Grundrahmen des Palettenförderers montiert. Im Gehäuse der Schlauchtrommel ist ein Motor eingebaut. Wenn der Förderwagen sich in die Einfahrposition bewegt, wird der Schlauch durch den Antrieb, in die Trommel zurückgezogen. Im Anhang auf Seite XII ist eine Skizze einer möglichen Variante mit 2 Hydraulikschläuchen 5/8" nach DIN 20022 2SN. Zeichnungsnummer: A2D 600.19.16/HYDR der Firma Haberkorn abgebildet.

2.) Hydraulikversorgung der horizontalen Schubzylinder (Teleskoprahmen)

Für den Weg der horizontalen Schubzylinder können entweder eine 2-fach Schlauchtrommel mit Rückzugfeder oder eine Energieführungskette mit zwei Schläuchen verwendet werden. Eine Leitung für den horizontalen Schubzylinder und die zweite Leitung für die vertikale Einheit.

3.) *Hydraulikversorgung der vertikalen Hubzylinder*

a.) Horizontaler Leitung

Der Leitungsanfang beginnt am Ende der ersten Schlauchtrommel oder der Energieführungskette und endet in der Nähe der vertikalen Einheit. Für diesen Weg kann eine Schlauchtrommel oder eine zweite Energieführungskette verwendet werden. Die Einheit wird in der Nähe der vertikalen Einheit am Grundrahmen montiert.

b.) Leitung für den Schwenkbereich der Gabel

Bei der Schwenkbewegung der Gabel, wobei der Winkel 180° beträgt, kann ein Umlenkblock verwendet werden.

c.) Leitung vom Schwenkbereich der Gabel bis zur halben Zylinderhöhe

Die Leitung kann am ersten vertikalen Rahmen montiert werden.

d.) Leitung von der halben Zylinderhöhe bis zum nächsten Zylinder

Werden mit flexiblen Schläuchen oder mit einer Energieführungskette versorgt.

e.) Leitung zwischen den Zylinder

Werden mit flexiblen Schläuchen oder mit einer Energieführungskette versorgt.

8.1.9 Endschalterbezeichnung und Lage

E1.....Endschalter Wagen ausgefahren

E2..... Endschalter Wagen eingefahren

E3..... Endschalter für Palette eingefahren, am Förderwagen

E4.....Endschalter für die Drehbewegung der Gabel für das Heben

E5.....Endschalter für die Drehbewegung der Gabel für das Senken

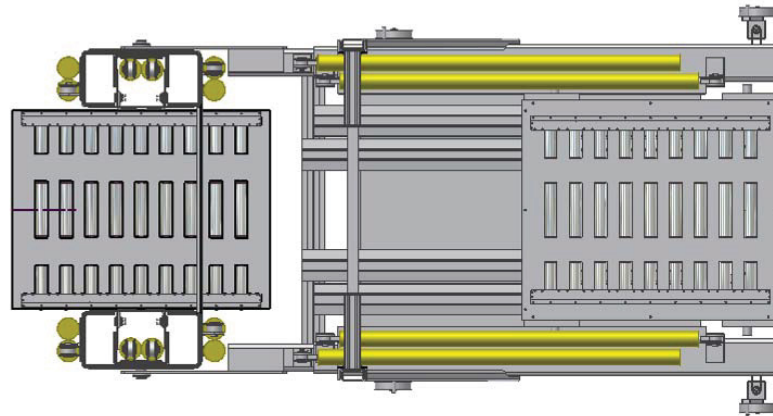


Abbildung 80: Ansicht des Palettenförderers von oben

Der Bewegungsablauf wird in vier Schritte unterteilt:

- 1.) Andocken
- 2.) Schwenken
- 3.) Anfahren der Arbeitsstellung
- 4.) Arbeitszyklus für das Heben und Senken

Grundvoraussetzungen für das Andocken:

1. Alle Zylinder der horizontalen und vertikalen Hebeeinrichtung müssen eingefahren sein.
2. Die Hebeeinheit muss sich in der Hebestellung befinden.
3. Die Hebeeinheit muss verriegelt sein.
4. Der Förderwagen muss eingefahren sein.
5. Der Palettenförderer muss gehoben werden.
6. Der Palettenförderer wird durch manuelles verschieben in Grundstellung gebracht, d.h. der untere Schiffslukenrand muss bündig mit dem unteren Andockprofil sein.
7. Palettenförderer wird mit der Höhenverstellung der Räder abgesenkt.

8.2.1 Andocken

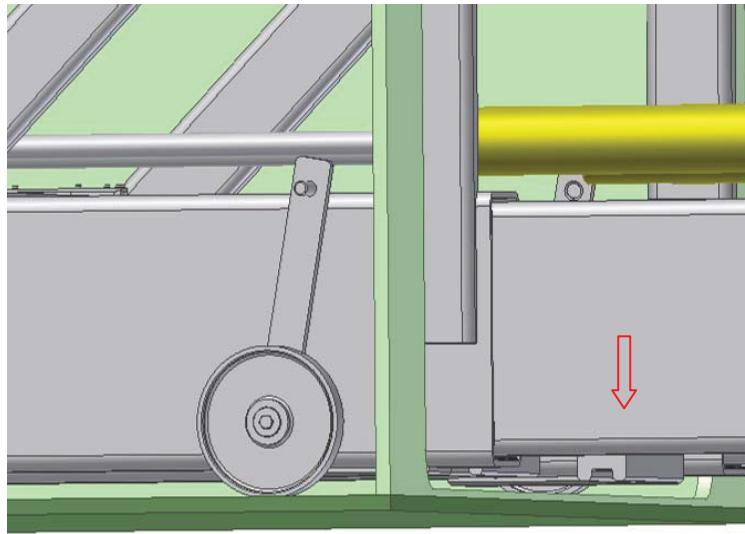


Abbildung 81: Palettenförderer in Grundstellung

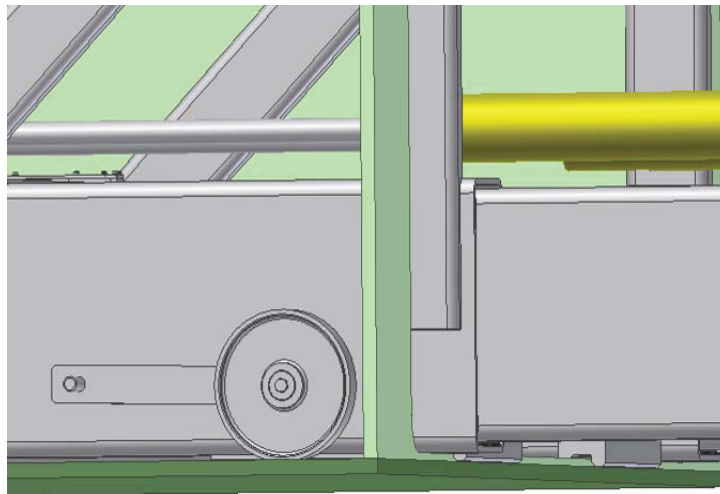


Abbildung 82: Palettenförderer abgesenkt

1. Palettenförderer wird mit der Höhenverstellung der Räder abgesenkt. Das untere Andockprofil schiebt sich über den unteren Schiffslukenrand (Abbildung 82).
2. Die obere Andockeinheit wird ausgefahren.

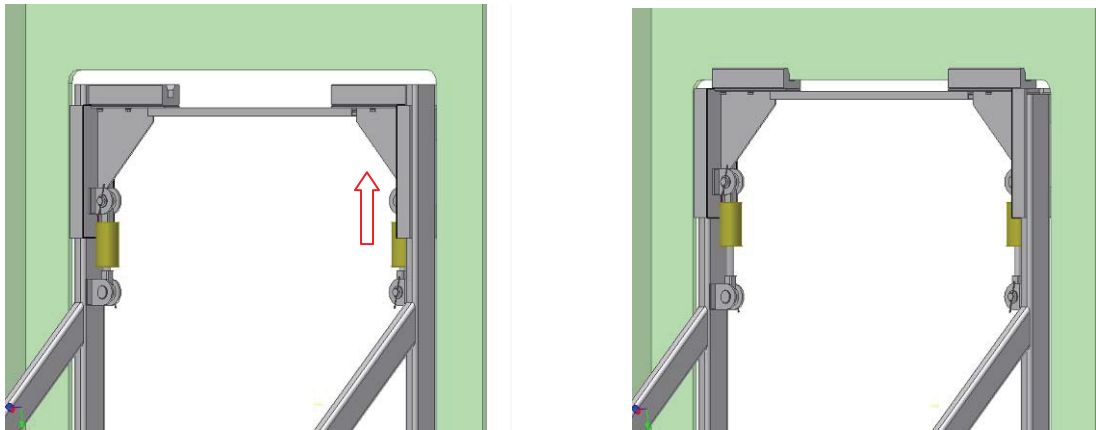


Bild 1

Bild 2

Abbildung 83: Andockeinheit

- Die auf dem Grundrahmen montierten Abstützzylinder werden ausgefahren (Deckenabstützung wird nicht dargestellt).

8.2.2 Schwenken

Begriffserklärung :

Senkstellung..... d.h. die Last von oben senken

Hebestellung..... d.h. die Last von unten heben

Grundvoraussetzungen für das Schwenken :

- Der Palettenförderer muss sich in der Andockstellung für das Heben oder Senken befinden.

a) Schwenken von Hebestellung in Senkstellung

- Für das Schwenken der Gabel wird der Schalter von heben auf senken umgeschaltet.
- Die Gabel wird entriegelt.
- Der Hydraulikzylinder der Drehvorrichtung schiebt die Zahnstange nach vor und dreht die Gabel.
- Der Hydraulikzylinder wird durch den Endschalter E4 ausgeschaltet, wenn sich die Gabel in der 180° Stellung befindet.
- Die Gabel wird verriegelt.

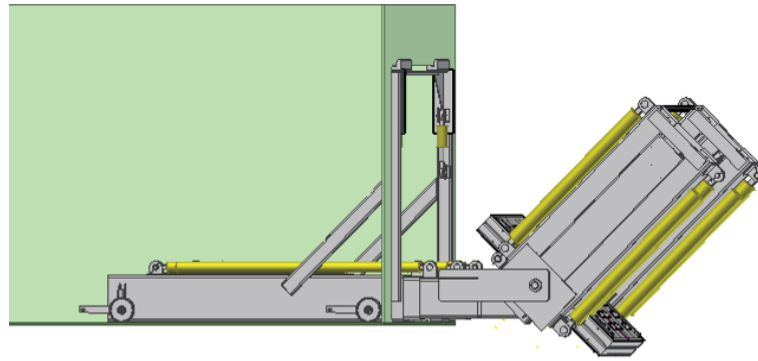


Abbildung 84: Gabel Schwenken

b) Schwenken von Senkstellung in Hebestellung

1. Der Schalter Schwenken wird von senken auf heben umgeschaltet.
2. Die Gabel wird entriegelt.
3. Der Hydraulikzylinder der Schwenkeinrichtung schaltet sich ein und dreht die Gabel um 180° .
4. Der Hydraulikzylinder wird durch den Endschalter E5 ausgeschaltet, wenn die Gabel sich in der 0° Stellung befindet.
5. Die Gabel wird verriegelt.

8.2.3 Anfahren der Arbeitsstellung

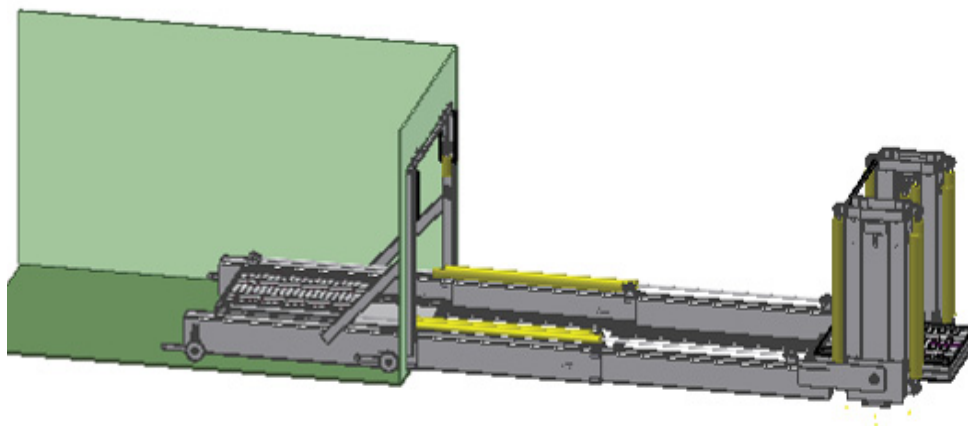


Abbildung 85: Horizontales Ausfahren

Anfahren der Arbeitspunktes X:

Der horizontal ausfahrbare Rahmen wird über die jeweils am linken und rechten Teleskoprahmen montierten Schubzylinder in die gewünschte Arbeitsstellung gebracht.

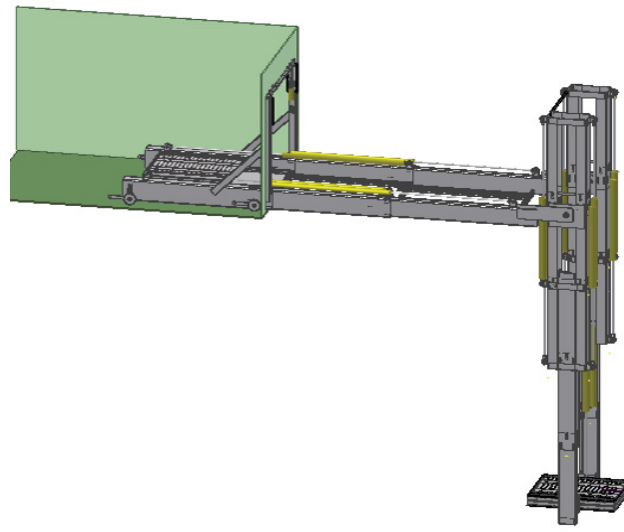


Abbildung 86: Vertikales Ausfahren

Anfahren der Arbeitspunktes Y:

Der vertikale Teleskoprahmen wird über die Schubzylinder in die gewünschte Arbeitshöhe gefahren.

Nun können die Daten X, und Y des Arbeitspunktes, P(X/Y) an die Steuerung übermittelt werden.

8.2.4 Arbeitszyklus für das Heben und Senken*Allgemein:*

Nun kann die Palette mit dem Gabelstapler auf die Plattform gestellt werden. Durch drücken der Start Taste wird der Arbeitszyklus von der Steuerung abgefahren, ausgehend von Arbeitspunkt P(X/Y).

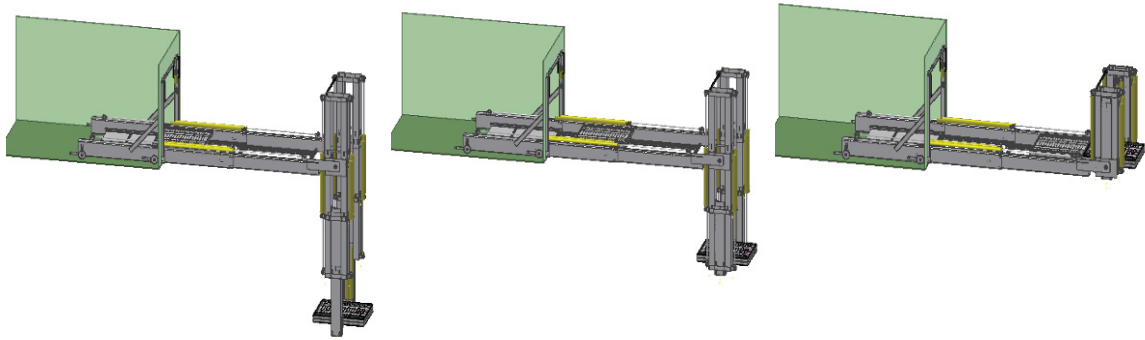


Abbildung 87: Vertikales Einfahren

1. Die Plattform wird auf Förderwagenhöhe hochgefahren.
2. Zur gleichen Zeit wird der Förderwagen ausgefahren, bis er den Endschalter E1 erreicht.
3. Bevor die Plattform die Förderwagenhöhe erreicht wird die Förderrollenbremse der Plattform durch den Hebel geöffnet.
4. Der Antrieb der Förderrollen schaltet sich ein, d.h. die Förderrollen der Plattform und die Förderrollen des Wagens setzen sich in Bewegung.
5. Die Palette wird nun von der Plattform auf den Förderwagen bewegt.
6. Nachdem die Palette den Endschalter E3 erreicht hat, wird der Antrieb der Förderrollen ausgeschaltet.
7. Der Förderwagen wird eingefahren.
8. Zur gleichen Zeit bewegt sich die Plattform abwärts.
9. Nach dem Ausfahren der Plattform wird die Förderrollenbremse der Plattform durch den federnd belasteten Hebel geschlossen.
10. Sobald der Förderwagen die Einfahrstellung erreicht schaltet der Endschalter E2 den Hydromotor der Antriebsräder aus.
11. Zur gleichen Zeit werden die Förderrollen des Förderwagens eingeschaltet, bis die Palette auf den Staurollen des Schiffes ist.
12. Die Palette wird vom Rollgang im Schiff mit einer „Ameise“ weiterbefördert.
13. Ende des Arbeitszyklus, Arbeitspunkt P(X/Y) ist erreicht.

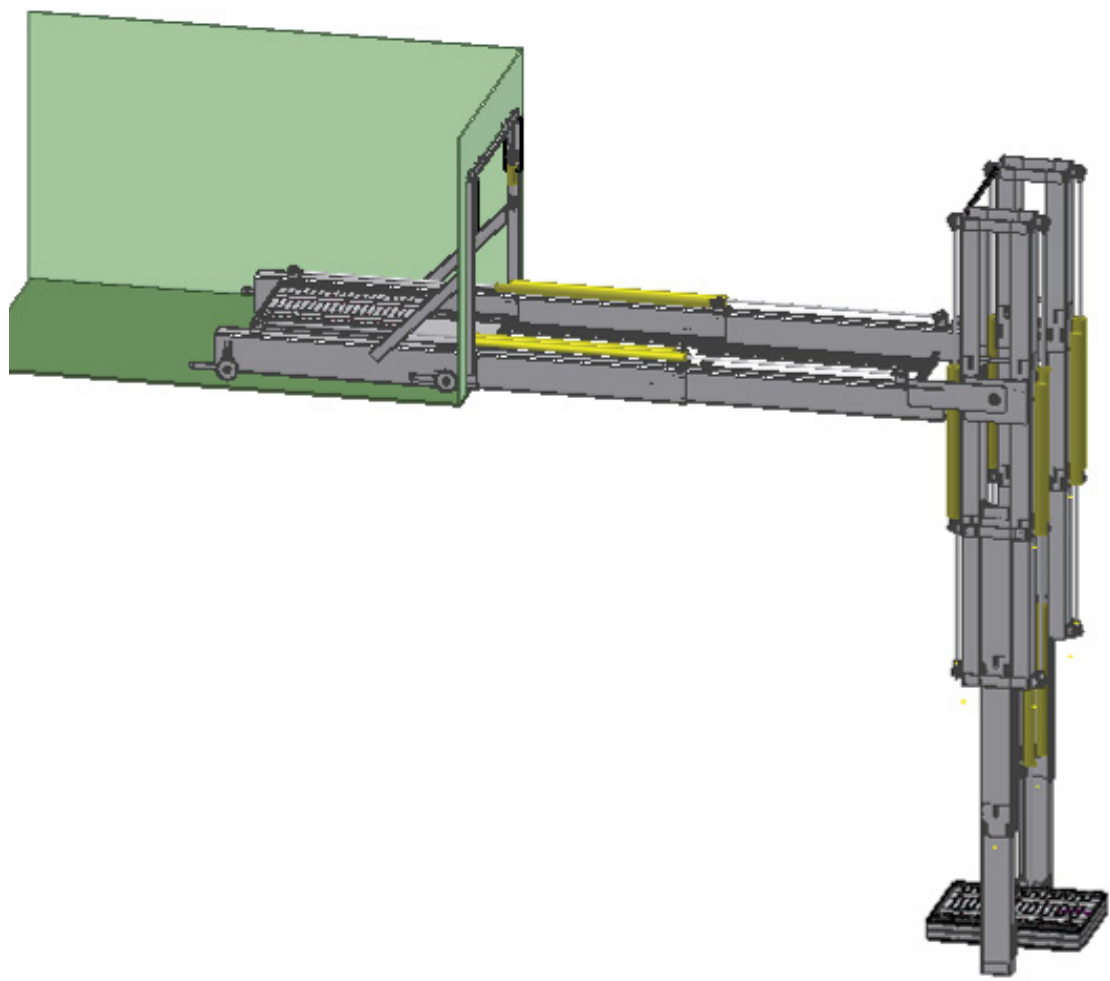


Abbildung 88: Beladestellung für das Heben von unten

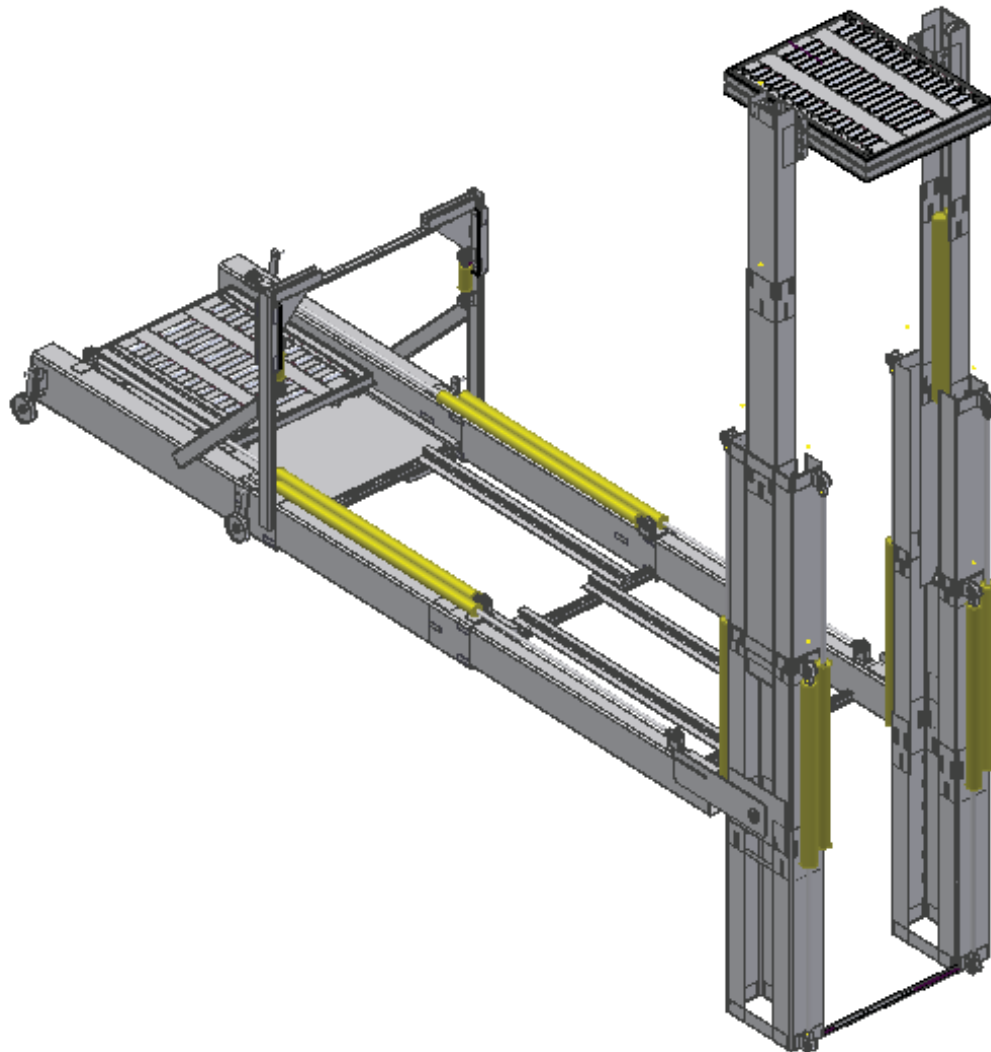


Abbildung 89: Beladestellung für das Senken von oben

8.2.5 Ablaufdiagramm

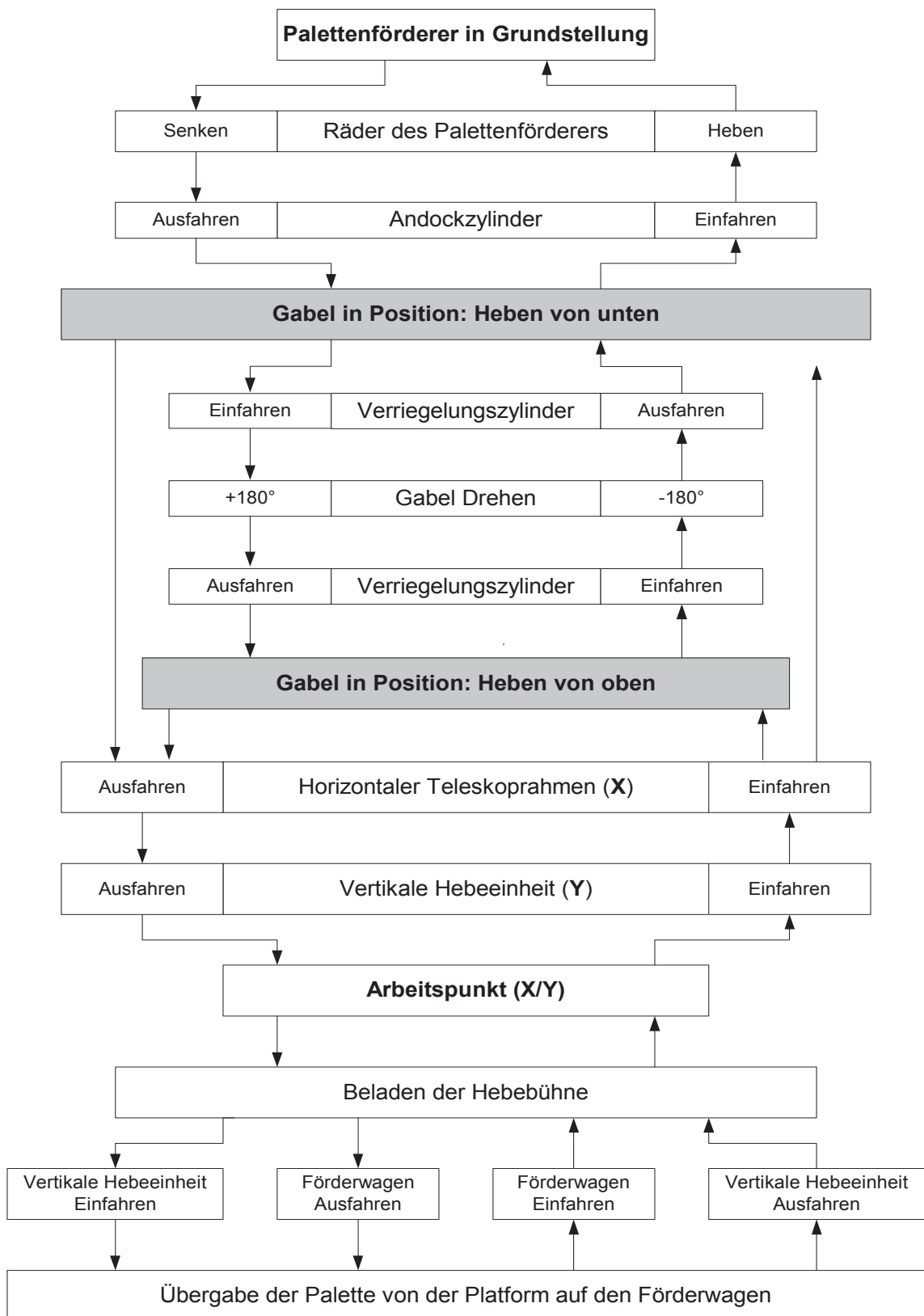


Tabelle 16: Ablaufdiagramm

9 Berechnung

9.1 Horizontaler Ausleger

9.1.1 Kräfte am horizontalen Ausleger

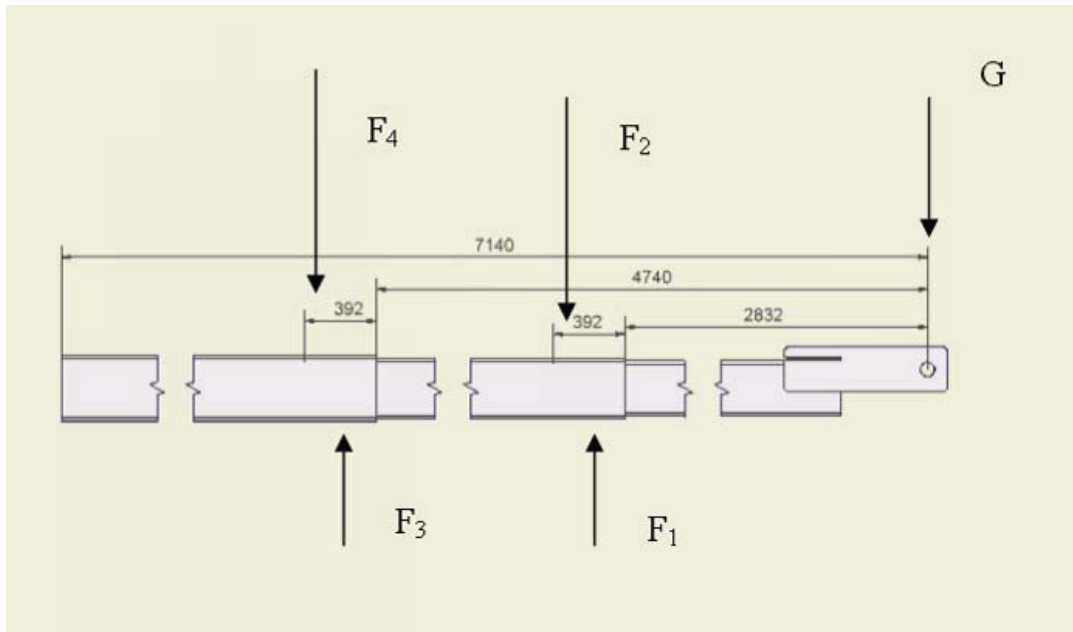


Abbildung 90: Horizontaler Teleskoprahmen

Die Gewichtskraft die den horizontalen Teleskoprahmen belastet, besteht aus Gewichtskraft der Beladung und aus dem Eigengewicht der vertikalen Hebeeinheit.

- G_p Gewichtskraft der Beladung
 G_V Gewichtskraft der vertikalen Hebeeinheit
 G_{Ges} Gesamtgewichtskraft
 G Gesamtgewichtskraft auf einen Träger
 F_i Kraft auf Gleitplatten

Alle Längenangaben werden in Millimeter angegeben.

Berechnung der Gleitplattenkräfte:

$$G_V = 15 \text{ kN} \qquad g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \qquad m_p = 1500 \text{ kg}$$

$$G_p = m_p \cdot g = 1,471 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$G_p = 15 \text{ kN}$$

Für Gewichtskraft der Palette G_p wurde auf 15 kN aufgerundet.

$$G_{Ges} = G_p + G_V = 15 \text{ kN} + 15 \text{ kN} = 30 \text{ kN}$$

Die Gesamtgewichtskraft G_{Ges} beträgt 30 kN .

$$G = \frac{G_{Ges}}{2} = 15 \text{ kN}$$

$$\sum M_{(F_i)} = 0$$

Die Längenabstände der Momente sind aus Abbildung 90 dargestellt.

$$F_2 \cdot (392 - 160) - G \cdot (2832 - 80) = 0$$

$$F_2 = G \cdot \frac{(2832 + 80)}{392 - 160} = 188,276 \text{ kN}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_1 = G + F_2 = 203,276 \text{ kN}$$

$$\sum M_{(F_3)} = 0$$

Die Längenabstände der Momente sind aus Abbildung 90 dargestellt

$$F_4 \cdot (392 - 160) - G \cdot (4740 + 80) = 0$$

$$F_4 = G \cdot \frac{(4740 + 80)}{392 - 160} = 326,638 \text{ kN}$$

$$\sum F = 0$$

$$F_3 = G + F_4 = 326,638 \text{ kN}$$

9.1.2 Flächenpressung der Gleitplatten

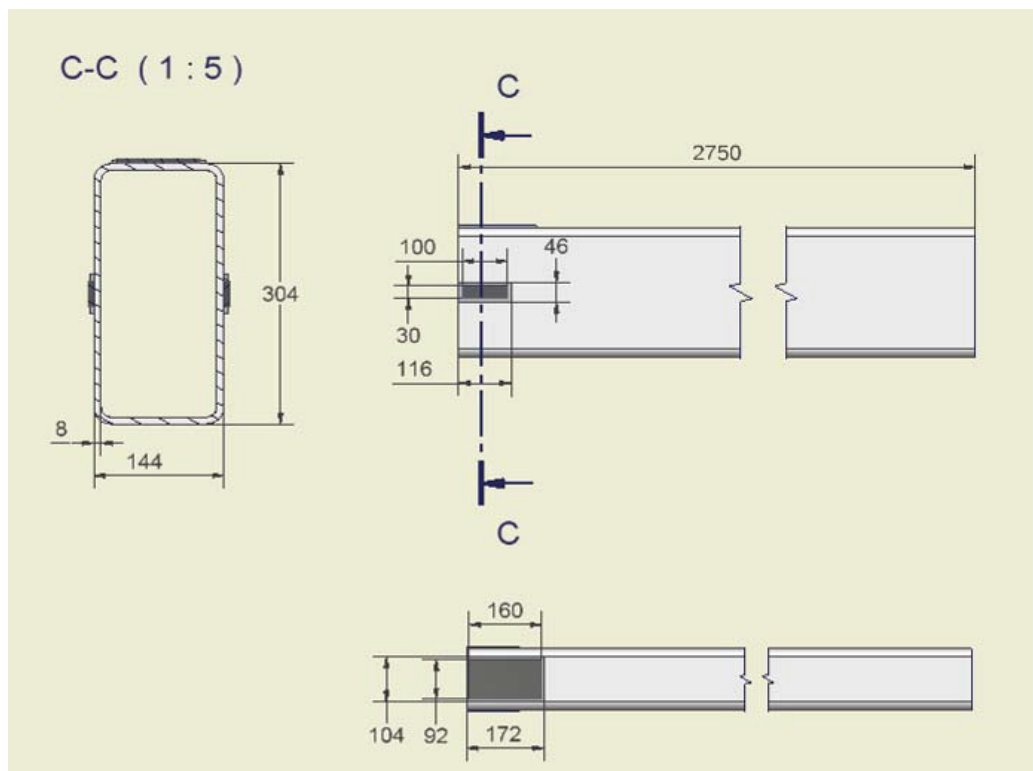


Abbildung 91: Erster Träger

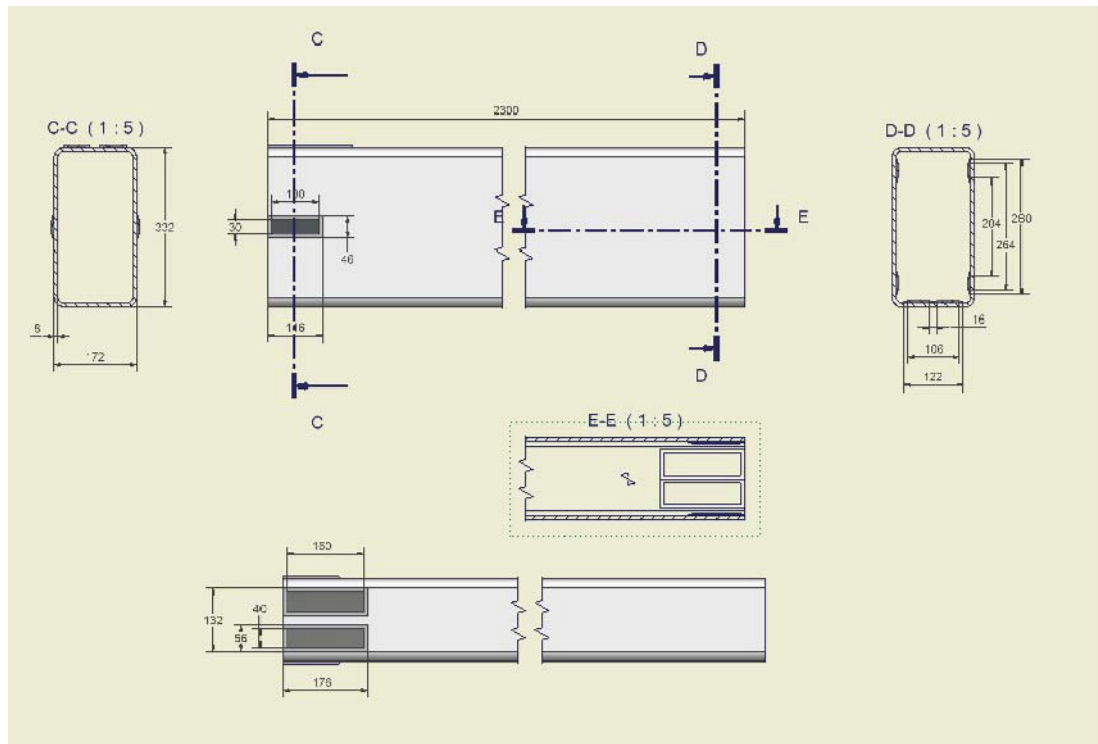


Abbildung 92: Zweiter Träger

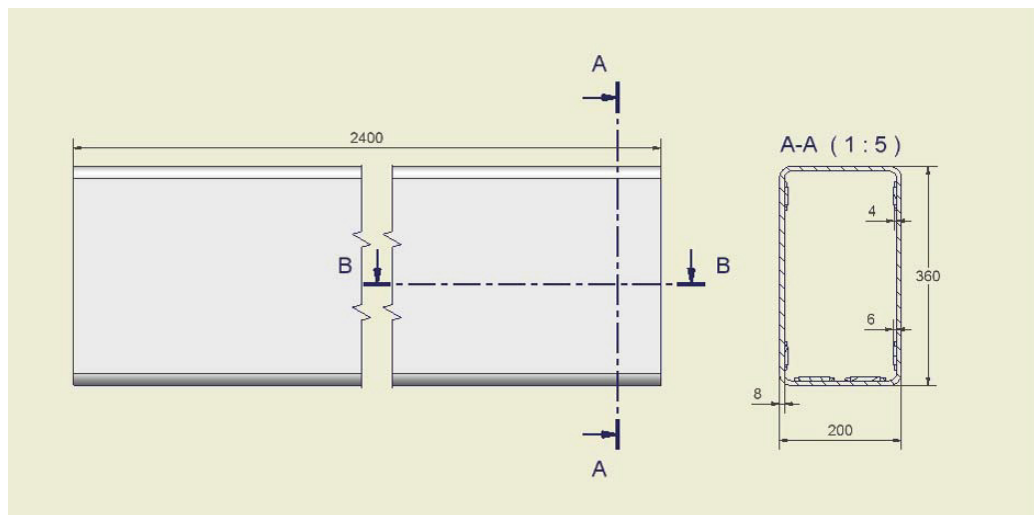


Abbildung 93: Grundträger

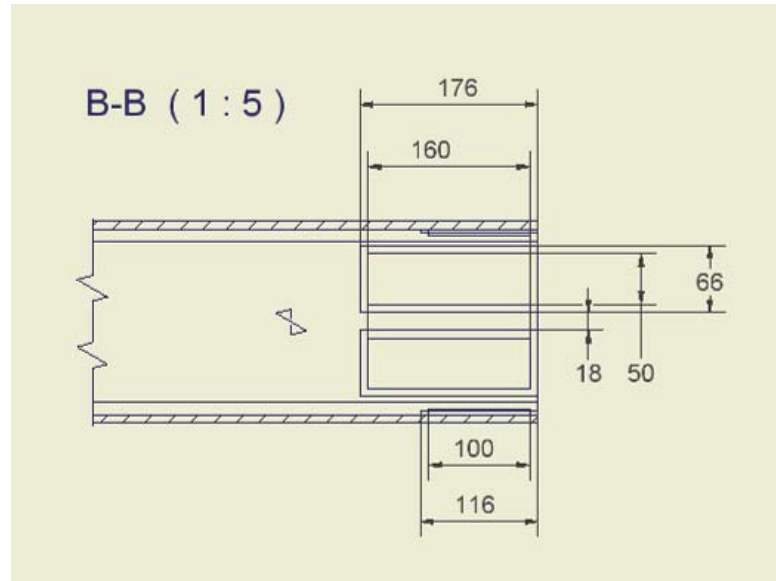


Abbildung 94: Schnitt B-B Grundträger

A_i Auflagefläche der Gleitplatten

p_i Druck auf die Gleitplatten

a_i Länge der Gleitplatten

b_i Breite der Gleitplatten

Träger 1:

Die Abmessungen der Gleitplatten 1 sind in Abbildung 91 dargestellt.

Die Auflagefläche der Gleitplatten 1 beträgt:

$$A_1 = a_1 \cdot b_1 = 1,472 \cdot 10^4 \text{ mm}^2$$

Der Druck auf die Gleitplatten 1 beträgt:

$$p_1 = \frac{F_1 \cdot 1000}{A_1} = 13,81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Träger 2:

Die Abmessungen der Gleitplatten 2 sind in Abbildung 92 dargestellt.

Die Auflagefläche der Gleitplatten 2 beträgt:

$$A_2 = a_2 \cdot b_2 \cdot 2 = 1,28 \cdot 10^4 \text{ mm}^2$$

Der Druck auf die Gleitplatten 2 beträgt:

$$p_2 = \frac{F_2 \cdot 1000}{A_2} = 14,709 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Abmessungen der Gleitplatten 3 sind in Abbildung 92 dargestellt.

Die Auflagefläche der Gleitplatten 3 beträgt:

$$A_3 = a_3 \cdot b_3 \cdot 2 = 1,28 \cdot 10^4 \text{ mm}^2$$

Der Druck auf die Gleitplatten 3 beträgt:

$$p_3 = \frac{F_3 \cdot 1000}{A_3} = 25,519 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Abmessungen der Gleitplatten 4 sind in Abbildung 94 dargestellt.

Die Auflagefläche der Gleitplatten 4 beträgt:

$$A_4 = a_4 \cdot b_4 \cdot 2 = 1,6 \cdot 10^4 \text{ mm}^2$$

Der Druck auf die Gleitplatten 4 beträgt:

$$p_4 = \frac{F \cdot 1000}{A} = 19,477 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

9.1.3 Dimensionierung des ersten Trägers

Für die Berechnung des Trägheitsmomentes des Trägers werden zuerst die Teilflächenträgheitsmomente I_{y_1} , I_{y_2} und I_{y_3} ermittelt. Für die Teilfläche I_{y_3} wurde der Satz von Steiner angewandt.

H	Höhe des Trägers außen
h	Höhe des Trägers innen
B	Breite des Trägers außen
b	Breite des Trägers innen
R	Biegeradius außen
r	Biegeradius innen
s	Blechdicke

Abmessungen des ersten Trägers:

$$H = 304 \text{ mm} \qquad R = 18 \text{ mm} \qquad s = 8 \text{ mm}$$

$$B = 144 \text{ mm} \qquad r = 12 \text{ mm}$$

$$h = H - 2 \cdot s = 288 \text{ mm}$$

$$b = B - 2 \cdot s = 128 \text{ mm}$$

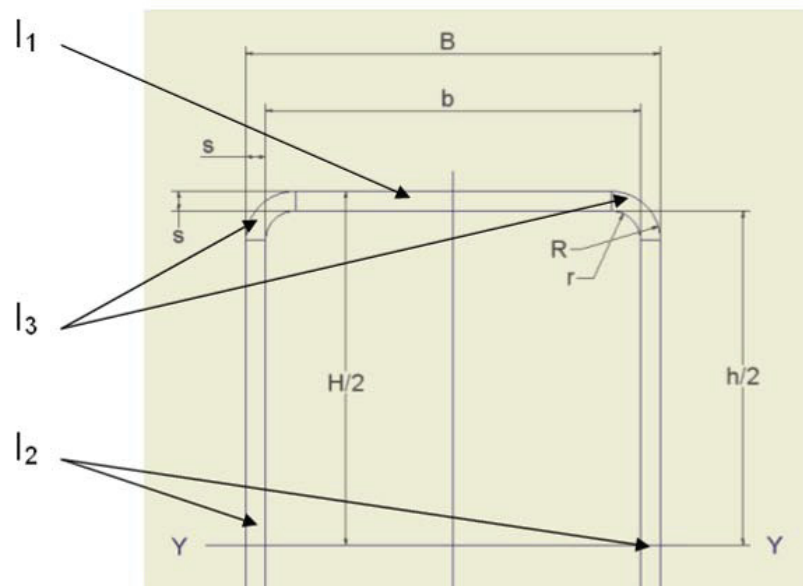


Abbildung 95: Trägheitsmomente des Trägers

I_{yi}	Teilflächenträgheitsmomente des Trägers
L_{S3}	Schwerpunktsabstand der Halbkreisringfläche
A	Halbkreisringfläche
I_i	Flächenträgheitsmomente der Träger
e	Randfaserabstand
W_{yi}	Axiales Widerstandsmoment der Träger

Trägheitsmoment des ersten Trägers:

$$I_{y1} = \frac{(B - 2 \cdot R) \cdot (H^3 - h^3)}{12} = 3,786 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

$$I_{y2} = \frac{(H - 2 \cdot R)^3}{12} = 2,567 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

Der Scherpunktsabstand eines Halbkreises beträgt:

$$L_s = \frac{H}{2} - R + 2 \cdot \frac{[(2 \cdot R)^3 - (2 \cdot r)^3]}{3 \cdot \pi [(2 \cdot R)^2 - (2 \cdot r)^2]} = 143,677 \text{ mm}$$

$$A = \frac{\pi}{2} (R^2 - r^2) = 282,743 \text{ mm}^2$$

$$I = 0,1098 \cdot (R^4 - r^4) - 0,283 \cdot R^2 \cdot r^2 \cdot \frac{(R - r)}{R + r} = 6,609 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$$

$$I_{y3} = \frac{2 \cdot (I - A \cdot L_{S3}^2)}{12} = 1,169 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

$$I_1 = I_{y1} + I_{y2} + I_{y3} = 7,521 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

$$e = \frac{H}{2} = 152 \text{ mm}$$

$$W_{y1} = \frac{I_1}{e} = 43,479 \text{ mm}^3$$

- E Elastizitätsmodul
 L Abstand aus Abbildung 90
 f_1 Absenkung des ersten Trägers
 L_s Schwerpunktsabstand der Halbkreisringfläche
 L_i Länge des Trägers

$$G = 15000 \text{ N} \qquad E = 2,1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$L_1 = 2832 \text{ mm}$$

Absenkung des ersten Trägers:

Die Durchbiegungsgleichung lt. Dubbel Seite 198, Tabelle 5a, Gleichung 6, lautet:

$$f_1 = \frac{G \cdot L_1^3}{3 \cdot E \cdot I_1} = 7,19 \text{ mm}$$

9.1.4 Dimensionierung des zweiten Trägers

Abmessungen des zweiten Trägers:

$$H = 332 \text{ mm} \qquad R = 18 \text{ mm} \qquad s = 8 \text{ mm}$$

$$B = 172 \text{ mm} \qquad r = 12 \text{ mm}$$

$$h = H - 2 \cdot s = 316 \text{ mm}$$

$$b = B - 2 \cdot s = 156 \text{ mm}$$

Trägheitsmoment des zweiten Trägers:

$$I_{y1} = \frac{(B - 2 \cdot R) \cdot (H^3 - h^3)}{12} = 5,712 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

$$I_{y2} = \frac{(H - 2 \cdot R)^3}{12} = 3,458 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

Der Scherpunktsabstand eines Halbkreises beträgt:

$$L_s = \frac{H}{2} - R + 2 \cdot \frac{[(2 \cdot R)^3 - (2 \cdot r)^3]}{3 \cdot \pi [(2 \cdot R)^2 - (2 \cdot r)^2]} = 157,677 \text{ mm}$$

$$A = \frac{\pi}{2} (R^2 - r^2) = 282,743 \text{ mm}^2$$

$$I = 0,1098 \cdot (R^4 - r^4) - 0,283 \cdot R^2 \cdot r^2 \cdot \frac{(R - r)}{R + r} = 6,609 \cdot 10^3 \text{ mm}^4$$

$$I_{y3} = \frac{2 \cdot (I - A \cdot L_s^2)}{12} = 1,169 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

$$I_y = I_{y1} + I_{y2} + I_{y3} = 7,521 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$$

$$e = \frac{H}{2} = 166 \text{ mm}$$

$$W_{y2} = \frac{I_y}{e} = 46,372 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$$

α Neigungswinkel

x Abstand aus Abbildung 91

f_2 Absenkung des zweiten Trägers

f_α Absenkung des zweiten Trägers durch Schrägstellung
des ersten Trägers

f_2 Gesamtabenkung des zweiten Trägers

f_{Ges} Gesamtabenkung

$$G = 15000 \text{ N}$$

$$L_2 = 4740 \text{ mm}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$x = 2832 \text{ mm}$$

Absenkung des zweiten Trägers:

Der Neigungswinkel der Endtangente lautet:

$$\alpha = G \frac{(3 \cdot L_1^2 - 3 \cdot x^2)}{6 \cdot E \cdot I_y} = 4,878 \cdot 10^{-3} \text{ }^\circ$$

Die Durchbiegungsgleichung lt. Dubbel Seite 198, Tabelle 5a, Gleichung 6, lautet:

$$f_2 = G \cdot \frac{L_2^3 \left[\left(\frac{x}{L_2} \right)^3 + 2 - 3 \cdot \frac{x}{L_2} \right]}{6 \cdot E \cdot I_y} = 5,045 \text{ mm}$$

$$f_\alpha = L_2 \cdot \tan \alpha = 13,815 \text{ mm}$$

$$f_2 = f_\alpha + f_2 = 18,86 \text{ mm}$$

Die Gesamtabenkung setzt sich zusammen aus der Absenkung des ersten Trägers, der Absenkung des zweiten Trägers und der Schrägstellung des zweiten Trägers.

$$f_{Ges} = f_1 + f_2 = 26,051 \text{ mm}$$

9.1.5 Gesamtabenkung

Am Institut für Fördertechnik wurde eine Finite Elemente Berechnung mit dem Programm „Solid Works“ des horizontalen Teleskopträgers durchgerechnet. Tabelle 17 Spalte 1 zeigt die Finite Elemente Berechnung mit dem Eigengewicht des Trägers. Die nächste Spalte zeigt die Ergebnisse mit der Finiten Elemente Berechnung ohne Eigengewicht des Trägers. In Spalte 3 wird die Berechnung der Durchbiegung nach dem Grundbelastungsfall der Biegelinie aus dem Lehrbuch Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau durchgeführt. Dann wurde die Bauteildicke von 6 mm auf 8 mm erhöht und die Gleitplattenstärke um 2 mm verringert. In Spalte 5 wurde die Bauteilhöhe des Trägerquerschnittes H3 von 300 mm auf 360 mm geändert. Spalte 6 zeigt die Maße der Zeichnung mit den berechneten Werten.

Belastung	F [kN]	15	15	15	15	15	15
Träger 1	H1 [mm]	244	244	244	244	304	304
	B1 [mm]	144	144	144	144	144	144
	l1 [mm]	2800	2800	2800	2800	2800	2750
Träger 2	H2 [mm]	272	272	272	272	332	332
	B2 [mm]	172	172	172	172	172	172
	l2 [mm]	1900	1900	1900	1900	1900	2300
Träger 3	H3 [mm]	300	300	300	300	360	360
	B3 [mm]	200	200	200	200	200	200
	l3 [mm]	2500	2500	2500	2500	2500	2400
Wandstärke	s [mm]	6	6	6	8	8	8
Gleitplattendicke	x [mm]	8	8	8	6	6	6
Absenkung Träger 1	f1 [mm]	18,2	17,3	16,7	13,4	7,7	7,2
Absenkung Träger 2	f2 [mm]	18,3	16,1	11,5	8,9	5,4	5,0
Absenkung Neigungswinkel	fa [mm]	43,0	43,0	30,3	24,1	14,6	13,8
Gesamtabsenkung	fges [mm]	79,5	76,4	58,2	46,4	27,7	26,1

Tabelle 17: Absenkung mit verschiedenen Querschnitten

9.2 Antriebsleistung für den Förderwagen

m Masse des Wagens mit Palette

D Raddurchmesser

d Wellendurchmesser

v Förderwagengeschwindigkeit

a Förderwagenbeschleunigung

μ Zapfenreibungwert für Wälzlager

M_r Antriebsmoment

P Antriebsleistung

F Bewegungswiderstand

$$m = 2000 \text{ kg}$$

$$v = 0,5 \frac{m}{s}$$

$$g = 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$D = 0,05 \text{ m}$$

$$a = 0,5 \frac{m}{s^2}$$

$$d = 0,05 \text{ m}$$

$$\mu = 0,002$$

Der Bewegungswiderstand setzt sich zusammen aus dem Beschleunigungswiderstand und dem Rollwiderstand.

$$F = m \cdot a + \mu \cdot g \cdot m = 1,039 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$M_r = F \cdot \frac{d}{2} = 25,981 \text{ Nm}$$

$$P = F \cdot v = 519,62 \text{ W}$$

9.3 Dimensionierung der Hydraulikzylinder für die Abstützung

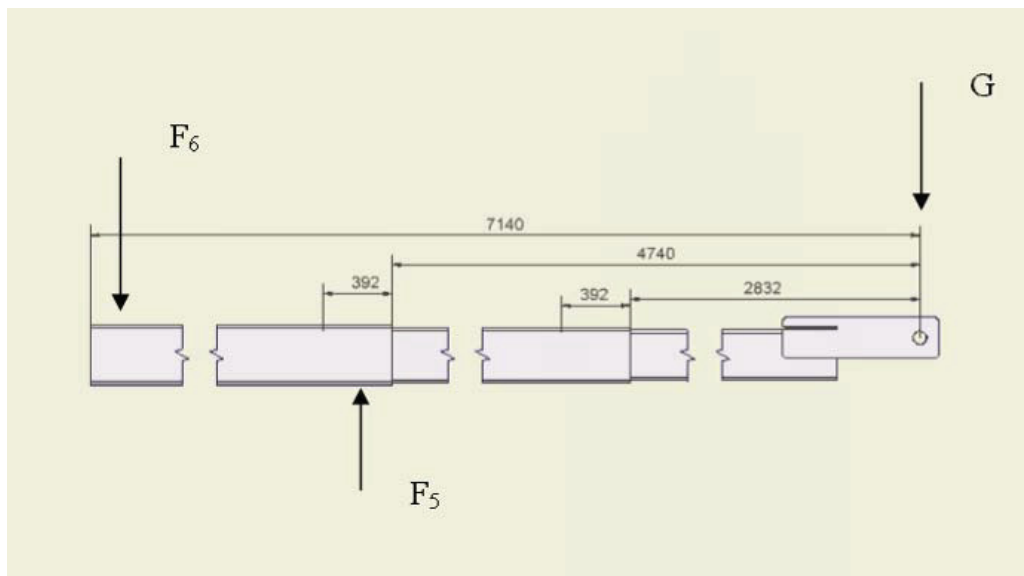


Abbildung 96: Kräfteplan für die Abstützung des Grundrahmens

F_6 Kraft des Abstützzylinders

A_6 Kolbenfläche

d_6 Kolbendurchmesser

$$\sum M_{(F_5)} = 0$$

$$F_6 = \frac{G \cdot \left(4740 + \frac{392}{2} \right)}{\left(7140 - 4740 - \frac{392}{2} \right)} = 3,359 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$A_6 = \frac{F_6 \cdot 100}{100 \cdot 10^5} = 0,336 \text{ dm}^2$$

$$A_6 = 3,359 \cdot 10^3 \text{ mm}^2$$

$$d_6 = \sqrt{4 \cdot \frac{A_6}{\pi}} = 65,401 \text{ mm}$$

Für den Abstützzyylinder ist für den Kolbendurchmesser von 70 mm zu wählen.

9.4 Antriebsleistung für den vertikalen Hub

Die Berechnung der Antriebsleistung wird für den vertikalen Hubteil ausgeführt. Die Berechnung der Antriebsleistung wird unterteilt in 2 Abschnitte. Der erste Teil der Berechnung bezieht sich auf den vertikalen Hubteil mit (8 Zylinder) der ersten zwei Ausschübe. Der zweite Teil bezieht sich auf die restlichen 4 Zylinder.

9.4.1 Hubteil mit den 8 Zylindern

H	Hubhöhe der Hebebühne
s	Hubweg des Zylinders
v	Hubgeschwindigkeit der Hebebühne
a	Beschleunigung der Hebebühne
z_1	Anzahl der Zylinder des ersten Teiles
z_2	Anzahl der Zylinder des zweiten Teiles
d_{Ki}	Kolbendurchmesser
d_{Si}	Kolbenstangendurchmesser
η_{hm}	Hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad
η_{vol}	Volumetrischer Wirkungsgrad
F_{Zi}	Zylinderkraft

$$H = 64 \text{ dm} \qquad z_1 = 8 \qquad \eta_{vol} = 0,94$$

$$s = 16 \text{ dm} \qquad z_2 = 4 \qquad \eta_{hm} = 0,94$$

$$v = 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \qquad d_{K1} = 0,4 \text{ dm}$$

$$a = 0,5 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \qquad d_{S1} = 0,28 \text{ dm}$$

$$F_{Z1} = \frac{G_{ges} \cdot 1000}{\frac{z_1}{2}} = 7,5 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Bestimmung der Kolbenkräfte: A_{K1} Kolbenfläche A_{K2} Kreisringfläche

$$A_{K1} = d_{K1}^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 0,126 \text{ dm}^2$$

$$A_{K2} = (d_{K1}^2 - d_{S1}^2) \cdot \frac{\pi}{4} = 0,064 \text{ dm}^2$$

Bestimmung der Druckkräfte: p_1 Druck auf Kolbenfläche p_2 Druck auf Kreisringfläche

$$p_1 = \frac{F_{Z1} \cdot 100}{A_{K1}} = 5,968 \cdot 10^6 \text{ Pa} \qquad p_1 = 59,683 \text{ bar}$$

$$p_2 = \frac{F_{Z1} \cdot 100}{A_{K2}} = 1,17 \cdot 10^7 \text{ Pa} \qquad p_2 = 117,026 \text{ bar}$$

 v_K Kolbengeschwindigkeit a_K Kolbenbeschleunigung t Hubzeit

$$v_K = \frac{v}{4} = 0,125 \frac{m}{s}$$

$$a_K = \frac{a}{4} = 0,125 \frac{m}{s^2}$$

$$t = \frac{s}{v_K \cdot 10} = 12,8 \text{ s}$$

9.4.2 Hubteil mit den 4 Zylindern

d_{K2} Kolbendurchmesser

d_{S2} Kolbenstangendurchmesser

F_{Z2} Zylinderkraft

$$F_{Z2} = \frac{G_{ges} \cdot 1000}{\frac{z_2}{2}} = 1,5 \cdot 10^4 \text{ N}$$

Bestimmung der Kolbenkräfte:

A_{K3} Kolbenfläche

A_{K4} Kreisringfläche

$$d_{K2} = 0,5 \text{ dm} \qquad d_{S2} = 0,36 \text{ dm}$$

$$A_{K3} = d_{K2}^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 0,196 \text{ dm}^2$$

$$A_{K4} = (d_{K2}^2 - d_{S2}^2) \cdot \frac{\pi}{4} = 0,095 \text{ dm}^2$$

Bestimmung der Druckkräfte:

p_3 Druck auf Kolbenfläche

p_4 Druck auf Kreisringfläche

$$p_3 = \frac{F_{Z2} \cdot 100}{A_{K3}} = 7,639 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$p_3 = 76,394 \text{ bar}$$

$$p_4 = \frac{F_{Z2} \cdot 100}{A_{K4}} = 1,586 \cdot 10^7 \text{ Pa}$$

$$p_4 = 158,626 \text{ bar}$$

9.4.3 Fördermenge

Q_1 Förderstrom einer der 8 Zylinder

Q_2 Förderstrom einer der 4 Zylinder

V_{K1} Volumen einer der 8 Zylinder

V_{K2} Volumen einer der 4 Zylinder

V_{ges} Gesamt Volumen der Zylinder

Q_{g1min} Gesamt Förderstrom der 8 Zylinder

Q_{g2min} Gesamt Förderstrom der 4 Zylinder

Q_{gmin} Gesamt Förderstrom

$$Q_1 = \frac{A_{K1}}{100} \cdot v_K = 1,571 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s} \quad Q_1 = 0,157 \frac{l}{s} \quad Q_1 = 9,425 \frac{l}{min}$$

$$Q_2 = \frac{A_{K3}}{100} \cdot v_K = 2,454 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s} \quad Q_2 = 0,245 \frac{l}{s} \quad Q_2 = 14,726 \frac{l}{min}$$

$$V_{K1} = s \cdot A_{K1} = 1,634 \text{ l}$$

$$V_{K2} = s \cdot A_{K3} = 2,553 \text{ l}$$

$$V_{Kges} = z_1 \cdot V_{K1} + z_2 \cdot V_{K2} = 23,279 \text{ l}$$

$$Q = \frac{V_{Kges}}{t} = 2,238 \frac{l}{s} \quad Q = 134,303 \frac{l}{min}$$

9.4.4 Pumpen Leistung

η_{ges} Gesamtwirkungsgrad

η_{vol} Volumetrischer Wirkungsgrad

η_{hm} Hydraulischer Wirkungsgrad

P Pumpenleistung

z_1 Anzahl der Zylinder des ersten Teiles

z_2 Anzahl der Zylinder des zweiten Teiles

$$\eta_{ges} = \eta_{vol} \cdot \eta_{hm} = 0,884$$

$$P = p_1 \cdot \frac{z_1 \cdot Q_1}{\eta_{ges}} + p_2 \cdot \frac{z_2 \cdot Q_2}{\eta_{ges}} = 2,149 \cdot 10^4 \text{ W}$$

t [s]	v [m/s]	P_{GMIN} [kW]	\dot{V}_{GMIN} [l/min]
6,4	1	42	269
8,5	0,75	32	202
12,3	0,5	21	135

Tabelle 18: Abhängigkeit der Leistung

9.5 Durchbiegung der Schienen

Gewählt DIN 536 Form F, Type A55 aus Tabelle 15

m_W	Wagengewicht
m_L	Last
h	Höhe der Schiene
b	Breite der Schiene
L	Länge der Schiene
I_x	Trägheitsmoment
q	Steckenlast
f_1	Absenkung durch die Last
f_2	Absenkung durch das Eigengewicht der Schiene
f_g	Gesamtabsenkung
E	Elastizitätsmodul

$$m_W = 300 \text{ kg} \qquad L = 2000 \text{ m} \qquad g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$m_L = 1500 \text{ kg} \qquad E = 2,1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Werte aus Tabelle 15

$$h = 65 \text{ mm} \qquad I_x = 1820000 \text{ mm}^4$$

$$b = 150 \text{ mm} \qquad q = 0,032 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$F = \frac{(m_W + m_L) \cdot g}{2} = 8,829 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Die Durchbiegungsgleichung lt. Dubbel Seite 198, Tabelle 5a, Gleichung 1, lautet:

$$f_1 = F \cdot \frac{L^3}{48 \cdot E \cdot I_x} = 3,85 \text{ mm}$$

Die Durchbiegungsgleichung für eine Streckenlast lt. Dubbel Seite 198, Tabelle 5a, Gleichung 4, lautet:

$$f_2 = q \cdot \frac{L^4 \cdot 5}{384 \cdot E \cdot I_x} = 0,017 \text{ mm}$$

Die Durchbiegung setzt sich zusammen aus der Durchbiegung der Belastung (Wagengewicht und Last) und der Durchbiegung durch das Eigengewicht der Schiene.

$$f_g = f_1 + f_2 = 3,868 \text{ mm}$$

9.6 Drehmoment für das Schwenken der Gabel

G_G Gabelgewicht ohne Plattform

s_D Schwerpunktsabstand zur Drehachse

r_R Ritzelradius

M Drehmoment

h_Z Hublänge des Zylinders

F_Z Zylinderkraft für den Antrieb nur auf einer Seite

$$G_G = 12000 \text{ N} \qquad r_R = 0,2 \text{ m} \qquad s_D = 1 \text{ m}$$

$$M = s_D \cdot \frac{G_G}{2} = 6 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

$$h_Z = \frac{2 \cdot r_R \cdot \pi}{2} = 0,471 \text{ m}$$

$$F_Z = \frac{M}{r_R \cdot 1000} = 30 \text{ kN}$$

9.7 Eigengewicht des Palettenförderers

Gewicht der Zylinder:

Für die acht Zylinder wurde laut Berechnung gewählt:

m_{zi}	Kolbengewicht
q_{zi}	Zylindergewicht pro Meter
L_{zi}	Hublänge
G_1	Gewicht der acht Zylinder
G_2	Gewicht der vier Zylinder
G_Z	Gesamtgewicht der Zylinder

Werte aus den Datenblättern im Anhang Seite III.

$$m_{z1} = 7 \text{ kg} \qquad L_{z1} = 1,6 \text{ m} \qquad q_{z1} = 10 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$
$$G_1 = 8 \cdot (m_{z1} + q_{z1} \cdot L_{z1}) = 184 \text{ kg}$$

Für die vier Zylinder wurde laut Berechnung gewählt:

Die Werte sind aus den Datenblättern im Anhang Seite III.

$$m_{z2} = 10 \text{ kg} \qquad L_{z2} = 1,6 \text{ m} \qquad q_{z2} = 10 \frac{\text{kg}}{\text{m}}$$
$$G_1 = 4 \cdot (m_{z2} + q_{z2} \cdot L_{z2}) = 136 \text{ kg}$$
$$G_Z = G_1 + G_2 = 320 \text{ kg}$$

Bezeichnung	Stk	kg/Stk	kg/m	Breite	Höhe	Fläche	Länge	kg
U - Ausleger 1	4					3823	1700	204
U - Ausleger 2	4					2454	1700	131
U - Ausleger 3	4					2358	1600	118
U - Ausleger 4	2					3822	1700	102
U - Ausleger 5	2					2453	1700	65
U - Ausleger 6	2					2357	1600	59
Zylinder	8	21						184
Zylinder	4	29						136
Zylinderhalteblech Rahmen	12			230	6		100	13
Zylinderhalteblech Zylinder	24			100	6		100	11
Förderrollen	54	2						81
Rahmen Plattform	2					1200	5200	98
Aufnahme Plattform	2					3100	300	15
Aufnahme Gabel	2			16		210000		53
Bleche	2			8		400000		50
Anbauteile	1							100
Gesamtgewicht der Gabel mit Anbauteilen								1.421

Bezeichnung	Stk	kg/Stk	kg/m	Breite	Höhe	Fläche	Länge	kg
Ausleger 1	2					6692	2750	289
Ausleger 2	2					7588	2300	274
Ausleger 3	2					8484	2400	320
Zylinder	4				1950			
Schienen	4		32				2100	256
Schienen	2					1789	2000	56
Querstreben	8		0,006				1600	83
Anbauteile	1							100
Gesamtgewicht des horizontalen Teleskopauslegers mit Schienensystem								1.377

Bezeichnung	Stk	kg/Stk	kg/m	Breite	Höhe	Fläche	Länge	kg
Wagen Rahmen	1					1200	5200	49
Wagen Rahmen Grundplatte	4			280	15		300	40
Wagen Förderrollen	27	1,5						41
Profil Rohre	2					1972	1798	56
Profil Rohre	2					1972	1182	37
Stand Lager	4							20
Anbauteile	1							100
Gesamtgewicht des Wagens								241

Gesamtgewicht des Palettenförderers

3.040 kg

Tabelle 19: Gewicht der Teile

Das Eigengewicht des Palettenförderers beträgt 3040 kg.

9.8 Leitungsquerschnitt

Die Größe des Leitungsquerschnittes A richtet sich nach dem Volumenstrom Q und der empfohlenen Strömungsgeschwindigkeit v .

$$A = \frac{Q}{v}$$

Für die handelsüblichen Abmessungen enthält die VDMA-Empfehlung 24316 eine Auswahltabelle. Für die geeignete Strömungsgeschwindigkeit in der Hydraulik gibt es die in Tabelle 20 enthaltenen Richtwerte.

Nenndruck	30 ... 60	60 ... 150	200 bar
Druckleitung	3	4	5 6
Rücklaufleitung		2 bis 3	
Saugleitung			
Kolben-Pumpen		2	
Zahn-Pumpen		1	
Druckloses			
Nachsaugen bei Zylindern		1 bis 1,5	
Ventile allgemein	3 4	4 4	5 7
Si-Ventile	3 ... 10	10 ...15	15 ...25

Tabelle 20: Mittlere Ölgeschwindigkeiten in stationären Anlagen in m/s

10 Bewegungsabläufe

10.1 Visualisierung

Die wichtigsten Komponenten, mit eingeschränkten Bewegungsabläufen des Palettenförderers sind in einem Video im Anhang dargestellt. Das Video lässt sich mit dem Programm „Windows Media Player“ öffnen. Die dreidimensionale Zeichnung wurde mit einer Studentenversion des Zeichenprogrammes „Autodesk Inventor 5“, erstellt. Die Dauer des Videos beträgt 7 Minuten, die Größe der Datei beträgt 390 MB.

Erklärung zum Video:

Die Zeichnung beinhaltet die wichtigsten Komponenten für die Darstellung, variable Komponenten wie Antrieb für den Wagen, Antrieb für die Förderrollen, Antrieb für das Schwenken, Hydraulikaggregat, Hydraulikleitungen, Abstützung des Grundrahmens und Endschalter sind nicht in der Zeichnung dargestellt.

Nicht richtig dargestellte Bewegungsabläufe:

- Die Bewegungsgeschwindigkeiten wurden frei angenommen

- beim Einfahren in die Schiffsluke wird die Schiffsluke bewegt

- bei der Bewegung des horizontalen Teleskoprahmens müssen alle 4 Zylinder gleichzeitig ausgefahren werden, in der Animation wird die Bewegung durch das Ausfahren der Zylinder hintereinander dargestellt

- bei der Bewegung des vertikalen Teleskoprahmens müssen alle 12 Zylinder gleichzeitig ausgefahren werden, im Video wird die Bewegung durch das Ausfahren der Zylinder hintereinander dargestellt

10.2 Geschwindigkeiten und Beschleunigungen

Hub beladen: $v = 1 \text{ m/s}$
 $a = 0,5 \text{ m/s}^2$

Hub leer: $v = 1,5 \text{ m/s}$
 $a = 1 \text{ m/s}^2$

Förderwaagen ausfahren: $v = 1 \text{ m/s}$
 $a = 1 \text{ m/s}^2$

Förderwaagen einfahren: $v = 0,5 \text{ m/s}$
 $a = 0,5 \text{ m/s}^2$

Förderrollen: $v = 0,6 \text{ m/s}$

Arbeitsgang	Zeit [s]	Gesamtzeit [s]	Weg Y [m]
Einfahrstellung	0	0	0
Beschleunigung leer	1	1	1
Ausfahren leer	3,1	4,1	4,1
Verzögern leer	1	5,1	5,1
Palette auf Plattform	10	15,1	5,1
Beschleunigung	1	16,1	4,6
Einfahren	8,2	24,3	0,5
Verzögerung	1	25,3	0
Palette auf Rollwagen	3	28,3	0
Beschleunigung leer	1	29,3	1
Ausfahren leer	3,1	32,4	4,1
Verzögerung leer	1	33,4	5,1

Tabelle 21: Arbeitsgänge des vertikalen Teleskopauslegers

Arbeitsgang	Zeit [s]	Gesamtzeit [s]	Weg X [m]
Einfahrstellung	0	20,53	0
Rollwagen ausfahren leer	4,77	25,3	4,77
Palette auf Rollwagen	3	28,3	4,77
Rollwagen einfahren	9,4	37,7	0
Palette auf Rollgang	3	40,7	0
Einfahrstellung	8,13	48,83	0
Rollwagen ausfahren leer	4,77	53,6	4,77
Palette auf Rollwagen	3	56,6	4,77

Tabelle 22: Arbeitsgänge des Förderwagens

10.3 Zeit-Weg Diagramm

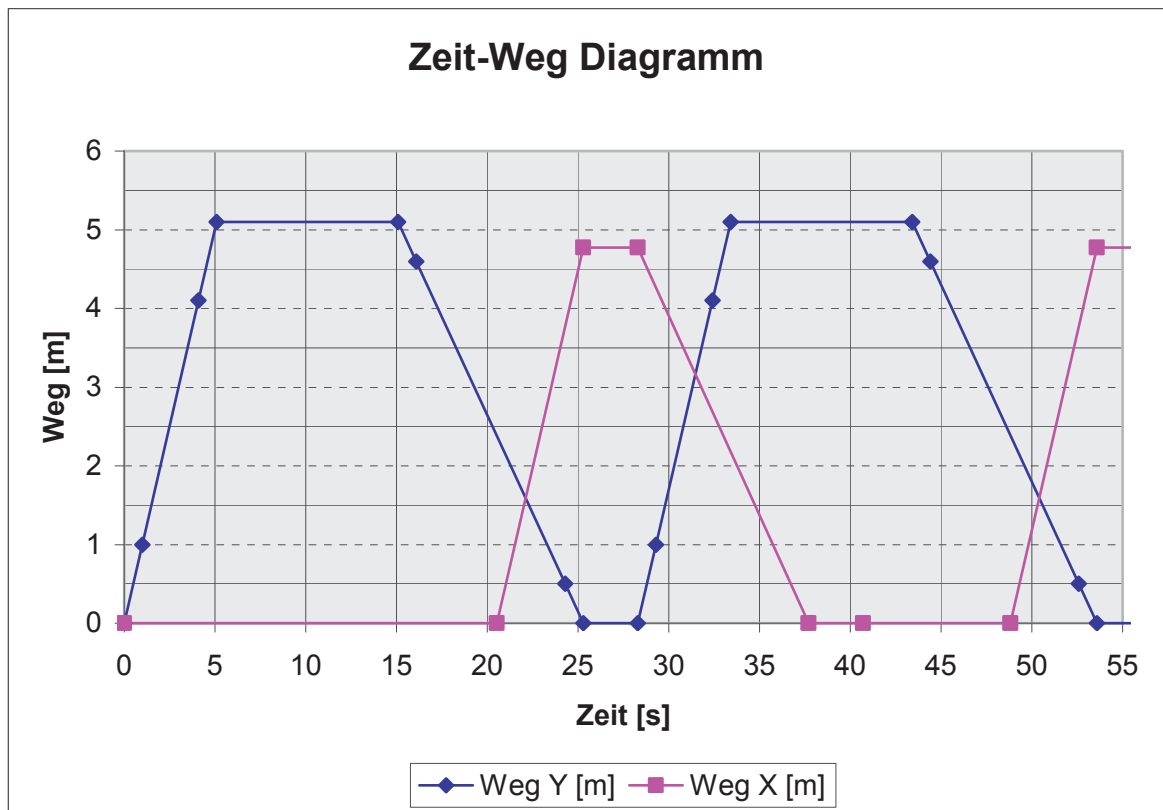


Abbildung 97: Zeit-Weg Diagramm

Der Beladevorgang einer Palette bei maximaler Ausfahrstellung dauert 30 Sekunden.

Für die Beladung von 1000 Paletten benötigt man 8.3 Stunden.

11 Steuerungsablauf

Allgemein:

Das Andocken und das Schwenken des Palettenförderers soll nur mit einer Bedienungseinheit die am Palettenförderer montiert ist bedient werden. Das horizontale und vertikale Anfahren des Arbeitspunktes (X/Y) der Hebeeinheit erfolgt über eine Funksteuerung, damit der Palettenförderer im Schiff oder von der Hafenummauer bedient werden kann. Das Anfahren des Arbeitspunktes (X/Y) erfolgt mit kleiner Geschwindigkeit. Nachdem der Arbeitspunkt abgespeichert ist und die Palette auf der vertikalen Hebeeinheit steht wird nur mehr eine Taste gedrückt um den Bewegungsablauf für das Einfahren der Palette zu starten, bis die leere Plattform den Arbeitspunkt wieder erreicht.

Elemente die angesteuert werden:

Andockzylinder	ausfahren auf Druck halten einfahren
Abstützzylinder des Grundrahmens	ausfahren auf Druck halten einfahren
Schwenkzylinder für Gabeldrehung	ausfahren einfahren
Zylinder in horizontaler Richtung	Druck- u. Volumenstrom Verstellung ausfahren einfahren
Zylinder in vertikaler Richtung	Druck- u. Volumenstrom Verstellung ausfahren einfahren
Hydromotor des Förderwagens	Drehrichtung links und rechts ausfahren einfahren
Hydromotor der Förderrollen	Drehrichtung rechts

12 Zukaufteile

- 8 x Hydraulikzylinder für die vertikale Hebeeinrichtung
- 4 x Hydraulikzylinder für den horizontalen Teleskoprahmen
- 2 x Hydraulikzylinder für das Andocken
- 2 x Hydraulikzylinder für die Deckenabstützung
- 1 x oder 2 x Gabelschwenksystem
- 1 x System Förderrollen auf Plattform angetrieben
- 1 x System Staurollen auf Plattform
- 1 x System Förderrollen auf Förderwagen angetrieben
- 1 x System Staurollen auf Förderwagen
- 1 x Antrieb für die Förderrollen des Förderwagens und der Plattform
- 2 x Radmotor für die Antriebsräder des Förderwagens
- 8 x Standlager
- 1 x Hydraulikaggregat
- 1 x SPS - Steuerung
- 1 x Funksteuerung
- 1 x Steuereinheit am Palettenförderer

13 Zusammenfassung

Aufgabe der vorliegenden Arbeit war es, eine Neukonstruktion eines Palettenförderers für die Beladung eines Schiffes zu erstellen.

Schwerpunkt der Diplomarbeit war daher, einerseits die derzeit möglichen Beladesysteme aufzuzählen und Entwurfskonzepte zu bestimmen. Der Grundentwurf besteht aus einem horizontal ausfahrbaren Teleskoprahmen auf dem ein horizontal verfahrbarer Wagen montiert ist, und einer vertikal teleskopierbaren Hebeeinrichtung, die mit einer Übergabestation verbunden ist. Durch zwei hintereinander arbeitende Systeme kann die Förderzeit halbiert werden. Der Grundentwurf wurde in die wichtigsten Komponenten unterteilt. Aus diesen Komponenten wurden mehrere Varianten gebildet und die Gesamtlösung wurde bestimmt.

Der zweite Schwerpunkt der Arbeit war das Einarbeiten in das Zeichenprogramm „Autodesk Inventor 5“ um den Palettenförderer als dreidimensionale Zeichnung darstellen zu können. Die wichtigsten Komponenten des Palettenförderers wurden anhand der Zeichnung näher beschrieben. Der Bewegungsablauf des Palettenförderers mit seinen Komponenten wurde im Detail anhand der 3-Dimensionalen Zeichnung beschrieben. Die wichtigsten Bewegungsabläufe des Palettenförderers wurden in einem Video (Anhang) dargestellt.

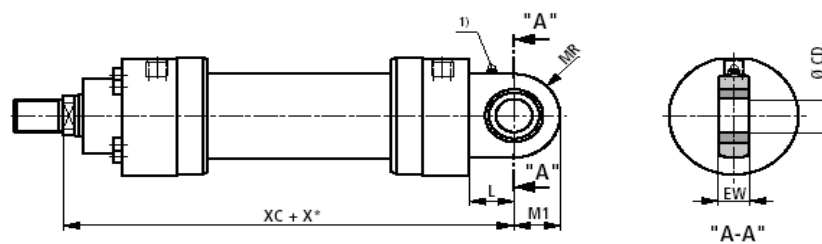
14 Anhang

14.1 Datenblätter

14.1.1 Hydraulikzylinder der Firma Mannesmann Rexroth AG

Befestigungsart MP3 / Mounting MP3 / Fixation MP3

CDH1 MP3; AL-Ø 40-200 mm



Maße MP3 (in mm) / Dimensions MP3 (in mm) / Encombrement MP3 (en mm)

AL Ø	MM Ø	CD	CB ± 1	EW - 0,4	L	MR	M1	UB ± 5	XC
40	22 28	25 ^{H11}	–	23	32,5	31	28	–	252
50	28 36	30 ^{H11}	–	28	37,5	36	32,5	–	265
63	36 45	35 ^{H11}	–	30	45	42	40	–	302
80	45 56	40 ^{H11}	–	35	50	52	50	–	330
100	56 70	50 ^{H11}	–	40	60	65	62,5	–	385
125	70 90	60 ^{H11}	–	50	70	70	70	–	447
140	90 100	70 ^{H11}	–	55	75	82	82	–	490
160	100 110	80 ^{H11}	–	60	85	95	95	–	550
180	110 125	90 ^{H11}	–	65	90	113	113	–	610
200	125 140	100 ^{H11}	–	70	115	125	125	–	645

Bemerkungen

Hauptmaße auf Seite 10 und 11

AL = Kolben-Ø

MM = Kolbenstangen-Ø

X* = Hublänge

1) = Schmiernippel Kegelkopf
Form A nach DIN 71 412

Notes

For main dimensions, see pages 10 and 11

AL = Piston Ø

MM = Piston rod Ø

X* = Stroke length

1) = Cone head grease nipple
form A to DIN 71 412

Remarques

Cotes principales, voir pages 10 et 11

AL = Ø du piston

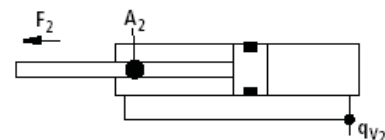
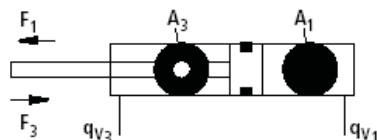
MM = Ø de la tige

X* = Course

1) = Graisseur à tête sphérique
forme A selon DIN 71 412

Kräfte, Flächen, Volumenstrom / Area, force, flow / Sections, forces, débit

Kolben	Kolben- stange	Flächen- verhältnis	Flächen			Kraft bei 250 bar ¹⁾			Volumenstrom bei 0,1 m/s ²⁾		
			Kolben	Flächen Stange	Ring	Druck	Diff.	Zug	Aus	Diff.	Ein
Piston	Piston rod	Area ratio	Piston	Areas Rod	Annulus	Force at 250 bar ¹⁾			Flow at 0,1 m/s ²⁾		
Piston	Tige	Rapport de sections	Piston	Sections Tige	Annulaire	Force à 250 bar ¹⁾	Diff.	Traction	Débit à 0,1 m/s ²⁾		
AL Ø mm	MM Ø mm	φ A ₁ /A ₂	A ₁ cm ²	A ₂ cm ²	A ₃ cm ²	F ₁ kN	F ₂ kN	F ₃ kN	q _{v1} L/min	q _{v2} L/min	q _{v3} L/min
40	22	1,43	12,56	3,80	8,76	31,40	9,50	21,90	7,5	2,3	5,3
	28	1,96		6,16	6,40		15,40	16,00		3,7	3,8
50	28	1,46	19,63	6,16	13,47	49,10	15,40	33,70	11,8	3,7	8,1
	36	2,08		10,18	9,45		25,45	23,65		6,1	5,7
63	36	1,48	31,17	10,18	20,99	77,90	25,45	52,45	18,7	6,1	12,6
	45	2,04		15,90	15,27		39,75	38,15		9,5	9,2
80	45	1,46	50,26	15,90	34,36	125,65	39,75	85,90	30,2	9,5	20,7
	56	1,96		24,63	25,63		61,55	64,10		14,8	15,4
100	56	1,46	78,54	24,63	53,91	196,35	61,55	134,80	47,1	14,8	32,3
	70	1,96		38,48	40,06		96,20	100,15		23,1	24,0
125	70	1,46	122,72	38,48	84,24	306,75	96,20	210,55	73,6	23,1	50,5
	90	2,08		63,62	59,10		159,05	147,70		38,2	35,4
140	90	1,70	153,94	63,62	90,32	384,75	159,05	225,70	92,4	38,2	54,2
	100	2,04		78,54	75,40		196,35	188,40		47,1	45,3
160	100	1,64	201,06	78,54	122,50	502,50	196,35	306,15	120,6	47,1	73,5
	110	1,90		95,06	106,00		237,65	264,85		57,0	63,6
180	110	1,60	254,47	95,06	159,43	636,17	237,65	398,52	152,7	57,0	95,7
	125	1,93		122,72	131,75		306,80	329,37		73,6	79,1
200	125	1,64	314,16	122,72	191,44	785,25	306,80	478,45	188,5	73,6	114,9
	140	1,96		153,96	160,20		384,90	400,35		92,4	96,1
220	140	1,68	380,1	153,9	226,2	950,3	384,8	565,5	228,1	92,4	135,7
	160	2,12		201,0	179,1		502,6	447,7		120,7	107,4
250	160	1,69	490,8	201,0	289,8	1227,2	502,7	724,5	294,5	120,7	173,8
	180	2,08		254,4	236,4		636,2	591,0		152,7	141,8
280	180	1,70	615,7	254,4	361,3	1539,4	636,2	903,2	369,4	152,7	216,7
	200	2,04		314,1	301,6		785,4	753,9		188,5	180,9
320	200	1,64	804,2	314,1	490,1	2010,6	785,4	1225,2	482,5	188,5	294,0
	220	1,90		380,1	424,2		950,3	1060,3		228,1	254,4
360	200	1,45	1017,8	314,1	703,7	2544,7	785,4	1759,3	610,7	188,5	422,2
	220	1,60		380,1	637,7		950,3	1594,4		228,1	382,6
400	250	1,93	1256,6	490,8	527,0	3141,6	1227,2	1317,5	754,0	294,6	316,1
	280	1,96		615,7	640,9		1539,4	1602,2		369,5	384,5
450	250	1,45	1590,4	490,8	1099,6	3976,1	1227,2	2748,9	954,2	294,6	659,6
	280	1,63		615,7	974,7		1539,4	2436,7		369,5	584,7
500	320	2,02	1963,4	804,2	786,2	4908,7	2010,6	1965,5	1178,0	482,5	471,7
	280	1,46		615,7	1347,7		1539,4	3369,4		369,5	808,5
	360	2,08	1017,8	804,2	1159,2	2010,6	2898,1	482,5	695,5	610,8	567,2



Bemerkungen

- Theoretische Kraft (ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrades)
- Hubgeschwindigkeit

Note

- Theoretical force (efficiency not taken into account)
- Stroke velocity

Remarque

- Force théorique (le rendement n'est pas pris en considération)
- Vitesse de la tige

Masse Zylinder /Cylinder weight / Masse du vérin

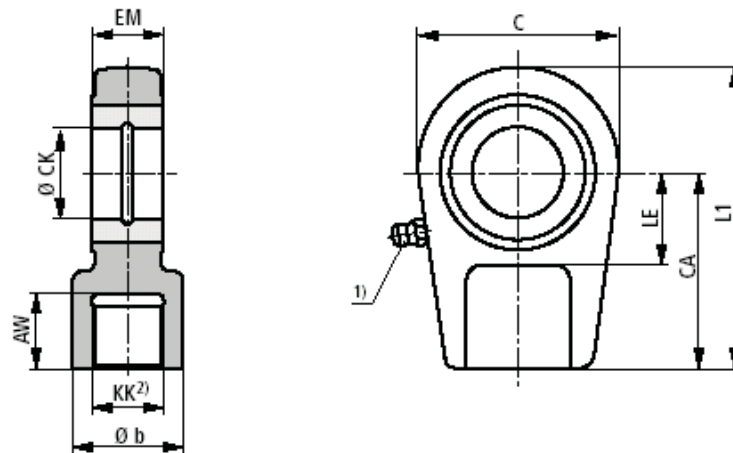
Kolben	Kolben- stange	CD-Zylinder bei 0 mm Hublänge				pro 100 mm Hublänge	CG-Zylinder bei 0 mm Hublänge			pro 100 mm Hublänge
Piston	Piston rod	CD cylinder at 0 mm stroke				per 100 mm stroke	CG cylinder at 0 mm stroke			per 100 mm stroke
Piston	Tige	Vérin CD à 0 mm de course				par 100 mm de course	Vérin CG à 0 mm de course			par 100 mm de course
AL	MM	MP3; MP5	MF3; MF4 ME7; ME8	MT4	MS2		MF3	MT4	MS2	
∅	∅	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg
40	22	7	9	9	9	0,9	10	9	9	1,2
	28	7	9	9	9	1,0	10	9	10	1,5
50	28	10	14	12	12	1,2	15	14	14	1,6
	36	10	14	12	13	1,5	15	14	14	2,3
63	36	16	22	19	19	2,1	24	21	21	2,9
	45	16	22	19	20	2,6	24	22	22	3,8
80	45	25	30	29	31	2,9	34	33	35	4,1
	56	26	31	30	32	3,6	35	34	36	5,5
100	56	43	52	50	52	4,6	59	56	58	6,6
	70	44	53	51	53	5,7	60	58	60	8,8
125	70	79	93	91	90	7,3	103	101	100	10,3
	90	80	95	93	92	9,2	106	105	104	14,2
140	90	111	127	130	131	10,7	145	147	148	15,7
	100	112	128	131	132	11,9	146	149	150	18,1
160	100	168	198	200	209	12,6	230	233	241	18,8
	110	169	200	202	210	13,9	234	236	244	21,4
180	110	236	270	269	278	14,7	314	312	322	22,1
	125	239	272	271	281	16,8	319	318	327	26,5
200	125	306	348	346	358	19,0	369	367	380	28,6
	140	309	351	349	361	21,5	376	373	386	33,5
220	140	452	515	479	509	27,1	598	562	593	39,1
	30,9					46,7				
250	160	582	664	618	649	32,7	784	739	770	48,5
	180					36,9				56,9
280	180	753	846	784	822	44,2	981	919	957	64,2
	200					48,8				73,4
320	200	1125	1290	1180	1222	55,2	1452	1343	1385	79,8
	220					60,4				90,2
360	200	1056	1032	1177	-	53,0	-	-	-	-
	220					58,2				
	250					66,9				
400	220	1456	1381	1586	-	67,4	-	-	-	-
	250					76,1				
	280					85,9				
450	250	1852	1748	2014	-	81,1	-	-	-	-
	280					90,9				
	320					105,7				
500	280	2457	2272	2718	-	123,6	-	-	-	-
	320					138,4				
	360					155,1				

Toleranzen nach ISO 8135 / Tolerances to ISO 8135 / Tolérances selon ISO 8135

Einbaumaße Installation dimensions Encombrement	WC	WF	XC ¹⁾	XO ¹⁾	XS ²⁾	XV ¹⁾	ZJ ¹⁾	ZP ¹⁾	Hubtoleranzen
Befestigungsart Mounting type Type de fixation	MF3	ME7	MP3	MP5	MS2 ¹⁾	MT4	ME8	MF4	Stroke tolerances Tolérances de course
Hublänge / Stroke / Course	Toleranzen /			tolerances /			tolérances		
0 - 499	± 2	± 1,5	± 1,5	± 1,5	± 2	± 2	± 1,5	± 1,5	+ 3
50 - 1249	± 2,8	± 2,8	± 2	± 2	± 2,8	± 2,8	± 2	± 2	+ 4
1250 - 3149	± 4	± 4	± 3	± 3	± 4	± 4	± 3	± 3	+ 6
3150 - 8000	± 8	± 8	± 5	± 5	± 8	± 8	± 5	± 5	+ 10

¹⁾ Inklusive Hublänge / Stroke length included / Course inclue²⁾ Nicht genormt / Not standardized / Non normalisé

Schwenkkopf CSA (in mm) / Plain clevis CSA (in mm) / Tenon à bague CSA (en mm)



AL Ø	Typ	Material-Nr. Material no. référence	AW	b	C	CA	CK H11	EM -0,4	KK	LE	L1	m ³⁾ kg
40	CSA 16	00303150	17	28	56	50	25	23	M16x1,5	25	80	0,43
50	CSA 22	00303151	23	34	64	60	30	28	M22x1,5	30	94	0,7
63	CSA 28	00303152	29	44	78	70	35	30	M28x1,5	40	112	1,1
80	CSA 35	00303153	36	55	94	85	40	35	M35x1,5	45	135	2,0
100	CSA 45	00303154	46	70	116	105	50	40	M45x1,5	55	168	3,3
125	CSA 58	00303155	59	87	130	130	60	60	M58x1,5	65	200	5,5
140	CSA 65	00303156	66	93	154	150	70	55	M65x1,5	75	232	8,6
160	CSA 80	00303157	81	125	176	170	80	60	M80x2	80	265	12,2
180	CSA100	00303158	101	143	206	210	90	65	M100x2	90	323	21,5
200	CSA110	00303159	111	153	230	235	100	70	M110x2	105	360	27,5

Bemerkungen

AL = Kolben-Ø

1) = Schmiemippel Kegelpfopf
Form A nach DIN 71 4122) = Der Schwenkkopf muß immer gegen
die Schulter der Kolbenstange ge-
schraubt werden

3) m = Masse Schwenkkopf

Notes

AL = Piston Ø

1) = Cone head grease nipple
form A to DIN 71 4122) = The plain clevis must always be
screwed to the piston rod thread
stop

3) m = Weight of the plain clevis

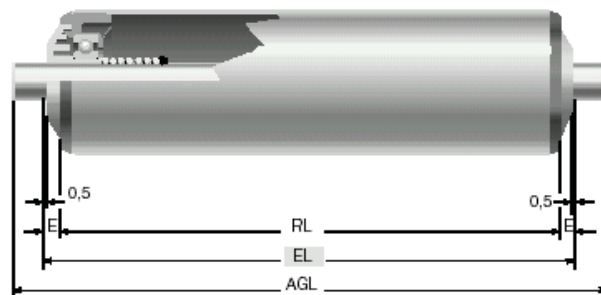
Remarques

AL = Ø de piston

1) = Graisseur à tête sphérique,
forme A selon DIN 71 4122) = Le tenon à bague doit toujours être
vissé sur l'épaulement de la tige

3) m = Masse du tenon à bague

14.1.2 Förderrolle der Firma Interroll



Universal- förderrolle – Serie 1700

Eigenschaften

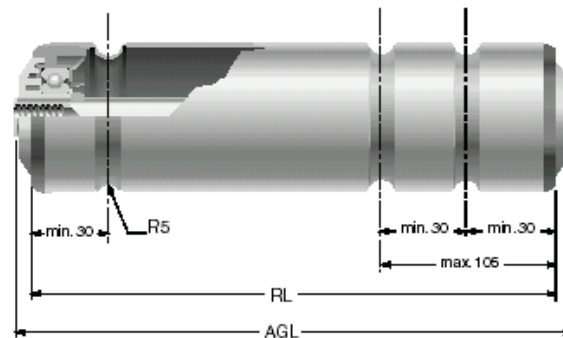
- Die Rolle für fast jeden Einsatzzweck
- Viele verschiedene Kugellagerausführungen erhältlich
- Geräuscharmer Lauf durch Verwendung von Kunststofflagerböden und Dichtungen
- Gesicherter Lagersitz
- Integrierte Dichtung vor dem Kugellager als Schutz vor grobem Schmutz und Schutz des Kugellagers vor Spritzwasser durch spezielle Wasserabweisille
- Abgerundete Rollendenen zum leichten seitlichen Aufschieben von Fördergütern

Ausführung für Rundriemenantrieb Serie 1700 mit Sicken

- Zur Vermeidung von elektrostatischer Aufladung wird standardmäßig eine antistatische Rollenausführung geliefert
- Die Tragfähigkeit pro Rolle ist – bedingt durch die Mitnahmekraft des Rundriemens – auf 300 N beschränkt. Die eigentliche Tragfähigkeit der Rolle mit Stahlrohr unterschreitet diesen Wert erst bei Längen über 1400 mm
- Es sollte eine gegen Verdrehen gesicherte Achsausführung (z. B. Innengewindeachse) gewählt werden

Tragfähigkeit

- Bis zu 2000 N
- Bis zu 3000 N mit Präzisionskugellager 6003
- Bis zu 300 N mit Sicken



Abmessungen

Rohr

- Hochschlagfestes Spezial-PVC in steingrau (RAL 7030) mit 50, 63 oder 90 mm Außendurchmesser
- Stahl verzinkt nach DIN 2394 mit 20, 30, 40, 50, 51, 60 oder 80 mm Außendurchmesser
- Stahl Niro nach DIN 2463 mit 50 mm Außendurchmesser
- Aluminium mit 50 mm Außendurchmesser
- Überzug mit elastischem PVC-Schlauch für 30, 40, 50 oder 60 mm Außendurchmesser
- Sicken für Rohre 50 oder 60 mm

Achse

- Stahl blank oder Niro
- Federachse, Durchmesser 8, 10, 12, 14 mm oder 11 mm Sechskant
- Schlüsselflächenachse, Durchmesser 10, 12, 14 oder 17 mm
- Außengewindeachse, Durchmesser 8, 10, 12 oder 14 mm
- Innengewindeachse (M8 x 15), Durchmesser 12 oder 14 mm
- Innengewindeachse (M12 x 20), Durchmesser 17 mm

Lager

- Lagerboden aus Polyamid (schwarz)
- Lagerdichtung aus Polypropylen (gelb)
- Lagerausführungen:
 - Interroll-Kugellager
 - Interroll-Niro-Kugellager
 - Präzisionskugellager 6002, 6002 2Z, 6002 2RS
 - Präzisionskugellager 6003 für Achsdurchmesser 17 mm

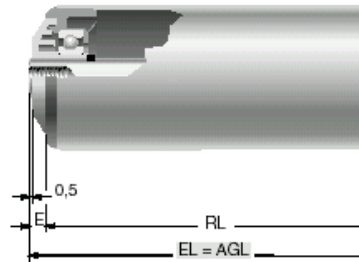
Optionen

- Spurkränze
- Antistatische Ausführung
- Gummierung
- Gehärtetes Rohr
- Achslose Ausführung

■ = STANDARD



Innengewindeachse



Achs-Ø mm	Gewinde mm	Rollen-Ø mm	EL = RL+ mm	E mm
8	M5 x 12	30	5	2,5
12	M8 x 15	40/50/60	10	5
14	M8 x 15	50/60	10	5
17	M12 x 20	50/60	10	5

Rohr	Rohr- abmessung Ø mm	Lager- ausführung	Innengewindeachse			
			Ø 8 mm	Ø 12 mm	Ø 14 mm	Ø 17 mm
Stahl verzinkt	30 x 1,2	ITRL-Kugellager	1.73BJ31.EAJ			
	40 x 1,25	Präzisionskugellager		1.7UN.JB0.LAE		
	50 x 1,5	Präzisionskugellager		1.7L7.JAA.LAE	1.7L8.JAA.NAE	1.75A.JAA.RAA
	60 x 1,5	Präzisionskugellager		1.7ME.JAB.LAE	1.7MF.JAB.NAE	
	60 x 3	Präzisionskugellager				1.75C.J63.RAA
Stahl verzinkt mit 2 Sicken	50 x 1,5	Präzisionskugellager		1.7L7.JAE.LAE	1.7L8.JAE.NAE	
Stahl verzinkt mit 2 mm PVC-Schlauch	50 x 1,5	Präzisionskugellager		1.7L7.J72.LAE	1.7L8.J72.NAE	
Stahl verz. m. 2 Sicken u. 2 mm PVC-Schlauch	50 x 1,5	Präzisionskugellager		1.7L7.JCG.LAE	1.7L8.JCG.NAE	



Tragfähigkeit (in N)

Annahmen: dynamische Belastung, Flächenlast

EL mm	Stahlrohr
	Ø 30 x 1,2 mm beliebige Achsform
100	150
200	150
300	150
400	150
500	150
600	150

Die maximal zulässige Fördergeschwindigkeit beträgt 0,8 m/s.

EL mm	Stahlrohr Ø 40 x 1,25 mm ITRL-Kugellager lose Einspannung			Ø 50 x 1,5 mm ITRL-Kugellager lose Einspannung			Ø 50 x 1,5 mm Präzisionskugellager lose Einspannung			
	Ø 10/12 mm	Ø 10 mm	Ø 12 mm	11 SKT	Ø 10 mm	Ø 12 mm	11 SKT	Ø 10 mm	Ø 12 mm	11 SKT
200	800	1600	1600	1600	900	1900	1640			
300	800	1600	1600	1600	570	1210	1040			
400	800	1250	1600	1600	420	900	770			
500	800	830	1600	1540	280	600	510			
800	730	620	1380	1170	210	460	390			
1000	490	500	1140	960	170	380	320			
1200	340	420	795	795	140	325	275			
1400	250	370	580	580	120	290	240			
1600		325	440	440	110	250	220			

EL mm	Stahlrohr Ø 60 x 1,5 mm ITRL-Kugellager lose Einspannung			Ø 60 x 1,5 mm Präzisionskugellager lose Einspannung			PVC-Rohr
	Ø 10 mm	Ø 12 mm	11 SKT	Ø 10 mm	Ø 12 mm	11 SKT	Ø 50 x 2,8 mm ITRL-Kugellager lose Einspannung
200	1600	1600	1600	900	1880	1620	790
300	1600	1600	1600	570	1190	1090	310
400	1240	1600	1600	410	870	750	165
500	810	1600	1490	270	580	495	70
800	510	1305	1120	200	435	370	
1000	485	1055	900	160	350	300	
1200	410	890	760	135	300	250	
1400	350	780	660	120	250	220	
1600	310	690	590	100	230	195	

Die maximal zulässige Fördergeschwindigkeit beträgt 0,8 m/s für Interroll-Kugellager und 1,2 m/s für Präzisionskugellager.



Festantriebs- förderrolle Serie 3500

Eigenschaften

- Förderrollen der Serie 3500 basieren auf der Universalförderrolle der Serie 1700
- Auf der nicht angetriebenen Seite befinden sich Rollenböden der Serie 1700. Auf der angetriebenen Seite sind wahlweise Antriebs Elemente aus Kunststoff (Kettenräder-Polyamid 6,6, Zahnriemenkopf – POM) oder Stahl erhältlich
- Kettenräder aus hochabriebfestem, zähelastischen Kunststoff zeichnen sich durch besonders gute Geräuschdämpfung gegenüber Stahlkettenrädern aus
- Stahlkettenräder sind präzise, direkt mit dem Rohr verschweißte Drehteile mit exakter Verzahnung
- Grundsätzlich ist zu beachten, dass bei Geschwindigkeiten über 0,5 m/s der Geräuschpegel bei Kettentrieb unzumutbar ansteigt. Daher empfiehlt sich bei höheren Geschwindigkeiten die Interroll Zahnriemenförderrolle

Tragfähigkeit

- Bis zu 2000 N

Zahnriemen-Antriebs Element

- Zahnriemenkopf aus POM
- Abmessungen:
 - Zahnriementeilung: 8 mm
 - Zahnriemenbreite: 11,2 mm
 - Zähnezah: **18** für Interroll-Spezialzahnriemen

Optionen

- Spurkränze
- Überzug mit elastischem PVC-Schlauch
- Antistatische Ausführung

Konstruktionshinweise

- Siehe Kapitel „Einiges über Antriebsarten“ Seite 10

■ = STANDARD

Abmessungen

Rohr

- Hochschlagfestes Spezial-PVC in steingrau (RAL 7030) mit **50** oder 63 mm Außendurchmesser
- Stahl verzinkt nach DIN 2394 mit **50** oder **60** mm Außendurchmesser
- Stahl Niro nach DIN 2463 mit 50 oder 60 mm Außendurchmesser
- Aluminium mit 50 mm Außendurchmesser

Achse

- Stahl blank oder Niro
- Innengewindeachse (M8 x 15), Durchmesser 12 oder **14** mm
- Andere Achsenden auf Anfrage

Lager

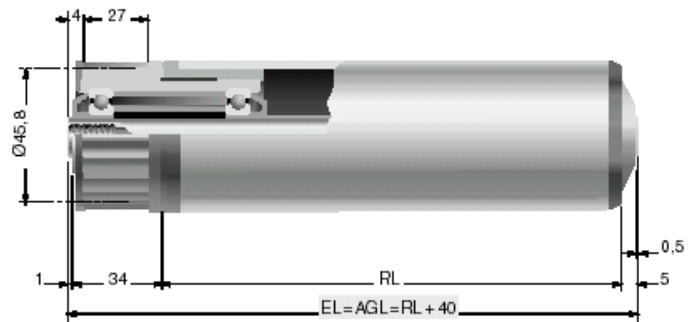
- Lagerboden aus Polyamid (schwarz)
- Lagerdichtung (gelb) aus Polyamid für die Antriebsseite bzw. Polypropylen für die nicht angetriebene Rollenseite
- Lagerausführungen:
 - **Interroll-Kugellager**
 - Interroll-Niro-Kugellager
 - **Präzisionskugellager 6002**, 6002 2RS

Ketten-Antriebs Element

- Einfach- oder Doppelkettenradkopf aus hochwertigem Polyamid 6,6 oder Stahl
- Abmessungen: 1/2" x 5/16"
- Zähnezahlen: 9, **11** oder **14**



Kunststoffzahnriemenkopf T = 8, Z = 18



Kunststoffzahnriemenkopf T = 8, Z = 18

Rohr	Rohr- abmessung Ø mm	Lager- ausführung	Innengewindeachse
Stahl verzinkt	50 x 1,5	Präzisionskugellager	Ø 14 mm (M8 x 15)
	60 x 1,5	Präzisionskugellager	3.5ZV.JAA.N90
			3.5ZD.JAB.N90

Auswahl der erforderlichen Motorleistung

Fordergeschwindigkeit m/s	Teilung mm	Maximale Anzahl von Zahnriemen pro Antrieb		
		0,37 KW	0,55 KW	0,75 KW
v = 0,4	72	40	47	50
	104	38	46	50
	136	34	42	49
v = 0,6	72	31	40	48
	104	30	37	44
	136	26	34	40
v = 0,8	72	25	33	40
	104	24	32	38
	136	22	28	34
v = 1,0	72	21	28	35
	104	20	27	33
	136	18	24	30

Belastungsannahmen: 1000 N pro Meter bei Raumtemperatur +20°C. Wir empfehlen frequenzgeregelte Motoren.



Tragfähigkeit (in N)

Annahmen: dynamische Belastung, Flächenlast

EL m/m	1 Kunststoff- kettenrad Z = 11 PVC-Rohr Ø 50 x 2,8 mm ITRL-/Präzisions- kugellager feste Einspannung Ø 14 mm	1 Kunststoff- kettenrad Z = 11 Stahlrohr Ø 50 x 1,5 mm ITRL-/Präzisions- kugellager feste Einspannung Ø 14 mm	1 und 2 Kunststoffkettenräder Z = 14 oder Kunststoffzahnriemenkopf Z = 18 Stahlrohr Ø 50 x 1,5 mm Präzisionskugellager feste Einspannung Ø 14 mm	
			Ø 50 x 1,5 mm Präzisionskugellager feste Einspannung Ø 14 mm	Ø 60 x 1,5 mm Präzisionskugellager feste Einspannung Ø 14 mm
200	300	300	1500	1500
400	300	300	1500	1500
600	110	300	1450	1450
800	40	300	1410	1410
1000		300	1370	1390
1200		290	910	1370
1400		250	650	1150

Die maximal zulässige Fördergeschwindigkeit beträgt 0,8 m/s für Interroll-Kugellager und 1,2 m/s für Präzisionskugellager.

14.2 Bandeinlage (Speichermedium CD-Rom)

Inhalt:

1. Bewegungsablauf des Palettenförderers:

Dateityp: Video Clip

Dateigröße: 390 MB

2. Gesamte Diplomarbeit

14.3 Autorenverzeichnis

BEITZ W. /
KÜTTER K.-H

Dubbel – Taschenbuch für Maschinenbau; 18. Auflage; Springer Verlag, Berlin, Heidelberg

BÖGE ALFRED

Das Techniker Handbuch; Band 1u.2; 4. überarb. u. erw. Auflage; Verlag Friedr. Vieweg & Sohn Braunschweig/Wiesbaden

DEPERT WENER /
STOLL KURT

Pneumatische Steuerungen; Einführung und Grundlagen pneumatischer Steuerungen; 10. Auflage; Vogel Buchverlag

EBERTHÄUSER H. /
HELDUSER S.

Fluidtechnik von A bis Z; Hydraulik und Pneumatik; 2.überarbeitete Auflage 1995; Vereinte Fachverlage Mainz

FA. STEYR

Wälzlager; <http://skfiec.skf.com/4d.htm>; [Stand 2002]

FA. INTERROLL

Förderrollen; <http://Interroll.com>; [Stand 2002]

HOFFMANN K. /

KRENN E. /

STANKER G.

Fördertechnik 1; Bauelemente, ihre Konstruktion und Berechnung; R. Oldenbourg Verlag Wien

HOFFMANN K. /

KRENN E. /

STANKER G

Fördertechnik 2; Maschinensätze, Fördermittel, Tragkonstruktionen; R. Oldenbourg Verlag Wien

MATEK WILHELM /

MUHS DIETER /

WITTEL HERBERT

Roloff/ Matek Maschinenelemente; Normung Berechnung, Gestaltung; 9. durchgesehene und verbessert Auflage; Verlag Friedr. Vieweg & Sohn Braunschweig/Wiesbaden

SCHEFFLER M. /

FEYRER K. /

MATTHIAS K.

Fördermaschinen; Hebezeuge, Aufzüge, Flurförderzeuge; Vieweg Verlag

SCHEFFLER MARTIN

Grundlagen der Fördertechnik-Elemente und Triebwerke; 6. Auflage; Vieweg Verlag

KRIST THOMAS

Hydraulik Pneumatik Fluidik/Pneumatik; Formeln, Daten, Begriffe; 4. Auflage; Hoppenstedt Technik Tabellen Verlag Darmstadt

WARKENTHIN WERNER Tragwerke der Fördertechnik 1; Grundlagen der Bemessung; 2. Auflage; Vieweg Verlag

ZEBISCH HANS-JÜRGEN Fördertechnik 1; Hebezeuge, Krane: Bauteile und Anlagen; 3. überarb. u. erw. Auflage; Vogel Buchverlag