



# Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis .....	1
Eidesstattliche Erklärung .....	3
Zusammenfassung .....	4
Abstract.....	5
Danksagungen.....	6
1. Einleitung .....	7
2. Aufgabenstellung/Rahmenbedingungen.....	8
3. Konzeptfindung.....	10
3.1 Konzept A.....	11
3.2 Konzept B.....	12
3.3 Konzept C .....	13
3.4 Konzept D .....	14
4. technisch/wirtschaftliche Bewertung.....	15
5. Festigkeitsberechnung und Auslegung Konzept A.....	18
5.1 Sicherheit gegen Knickung nach Euler .....	22
5.2 Festigkeitsnachweiß Schweißnähte.....	24
5.3 Motordimensionierung Rollengang .....	26
5.4 Motordimensionierung Rückzugseinrichtung .....	29
6. Konstruktionsbeschreibung A.....	30
7. Baugruppen Konstruktion A.....	40
7.1 Motor und Getriebe Auswahl.....	40
7.2 Hydraulikzylinder Auswahl .....	47
8. Prozessablauf Konstruktion A.....	49
9. Regelungstechnik Konstruktion A.....	55
10. Festigkeitsberechnung und Dimensionierung Konzept B.....	60
10.1 Motordimensionierung Hubwerk .....	63



10.2 Motordimensionierung Rückzugseinrichtung .....	64
10.3 Motordimensionierung Tragrollen .....	65
10.4 Zahnrad/Zahnradbolzen.....	66
10.5 Feder.....	73
11. Konstruktionsbeschreibung Konzept B.....	75
12. Prozessablauf Konstruktion B.....	84
13. Baugruppen Konstruktion B.....	89
14. Gegenüberstellung .....	91
15. Betriebswirtschaftliche Betrachtung.....	92
16. Fazit.....	96
17. Abbildungsverzeichnis.....	97
18. Tabellenverzeichnis .....	98
19. Literaturverzeichnis.....	99
20. Anhang .....	100



## **Eidesstattliche Erklärung**



Die Eidesstattliche Erklärung muss unterschrieben und mit Datum versehen in Ihrer Abschlussarbeit eingebunden werden.

### **EIDESSTÄTLICHE ERKLÄRUNG**

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

Datum 14.02.2013

---

Unterschrift Verfasser/in  
Alexander, Gerstner  
Matrikelnummer: 0835349



## **Zusammenfassung**

Die gegenständliche Diplomarbeit befasst sich mit der Entwicklung eines Fördersystems, welche eine vollautomatisierte Be- und Entladung von Schiffen durch eine seitlich angeordnete Ladelücke ermöglicht. Dazu wurden mittels einer umfassenden Literaturrecherche die Rahmenbedingungen erhoben, und auf Basis dieser Gegebenheiten mehrere schematische Konzepte ausgearbeitet. Nach einer Präsentation sowie einer vollzogenen Machbarkeitsstudie fixierte sich der Fokus auf zwei Konzepte, die einer technischen Beurteilung unterzogen und anschließend nach genormten Festigkeitsaspekten betrachtet wurden.

Des Weiteren wurden für beide Prototypen, Konzepte für Antriebseinheiten und Steuerungslogik ausgearbeitet und vorgestellt. Um den Prototypen der Förderanlage professionell umsetzen zu können wurde beide Konzepte nach modernen Konstruktionsmethoden einer umfassenden Designabwicklung in einem 3D-CAD Programm unterzogen. Der Prozessablauf des Be- und Entladevorganges konnte von modellierten 3D-Prototypen abgeleitet, und die Amortisierungszeit der benötigten Investitionskosten von der Umschlagzeit abgeleitet werden. Die Auswahl eines Prototypen erfolgt anhand dieser Ergebnisse.



## **Abstract**

This Master Thesis deals with the development of a fully automated conveyor system which enables one to load and unload ships through a laterally arranged loading dock. Comprehensive literary research lead to the establishment of framework conditions which constituted the base of several schematic concepts. Following a feasibility study and presentation, the focus was narrowed down to two specific concepts which underwent critical technical assessment succeeded by standardised tests analysing strength aspects. Additionally, concepts regarding drive units and control logic were drafted and presented for these two prototypes.

A modern three dimensional CAD Programme was utilized to visually illustrate the two concepts in order to solidify the construction method of this conveyor system prototype. From these competent propositions, the operation process of loading and unloading was derived. Furthermore, the models lead to the determination of the turnaround period as well as the investment costs and the amortisation period associated with them.

The prototype was selected upon the acquired data.



## **Danksagung**

Die vorliegende Arbeit wurde im Jahr 2013 verfasst, im Rahmen meines Maschinenbau Studiums an der Montanuniversität Leoben.

Zuerst möchte ich mich bei meinen liebsten Eltern bedanken, ohne die dieses Studium nie möglich gewesen wäre. Durch ihre moralische sowie finanzielle Unterstützung ermöglichten sie mir neun wunderschöne Semester in Leoben und waren in allen Lebenssituationen eine wichtige Stütze.

Bedanken möchte ich mich auch beim Lehrstuhl für Fördertechnik und Konstruktionslehre, ganz besonders bei dessen Vorstand Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. mont. Franz Kessler, der diese Arbeit betreute und mir alle Freiheiten lies um meine Kreativität in dieser Arbeit ausleben zu können.

Meine Studiengefährten möchte ich auch noch erwähnen, die stets ein offenes Ohr sowie ein kühles Bier für mich hatten und mit Rat und Tat mir beiseite standen. Danke für die schöne Zeit.

Besonderer Dank gilt auch der Montanuniversität Leoben, dessen Traditionen haben mich in meiner Studienzeit mehr als geprägt.



# **1. Einleitung**

Die Fördertechnik ist ein Bereich des Maschinenbaus, welcher sich mit Planung, Konzeption, und Konstruktion von Anlagen zum Transport von Stück- (Paletten, Kisten, Paketen, Container, etc.) oder Schüttgütern (Sand, Schotter, Korn etc.) befasst. Umschlagzeit, Prozessgestaltung, Logistik sowie Lagerkonzeption werden nicht nur nach technisch sondern auch nach betriebswirtschaftlich Aspekten betrachtet.

Diese Arbeit befasst sich mit der Konstruktion und Entwicklung eines Prototyps für den Be- und Entladevorgang von Paletten (Stückgut), zur Minderung der Umschlagzeit beim Verladevorgang von Kreuzfahrtschiffen.

Ein Kreuzfahrtschiff ist ein Passagierschiff, zum Transport von Personen von einem Hafen zu einem anderen. Kreuzfahrten erfreuen sich immer größerer Beliebtheit, wodurch der Bedarf an Schifffahrten in den letzten Jahren stark zugenommen hat. Kurze Aufenthaltszeiten in Häfen stellen hohe Anforderungen an die Verladelogistik, sowie an die Umschlagzeit um den Bedarf an Lebensmittel, Ersatz- und Betriebsmittel zu decken.

Transportiert werden diese Güter vorwiegend auf genormten Europaletten, um den Verladevorgang zu vereinfachen.

Durch Normen (EN 13698-1) sind diese Transportpaletten definiert, mit einer Grundfläche von 0,96 Quadratmeter und den Maßen 1200 x 800 x 144 [mm] (Abb.1/S8). Europalette sind Vierwegepaletten, d. h. diese können mit automatischen Fluorsystem (z. B. Gabelstapler) von allen Seiten aufgenommen und transportiert werden. Europaletten werden üblicherweise nicht in ISO-Container transportiert, da die Maße der Paletten mit jenem des Containers nicht übereinstimmen. Das kostenintensive Transportvolumen des ISO-Containers kann nicht optimal genutzt werden. Dadurch haben sich nicht nur Europaletten am Markt etabliert, sondern auch Kunststoffpaletten mit den Maßen 1140 x 1140 welche mit dem entwickelten Prototypen ebenfalls transportiert werden können.

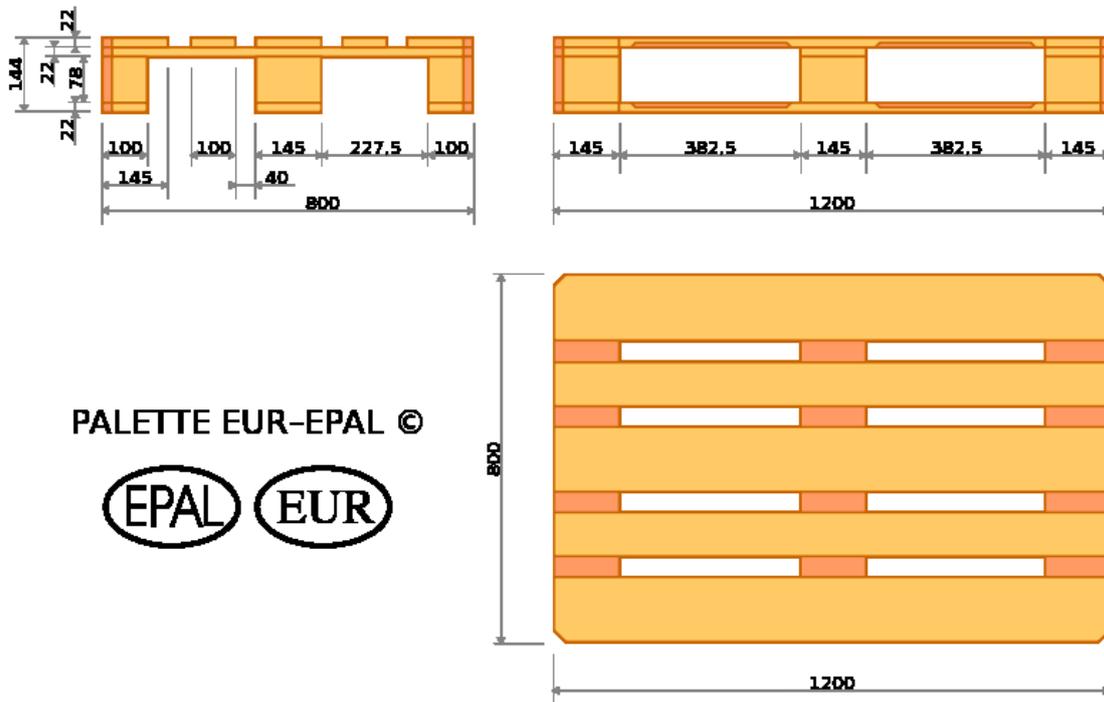


Abb.1: Abmaße einer Europalette

## 2. Aufgabenstellung Rahmenbedingungen

Nach Erhebung der Rahmenbedingungen sind fördertechnische Varianten zu entwickeln, die eine automatisierte Be- und Entladung der Schiffe gestatten. Die Anlagen müssen kompakt gestaltet sein, um sie im Schiffsrumpf wirtschaftlich mitführen zu können.

Ebenso muss damit die unterschiedliche Höhenlage zwischen Ladelücke und Kaimauer überwunden werden können. Die vorgeschlagenen Varianten sind technisch/wirtschaftlich zu bewerten und die besten Lösungen sollen einer näheren Betrachtung unterzogen werden d. h. Auslegung sowie Konstruktion müssen durchgeführt werden.

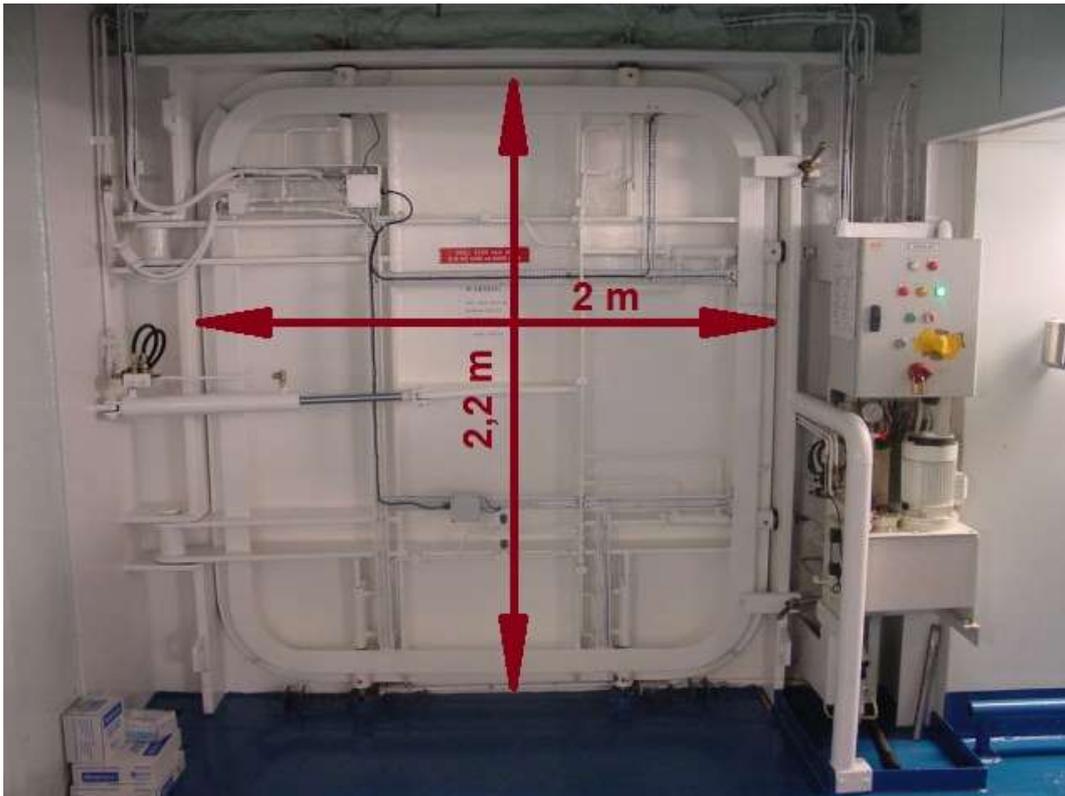


Abb.2: Abmaße der Ladeluke

## Rahmenbedingungen: Die Förderanlage...

- ... soll ein automatisiertes Be- und Entladen einer genormte **Transportpalette** (EN 13698-1; Europalette) mit den Abmaßen von 800x1200, und einer Beladung von 1500 kg gewährleisten.
- ...soll das automatisierte Be- und Entladen durch die **Lücke** (2,2mx2m) des Kreuzfahrtschiffes ermöglichen.
- ...soll fest mit dem Schiff, mittels **Schienen** oder **Zurrösen**, fixiert werden können um eine Be- und Entladen zu ermöglichen.
- ...soll das Be- und Entladen bei einer **Höhendifferenz** von 3 Meter (1,5 Meter Höhe und Tiefe) sowie einer Distanz von 2 Meter von Kaimauer und Schiffsrumpf ermöglichen.
- ...soll mit einer Umschlagseinrichtung (Gabelstapler) von der Kaimauer und im Schiffsrumpf einfach bestückt werden können.
- ... soll nach dem Gebrauch eingezogen und kompakt sowie platzsparend im Rumpf verstaut werden können.
- ...soll mit einer **Hubgeschwindigkeit** von 0,2 m/s die Transportpalette befördern.
- ...soll mit einer **Geschwindigkeit** von 1 m/s die Transportpalette befördern.



### 3. Konzeptfindung

Es wurden vier Grundkonzepte schematisch ausgearbeitet, sowie Prozessablauf und Funktion der jeweiligen Lösungen festgehalten und anschließend bewertet.

Alle vier Konzepte unterscheiden sich technisch grundlegend, nach Funktion sowie Prinzip, in der Überwindung des Abstandes zwischen Schiffsrumpf in vertikaler und horizontaler Richtung. Folgende Konzepte wurden diskutiert:

- a) Segmente welche horizontal und parallel angeordnet sind; nicht teleskopierbar
- b) Teleskopierbares Hubsystem
- c) Hubbalkensystem
- d) Drehbares Scherenhubwerk

### 3.1 Konzept A

Bei diesem Konzept werden Führungsschienen am Boden des Frachtraums verschraubt. Am Grundrahmen des Beladesystems sind Rollen/Walzen befestigt, welche in den Schienen geführt werden. Zwei horizontale Ebenen sind durch ein Segment verbunden. Dieses Verbindungssegment ist im Winkel verstellbar und kann dadurch beide Ebenen mit einer Höhendifferenz anordnen. Mechanismen welche eine parallele Anordnung beider Ebenen gewährleisten sind folgend angeführt:

- Kettenrad/Ketten Mechanismus; Kettenräder an Segmenten befestigt; Verbindung mit Kettenschlinge
- Mechanische Getriebe; Verbindung mit Kardanwellen;
- Fachwerk; Verzerrung des Fachwerkes mit Hydraulikzylinder;
- Scheibe-Seil/Riemen Mechanismus; Scheibe an Segment befestigt

Die Förderanlage muss eine hohe Steifigkeit aufweisen, um Schwingungen der Förderanlage beim Beladen zu vermeiden. Weiteres soll die Palette beim Heben und Senken eine rein vertikale Bewegung ausführen. Beim Heben und Senken müsste die Förderanlage simultan eine horizontale Bewegung ausführen, die mit einer eigenen Regelungstechnik gesteuert wird. Vorteil dieser Konzeptlösung ist, dass die Palette über eine schiefe Ebene transportiert werden kann, dadurch kann bei geringen Höhendifferenzen eine Akkordbeladung realisiert werden.

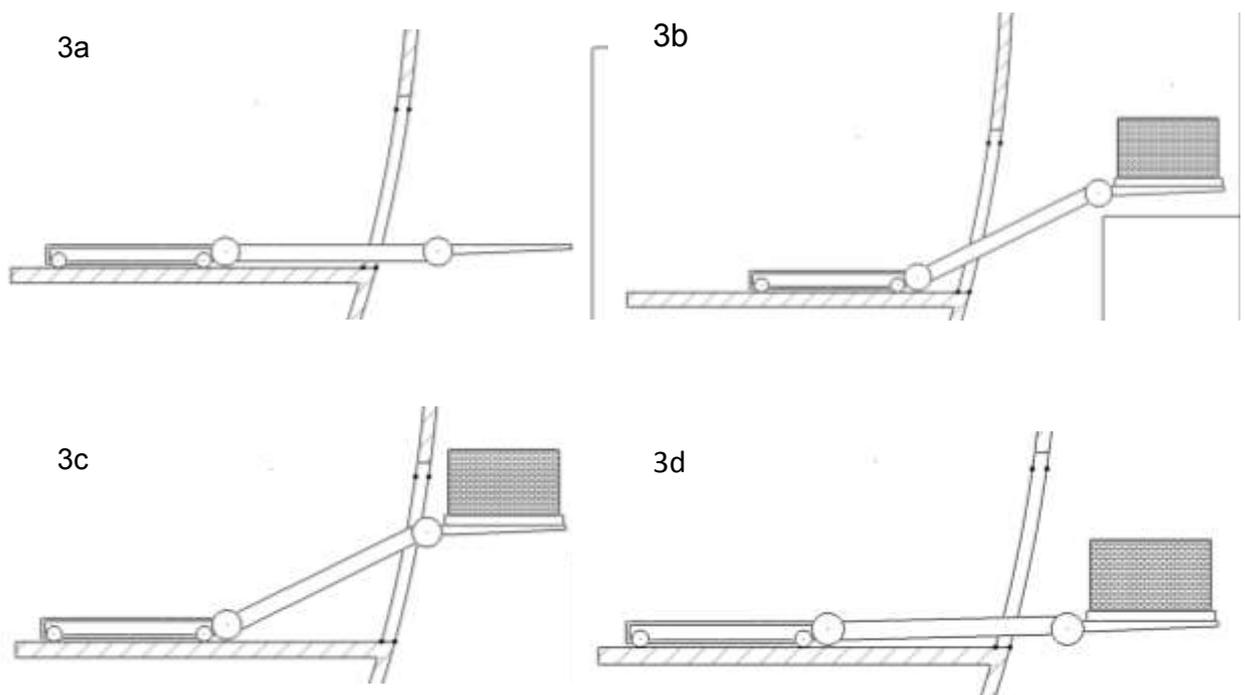


Abb. 3/a/b/c/d: Schematischer Prozessablauf „parallele Segmente“

## 3.2 Konzept B

Rollen sind an einem Grundrahmen befestigt, welche in einer Schiene geführt werden. Die Führungsschienen sind mit dem Schiffsrumpf verschraubt und führen die Anlage, entlang einer horizontalen Achse. Am Rahmen sind Führungen angebracht, die eine vertikale Bewegung des Hubrahmes ermöglichen. Somit ist das Beladen der Förderanlage mit der Transportpalette außerhalb des Schiffsrumpfes möglich. Folgende Mechanismen für die Realisierung des Hubsystems wurden besprochen:

- Hydraulisch ausfahrbare Hubsysteme; gelieferte Baugruppe
- Zahnrad/Zahnstangen Mechanismen; Betätigung mit Ketten oder Hydraulikzylinder;
- Ketten/Kettenrad Mechanismen; Betätigung mit Hydraulikzylinder; Konzept eines Gabelstaplers
- Gewindestange/Muffen Mechanismen; Betätigung mit Motor;

Die Höhe der Anlage darf das Maß von 2150 mm nicht überschreiten, was auch die größte Hürde für die Realisierung darstellte.

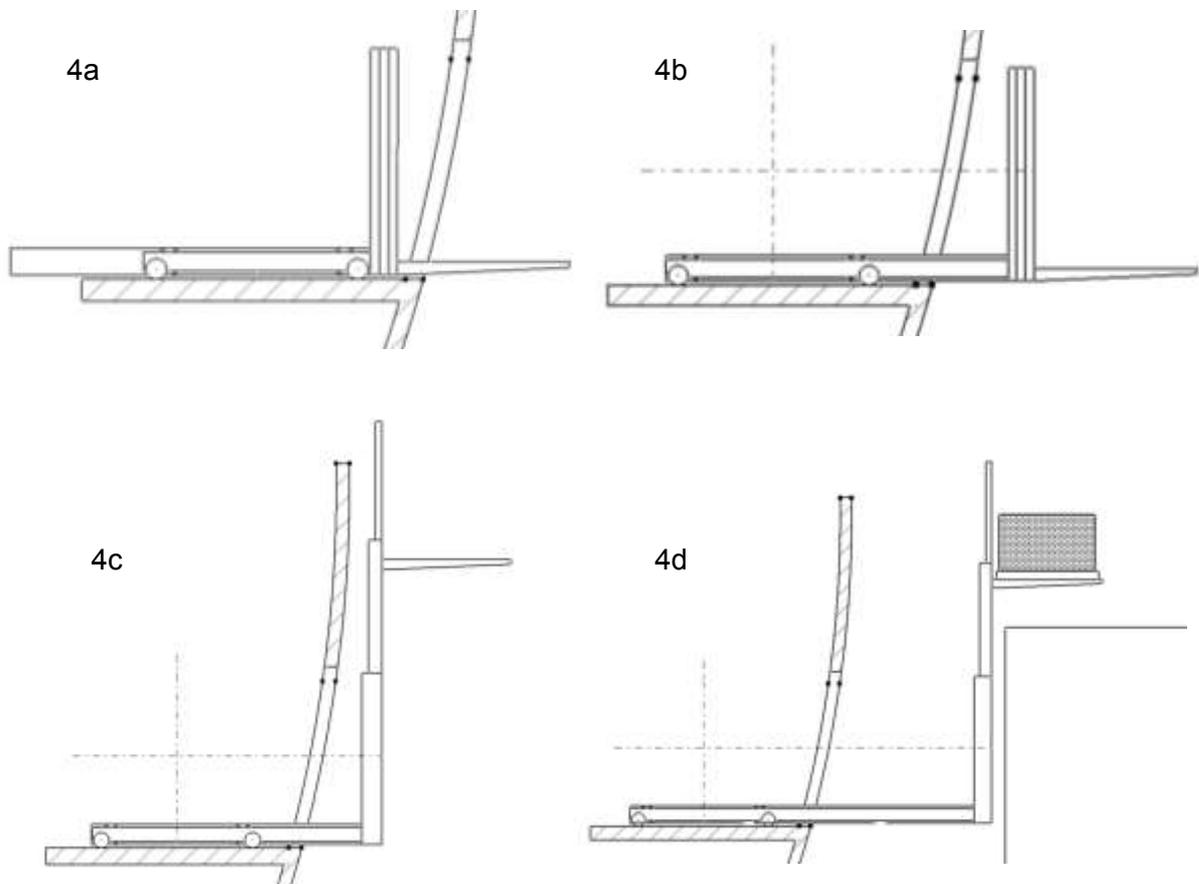


Abb. 4/a/b/c/d: Schematischer Prozessablauf „Hubsystem“

### 3.3 Konzept C

Ein Hubbalken ist drehbar an einem Rahmen befestigt. Durch Ausrichten des Balkens in die Vertikale kann der Höhenunterschied von Schiffsrumpf und Kaimauer überwunden werden. Der Balken hat zwei Kontaktpunkte am Schiffsrumpf. Die Fördereinrichtung presst die Kunststoffpuffer des Balkens gegen den Rumpf. Mechanismen für die Bewegung der Laufkatze sind folgend angeführt:

- Gewindestangen/Muffen Mechanismen; Antrieb mit Motor
- Anbindung der Kette an der Laufkatze; Umlenkung mit Kettenräder

Die Rückzugseinrichtung wird mit einer Zahnstangen/Zahnrad-Kombination realisiert. Nachteilig gestaltet sich der Schwenkvorgang des Hubbalkens in die Vertikale, da dieser nicht im Schiffsrumpf geschwenkt werden kann. Die Förderanlage muss ausreichend ausgefahren werden, um den Schwenkvorgang zu ermöglichen.

Damit die Anlage mit der Palette beladen werden kann, muss der Hubrahmen teleskopierbar ausgeführt werden. Konzept C hatte in der Gegenüberstellung mit den anderen Konzepten überwiegend Nachteile.

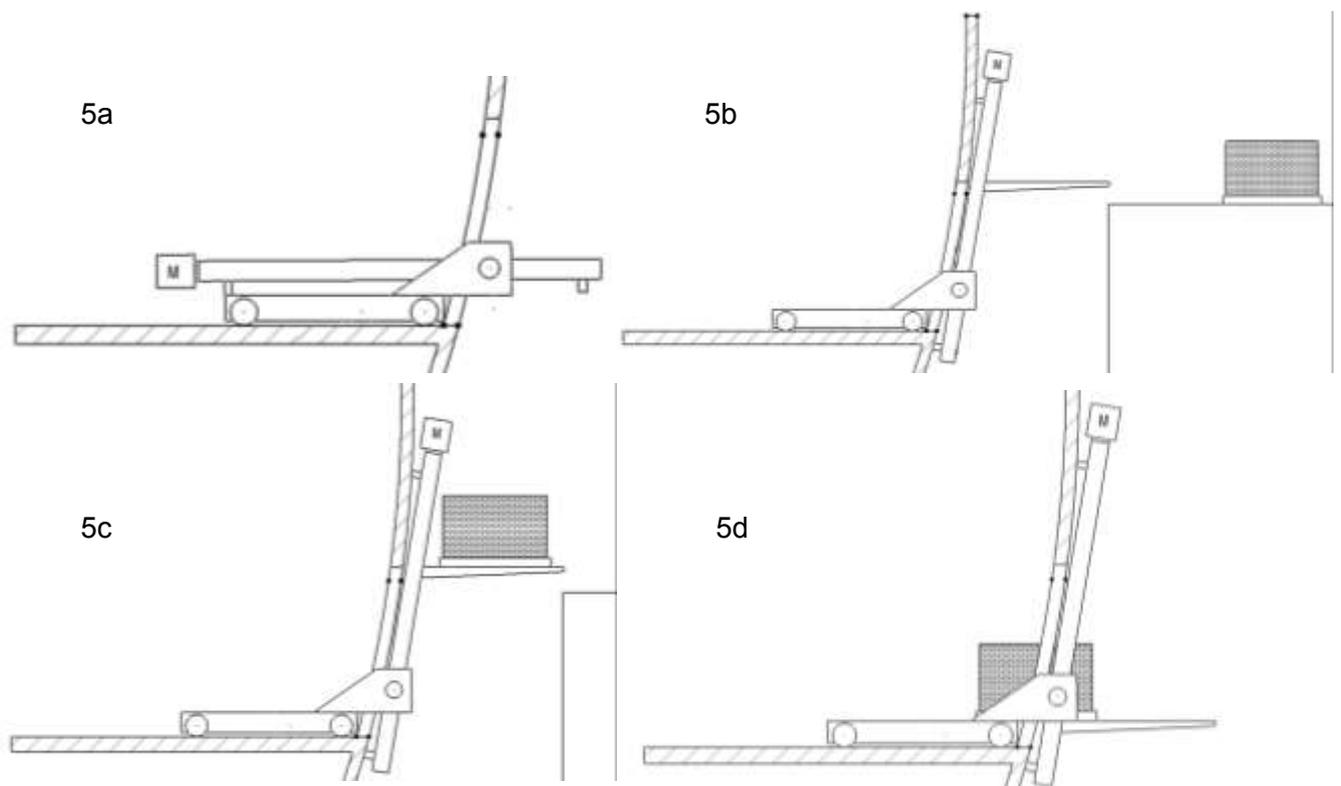


Abb. 5/a/b/c/d: Schematischer Prozessablauf „Hubbalken“

### 3.4 Konzept D

Ein Scherenhebewerk ist an einem Fahrgestell drehbar gelagert. Ein hydraulisch angetriebenes Scherenhebewerk, ermöglicht den Höhenausgleich von Rumpf und Kaimauer. Zusätzlich kann das Hebewerk über ein Teleskopzylinder aus und eingefahren werden, um die Distanz zwischen Kaimauer und Schiffsrumpf zu überbrücken. Ähnlich den andern Lösungen wird die Transportpalette mit Transportrollen in das Schiffsinnere befördert. Vorteil dieses Konzeptes ist, dass große Höhenunterschiede überwunden werden können. Eine technische Umsetzung gestaltet sich äußerst schwierig, aufgrund mehrerer zusammenwirkender Mechanismen. Weiteres bedarf es einer komplizierten Regelung und Steuerung.

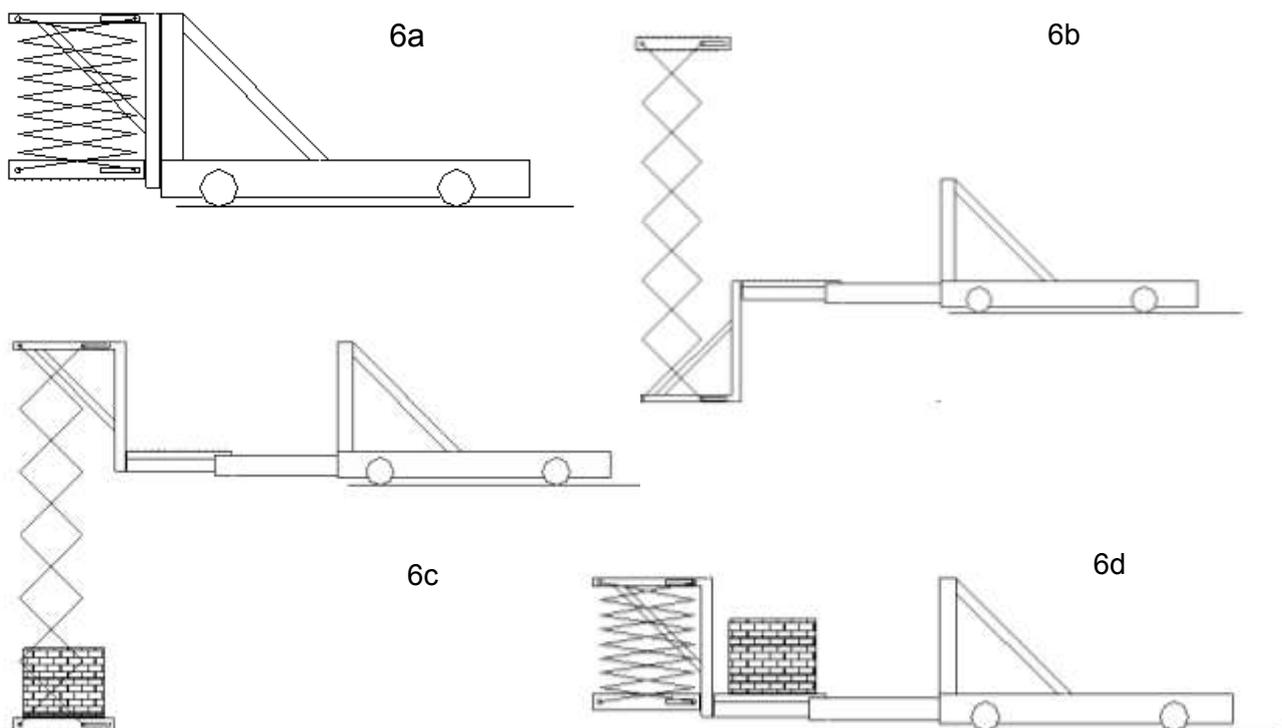


Abb. 6/a/b/c/d: Schematischer Prozessablauf „Scherenhubwerk“



## 4. Technisch/Wirtschaftliche Bewertung

Die Bewertungskriterien werden nach dem VDI 2225 festgelegt. Die Bewertung selbst erfolgt nach dem Schulnotensystem (1 -> sehr gut; 5 -> nicht genügend).

A (Note, Begründung)	B (Note, Begründung)	C (Note, Begründung)	D (Note, Begründung)	Bewertungskriterium
3 1 -> Anlage verstaubar; Bedingung im Rumpf möglich	3 2 -> geringer Platzbedarf	3 5 -> Schwenkvorgang	5 -> verschiedene Mechanismen; komplexe Steuerung 3 -> große Höhenüberwindungen möglich; komplexe Bedienung	Sicherheit (Zuverlässigkeit, Verfügbarkeit) Ergonomie (Mensch, Maschine, Design)
3	3	1-> einfacher Aufbau	5 -> komplexe Fertigung	Fertigung (Fertigungsart, Fertigungsmittel)
1 -> einfache Montage; Bolzenverbindungen	2 -> enge Toleranzen bei Hubsystem	3 -> lange und schwere Baugruppen	5 -> komplexe Montage; große Anzahl an Baugruppen	Montage (Teilefertigung, Montageort)
5 -> schwere Baugruppen	4	5 -> lange und schwere Baugruppen	3 -> kleine Baugruppen; viele Technologien	Transport (innerbetrieblich, außerbetrieblich)
1 -> Akkordbelastung	3 -> rascher Höhengausgleich	5 -> Schwenkbewegung	5 -> komplizierter Prozessablauf	Gebrauch (Betrieb, Handhabung)
1 -> wenig Technologie	3 -> Laufkatze Schmierung	1 -> einfache Technologie	5 -> viele Lagerstellen; komplizierte Mechanismen	Instandhaltung (Wartung, Inspektion, Handhabung)
1	2 -> wenig Werkstoffe	1 -> Einfacher Aufbau	5 -> hohe Anzahl an Werkstoffen	Recycling (Wiederverwendung, Wiederverwertung)
3	1 -> kurze Fertigungszeit	5 -> Zeitaufwendige Schwenkbewegung	5 -> viele Baugruppen	Aufwand (Kosten, Zeit, Termine)



Konzept A sowie B wurden nach vorgegebenen Aspekten am besten beurteilt wodurch diese einer näheren Betrachtung unterzogen werden.

### Konzeptrealisierung:

Für Konzept A musste ein Mechanismus ausgewählt werden, der eine parallele Anordnung der Segmente in unterschiedlichen Höhenlagen gewährleistet. Eine Umsetzung mit Seilen oder Ketten wurde aufgrund geringer Steifigkeit dieser Maschinenelemente nicht durchgeführt. Schwingungen infolge des Beladevorgangs mit dem Fördergut wären unvermeidbar.

Zwei Schneckengetriebe, welche mit Kardanwellen zur Drehmomentenübertragung verbunden sind, konnten aus wirtschaftlichen Gründen nicht realisiert werden.

Ein Parallelogramm welches aus einfachen Formrohren aufgebaut und durch einen Hydraulikzylinder betätigt/verzerrt wird (Abb.8), eignete sich am besten für diese Anwendung.

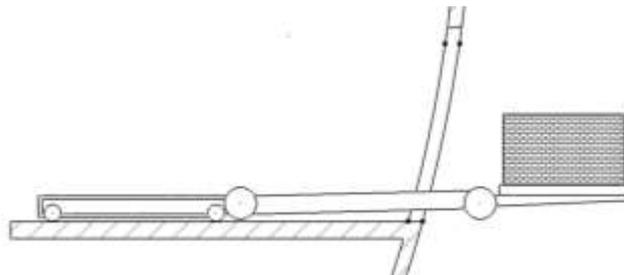


Abb. 7: Basis des Konzeptes A

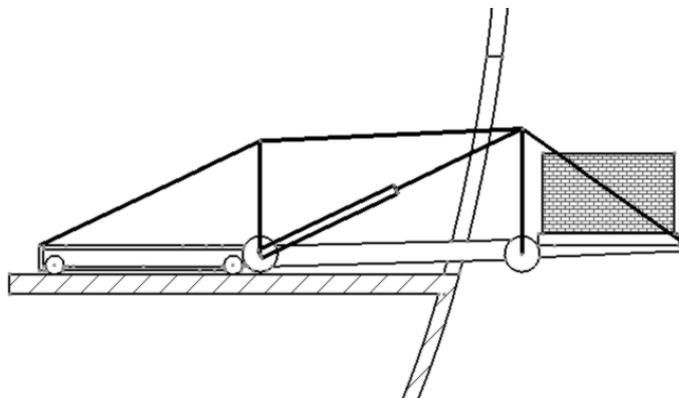


Abb. 8: Lösungsansatz Konzept A



Eine Realisierung von Konzept B gestaltete sehr aufwendig. Das Hubsystem darf eine Länge von 2150 mm nicht überschreiten und muss zusätzlich genügend steif sein, um eine Masse von 1500 kg aufnehmen zu können. Weiteres muss eine Höhendifferenz von 1500 mm in negativer und positiver Richtung der Förderanlage überwunden werden können.

Die vom Markt angebotenen Hubsysteme weisen nicht ansatzweise genug Tragfähigkeit auf um eine Umsetzung durchführen zu können. Hubsysteme von Gabelstaplern hätten genug Tragfähigkeit jedoch können diese Hubsysteme keine negative Höhendifferenz überwinden. Eine weitere Hürde ist die Unterbringung im Verladeraum, die teleskopierbare Hubrahmen von Stapler würden in vertikaler Anordnung nicht durch die Ladeluke passen.

Eine Umsetzung des Mechanismus mit Zahnrad/Zahnstange wurde in Erwägung gezogen.

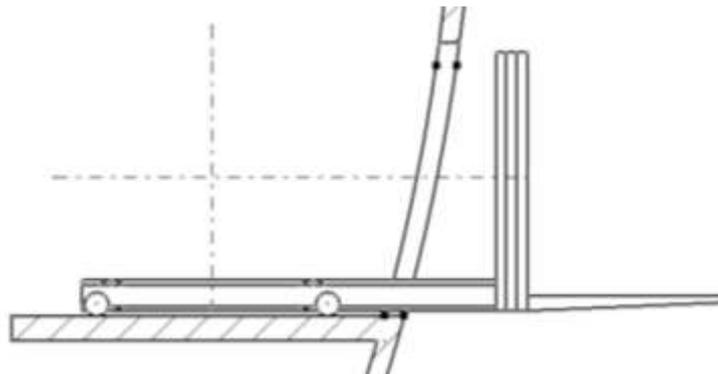


Abb. 9: Basis des Konzeptes B

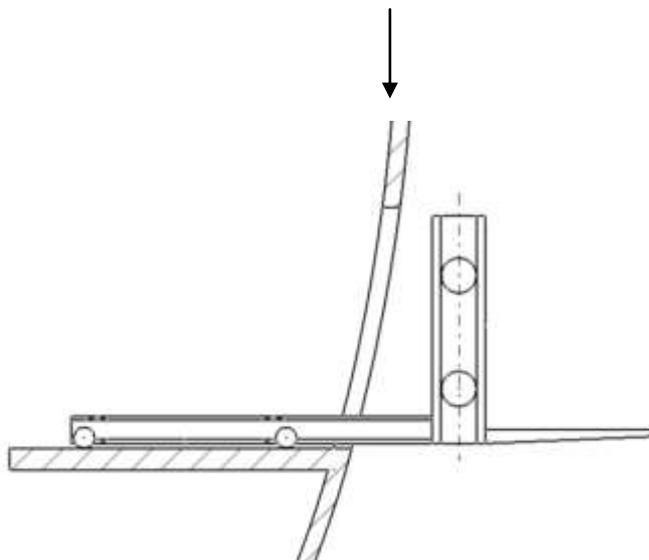


Abb. 10: Lösungsansatz Konzept B



## 5. Festigkeitsberechnung/Auslegung Konzept A

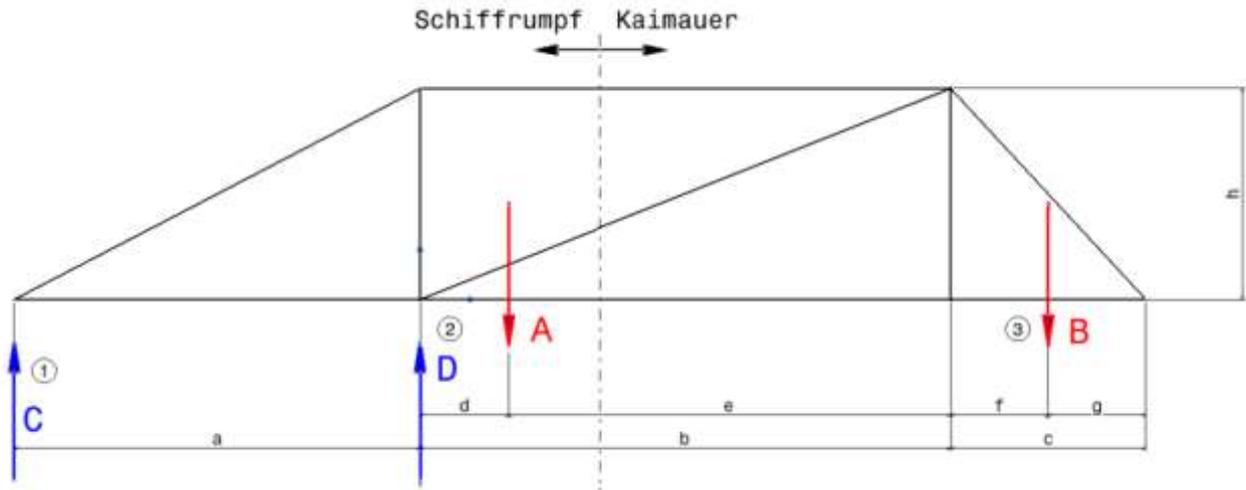


Abb. 11: Kraftangriffspunkte Konzept A

Für die Auslegung der Lagerung sowie der Rollen in den Führungsschienen, müssen die Belastung an den jeweiligen Stellen ermittelt werden. In rein horizontaler Ausrichtung der Förderanlage, wie in Abb.11 dargestellt, sind die Belastungen an den Auflagern am größten (Hebelgesetz). Kraft A (Abb. 11) ist die gesamte Masse der Förderanlage, welche mit 1500 kg ausreichend dimensioniert ist. Kraft B (Abb. 11) ist die Masse der Transportpalette. Der Schwerpunkt ist um 500mm von der Walzenauflage in Richtung des Hubsegments verschoben (Segment 3). Eine nachträgliche Kontrolle der Annahme konnte mit dem 3D-CAD Programm bestätigt werden (Abb.103/S92/Gz).

Bei einer Beladung der Anlage mit der Transportpalette muss das System statisch in Ruhe sein. Das heißt, dass die Summe aller wirkenden Kräfte und Momente an jedem Punkt Null sein muss.

$$\sum F_x = 0$$

Wie an der Skizze zu erkennen ist, wirken in X-Richtung keine Kräfte.

$$\sum F_y = 0$$

In Y-Richtung wirken vier Kräfte, somit ergibt sich folgendes Gleichungssystem.

$$A + B = C + D$$



$$\sum M = 0$$

Als Drehmomentnullpunkt wird Punkt 1 (Kraft C Abb. 11) gewählt. Es ergibt sich folgende Drehmomentengleichung:

$$D * a = A(a + d) + B(a + b + f)$$

Aus einem Höhennachweiß wurden folgende Maße eruiert (Abb. 11).

Bezeichnung in Skizze	Maß in [mm]	Anmerkung
a	2200	Länge Grundrahmen
b	3000	Länge Zwischensegment
c	1200	Läge Hubsegment
d	500	Schwerpunkt von Nullpunkt in X
e	2500	
f	600	
g	600	
h	1200	Höhe des Rahmes

Tab. 2: Maße der Skizze des Konzepts A (Abb:11/S18)

Die Kräfte A (Gesamte Masse der Anlage) und B (Masse der Transportpalette) sind bekannt, somit kann das analytische Ergebnis für Auflagerkraft D ermittelt werden.

$$D = \frac{A(a + d) + B(a + b + f)}{a}$$

$$D = 39545 \text{ [N]}$$

Mit dem Gleichungssystem, welches sich aus der Summe aller Kräfte ergibt, kann Kraft C berechnet werden.

$$C = A + B - D$$

$$C = -9545,5 \text{ [N]}$$

Da das Ergebnis negativ ist, wirkt Kraft C in der Skizze (Abb. 11) in die reziproke Richtung.

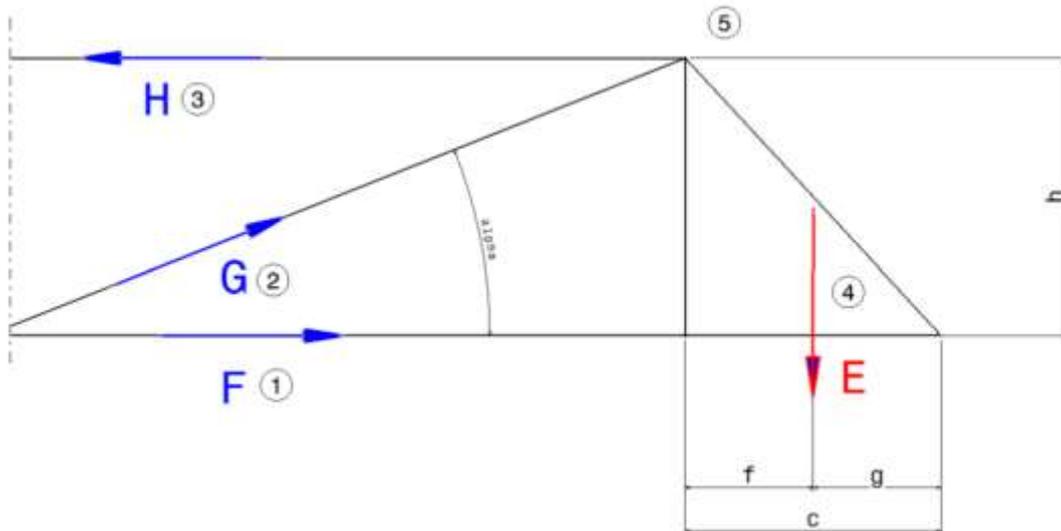


Abb. 12: Ritterschnitt Skizze Konzept A

Mit einem Ritterschnitt werden die Stäbe des Tragwerkes berechnet. Die Summe aller Kräfte und Momente müssen wieder Null ergeben (Tragwerk darf sich nicht bewegen). Um das Gewicht von der Eigenmasse der Anlage zu berücksichtigen wird die Masse der Transportpalette um 500 auf 2000 kg (Kraft E) erhöht. Folgend ist der Rechenverlauf angeführt.

Die Kraft G (Druckbelastung des Stabes 2) lässt sich in Y und X Kräften aufspalten. Winkel  $\alpha$  kann über geometrische Beziehungen ermittelt werden.

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{h}{b}$$

$$\alpha = 21,8[^\circ]$$

$$G_x = G * \cos \alpha$$

$$G_y = G * \sin \alpha$$

Ansatz:

$$\sum F_x = 0$$

$$F + G_x = H$$

Die Y-Kräfte sind ebenfalls Null:

$$\sum F_y = 0$$



$$G_y = E$$

Somit ergibt sich:

$$G = \frac{E}{\sin \alpha} = \frac{20000[N]}{\sin 21,8[^\circ]} = 53855 [N] \rightarrow G * \cos 21,8[^\circ] = 50004 [N] = G_x$$

In der Gleichung, Summe der Kräfte in X, befinden sich 2 Unbekannte. Der Ansatz Summe aller Momente bringt Abhilfe.

$$\sum M = 0 \rightarrow \text{um Punkt 5}$$

Es ergibt sich folgende Gleichung.

$$F * h = E * f \rightarrow F = \frac{E * f}{h} = \frac{20000 * 600}{1200} = 10000 [N]$$

Daraus folgt:

$$F + G_x = H \rightarrow H = 10000 + 50004 = 60004 [N]$$

Der Hydraulikzylinder muss eine minimale Hubkraft von 25000 N (zwei Hubzylinder) aufweisen. Der obere Holm wird auf Zugbeansprucht wodurch eine Berechnung auf Knickung überflüssig ist. Die Zugbeanspruchung ist mit 6000 kg Verhältnismäßig groß, wodurch zusätzliche Schweißnähte notwendig sind (Schweißöffnungen).

Der untere Holm ist ein Druckstab. Zusätzlich zur Knickbeanspruchung wird dieser Stab 1 beim Transport der Palette in den Schiffsrumpf auf Biegung beansprucht, wodurch dieser Stab aus Gründen der Sicherheit mit einer höheren Wandstärke ausgeführt werden sollte.

## 5.1 Sicherheit gegen Knickung nach Euler

Die Berechnung der kritischen Kickkraft erfolgt mit:

$$F_k = \frac{\pi^2 * E * I}{s^2}$$

Formelbuchstabe	Bezeichnung
E	Elastizitätsmodul des Werkstoffes
I	Minimales Trägheitsmoment
$\pi$	Verhältnis Umfang/Durchmesser
$s = \beta * l$	effektive Knicklänge nach Euler
$\beta$	Korrekturfaktor nach Euler
l	tatsächliche Knicklänge

Tab. 3: Knick nach Euler

Die Berechnungsmethode der Knickung nach Euler unterscheidet vier Knickfälle.

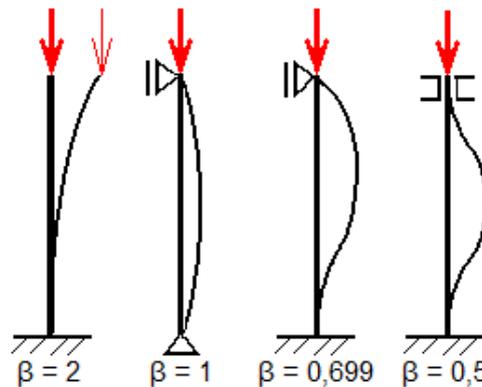


Abb. 13: Knickfälle nach Euler

Der untere Holm der Förderanlage wird zwischen Hubsegment und Grundrahmen drehbar gelagert. Die effektive Knicklänge entspricht der tatsächlichen Knicklänge ( $\beta=1$ ). Als Profil des unteren sowie oberen Holmes wird ein Rechteckprofil mit 120mm Seitenlänge und 8mm Wandstärke verwendet.

Abmessung	warm- gefertigt EN	Quer- schnitt- fläche	Flächen- moment 2. Grades	Trägheits- radius	Elastisches Wider- stands- moment	Plastisches Wider- stands- moment	Torsions- trägheits- konstante	Konstante des Torsions- moduls	Mantel- fläche je m Länge	Nenn- länge je t
B x B x T mm	M	A	I	i	$W_{el}$ cm <sup>3</sup>	$W_{pl}$ cm <sup>3</sup>	I	$C_t$ cm <sup>3</sup>	$A_m$ m <sup>2</sup> /m	m
120 x 120 x 8,0	27,60	35,20	726,00	4,55	121,00	146,00	1160,00	176,00	0,459	36,20

Abb. 14: 120X120X8 Profildaten



Somit kann die kritische Knickkraft und damit die Sicherheit gegen Knickung berechnet werden.

$$S = \frac{F_K}{F} = \frac{\frac{\pi^2 * E * I}{s^2}}{F} = \frac{3,141592^2 * 210000 * 121000}{3000^2} = \frac{27865}{10000} = 2,7$$

Die Sicherheit gegen Knickung beträgt 5,4 (zwei Holme).

Der obere Holm wird mit 60000 N auf Zug beansprucht. Es wird das selbe Profil verwendet jedoch mit einer reduzierten Wandstärke von 4 mm.

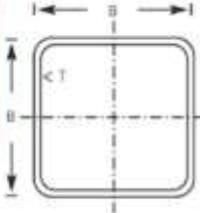
Abmessung	warm- geformt EN	Quer- schnitt- fläche	Flächen- moment 2. Grades	Trägheits- radius	Elastisches Wider- stands- moment	Plastisches Wider- stands- moment	Torsions- trägheits- konstante	Konstante des Torsions- moduls	Mantel- fläche je m Länge	Nenn- länge je t	
B x B x T mm	M kg/m	A cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	i cm	W <sub>e</sub> cm <sup>3</sup>	W <sub>p</sub> cm <sup>3</sup>	I <sub>t</sub> cm <sup>4</sup>	C <sub>t</sub> cm <sup>2</sup>	A <sub>m</sub> m <sup>2</sup> /m	m	
120 x 120 x 4,0	14,40	18,40	410,00	4,72	68,40	79,70	635,00	101,00	0,470	69,44	

Abb.15: 120X120X4 Profildaten

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{60000 \text{ N}}{1840 \text{ mm}^2} = 32,6 \text{ N/mm}^2$$

Zusätzlich wird noch die Schweißnaht an den Wangenblech des oberen Holmes einem Festigkeitsnachweis unterzogen.

## 5.2 Festigkeitsnachweis der Schweißnähte

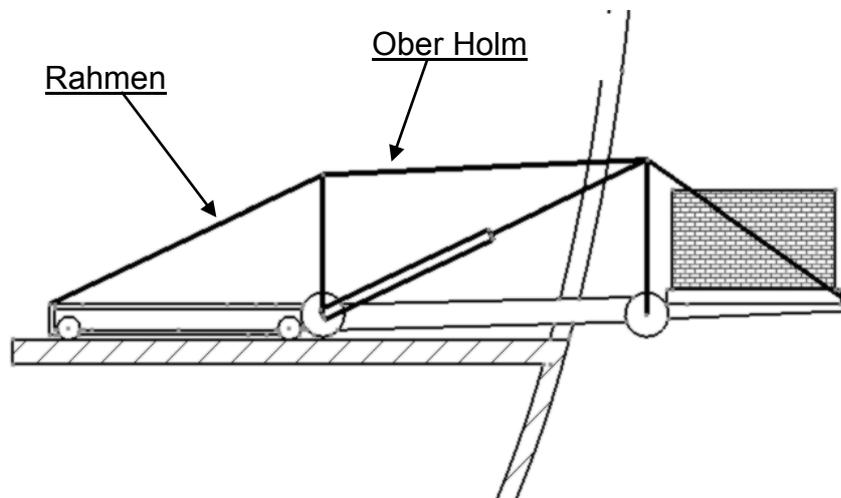


Abb. 16: Skizze Konzept A Holmbefestigung

Die Anbindung des oberen und unteren Holes an beiden Rahmen erfolgt mit einem Wangenblech. Ein Wangenblech ist ein stirnseitig befestigtes Blech, welches verschraubt oder angeschweißt wird. Am Rechteckprofil werden an beiden Seiten zwei Wangenbleche fixiert. Ein Festigkeitsnachweis der Schweißnaht ist folgend angeführt.

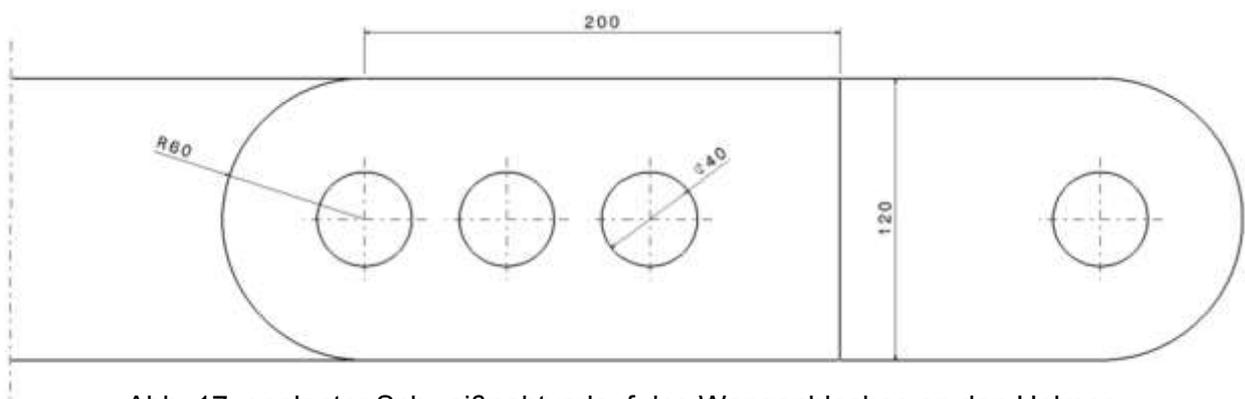


Abb. 17: geplanter Schweißnahtverlauf des Wangenbleches an den Holmen

Grundlage für die Festigkeitsberechnung der Schweißnaht ist die Länge sowie die Breite der gelegten Naht. Die Länge der Naht lässt sich einfach mit der Geometrie des Wangenbleches berechnen.



Maß	Formelbezeichnung	Anmerkung
200	Lo	obere Wangenblechkante
120	Ls	stirnseitige Wangenblechkante
∅40	Dk	Durchmesser Schweißöffnung
∅120	Dw	Durchmesser Wangblechabrundung

Tab. 4: Maße des Wangenbleches mit Formelbezeichnung

Es werden zwei Wangenbleche verschweißt somit muss die Nahtlänge mit 2 multipliziert werden:

$$\begin{aligned} N_l &= \left( D_k * \pi * 3 + L_o * 2 + L_s + \frac{D_w * \pi}{2} \right) * 2 \\ &= \left( 40 * \pi * 3 + 200 * 2 + 120 + \frac{40 * \pi}{2} \right) * 2 = 2170 \text{ mm} \end{aligned}$$

Damit die Schweißnaht betriebsfest ist, soll eine Schweißnahtspannung von 10 N/mm<sup>2</sup> nicht überschritten werden. Die Nahtbreite ergibt sich aus:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{N_l * b} \rightarrow b = \frac{F}{N_l * \tau} = \frac{60000}{2170 * 10} = 2,76 \text{ mm}$$

Eine Schweißnahtbreite von 4 mm ist völlig ausreichend.



### 5.3 Motordimensionierung Rollengang

Der Transport der Palette wird mit einem Tragrollengang realisiert. In regelmäßigen Abständen werden an beiden Rahmen sowie zwischen den unteren Holmen, Tragrollen angeordnet. Jede Tragrolle ist mit einem Kettentrieb/Kettenschlinge mit einer anderen verbunden. Wenn pro Tragrolle ein Motor vorhanden wäre, welcher ein Drehmoment von 3 Nm überträgt, dann muss sich der gesamte Rollengang in Bewegung setzen, obwohl jede Tragrolle Verlustbehaftet ist (Verlust auf Kettentrieb; Lagerreibung). Somit wird pro Tragrolle ein Drehmoment von 3 Nm benötigt (überschlägige Annahme). Zusätzlich soll die Transportpalette folgenden Geschwindigkeit/Weg-Verlauf aufweisen.

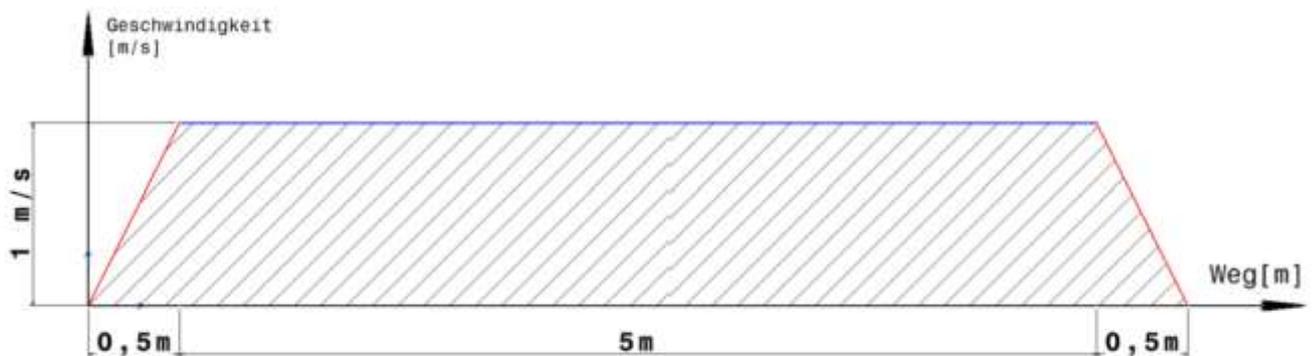


Abb. 18: Geschwindigkeit/Weg-Verlauf einer Transportpalette

Der gesamte Transportweg beträgt 6m (Länge der Anlage, Annahme). Die Palette soll mit einer Höchstgeschwindigkeit von 1 m/s in den Rumpf gezogen werden. Für den Transport muss der Motor ein Drehmoment von ca. 75 Nm (ca. 25 Rollen; pro Rolle 3 Nm; Tragrollenabstand ca. 250 mm) aufbringen können. Alle Tragrollen weisen einen Durchmesser von ca. 100 mm auf. Der Motor wird folgend dimensioniert:

$$v = r * \omega \rightarrow \omega = \frac{v}{r} = \frac{1 \text{ [m/s]}}{0,05 \text{ [m]}} = 20 \text{ [1/s]}$$

Die Leistung ist definiert mit  $P = M * \omega$ , wodurch sich eine Motorleistung für eine gleichförmige Bewegung von....

$$P = M * \omega = 75 \text{ [Nm]} * 20 \left[ \frac{1}{s} \right] = 1500 \text{ [W]}$$

.... ergibt.



Zusätzlich zur gleichförmigen Bewegung muss der Motor die Palette nach dem gedachten Geschwindigkeit/Weg-Verlauf beschleunigen und abbremsen. Daraus resultiert eine erhöhte Leistung des Motors.

Zuerst muss jene Kraft errechnet werden welche notwendig ist, um die Palette nach dem gegebenen Geschwindigkeit/Weg-Verlauf zu beschleunigen. Diese Kraft errechnet sich aus dem Zusammenhang  $F = M * a$ . M ist die Masse der Transportpalette (1500 kg), a die Beschleunigung welche sich aus dem Geschwindigkeits/Weg-Verlauf ergibt, und F die dazu benötigte Kraft. Um aus diesem Verlaufsdiagramm die Beschleunigung a zu errechnen benötigt man die zeitfreie Gleichung welche folgend aufgestellt wird. Die Definition der Beschleunigung a ist:

$$a_{(t)} = \frac{dv}{dt}$$

Erweitert man die Gleichung mit eins (Zahl  $1 = \frac{ds}{ds}$ ) so ergibt das:

$$a_{(t)} = \frac{dv}{dt} * \frac{ds}{ds} \rightarrow a_{(t)} * ds = \frac{dv}{dt} * ds \rightarrow a_{(t)} * ds = \frac{ds}{dt} * dv$$

Die Geschwindigkeit ist wiederum definiert mit:

$$v_{(t)} = \frac{ds}{dt}$$

Wird die Definition der Geschwindigkeit in die erweiterte Gleichung der Beschleunigung eingesetzt, ergibt sich die zeitfreie Gleichung. Die Gleichung ist danach nicht mehr Abhängig von der Zeit sondern von der Wegstrecke ( $v_{(t)} \rightarrow v_{(s)}$ ;  $a_{(t)} \rightarrow a_{(s)}$ ).

$$a_{(s)} * ds = v_{(s)} * dv$$

Die Abhängigkeit der Zeit wurde eliminiert. Nach der Integration (Beschleunigung ist konstant über die Wegstrecke) und dem einsetzen der Grenzen wird die Gleichung für konstante Beschleunigung unabhängig von der Zeit erzeugt.

$$a_{(s)} * ds = v_{(s)} * dv \rightarrow a_{(s)} \int_{s_1}^{s_2} ds = \int_{v_1}^{v_2} v_{(s)} * dv \rightarrow a_{(s)} * (s_2 - s_1) = \frac{(v_2)^2}{2} - \frac{(v_1)^2}{2}$$



Wenn der Weg und die Geschwindigkeit zum Zeitpunkt Null, Null ist, ergibt sich folgende Gleichung:

$$a_{(s)} = \frac{(v_2)^2}{2 * s_2}$$

Diese Gleichung ist nur im Falle der konstanten Beschleunigung über die Wegstrecke gültig. Nun kann die Beschleunigung der Transportpalette, und damit die dafür notwendige Kraft errechnet werden.

$$F = m * a_{(s)} = m * \frac{(v_2)^2}{2 * s_2} = 1500 * \frac{(1)^2}{2 * 0,5} = 1500 [N]$$

An den Tragrollen wirkt eine Trägheitskraft von 1500 N. D. h. der Motor muss zusätzlich ein Drehmoment von:

$$M = F * r = 1500 [N] * 0,05 [m] = 75 [Nm]$$

Der Motor benötigt für den Beschleunigungsvorgang einen zusätzliche Leistungsschub von:

$$P = M * \omega = 75 [Nm] * 20 \left[ \frac{1}{s} \right] = 1500 [W]$$

$$P_G = P_B + P_R = 1500[W] + 1500[W] = 3000[W]$$

Der Motor muss eine Gesamtleistung von 3 KW aufweisen.

Um den Rollengang in Bewegung zu versetzen, sollte ein Drehmoment von mindestens 100 Nm am Antriebsritzeln eingeleitet werden. Entscheidend für die Auswahl des Getriebes der Antriebseinheit.

## 5.4 Motordimensionierung Rückzugseinrichtung

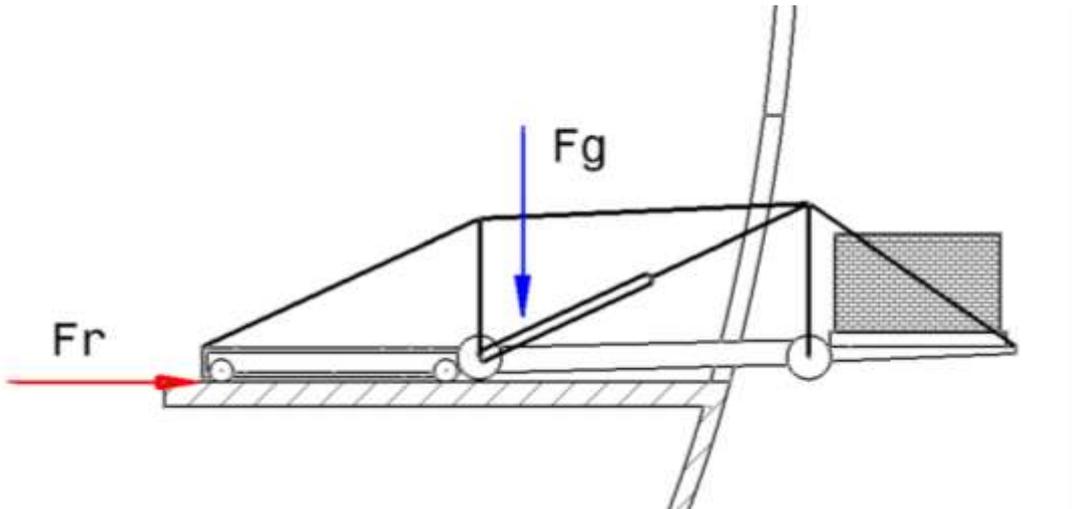


Abb. 19: Skizze Reibkraft Konzept A für Motordimensionierung „Rückzugseinrichtung“

Für Konzept A wird eine Gesamtmasse von 2800 kg festgelegt. Wobei 1300 kg die Masse der Anlage, und 1500 kg die Masse der Transportpalette ist. Für die Berechnung der Reibkraft wird ein Reibungskoeffizient von  $\mu = 0,1$  angenommen.

$$F_r = F_G * \mu = 28000[N] * 0,1 = 2800[N]$$

Der Teilkreis- $\emptyset$  des Ritzel, welcher in den Zahnstange kämmt, beträgt 90mm. Somit ergibt sich folgendes Anlaufdrehmoment der Antriebseinheit:

$$M = F_r * r = 2800[N] * 0,045[m] = 126[Nm]$$

Die Anlagen sollen mit einer Geschwindigkeit von 1 [ $m/s$ ] in den Schiffsrumpf gezogen werden.

$$P = M * \omega = M * \frac{v}{r} = 126[Nm] * \frac{1[m/s]}{0,045[m]} = 2800[W]$$

Der Asynchronmotoren welcher die Anlage in den Schiffsrumpf befördert muss eine Leistung von 2800 W, sowie ein Anlaufmoment von 126 Nm aufweisen.

## 6 Konstruktionsbeschreibung Konstruktion A

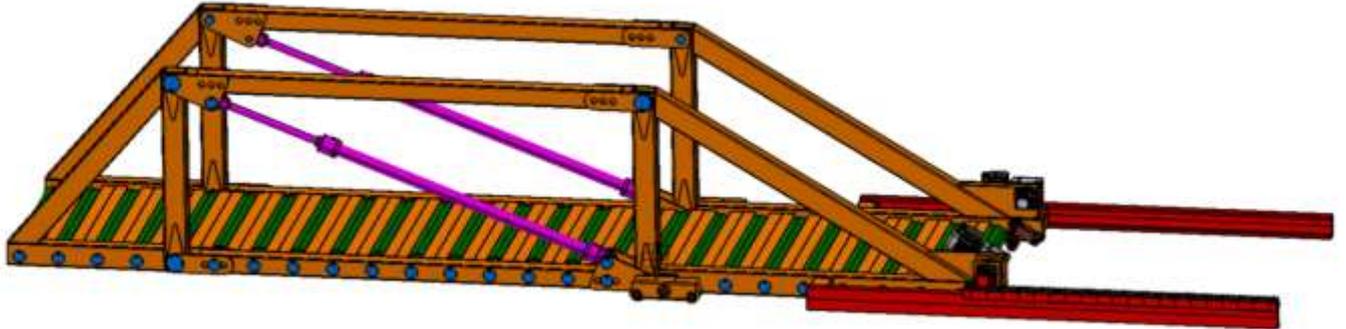


Abb. 20: 3D-Modell Konstruktion A

Konzept A der vier Grundideen, ist die Basis für diese Konstruktion. Ein doppelwirkender Hydraulikzylinder, welcher einen minimalen Hub von 1600 mm aufweisen muss, ermöglicht durch die Längenänderung eine Verschiebung des Parallelogramms. Wird die Kolbenstange aus dem Zylinder gedrückt hebt sich das vordere Segment der Förderanlage. Durch Einfahren der Kolbenstange wird das vordere Segment abgesenkt. Eine Höhendifferenz von 3000 mm kann dadurch überwunden werden.

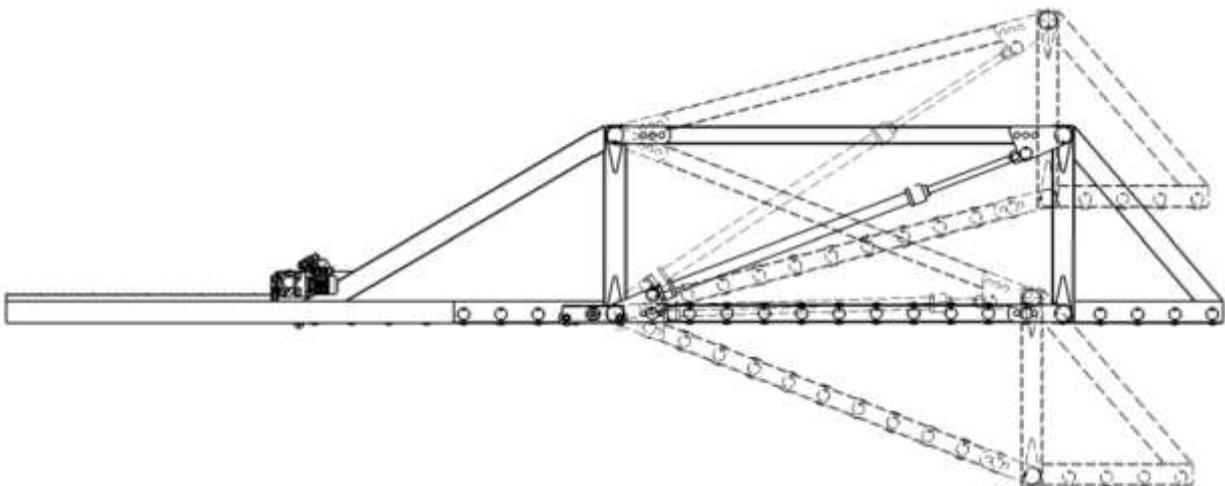


Abb. 21: Funktionskizze Konstruktion A



Der genormte Hydraulikzylinder (ISO 6022) wird von Watz Hdrauliksysteme zugekauft. Bei einem Betriebsdruck von 250 bar hat der Zylinder eine Druckkraft von 77,9 kN, welche für das Heben und Senken der Transportpalette ausreichend ist. Auswahlkriterium für diesen Zylinder war nicht dessen Hubkraft, sondern die Sicherheit gegen Knickung, welche im Kapitel Baugruppen Konstruktion A (Kapitel 7.2/S47) näher behandelt wird.

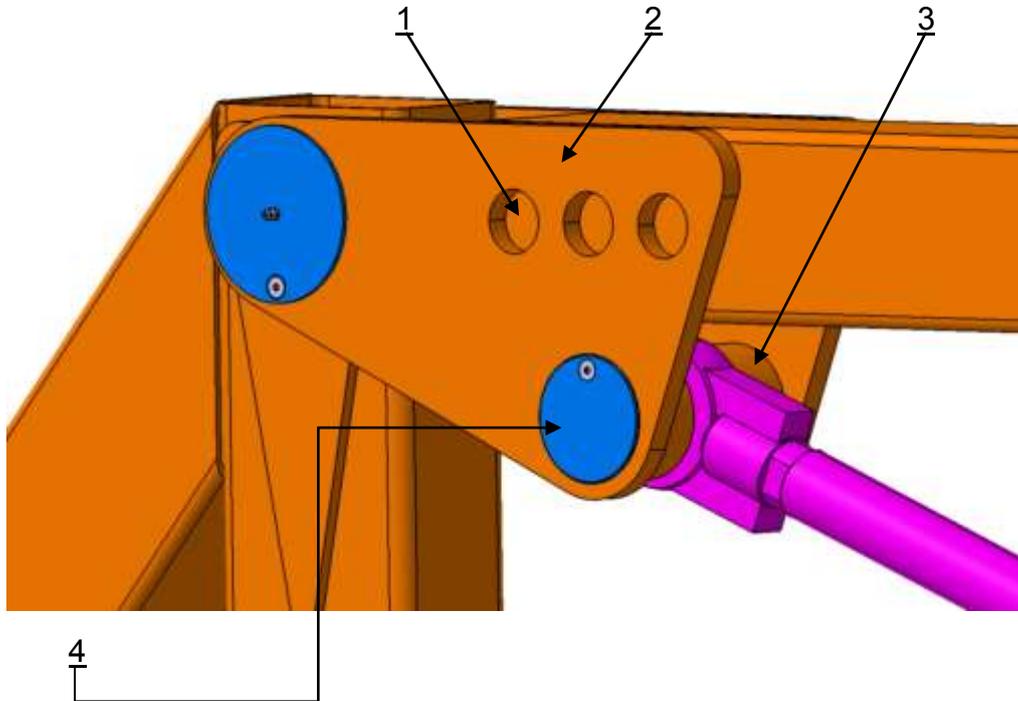


Abb. 22: Zylinderanbindung am Oberholm

Der Zylinder ist mit einem Gelenkskopf (ISO 6982) am oberem Holm verbunden. Wangenbleche (Pos. 2/Abb. 22), welche seitlich am oberem Holm angeschweißt sind, ermöglichen eine Aufnahme des Gelenkskopfes. Drei Ausnehmungen (Pos. 1/Abb. 22) in den Wangenblechen ermöglichen das sichere Verschweißen mit den Holmen. Der Gelenkskopf wird zwischen den Wangenblechen mit einem Bolzen (Pos. 4/Abb. 22) fixiert. Zwei Aluminiumdistanzen (Pos. 3/Abb. 22) verhindern ein axiales Abgleiten des Gelenkskopfes. Mit einer Senkkopfschraube wird der Bolzen stirnseitig gesichert. Der Gelenkskopf wird mit einer Gleithülse, welche eine Drehbewegung des Gelenkskopfes zulässt, geliefert.

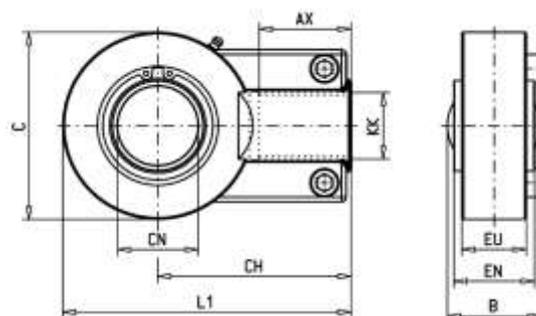


Abb. 23: Gelenkskopf ISO 6982

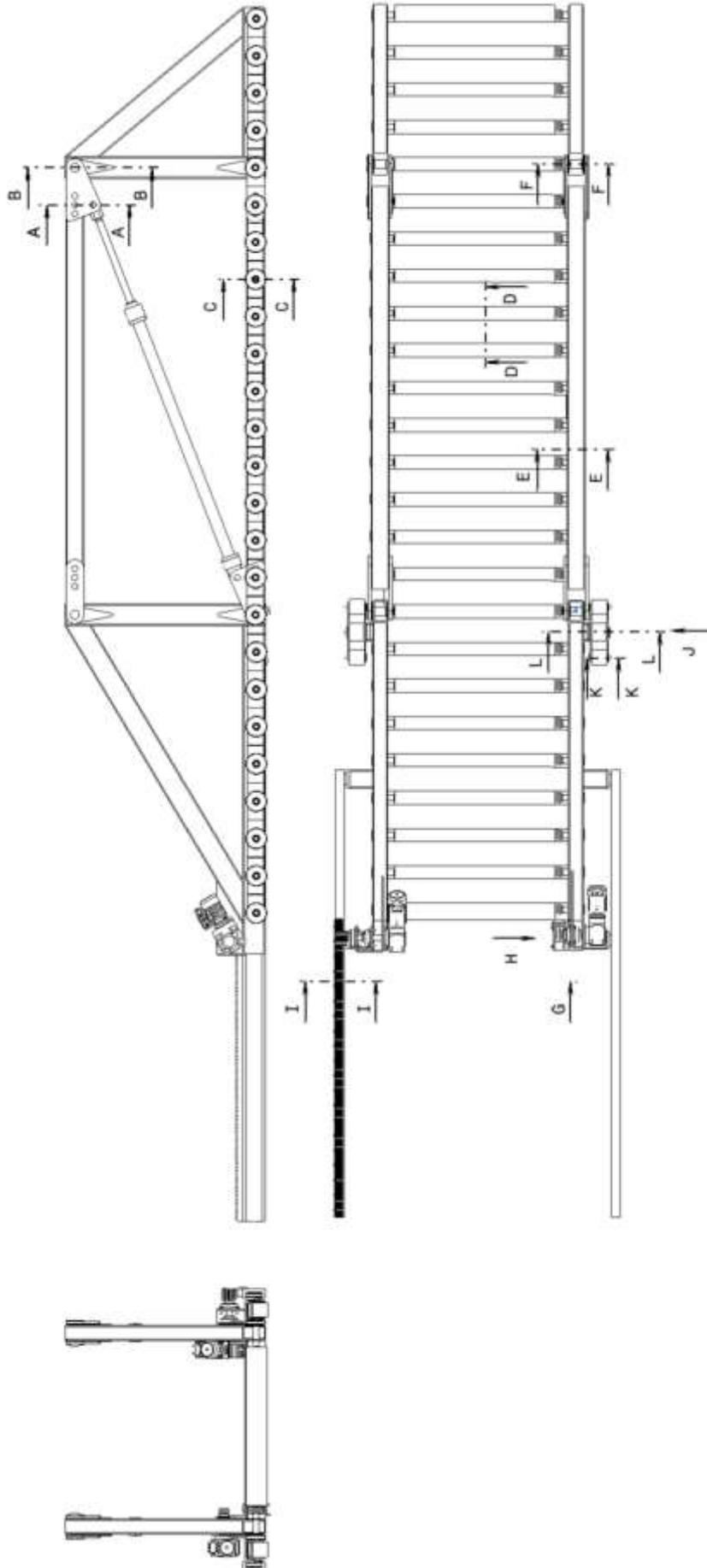


Abb. 24: Schnittführung Konzept A; Schnitte werden in den folgenden Seiten beschrieben

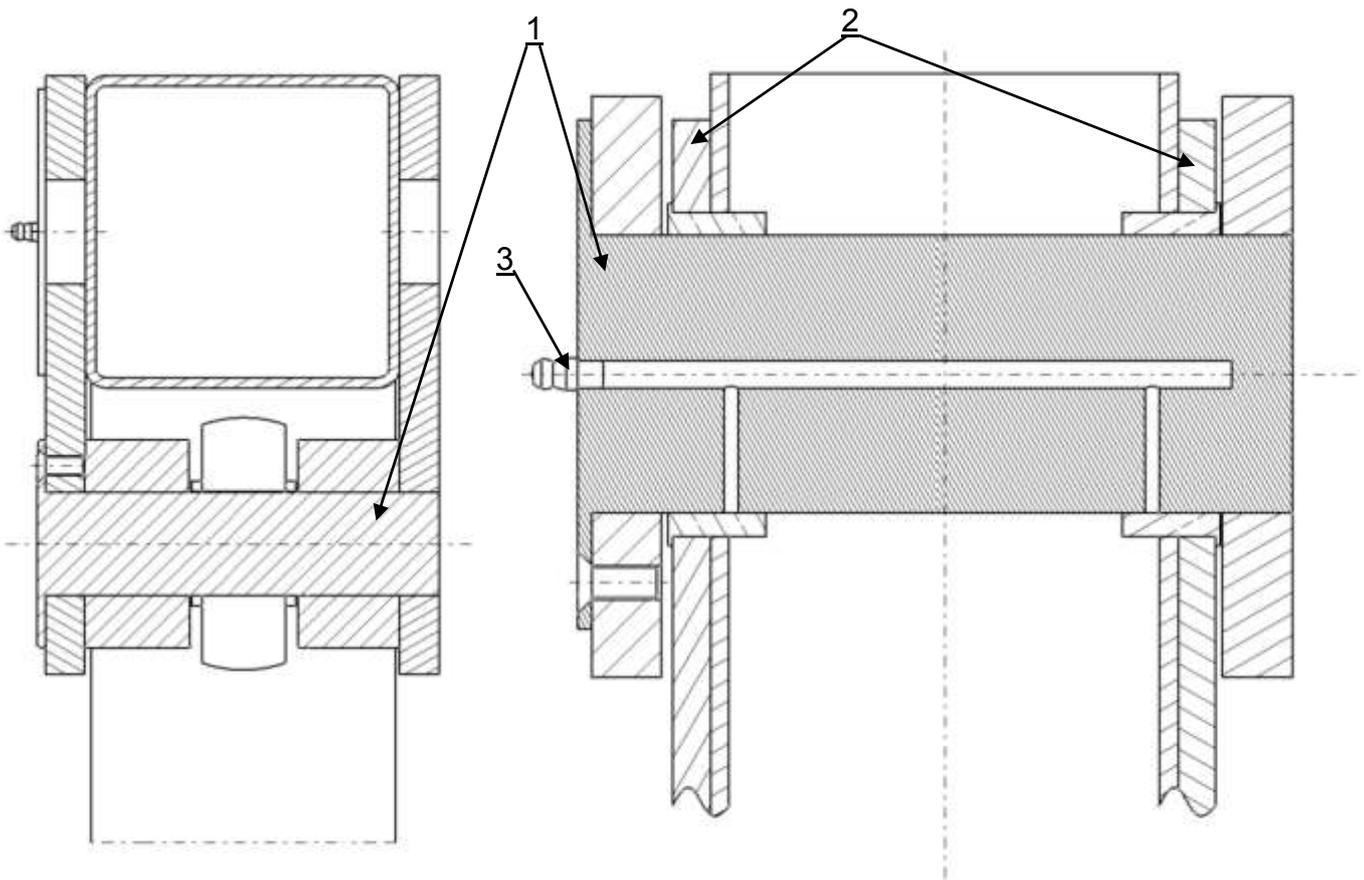


Abb. 24: Schnitt A-A lt. Abb.23/S32

Abb. 25: Schnitt B-B lt. Abb.23/S32

Die Lagerung der oberen sowie der unteren Wangenbleche am Rahmen erfolgt ebenfalls mit einem Bolzen (Abb.24-25/Pos.1). Um die Flächenpressung der Bolzen am Rechteckprofil zu minimieren, werden beidseitig zwei Verstärkungen verschweißt (Abb.25/Pos.2). Gleitbewegungen zwischen zwei gleichartigen Werkstoffen soll vermieden werden, wodurch eine Messingbuchse (CuZn40Al2) im Rechteckprofil eingepresst wird. Im Bolzen (11SMnPb30C) sind entlang der Rotationsachse, eine Sacklochbohrung und zwei vertikale Schmierbohrungen. Mit einem Schmiernippel können die Lagerstellen ab gefettet werden (Abb.25/Pos.3). Im Falle eines Lagerschadens werden die Bolzen entfernt und die beschädigten Gleitlagerbuchsen mit einem Rohr herausgeschlagen. Die kaputten Lagerbuchsen fallen durch den Rahmen, neu Gleitlager können eingepresst werden. Bei Lagerschäden sind immer beide Gleitlagerbuchsen zu ersetzen. Der Bolzen wird ähnlich bei der Gelenkskopflagerung stirnseitig mit einer Senkkopfschraube gesichert.

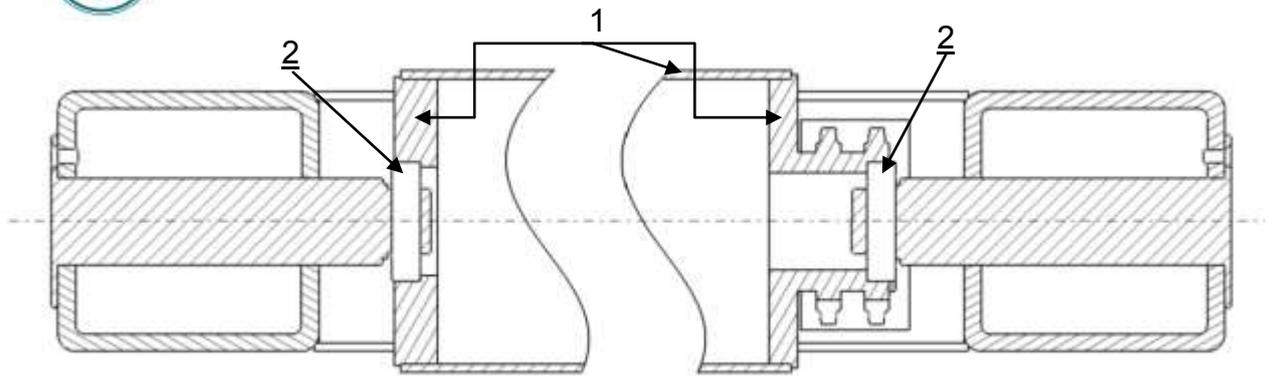


Abb. 26: Schnitt C-C lt. Abb.23/S32

Die Tragrolle ist eine Schweißkonstruktion bestehend aus einem Rohr und zwei Drehteilen (Abb. 26/Pos.1). An beiden Enden werden genormte Kugellager mit Dichtscheiben eingesetzt (Abb.26/Pos.2). Bei der Montage der Förderanlage werden die Tragrollen von unten zwischen den Holm montiert. Wenn die Tragrolle mit den Bohrungen der Holme konzentrisch ist, werden beidseitig die Bolzen in den Innenring der Lager eingesetzt. Beide Bolzen werden mit Senkschrauben gesichert. Die Tragrolle ist schwimmend (Tragrolle um 2mm kleiner als Bolzenabstand) gelagert. Wenn die Lebensdauer eines Kugellagers überschritten wurde, kann die Tragrolle einfach ausgebaut und die beschädigten Lager ausgetauscht werden.

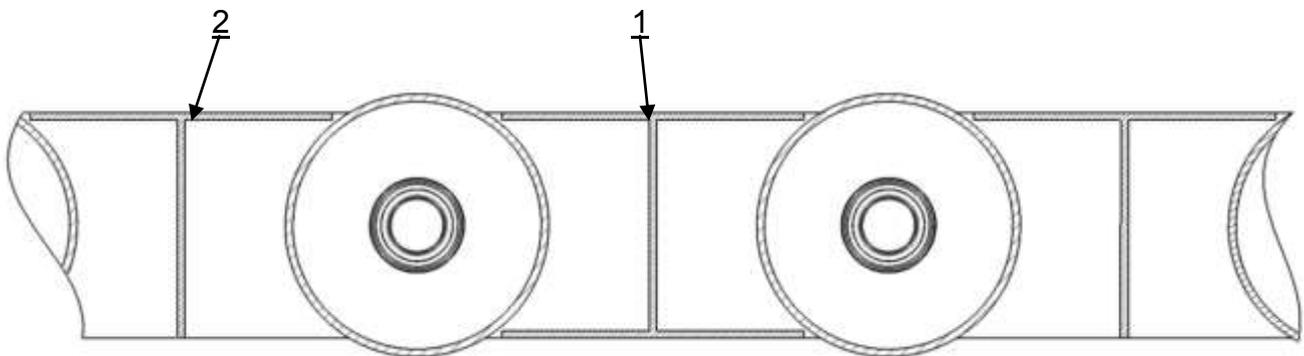


Abb. 27: Schnitt D-D lt. Abb.23/32

Um ein einfaches Einsetzen der Rollen zu ermöglichen sind abwechselnd, zwischen den Rechteckprofilen, I- (Abb.27/Pos.2) und T-Träger (Abb.27/Pos.1) eingeschweißt.

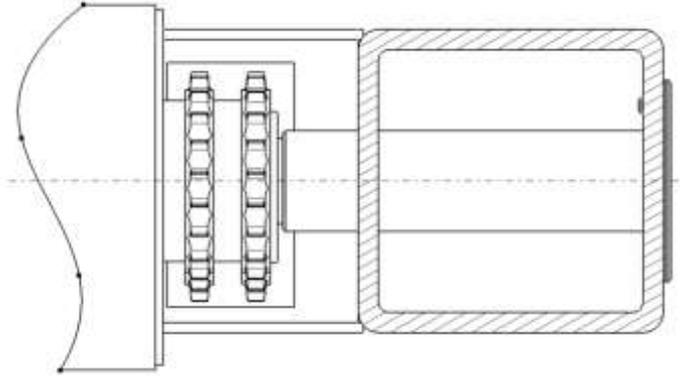


Abb. 28: Schnitt E-E lt. Abb23/S32

I- sowie T-Träger werden mit Ausnehmungen versehen, um die Tragrollen mit Ketten zu verbinden. Jede Rolle wird mit einer Kettenschlinge mit der davor und danach angeordneten Rolle umschlungen. Das Kettenrad ist in der Schweißkonstruktion der Tragrolle integriert und wird durch mechanische Bearbeitung eines Rolling gefertigt.

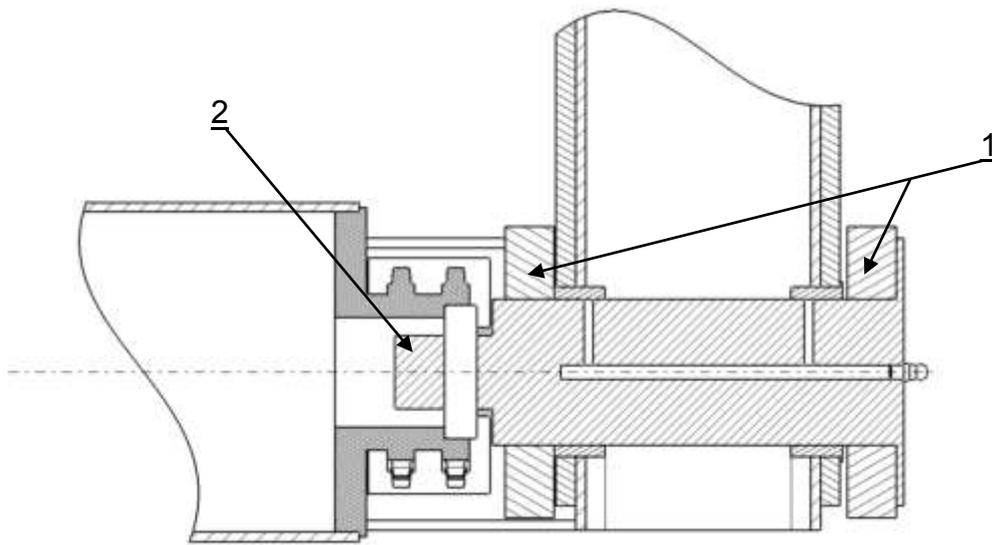


Abb. 29: Schnitt F-F lt. Abb23/S32

Um einen gleichbleibenden Achsabstand zwischen den Tragrollen zu gewährleisten wurde an den unteren Bolzverbindungen die Lagerung der Tragrolle integriert. Der Bolzen, welcher das Rechteckprofil mit den Wangenblechen (Abb.29/Pos.1) des unteren Holmes verbindet, besitzt einen Wellenstummel (Abb.29/Pos.2) mit dem Innendurchmesser des Kugellagers. Diese Konstruktionslösung hat einen entscheidenden Vorteil. Die Rotationsachse der Tragrolle ist konzentrisch mit der Achse des Lagerbolzens, wodurch beim Heben und Senken des Hubrahmens der Achsabstand zwischen den Tragrollen konstant bleibt (Abb.30). Die Kette muss nicht



nachgespannt werden. Nachteilig ist das bei Lagerschäden der Verbindungsbolzen entfernt werden muss. Die gesamte Förderanlage müsste stillgelegt und die Holme vom Rahmen entfernt werden.

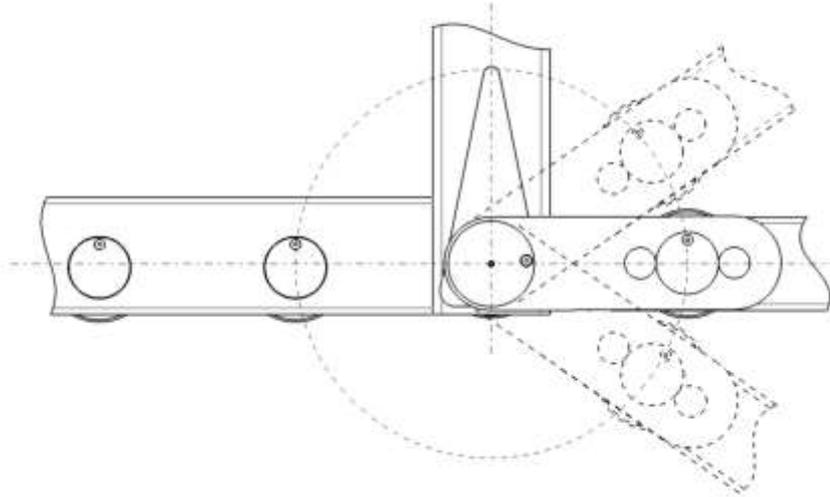


Abb. 30: Skizze gleichbleibender Achsabstand

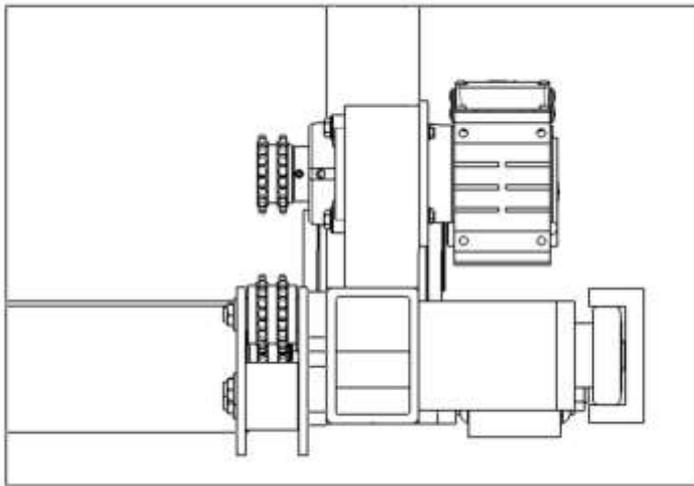


Abb. 31: Ansicht G lt. Abb.23/S32

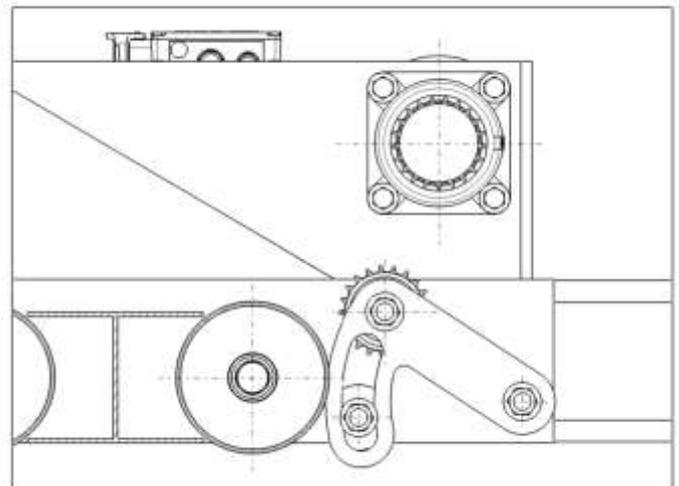


Abb. 32: Ansicht H lt. Abb.23/S32

Angetrieben wird der Rollengang von einem Drehstromasynchronmotor mit Kegelradgetriebe. Der Motor inklusive Getriebeblock (Antriebseinheit) sind Zukaufteile von Lenze Drive Solutions. Der Asynchronmotor ist mit dem Getriebeblock verschraubt, der Getriebeblock wiederum mit dem Rahmen der Förderanlage. Das Kettenrad ist formschlüssig mit einer Passfeder mit der Antriebswelle des Getriebes verbunden. Die Radialkräfte des Kettenzuges werden von einem Flanschlager ( SNR Industrielager), welches mit dem Rahmen verschraubt ist, aufgenommen. Das Kettenrad wird gegen axiales Verschieben mit einer Wurmschraube des Flanschlagers



gesichert. Der Achsabstand zwischen Antriebsrad und Tragrolle hat keine vielfaches des Kettengliedes, wodurch ein Kettenspanner notwendig ist. Bolzen mit Gewindestangen die am Rahmen verschweißt werden ermöglichen das verschieben des Spannrades. Mit M 16 Muttern wird der Kettenspanner fixiert (Abb.32).

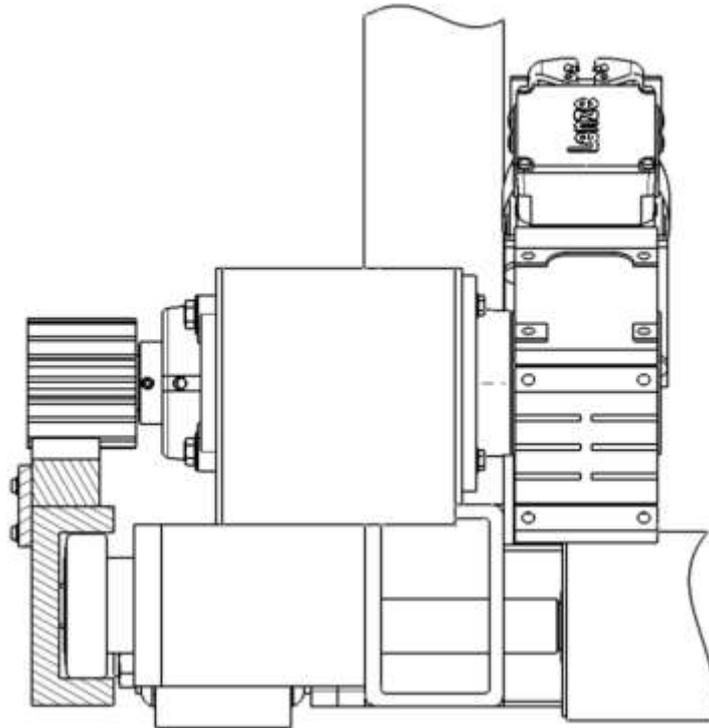


Abb. 33: Schnitt I-I lt. Abb.23/S32

Aus wirtschaftlichen Gründen wird derselbe Asynchronmotor, welcher die Palette in den Schiffrumpf befördert, für die Positionierung der Förderanlage in horizontaler Richtung verwendet. Zusätzlich besitzt die Antriebseinheit einen Integralgeber um ein genaues Positionieren zu ermöglichen. Die Antriebswelle des Getriebes ist wieder mit einer Passfeder formschlüssig mit dem Antriebszahnrad verbunden. Das Zahnrad kämmt mit einer Zahnstange welche stirnseitig mit der Schiene der Führungsrollen verschraubt ist (Abb.33).

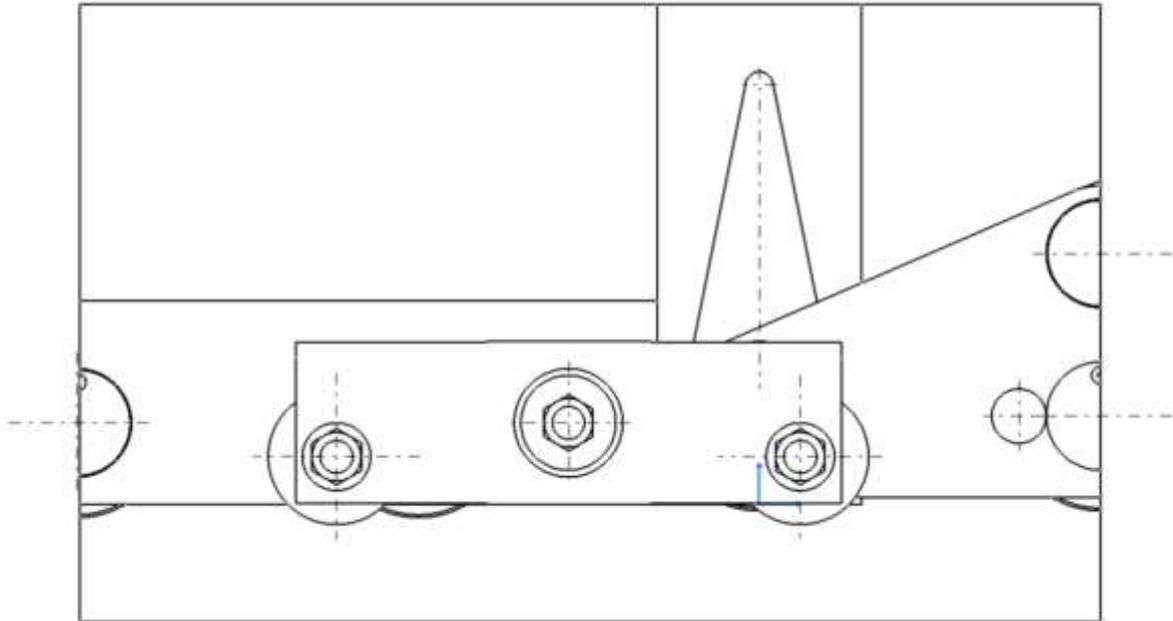


Abb. 34: Ansicht J lt. Abb.23/S32

Die Förderanlage stützt sich mit einem Raupenträger am Schiffsrumpf ab. Um Bodenunebenheiten ausgeglichen zu können, ist der Raupenträger drehbar, ähnlich wie bei Förderanlagen im Tagebau, gelagert. Der Bolzen ist an einer Formrohrdistanz mit der Stirnplatte verschweißt (Abb.36). Messingbuchsen verhindern dass bei Gleitbewegungen (Drehbewegung aufgrund Bodenunebenheiten) gleichartige Werkstoffe aneinander reiben. Zwei Stahlrollen, welche mit den Bolzen am Formrohr des Raupenträgers befestigt werden, bilden eine statisch bestimmt Lagerung (Abb.35).

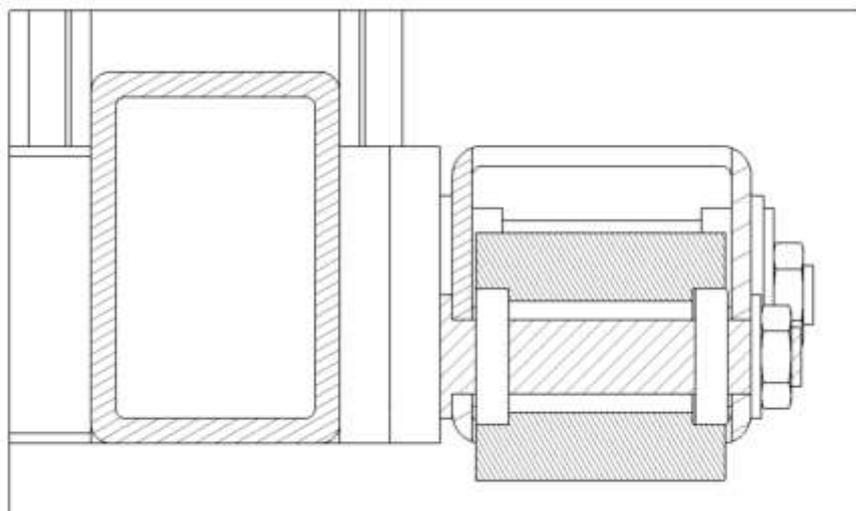


Abb. 35: Schnitt L-L lt. Abb23/S32

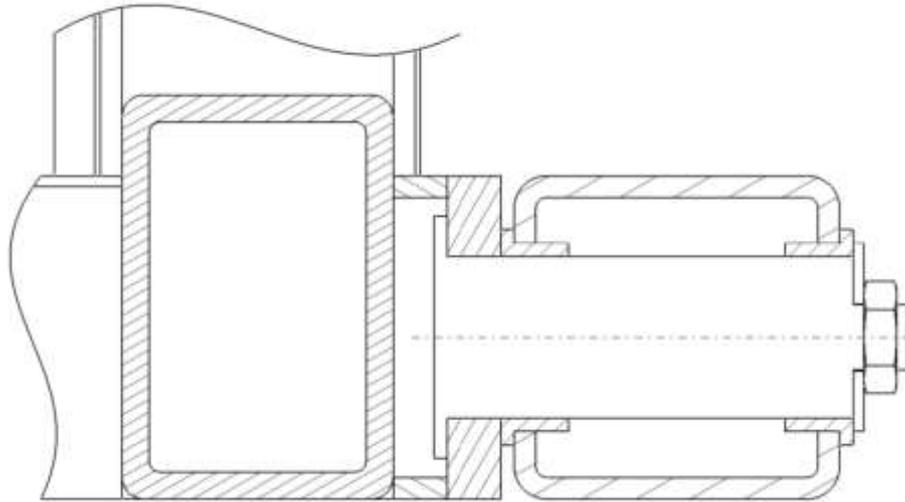


Abb. 36: Schnitt K-K lt. Abb23/S32



## 7 Baugruppen Konstruktion A

### 7.1 Motor und Getriebe Auswahl



Abb. 37: Asynchronmotor MF-Baureihe

Der Motor (Abb.37) bildet gemeinsam mit dem Getriebe eine Antriebseinheit. Die Motoren werden ohne Verwendung von Kupplungen am Getriebe angeflanscht. Die Verbindung zwischen Zahnrad und Antriebswelle erfolgt kraftschlüssig mit einem Antriebskonus. Vorteil dadurch ist, dass die Antriebseinheit einen kleineren Einbauraum einnimmt. Das Leistungsspektrum reicht von 0.22 bis 55KW Antriebsleistung. Der Motor wird in Grundausstattung mit Temperatursensoren geliefert welche bei 155°C der Motorwicklungen automatisch in den Bremsbetrieb übergehen. Weiteres besitzen alle Motoren Schutz gegen Kleinteile nach IP 55 (2mm Probendurchmesser, *DIN EN 60529*), und werden mit einem Oberflächen – und Korrosionsschutz geliefert welcher für den Einsatz in der Umgebung von Salzwasser notwendig ist. Optional können Motoren der MF Baureihe mit Integralgeber bzw Resolver, welche für eine genau Positionierung benötigt wird (Rückzugeinheit), und/oder mit Federkraft bremsen ausgestattet werden.

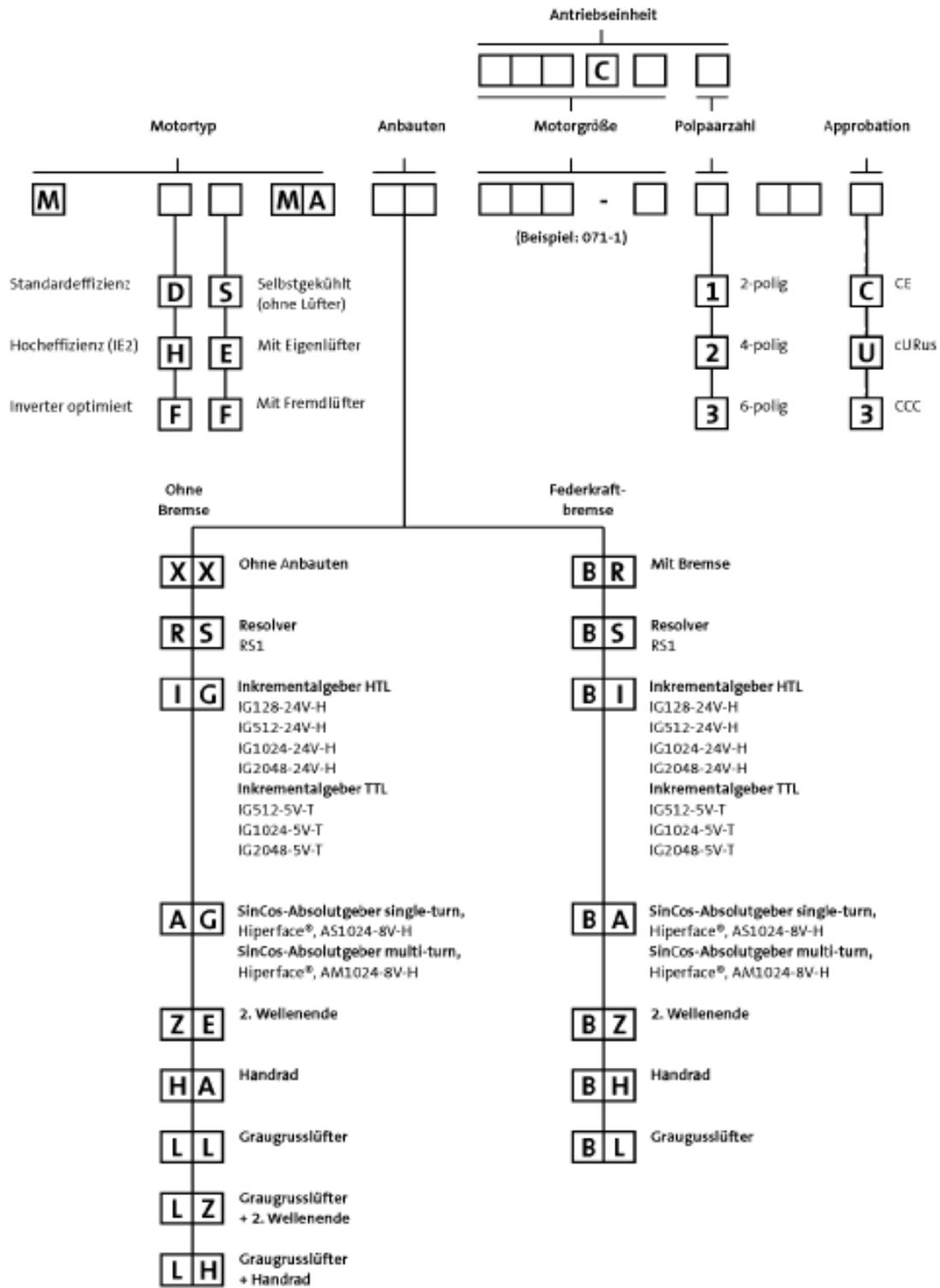


Abb. 38: Produktschlüssel Asynchronmotor MF-Baureihe

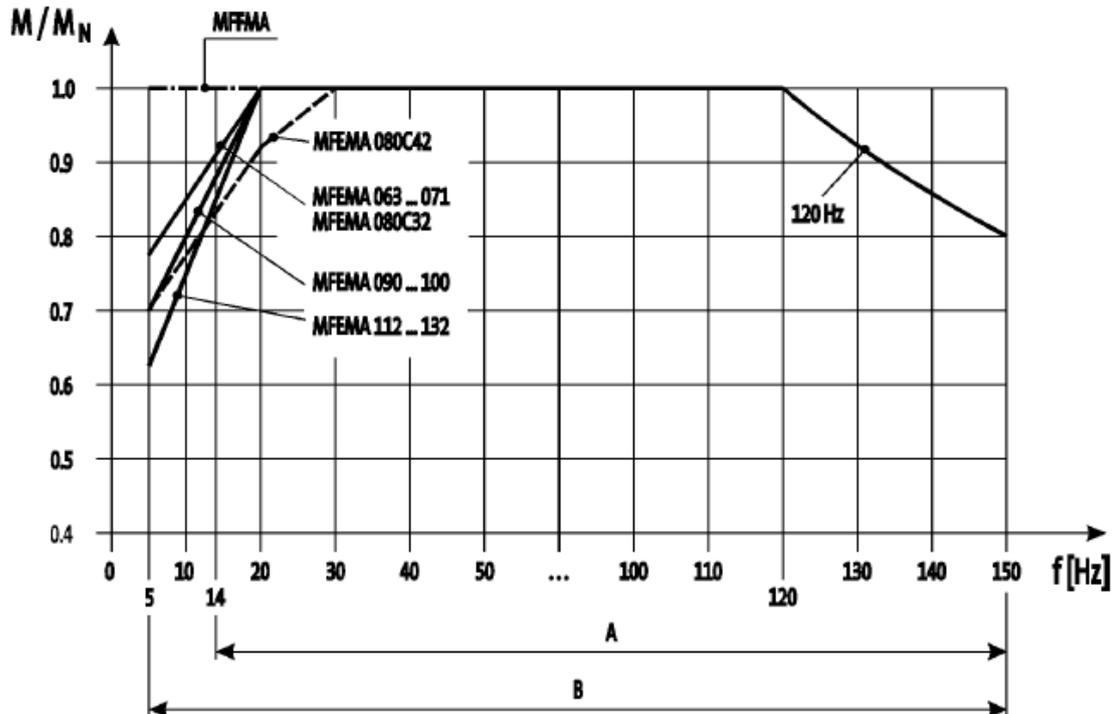


Abb. 39: Motorkennlinie MF-Baureihe

Die Motoren der MF Baureihe weisen über das gesamte Drehzahlband ein konstantes Drehmoment auf, wodurch sich diese für das Heben und Senken besonders eignen. 70% des Bemessungsmoments ergeben das Anlaufmoment (ausgenommen MF 122-132; Leistung ab 11 kW).

Beide Motoren (Rückzugseinrichtung, Rollengang) müssen fast identische Leistungsdaten aufweisen (Tab.5/S43).

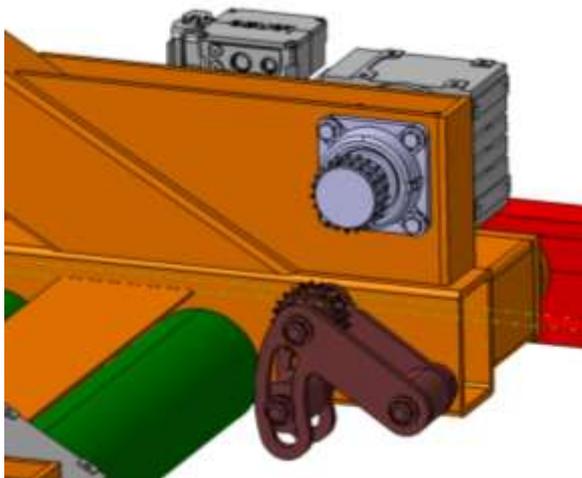


Abb. 40: Antriebseinheit Tragrolle

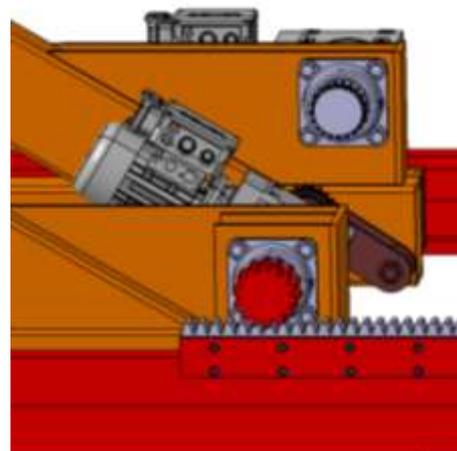


Abb. 41: Antriebseinheit Rückzugseinrichtung



Motor (Funktion)	Anlaufmoment Ma [Nm]	Leistung P [W]	Anmerkung
Motor 1 Rollengang	126[Nm]	2800[W]	ohne Zusatzausstattung
Motor 2 Rückzugseinrichtung	100[Nm]	3000[W]	mit Integralgeber und Federkraftbremse

Tab. 5: Leistungsdaten der Motoren Konstruktion A

Beide Motoren werden mit einer Leistung von 4 kW bemessen (MF XXX XX 090-32). Weiteres muss ein Drehmoment von 150 Nm von der Abtriebswelle des Getriebes auf das Ritzel (Kette, Zahnrad) übertragen werden um ein Anlaufen zu gewährleisten.

Bemessungsleistung	Produktschlüssel		
	Motor	Umrichter	
$P_N$ [kW]			
0.55	MF00000063-32	E84DVB05514500020	E84AV0005514000
0.75	MF00000063-42	E84DVB07514500020	E84AV0007514000
1.10	MF00000071-32	E84DVB01124500020	E84AV0001124000
1.50	MF00000071-42	E84DVB01524500020	E84AV0001524000
2.20	MF00000080-32	E84DVB02224500020	E84AV0002224000
3.00	MF00000080-42	E84DVB03024500020	E84AV0003024000
4.00	MF00000090-32	E84DVB04024500020	E84AV0004024000
5.50	MF00000100-12	E84DVB05524500020	E84AV0005524000
7.50	MF00000100-32	E84DVB07524500020	E84AV0007524000
11.0	MF00000112-22		E84AV0001134000
15.0	MF00000132-12		E84AV0001534000
18.5	MF00000132-22		E84AV0001834000
22.0	MF00000132-32		E84AV0002234000

Abb. 42: Leistungswerte MF XXX XX 090-32

	$M_N$ [Nm]	$M_{max}$ [Nm]	$\cos \varphi$	$\eta_{75\%}$ [%]	$\eta_{100\%}$ [%]	$J_{II}$ [kgcm <sup>2</sup> ]	$m_{II}$ [kg]
MF00000063-32	1.53	6.00	0.68	75.0	75.0	3.70	4.40
MF00000063-42	2.11	8.00	0.69	79.6	79.6	3.70	4.40
MF00000071-32	3.01	12.0	0.77	81.4	81.4	12.8	6.40
MF00000071-42	4.15	16.0	0.80	82.8	82.8	12.8	6.40
MF00000080-32	6.00	24.0	0.86	84.3	84.3	28.0	11.0
MF00000080-42	8.20	32.0	0.86	85.5	85.5	28.0	11.0
MF00000090-32	10.9	44.0	0.85	87.0	86.6	32.0	18.0
MF00000100-12	14.9	60.0	0.81	87.9	87.7	61.0	26.5
MF00000100-32	20.3	80.0	0.81	88.9	88.7	61.0	26.5
MF00000112-22	29.7	120	0.78	89.8	89.8	107	38.0
MF00000132-12	40.3	160	0.84	88.9	90.6	336	66.0
MF00000132-22	49.6	200	0.84	89.9	91.2	336	66.0
MF00000132-32	59.2	240	0.83	90.5	91.6	336	66.0

Abb. 43: Motordaten MF XXX XX 090-32



Es ergibt sich folgende Produktschlüssel:

Motor (Funktion)	Produktschlüssel	Anmerkung
Motor 1 Rollengang	MF-SMA-XX-090-32	ohne Zusatzausstattung
Motor 2 Rückzugseinrichtung	MF-SMA-IG-090-32	mit Integralgeber und Federkraftbremse

Tab. 6: Produktschlüssel der Motoren Konstruktion A



Kegelradtriebemotor GKR05-2M HBR 090-32

Abb. 44: Kegelradgetriebes sowie Motor GKR 05-2M HBR 090-32

Jedes Getriebe der GKR-Baureihe ist 2-stufig ausgeführt und kann aufgrund des modularen Konzeptes mit allen Motoren der MF-Baureihe kombiniert werden. Die Getriebe sind in verschiedenen Geometrien (Lage der Abtriebswelle) lieferbar. Lenze fertigt Getriebe mit Übersetzungsverhältnissen von bis zu  $i=76$  und einen Abtriebsdrehmoment von 2800 Nm direkt am Getriebekasten. Mit dem Produktschlüssel des Getriebes (Baukastensystem) kann der Getriebekasten definiert werden (Fuß oder Flanschbauweise). Aufgrund neuer Zahngeometrie und geschliffenen Zahnräder garantiert der Hersteller einen Wirkungsgrad von  $\eta=0,96$ . Die Antriebseinheiten werden betriebsfertig, mit Schmierstoffen gefüllt, ausgeliefert. Je nach Baugröße weisen alle Getriebeeinheiten eine Einsatzdauer von 16000 Stunden auf.

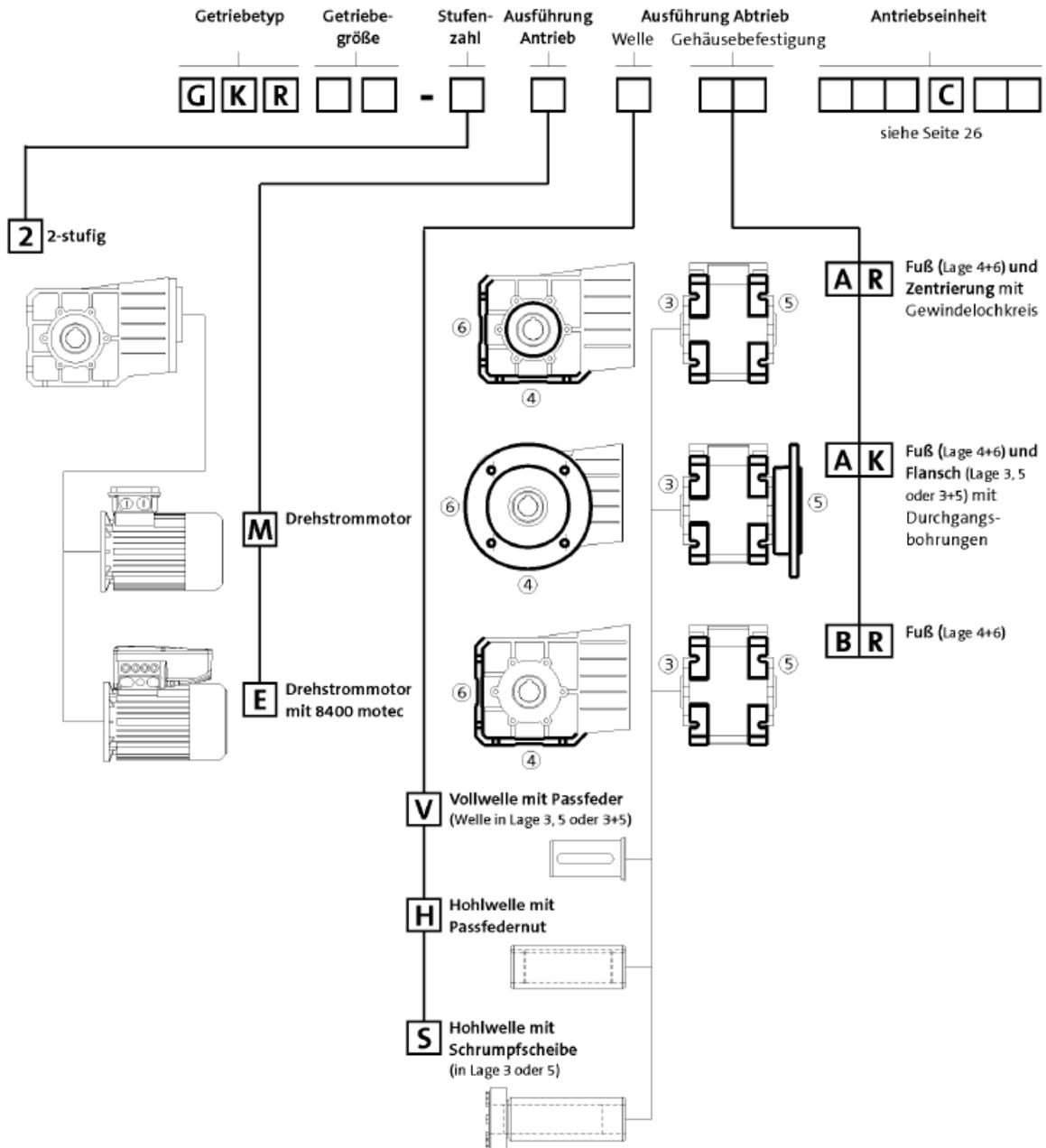


Abb. 45: Produktschlüssel GKR-Baureihe

Der Motor (MF XXX XX 090-32) weist ein Bemessungsdrehmoment ( $M \cdot 0,7 = M_A$ ) von 10,9 [Nm] auf. Alle Getriebe der GKR-Baureihe haben einen Wirkungsgrad von 96%. Das Getriebe muss mit folgender Übersetzung geliefert:

$$i = \frac{M_{Abtrieb}}{M_{Antrieb} \cdot \eta_G} = \frac{150[Nm]}{10,9 \cdot 0,7 \cdot 0,96[Nm]} = 20,47$$



n <sub>22</sub> [r/min]	n <sub>21</sub> [r/min]		c	i			
16	66	-	2.6	9.101	GKR03-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
16	66	-	4.5	9.101	GKR04-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
14	57	-	2.2	10.466	GKR03-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
14	57	-	4.4	10.466	GKR04-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
13	52	-	4.1	11.449	GKR04-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
12	52	-	2.0	11.640	GKR03-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
11	47	-	3.7	12.698	GKR04-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
11	45	-	3.9	13.216	GKR05-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
11	45	-	1.8	13.386	GKR03-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
9.8	41	-	3.2	14.603	GKR04-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
9.6	40	-	3.9	15.008	GKR05-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
9.5	40	-	1.6	15.111	GKR03-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
9.2	39	-	3.0	15.556	GKR04-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
8.3	35	-	1.4	17.378	GKR03-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
8.0	34	-	2.6	17.889	GKR04-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
7.4	31	-	1.2	19.365	GKR03-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
7.3	31	-	2.4	19.556	GKR04-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
6.4	27	-	1.1	22.270	GKR03-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
6.4	27	-	2.1	22.489	GKR04-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
5.7	24	-	1.1	25.051	GKR03-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42
5.7	24	-	2.1	25.185	GKR04-2M□□□063C32	E84AV□□□5514□□□	42

Abb. 46: Übersetzungen GKR-Baureihe

Beide Motoren müssen fast gleiche Leistungsdaten und Anlaufmomente aufweisen, somit wird an beiden Motoren dasselbe Getriebe verschraubt.

Bezeichnung (Funktion)	Übersetzung	Wirkungsgrad [η]	Produktschlüssel
Getriebe Rollengang/Rückzugseinrichtung	22,27	0,96	GKR 03-2 M V AK

Tab. 7: Leistungswerte Getriebe GKR 03-2 M V AK

## 7.2 Hydraulikzylinder Auswahl



Abb. 47: Hydraulikzylinder Fa. Watz

Ein doppeltwirkender Zylinder (Fa Watz, Din 6022) hebt und senkt den Hubrahmen der Förderanlage. Optional kann der Hydraulikzylinder mit einem verschleißfreien Wegmeßsystem ausgestattet werden. Die Wegmessung erfolgt absolut, wodurch eine Referenzierung überflüssig wird. Die gelieferten Daten des Wegmeßsystems können direkt von Siemens Simatic SPS –Steuerungen verarbeitet werden.

Kolben – Ø D Piston – Ø D	50	63	80	100	125	140	160	180	200
Kolbenstangen – Ø MM Piston rod – Ø MM	32   36	40   45	50   56	63   70	80   90	90   100	100   110	110   125	125   140
Druckkraft 250 bar (kN) Push Force 250 bar (kN)	49,1	77,9	125,65	196,35	306,75	384,75	502,5	636,17	785,25
Zugkraft 250 bar (kN) Pull Force 250 bar (kN)	28,98   23,65	46,52   38,15	76,58   64,10	118,42   100,15	181,13   147,7	225,7   188,4	306,15   264,85	398,52   329,37	478,45   400,35
Kolbenfläche cm <sup>2</sup> Piston Areas cm <sup>2</sup>	19,63	31,17	50,26	78,54	122,72	153,94	201,06	254,47	314,16
Ringfläche cm <sup>2</sup> Annulus Areas cm <sup>2</sup>	11,59   9,45	18,61   15,27	30,63   25,63	47,38   40,06	72,48   59,1	90,32   75,4	122,5   106	159,43   131,75	191,44   160,22
A	36	45	56	63	85	90	95	105	112
N <sub>V</sub>	27   30	32   36	41   46	50   60	65   75	75   85	85   95	95   110	110   120
K <sub>K</sub>	M27x2	M33x2	M42x2	M48x2	M64x3	M72x3	M80x3	M90x3	M100x3
D	102	120	145	170	206	226	265	292	306
D <sub>A</sub>	60	78	95	120	150	170	190	210	235
D <sub>g</sub>	34	42	42	47	47	58	58	58	58
E <sub>E</sub>	G1/2	G3/4	G3/4	G1	G1	G1 1/4	G1 1/4	G1 1/4	G1 1/4
E <sub>F</sub>	M22x1,5	M27x2	M27x2	M33x2	M33x2	M42x2	M42x2	M42x2	M42x2
P <sub>J</sub>	120	133	155	171	205	219	235	264	278
W <sub>A</sub>	18	21	24	27	31	31	35	40	40
Y	98	112	120	134	153	166	185	194	220
ZB <sub>max</sub>	244	274	305	340	396	431	467	510	550
X1	48,5	56,5	69,5	82	100,5	100,5	129,5	143,5	150,5
Gleichlaufzylinder ZNGL Double rod cylinder ZNGL									
ZM	316	357	395	439	541	551	605	652	718
PK	120	133	155	171	205	219	235	264	278

Abb. 48: Hydraulikzylinderdaten Fa. Watz

Um die Sicherheit gegen Knickung in horizontaler Lage (höchste Beanspruchung) zu bestimmen, wird die Länge dieses Zylinders in dieser Position benötigt. Der Drehpunkt in welcher der Zylinder gelagert wird, ist an beiden Holmen um 150mm (Abb.50) von den vertikalen Holmen nach innen versetzt. Es ergibt sich eine Länge von 2900mm.

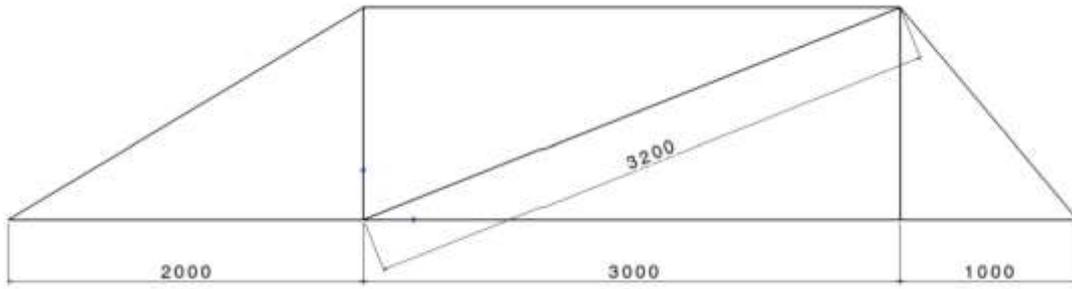


Abb. 49: Skizze Zylinderlänge

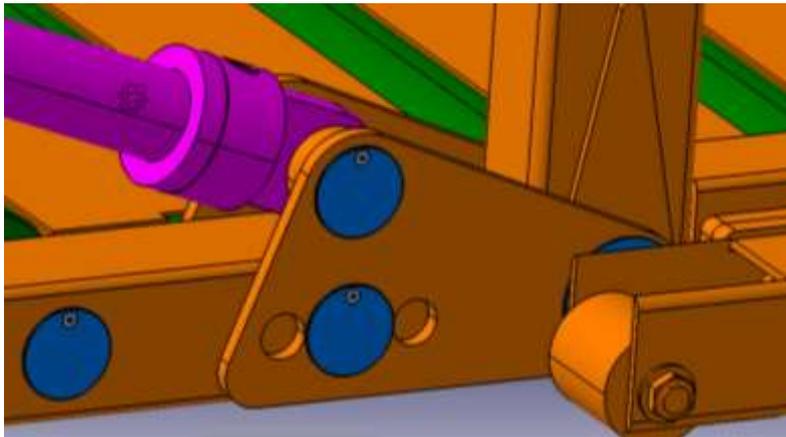


Abb. 50: Wangenblechversatz unterer Holm

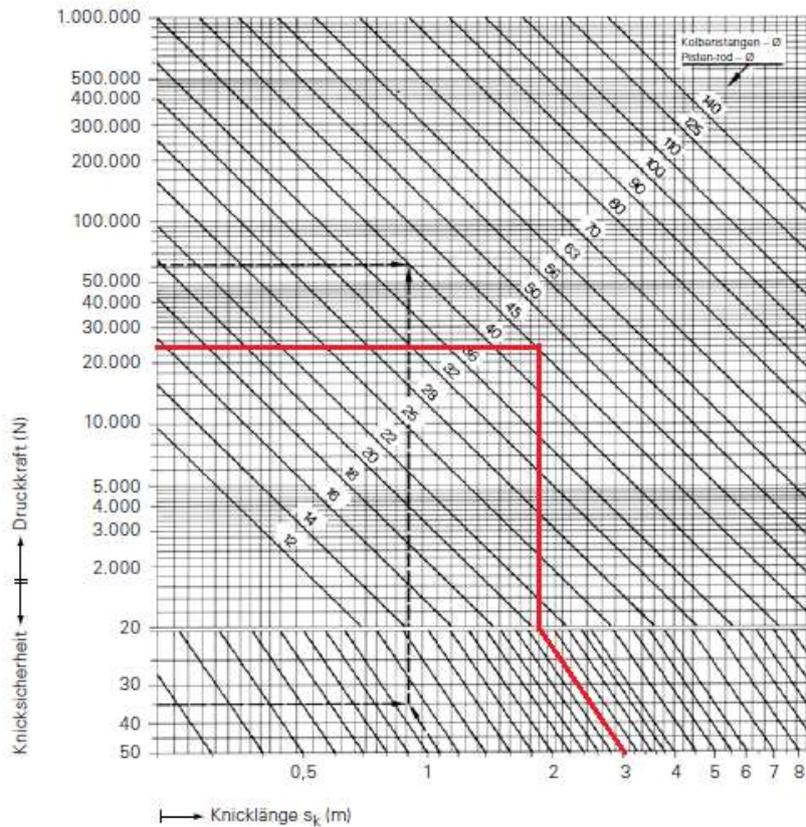


Abb. 51: Tabelle Knicklänge und Sicherheit gegen Knickung nach Euler

## 8 Prozessablauf Konstruktion A

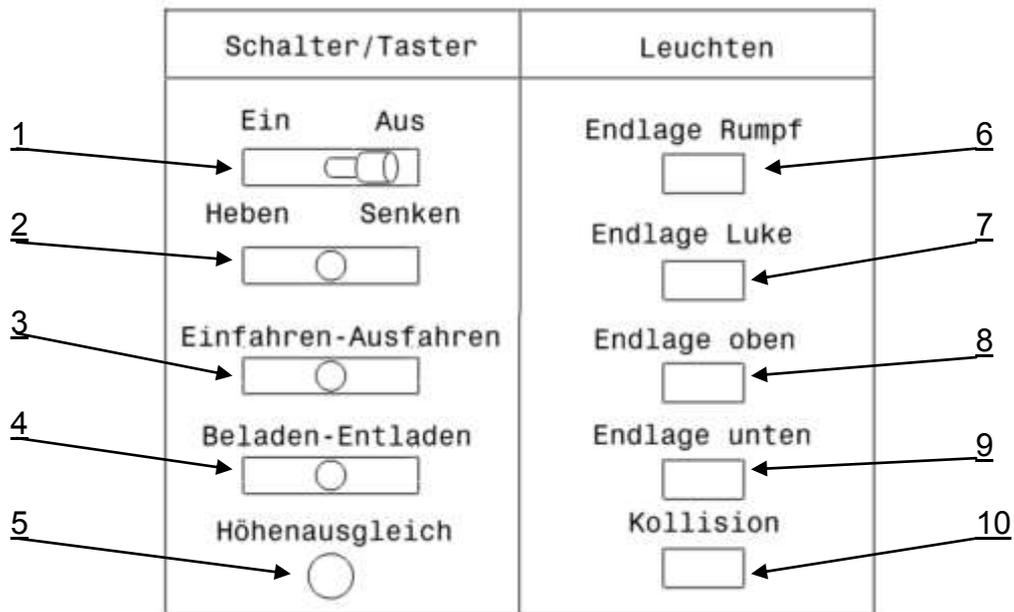


Abb. 52: Steuerung der Anlagen A und B

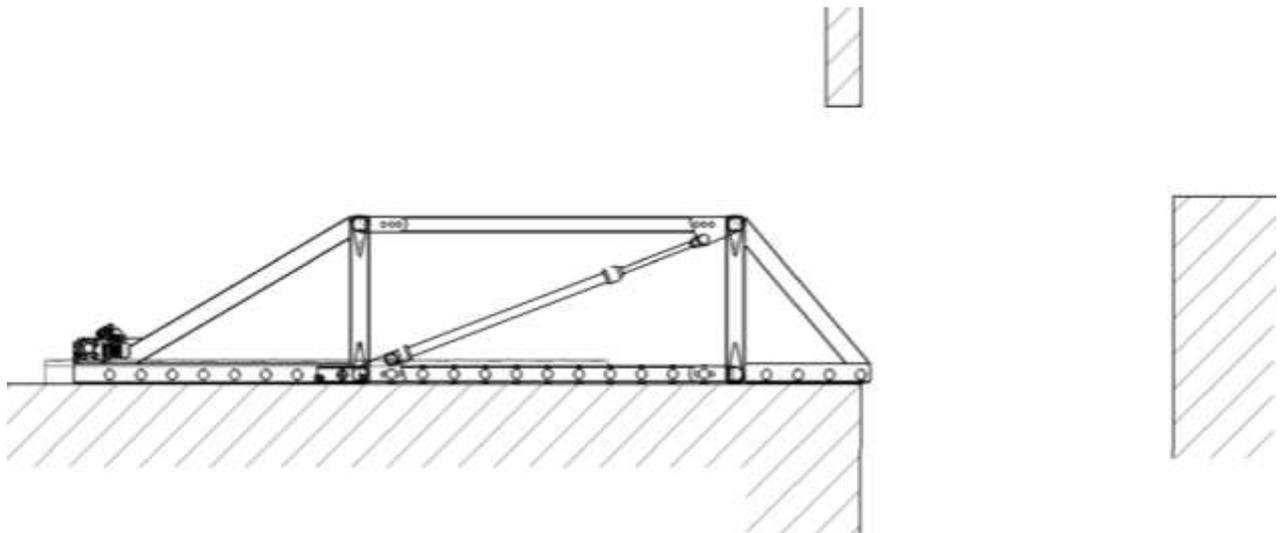


Abb. 53: Prozessablauf Konstruktion A Grundstellung

Ein Schiffsmitarbeiter bedient mit einer Fernbedienung die Förderanlage (Abb.52).

Wird die Förderanlage eingeschaltet (Abb.52/Pos.1), erzeugt eine externe Hydraulikpumpe den Betriebsdruck von 250 bar. Der Hydraulikzylinder fährt in Grundstellung und hebt das vordere Segment minimal vom Boden ab.

Die Förderanlage befindet sich vollständig im Schiffsrumpf (Abb.53). Ein Nahrungsschalter, welcher mit der Steuerung (SPS) verbunden ist, überliefert die Information, dass die hintere Endlage (LED leuchtet) erreicht ist (Abb.52/Pos.6).

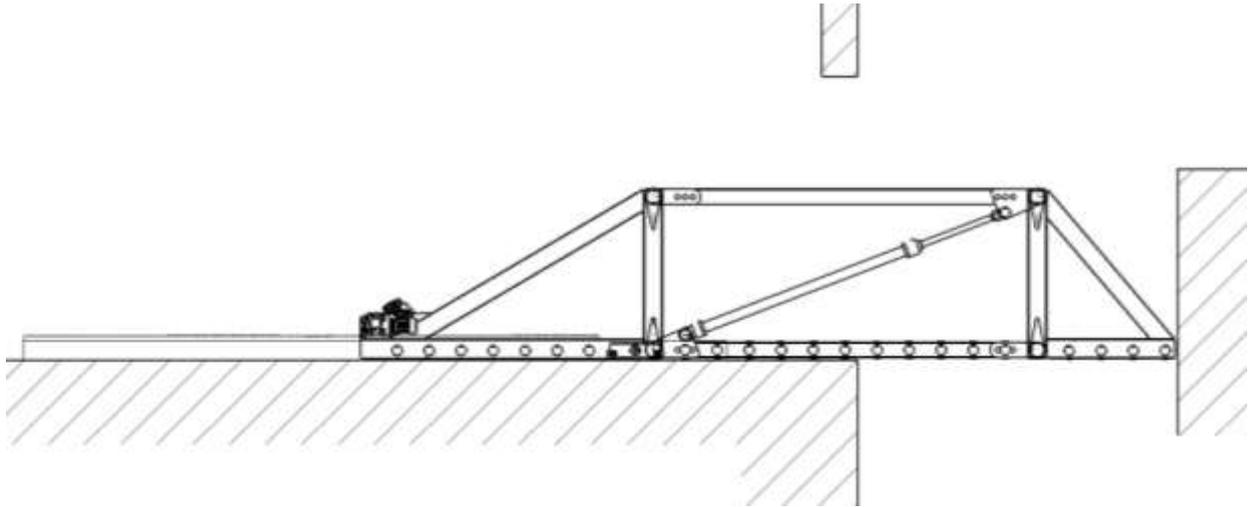


Abb. 54: Prozessablauf Konstruktion A „Hubposition“

Durch Umlegen des Kippschalters auf die Position „Ausfahren“ (Abb.52 Pos.3), schiebt der Asynchronmotor die Förderanlage aus dem Schiffsrumpf (Zahnrad-Zahnstange Mechanismus). Ab diesem Zeitpunkt gibt es 2 weiterführende Betriebsmodis, die die Anlage intuitiv erkennt.

Welcher Betriebsmodus gewählt wird ist abhängig vom Ausfahrweg der Förderanlage.

Wird die Maschine bis zum Erreichen des Nährungsschalters an der Lukenkante ausgefahren (Leuchte Abb.52 Pos.7), erkennt die Steuerung automatisch das eine negative Höhendifferenz überwunden werden wird (Betriebsmodus „Höhendifferenz negativ“). Das Hubsegment kann nur in der vordersten Position der Anlage abgesenkt werden. Beide Holme sowie der Hydraulikzylinder müssen sich vollständig außerhalb des Schiffsrumpfes befinden, um einen Kontakt mit der Lukenkante zu verhindern.

Der Raupenträger muss den äußersten Punkt des Schiffsrumpfes erreicht haben (Endlage) (Abb.58/S53). Befindet sich die Maschine zwischen den Endlagen, kein Nährungsschalter ist betätigt, kann das Hubsegment nur angehoben werden (Modus „Höhendifferenz positiv“). Im Modus „Höhendifferenz positiv“ wird das vorderste Segment bis kurz vor Kontakt mit der Kaimauer ausgefahren (jedoch kein Erreichen der Endlage Lukenkante). Würde (Förderanlage in horizontaler Position und nicht in Endlage Lukenkante) der Knopf „Senken“ gedrückt werden, würde die Förderanlage keine Reaktion zeigen.

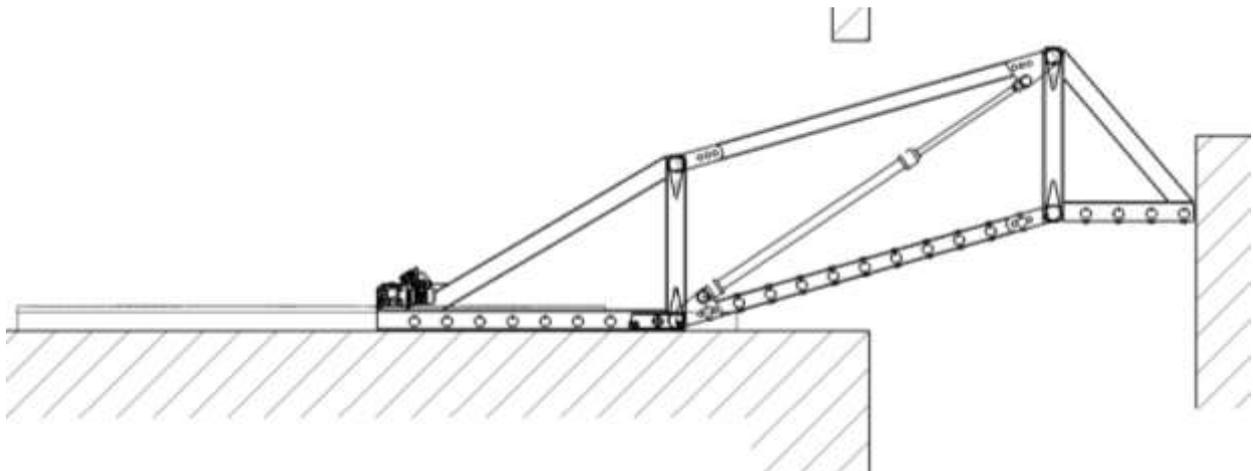


Abb. 55: Prozessablauf Konstruktion A „Höhenausgleich“

Durch Betätigen des Kippschalters nach „Heben“ (Abb.52/Pos.2), speichert die Steuerung der Anlage die Position in X-Richtung. Ab diesem Zeitpunkt steuert die SPS beide Antriebe, Asynchronmotor und Hydraulikzylinder, synchron an damit das vordere Segment eine rein vertikale Bewegung ausführt. Die Förderanlage bewegt sich zur Kaimauer, das Hubsegment entlang einer vertikalen Achse.

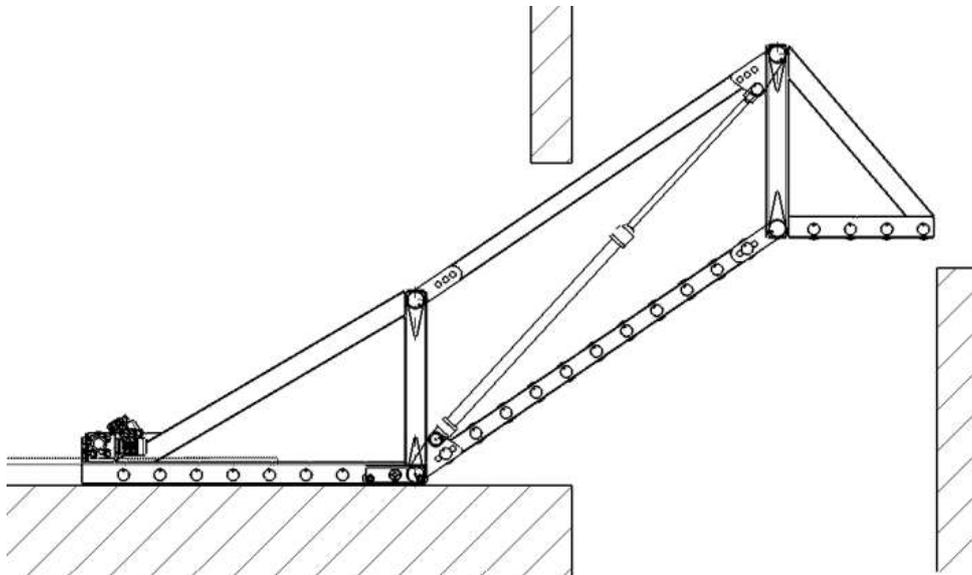


Abb. 56: Prozessablauf Konstruktion A „obere Endlage“

Wenn der Rahmen außerhalb des Schiffsrumpfes die Höhendifferenz überwunden hat, wird der Kippschalter „Heben“ (Abb.52/Pos.2) losgelassen. Der Kippschalter nimmt wieder mittige Stellung ein. Die Position der Anlage wird wieder in einem Register der SPS abgespeichert. Das Einziehen der Förderanlage wird durch die Steuerung unterbunden (Kollisionsschutz; Kontakt mit Luke oder Schiffrumpf).

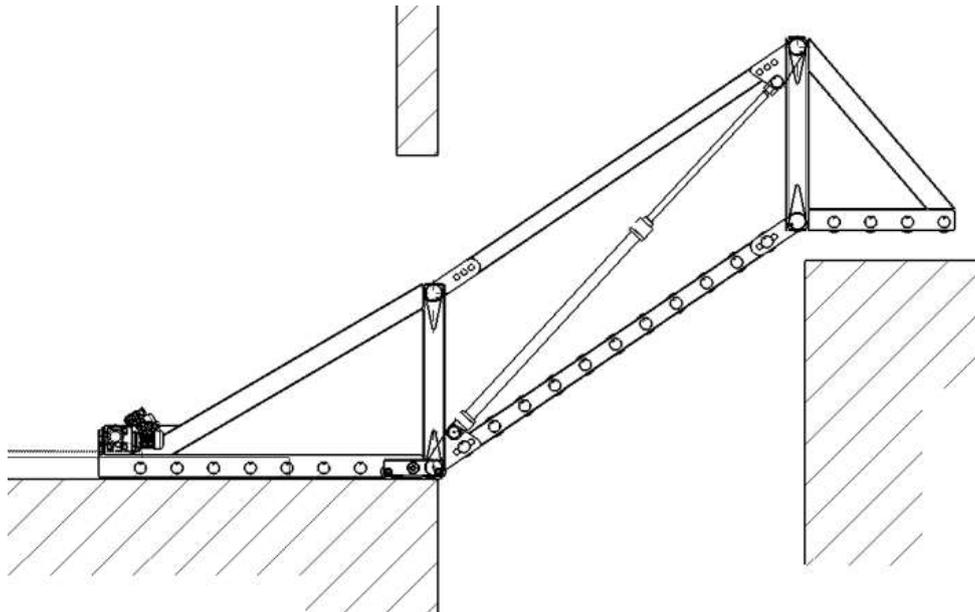


Abb. 57: Prozessablauf Konstruktion A Anschlag

Das Ausfahren hingegen ist möglich, jedoch nur bis zum Erreichen der Endlage oder bis das der Integralgeber des Asynchronmotors eine Wegstrecke von 1200mm (Länge des Hubsegmentes) rückmeldet. Kontakt des unteren Holmes mit der Kaimauer muss vermieden werden. Die Förderanlage kann beladen werden. Nach dem Beladevorgang fährt die Anlage durch drücken des Tasters „Höhenausgleich“ (Abb.52 Pos.5) automatisch in eine fast horizontale Lage zurück. Durch Umlegen des Kippschalters in die Position „Beladen“ (Abb.52 Pos.4), bewegen die Tragrollen die Transportpalette in das Schiffinnere. Durch nochmaliges Betätigen des Tasters „Höhenausgleich“ (Abb.52 Pos.5) nimmt die Förderanlage die Beladeposition über der Kaimauer ein.

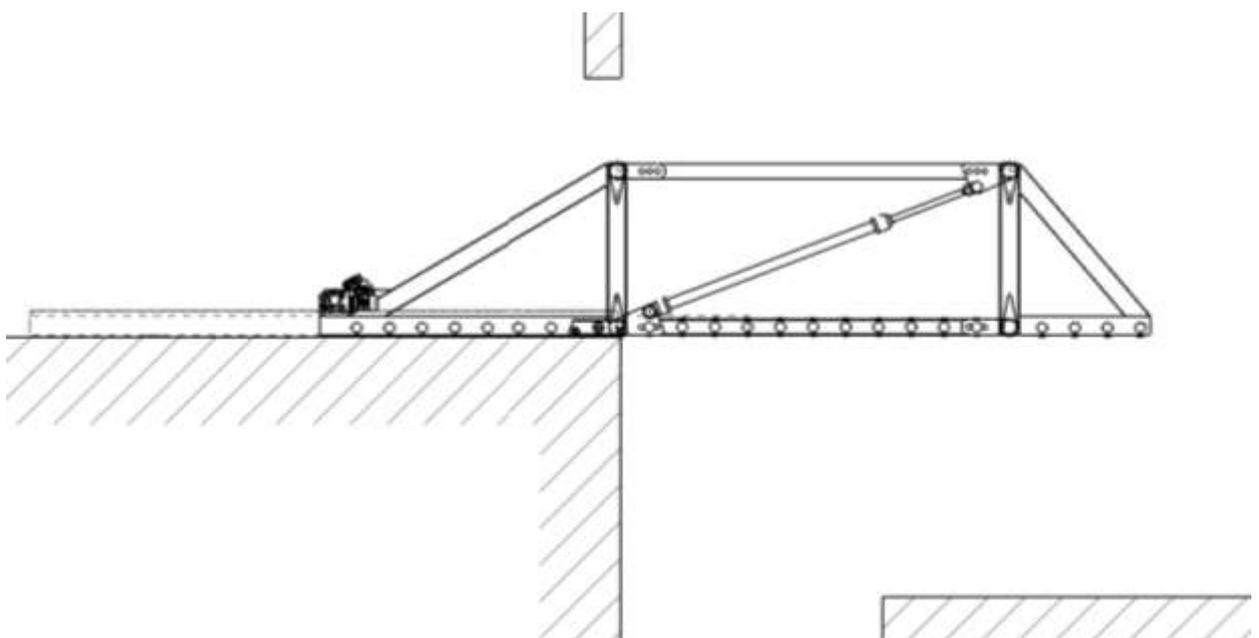


Abb. 58: Prozessablauf Konstruktion A „ausgefahren Endlage“



Im Betriebsmodus „Höhendifferenz negativ“ befindet sich die Förderanlage sobald die Endlage Lukenkante (LED-leuchtet; Abb.52/Pos7) erreicht ist. Wird der Knopf „Heben“ an der Fernbedienung betätigt, würde die Anlage keine Reaktion zeigen.

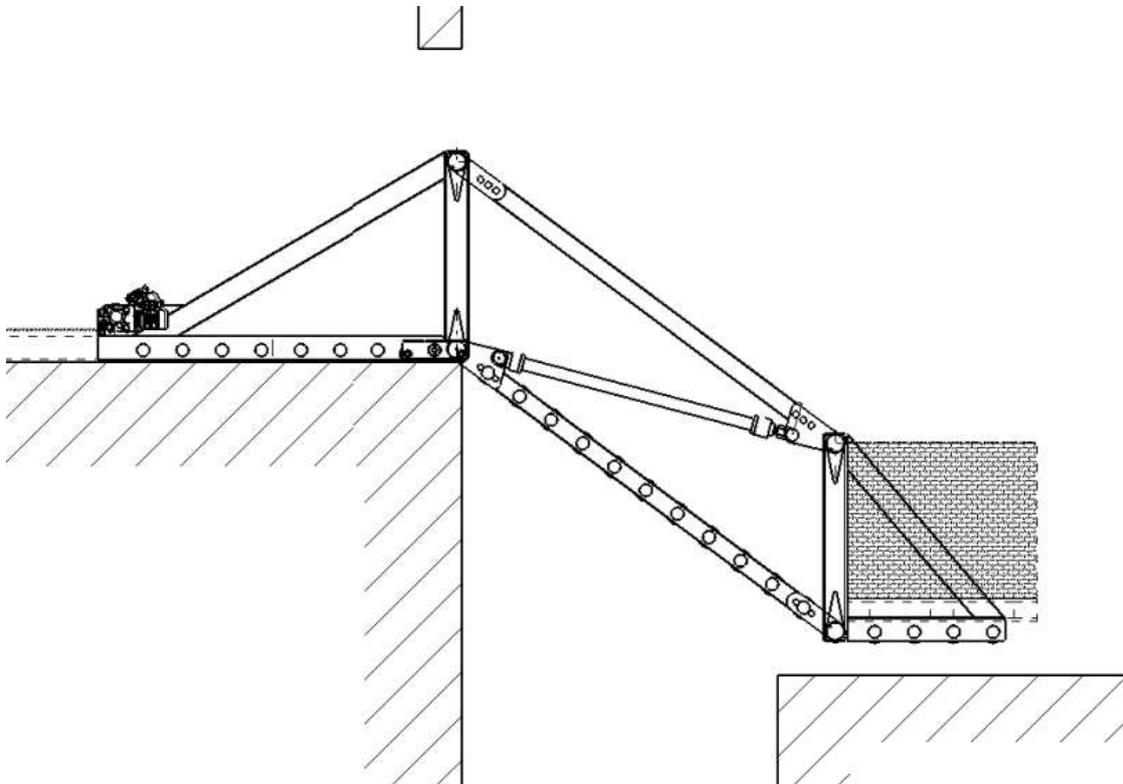


Abb. 59: Prozessablauf Konstruktion A „Höhendifferenz negativ“

Die Förderanlage kann bis zur Kaimauer abgesenkt werden, und das vordere Segment kann mit der Transportpalette beladen werden. Mit der Taste „Höhenausgleich“ wird die Förderanlage fast in die horizontale Lage ( $\pm 9^\circ \cong 500\text{mm}$  Höhenabweichung von der Horizontalen Lage) ausgerichtet. Die Anlage wird bei  $-9^\circ$  Abweichung von der horizontalen Lage automatisch angehalten. Mit dem Kippschalter „Beladen“ kann die Transportpalette in den Schiffrumpf befördert werden.

Mit dem Transport der Palette über eine schiefe Ebene, kann eine Akkordbeladung realisiert werden (Abb.60). Die Anlage erkennt automatisch, über die Hublänge des Zylinders, die Schrägstellung der Anlage ( $\pm 9^\circ \cong 500\text{mm}$  Höhenabweichung von der Horizontalen Lage). Ist die Schrägstellung zu groß, muss die Anlage mit dem Taster „Höhenausgleich“ eingefahren werden.

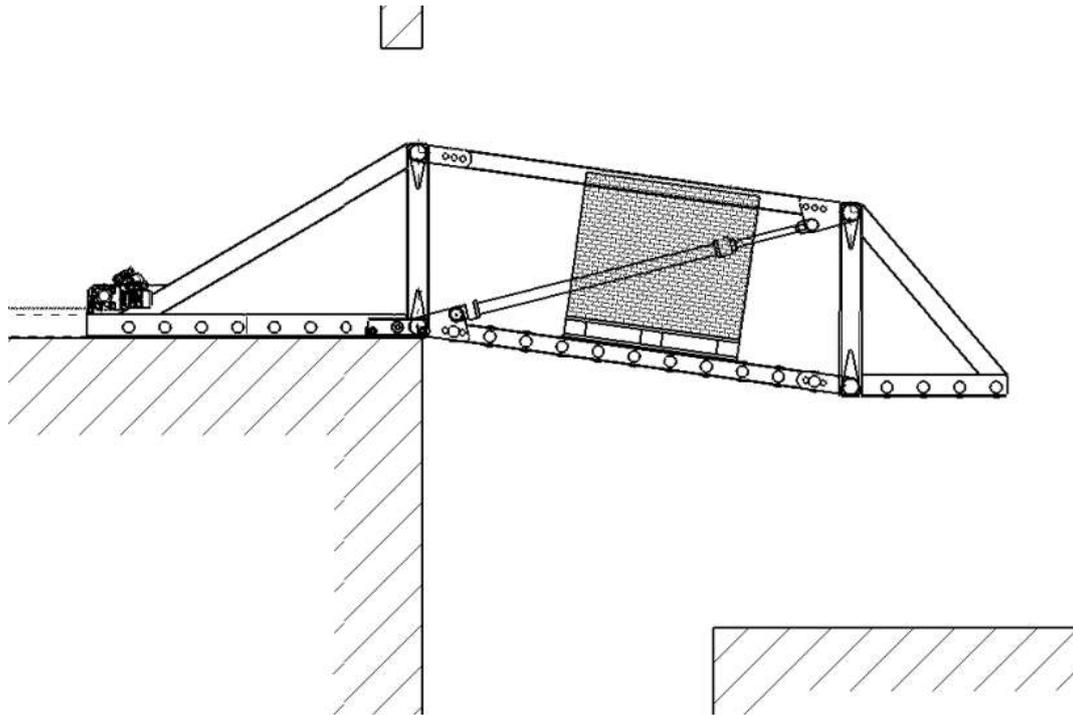


Abb. 60: Prozessablauf Konstruktion A „schiefe Ebene“

## 9 Regelungstechnik Konstruktion A

Die Transportpalette soll sich beim Heben und Senken entlang einer vertikalen Achse bewegen. Diese Gegebenheit erfordert eine eigene Regelungstechnik zwischen dem Asynchronmotor (Abb.52/Pos.1) und dem Hubzylinder (Abb.52/Pos.2). Der Asynchronmotor soll in Abhängigkeit des Hydraulikzylinders angesteuert werden.

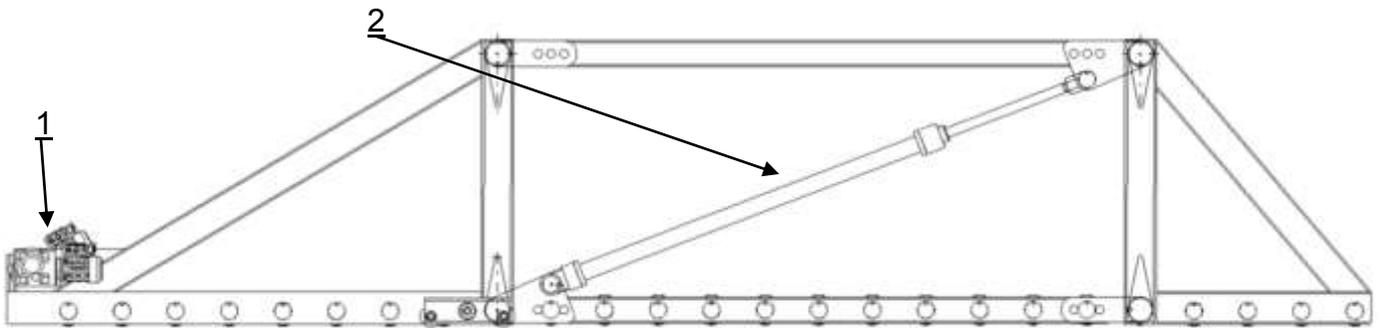


Abb. 61: Seitenansicht Anlage A

Das heißt wir brauchen eine Funktion, oder besser gesagt, einen Zusammenhang zwischen dem Input vom Absolutgebers des Hydraulikzylinders und dem Output für den Integralgeber des Asynchronmotors (Abb.53).

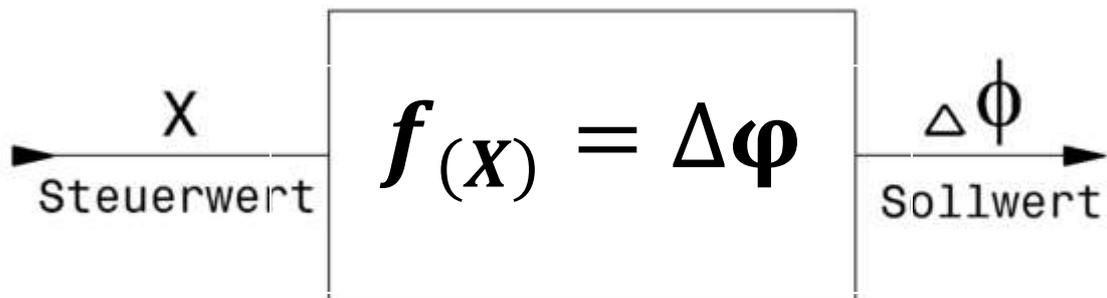


Abb. 62: Regler der Anlage A

Steuerwert  $X$  ist der Wert des Absolutgebers (Länge des Hydraulikzylinders),  $\Delta\phi$  der Sollwert des Integralgebers (Drehwinkel des Motors). Die Funktion  $f(x)$  kann mit geometrischen Zusammenhängen der Förderanlage aufgestellt werden.

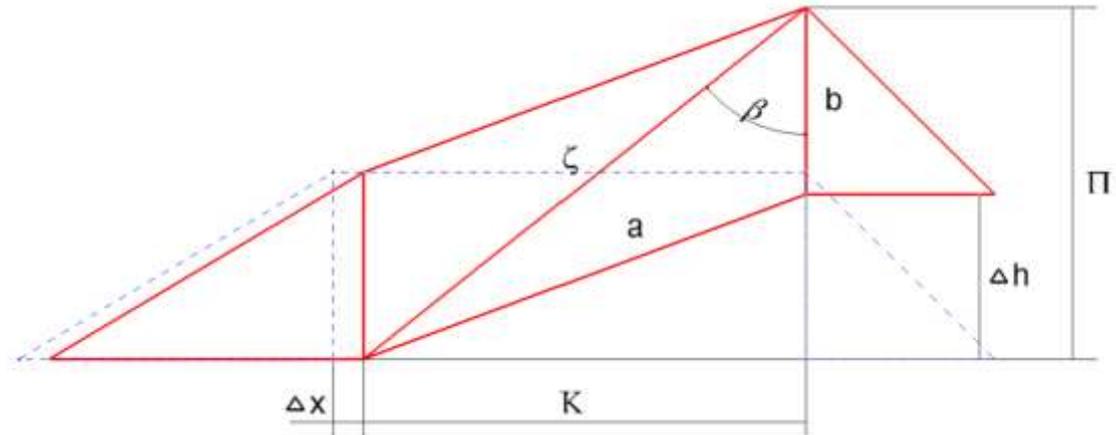


Abb. 63: Skizze Regelungstechnik

Dazu skizzieren wir die Förderanlage in leicht angehobener Position, und führten die Maße  $K$  und  $\Pi$  ein, welche wichtig sind für die Berechnung der Höhendifferenz  $\Delta h$  und der vertikalen Verschiebung  $\Delta x$ .

Das Maß  $\zeta$  ist die Summe des Wertes  $X$  des Absolutgebers und der Länge des Zylinders (ohne Kolbenstange).

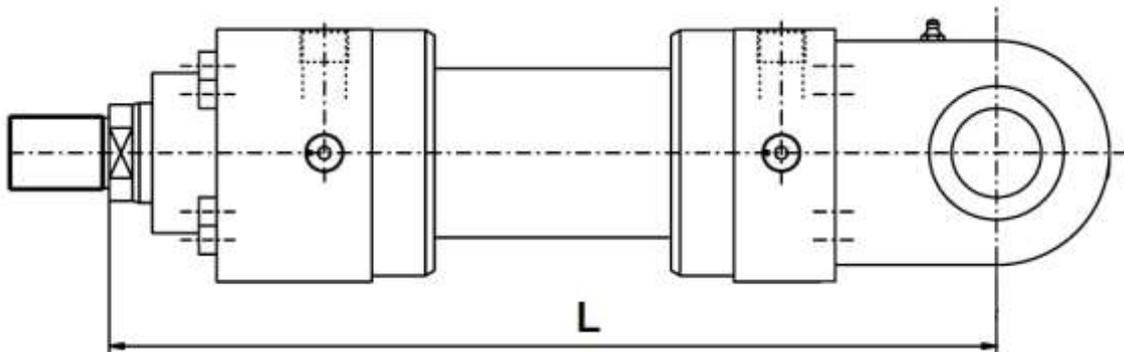


Abb. 64: Länge des Hydraulikzylinders

Somit kann die erste Gleichung aufgestellt werden:

$$X + L = \zeta$$

$\zeta$ ,  $a$  (Länge des unter und obere Holmes), und  $b$  (Höhe der Förderanlage) bildet ein allgemeines Dreieck (Abb.54). Jede Seitenlänge ist bekannt, somit kann der Winkel  $\beta$  mit dem Kosinussatz berechnet werden.

$$a^2 = b^2 + \zeta^2 - 2 * b * \zeta * \cos \beta$$



$\zeta$ ,  $\Pi$  und  $K$  bilden ein rechtwinkeliges Dreieck, welches mit Winkel  $\beta$  genau definiert ist.

$$\sin \beta = \frac{K}{\zeta}$$

$\Delta x$  ist die Differenz zwischen  $a$  und  $K$ .

$$\Delta x = a - K$$

Wenn der Wert der horizontalen Verschiebung ermittelt wurde, kann der Verdrehwinkel der Motorwelle (Bogenmaß) einfach berechnet werden.

$$\Delta x = r * \Delta \varphi$$

$r$  ist der Radius des Antriebsritzels.

Wir haben einen Zusammenhang von Steuerwert  $X$  und Sollwert  $\Delta \varphi$ .

$$X \rightarrow \zeta \rightarrow \beta \rightarrow K \rightarrow \Delta x \rightarrow \Delta \varphi$$

Setzt man alle Gleichungen zusammen, und stellt  $\Delta \varphi$  explizit dar, kommt man zu folgendem Ergebnis.

$$\frac{a}{r} - \sin \left( \cos^{-1} \left( \frac{-a^2 + b^2 + (X + L)^2}{2 * b * (X + L)} \right) \right) * \frac{X + L}{r} = \Delta \varphi \rightarrow \mathbf{f(x) = \Delta \varphi}$$

Die Verkettung von Sinus und Arkuskosinus lässt sich noch vereinfachen.

$$\sin(\cos^{-1}(N)) = \sqrt{1 - N^2}$$

Somit ergibt sich folgende Funktion.

$$\frac{a}{r} - \sqrt{1 - \left( \frac{-a^2 + b^2 + (X + L)^2}{2 * b * (X + L)} \right)^2} * \frac{X + L}{r} = \Delta \varphi \rightarrow \mathbf{f(x) = \Delta \varphi}$$

Das Ergebnis für  $\Delta \varphi$  ist in Bogenmaß.

Ob diese Funktion korrekt ist, kann mit einfachen Mitteln kontrolliert werden. Setzt man für den Term  $X + L = \zeta$  ein und für  $r = 1$ , so entspricht die Gleichung nicht mehr  $\Delta \varphi$  sondern  $\Delta x$ .

$$\frac{a}{1} - \sqrt{1 - \left( \frac{-a^2 + b^2 + \zeta^2}{2 * b * \zeta} \right)^2} * \frac{\zeta}{1} = \Delta x \rightarrow \mathbf{f(\zeta) = \Delta x}$$



Skizziert man die Förderanlage in einer beliebigen Position unter Berücksichtigung der Randbedingungen ( $a = 3000$  ;  $b = 1200$ ), und misst das Maß  $\zeta$ , dann muss für diesen Wert  $\zeta$  (Länge) das Ergebnis  $\Delta x$  sein.

### Beweis der Funktion:

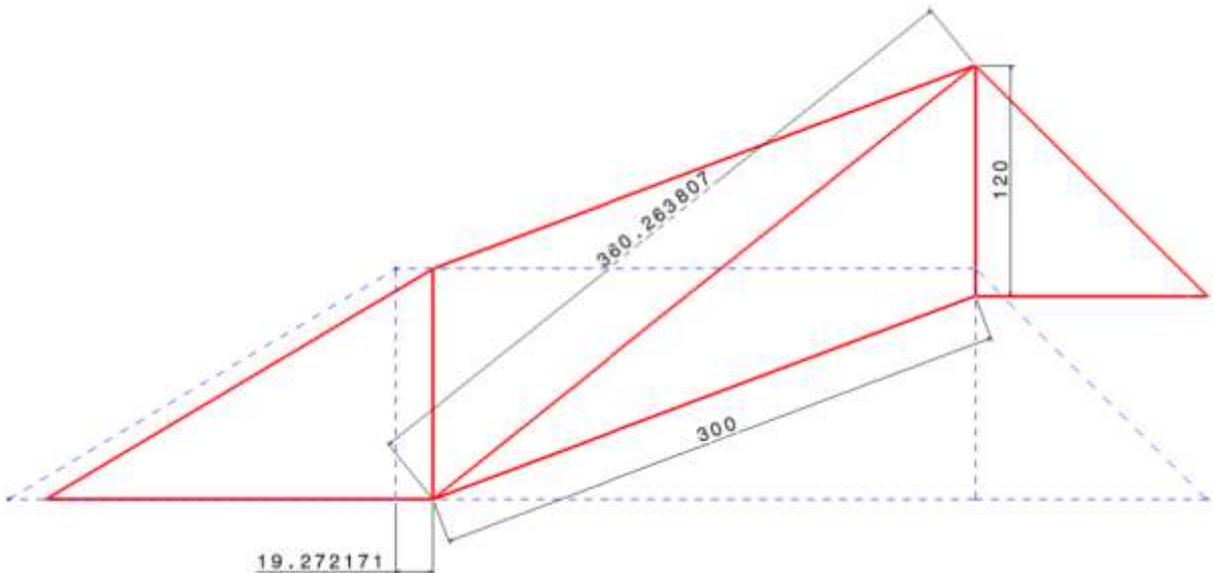


Abb. 65: Skizze Förderanlage A in beliebiger Position inklusive Bemaßung

Setzt man in die Gleichung ein (Maßstab 1:10), für  $\zeta = 360,263807$  und für  $a = 300$ ,  $b = 120$  dann muss das Ergebnis  $19,272171$  entsprechen.

$$\frac{300}{1} - \sqrt{1 - \left( \frac{-300^2 + 120^2 + 360,263807^2}{2 * 120 * 360,263807} \right)^2} * \frac{\zeta}{1} = \Delta x = 19,272171$$

Die Funktion ist richtig.

Das folgende Diagramm zeigt den Zusammenhang von  $\zeta$  (Länge des Hubzylinders) und  $\Delta x$  (Verfahrweg der Förderanlage).

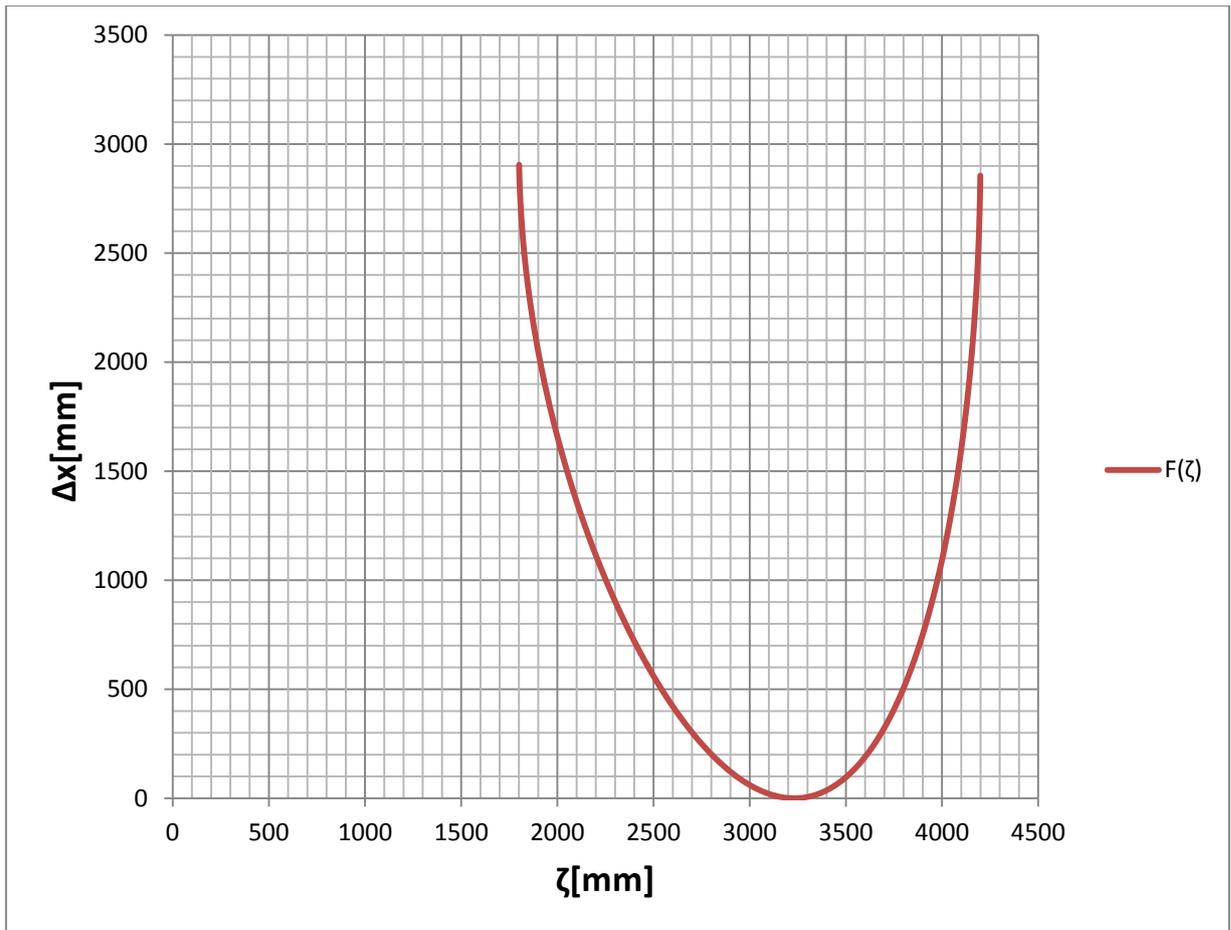


Abb. 66: Zusammenhang der vertikalen Verschiebung und der Hublänge



## 10 Festigkeitsberechnung und Auslegung Konzept B

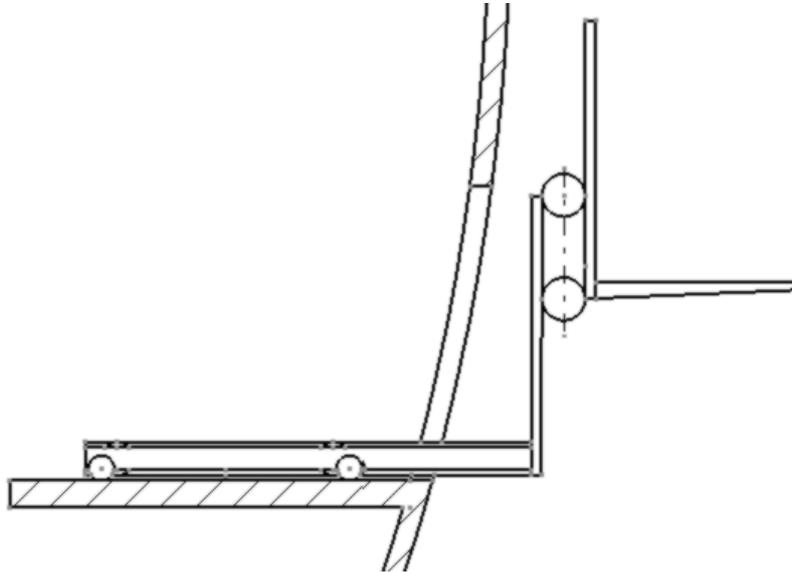


Abb. 67: Skizze Konzept B

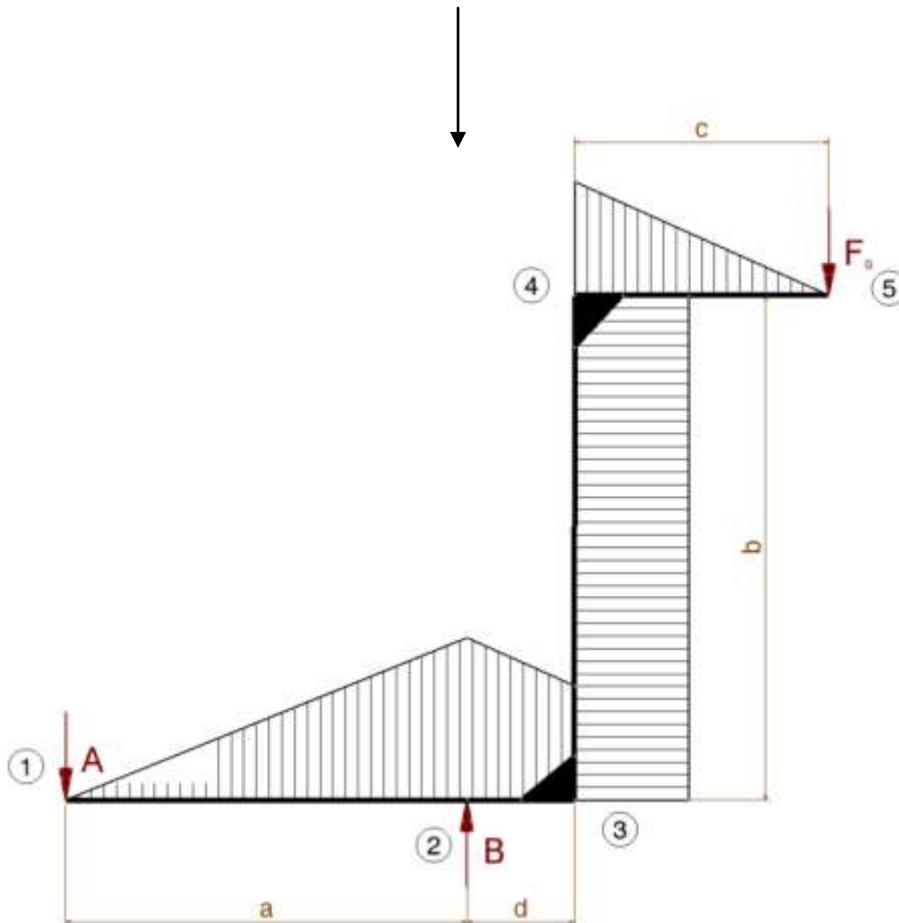


Abb. 68: Kraftangriffspunkte Konzept B abgeleitet von Abb.67



Der ungünstigste Belastungsfall liegt vor, wenn eine Palette von einem höheren Niveau in die Schifflucke transportiert werden muss (Abb.62). Das Fördersystem wird im Bereich von Punkt 2 mit der maximalen Biegebeanspruchung belastet. Aufgrund der Belastung wird die Gewichtskraft der Transportpalette weiter von Punkt 2 entfernt und verstärkt diesen Effekt. Im Bereich 1 bis 2 sowie 4 bis 5, ist ein Anstieg bzw ein Abfall der Biegebeanspruchung zu beobachten. Der Abstand zur Gewichtskraft der Palette bleibt in horizontaler Richtung (Bereich 3-4) konstant wodurch die Belastung in diesem Bereich gleichbleibend ist. Für die Dimensionierung wird die Biegebeanspruchung im Punkt 2 herangezogen. Das Eigengewicht der Anlage wird für die Vordimensionierung vernachlässigt, die Gewichtskraft der Palette von 1500kg auf 2500kg erhöht.

Das maximale Biegemoment lässt sich einfach errechnen mit  $M_b = F_G \times (c + d)$ . Um ein sicheres Beladen von der Kaimauer mit einem Hubwaagen zu gewährleisten muss der obere Ausleger mindestens 1,5m betragen (Abstand c). Abstand d (ca. 0,5 Meter) berücksichtigt zum Einen die Dicke des Schiffsrumpfes sowie die Krümmung des Rumpfes. Der horizontale Ausleger muss so weit ausgefahren werden, dass beim teleskopieren des vertikalen Auslegers keine Kontakt am Rumpf erfolgt.

Die Biegespannung ist folgend definiert:

$$\sigma = \frac{M_B}{W_B}$$

Die Streckgrenze eines gängigen Baustahles beträgt 235N/mm. Das maximale Biegemoment sowie die zulässige Biegespannung sind bekannt. Das minimale Widerstandsmoment kann folgend berechnet werden.

$$W_B = \frac{F_G \times (c + d)}{\sigma_{zul}}$$

$$W_B = \frac{2500 [N] \times (1500[mm] + 1000[mm])}{235[\frac{N}{mm^2}]}$$

$$W_B = 26,6cm^3$$

Ein Breitflanschträger mit 100mm Gurtbreite weist entsprechende Festigkeitswerte auf.



IBE-Profile nach DIN 1025-5, EURONORM 19 - 57

Profil	Abmessungen						Flächen		Gewicht G kg/m	Biegung um die y-Achse			Biegung um die z-Achse			Löcher	
	h	b	t <sub>s</sub>	t <sub>g</sub>	r	h <sub>i</sub>	A cm <sup>2</sup>	A <sub>steg</sub> cm <sup>2</sup>		I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	I <sub>y</sub> mm <sup>4</sup>	W <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	I <sub>z</sub> cm <sup>4</sup>	I <sub>z</sub> mm <sup>4</sup>	W <sub>z</sub> cm <sup>3</sup>	d <sub>L</sub> mm	w mm
80	80.00	46.00	3.80	5.20	5.00	59.60	7.64	2.64	6.00	80.10	32.40	20.00	Aug 49	10.50	3.69	6.40	-
100	100.00	55.00	4.10	5.70	7.00	74.60	10.30	3.53	8.09	171.00	40.70	34.20	15.90	12.40	5.79	8.40	-
120	120.00	64.00	4.40	6.30	7.00	93.40	13.20	4.73	10.36	318.00	49.00	53.00	27.70	14.50	8.65	8.40	-

Abb. 69: Breitflanschträger Profildaten

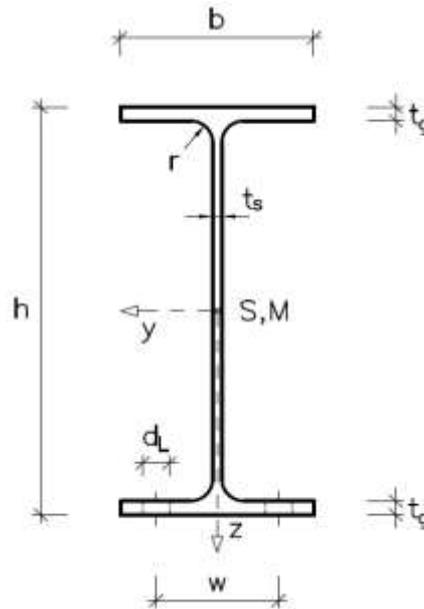


Abb. 70: Breitflanschträger Maße



## 10.1 Motordimensionierung Hubwerk

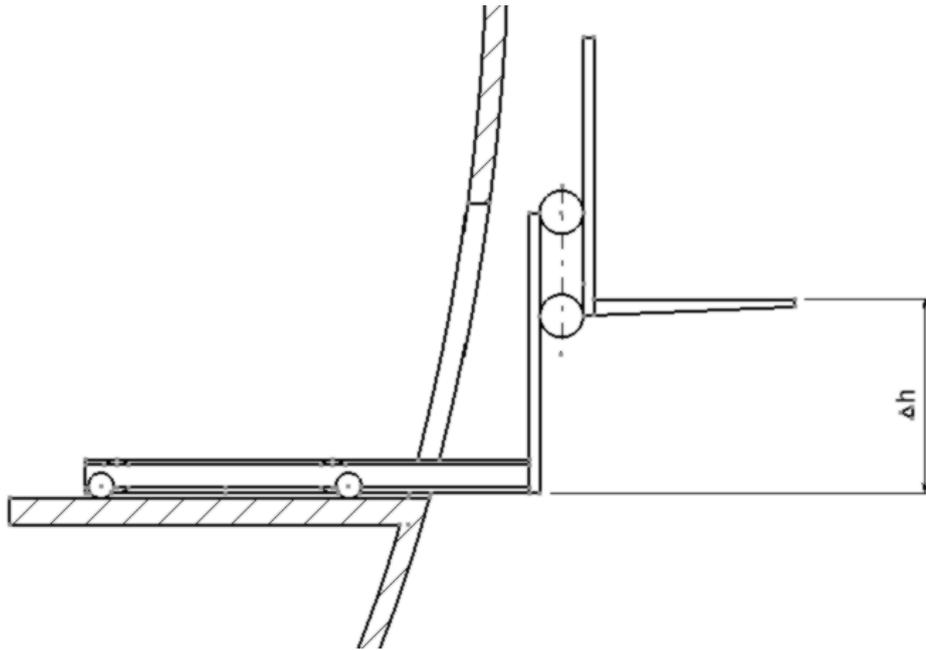


Abb. 71: Dimensionierung Hubmotor Konzept B

Damit der Be- und Entladevorgang mit der vorgegebenen Hubgeschwindigkeit von 0,5 m/s gewährleistet werden kann, muss der Antrieb ausreichend dimensioniert werden. Die Leistung ist definiert als:

$$P = \frac{\Delta W}{\Delta t}$$

W ist die Hubarbeit pro Wegstrecke und t die Zeit welche für das Heben pro Wegstrecke benötigt wird.

$\Delta W$  ist die Hubarbeit pro Meter. Mit

$$\Delta W = m \times g \times h$$

kann man die Hubarbeit einfach errechnen. m ist die Masse der Transportpalette welche mit 2500kg festgelegt wurde. g ist die Erdbeschleunigung die an der Erdoberfläche 9,81 m/s<sup>2</sup> aufweist, und h der Höhenunterschied pro 1 Meter.

$$\Delta W = 2500[kg] \times 9,81[m/s^2] \times 1[m]$$

$$\Delta W = 24525[J]$$

Wenn eine Hubgeschwindigkeit, bei maximaler Beladung, 0,25 m/s<sup>2</sup> erreicht werden soll, dann wird pro Meter Höhenunterschied eine Zeit von 4 s benötigt



$$P = \frac{\Delta W}{\Delta t}$$

$$P = \frac{24525[J]}{4[s]}$$

$$P = 6131,25[W]$$

Eine Antriebsleistung von 6 KW wird benötigt.

## 10.2 Motordimensionierung Rückzugseinrichtung

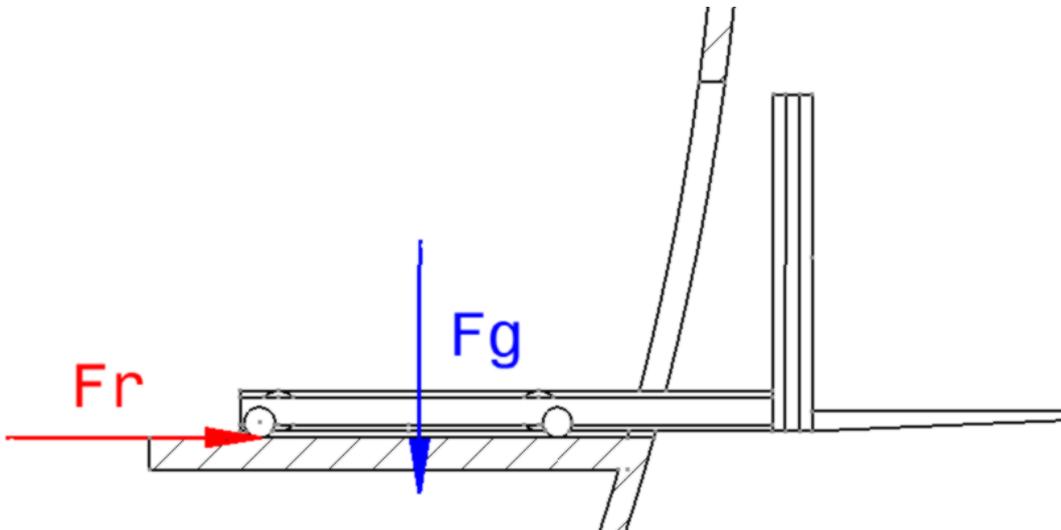


Abb. 72: Skizze Konzept B Dimensionierung Rückzugseinrichtung

Beide Anlagen werden ähnliche Gesamtmassen aufweisen. In Fördereinrichtung B wird derselbe Motor mit gleichen Leistungsdaten verbaut als in Anlage A.

### 10.3 Motordimensionierung Tragrollen

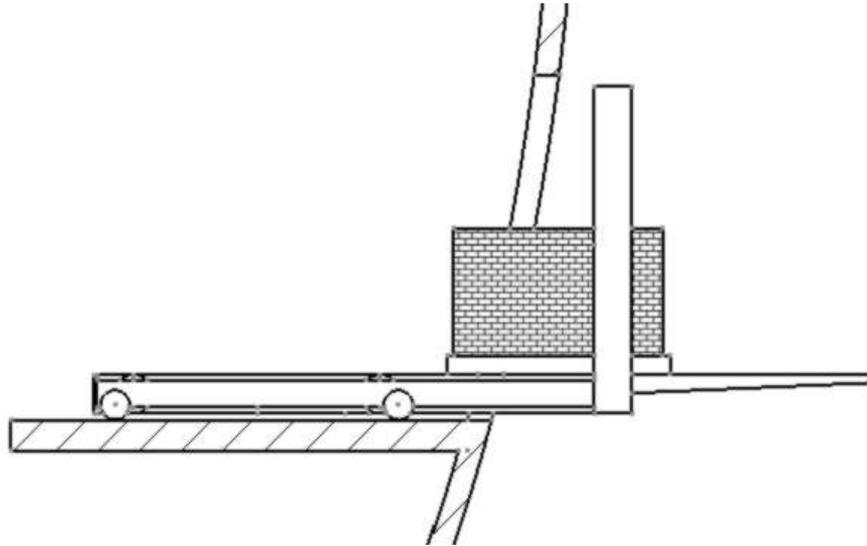


Abb. 73: Skizze Konzept B „Palettenverladung“

Bei Konstruktion B bildet der Rollengang keine zusammenhängende Ebene, wodurch zwei Antriebe notwendig sind (Grundrahmen; Hubsegment). Jener Motor welcher am Hubsegment angebracht wird, muss lediglich 4 Tragrollen antreiben (  $1200 / 250 \sim 4$  ) und übernimmt die Aufgabe der Beschleunigung der Transportpalette. Die zweite Antriebseinheit transportiert mit konstanter Geschwindigkeit die Palette in den Schiffsrumpf und positioniert diese in der gewünschten Endlage (stirnseitige Entnahme oder Entnahme im hinteren Bereich der Förderanlage)

Die Verlustleistung ist proportional zur Anzahl der Kettenschlingen. Das Hubsegment weist lediglich 5 Kettenschlingen auf (4 Tragrollen; 1 Antriebsritzel). Aufgrund dieser Gegebenheiten kann der Motor mit einer geringer Gesamtleistung dimensioniert werden. Am Grundrahmen müssen 15 Kettenschlingen (14 Tragrollen; 1 Kettenschlinge) in Bewegung versetzt werden, jedoch übernimmt dieser Rollengang nur einen geringen Teil des Beschleunigungsvorgangs. Die Motoren werden folgend ausgelegt:

Pro Tragrolle wird am Hubsegment ein Drehmomenten Verlust von 3 Nm angenommen, daraus folgt das die Antriebseinheit ein Drehmoment von 12 Nm auf das Ritzel übertragen muss. Der Geschwindigkeitsverlauf ist ident wie in Lösung 1 wodurch sich eine Beschleunigung von  $1 \text{ [m/s}^2\text{]}$  ergibt. Die benötigte Kraft für den Beschleunigungsvorgang errechnet sich:

$$F = M * a = 1500 \text{ [kg]} * 1 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] = 1500 \text{ [N]}$$



Der Tragrollen-Ø beträgt 100mm. Die Transportpalette sollen, entsprechend dem Geschwindigkeitsverlauf mit 1 [m/s] in den Rumpf gezogen werden.

$$P = M * \omega = (M_K + F * r) * \frac{v}{r} = (12[Nm] + 1500 [N] * 0,05[m]) * \frac{1[m/s]}{0,05[m]} = 1740[W]$$

Beim Rollengang am Grundrahmen werden 3 Nm Drehmomentenverlust pro Tragrolle beaufschlagt.

$$P = M * \omega = (M_R * n) * \frac{v}{r} = (3[Nm] * 14) * \frac{1[m/s]}{0,05[m]} = 840[W]$$

Die Leistungsdaten beider Motoren ist nicht ident. Aus wirtschaftlichen Gründen wird zwei Mal der gleiche Motor verbaut mit einem Anlaufmoment von 90 [Nm] und einer Leistung von 2000 [W].

#### 10.4 Zahnrad und Zahnradbolzen Dimensionierung

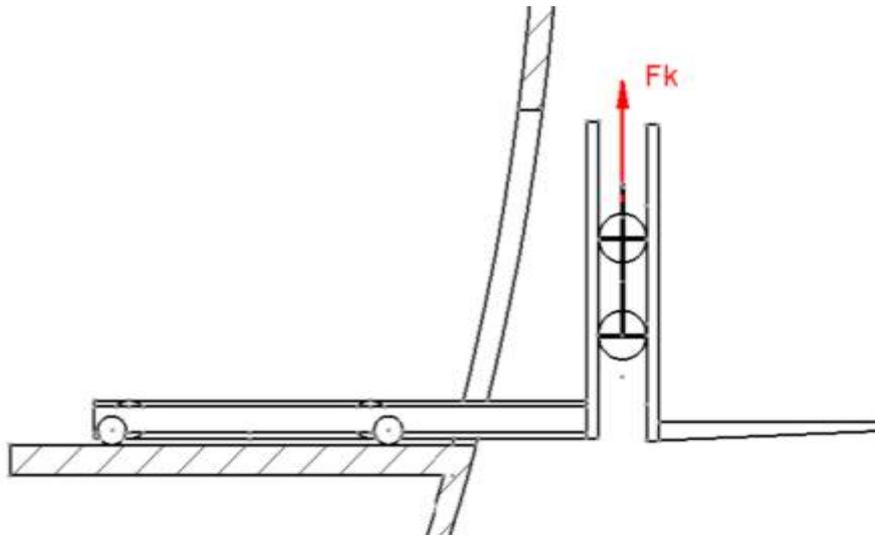


Abb. 74: Skizze Funktion Hubsystem

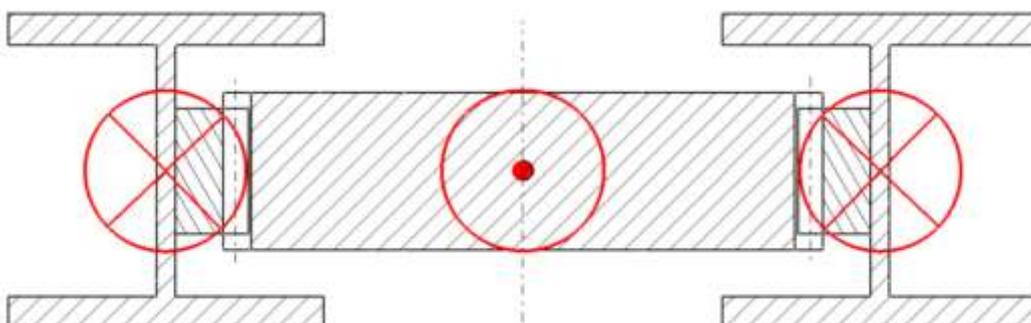


Abb. 75: Prinzip Laufkatze



Das Hubsystem ist eine Baugruppe, bestehend aus zwei I-Träger an denen zwei Zahnstangen verschraubt werden. Eine Laufkatze führt diese I-Träger (Abb.75). In der Mitte der Laufkatze ist ein Zahnrad, das die Kräfte überträgt. Eine Kette verschiebt die Laufkatze in vertikaler Richtung (Fk; Abb.74).

Bauteile wie Zahnrad, Zahnstange und Zahnradbolzen werden hohen Beanspruchungen ausgesetzt, da diese die gesamte Kraftübertragung über einen Formschluss weiterleiten. Diesen Maschinenelementen wird in der Dimensionierung besondere Aufmerksamkeit zuteil.

## Zahnradbolzen

Der Bolzen wird zwischen zwei Platten der Laufkatze eingespannt. Der Bolzen wird auf Abscherung beansprucht. Bei maximaler Beladung des Hubrahmens wirken 7500 N auf die Laufkatze und werden am Bolzen übertragen.  $\sigma_{zul} = 20 [N/mm^2]$

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{d^2 * \pi}{2}} \rightarrow d = \sqrt{\frac{F}{\sigma * \pi}} = \sqrt{\frac{7500}{20 * \pi}} = 15,45 [mm]$$

Der Bolzendurchmesser ist mit 35 mm ausreichend dimensioniert.

## Zahnrad

Ein Nachweis der Zahnfußspannung nach DIN 3990 wird aufgrund hoher Belastungen durchgeführt.

Es wurde eine genormte Evolventenverzahnung gewählt mit einem Modul von 5 mm. Die Breite der Zahnstange sowie des Zahnrades beträgt 50 mm. Die Eingriffsgerade zwischen Zahnstange und Zahnrad hat einen Winkel von 20°. Mit einer Zähnezahl von  $z = 48$  und einer Profilverchiebung von  $x = 0,5$  wird die Distanz der Zahnstangen dem Verzahnungsgesetz entsprechend überwunden.

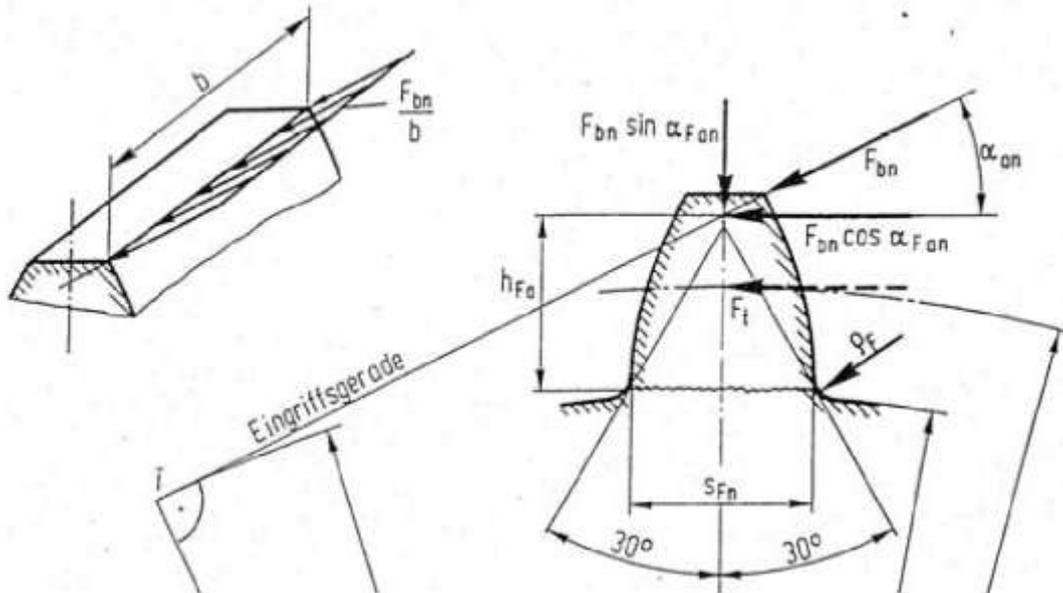


Abb. 76: Belastungen am Zahnfuß

Die Zahnfußspannung ist definiert mit:

$$\sigma_F = \left( \frac{F_t}{m_n * b} \right) * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_\epsilon * Y_\beta * K_A * K_V * K_{F\beta} * K_{F\alpha}$$

$$F_t = \frac{F_n}{\cos \alpha} = \frac{7500}{\cos 20^\circ} = 7982 [N]$$

$Y_{Fa}$  → Formfaktor

$Y_{Sa}$  → Spannungskorrekturfaktor

Die beiden Werte  $Y_{Fa}$  und  $Y_{Sa}$  (Formfaktor für Kraftangriff am Kopf und Spannungskorrekturfaktor) können zu einem Wert zusammengefasst werden  $Y_{FS}$ . Man muss dann ein Diagramm weniger benutzen und spart sich Zeit beim Nachschlagen.

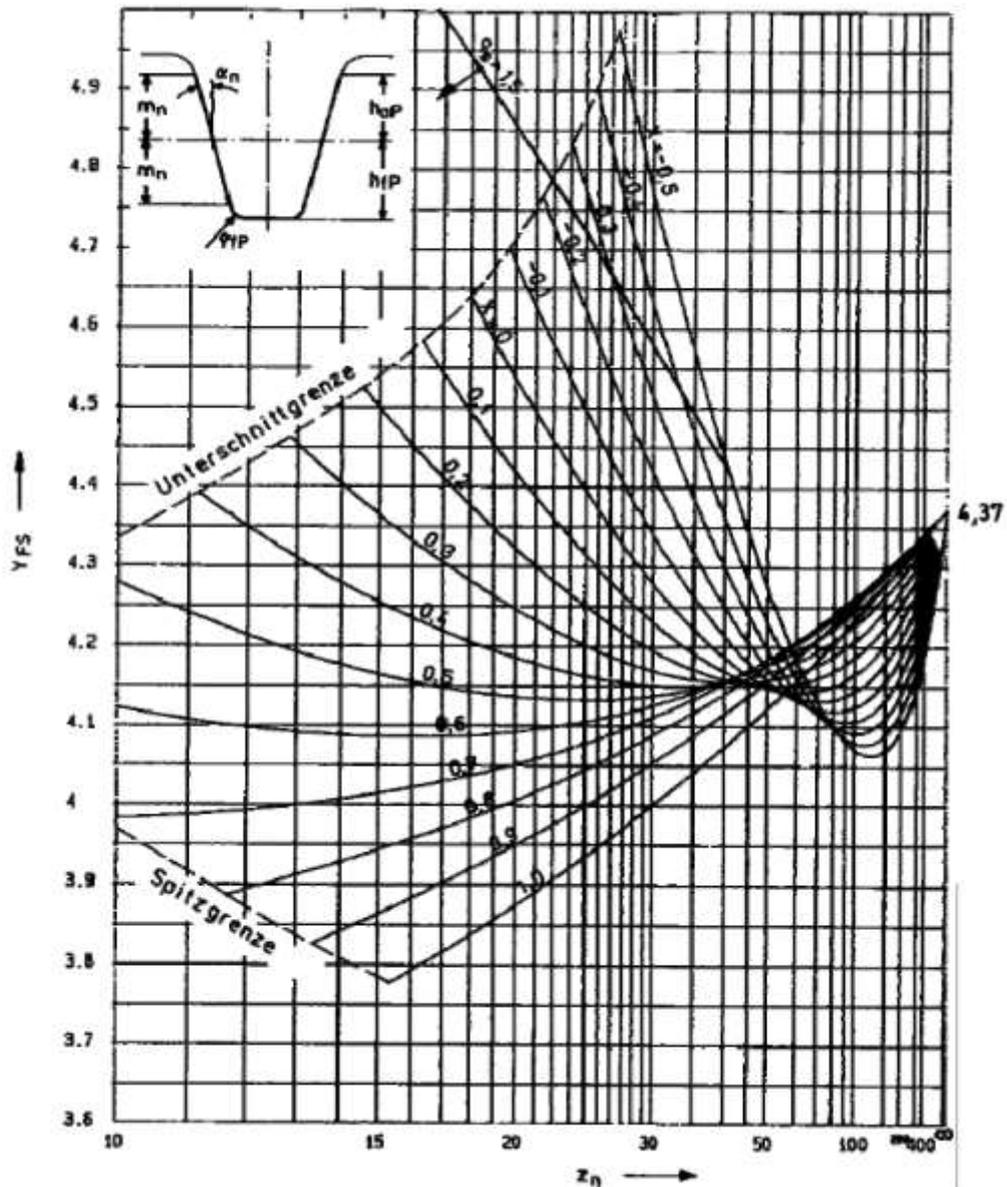


Abb. 77:  $Y_{FS}$  in Abhängigkeit der Zähnezah und Profilverchiebung

Wie man am Diagramm ablesen kann beträgt der Wert  $Y_{FS} = 4,2$  für eine Zähnezah von  $z = 48$  und einer Profilverchiebung von  $x = 0,5$ .

$Y_{\epsilon}$  → Überdeckungsfaktor

$Y_{\epsilon}$  wird berechnet mit:

$$Y_{\epsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon_{\alpha}}$$

Um den Überdeckungsfaktor berechnen zu könne benötigen wir die Profilüberdeckung.

$$\epsilon_{\alpha} = \frac{1}{p_{et}} * \left( \sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2} + \frac{z_2}{|z_2|} * \sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2} - a * \sin \alpha_t \right)$$



Das Zahnrad kämmt mit einer Zahnstange ( $d_{b1} = \infty; d_{b2} = \infty$ ) wodurch die Terme  $\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b1}}{2}\right)^2}$  und  $\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{b2}}{2}\right)^2}$  Null werden. Somit vereinfacht sich die Gleichung auf:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{p_{et}} * (-a * \sin \alpha_t)$$

$$p_{et} = m * \pi * \cos \alpha_n = 5 * \pi * \cos 20^{\circ} = 14,7$$

Bei Geradverzahnung gilt  $\alpha_t = \alpha_n = 20^{\circ}$

Bei einem Zahnrad welches zwischen zwei Zahnstangen kämmt, ist der Achsabstand gleich der Summe des Teilkreis- $\emptyset$  und der zweifachen Profilverziehung. Somit ergibt sich:

$$a = d_1 + 2 * x = 180 + 2 * 0,5 = 181$$

Somit kann die Profilüberdeckung  $\varepsilon_{\alpha}$  berechnet werden:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{p_{et}} * (+a * \sin \alpha_t) = \frac{1}{14,7} * (181 * \sin -20^{\circ}) = 4,2$$

$Y_{\beta}$  → Schrägungsfaktor

Ist bei Geradverzahnung gleich 1.

$K_A$  → Anwendungsfaktor



Arbeitsweise	Antriebsmaschine			
	gleichmäßig z. B. Elektromotor, Dampfturbine, Gasturbine	leichte Stöße z. B. wie gleichmäßig, aber größere, häufig auftretende Anfahr momente	mäßige Stöße z. B. Mehrzylinder-Verbrennungsmotor	starke Stöße z. B. Einzylinder-Verbrennungsmotor
gleichmäßig z. B. Stromerzeuger, Gurtförderer, Plattenbänder, Förderschnecken, leichte Aufzüge, Elektrozüge, Vorschubantriebe von Werkzeugmaschinen, Rührer und Mischer für Stoffe mit gleichmäßiger Dichte, Scheren, Pressen, Stanzen bei Auslegung nach maximalem Schnittmoment.	1,0	1,1	1,25	1,5
mäßige Stöße z. B. ungleichmäßig beschickte Gurtförderer, Hauptantrieb von Werkzeugmaschinen, schwere Aufzüge, Drehwerke von Kränen, Kreis-pumpen, Rührer und Mischer für Stoffe mit unregelmäßiger Dichte, Kolben-pumpen mit mehreren Zylindern.	1,25	1,35	1,5	1,75
mittlere Stöße z. B. Extruder für Gummi, Mischer mit unterbrochenem Betrieb, Holzbearbeitung, Hubwerke, Einzylinder-Kolbenpumpen, Kugelmühlen.	1,5	1,6	1,75	2,0 oder höher
starke Stöße z. B. Bagger, schwere Kugelmühlen, Gummiknetter, Brecher (Stein, Erz), Hüttenmaschinen, Ziegelpressen, Kaltbandwalzwerke, Kollergänge.	1,75	1,85	2	2,25 oder höher

4.7 Anwendungsfaktor nach /DIN 3990/

Abb. 78: Anwendungsfaktoren für jeweilige Belastungskollektive

Wird in unserm Belastungskollektiv mit 1,25 gewählt.

$K_V$  →Dynamikfaktor

Aufgrund geringer Umfangsgeschwindigkeiten wird der Dynamikfaktor mit 1 festgelegt.

$K_{F\alpha}$  →Stirnfaktor

Ist bei Geradverzahnung gleich 1.

$K_{F\beta}$  →Breitenfaktor

Berücksichtigt Fertigungsfehler bei sehr breiten Zahnrädern (ungleichmäßige Kraftaufteilung über die Zahnbreite; Verschleiß der Zahnflanken etc) und wird mit 1 angenommen (neues Zahnrad).



Somit ergibt sich eine erhöhte Zahnfußspannung von:

$$\sigma_F = \left( \frac{F_t}{m_n * b} \right) * Y_{Fa} * Y_{Sa} * Y_\epsilon * Y_\beta * K_A * K_V * K_{F\beta} * K_{F\alpha}$$

$$= \left( \frac{7982}{5 * 50} \right) * 4,2 * 4,2 * 1 * 1,25 * 1 * 1 = 704 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$$

Art, Behandlung	Anwendung, Eigenschaft						HB Flanke	$\sigma_{H \text{ lim}}$ in N/mm <sup>2</sup>	$\sigma_{FE}$ in N/mm <sup>2</sup>
Vergütungsstähle DIN 17 200  (auch als Stahlguß)	R <sub>m</sub> in N/mm <sup>2</sup> für Vergütungsquerschnitt nach DIN						190 270 300 310 320 350	470 ... 530 630 ... 710 680 ... 760 680 ... 770 700 ... 780 750 ... 830	310 ... 400 440 ... 580 450 ... 620 450 ... 630 460 ... 640 480 ... 650
	ø20	ø50	ø100	ø250	ø500	ø1000			
Ck 45 N	720	680	650						
34 Cr Mo 4 V	980	880	800	700					
42 Cr Mo 4 V	1080	960	870	740					
34 Cr Ni Mo 6 V	1190	1050	940	790					
30 Cr Ni Mo 8 V		1160	1050	800, 1200	1000				
34 Ni Cr Mo 12.8 V				1300	1200	1100			
Vergütungsstähle, flamm- oder induktionsgehärtet	Ck 45 N 34 Cr Mo 4 V 42 Cr Mo 4 V 34 Cr Ni Mo 6 V	Umlaufhärtung, kleine Abmessungen b<20 Umlauf- oder Einzelzahnhärtung Umlaufhärtung (Einzelzahnhärtung) Einzelzahnhärtung, rißunempfindlich, für hohe Kernfestigkeit bei ungehärtetem Zahnfuß				50 ... 55 HRC	1000 ... 1230	Fuß mitgehärtet 450 ... 740 Fuß nicht mitgehärtet 280 ... 400	
Vergütungs- und Einsatzstähle, langzeit-gasnitriert	42 Cr Mo 4 V 16 Mn Cr 5 V	Nht < 0,6; R <sub>m</sub> > 800; m < 16 etwas einlauffähig, weniger kantenempfindlich als 31 Cr Mo V 9 Nht < 0,6; R <sub>m</sub> > 700; m < 10				48 ... 55 HRC	780 ... 1230	600 ... 740	
Nitrierstähle, langzeit-gasnitriert	31 Cr Mo V 9 V 14 Cr Mo V 6.9 V	Standardstahl Nht < 0,6; R <sub>m</sub> > 900; m < 16; kantenempfindlich, für Nht < 0,6; R <sub>m</sub> > 900; m < 16				60 ... 63 HRC	1000 (m < 16) 1100 (m < 10)	540 ... 840	

Abb. 79: Festigkeitswerte von Zahnradwerkstoffen

Es muss ein induktionsgehärtetes Zahnrad verwendet werden

$\sigma_{zul} = 1000 \dots 1230 \left[ \frac{N}{mm^2} \right]$  um die Betriebsfestigkeit zu garantieren.

$$s_f = \frac{\sigma_{zul}}{\sigma_F} = \frac{1000}{704} = 1,42$$

Übliche Werte für die Sicherheit auf Zahnfußbruch sind 1,1 bis 1,3, d. h. das Zahnrad ist dauerfest.

## 10.5 Feder Dimensionierung

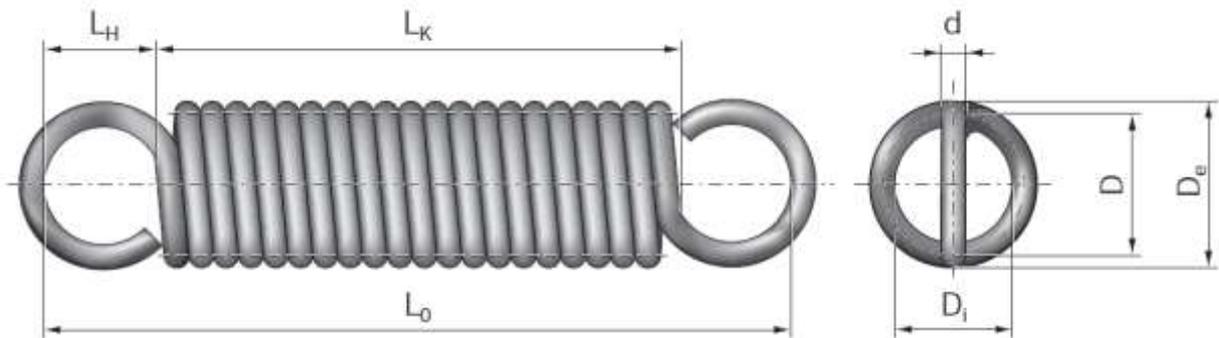


Abb. 80: Abmaße der ungespannten Feder

Die Dimensionierung der Feder erfolgte nachträglich da keine Aussage über den Einbauraum getroffen werden konnte. Um das Abheben der Kette von Antriebsritzel zu verhindern muss ein Mechanismus gewährleisten, der genügend Spannung auf die Kette überträgt. Dies wird mit einer Zugfeder nach DIN 2097 realisiert.

Die Zugfeder ist eine zylindrische Schraubenfeder aus runden Drähten mit konstantem Durchmesser, und besitzt eine lineare Kennlinie. Zur Krafteinleitung sind an beiden Federenden Ösen angebracht welche um 180° versetzt sind.

Die Feder muss Dehnung von 660 mm auf 1060 mm zulassen. Weiteres soll die Zugkraft auf die Kette mindestens 100 N betragen um das Anliegen am Ritzel zu gewährleisten.

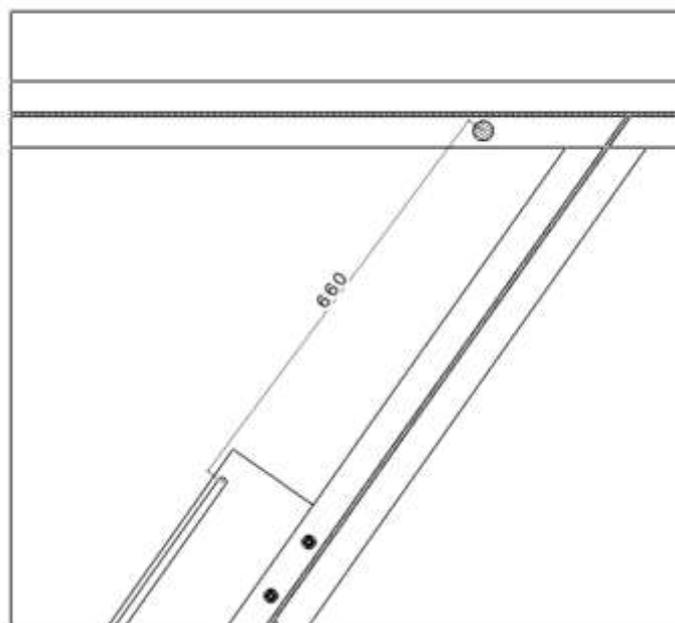


Abb. 81: Einbauraum der Feder



1.1200 Federstahl, nach DIN 2076													
Baugrößen					Feder-Wege und -Kräfte						Bestelldaten		
d mm	D <sub>e</sub> mm	L <sub>0</sub> mm	L <sub>k</sub> mm	L <sub>H</sub> mm	R N/mm	L <sub>n</sub> mm	s <sub>n</sub> mm	F <sub>0</sub> N	F <sub>n</sub> N	M g	Artikel Nr.		
8,00	78,0	278,3	196,3	41,0	5,18	521,1	242,8	300,00	1558,3	2170,69	28/4/1		544
		334,4	252,4		3,99	649,5	315,1			2778,50	28/4/2		545
		422,6	340,6		2,94	851,3	428,7			3733,65	28/4/3		547
		526,7	444,7		2,23	1089,7	563,0			4862,45	28/4/4		549
		654,9	572,9		1,73	1383,2	728,3			6251,74	28/4/5		551
		815,2	733,2		1,35	1750,1	934,9			7988,36	28/4/6		553

Abb. 82: Daten der verwendeten Feder

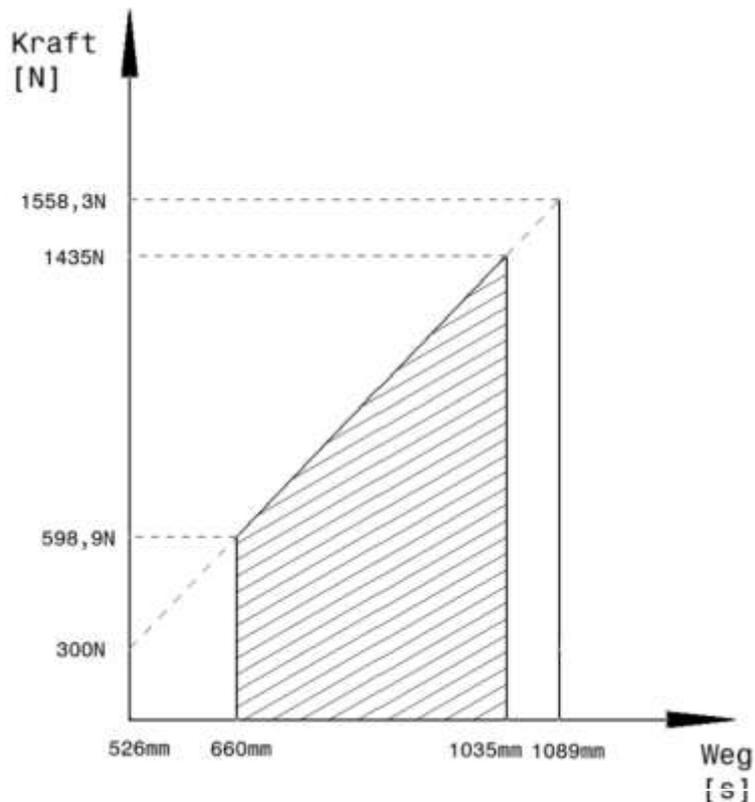


Abb. 83: Diagramm Federvorspannkraft

$$y = 2,23 * k - 873$$

Die ausgewählte Spiralfeder hat im ungespannten Zustand eine Vorspannkraft von 300 N. Wird die Feder mit den Ösen in den Bolzen des Rahmen eingehängt, dehnt sich die Feder um 149 mm auf eine gesamt Länge von 660 mm ( $l_0 = 526\text{mm}$ ). Somit wirkt eine Vorspannkraft, für einen vollständig ausgefahrenen Hubsegment, von 598,8 N auf die Laufkatze des Kettenspanners. Eine minimale Kettenspannkraft von 150N ist ausreichend um das Abheben der Kette vom Ritzel zu verhindern. Bei der Montage der Feder ist darauf zu achten, dass das Hubsegment an der obersten Endlage positioniert ist, um ein einfaches Einhängen der Ösen in den Bolzen zu gewährleisten.



## 11 Konstruktionsbeschreibung Konstruktion B

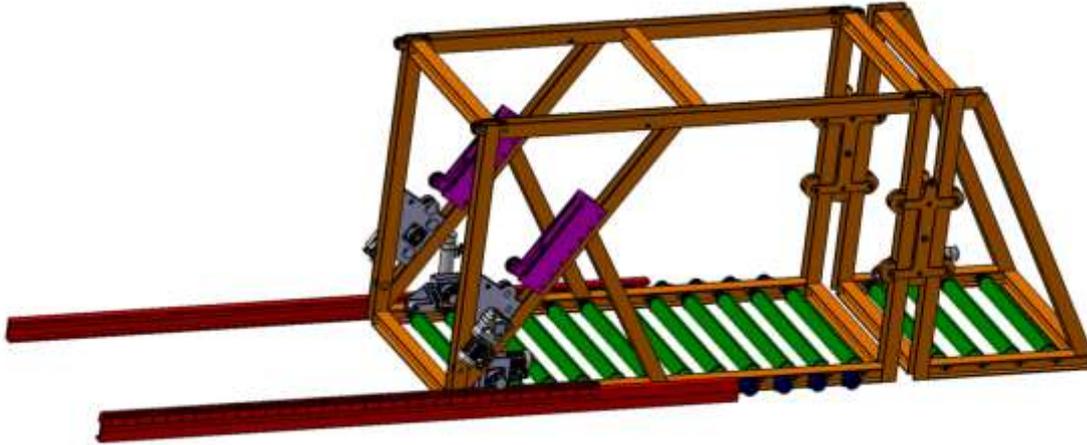


Abb. 84: 3D-Modell Konstruktion B

Eine  $\frac{1}{2}$ -Zoll Zweifachkette (DIN 8187) bewegt eine Laufkatze auf und ab (Abb.85). Eine Antriebseinheit mit Integralgeber ist mit der Kette über ein Antriebsritzel verbunden. Ein Kettenenden wird am Rahmen, das Andere an der Laufkatze mit einem Bolzen befestigt.

Die Kettenumlenkung (Kettenverlauf; Abb.85; rote Linie) erfolgt mit Kettenrädern, die zwischen den Gurten der I-Träger gelagert werden. Aufgrund der hohen Umfangsgeschwindigkeiten (sehr kleine Kettenrad- $\emptyset$ ) sind alle Kettenräder mit genormten Rillenkugellagern geführt.

Die Spannung der Kette wird mit einer Feder (Blaue Linie) erzeugt. Ähnlich wie bei einem Flaschenzug spannt die Feder eine Laufkatze die durch eine zweifache Umlenkung nur ein Viertel des Hubweges zurücklegen muss. Die Spiralfeder, welche im ungespannten Zustand eine Länge von 600mm nicht überschreiten darf (Platzmangel), muss eine Dehnung von 375mm ermöglichen (  $1500 / 4 = 375$  ).

Ein weiterer Vorteil dieser Konstruktion ist, dass die Spiralfeder beim Heben der Last (Transportpalette) den Asynchronmotor durch die Zugbewegung unterstützt.

Im Falle eines Federbruches würde die Spannung an der Kette schlagartig nachlassen. Ein Absinken des Hubrahmens wäre unausweichlich (Arbeitssicherheit). Ein Bruch der Kette ist nicht realistisch, da eine Kette eine Bruchkraft 32 kN (3200 Kg) aufweist.

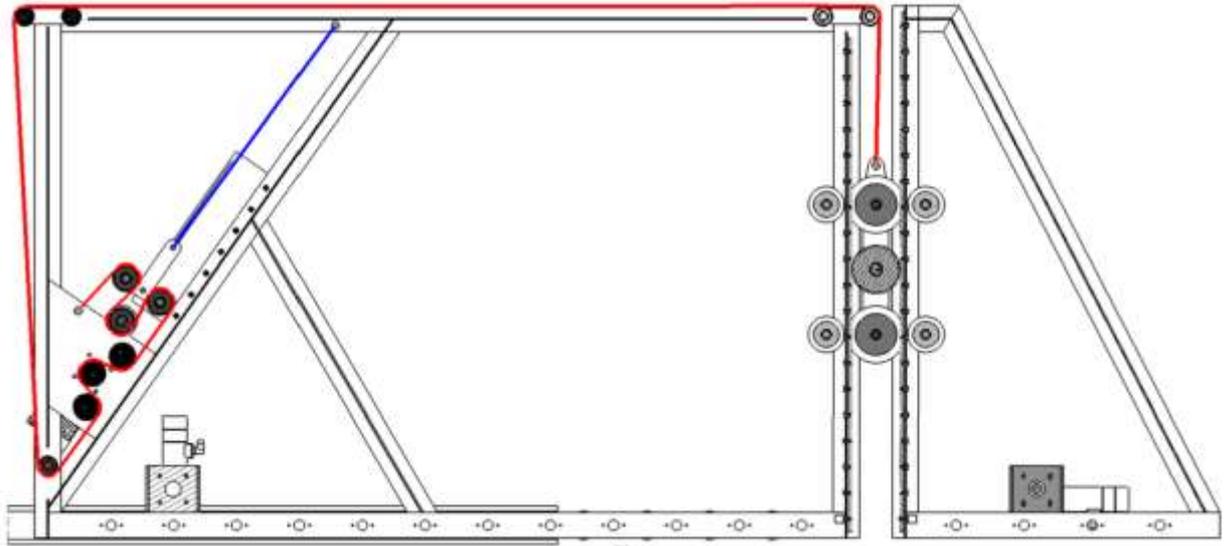


Abb. 85: Schnitt A-A lt. Abb.86/S77

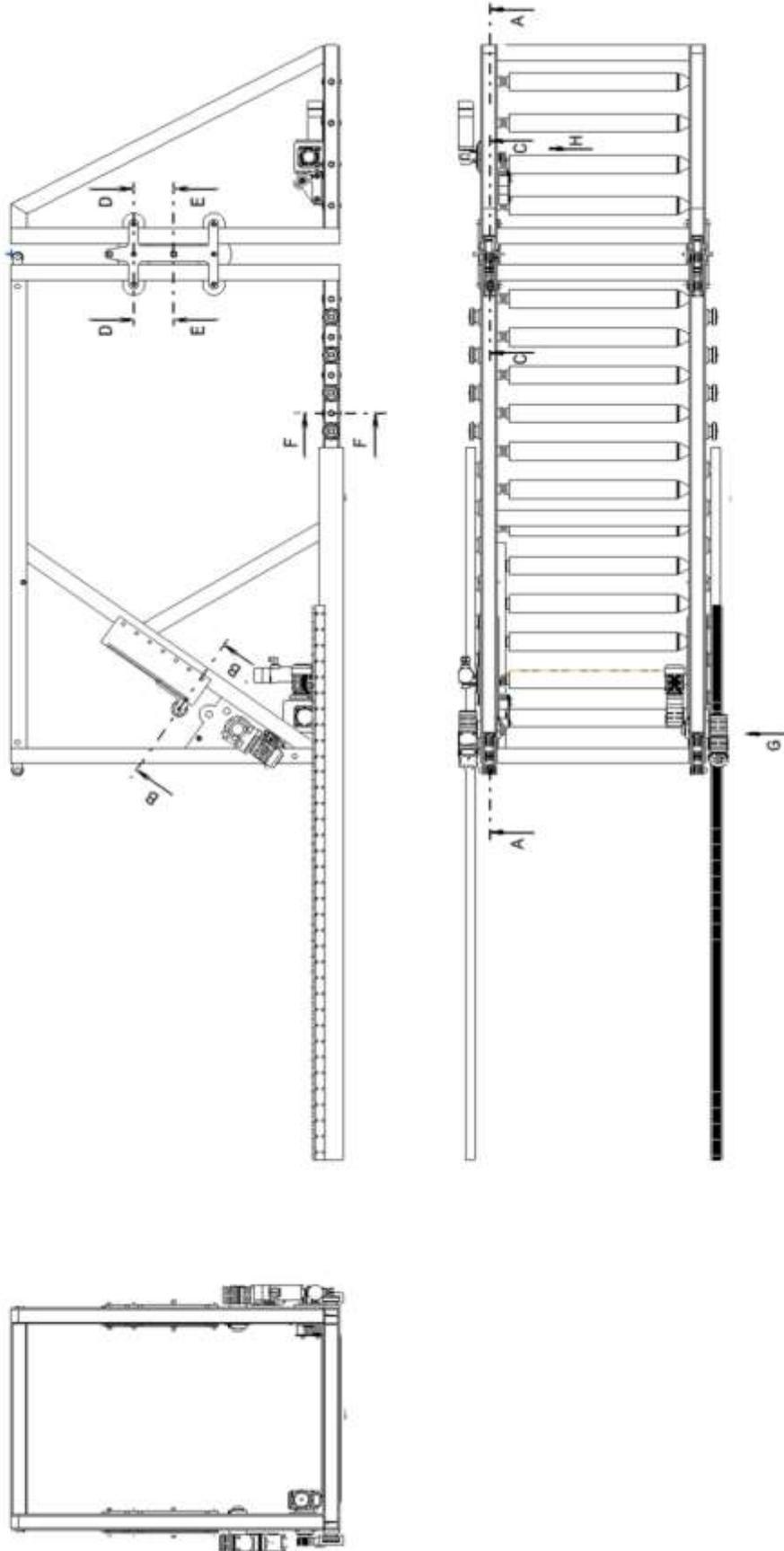
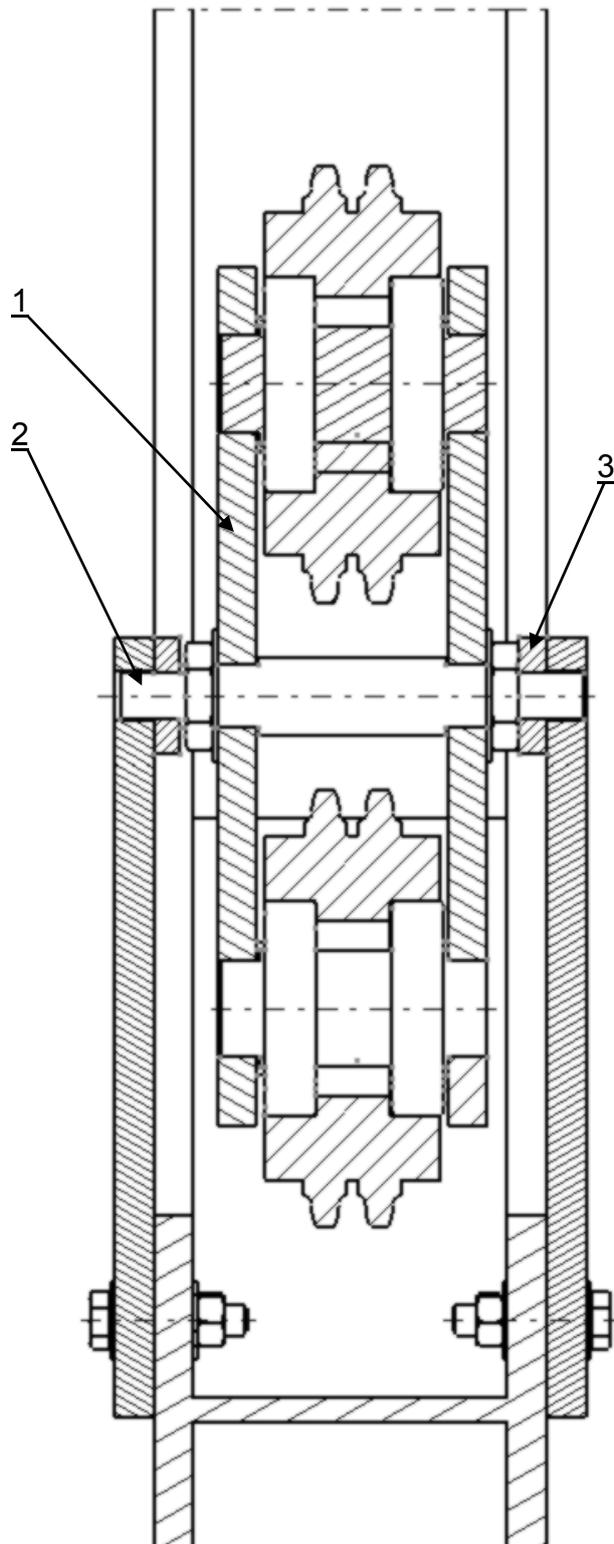


Abb. 86: Schnittführung Konzept B



Die Laufkatze des Kettenspanners ist aus zwei Platten (10mm Blechstärke) aufgebaut, welche mit zwei Bolzen verspannt werden (Abb.87/Pos.1). Der Bolzen hat gleichzeitig die Funktion eines Führungsstiftes welcher in das Langloch der Führungsplatten eingreift. Die Platten (Abb.87/Pos.1) werden mit zwei Muttern (niedrige Kopfhöhe ISO 4035) verspannt. Als Distanz dienen beidseitig zwei Messing Scheiben (Abb.87/Pos.3). Die Führungsplatten werden stirnseitig am I-Träger mit M8x35 Sechskantschrauben befestigt. Vorteil dieser Lösung ist, dass die Bolzen der Kettenräder keine Befestigungselemente, wie Muttern, benötigen (Schwimmende Lagerung). Wenn die Muttern der Führungbolzen mit einem zu hohen Drehmoment angezogen werden, kann es jedoch zu Verzug (Biegung) der Platten führen. Dieser Aspekt sollte bei der Montage berücksichtigt werden.

Abb. 87: Schnitt B-B lt. Abb.86

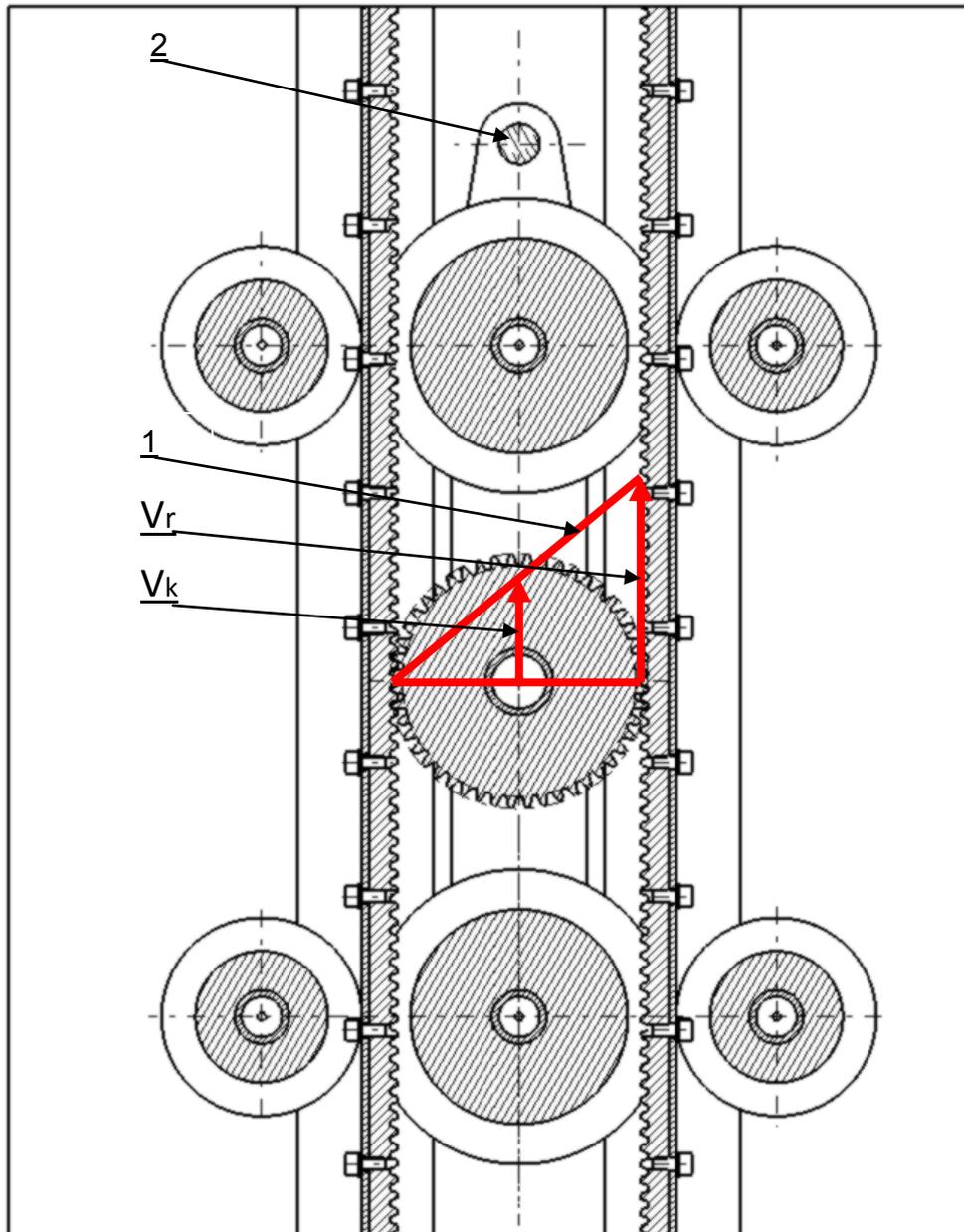


Abb. 88: Schnitt C-C lt. Abb.86

Die Laufkatze des Hubsystemes wird zwischen zwei horizontalen I-Traeger mit 6 Führungsrollen geführt. Das Kettenende ist mit einem Bolzen an der Laufkatze befestigt (Abb.88/Pos2). Wird die Laufkatze mit dem Kettenzug nach oben gezogen, bewegt sich der Hubrahmen, aufgrund der Walzbewegung des Zahnrades, mit den doppelten Geschwindigkeit der Laufkatze ( $v_k * 2 = v_r$ ). Das Zahnrad hat nur die Funktion der Kraftübertragung. Die Führungsrollen halten die Laufkatze und den Hubrahmen in Position.

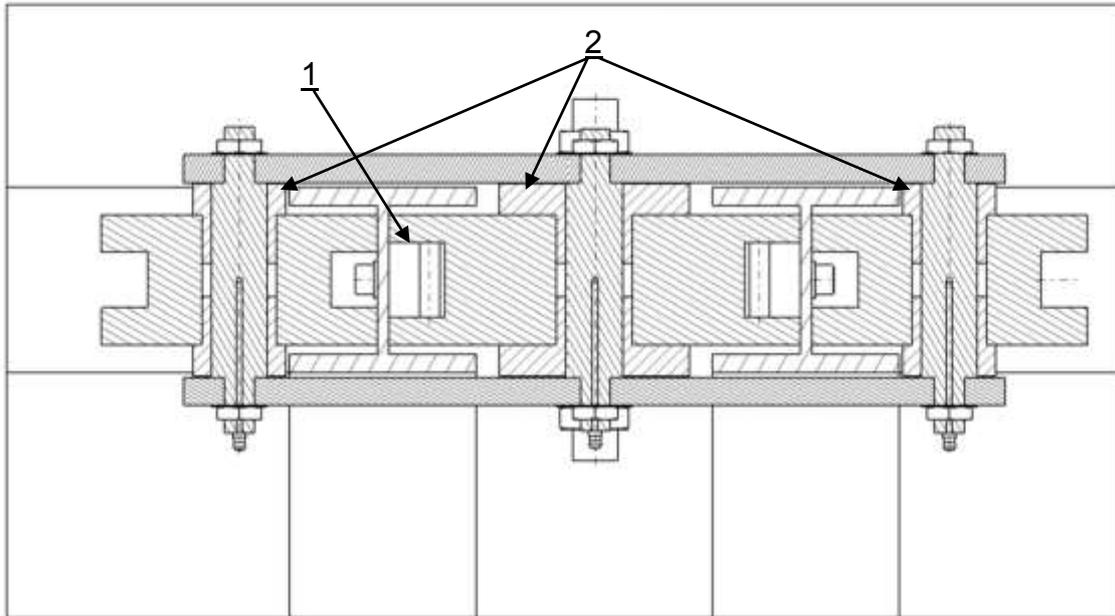


Abb. 89: Schnitt D-D lt. Abb. 86

Drei Führungsrollen in zwei Ebenen führen die horizontalen I-Träger. An den I-Träger werden zwei Zahnstangen am Steg verschraubt. Die Zahnstange hat nicht nur die Funktion der Drehmomentenübertragung, sondern auch der axialen Führung der Laufkatze. Da jeder I-Träger durch den Herstellungsprozess (Warmgewalztes Profil) Fertigungstoleranzen unterliegt, muss die Führung an einer vollständig planen Fläche erfolgen (Zahnstange stirnseitig bearbeitet). Die mittige Führungsrolle liegt seitlich an der Zahnstange an (Abb.89/Pos.1).

Das Heben und Senken der Laufkatze erzeugt nur geringe Umfangsgeschwindigkeiten des Zahnrades. Jede Rolle sowie die Zahnräder werden daher mit Gleitlagerbuchsen geführt (Abb.89/Pos.2). Die Schmierstoffzuführung erfolgt mit der axialen Bohrungen und zwei vertikalen Schmierbohrungen. Über einen M6 Schmiernippel müssen alle Buchsen vor Inbetriebnahme, abgefettet werden. Jede Messinghülse dient gleichzeitig auch als Distanz. Die Messingbuchsen sind am Innenring mit einer Presspassung ausgeführt. Eine Gleitbewegung zwischen Rolle/Zahnrad ist damit gegeben.

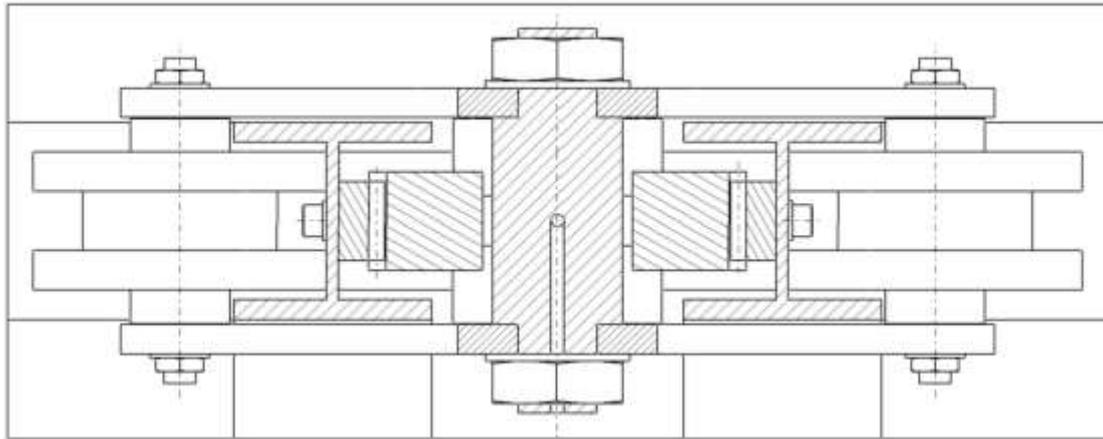


Abb. 90: Schnitt E-E lt. Abb.86

Der Bolzen des Zahnrades musste mit einem größerem Durchmesser (Rollenbolzen- $\varnothing=20\text{mm}$ ; Zahnradbolzen- $\varnothing=35\text{mm}$ ) ausgeführt werden, als jene der Rollen, da dieser hohen Belastungen ausgesetzt ist (Kraftübertragung beim Heben und Senken).

Aufgrund dieser Gegebenheiten war eine Lagerung mit einem Rillen- oder Tonnenrollenlager nicht möglich (Platzbedarf von Wälzlagern). Das Zahnrad würde einen zu großen Innen- $\varnothing$  aufweisen und den Belastungen nicht standhalten. Weiteres ist das Zahnrad sehr „dünn“ (Verhältnis Durchmesser zu Zahnraddicke). Eine zusätzliche seitliche Führung wäre notwendig gewesen. Stirnseitig wird das Zahnrad durch die Messingbuchsen stabilisiert.

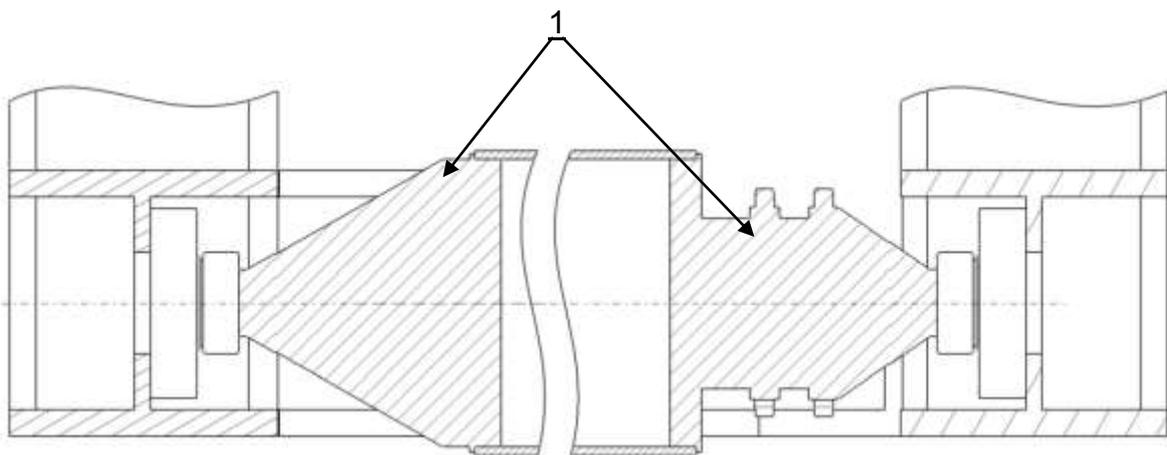


Abb. 91: Schnitt F-F lt. Abb.86



Die Tragrollenanbindung am Rahmen ist durch das Profil eines I-Träger unkompliziert. Flanschlager (Zukaufteile) werden seitlich am Steg des Trägers verschraubt. Bei einem Lagerschaden können diese einfach ersetzt werden. Die Tragrolle selbst ist ähnlich aufgebaut als in der voran beschriebenen Lösung. Beide Tragrollenenden sind Drehteile welche konisch ausgeführt werden (Abb.91/Pos.1), um eine Anbindung der Wellenenden mit Flanschlager zwischen oberen und unteren Gurt zu ermöglichen.

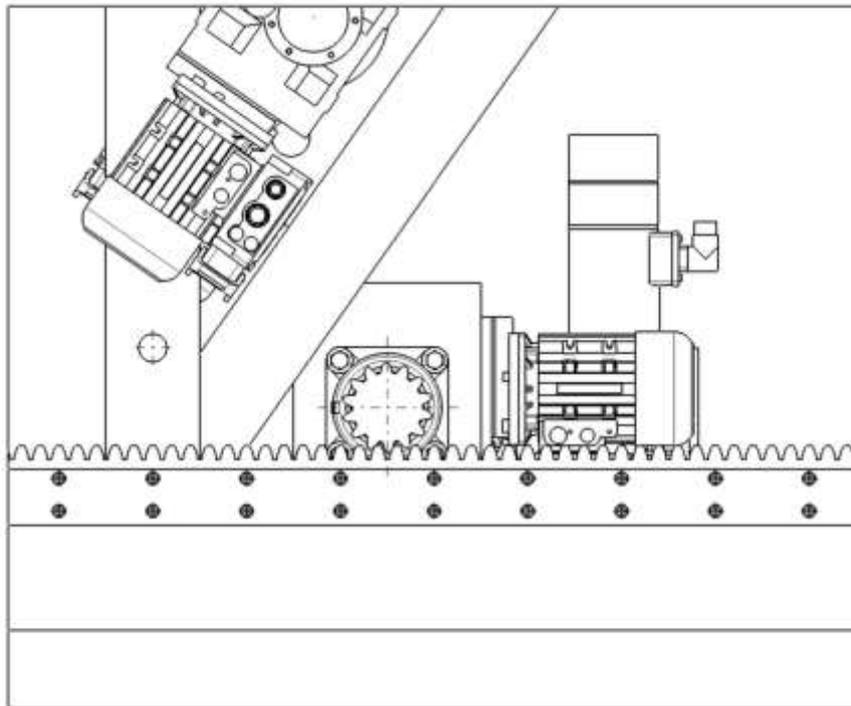


Abb. 92: Ansicht G lt. Abb.86

Die X-Bewegung der Förderanlage wird mit einem Asynchronmotor ausgeführt. Motor und Getriebekasten sind Zukaufteile von Lenze Drive Solutions. Die Antriebseinheit wird an einer geschweißten Platte des Rahmens angeflanscht. Ein Flanschlager nimmt axiale und radiale Kräfte des Zahnrades beim Aus- und Einschleiben der Anlage auf. Eine Zahnstange wird stirnseitig an einer Schiene verschraubt und kämmt mit dem Antriebsritzel.

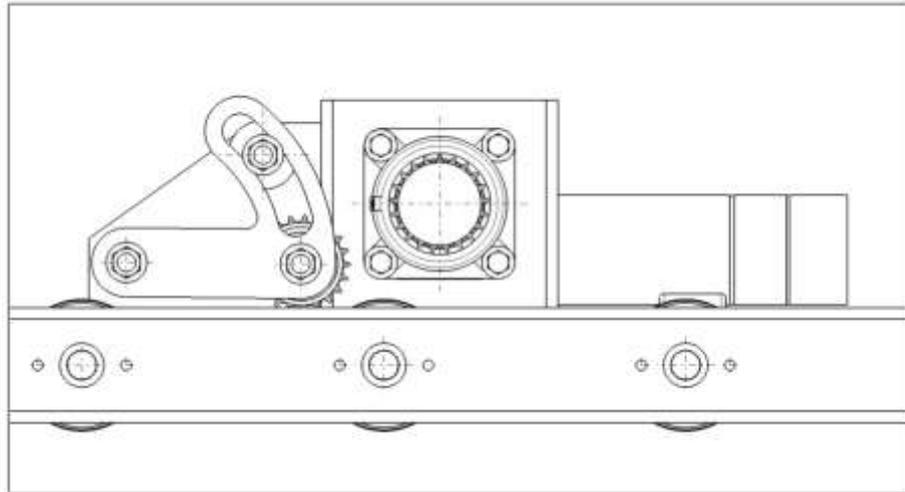


Abb. 93: Ansicht H lt. Abb.86

Beide Rollengänge (Hub- und Grundrahmen) werden mit Asynchronmotoren über einen Kettentrieb in Bewegung gesetzt. Der Achsabstand beträgt, genau wie in Konzept A, 250 mm wodurch zwischen den Achsen kein Kettenspanner notwendig ist. Der Achsabstand zwischen Antriebsrad und Tragrolle hat kein vielfaches des Kettengliedes, wodurch ein Kettenspanner notwendig ist.

## 12 Prozessablauf Konstruktion B

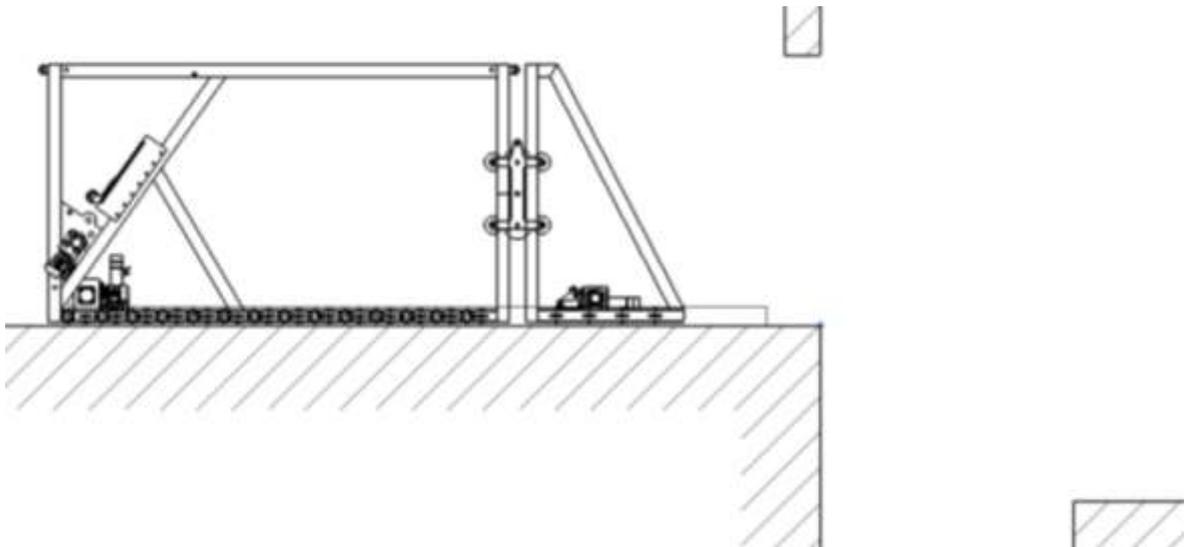


Abb. 94: Prozessablauf Konstruktion B „Grundstellung“

Die Steuerung der Anlage B entspricht jener von Anlage A (Abb.52/S49). Die Steuerung wird eingeschaltet (Abb.52/S49/Pos.1), wodurch alle Motoren die Grundstellung anfahren. Der Hubrahmen wird vom Boden angehoben (Asynchronmotor mit Resolver positionieren in Grundstellung). In Grundstellung ist die gesamte Anlage im Schiffrumpf. Der Nahrungsschalter für die Endposition ist betätigt (LED Abb.52/S49/Pos.6).

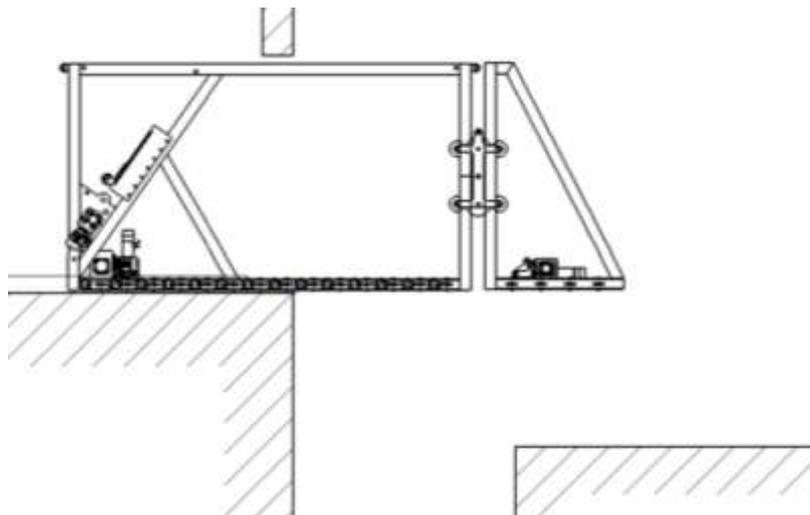


Abb. 95: Prozessablauf Konstruktion B Ausfahren

Durch Umlegen des Kippschalters auf „Ausfahren“ (Abb.52/Pos.3/S49), wird die Anlage bis zum gewünschten Punkt ausgeschoben. Nach Betätigen des Schalters „Senken“ senken beide Asynchron-Motoren (linke und rechte Seite des Rahmens) die



Laufkatze ab. Hubrahmen überwindet die doppelte Höhendifferenz. Ein gleichzeitiges absenken der linken und rechten Seite der Laufkatze muss gegeben sein, um ein Verkanten der Laufkatze zwischen den I-Träger zu verhindern. Beide Resolver der Motoren (links und rechts) müssen an die Steuerung während des Hebens oder Senkens gleiche Positionswerte liefern. Melden beide Resolver eine Wegstrecke von 700 mm, ist die maximale Hubhöhe erreicht. Es kann nur mehr Angehoben werden (Abb.52/Pos.2/S49).

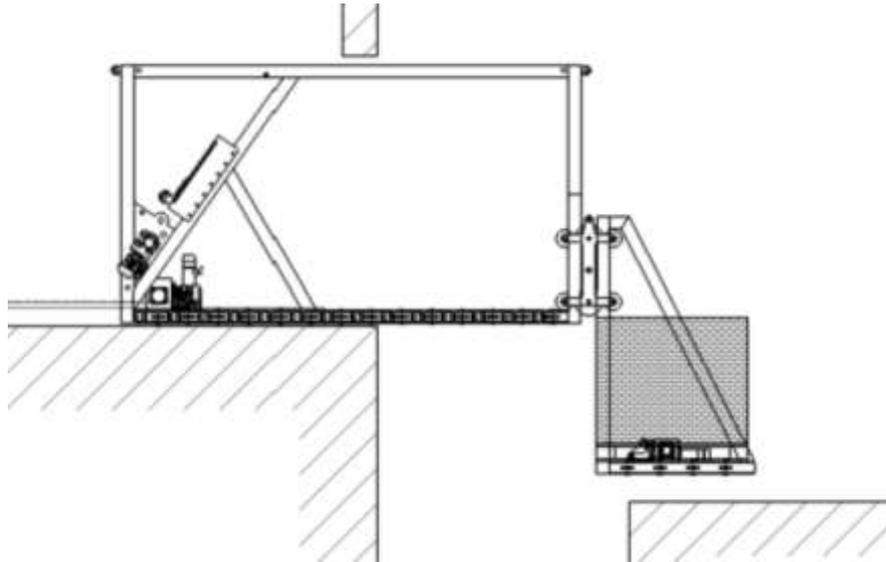


Abb. 96: Prozessablauf Konstruktion B „Beladen“

Hubrahmen kann mit Transportpalette beladen werden.

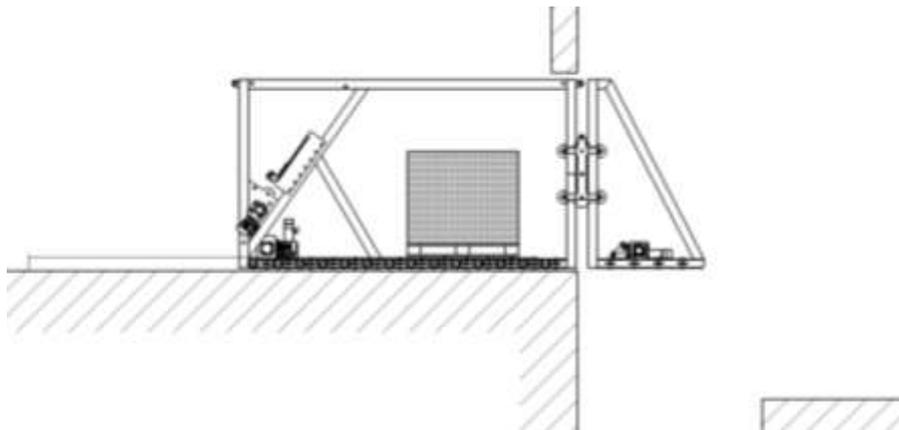


Abb. 97: Prozessablauf Konstruktion B „Höhenausgleich“

Mit der Taste „Höhenausgleich“ (Abb.52/Pos.5/S49) wird der Hubrahmen bis zur Höhe des Grundrahmes angehoben. Die Motoren der Rollengänge ziehen die Transportpalette ein (Abb.52/S49/Pos.4). Die Transportpalette kann auf zwei Wegen aus der Anlage entnommen werden.

a) Seitliche Entnahme

Mit einer Ausziehvorrichtung wird die Transportpalette auf den Hubwaagen geschoben.

b) Entnahme in Längsrichtung

Die Tragrollen schieben die Palette auf den Hubwaagen. Anlage muss sich nicht vollständig im Rumpf befinden.

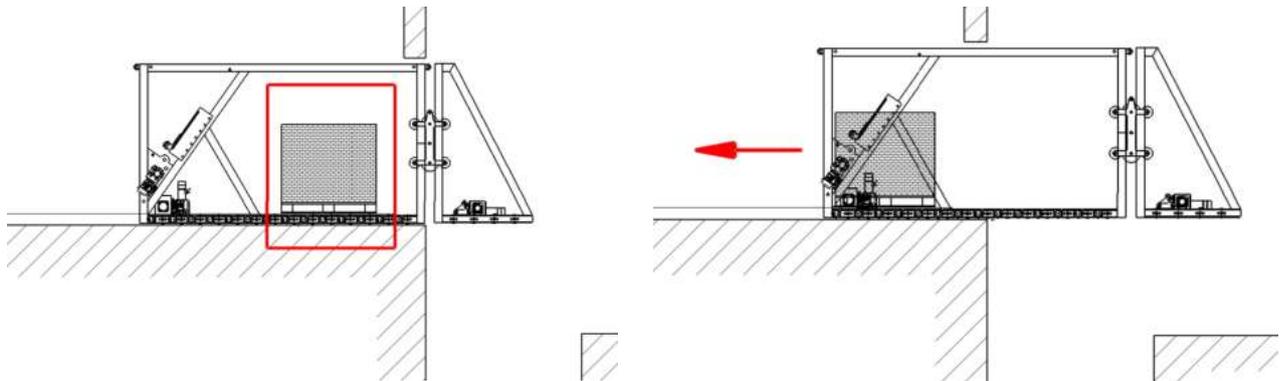


Abb. 98: Prozessablauf Konstruktion B „Seitliche Entnahme und Längsseitige Entnahme“

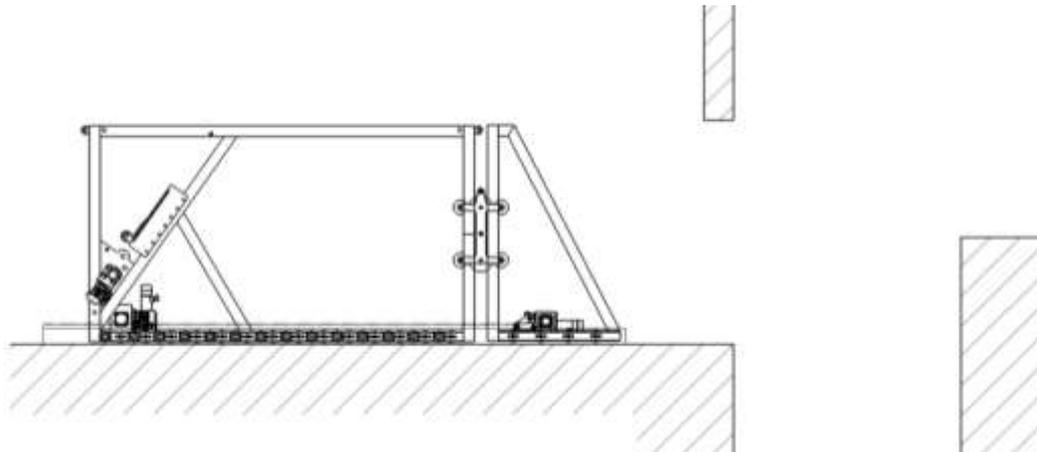


Abb. 99: Prozessablauf Konstruktion B „Grundstellung“

Wenn eine positive Höhendifferenz überwunden werden muss, ist der Beladevorgang ähnlich wie bei negativen Höhendifferenzen. Förderanlage wird bis kurz vor der Kaimauer positioniert; (Abb.100/). Die Anlage erkennt dass diese nicht bis zur Endposition (Nährungsschalter meldet keinen Kontakt; Abb.52/Pos.7/S49) ausgefahren wird. Bevor nicht ein minimaler Ausschiebeweg überwunden wurde ist das Anheben nicht möglich, um einen Kontakt mit der oberen Lukenkante zu vermeiden (LED Kollisionsschutz; Abb.52/Pos.10/S49).

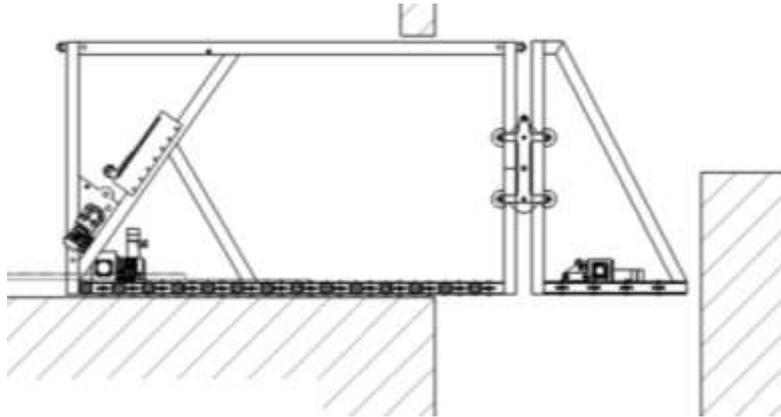


Abb. 100: Prozessablauf Konstruktion B „Ausfahren“

Die Steuerung speichert die Position ab. Der Hubrahmen wird bis zur gewünschten Höhe (maximal 1400 mm) angehoben (Abb.101).

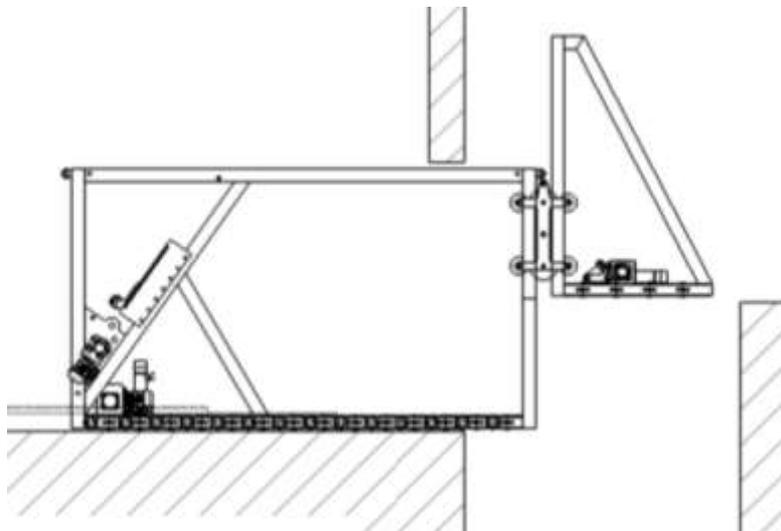


Abb. 101: Prozessablauf Konstruktion B Heben

Ist die gewünschte Höhe erreicht, wird diese Position wieder in einem Register des SPS abgespeichert. Die Förderanlage kann nur noch um 1200 mm ausfahren, (Lage des Hubrahmens; Kontakt mit der Kaimauer) oder bis zum Erreichen der Endlage Lukenkante (Abb.52/Pos7/S49). Die Förderanlage kann beladen werden (Abb.102). Der Einzugs- sowie Einzugsvorgang ist entspricht dem der negativen Höhendifferenz.

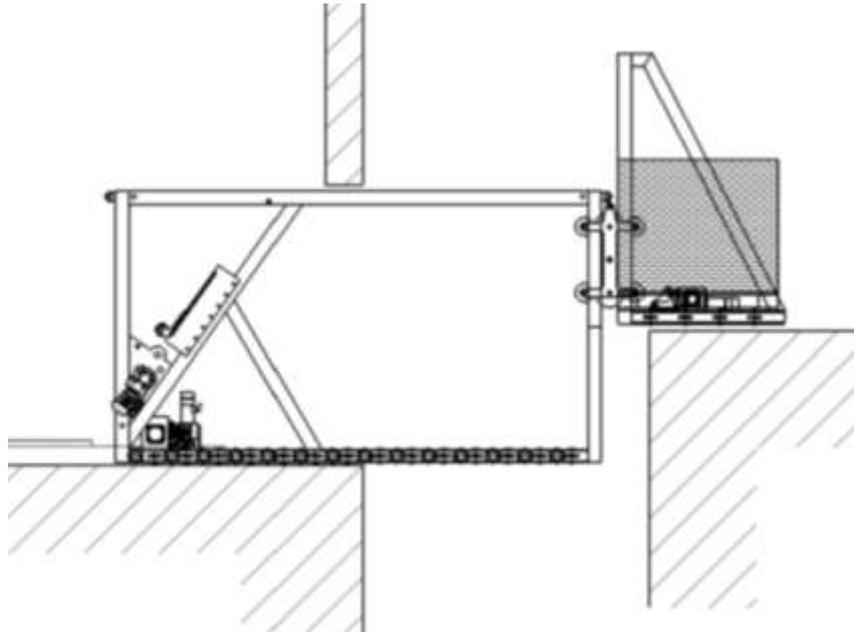


Abb. 102: Prozessablauf Konstruktion B Anheben



## 13 Baugruppen Konstruktion B

In Anlage B werden ausschließlich elektrische Antriebseinheiten verbaut. Folgende Tabelle zeigt die technischen Anforderungen an die Antriebseinheiten der Förderanlage B.

Antriebseinheit (Funktion)	Anlaufmoment $M_a$	Leistung $P$	Anmerkung
AE1 Rollengang	90[Nm]	2000[W]	ohne Zusatzausstattung
AE 2 Rollengang	90[Nm]	2000[W]	ohne Zusatzausstattung
AE 3 Rückzugseinrichtung	150[Nm]	3000[W]	mit Integralgeber und Federkraftbremse
AE 4 Hubmotor	675[Nm]	5500[W]	mit Integralgeber und Federkraftbremse
AE 5 Hubmotor	675[Nm]	5500[W]	mit Integralgeber und Federkraftbremse

Tab. 8: Leistungsanforderungen der Antriebseinheiten

Jede Antriebseinheit wird von „Lenze Drive Solution“ zugekauft. Die Auswahl der Motoren erfolgt wieder nach dem Baukastenprinzip (Abb.45/S45) (Abb.38/S41). Alle benötigten Datenblätter sind im Anhang angeführt. Folgende Produktschlüssel haben sich ergeben:

Motor (Funktion)	Produktschlüssel	Anmerkung
Motor 1 und 2 (Rollengang)	MF-SMA-XX-080-32	ohne Zusatzausstattung
Motor 3 (Rückzugseinrichtung)	MF-SMA-IG-090-32	mit Integralgeber und Federkraftbremse
Motor 4 und 5 (Hubmotor)	MF-SMA-RS-100-32	mit Resolver und Federkraftbremse

Tab. 9: Produktschlüssel der Motoren Konzept B

Die Auslegung der Getriebe erfolgt nach dem gleichen Prinzip wie in Anlage A. Aus den Tabellen werden die Leistungsdaten der Motoren entnommen. Die benötigte Übersetzung kann dadurch berechnet werden. Es gilt der Zusammenhang von Eingangsdrehmoment zu Ausgangsdrehmoment:

$$i = \frac{M_{Abtrieb}}{M_{Antrieb} * \eta_G}$$



Motor (Funktion)	Produktschlüssel	Bemessungsmoment [Nm]
Motor 1 und 2 (Rollengang)	MF-SMA-XX-080-32	6
Motor 3 (Rückzugseinrichtung)	MF-SMA-IG-090-32	10,9
Motor 4 und 5 (Hubmotor)	MF-SMA-RS-100-32	14,9

Tab. 10: Leistungsdaten der Motoren; Konzept B; Anhang/S103

Folgende Getriebe werden in den Antriebseinheiten verbaut:

Bezeichnung (Funktion)	Übersetzung	Wirkungsgrad [ $\eta$ ]	Produktschlüssel
Getriebe Rollengang/Rückzugseinrichtung	76,213	0,96	GKR 03-2 M V AK
Getriebe Hubmotor	22,27	0,96	GKR 03-2 M V AK

Tab. 11: Übersetzungen der Getriebe; Konzept B



## 14 Gegenüberstellung

Lösung B	Vorteil	Nachteil
Lösung A	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Akkordbeladung bei geringen Höhendifferenzen</li> <li>• Geringer Energiebedarf → drei Antriebe</li> <li>• Schnelle Amortisierung der Investitionskosten → Akkordbeladung</li> <li>• Kurze Beladezeiten</li> <li>• Robuste Bauweise</li> <li>• Kein Absenken der Anlage bei Stromausfall → Sperrventil</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Großer Raumbedarf</li> <li>• Teuer → hohe gesamt Masse</li> <li>• Einseitige Entnahme der Palette</li> <li>• Zwei Antriebssysteme (Asynchronmotor, Hydraulikzylinder)</li> <li>• Komplexe Steuerung → gleichzeitiges ansteuern von zwei Motoren „Höhendifferenz positiv“</li> <li>• Erzeugung des Betriebsdruckes des Zylinders → Hydraulikpumpe</li> <li>• Hoher Raumbedarf → Länge</li> <li>• Bei geringer Distanz Rumpf/Kaimauer Kontakt mit oberer/unterer Luckenkante</li> </ul>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Geringer Raumbedarf</li> <li>• Geringe Masse → niedrige Herstellungskosten</li> <li>• Stimmseitige Entladung möglich</li> <li>• Hohe Steifigkeit → Robust</li> <li>• Kurze Hub und Senkzeiten</li> <li>• Einfache Steuerung</li> </ul>		<ul style="list-style-type: none"> <li>• Hoher Energiebedarf → 5 Antriebe</li> <li>• Im Falle eines Materialversagens (Ketten- Feder- Zahnradbruch) absenken des Hubrahmens → Arbeitssicherheit</li> <li>• Hohe Instandhaltungskosten → regelmäßige Schmierarbeiten</li> <li>• Energieübertragung mittels Energiekette (Grundrahmen, Hubrahmen)</li> <li>• Einzelbeladung → Abgleich der Höhendifferenz</li> <li>• Exakte Ansteuerung der Hubmotoren → Verkanten der Laufkatze</li> </ul>

Tab. 12: Gegenüberstellung beider Konzepte



## 15 Betriebswirtschaftliche Betrachtung

Eigenschaften		Schwerpunkt (G)	
Volumen	0,312m <sup>3</sup>	Gx	-734,863mm
Bereich	92,273m <sup>2</sup>	Gy	-642,646mm
Masse	1273kg	Gz	415,091mm
Dichte	Nicht uniform		

Abb. 103: Masse Anlage A

Eigenschaften		Schwerpunkt (G)	
Volumen	0,308m <sup>3</sup>	Gx	9,371mm
Bereich	63,955m <sup>2</sup>	Gy	1607,072mm
Masse	813,776kg	Gz	1450,44mm
Dichte	Nicht uniform		

Abb. 104: Masse Anlage B

In Maschinenbau wird der Verkaufspreis über die gesamt Masse einer Förderanlage ermittelt. 16 €/kg sind übliche Werte welche für die Kalkulation verwendet werden (Sandvik Leoben). Für eine Kalkulation eines Prototypen ist dieser Wert zu gering. Für den Fertigungsprozess ist wenig Know-How vorhanden, wodurch sich dieser kostenintensiver gestaltet. Es werden 26 €/kg angenommen. Es ergeben sich folgende Materialkosten:

### Anlage A:

Anlage A	€/Kg	€
Stahlbau 1273 Kg	26	33098
AE=Antriebseinheit		
AE 1 Tragrolle		1800
AE 2 Rückzug		1800
Hydraulikzylinder 1		4000
Hydraulikzylinder 2		4000
<b>Materialkosten</b>		<b>44698</b>

Tab. 13: Materialkosten Anlage A

Anlage B:

Anlage B	€/Kg	€
Stahlbau 814 Kg	26	21164
AE=Antriebseinheit		
AE 1 Tragrolle		1100
AE 2 Tragrolle		1100
AE 3 Rückzug		1800
AE 4 Hubsystem		3500
AE 5 Hubsystem		3500
Materialkosten		32164

Tab. 14: Materialkosten Anlage B

Der Verkaufspreis ist die Summe von Materialkosten, Gemeinkosten und dem Gewinn. Für beide Anlagen werden die Gemeinkosten mit 20000 € festgelegt. Pro verkaufter Anlage soll ein Gewinn von 10000 € erwirtschaftet werden. Es ergeben sich folgende Verkaufspreise:

Anlage A:

$$VP_A = MK_A + GK + Gew = 44698€ + 20000€ + 10000€ = 74698€$$

Anlage B:

$$VP_B = MK_B + GK + Gew = 32164€ + 20000€ + 10000€ = 62164€$$

Berechnung der Verladezeit:

Für die Berechnung der benötigten Zeit für einen Verladevorgang einer Palette wird eine negative Höhendifferenz von 0,5m angenommen. Mit Anlage A kann die Höhendifferenz, ohne Ausgleich, über eine schiefe Ebene überwunden werden. Anlage B muss diese Höhendifferenz mit einer Hubgeschwindigkeit von 0,25m/s ausgleichen. Die Umschlagzeit setzt sich folgend zusammen:



Anlage A	Prozessschritte	Anmerkung	Zeit [s]
	Beschleunigungsvorgang	$s = 0,5 \text{ [m]}; a = 1 \text{ [m/s}^2\text{]}$	0,5
	Transport	$s = 5 \text{ [m]}; v = 1 \text{ [m/s]}$	5
	Bremsvorgang	$s = 0,5 \text{ [m]}; a = -1 \text{ [m/s}^2\text{]}$	0,5
	Wartezeit		20
	<b>Umschlagzeit pro Palette[s]</b>		<b>26</b>

Tab.15: Verladezeit Anlage A

Anlage B	Prozessschritte	Anmerkung	Zeit [s]
	Einfahren der Förderanlage	$s = 1,2 \text{ [m]}; a = 1 \text{ [m/s}^2\text{]}$	2
	Höhenausgleich	$s = 5 \text{ [m]}; v = 1 \text{ [m/s]}$	3
	Beschleunigungsvorgang	$s = 0,5 \text{ [m]}; a = 1 \text{ [m/s}^2\text{]}$	1
	Transport	$s = 5 \text{ [m]}; v = 1 \text{ [m/s]}$	2
	Bremsvorgang (stirnseitige Entnahme)	$s = 0,5 \text{ [m]}; a = -1 \text{ [m/s}^2\text{]}$	1
	Höhenausgleich (ohne Beladung)	$s = 5 \text{ [m]}; v = 1 \text{ [m/s]}$	2
	Ausfahren der Förderanlage	$s = 1,2 \text{ [m]}; a = 1 \text{ [m/s}^2\text{]}$	1
	Wartezeit		20
	<b>Umschlagzeit pro Palette [s]</b>		<b>32</b>

Tab.16: Verladezeit Anlage B

Die Betriebskosten für eine Verladestunde:

Verladestunde	Person (Verwendung)	Anzahl	€/h
	Vorarbeiter (Bedienung der Anlage)	1	200
	Bootsmänner	3	110
	Hafenarbeiter	4	170
	<b>Stundekosten</b>		<b>1210</b>

Tab.17: Betriebskosten pro Verladestunde



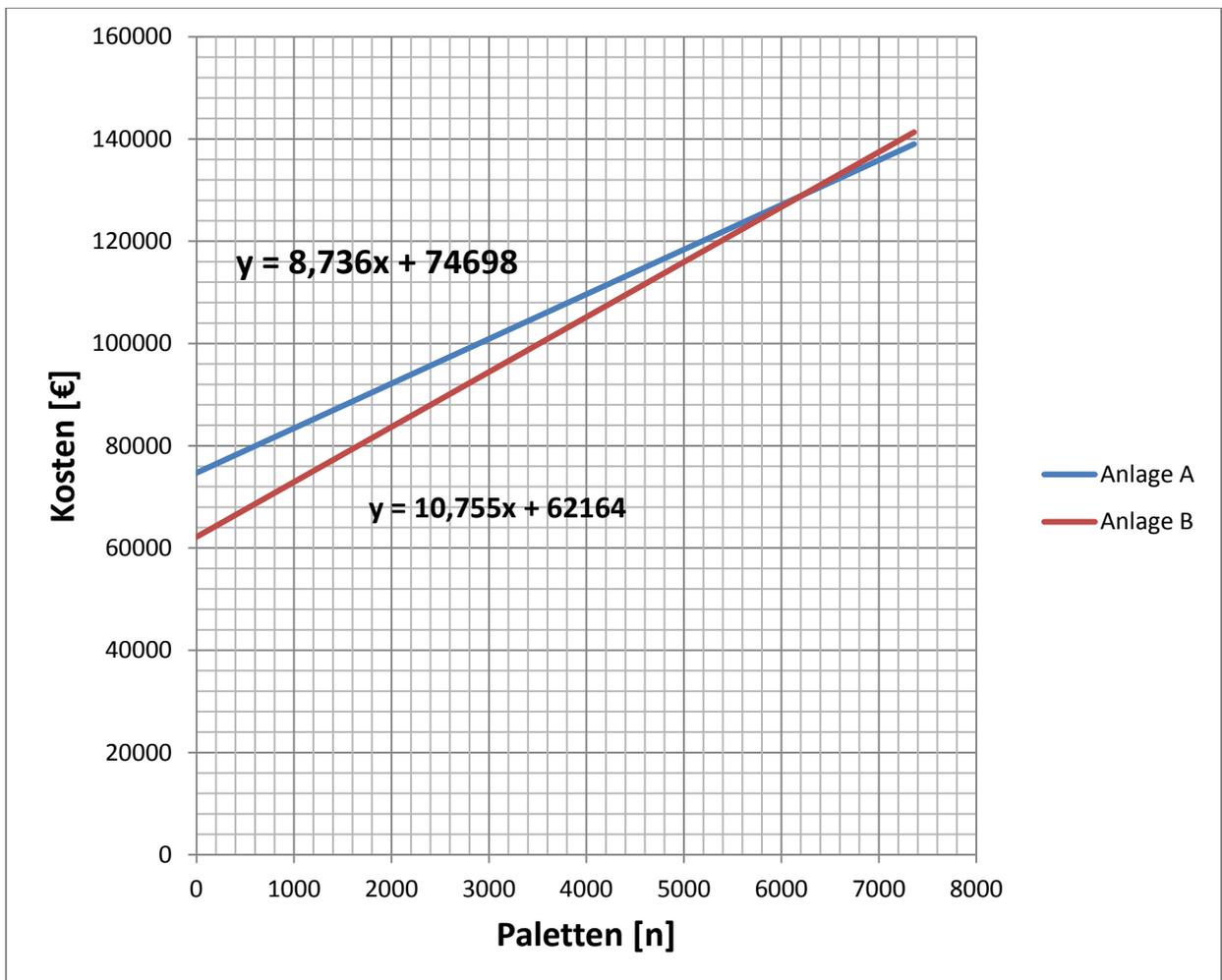
Auf Basis der statischen Investitionsrechnung werden beide Anlagen gegenübergestellt. Mit den Transportkosten pro Palette kann eine Aussage über die Amortisationsperiode getroffen werden.

Anlage A:

$$\frac{3600}{26 \frac{s}{P_a}} \equiv 138,5 \frac{P_a}{h} \rightarrow \frac{1210 \frac{\text{€}}{h}}{138,5 \frac{P_a}{h}} = 8,736 \frac{\text{€}}{P_a}$$

Anlage B:

$$\frac{3600}{32 \frac{s}{P_b}} \equiv 112,5 \frac{P_a}{h} \rightarrow \frac{1210 \frac{\text{€}}{h}}{112,5 \frac{P_a}{h}} = 10,755 \frac{\text{€}}{P_a}$$



Nach 6210 Paletten amortisiert sich Anlage A gegenüber Anlage B.



## 16 Fazit

Konstruktionslösung A sollte auch bei hohen Lastkollektiven dauerhaft sein. Vorteile dieser Konstruktionslösung ist, dass diese eine Akkordbeladung ermöglicht welche die Umschlagzeit beim Verladen entscheidend mindert. Nachteilig ist, dass neben erhöhten Materialkosten eine komplexe Steuerung sowie Regelung der Förderanlage implementiert werden muss. Beim Heben muss der Rahmen eine rein vertikale Bewegung ausführen. Eine simultane Ansteuerung der Rückzugseinrichtung sowie des Hydraulikzylinders muss gegeben sein. Die Hublänge des Zylinders hat zur vertikalen Verschiebung keinen linearen Zusammenhang, wodurch geometrische Beziehungen des Parallelogramms digital erfasst und in der Steuerung implementiert werden müssen. Der Verladeraum muss exakt vermessen werden um eine Kollision des oberen Holmes mit der oberen Lukenkante zu vermeiden.

Konstruktionslösung B hat in der Gegenüberstellung mit Lösung A einen finanziellen Vorteil. Die Materialkosten sind Entscheiden geringer als in Lösung A. Jedoch werden 5 Antriebe verbaut welche die Investitionskosten angleichen. Weiteres gestaltet sich die Entwicklung einer praxisgerechten Steuerung wesentlich einfacher. Negativer Aspekt dieser Konstruktion ist die Arbeitssicherheit. Im Falle eines Materialversagens der Feder, sind keine Sicherheitseinrichtungen vorhanden, welche das Abheben der Kette vom Ritzel verhindert. Die Kette würde keine Spannung mehr aufweisen und der Hubrahmen sinkt ab. Diese Gegebenheit sollte nicht außer Acht gelassen werden, da Salzwasser und eine höhere Luftfeuchtigkeit die Korrosion fördert, und damit ein Materialversagen begünstigt. Verschleißerscheinungen am Hubsystem sollten, bevor ein Prototyp gefertigt wird, mit Versuchen untersucht werden, um die Dauerfestigkeit zu gewährleisten.

Förderanlagen muss heutzutage kurze Umschlagzeit aufweisen, und unzähligen Normen für Prozess- und Arbeitssicherheit erfüllen was auch die Gründe dafür sind, das Konstruktionslösung A zu bevorzugen ist.



## 17. Literaturverzeichnis

*Wilhelm Matek, Dieter Muhs, Herbert Wittel, Manfred Becker, Dieter Jannasch:*

Roloff/Matek Maschinenelemente; 14. Auflage; ISBN 3-528-84028-0

*Pfeifer, Heinz,* Verlag: Vieweg+Teubner Verlag, 5. Aufl. 1989: Grundlagen der Fördertechnik; ISBN 978-3-528-44061-9 – 01.01.1989

ThyssenKrupp Schulte; Am Thyssenhaus 1; 45128 Essen; Warmgefertigte Stahlbauhohl Profile; LP-WaSHo-ST1; 03.2012

Watz Hydraulik GmbH; Auweg 8; 35457 Lollar; Deutschland; Produktbroschüre Zylinder ZN nach ISO 6022 (250 bar); 01.03.2012

G. Niemann, H. Winter; Maschinenelemente Band 3. Schrauben und Kegelräder Auflage 2; ISBN: 3-540-10317-1

Wikipedia; Wikipedia-Die freie Enzyklopädie; Inkrementalgeber; <http://de.wikipedia.org/wiki/Inkrementalgeber>

Wikipedia; Wikipedia-Die freie Enzyklopädie; Absolutwertgeber; <http://de.wikipedia.org/wiki/Absolutwertgeber>;

Iwis antriebssysteme; Joh. Winkhofer & Söhne GmbH & Co.; KG Albert-Roßhaupter-Straße 53; 81369 München; Handbuch Kettentechnik und Konstruktionslehre; Ref.: KH/D/11/06/1.000; 01.06.2006

Lenze Vertrieb GmbH Zettachring 2a, D-70567 Stuttgart; Automation Drive Solutions Controls Inverter Motoren Getriebe Engineering Tools; Ref: LzR-58r-012009-ZAB; CAT\_CAP0605\_GT\_GKR\_MF\_de\_DE

Lenze Vertrieb GmbH Zettachring 2a, D-70567 Stuttgart; Das Produktprogramm Kleinantriebe kompakt leistungsstark variabel, Version de.01.01.2009

Allmeson GmbH; Ottostraße 9-11D-63150 Heusenstamm; <http://allmeson.de/produkte/rotguss-rg7-gussbronze-gbz12-bleibronze-cupb15sn>

Pahl/Beitz; Konstruktionslehre Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung. Methoden und Anwendung; 7. Auflage 2007; ISBN: 978-3540340607

Gieck; Technische Formsammlung; 31. Erweiterte Ausgabe; ISBN 3-920379-25-X

Waldemar Steinhilper, Rudolf Röper; Maschinen- und Konstruktionselemente 3: Elastische Elemente, Federn Achsen und Wellen Dichtungstechnik Reibung, Schmierung, Lagerungen; Auflage: 2. Aufl. (1. Januar 1996); ISBN: 978-3540606451

WINKEL GmbH, Am ILLINGER Eck 7, 75428 ILLINGEN, Deutschland; <http://www.winkel.de/produkte/komponenten/kombirollen-profile-von-01-100-t/axialrolle-fest/>



Hübner Eletromaschinen GmbH, D-10924 Berlin, Planuter 92 b, 07.03.2007-07.A2;  
AFE 7 Incremental Encoder;

Siemens Aktiengesellschaft, Automation and Drives, Low Voltage Controls, D-90427  
Nürnberg; Servotron Systemhandbuch; GWA 4NEB 110 0110-0; 01.10.2004

MBO, Osswald GmbH & Co KG; Steingasse 13, D-97900 Kuelshiem-Steinbach,  
Germany; Achshalter nach DIN 15058;

Univ. Prof. Dr. Biedermann: *Skriptum Investitionsrechnung 1*, - 01.01.2011



## Abbildungsverzeichnis

Abbildungsbeispiel:

---

Abbildungsnr.	Titel	Quelle/Seite
---------------	-------	--------------

---

1. Abmaße einer Europalette  
<http://de.wikipedia.org/wiki/Europalette>; S8
2. Abmaße einer Ladeluke; S9
3. a/b/c/d; Schematischer Prozessablauf "parallele Segmente"; S11
4. a/b/c/d; Schematischer Prozessablauf "Hubsystem"; S12
5. a/b/c/d; Schematischer Prozessablauf "Hubbalken"; S13
6. a/b/c/d; Schematischer Prozessablauf "Scherenhubwerk"; S14
7. Basis Konzept A; S16
8. Lösungsansatz Konzept A; S16
9. Basis Konzept B; S17
10. Lösungsansatz Konzept B; S17
11. Kraftangriffspunkt Konzept A; S18
12. Ritterschnitt Skizze Konzept A; S20
13. Knickfälle nach Euler; S22
14. Profildaten 120X120X8; S22
15. 120X120X4 Profildaten; S23
16. Skizze Konzept A Holmbefestigung; S23
17. Geplanter Schweißnahtverlauf am Holm; S24
18. Geschwindigkeits/Weg-Verlauf einer Transportpalette; S26
19. Skizze Reibkraft Konzept A für Motordimensionierung; S29
20. 3D-Modelle Konstruktion A; S30
21. Funktionsskizze Konstruktion A; S30
22. Zylinderanbindung am Oberholm; S31
23. Gelenkskopf ISO 6982; S31  
Watz Hydraulik Zylinder ISO 6022  
<http://www.watzhydraulik.de/konstruktion.html>;
24. Schnittführung Konzept A; S32
25. Schnitt B-B lt. Abb.24/S32; S33
26. Schnitt C-C lt. Abb.24/S32; S34
27. Schnitt D-D lt. Abb.24/S32; S34
28. Schnitt E-E lt. Abb.24/S32; S35



29. Schnitt F-F lt. Abb.24/S32; S35
30. Skizze gleichbleibender Achsabstand; S36
31. Ansicht G lt. Abb.24/S32; S36
32. Ansicht H lt. Abb.24/S32; S36
33. Schnitt I-I lt. Abb.24/S32; S37
34. Ansicht J lt. Abb.24/S32; S38
35. Schnitt L-L lt. Abb.24/S32; S38
36. Schnitt K-K lt. Abb.24/S32; S39
37. Asynchronmotor MF-Baureihe; S40
38. Produktschlüssel Asynchronmotor-MF-Baureihe; S41
39. Motorkennlinie MF-Baureihe; S42
40. Antriebseinheit Tragrolle; S42
41. Antriebseinheit Rückzugseinrichtung; S42
42. Leistungswerte MF XXX XX 090 32; S43
43. Motordaten MF XXX XX 090 32; S43
44. Kegelrad sowie Motor GKR 05-2 M HBR 09032; S44
45. Produktschlüssel Getriebe GKR-Baureihe; S45
46. Übersetzungen GKR-Baureihe; S46
47. Hydraulikzylinder Fa. Watz Hydraulik; S47
48. Hydraulikzylinderdaten Fa. Watz Hydraulik; S47
49. Skizze Zylinderlänge; S48
50. Wangenblechversatz unterer Holm; S48
51. Tabelle Knicklänge und Sicherheit nach Euler; S48
52. Steuerung Anlage A und B; S49
53. Prozessablauf Konstruktion A Grundgestell; S49
54. Prozessablauf Konstruktion A Hubposition; S50
55. Prozessablauf Konstruktion A Höhenausgleich; S51
56. Prozessablauf Konstruktion A obere Endlage; S51
57. Prozessablauf Konstruktion A Anschlag; S52
58. Prozessablauf Konstruktion A ausgefahrene Endlage; S52
59. Prozessablauf Konstruktion A schiefe Ebene; S53
60. Prozessablauf Konstruktion A Hubposition; S54
61. Seitenansicht Anlage A; S55
62. Regler der Anlage A; S55
63. Skizze Regelungstechnik; S56
64. Länge des Hydraulikzylinders; S56
65. Skizze Förderanlage A in beliebiger Position; S58



66. Zusammenhang der vertikalen Verschiebung und der Hublänge; S59
67. Skizze Konzept B; S60
68. Kraftangriffspunkt Konzept B; S60
69. Breitflanschträger Profildaten; S62
70. Dimensionierung Hubmotor Konzept B; S62
71. Dimensionierung Hubmotor Konzept B; S63
72. Skizze Konzept B Dimensionierung Rückzugseinrichtung; S64
73. Skizze Konzept B „Palettenverladung“; S65
74. Skizze Funktion Hubsystem; S66
75. Prinzip Laufkatze; S66
76. Belastung am Zahnfuß; S68
77.  $y_{FS}$  in Abhängigkeit der Zähnezahzahl und der Profilverschiebung; S69
78. Anwendungsfaktor für jeweilige Belastungskollektive; S71
79. Festigkeitswerte von Zahnradwerkstoffen; S72
80. Abmaße der ungespannten Feder; S73
81. Einbauraum der Feder; S73
82. Daten der verwendeten Feder; S74
83. Diagramm Ferdervorspannkraft; S74
84. 3D-Modell Konstruktion B; S75
85. Schnitt A-A lt. Abb. 86/S77
86. Schnittführung Konzept B; S77
87. Schnitt B-B lt. Abb. 86/S77; S78
88. Schnitt C-C lt. Abb. 86/S77; S79
89. Schnitt D-D lt. Abb. 86/S77; S80
90. Schnitt E-E lt. Abb. 86/S77; S81
91. Schnitt F-F lt. Abb. 86/S77; S81
92. Ansicht G lt. Abb. 86/S77; S82
93. Ansicht H lt. Abb. 86/S77; S83
94. Prozessablauf Konstruktion B Grundstellung; S84
95. Prozessablauf Konstruktion B Ausfahren; S84
96. Prozessablauf Konstruktion B Beladen; S85
97. Prozessablauf Konstruktion B Höhenausgleich; S85
98. Prozessablauf Konstruktion B seitliche und längsseitige Entnahme; S86
99. Prozessablauf Konstruktion B Grundstellung; S86
100. Prozessablauf Konstruktion B Ausfahren; S87
101. Prozessablauf Konstruktion B Heben; S87
102. Prozessablauf Konstruktion B Anheben; S88



103. Masse Anlage A; S92

104. Masse Anlage B; S92

## 17 Tabellenverzeichnis

1. Technisch/Wirtschaftliche Bewertung; S15
2. Maße der Skizze des Konzeptes A; S19
3. Knickung nach Euler; S22
4. Maße des Wangenbleches mit Formelbezeichnung; S25
5. Leistungsdaten der Motoren Konstruktion A; S43
6. Produktschlüssel der Motoren Konstruktion A; S44
7. Leistungswerte Getriebe GKR 03-2 M V AK; S46
8. Leistungsanforderungen der Antriebseinheiten; S89
9. Produktschlüssel der Motoren Konzept B; S89
10. Leistungsdaten der Motoren Konzept B; S90
11. Übersetzungen der Getriebe Konzept B; S90
12. Gegenüberstellung beider Konzepte; S91
13. Materialkosten Anlage A; S92
14. Materialkosten Anlage B; S93
15. Verladezeit Anlage A; S94
16. Verladezeit Anlage B; S94
17. Betriebskosten pro Verladestunde; S94



# 18 Anhang

	$M_N$ [Nm]	$M_{max}$ [Nm]	$\cos \varphi$	$\eta_{75\%}$ [%]	$\eta_{100\%}$ [%]	$J_0$ [kgcm <sup>2</sup> ]	$m^0$ [kg]
MF 063-32	1.53	6.00	0.68	75.0	75.0	3.70	4.40
MF 063-42	2.11	8.00	0.69	79.6	79.6	3.70	4.40
MF 071-32	3.01	12.0	0.77	81.4	81.4	12.8	6.40
MF 071-42	4.15	16.0	0.80	82.8	82.8	12.8	6.40
MF 080-32	6.00	24.0	0.86	84.3	84.3	28.0	11.0
MF 080-42	8.20	32.0	0.86	85.5	85.5	28.0	11.0
MF 090-32	10.9	44.0	0.85	87.0	86.6	32.0	18.0
MF 100-12	14.9	60.0	0.81	87.9	87.7	61.0	26.5
MF 100-32	20.3	80.0	0.81	88.9	88.7	61.0	26.5
MF 112-22	29.7	120	0.78	89.8	89.8	107	38.0
MF 132-12	40.3	160	0.84	88.9	90.6	336	66.0
MF 132-22	49.6	200	0.84	89.9	91.2	336	66.0
MF 132-32	59.2	240	0.83	90.5	91.6	336	66.0

Lenze Drive Solutions; CAT\_CAP0605\_GT\_GKR\_MF\_de\_DE; Anlaufmomenttabelle

	$P_N$ [kW]	$n_N$ [r/min]	$U_{N\Delta}$ ± 10 % [V]	$I_{N\Delta}$ [A]	$U_{N\gamma}$ ± 10 % [V]	$I_{N\gamma}$ [A]
MF 063-32	0.55	3440	200	3.20	345	1.80
MF 063-42	0.75	3400	210	4.00	370	2.30
MF 071-32	1.10	3490	200	5.50	345	3.20
MF 071-42	1.50	3450	205	6.80	360	3.90
MF 080-32	2.20	3500	200	9.10	345	5.30
MF 080-42	3.00	3480	210	11.4	370	6.60
MF 090-32	4.00	3480			370	8.50
MF 100-12	5.50	3525			340	12.9
MF 100-32	7.50	3515			375	15.9
MF 112-22	11.0	3530			370	23.5
MF 132-12	15.0	3560			370	31.2
MF 132-22	18.5	3560			360	39.0
MF 132-32	22.0	3550			380	44.5

Lenze Drive Solutions; CAT\_CAP0605\_GT\_GKR\_MF\_de\_DE; Motorleistungsdaten

$n_{22}$ [r/min]	$n_{31}$ [r/min]	$n_2$ [r/min]	$M_{32}$ [Nm]	$M_2$ [Nm]	$c$	$i$				
25	96	--	559	27	36	3.3	6.257	GKR05-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
16	66	--	385	39	52	1.2	9.101	GKR04-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
14	57	--	334	45	60	1.1	10.466	GKR04-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
13	52	--	306	49	65	1.0	11.449	GKR04-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
12	50	--	290	52	69	2.3	12.081	GKR05-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
12	47	--	276	54	72	0.9	12.698	GKR04-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
11	45	--	265	57	75	2.1	13.216	GKR05-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
11	44	--	255	59	78	2.1	13.719	GKR05-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
9.7	40	--	233	64	86	2.0	15.008	GKR05-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
8.7	36	--	208	72	96	1.9	16.857	GKR05-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
7.6	31	--	183	82	109	1.7	19.143	GKR05-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
7.5	31	--	180	83	111	3.1	19.444	GKR06-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
7.1	29	--	170	88	118	1.5	20.650	GKR05-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
6.8	28	--	163	92	122	2.8	21.438	GKR06-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
6.2	26	--	149	100	134	1.4	23.450	GKR05-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
5.8	24	--	138	108	144	2.7	25.309	GKR06-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
5.4	22	--	130	115	153	1.3	26.878	GKR05-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
5.2	22	--	125	119	159	2.4	27.903	GKR06-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
4.8	20	--	115	131	174	1.2	30.532	GKR05-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
4.6	19	--	111	135	180	2.1	31.481	GKR06-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
4.4	18	--	105	143	191	1.1	33.433	GKR05-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
4.2	17	--	101	148	198	1.9	34.708	GKR06-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
3.8	16	--	92	162	217	0.9	37.967	GKR05-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
3.6	15	--	86	174	232	1.8	40.741	GKR06-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
3.3	13	--	78	192	256	1.7	44.917	GKR06-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
3.0	12	--	71	211	282	1.5	49.444	GKR06-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42
2.7	11	--	64	233	311	1.4	54.513	GKR06-2M 080C32	EB4AV 2224 00	42

Lenze Drive Solutions; CAT\_CAP0605\_GT\_GKR\_MF\_de\_DE; Getriebedaten