



Zur Erlangung des Grades
eines
Bachelor of Engineering (B. Eng.)
von Herrn Florian Müller

vorgelegte Abschlussarbeit: Studiengang Maschinenbau (B.Eng.)
Matrikelnummer: 20979

Thema: Konstruktiver Entwurf eines Palettenregals

Erstprüfer: Herr Prof. Dr.-Ing. Wolf-Dietrich Knoll

Zweitprüfer: Herr Dipl.-Ing. Joachim May

Merseburg, 19.03.2019

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung.....	3
2. Aufgabenstellung.....	3
3. Anforderungen.....	4
4. Ermittlung von Lösungsvarianten	6
4.1 Funktionsanalyse.....	6
4.2 Lösungsvarianten für die Einzelfunktionen	7
4.3 Morphologischer Kasten.....	9
4.4 Lösungsvarianten	10
5. Bewertung der Lösungsvarianten	11
5.1 Punktbewertungsverfahren.....	12
5.2 Nutzwertanalyse	14
6. Konstruktiver Entwurf	16
6.1 Hubschlitten.....	16
6.2 Boden	28
6.2.1 Boden Grundkonstruktion	28
6.2.2 Auffahrrampen	33
6.2.3 Aufhängung der Auffahrrampen.....	37
6.2.4 Schlittenführung	42
6.2.5 Flanschkugelrollen	43
6.2.6 Transportrollen.....	44
6.3 Decke	44
6.3.1 Umlenkung.....	45
6.3.2 Grundrahmen.....	49
6.3.3 Hydraulikzylinder.....	50
6.3.4 Hydraulikaufhängung	52
6.3.5 Hubbalken.....	54
6.3.6 Linearführung.....	55
6.3.7 Träger	56
6.4 Mittelteil	58
6.4.1 Eckträger mit Rollen.....	58
6.4.2 Stützträger mit Rollen	59
6.4.3 U-Profil Stützträger	60
7. Hydraulik	63
7.1 Pumpe und Motor	63
7.2 Hydraulik Schaltplan.....	63
8. Montage und Bedienhinweise	64
9. Fazit und kritische Einschätzung.....	65

10. Fertigungsunterlagen.....	67
11. Tabellenverzeichnis.....	68
12. Abbildungsverzeichnis.....	69
13. Literaturverzeichnis	70

1. Einleitung

In der heutigen Zeit allgemein, und in Logistikunternehmen im Besonderen, wird es immer wichtiger Waren schnellmöglich zu transportieren und pünktlich ans Ziel zu bringen. Dieser Termindruck hat meist auch Auswirkungen auf die Arbeitsbedingungen. Zum Beispiel müssen Arbeitskräfte teils schwere körperliche Arbeit in kürzester Zeit erledigen. Um diese zu entlasten, wird stets versucht, Konstruktionen zu entwickeln die die Arbeit vereinfachen und unterstützend wirken. Thema der vorliegenden Bachelorarbeit ist daher die Entwicklung eines konstruktiven Entwurfs eines Palettenregals, welches Mitarbeitern eines Logistikunternehmens helfen soll, ihre Arbeitszeit optimaler zu nutzen und die körperliche Belastung zu verringern.

Die gegebene Aufgabe fiel also in den Bereich des Metallbaus und der Konstruktion. Für diese lag folgernde Aufgabenstellung vor: „Entwicklung einer Regalkonstruktion zur Aufnahme von Paletten, die auf einem speziellen Transportwagen verladen wird“. Die folgende Bachelorarbeit wurde in Zusammenarbeit mit der Firma Aluminiumtechnik – Metallbau Eberhard Fink in Leuna erstellt. Die Firma Fink ist ein mittelständisches Unternehmen, welches sich mit der Be- und Weiterverarbeitung von Metall und der Konstruktionstechnik befasst. Die Firma Fink bearbeitet auf diesen Gebieten Kundenwünsche und Projekte aller Art und Größe und übernimmt die Planung der Projekte bis hin zur Fertigstellung. Ein solches Projekt stellt auch die Grundlage dieser Arbeit dar.

Im Folgenden soll zuerst die Aufgabenstellung näher erläutert werden, die Anforderungen und Voraussetzungen geklärt werden und verschiedene Lösungsvarianten analysiert werden. Auf Grundlage der vielversprechendsten Lösungsvariante soll schließlich der konstruktive Entwurf entwickelt, vorgestellt und in Form von 3D-Modellen anschaulich dargestellt werden.

2. Aufgabenstellung

Ziel dieser Arbeit war, wie bereits erwähnt, die Entwicklung einer Regalkonstruktion für einen großen Logistik-Dienstleister. Diese Regalkonstruktion soll die an dem Standort verwendeten Unit Load Device Paletten (ULD-Paletten) aufnehmen und lagern können, um den Transport dieser auf speziellen Transportwagen (Dollys) zu vereinfachen und die körperliche Anstrengung, welche durch manuelles Verladen per Hand entsteht, zu minimieren. Ausgangspunkt dafür ist eine bereits vorliegende Ausarbeitung, die die Firma Fink angefertigt hat, sowie die Anforderungen des Logistik-Unternehmens, welche im nächste Punkt genauer erläutert werden. Diese

vorhandenen Anforderungen, Einschränkungen und Parameter, bildeten die Grundlage für den konstruktiven Entwurf des Palettenregals.

Im Rahmen der vorliegenden Bachelorarbeit soll ein komplettes Konstruktionskonzept entwickelt werden.

Die fünf Teilziele waren dabei:

- (1) die Erarbeitung einer Anforderungsliste und
- (2) verschiedener Lösungsvarianten mittels Problem- und Funktionsanalysen, sowie geeigneter Wirkstrukturen,
- (3) die Bewertung der Lösungsvorschläge mit anschließender Auswahl der optimalen Lösungsvariante,
- (4) das Erstellen des 3D Modells in 3 Abschnitten (Boden, Mittelteil und Oberteil) mit eventuell erforderlichen Dimensionierungs- und Festigkeitsrechnungen sowie Montage- und Bedienhinweisen und
- (5) der Ableitung der Entwurfszeichnungen mit Stücklisten.

Anhand des Ergebnisses dieser Arbeit soll dann ein Prototyp gefertigt werden, um einen Praxistest durchführen zu können.

3. Anforderungen

Wie bereits erwähnt werden in dem betreffenden Logistikunternehmen Paletten auf Cargo Decks bewegt. Zum Be- und Entladen werden die Paletten in so genannte Unit Load Device Stands (ULD Stands) geschoben. Die Abmessung eines solchen Stands bildete die Grundanforderung an das Palettenregal (siehe Anhang ULD Stand-Maße). Des Weiteren muss bei den Grundabmessungen darauf geachtet werden, dass der maximale Abstand zum nächsten Stand nicht überschritten werden darf (siehe Abbildung 1). Besonders wichtig war für das Logistik-Unternehmen, dass ein Maximalgewicht des Regals, inklusive der Paletten, von 1500 kg nicht überschritten wird, da dies dem Maximum der körperlichen Belastung eines Mitarbeiters entspricht. Weiterhin wichtig ist, dass das Palettenregal von beiden Seiten mit PMC Paletten beschickbar sein sollte. Die Maße der PMC-Paletten bilden die Grundlage für die Innenmaße des Regales. Weitere Anforderungen sind, dass die Paletten bei einer minimalen Bodenhöhe erleichtert eingeschoben werden können, wobei sie beim Einschieben seitlich geführt werden müssen, um ein Verkannten innerhalb des Regales vermeiden zu können. Nach dem Einschieben soll die Palette in das Regalsystem angehoben werden. Weiterhin sollen die einzelnen Paletten nach dem Einlagern gegen vertikales Verrutschen gesichert sein. Um das Palettenregal auch mobil nutzen zu können, ist eine weitere Anforderung die autarke Energieversorgung mittels Akkumulator, welcher wieder aufgeladen werden kann, wenn das Regal nicht in Benutzung ist. Für den Transport des Regales wurde

gefordert, dass die Bedienbarkeit mit einem Gabelstapler möglich ist. Für den Transport auf dem Gelände des Unternehmens muss die Möglichkeit der Sicherung mit Windcatchern auf den verwendeten Dollys gegeben sein. Des Weiteren besteht der Wunsch der Metallbaufirma, dass zur Fertigung Normteile verwendet werden, seitens des Logistik-Unternehmens die Möglichkeit, zwei unterschiedliche Palettenmaße verwenden zu können. Diese letzte Vorstellung wurde für die weitere Konstruktion in dieser Arbeit, wie mit der Firma Fink vereinbart, nicht weiter betrachtet und nur als optional angesehen. Alle Anforderungen werden nochmals in Tabelle 1 zusammengefasst.

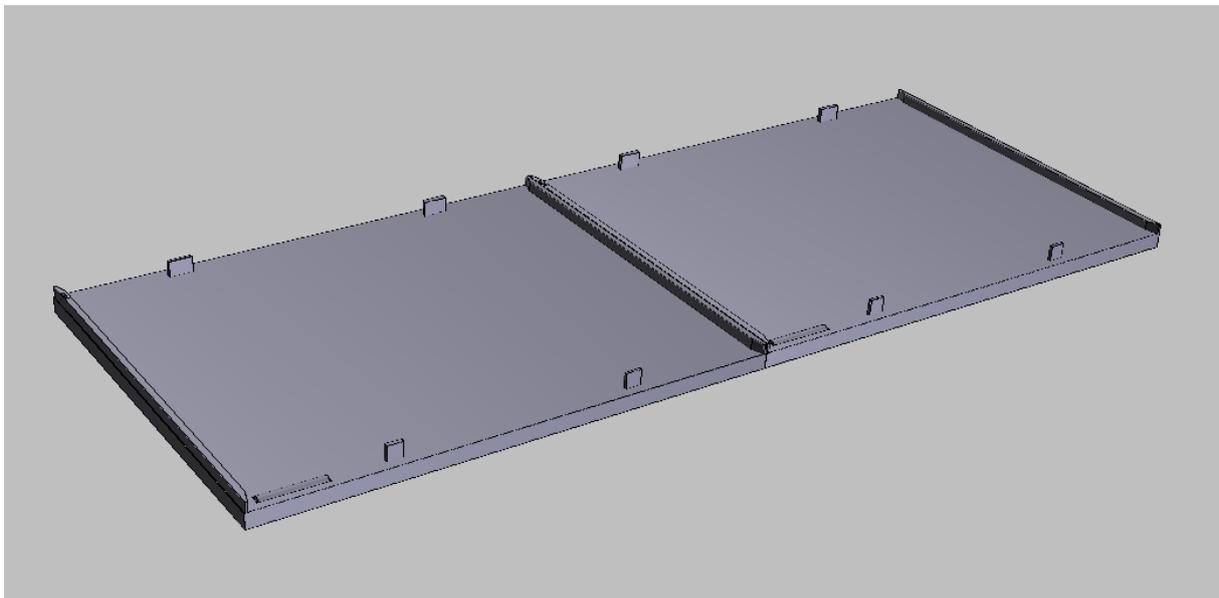


Abbildung 1 Anordnung der ULD Stands

Tabelle 1 Anforderungsliste

Nr.	Beschreibung	Daten	F/W
1	Abmessung wie ULD Stand	3200 mm x 2450 mm	F
2	Abstand zum nächsten Stand einhalten	B= 4,5 mm	
3	Beidseitige Beschickung		F
4	PMC Paletten Bestückung		F
5	PMC/PAG Mix Bestückung		W
6	Nur PMC oder PAG Bestückung		W
7	PMC Maße	3175 mm x 2438 mm	F
8	PAG Maße	3175 mm x 2235 mm	W
9	Anzahl Paletten	6	F
10	Masse PMC Palette	$m_P \approx 120$ kg	F
11	Erleichtertes Einschieben		F
12	Minimale Bodenlänge	<200 mm	F/W

13	Bewegen am Boden des Regals		F
14	Seitliche Führung der Paletten im Regal		F
15	Anheben der Paletten in das Regalsystem		F
16	Gleichgang des Hubvorganges		F
17	Autarke Energieversorgung		F
18	Max Gewicht	1500 kg	F
19	Gabelstapler Bedienung		F
20	Maximale Steifigkeit und Stabilität		F
21	Sicherung auf Dolly mit Windcatcher		F
22	Aussparungen für Lockvorrichtung am Stand	beidseitig	F
23	Norm- und Fertigteile verwenden		W/F

4. Ermittlung von Lösungsvarianten

4.1 Funktionsanalyse

Um verschiedene Lösungsvarianten ermitteln zu können, wurden zunächst die Einzelfunktionen aus den Anforderungen abgeleitet. Diese Einzelfunktionen zeigen die Grundfunktionen des Palettenregales auf. Insgesamt kommen so 11 Einzelfunktionen zusammen (siehe Tabelle 2).

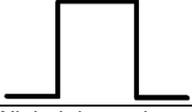
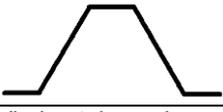
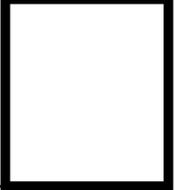
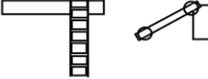
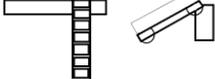
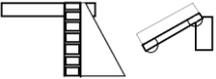
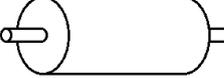
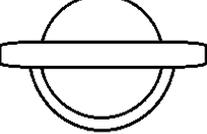
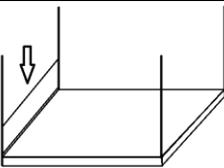
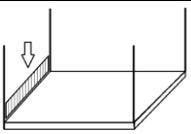
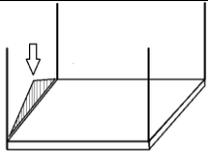
Tabelle 2 Einzelfunktionen

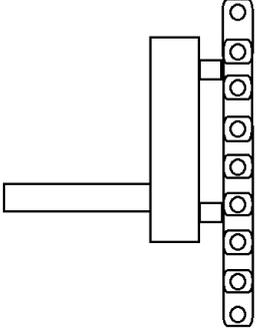
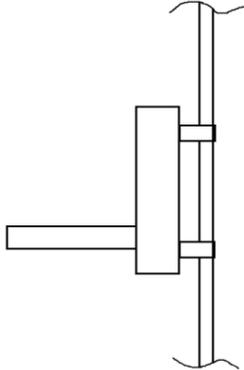
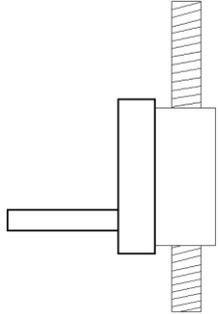
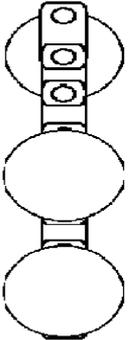
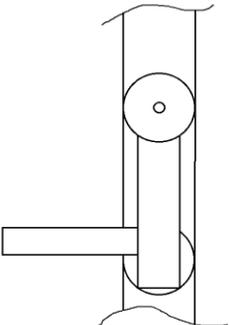
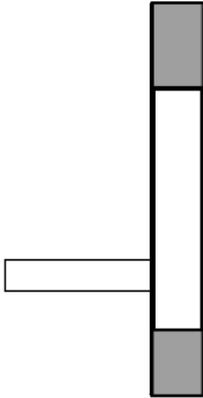
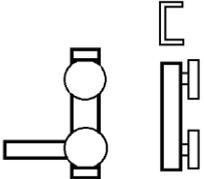
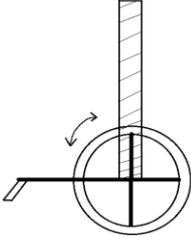
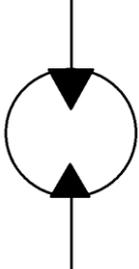
Nr.	Funktion
1	Steifigkeit
2	Normprofile
3	Aufnehmen der Paletten
4	Bewegen der Paletten am Boden des Regals
5	Seitliche Führung der Paletten beim Einschieben (im Regal)
6	Anheben der Paletten
7	Führung der Hubvorrichtung
8	Antrieb der Hubvorrichtung
9	Gleichgang des Hubvorganges an den 4 Terminals
10	Energieversorgung des Antriebes
11	Aufnahme für den Gabelstapler

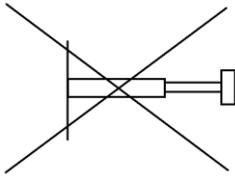
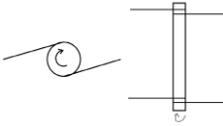
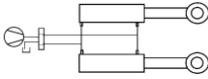
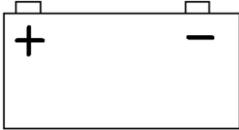
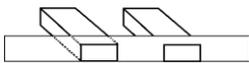
4.2 Lösungsvarianten für die Einzelfunktionen

Den Einzelfunktionen wurden nun mehrere Lösungsvarianten zugeordnet. Für jede Funktion wurde versucht drei Lösungsvarianten zu finden. Diese werden in der folgenden Tabelle (Tabelle 3) kurz beschrieben und zur Verdeutlichung jeweils mit einer Skizze dargestellt.

Tabelle 3 Lösungsvarianten für die Einzelfunktionen

Varianten Einzelfunktionen	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4
1. Steifigkeit	Hutbleche als Querverstrebung im Grundrahmen	Trapezbleche als Querverstrebung im Grundrahmen	Einfache Blechverstrebung in diagonaler Anordnung im Grundrahmen	
				
2. Normprofile für den Rahmen	Winkelisenrahmen	Vierkanteisenrahmen	Z - Rahmen	
				
3. Aufnahmen der Paletten	Einfache ausklappbare Auffahrrampe	Ausklappbare Auffahrrampe mit seitlicher Führung	Ausklappbare Auffahrrampe mit erweiterter seitlicher Führung	
				
4. Bewegen der Paletten am Boden des Regales	Transportrollen im Boden	Flanschkuigelrollen im Boden		
				
5. seitliche Führung der Palette im Regal	Kunststoffbegrenzung an den Rändern des Regals	Transportrollen in Rechteckanordnung an den Rändern des Regals	Transportrollen in Dreieckanordnung an den Rändern des Regals	
				

6. Anheben der Paletten	Kettenzug mit Winkellaschen und Mitnehmer	Seilzug mit Mitnehmer	Gewindestangen mit Mitnehmer	
				
7. Führung der Hubvorrichtung	Rollen an der Kette mit Schienenführung	Kurvenrollen an dem Schlitten mit Schienenführung	Kunststoffschielen	Linearführung am Schlitten mit Schienenführung
				
8. Antrieb der Hubvorrichtung	Hydraulikzylinder	Elektromotor (Linearmotor)	Handbetrieb (Kurbel)	Hydraulikmotor
				

9. Gleichgang des Hubvorganges an den 4 Terminals	Hebelmechanismus	Eine Seiltrommel für alle Terminals	Parallel geschaltete Zylinder	Kolben mit Hubbalken und Seil-/Kettenzug
				
10. Energieversorgung des Antriebes	Akkumulator	Netzanschluss/ Netzkabel		
				
11. Aufnahme durch Gabelstapler	Gabelstaplertaschen am Boden			
				

4.3 Morphologischer Kasten

Alle Varianten der Einzelfunktionen wurden nun in einer Tabelle (siehe Tabelle 4) dargestellt und die möglichen Lösungsvarianten wurden mit Pfeilen verbunden. Lösungsvariante eins ist durch blaue, Lösungsvariante 2 durch grüne und Lösungsvariante 3 durch rote Pfeile gekennzeichnet.

Tabelle 4 Morphologischer Kasten

Variante	V1	V2	V3	V4
1 Steifigkeit	Hutblech	Trapezblech	Einfache Blechverstrebung	
2 Normprofile für den Rahmen	Winkelisenrahmen	Vierkanteisenrahmen	Z-Profil Grundrahmen	
3. Aufnehmen der Paletten	Auffahrrampe	Auffahrrampe mit seitlicher Führung	Auffahrrampe mit erweiterter seitlicher Führung	
4. Bewegen der Paletten am Boden des Regales	Transportrollen	Flansch-kugelrollen		
5. seitliche Führung der Palette im Regal	Kunststoffbegrenzung	Transport-rollen in Rechteck-anordnung	Transport-rollen in Dreieck-anordnung	
6. Anheben der Paletten	Kettenzug mit Winkellaschen + Mitnehmer	Seilzug mit Mitnehmer	Gewindestangen mit Mitnehmer	
7. Führung der Hubvorrichtung	Rollen an Kette mit Schienenführung	Kurvenrollen an Schlitten mit Schienenführung	Kunststoffschienen	Linearführung am Schlitten mit Schienenführung
8. Antrieb der Hubvorrichtung	Hydraulikzylinder	Elektromotor (Linearmotor)	Handbetrieb (Kurbel)	Hydraulik-motor
9. Gleichgang des Hubvorganges an den 4 Terminals	Hebelmechanismus	Eine Seiltrommel für alle Terminals	Parallel geschaltet	Kolben mit Hubbalken und Seil/Kettenzug
10. Energieversorgung des Antriebes	Akkumulator	Netzanschluss/Netzkabel		
11. Aufnahme für Hebezeuge (Gabelstapler)	Gabelstapeltaschen am Boden			

LV1 → LV2 → LV3 →

4.4 Lösungsvarianten

Lösungsvariante 1 sieht vor, den Grundrahmen des Palettenregals aus Z-Profilen zu gestalten und mit Hutblechen als Querverstrebung zu verstärken. Es wird eine klappbare Auffahrrampe mit erweiterter seitlicher Führung montiert. Das Bewegen der Paletten am Regalboden wird durch Flansch-kugelrollen und die seitliche Führung durch Transportrollen in Rechteckanordnung realisiert. Das Anheben der Palette erfolgt durch einen Kettenzug mit Winkellaschen und einem Hubschlitten als Mitnehmer. Geführt wird das Ganze durch Kugelrollen am Schlitten in einer Schienenführung. Die Hubbewegung wird durch einen Hydraulikzylinder mit einem Hubbalken und Seil-/Kettenzug umgesetzt. Die Energieversorgung übernimmt ein

Akkumulator. Für die Verwendung mit Hebezeugen werden Gabelstaplertaschen am Boden angebracht.

Bei Lösungsvariante 2 wird ein Vierkanteisenrahmen benutzt, welcher durch Trapezbleche verstärkt wird. Zum Aufnehmen der Paletten wird eine einfache Auffahrrampe benutzt und die Bewegung am Boden des Regales erfolgt über Transportrollen. Die seitliche Führung der Paletten wird durch eine Kunststoffbegrenzung unterstützt. Das Anheben der Paletten erfolgt über Mitnehmer, welche an einem Seilzug befestigt sind. Die Mitnehmer werden in Kunststoffschienen geführt. Angetrieben wird die Hubvorrichtung durch vier Linearmotoren, welche für einen besseren Gleichgang parallelgeschaltet werden. Die Energieversorgung übernimmt ein Akkumulator. Weiterhin werden für den Transport Gabelstaplertaschen angebracht.

Bei Lösungsvariante 3 wird ein Winkeleisenrahmen mit einer einfachen Blechverstrebung verwendet. Die Auffahrrampen haben eine seitliche Führung und die Paletten bewegen sich auf Flanschkuigelrollen. Die Transportrollen zur seitlichen Führung sind in einer Dreiecksanordnung angebracht. Der Hubmechanismus, welcher in dieser Variante durch an Seilzüge angebrachte Mitnehmer realisiert wird, wird durch einen Hydraulikmotor angetrieben. Um einen Gleichgang aller vier Hubterminals zu realisieren, wird eine Seiltrommel für alle vier Seilzüge verwendet. Wie bei den vorhergegangenen Lösungsvarianten wird auch bei dieser ein Akkumulator und Gabelstaplertaschen verwendet.

5. Bewertung der Lösungsvarianten

Nun sollen die drei Lösungsvarianten bewertet werden. Um einen ersten Überblick über die Bewertung zu gewinnen und um Lösungskonzepte herauszufiltern, welche die Kriterien nicht erfüllen, wird das einfache Punktbewertungsverfahren nach Kesselring (VDI2225) verwendet. Dieses sieht vor, für jedes Kriterium eine Punktbewertung von 0 bis 4 für die jeweilige Einzelfunktion zu vergeben. Die höchste Bewertung ist dabei die 4. Die 5 Kriterien zur Bewertung sind die Erfüllung der Aufgabe (E), aufgrund des einzuhaltenden Maximalgewichtes, der Einfluss auf das Gewicht (G), der Fertigungsaufwand (F), die Bauteilkomplexität (B) und die geschätzten Kosten (K). Somit kann jede Einzelfunktion eine maximale Bewertung von 20 Punkten erreichen. Die Bewertungen werden über alle Einzelfunktionen jeder Lösungsvariante aufsummiert und miteinander verglichen. Die Bedeutung der Punkte ist in der nachfolgenden Tabelle 5 erklärt.

Tabelle 5 Bedeutung der Punkte zur Bewertung

Punkte	Bedeutung
0	unbefriedigend
1	gerade tragbar
2	ausreichend
3	gut
4	sehr gut

Da das Punktebewertungsverfahren noch keine Wichtung enthält, wurde im Anschluss eine Nutzwertanalyse (VDI2225) durchgeführt. Diese Analyse bewertet die Lösungsvorschläge anhand gewichteter Kriterien. Es werden für jeden Lösungsvorschlag spezielle Kriterien auf einer Skala von 0 bis 10 bewertet und anschließend mit bestimmten Gewichtungsfaktoren multipliziert. Die Bewertungskriterien für die Nutzwertanalyse sind: Kosten, Komplexität (Anzahl der Teile insgesamt), Einfachheit (Anzahl Norm- und Fertigteile), maximale Steifigkeit, minimaler Fertigungsaufwand, minimaler Montageaufwand, Bedienfreundlichkeit, Gewicht, Wartungsintensität und Betriebssicherheit. Die Gewichtungsfaktoren bilden in der Summe 1 bzw. 100%. Summiert man die entstandenen gewichteten Punktwerte, erhält man den Nutzwert des jeweiligen Lösungsvorschlages. Der Gewichtungsfaktor teilt sich in fünf Ränge auf. Der kleinste ist 0,05 und erhöht sich in 0,025er Schritten bis auf 0,15. Über den Wertigkeitsfaktor, welcher sich als Quotient aus erhaltener und maximaler gewerteter Punktzahl errechnet, kann man die Lösungsvorschläge miteinander vergleichen und man erhält schlussendlich das finale Lösungskonzept mit der höchsten Bewertung.

5.1 Punktebewertungsverfahren

Zunächst wird das Punktebewertungsverfahren in Form von Tabellen (siehe Tabelle 6 - 8) dargestellt. Es wurden nacheinander alle drei Lösungsvorschläge bewertet. Da bei allen drei Lösungsvorschlägen die gleichen Varianten der Einzelfunktionen 11 und 12 ausgewählt wurden, fließen diese nicht in die Bewertung mit ein.

Tabelle 6 Punktevergabe Lösungsvariante 1

Einzelfunktion Nr.	Kriterium					Summe
	E	G	F	B	K	
1	3	2	3	3	3	14
2	4	3	4	4	3	18
3	4	2	2	3	2	13
4	4	4	4	4	4	20
5	4	2	2	3	3	14
6	4	3	3	3	3	16
7	4	3	2	3	3	15
8	4	2	3	3	3	15
9	4	2	4	3	3	16
Gesamtsumme						141

E - Erfüllung der Aufgabe, G - Einfluss auf das Gewicht, F – geringer Fertigungsaufwand,
B – geringe Bauteilkomplexität, K - geschätzten Kosten

Tabelle 7 Punktevergabe Lösungsvariante 2

Einzelfunktion Nr.	Kriterium					Summe
	E	G	F	B	K	
1	4	3	2	3	3	15
2	4	2	4	4	2	16
3	2	4	3	3	4	16
4	2	3	2	3	3	13
5	3	4	3	4	4	18
6	4	3	3	3	3	16
7	3	3	2	3	3	14
8	3	4	4	3	3	17
9	2	4	3	2	4	15
Gesamtsumme						140

Tabelle 8 Punktevergabe Lösungsvariante 3

Einzelfunktion Nr.	Kriterium					Summe
	E	G	F	B	K	
1	2	4	3	4	4	17
2	4	3	2	4	2	15
3	3	3	3	3	3	15
4	4	4	4	4	4	20
5	4	2	2	2	3	13
6	4	3	3	3	3	16
7	4	2	3	3	2	14
8	4	3	4	3	3	17
9	4	2	2	3	3	14
Gesamtsumme						141

Das Punktbewertungsverfahren zeigte auf, dass Lösungsvariante 1 und 3, mit 141 Punkten, als die besten Ergebnisse angesehen werden können.

5.2 Nutzwertanalyse

Die Tabellen 9 – 11 zeigen die Bewertungen der Lösungsvarianten anhand der Nutzwertanalyse.

Tabelle 9 Nutzwertanalyse Lösungsvariante 1

Kriterium	Ungewichtete Bewertung (0-10)	Gewichtungsfaktor	Gewichtete Bewertung	Maximal möglich
Kosten	7	0,05	0,35	0,5
Komplexität (Anzahl der Teile insgesamt)	8	0,05	0,4	0,5
Einfachheit (Anzahl Norm- und Fertigteile)	8	0,15	1,2	1,5
Max. Steifigkeit	8	0,15	1,2	1,5
Min. Fertigungsaufwand	8	0,075	0,6	0,75
Min. Montageaufwand	8	0,075	0,6	0,75
Bedienfreundlichkeit	9	0,1	0,9	1
Min. Gewicht	7	0,15	1,05	1,5
Wartungsintensität	8	0,1	0,8	1
Betriebssicherheit	8	0,1	0,8	1
Gesamt	79	1	7,9	10

Tabelle 10 Nutzwertanalyse Lösungsvariante 2

Kriterium	Ungewichtete Bewertung (0-10)	Gewichtungsfaktor	Gewichtete Bewertung	Maximal möglich
Kosten	8	0,05	0,4	0,5
Komplexität (Anzahl der Teile insgesamt)	7	0,05	0,35	0,5
Einfachheit (Anzahl Norm- und Fertigteile)	8	0,15	1,2	1,5
Max. Steifigkeit	9	0,15	1,35	1,5
Min. Fertigungsaufwand	6	0,075	0,45	0,75
Min. Montageaufwand	6	0,075	0,45	0,75
Bedienfreundlichkeit	6	0,1	0,6	1
Min. Gewicht	6	0,15	0,9	1,5
Wartungsintensität	8	0,1	0,8	1
Betriebssicherheit	6	0,1	0,6	1
Gesamt	70	1	7,1	10

Tabelle 11 Nutzwertanalyse Lösungsvariante 3

Kriterium	Ungewichtete Bewertung (0-10)	Gewichtungsfaktor	Gewichtete Bewertung	Maximal möglich
Kosten	6	0,05	0,3	0,5
Komplexität (Anzahl der Teile insgesamt)	6	0,05	0,3	0,5
Einfachheit (Anzahl Norm- und Fertigteile)	7	0,15	1,05	1,5
Max. Steifigkeit	7	0,15	1,05	1,5
Min. Fertigungsaufwand	5	0,075	0,375	0,75
Min. Montageaufwand	6	0,075	0,45	0,75
Bedienfreundlichkeit	7	0,1	0,7	1
Min. Gewicht	7	0,15	1,05	1,5
Wartungsintensität	8	0,1	0,8	1
Betriebssicherheit	6	0,1	0,6	1
Gesamt	65	1	6,675	10

Das Ergebnis der Nutzwertanalyse zeigte auf, dass die Lösungsvariante 1 in diesem Verfahren das beste Ergebnis erzielt. Daher wurde die Lösungsvariante 1 als Grundmodell weiterentwickelt. Es folgt nun die Entwicklung des Grundmodells mit dazugehörigen Berechnungen und 3D-Modellen.

6. Konstruktiver Entwurf

Die Konstruktion des Grundmodelles wurde in die drei Abschnitte, Boden, Mittelteil und Decke eingeteilt. Bevor auf die Konstruktion des Bodens eingegangen werden kann, sollte zunächst die Konstruktion der Hubschlitten betrachtet werden, da der Umlenkradius dieser die Bodenhöhe bestimmt. Alle Zeichnungen zu den Einzelkomponenten und Baugruppen sind im Anhang wiederzufinden. Die Grundlage der folgenden Berechnungen bildet das Buch Roloff/Matek Maschinenelemente der Autoren Wittel, Muhs, Jannasch und Voßiek (2011).

6.1 Hubschlitten

Um die Paletten anzuheben, wurden Hubschlitten verwendet, die an einem Kettenzug in vier Hubterminals nach oben gezogen werden (siehe Abbildung 5). An zwei Seiten des Regales wurden jeweils zwei Hubterminals installiert. Die Grundmaße des Schlittenkörpers betragen 90 x 24 x 80 mm. Der Schlitten verfügt über einen Steg mit den Maßen 60 x 60 x 10 mm. Da die Palette, aufgrund ihrer Geometrie, nur 60 mm auf dem Steg aufliegen kann, war dies als Steglänge ausreichend.

Für den Steg wurde eine Festigkeitsberechnung bei Biegebeanspruchung durchgeführt. Dafür wurde zunächst die vorhandene Biegespannung σ_{vor} anhand der Formel

$$\sigma_{vor} = \frac{M_b}{W_b} \quad (6.1)$$

ermittelt. Um die vorhandene Biegespannung σ_{vor} zu berechnen, mussten vorher die Werte für das Biege- und Widerstandsmoment (M_b und W_b) ermittelt werden. Für die Ermittlung des Biegemomentes musste zunächst die Kraft F errechnet werden, welche am Steg angreift. Bei einer geplanten Lagerungen einer Palette auf vier Hubschlitten wirkt auf einen Steg eine Kraft F , welche einer Gewichtskraft von einem Viertel der Masse einer Palette entspricht. Die Kraft F wurde mit der Masse m_P einer Palette und der Erdbeschleunigung g , welche hier als Naturkonstante mit $9,81 \text{ m/s}^2$ festgelegt wurde, im Folgenden berechnet:

$$F = \frac{m_P}{4} \cdot g \quad (6.2)$$

$$F = \frac{120 \text{ kg}}{4} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (6.3)$$

$$F = 294,3 \text{ N}. \quad (6.4)$$

Diese Kraft F greift mit einem Hebelarm, welcher der Länge $L_s = 60 \text{ mm}$ des Steges entspricht, an dem Hubschlitten, wie in Abbildung 2 dargestellt, an.

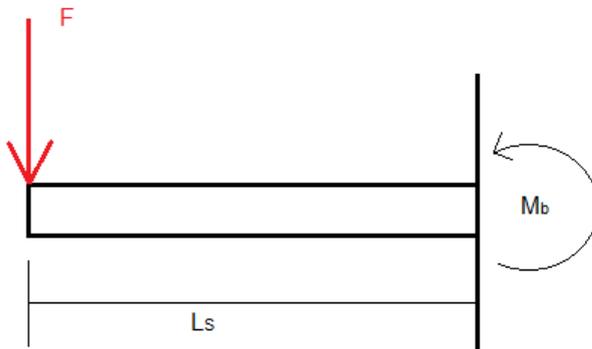


Abbildung 2 Biegebelastung am Steg

Dadurch ergibt sich das folgende Biegemoment:

$$M_b = F \cdot L_s \quad (6.5)$$

$$M_b = 294,3 \text{ N} \cdot 60 \text{ mm} \quad (6.6)$$

$$M_b = 17658 \text{ Nmm}. \quad (6.7)$$

Für die Berechnung der vorhandenen Spannung wurde zudem noch das Widerstandsmoment W_b des Steges gegen Biegung benötigt. Dieses berechnete sich, mit der Höhe $h = 10 \text{ mm}$ und der Breite $b = 60 \text{ mm}$ des Steges, mit Hilfe der Formel:

$$W_b = \frac{h \cdot b^2}{6} \quad (6.8)$$

$$W_b = \frac{10 \text{ mm} \cdot (60 \text{ mm})^2}{6} \quad (6.9)$$

$$W_b = 6000 \text{ mm}^3. \quad (6.10)$$

Die Ergebnisse aus (5.7) und (5.10) wurden nun in (5.1) eingesetzt und die vorhandene Biegespannung wurde ermittelt:

$$\sigma_{vor} = \frac{17658 \text{ Nmm}}{6000 \text{ mm}^3} \quad (6.11)$$

$$\underline{\sigma_{vor} = 2,94 \text{ N/mm}^2} \quad (6.12)$$

Die zulässige Biegespannung σ_{zul} wurde aus Wittel et al. (2011, Tabelle 1-1) entnommen, und beträgt für den Werkstoff S235:

$$\sigma_{zul} = 280 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.13)$$

Der Vergleich der Werte aus (5.12) und (5.13) zeigt, dass die vorhandene Biegespannung unter der zulässigen Biegespannung liegt.

Die äußeren Kanten der Schlitten mussten mit einer $45^\circ \times 10 \text{ mm}$ Fase versehen werden, da diese sonst bei der Umlenkung am Boden mit der Schiene kollidiert wären. Für die Führung des Schlittens wurden an den Seiten je zwei Kurvenrollen (ISO 7063) mit einem Rollendurchmesser von 19 mm montiert. Für die Montage dieser wurden an den Seiten je zwei Bohrungen mit einem M8 Gewinde angebracht (Zeichnung „Schlitten“, PPR-SK-1.1 / Zeichnung „Schlitten mit Rollen“, PPR-SK-1).

Die Mitnehmerkette wurde als Rollenkette (DIN ISO 606) ausgeführt. Um eine geeignete Rollenkette auszuwählen, musste die Mindestbruchkraft $F_{B,min}$ mit der Masse m_T , der Erdbeschleunigung g und einem Sicherheitsfaktor $S = 1,5$ berechnet werden.

$$F_{B,min} = m_T \cdot g \cdot S \quad (6.14)$$

Die Masse m_T entspricht der Masse aller zu hebenden Teile pro Terminal und setzt sich aus den Massen der sechs verwendeten Hubschlitten m_{HS} und einem Viertel der Masse der sechs Paletten zusammen, da auch hier pro Hubterminal nur ein Viertel der Masse einer Palette gehoben wird. Die Masse eines Hubschlittens beträgt rund 1,6 kg. Damit ergab sich folgende Gesamtmasse m_T pro Hubterminal:

$$m_T = 6 \cdot \frac{m_P}{4} + 6 \cdot m_S \quad (6.15)$$

$$m_T = 6 \cdot \frac{120 \text{ kg}}{4} + 6 \cdot 1,6 \text{ kg} \quad (6.16)$$

$$m_T = 189,6 \text{ kg}. \quad (6.17)$$

Die in (5.17) ermittelte Masse wurde nun in (5.14) eingesetzt und die Mindest-Bruchkraft berechnet:

$$F_{B,min} = 189,6 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1,5 \quad (6.18)$$

$$F_{B,min} = 2789,964 \text{ N} . \quad (6.19)$$

Mit der in (5.18) ermittelten Bruchkraft wurde im Anschluss eine Rollenketten der DIN ISO 606 ermittelt, welche die Mindestbruchkraft erfüllt. Es wurde daher eine Rollenkette mit einer Bruchkraft von 5 kN gewählt. Diese hat eine Teilung von $p = 8 \text{ mm}$.

Die Hubschlitten mussten nun mit der Rollenkette verbunden werden. Als Lösung dafür wurde die Rollenkette an den Stellen, an denen die Schlitten verbunden werden sollten, als Mitnehmerkette ausgeführt. Das bedeutet, dass die Kettenglieder an den geplanten Verbindungsstellen durch Kettenglieder mit Mitnehmerlaschen ersetzt werden. Diese Mitnehmerlaschen haben, bei einer Kette mit einer Teilung von $p = 8 \text{ mm}$, einen Bohrungsdurchmesser von $D_L = 3,2 \text{ mm}$. Daher kamen für die Verbindung nur Schrauben mit einem Nenndurchmesser von $d = 3 \text{ mm}$ in Frage. Ausgangspunkt für die folgende Festigkeitsberechnung der Schraubverbindungen war, dass jeweils zwei Mitnehmerlaschen mit insgesamt vier M3 Schrauben verwendet wurden, um die Hubschlitten an der Kette zu befestigen.

Die Übertragung der Querkraft F_Q erfolgt, wie in Abbildung 3 dargestellt, ausschließlich über den Reibschluss zwischen den Winkellaschen und dem Hubschlitten.

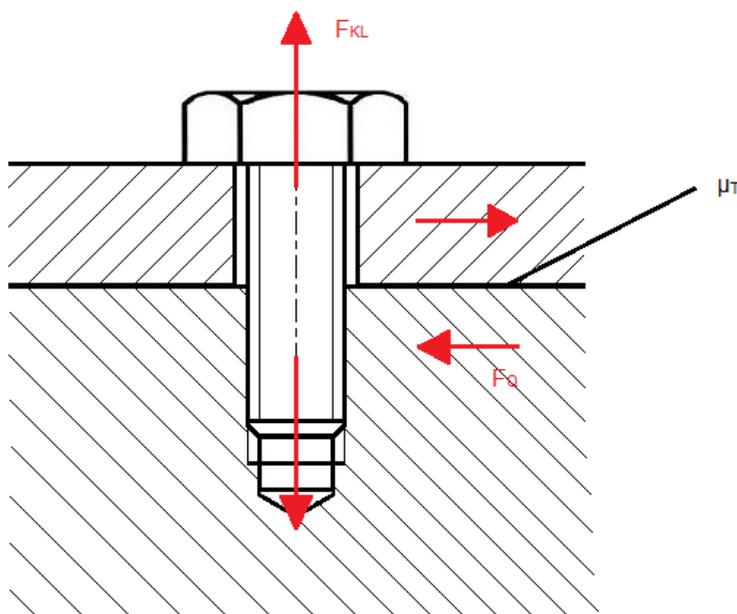


Abbildung 3 Kräfte der Schraubenverbindung am Hubschlitten

Die dafür erforderliche Klemmkraft wurde mit der Formel

$$F_{Kl} = \frac{F_Q \cdot S_R}{\mu_T \cdot i \cdot z} \quad (6.20)$$

berechnet. Dabei betrug die Sicherheit gegen Rutschen $S_R = 1,5$, die Anzahl der Schrauben $z = 4$ und die Anzahl der Trennfugen $i = 1$. Für den Haftreibungswert

wurde der Wert für die Verbindung Stahl – Stahl $\mu_T = 0,2$ nach Wittel et al. (2011, Tabelle 4-1) gewählt. Die Querkraft entspricht insgesamt der Gewichtskraft eines Hubschlittens und dem Viertel der Gewichtskraft einer Palette:

$$F_Q = \left(\frac{m_P}{4} + m_S \right) \cdot g \quad (6.21)$$

$$F_Q = \left(\frac{120 \text{ kg}}{4} + 1,6 \text{ kg} \right) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (6.22)$$

$$F_Q = 310 \text{ N}. \quad (6.23)$$

Das Ergebnis von (5.23) wurde in (5.20) eingesetzt und die erforderliche Klemmkraft wurde wie folgt berechnet:

$$F_{Kl} = \frac{310 \text{ N} \cdot 1,5}{0,2 \cdot 1 \cdot 4} \quad (6.24)$$

$$F_{Kl} = 581,25 \text{ N}. \quad (6.25)$$

Im Anschluss wurde überprüft, ob der erforderliche Spannungsquerschnitt mindestens dem einer Schraube mit einem Nenndurchmesser von $d = 3 \text{ mm}$ entsprach. Dafür wurde folgende Formel aus Kloos & Thomala (2007) benutzt:

$$A_{S,erf} = \frac{\alpha \cdot (F_{KL} + F_A)}{v \cdot R_{p0,2}} \quad (6.26)$$

Die für die Berechnung erforderlichen Werte, $\alpha = 1,6$ und $R_{p0,2} = 640 \text{ N/mm}^2$ wurden aus Wittel et al. (2011, Tabelle 8-4 & 8-11) bezogen. Dabei handelt es sich um den Anziehungsfaktor für die Anziehmethode mit Drehmomentschlüssel, sowie die 0,2% Dehngrenze für Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8. Da die Torsionsspannung in dieser Rechnung nicht berücksichtigt wurde, wurde nur mit einer Ausnutzung $v = 0,7$ der Dehngrenze gerechnet. In diesem Belastungsfall ist keine Betriebskraft F_A vorhanden und diese somit gleich null. Mit dem aus (5.25) ermittelten Wert konnte mit (5.26) folgender Spannungsquerschnitt berechnet werden:

$$A_{S,erf} = \frac{1,6 \cdot (581,25 \text{ N} + 0 \text{ N})}{0,7 \cdot 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \quad (6.27)$$

$$\underline{\underline{A_{S,erf} = 2,08 \text{ mm}^2.}} \quad (6.28)$$

Nach Wittel et al. (2011, Tabelle 8-1) entspricht der in (5.28) ermittelte Mindest-Spannungsquerschnitt einer Schraube mit einem Nenndurchmesser von $d = 2 \text{ mm}$. Somit ist nachgewiesen, dass die verwendeten Schrauben mit einem Nenndurchmesser von $d = 3 \text{ mm}$ ausreichend sind.

Für die Schraubenverbindung wurde im Anschluss die Montagevorspannkraft errechnet. Für den Fall, dass keine Betriebskraft F_A in Längsrichtung der Schraube wirkt, wird die Montagevorspannkraft mit folgender Formel berechnet:

$$F_{VM} = \alpha \cdot (F_Z + F_{Kl}). \quad (6.29)$$

Die für (5.29) benötigte Setzkraft F_Z entspricht dem Vorspannkraftverlust infolge des Setzens der Bauteile. Diese berechnet sich mit der folgenden Formel.

$$F_Z = \frac{f_z}{\delta_s + \delta_p} \quad (6.30)$$

Die Formel (5.30) setzt sich aus dem Quotient aus dem Setzbetrag f_z und der Summe der Nachgiebigkeit der Schraube δ_s und der verspannten Teile δ_p zusammen. Diese müssen vorher separat berechnet werden. Für den Setzbetrag wird die Formel

$$f_z = 3,29 \cdot \left(\frac{l_K}{d}\right)^{0,34} * 10^{-3} \quad (6.31)$$

verwendet. Alle für die Berechnung der Nachgiebigkeit benötigten Maße sind in der folgenden Abbildung 4 dargestellt.

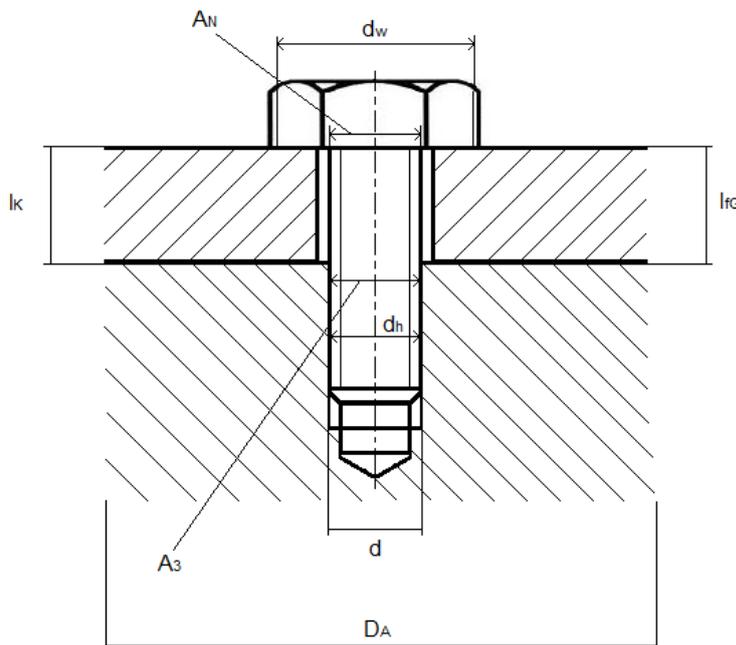


Abbildung 4 Maße der Schraubverbindung Winkellaschen – Hubschlitten

Die Klemmlänge l_K entspricht dem Abstand zwischen dem Schraubenkopf und dem ersten eingreifenden Gewindegang. In dieser Schraubverbindung entspricht die Klemmlänge der Dicke der Winkellaschen $s = 0,8 \text{ mm} = l_K$. Der Nenndurchmesser entspricht $d = 3 \text{ mm}$. Mit diesen Werten in (5.31) eingesetzt ergibt sich folgende Formel:

$$f_z = 3,29 \cdot \left(\frac{0,8 \text{ mm}}{3 \text{ mm}}\right)^{0,34} * 10^{-3}, \quad (6.32)$$

$$f_z = 2,099 \cdot 10^{-3} \text{ mm}. \quad (6.33)$$

Die für (5.30) benötigte elastische Nachgiebigkeit der Schraube δ_s ergibt sich aus der Summe der Nachgiebigkeit des Schraubenkopfes δ_K , des freien Gewindes δ_{fG} , des eingeschraubten Schraubengewindes δ_G und der Sacklochgewindegänge δ_M

$$\delta_s = \delta_K + \delta_{fG} + \delta_G + \delta_M. \quad (6.34)$$

Die jeweilige Nachgiebigkeit der Schraubenelemente lässt sich mit den Formeln

$$\delta_K = \frac{0,4 \cdot d}{E_S \cdot A_N} \quad (6.35)$$

$$\delta_G = \frac{0,5 \cdot d}{E_S \cdot A_3} \quad (6.36)$$

$$\delta_M = \frac{0,33 \cdot d}{E_S \cdot A_N} \quad (6.37)$$

$$\delta_{fG} = \frac{l_{fG}}{E_S \cdot A_S} \quad (6.38)$$

berechnen.

Die Formeln (5.35) - (5.38) werden in (5.34) eingesetzt und dies kann zu folgender Formel vereinfacht werden:

$$\delta_s = \frac{1}{E_S} \left(\frac{0,4 \cdot d}{A_N} + \frac{l_{fG}}{A_3} + \frac{0,5 \cdot d}{A_3} + \frac{0,33 \cdot d}{A_N} \right) \quad (6.39)$$

Die Werte für $E_S = 210000 \text{ N/mm}^2$ und $A_3 = 4,475 \text{ mm}^2$ wurden aus Wittel et al. (2011, Tabelle 1-1 & 8-1) entnommen. Die Länge des freien Gewindes l_{fG} kann der Klemmlänge gleichgesetzt werden:

$$l_{fG} = l_K = 0,8 \text{ mm}. \quad (6.40)$$

Die Nennquerschnittsfläche A_N errechnet sich mit

$$A_N = \frac{\pi}{4} \cdot d^2. \quad (6.41)$$

Mit $d = 3 \text{ mm}$ in (5.41) folgt:

$$A_N = \frac{\pi}{4} \cdot (3 \text{ mm})^2 \quad (6.42)$$

$$A_N = 7,07 \text{ mm}^2. \quad (6.43)$$

Mit (5.40) und (5.43) in (5.39) ergibt sich

$$\delta_s = \frac{1}{210000 \frac{N}{mm^2}} \left(\frac{0,4 \cdot 3mm}{7,07 mm^2} + \frac{0,8 mm}{4,475 mm^2} + \frac{0,5 \cdot 3 mm}{4,475 mm^2} + \frac{0,33 \cdot 3mm}{7,07 mm^2} \right) \quad (6.44)$$

$$\delta_s = 3,922 \cdot 10^{-6} \frac{mm}{N} \quad (6.45)$$

Weiterhin wird für die Berechnung der Setzkraft (5.30) die elastische Nachgiebigkeit der verspannter Teile δ_P benötigt. Diese wird mit folgender Formel berechnet:

$$\delta_P = \frac{l_K}{E_P \cdot A_{ers}} \quad (6.46)$$

Der Wert $E_P = 210000 \text{ N/mm}^2$ wurde aus Wittel et al. (2011, Tabelle 1-1) entnommen.

Um herauszufinden, welche Formel für die Ermittlung des Ersatzquerschnittes zu verwenden war, musste D_A mit der Summe aus d_w und l_K verglichen werden. Da die Trennfugenfläche, welche der Fläche einer Winkellasche entspricht, keine Kreisfläche ist, musste der Durchmesser des Innenkreises D_A verwendet werden. Bei einer Breite der Winkellasche von $m = 8 \text{ mm}$, beträgt der Innenkreisdurchmesser $D_A = 8 \text{ mm}$. Der Wert für den Außendurchmesser der ebenen Kopfauflage d_w kann näherungsweise mit der Schlüsselweite e gleichgesetzt werden. Die für die folgende Berechnung des Ersatzquerschnittes benötigten Werte $d_w = e = 6,01 \text{ mm}$ und $d_h = 3,4 \text{ mm}$ wurden aus Wittel et al. (2011, Tabelle 8-8) entnommen. Ein Vergleich der oben genannten Werte ergab:

$$D_A > d_w + l_K \quad (6.47)$$

$$8 \text{ mm} > 6,01 \text{ mm} + 0,8 \text{ mm}. \quad (6.48)$$

Unter der Bedingung aus (5.48), berechnet sich der Ersatzquerschnitt A_{ers} mit der Formel:

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{8} * d_w \cdot l_K \cdot [(x + 1)^2 - 1], \quad (6.49)$$

wobei gilt:

$$x = \sqrt[3]{\frac{l_K \cdot d_w}{(d_w + l_K)^2}}. \quad (6.50)$$

Mit $d_w = 6,01 \text{ mm}$ und $l_K = 0,8 \text{ mm}$ in (5.50) ergibt sich

$$x = 0,47. \quad (6.51)$$

Die Werte von d_w , d_h , l_k und das Ergebnis aus (5.51) werden in (5.49) eingesetzt. Damit ergibt sich:

$$A_{ers} = 21,481 \text{ mm}^2. \quad (6.52)$$

Dieser ermittelte Ersatzquerschnitt kann nun in (5.46) eingesetzt werden und es ergibt sich eine Nachgiebigkeit von

$$\delta_p = 1,773 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (6.53)$$

Abschließend kann die Setzkraft F_z mit (5.33), (5.45) und (5.53) in (5.30) berechnet werden:

$$F_z = \frac{2,099 \cdot 10^{-3} \text{ mm}}{3,922 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} + 1,773 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}} \quad (6.54)$$

Damit ergab sich eine Setzkraft von:

$$F_z = 512 \text{ N}. \quad (6.55)$$

Mit der Klemmkraft F_{KL} aus (5.25) und der Setzkraft F_z aus (5.55) kann mit (5.29) die Montagevorspannkraft errechnet werden. Für den Wert α wird wie in (5.27) der Wert 1,6 verwendet.

$$F_{VM} = 1,6 \cdot (512 \text{ N} + 581,25 \text{ N}) \quad (6.56)$$

Damit ergab sich eine Montagevorspannkraft von

$$F_{VM} = 1749,2 \text{ N}. \quad (6.57)$$

Aus der Montagevorspannkraft F_{VM} konnte im Anschluss das erforderliche Anziehmoment M_A mit der folgenden Formel errechnet werden:

$$M_A = F_{VM} \left(\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho') + \mu_k \cdot \frac{d_k}{2} \right) \quad (6.58)$$

Die für die Berechnung des Anziehmomentes erforderlichen Werte, $d_2 = 2,675 \text{ mm}$, $\varphi = 3,41^\circ$, $\mu_G = 0,12$, $\beta = 60^\circ$, wurden aus Wittel et al. (2011, Tabelle 8-1, 8-2 & 8-12) entnommen.

Der für die Berechnung erforderliche wirksame Reibungsdurchmesser in der Schraubenkopflage d_k kann mit der Formel

$$d_k \approx 1,3 \cdot d \quad (6.59)$$

berechnet werden. Mit dem Nenndurchmesser von $d = 3 \text{ mm}$ in (5.59) ergab sich

$$d_k = 3,9 \text{ mm}. \quad (6.60)$$

Weiterhin wurde der Reibungswinkel des Gewindes ρ' benötigt. Für diesen gilt:

$$\rho' = \arctan \frac{\mu_G}{\cos \frac{\beta}{2}} \quad (6.61)$$

Mit den oben genannten Werten $\mu_G = 0,12$ und $\beta = 60^\circ$ in (5.61) ergab sich ein Reibungswinkel

$$\rho' = 7,889^\circ \quad (6.62)$$

Mit (5.57), (5.60) und (5.62) eingesetzt in die Gleichung (5.58) ergab sich

$$M_A = 1749,2 \text{ N} \left(\frac{2,675 \text{ mm}}{2} \cdot \tan(3,41^\circ + 7,889^\circ) + 0,12 \cdot \frac{3,9 \text{ mm}}{2} \right) \quad (6.63)$$

$$\underline{M_A = 876,76 \text{ Nmm} = 0,876 \text{ Nm.}} \quad (6.64)$$

Abschließend wurde die Einhaltung der zulässigen Vergleichsspannung und Flächenpressung überprüft. Die Vergleichsspannung wurde mit

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 \cdot \tau_T^2} \quad (6.65)$$

ermittelt. Für diese Berechnung wurden die vorhandene Zugspannung σ_z und die vorhandene Torsionsspannung τ_T benötigt. Die vorhandene Zugspannung ergibt sich aus der Montagevorspannkraft F_{VM} und dem Spannungsdurchmesser A_S .

$$\sigma_z = \frac{F_{VM}}{A_S} \quad (6.66)$$

Die Montagevorspannkraft aus (5.29) und der Spannungsdurchmesser $A_S = 5,03 \text{ mm}^2$ aus Wittel et al. (2011, Tabelle 8-1) wurden in die Gleichung (5.66) eingesetzt:

$$\sigma_z = \frac{1749,2 \text{ N}}{5,03 \text{ mm}^2} \quad (6.67)$$

Daraus ergibt sich eine Zugspannung von

$$\underline{\sigma_z = 347,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \quad (6.68)$$

Die vorhandene Torsionsspannung lässt sich mit der Formel

$$\tau_T = \frac{M_G}{W_T} \quad (6.69)$$

ermitteln. Dafür wurde zunächst das vorhandene Gewindemoment M_G mit der Formel

$$M_G = F_{VM} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi + \rho') \quad (6.70)$$

berechnet. Mit F_{VM} aus (5.29) und ρ' aus (5.62) ergab sich

$$M_G = 1749,2 \text{ N} \cdot \frac{2,675 \text{ mm}}{2} \cdot \tan(3,41^\circ + 7,889^\circ), \quad (6.71)$$

$$\underline{M_G = 467,45 \text{ Nmm}.} \quad (6.72)$$

Weiterhin wird das Widerstandsmoment gegen Torsion benötigt. Für eine Kreisfläche gilt:

$$W_T = \frac{\pi}{16} \cdot d^3. \quad (6.73)$$

Für den Durchmesser d wird der Spannungsdurchmesser d_s verwendet. Dieser wird durch den Zusammenhang

$$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2} \quad (6.74)$$

berechnet. Die Werte $d_2 = 2,675 \text{ mm}$ und $d_3 = 2,387 \text{ mm}$ wurden aus Wittel et al. (2011, Tabelle 8-1) entnommen und ergeben eingesetzt in (5.74):

$$d_s = \frac{2,675 \text{ mm} + 2,387 \text{ mm}}{2}, \quad (6.75)$$

$$d_s = 2,531 \text{ mm}. \quad (6.76)$$

Das Ergebnis von (5.76) ergibt eingesetzt in (5.74) ein Widerstandsmoment von

$$W_T = \frac{\pi}{16} \cdot (2,531 \text{ mm})^3, \quad (6.77)$$

$$\underline{W_T = 3,183 \text{ mm}^3}. \quad (6.78)$$

Die Ergebnisse aus (5.72) und (5.78) eingesetzt in (5.69) ergeben eine Torsionsspannung von

$$\tau_T = \frac{467,45 \text{ Nmm}}{3,183 \text{ mm}^3}, \quad (6.79)$$

$$\underline{\tau_T = 146,86 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \quad (6.80)$$

Die errechnete Zugspannung aus (5.68) und die Torsionsspannung aus (5.80) ergeben eingesetzt in die Formel für die Vergleichsspannung (5.65):

$$\sigma_V = \sqrt{\left(347,75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2 + 3 \cdot \left(146,86 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right)^2}, \quad (6.81)$$

$$\underline{\sigma_V = 430,852 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}.} \quad (6.82)$$

Die vorhandene Vergleichsspannung wurde mit dem Wert für die 0,2 % Dehngrenze $R_{p0,2} = 640 \text{ N/mm}^2$ für die Festigkeitsklasse 8.8 aus Wittel et al. (2011, Tabelle 8-4) verglichen. Es zeigte sich, dass die vorhandene Spannung kleiner ist als die zulässige Spannung.

Zusätzlich zur Überprüfung der Spannungen wurde die Flächenpressung überprüft. Diese lässt sich mit der Formel

$$p = \frac{F_{VM}}{A_p} \quad (6.83)$$

berechnen. Die dafür benötigte Montagevorspannkraft wurde aus (5.29) und der Wert für die Kopfauflagefläche $A_P = 7,5 \text{ mm}^2$ aus Wittel et al. (2011, Tabelle 8-8) entnommen. Eingesetzt in (5.83) ergibt sich:

$$p = 1,2 \cdot \frac{1756,736 \text{ N}}{7,5 \text{ mm}^2}, \quad (6.84)$$

$$\underline{p = 281,077 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}. \quad (6.85)$$

Die zulässige Grenzflächenpressung für den Werkstoff S235 beträgt nach Wittel et al. (2011, Tabelle 8-10b) $p_G = 490 \text{ N/mm}^2$. Verglichen mit dem Ergebnis aus (5.85) zeigte sich, dass die zulässige Pressung nicht überschritten wurde.

Für eine erhöhte Sicherheit wurde die Anzahl der Schrauben auf acht verdoppelt. Da die Berechnung von vier Schrauben schon den erforderlichen Nachweis der Sicherheit erbracht hatte, wurde auf eine Nachrechnung der Sicherheit mit acht Schrauben verzichtet. Mit acht verwendeten Schrauben ergaben sich für die Montage die folgenden Werte:

$$F_{VM} = 1284,2 \text{ N} \quad (6.86)$$

$$M_A = 644 \text{ Nmm} = 0,644 \text{ Nm}. \quad (6.87)$$

An der Rückseite des Schlittens wurden acht Bohrungen mit einem M3 Gewinde versehen. Die Kombination aus Hubschlitten und angeschraubter Mitnehmerkette ergab eine Gesamtlänge von 95 mm. Aus der Bodenhöhe (siehe Abschnitt 6.2.1) und der damit verbundenen maximalen Einschubhöhe der Paletten ergab sich ein Mindestabstand der Schlitten von 160 mm.

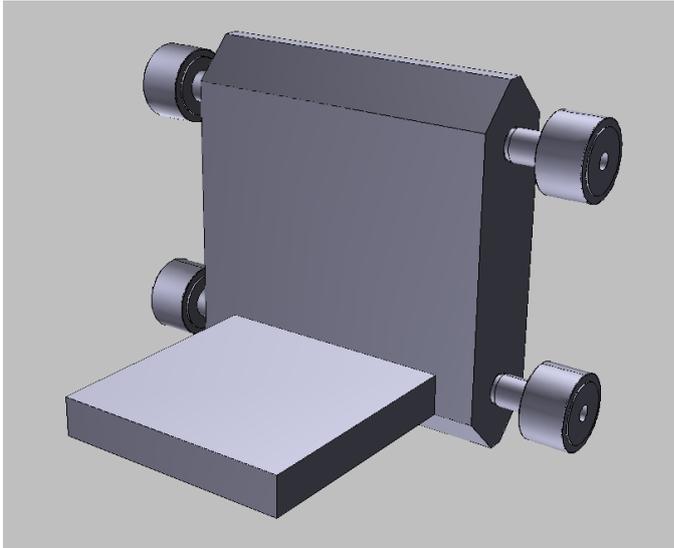


Abbildung 5 Hubschlitten mit Kurvenrollen

6.2 Boden

Mit den Grundmaßen des ULD-Stands, welche vor Ort erfasst wurden, wurde ein Grundmodell des Bodens erstellt. Es ergab sich eine einzuhaltende Grundfläche A_1 von 3200 x 2450 mm. Da auf dem Cargo Deck mehrere ULD-Stands nebeneinander liegen und diese mit Frachtcontainern belegt werden, musste darauf geachtet werden, dass eine maximale Breite von 3290 mm oberhalb der ULD-Stand Kante nicht überschritten wird. An der Seite jedes ULD-Stands befindet sich zudem noch ein Fußschalter, welcher betätigt werden muss, um eine Verriegelung des Stands auszufahren. Diese ist notwendig, damit die Container oder das Regal im Stand gegen axiales Verrutschen fixiert sind. Daher musste beachtet werden, dass an den kurzen Seiten Aussparungen für den Fußschalter angebracht werden müssen.

6.2.1 Boden Grundkonstruktion

Für die Grundkonstruktion des Bodens wurde mit der Dimensionierung des Rahmens begonnen. Für die kürzere der beiden Seiten wurde ein Z-Profil (EN 10025-2:2004) gewählt. Dieses liegt auf der Grundfläche A_1 auf und erweitert durch die Z-Form die nutzbare Fläche. Das gewählte Z-Profil hat das Normprofil 6. Wie in Abschnitt 6.2. erwähnt wurde, musste an der Oberseite des Z-Profils auf beiden Seiten jeweils eine Aussparung für den Fußschalter angebracht werden. Diese hat die Maße 100 x 35 mm und hat einen Abstand zur äußeren Kante von 100 mm. Um die Staplerschächte zu montieren, musste der Z-Profil Träger in drei Teile geteilt werden. Die Abmessungen der jeweiligen Z-Profil Träger können den entsprechenden Zeichnungen entnommen werden (Zeichnung „Z-Profil Träger 1“, PPR-BG-1.2.1 / Zeichnung „Z-Profil Träger 2“, PPR-BG-1.2.2 / Zeichnung „Z-Profil Träger 3“, PPR-

BG-1.2.3). An dem mittleren Träger („Z-Profil Träger 2“) musste eine zusätzliche Aussparung mit den Maßen 40 x 662 mm am oberen Quersteg angebracht werden, da an dieser Stelle die Fixierungen des Transportwagens anliegen.

Um die Anforderung für eine minimale Bodenhöhe umzusetzen, wurde eine Skizze der Bodengeometrie erstellt. In dieser ist die Abhängigkeit der Bodenhöhe von dem Umlenkradius des Hubschlittens abgebildet. Der maximale Umlenkradius des Hubschlittens mit Mitnehmerkette beträgt 95 mm. Mit diesem Umlenradius konnte die Bodenhöhe ermittelt werden, bei der der Umlenradius einen minimalen Abstand zur oberen Kante des Z-Profiles von 10 mm nicht unterschreitet. Damit ergab sich eine Bodenhöhe von 136 mm. Da für diese Bodenhöhe kein Normprofil für das L-Profil vorlag, musste dieses durch Abkanten gefertigt werden. Das L-Profil hat die Maße 136 x 45 x 5 mm (Zeichnung „L-Profil Träger“, PPR-BG-1.1). Dieser Grundrahmen wurde nun an den Ecken, wie in Abbildung 6 dargestellt, durch Schweißen mit einer Kehlnaht verbunden.

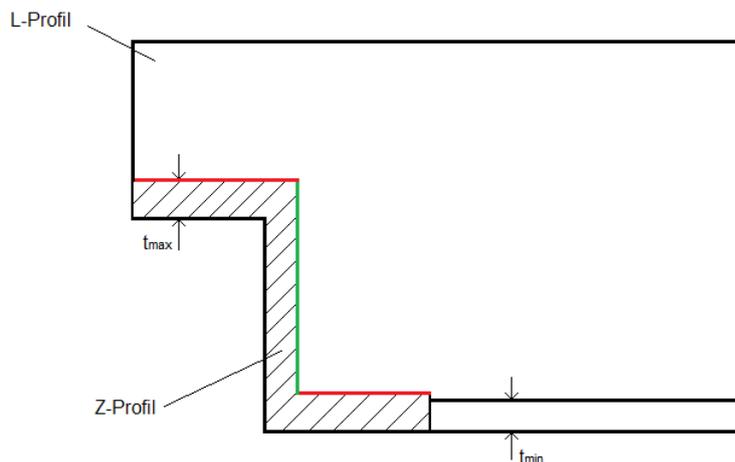


Abbildung 6 Schweißnähte an einer Ecke des Grundrahmens

Die erforderliche Nahtdicke a_{min} ergab sich aus der maximalen Bauteildicke t_{max} :

$$a_{min} = \sqrt{t_{max}} - 0,5. \quad (6.88)$$

Die maximale Bauteildicke liegt an den Querstegen des Z-Profiles an und beträgt $t_{max} = 6$ mm. Damit gilt:

$$a_{min} = \sqrt{6 \text{ mm}} - 0,5 = 1,95 \text{ mm} . \quad (6.89)$$

Die maximale Schweißnahtdicke ist definiert als

$$a_{max} = 0,7 \cdot t_{min} . \quad (6.90)$$

Die minimale Bauteildicke liegt an dem L-Profil an und beträgt $t_{min} = 5$ mm. Damit ergibt sich mit (5.90):

$$a_{max} = 0,7 \cdot 5 \text{ mm} = 3,5 \text{ mm} . \quad (6.91)$$

Um die maximale Festigkeit zu erreichen wurde die maximale Scheißnahtdicke $a = 3,5 \text{ mm}$ angenommen.

Für eine Flachkehlnaht bei dem Bauteilwerkstoff S235 wurde die zulässige Spannung, bei schwellendem Lastfall in der Bewertungsgruppe C, $\sigma_{zul}/\tau_{zul} = 50 \text{ N/mm}^2$ aus Decker (2014, Tabelle 4-4) entnommen.

Die im Folgenden benannten horizontalen Schweißnähte sind in der Abbildung 4 mit rot, die vertikale Schweißnaht mit grün gekennzeichnet.

Für die horizontalen Schweißnähte wurde im Folgenden die maximale Querkraft errechnet. Dafür wurde die Formel für

$$\tau_{\perp} = \frac{F_q}{a \cdot l} \quad (6.92)$$

nach der Querkraft F_Q umgestellt. Mit der in (5.91) ermittelten Schweißnahtdicke, der Schweißnahtlänge $l = 85 \text{ mm}$, welche der Summe der beiden horizontalen Schweißnähte entspricht, und der für τ_{\perp} ersetzten zulässigen Spannung τ_{zul} wurde mit der umgestellten Formel

$$F_q = a \cdot l \cdot \tau_{\perp} \quad (6.93)$$

die maximale Querkraft $F_{q,max}$ ermittelt:

$$F_{q,max} = 3,5 \text{ mm} \cdot 85 \text{ mm} \cdot 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 14875 \text{ N}. \quad (6.94)$$

Die Gleichungen für die Spannungen in Längs- und Querrichtung zur Naht sind, bis auf die Bezeichnungen der Kraft und Spannung, identisch. Da für die Spannung wieder die zulässige Spannung von 50 N/mm^2 verwendet wurde, folgt daraus, dass beide Kräfte denselben Betrag haben:

$$F_{L,max} = 14875. \quad (6.95)$$

Für die vertikale Schweißnaht wurde, analog der horizontalen Schweißnaht, die maximale Querkraft durch Umstellen der Formel

$$\tau_{\perp} = \frac{F_q}{a \cdot l} \quad (6.96)$$

nach

$$F_q = a \cdot l \cdot \tau_{\perp} \quad (6.97)$$

ermittelt. Auch hier wurde die maximale Schweißnahtdicke aus (5.91) verwendet. Die Länge der Schweißnaht beträgt $l = 60 \text{ mm}$ und für die Spannung τ_{\perp} wurde die zulässige Spannung von 50 N/mm^2 eingesetzt:

$$F_q = 3,5 \text{ mm} \cdot 60 \text{ mm} \cdot 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 10500 \text{ N.} \quad (6.98)$$

Weiterhin wurde die maximale Kraft bei einer Zug/Druckbelastung ermittelt. Hierfür wurde die Formel

$$\sigma_{\perp} = \frac{F_{\perp}}{a \cdot l} \quad (6.99)$$

nach der Zug/Druckkraft

$$F_{\perp} = a \cdot l \cdot \sigma_{\perp} \quad (6.100)$$

umgestellt. Wie in (5.98), wurde die Schweißnahtdicke aus (5.91) verwendet und die Spannung σ_{\perp} gleich der zulässigen Spannung von 50 N/mm² gesetzt. Als Länge wurde wie bei der Querkraftberechnung $l = 60 \text{ mm}$ verwendet. Somit wurde folgende Druck/Zugkraft berechnet:

$$F_{\perp} = 3,5 \text{ mm} \cdot 60 \text{ mm} \cdot 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 10500 \text{ N} \quad (6.101)$$

Somit entspricht F_{\perp} mit 10500N der Grenzbelastung F_{Grenz} der Bodenkonstruktion:

$$F_{\perp} = F_{\text{Grenz}} = 10500 \text{ N.} \quad (6.102)$$

Um die maximale Belastung während des Betriebes zu ermitteln, wurde die Kraft berechnet, die entsteht, wenn das Regalsystem mit voller Belastung mit einem Gegenstand kollidiert und zum Stillstand kommt. Als Grundlage für diese Berechnung dient die Formel für das Kraftgesetz:

$$F = m \cdot a. \quad (6.103)$$

Die Beschleunigung a wird in (5.103) durch den Ausdruck

$$a = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (6.104)$$

ersetzt:

$$F = m \cdot \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (6.105)$$

Die Geschwindigkeitsänderung Δv beschreibt die Differenz aus der Anfangs- und Endgeschwindigkeit. Als Anfangsgeschwindigkeit wird eine Geschwindigkeit von $v_A = 2 \text{ m/s}$, im Sinne einer erhöhten Schrittgeschwindigkeit, angenommen. Die Endgeschwindigkeit beträgt $v_E = 0 \text{ m/s}$. Als Zeitdifferenz zwischen diesen zwei Geschwindigkeiten wird $\Delta t = 0,5 \text{ s}$ angenommen. Mit einem Maximalgewicht des Regales von $m = 1500 \text{ kg}$ ergibt sich mit (5.105) eine Kraft F von:

$$F = 1500 \text{ kg} \cdot \frac{\left(2 \frac{\text{m}}{\text{s}} - 0 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)}{0,5 \text{ s}} = 6000 \text{ N} \quad (6.106)$$

Die errechnete Belastung F aus (5.106) ist kleiner als die berechnete Grenzbelastung F_{Grenz} aus (5.102). Mit der Belastung F und der Grenzbelastung F_{Grenz} ergibt sich eine Sicherheit von:

$$S = \frac{F}{F_{\text{Grenz}}} = \frac{6000 \text{ N}}{10500 \text{ N}} = 1,75 \quad (6.107)$$

Die Staplertaschen werden parallel zur langen Seite der Grundkonstruktion Boden angebracht. Zur Erhöhung der Stabilität wurden diese durchgehend konstruiert. Ein Staplerschacht hat die Maße 200 x 100 mm und eine Materialstärke von 5 mm. Die Staplerschächte wurden mit einem Abstand zur jeweiligen Außenkante von 525 mm zwischen die Z-Profil Träger mit einer Flachkehlnaht geschweißt (Zeichnung „Staplerschacht“, PPR-BG-1.4).

Um auch auf der kurzen Seite des Bodens die Grundhöhe von 136 mm zu erreichen, wurden zwei Blenden konstruiert, welche auf die Z-Profil Träger und auf die Staplerschächte aufgesetzt und mit einer durchgehenden Kehlnaht verbunden wurden (Zeichnung „Blende“, PPR-BG-1.3). Die Maße der Blenden betragen 889 x 76 mm mit einer Materialstärke von 5 mm. Für die Aussparung für den Fußschalter, welche auch auf dem Z- Profil angebracht wurde, wurde die Kontur der Blende angepasst.

Zur Erhöhung der Steifigkeit wurden Hutbleche in die Rahmenkonstruktion eingebaut. Diese mussten in zwei Variationen konstruiert werden. Die kurzen Hutbleche haben ein U-Profil mit den Maßen 136 x 131 x 515 mm und einer Wanddicke von 2 mm. Diese wurden zwischen dem L-Profil und dem Staplerschacht durch Flachkehlnähte angebracht. Auf der Oberseite sind für den Einbau einer Flanschkuigelrolle eine Kreistasche mit einem Durchmesser von 39 mm und drei weitere Bohrungen mit einem Durchmesser von 5 mm, welche sich in einem Abstand von 120° auf einem Kreis mit einem Durchmesser von 55,6 mm befinden, vorgesehen. Weiterhin befinden sich zur Montage der Transportrollen weitere Aussparungen an der Seite und an der Oberseite des Hutbleches (Zeichnung „Hutblech kurz“, PPR-BG-1.5). Die langen Varianten der Hutbleche wurden zwischen die Staplerschächte mit Flachkehlnähten geschweißt. Das lange Hutblech hat die Maße 136 x 136 x 1010 mm und eine Wanddicke von 2 mm. Auf der Oberseite befinden sich zwei Kreistaschen und Bohrungen für die Flanschkuigelrollen, mit denselben Maßen wie bei der kurzen Variante. Die Mittelpunkte der Kreisaussparungen haben einen Abstand von 225 mm vom jeweiligen Rand. Da die Schienen für die Hubvorrichtung durch die langen Hutbleche verlaufen, musste eine

Aussparung für diese geschaffen werden. Die Aussparungen befinden sich jeweils an der Vorder- und Hinterkante des Hutbleches. Jede Aussparung setzt sich aus zwei Vierecken mit den Maßen 134 x 77 mm und 30 x 15 mm zusammen (Zeichnung „Hutblech lang“, PPR-BG-1.6).

Die in diesem Abschnitt behandelten Komponenten bilden zusammen die Baugruppe „Boden Grundkonstruktion“ (Zeichnung „Boden Grundkonstruktion“, PPR-BG-1). Diese wurde mit einem FEM-Programm analysiert. Es wurde die Situation simuliert, dass das Regal mit einer Geschwindigkeit von 2 m/s frontal auf ein Hindernis trifft. Dafür wurde die bereits berechnete Belastung von 6000 N angenommen. Die Bilder der FEM-Analyse befinden sich im Anhang I. Die FEM-Analyse zeigte, dass die Vergleichsspannung kleiner ist als die zulässige Spannung und, dass die Verformungen kleiner als 1 mm waren.



Abbildung 7 Grundkonstruktion des Bodens

6.2.2 Auffahrampen

Da die Auffahrampen eine erweiterte seitliche Führung besitzen (siehe Abbildung 10), würden sie im hochgeklappten Zustand über die Breite des Regales hinausragen. Um dies zu verhindern und sie axial verschiebbar zu machen, wurden die Auffahrtsrampen auf einer Achse gelagert. Die Rampe wird bei Benutzung erst auf der Kolbenstange nach außen verschoben und anschließend heruntergeklappt. Nach der Benutzung wird sie wieder nach innen verschoben und anschließend hochgeklappt.

Für eine ausklappbare Auffahrrampe mit erweiterter seitlicher Führung wurde eine Länge von 600 mm definiert. Diese besteht aus den Komponenten Steg, erweiterter Steg und einer Distanzhülse. Des Weiteren wurden als Normteile Sechskantschrauben ISO 4014 - M8x80 – 8.8 (DIN EN ISO 4014), Scheiben ISO 7090 – 8 – 200 HV (DIN EN ISO 7090), Rillenkugellager DIN 625 – 628 (DIN 625-1) und Sechskantmutter ISO 4032 – M8 – 6 (DIN EN ISO 4032) verwendet.

Der genannte Steg hat die Maße 615 x 30 x 3 mm wobei die Vorderkante als Rundung mit einem Radius von 15 mm ausgeführt wurde. In dieser Verrundung befindet sich die Bohrung, mit einem Durchmesser von 15 mm, für die Aufnahme der Kolbenstange. Der Steg besitzt 20 Bohrungen mit einem Durchmesser von 9 mm für die Aufnahme der Schrauben, welche als Achse fungieren. Die Mittelpunkte der Bohrungen befinden sich auf einer Linie mit einem Abstand zur unteren Kante von 22 mm und haben einen Abstand zueinander von 30 mm. Die erste Bohrung dieser Reihe hat einen Abstand von 7,5 mm zum linken Rand (Zeichnung „Rampe Steg“ PPR-AR-1).

Der erweiterte Steg gleicht im Grundaufbau dem einfachen Steg. Die Grundfläche der Erweiterung hat die Form eines Trapezes. An der Unterkante hat sie eine Breite von 200 mm und an der Oberkante eine Breite von 23,5 mm. Der Steg hat eine Länge von 611 mm und eine Höhe von 30 mm. Wie bei der Erweiterung beträgt die Materialstärke 3 mm (Zeichnung „Rampe Steg erweitert links/rechts“, PP-AR-2.1/2.2). Diese Form garantiert eine korrekte Führung der bewegten Palette. Die erweiterten Stege der linken und rechten Seite haben die gleichen Maße und sind spiegelverkehrt identisch. Die Distanzhülsen sind Fertigteile mit einem Außendurchmesser von 10 mm und einen Innendurchmesser von 8,4 mm. Die Länge beträgt 25 mm. Für die Auffahrtrampen wurden zwei Distanzhülsen für eine Achse verwendet. Für die Rollen wurden Rillenkugellager mit einem Durchmesser von 24 mm und einem Bohrungsdurchmesser von 8 mm verwendet. Für die Einhaltung eines Mindestabstandes zum Steg wurden Scheiben mit einem Innendurchmesser von 8,4 mm verwendet. Als Achsen dienten M8 x 80 Schrauben. Der Steg und der erweiterte Steg wurden mit einem Abstand von 60 mm mit den Schrauben in den dafür vorgesehenen Bohrungen mit den M8 Muttern verschraubt. Zwischen den Stegen wurden die Scheiben, Lager und Distanzhülsen in abwechselnder Reihenfolge auf die Schrauben aufgefädelt. Die Auffahrtrampen der linken und rechten Seite sind spiegelverkehrt identisch.

Für die Auffahrtrampen wurden, mit Hilfe der folgenden Grundlagen, die Festigkeitsnachweise am Beispiel einer Auffahrrampe durchgeführt. Eine Palette mit einer Masse $m_P = 120$ kg wirkt mit einer Gewichtskraft von $F \approx 1200$ N auf die Auffahrtrampen. Da die Gewichtskraft als Resultierende in der Mitte mit gleichem Abstand zu den Auffahrtrampen wirkt, folgt daraus, dass bei zwei Auffahrtrampen eine Kraft $F_{A/B} = 600$ N pro Rampe wirkt, wie in Abbildung 8 dargestellt.

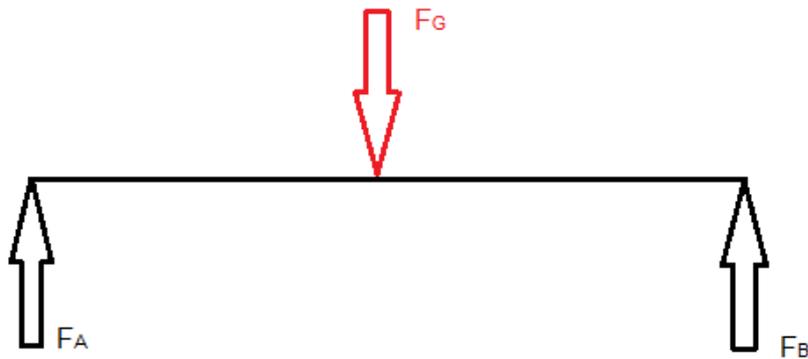


Abbildung 8 Kräfteverteilung an den Auffahrrampen

Da eine Rampe aus zwei Stegen besteht, teilt sich die Kraft auf $F = 300 \text{ N}$ pro Steg auf. Mit dieser Kraft wurde an der Lagerung auf der Kolbenstange der Steg auf Lochleibung mit der Formel

$$\sigma_L = \frac{F}{s \cdot d} \leq \sigma_{zul} \quad (6.108)$$

überprüft. Dabei entspricht s der Bauteildicke von 3 mm und d dem Kolbenstangendurchmesser von 15 mm . Nach Einsetzung dieser Werte in (5.108) ergab sich ein Lochleibungsdruck von

$$\sigma_L = \frac{300 \text{ N}}{3 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm}} = 6,66 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.109)$$

Der zulässige Lochleibungsdruck berechnet sich aus

$$\sigma_{Lzul} = 1,5 \cdot \frac{R_e}{S_M} \quad (6.110)$$

Der Wert für $R_e = 490 \text{ N/mm}^2$ für den Werkstoff C45 wurde aus Wittel et al. (2011, Tabelle 1-1) entnommen. Für den Wert der Sicherheit wurde $S_M = 1,1$ angenommen. Diese Werte ergeben eingesetzt in (5.110) einen Lochleibungsdruck

$$\sigma_{Lzul} = 1,5 \cdot \frac{490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1,1} = 668 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}. \quad (6.111)$$

Da der vorhandene Lochleibungsdruck nach (5.109) kleiner ist als der zulässige nach (5.111), tritt keine Lochleibung am Bauteil auf.

Weiterhin wurde die senkrechte Grenzbelastung ermittelt, bei der noch keine Durchbiegung des Steges auftritt. Ein maximales Biegemoment tritt auf, wenn eine Kraft in der Mitte der Rampe angreift, dh. bei einem Abstand zu den Lagern

$$\frac{L}{2} = 300 \text{ mm}. \quad (6.112)$$

Das geringste Widerstandsmoment tritt an der Stelle im Steg auf, an der sich eine Bohrung befindet. Der Querschnitt ist in Abbildung 9 dargestellt.

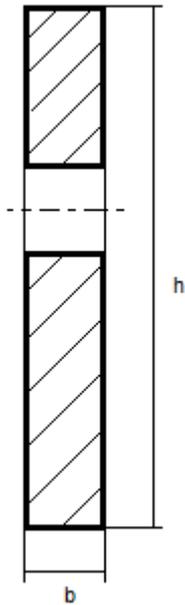


Abbildung 9 Querschnittsfläche des Stegs der Auffahrrampen

Das Widerstandsmoment für den größten Randabstand wurde mit Hilfe des Rechenprogramms Flächenträgheitsmomente für Polygone (<http://www.tm-interaktiv.de>) ermittelt und beträgt

$$W_b = 259,8 \text{ mm}^3. \quad (6.113)$$

Mit dem Wert für die zulässige Biegespannung $\sigma_{zul} = 280 \text{ N/mm}^2$, für den Werkstoff S235, entnommen aus Wittel et al. (2011, Tabelle 1-1), und dem Wert von (6.113), wurde nun das maximale Biegemoment ermittelt:

$$M_{b,max} = W_b \cdot \sigma_{zul} = 259,8 \text{ mm}^3 \cdot 280 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 72744 \text{ Nmm} \quad (6.114)$$

Dieses maximale Biegemoment wird durch die Lagerkräfte, welche gleich groß sind, und dem Hebelarm aus (6.112), hervorgerufen. Daraus folgt, dass die maximalen Lagerkräfte $F_{A/B}$ mit der Formel

$$F_{A/B} = \frac{M_{b,max}}{\frac{L}{2}} \quad (6.115)$$

berechnet werden können. Mit dem Biegemoment aus (6.114) und der Länge $L/2$ aus (6.112) ergibt sich, eingesetzt in (6.115)

$$F_{A/B} = \frac{72744 \text{ Nmm}}{300 \text{ mm}} = 242,48 \text{ N} \quad (6.116)$$

Mit diesen Lagerkräften $F_{A/B}$ konnte nun die Kraft ermittelt werden, welche maximal in der Mitte eines Steges wirken darf. Dafür konnte die Formel

$$F = 2 \cdot F_{A/B} \quad (6.117)$$

verwendet werden. Mit dem Wert aus (6.116) ergibt sich eine Kraft F von

$$F = 2 \cdot 242,48 \text{ N} = 484,96 \text{ N} . \quad (6.118)$$

Das heißt, dass ein Steg nur mit einer maximale Belastung von rund 485 N belastet werden darf. Das macht bei einer Auffahrrampe mit zwei Stegen eine Belastung von rund 970 N, was einer Last von rund 97 kg entspricht.

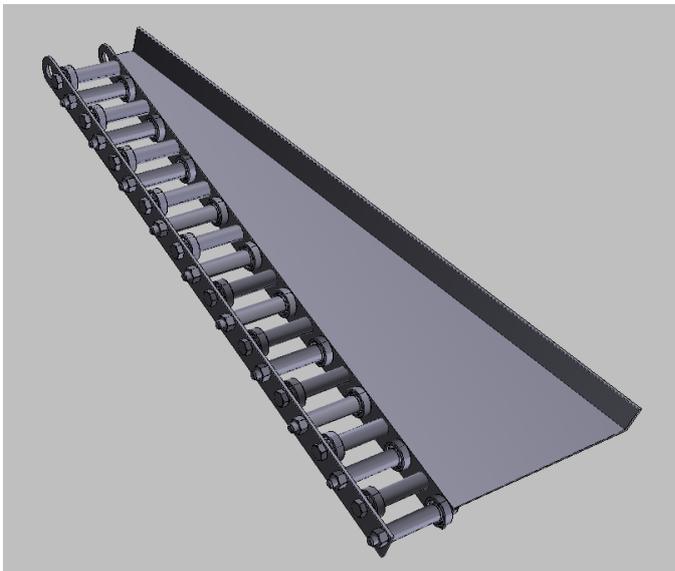


Abbildung 10 rechte Auffahrrampe

6.2.3 Aufhängung der Auffahrrampen

Wie im vorherigen Abschnitt erwähnt, musste für die Möglichkeit der axialen Verschiebung eine Kolbenstange mit dazugehöriger Aufhängung dimensioniert werden (siehe Abbildung 14). Für die Kolbenstange wurde eine Länge von 320 mm angenommen. Der Durchmesser der Kolbenstange wurde für die Situation errechnet, in der sich die Rampe am äußeren Anschlag befindet. Dies entspricht der Position während des Bewegens der Paletten in das Regal. Pro Steg wirkt auf die Kolbenstange eine Belastung von $F = 300 \text{ N}$. Die Belastungen werden in der folgenden Abbildung 11 dargestellt:

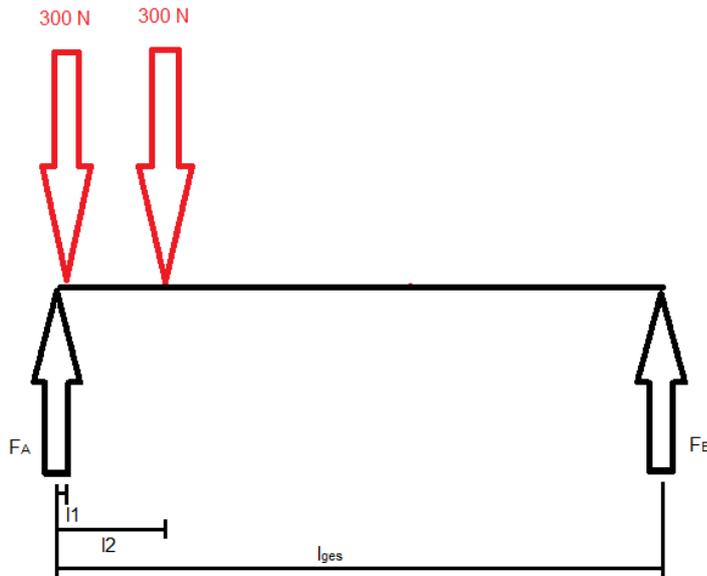


Abbildung 11 Belastung Kolbenstange der Rampenaufhängung

Die, für die Berechnung des Biegemoments erforderlichen, Lagerkräfte lassen sich über die jeweilige Momentengleichung in den Lagern berechnen. Für das Lager A lautet die Gleichung:

$$0 = 300\text{ N} \cdot l_1 + 300\text{ N} \cdot l_2 - F_B \cdot l_{ges} \quad (6.119)$$

Die Länge $l_1 = 1,5\text{ mm}$ entspricht mit der halben Stegbreite dem ersten Angriffspunkt der Kraft durch den ersten Steg, die Länge $l_2 = 63\text{ mm}$ entspricht dem zweiten Angriffspunkt der Kraft durch den zweiten Steg. Die Gesamtlänge der Kolbenstange beträgt $l_{ges} = 320\text{ mm}$. Diese Längen wurden in die Gleichung (6.119) eingesetzt und die Gleichung nach F_B umgestellt.

$$F_B = \frac{300\text{ N} \cdot 1,5\text{ mm} + 300\text{ N} \cdot 63\text{ mm}}{320\text{ mm}} = 60,5\text{ N} \quad (6.120)$$

Das gleiche wird für die Lagerseite B durchgeführt:

$$0 = 300\text{ N} \cdot (l - l_1) + 300\text{ N} \cdot (l - l_2) - F_A \cdot l_{ges} \quad (6.121)$$

Die Momentengleichung im Lager B wurde nach F_A umgestellt:

$$F_A = \frac{300\text{ N} \cdot 257\text{ mm} + 300\text{ N} \cdot 318,5\text{ mm}}{320\text{ mm}} = 539,5\text{ N} \quad (6.122)$$

Das maximale Biegemoment $M_{b,max}$ liegt demnach an der Stelle $l_2 = 63\text{ mm}$ und beträgt

$$M_{b,max} = F_A \cdot l_1 - 300\text{ N} \cdot (l_2 - l_1) \quad (6.123)$$

$$M_{b,max} = 539,5\text{ N} \cdot 63\text{ mm} - (63\text{ mm} - 1,5\text{ mm}) = 15538,5\text{ Nmm} \quad (6.124)$$

Anschließend konnte der Mindest-Durchmesser der Kolbenstange mit folgender Formel berechnet werden:

$$d' = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{bmax}}{\sigma_{zul}}} \quad (6.125)$$

Für σ_{zul} wurde die Formel für die zulässige Spannung bei Bolzenverbindungen mit Biegebelastung verwendet :

$$\sigma_{zul} = 0,8 \cdot \frac{R_e}{S_M} \quad (6.126)$$

Die Werte $R_e = 700 \text{ N/mm}^2$ und $S_M = 1$ wurden aus Wittel et al. (2011, Tabelle 1-1) verwendet.

Mit diesen Werten in (6.126) ergab sich

$$\sigma_{zul} = 0,8 \cdot \frac{700 \frac{N}{mm^2}}{1,1} = 509 \frac{N}{mm^2} \quad (6.127)$$

Diese zulässige Spannung konnte nun mit dem in (6.124) ermittelten Biegemoment in die Gleichung (6.125) eingesetzt werden, und der Durchmesser berechnet werden:

$$d' = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{15538,5 \text{ Nmm}}{509 \frac{N}{mm^2}}} = 10,63 \text{ mm} \quad (6.128)$$

Ausgehend von diesem Ergebnis wurde eine Kolbenstange mit einem Durchmesser von 15 mm gewählt (Zeichnung „Kolbenstange Rampe“, PPR-AR-1.1).

Für die linke Seite der Kolbenstange wurde eine Aufhängung mit den Maßen 30 x 70 x 20 mm konstruiert. Die vordere Seite wurde als Rundung mit einem Durchmesser von 30 mm ausgeführt. Auf der rechten Seite wurde eine Bohrung, welche konzentrisch mit der Rundung der Vorderseite ist, mit einem Durchmesser von 15 mm und einer Tiefe von 10 mm, angebracht. Für die Befestigung am Rahmen wurde ein Steg mit zwei Bohrungen vorgesehen (Zeichnung „Aufhängung Rampe links“, PPR-AR-1.2). Die Aufhängung für die rechte Seite ist bis auf den nicht vorhandenen Steg identisch. Dieser war auf der rechten Aufhängungsseite nicht nötig, da diese an den Rahmen angeschweißt wurde (Zeichnung „Aufhängung Rampe rechts“, PPR-AR-1.3).

Diese Komponenten bildeten zusammen die Baugruppe „Aufhängung Rampe“. Die rechte Seite der Aufhängung wurde mit zwei Flachkehlnähten an der Vorderseite des Bodens angeschweißt. Für die Verbindung mit einer Kehlnaht wurde eine Schweißnahtdicke von $a = 3,5 \text{ mm}$ gewählt. Die Länge der Schweißnaht entspricht der Bauteilhöhe $l = h = 30 \text{ mm}$. Die linke Aufhängung musste mit einer lösbaren

Verbindung am Rahmen befestigt werden, da die Möglichkeit eines Austauschs der Kolbenstange im Falle einer Beschädigung garantiert werden musste. Dafür wurde eine Schraubverbindung aus zwei Schrauben vorgesehen. Die erforderlichen Maße der Schrauben wurden im Folgenden berechnet.

Für die Ermittlung der Schraubenkraft bei Biegemomentbelastung wurde zunächst angenommen, dass zwei M6 Schrauben benötigt werden. Für diese werden Bohrungen von 6 mm auf dem Steg der Aufhängung benötigt. Die daraus folgenden Abmessungen auf dem Steg sind in Abbildung 12 dargestellt:

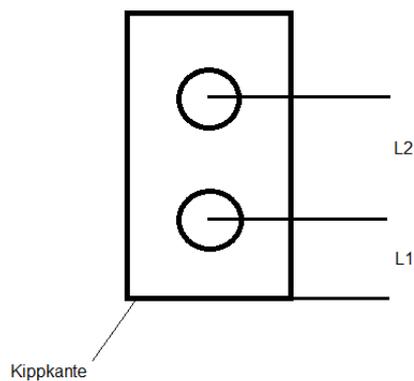


Abbildung 12 Abstände der Bohrungen zur unteren Kippkante

Der Abstand der unteren Schraube zur Kippkante beträgt $L_1 = 7,5 \text{ mm}$, der der oberen Schraube zur Kippkante $L_2 = 16,5 \text{ mm}$.

Die vorliegende Querkraft entspricht der Lagerkraft F_A aus (6.122):

$$F_Q = F_A = 539,5 \text{ N} . \quad (6.129)$$

Für die erforderliche Klemmkraft wurde die Formel (5.20) verwendet. Für den Reibwert wurde, wie in (5.24), der Wert $\mu = 0,2$ verwendet. Die Anzahl der Schrauben wurde auf $n = 2$ festgelegt.

Damit ergab sich eine erforderliche Klemmkraft von

$$F_{Kl} = \frac{539,5 \text{ N}}{0,2 \cdot 2} = 1348,75 \text{ N} \quad (6.130)$$

Weiterhin wird, durch die in (6.129) ermittelte Querkraft, ein Biegemoment hervorgerufen, wie in Abbildung 13 dargestellt.

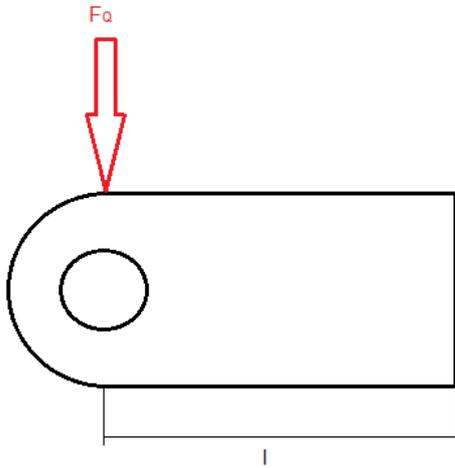


Abbildung 13 Querkraft und Hebelarm der linken Kolbenstangenaufhängung

Das anliegende Drehmoment berechnete sich aus dem Hebelarm der Aufhängung $l = 55 \text{ mm}$ und der wirkenden Querkraft aus (6.129):

$$M_b = F_q \cdot l \quad (6.131)$$

$$M_b = 539,5 \text{ N} \cdot 55 \text{ mm} = 29672,5 \text{ Nmm}. \quad (6.132)$$

Durch das Biegemoment aus (6.132), entsteht in der Schraubenverbindung eine Axialkraft. Diese kann mit der Formel für Konsolenverschraubung aus Kloos & Thomala (2007) berechnet werden:

$$F_{A,Li} = \frac{M_b \cdot L_i}{n_1 \cdot L_1 + n_2 \cdot L_2} \quad (6.133)$$

Für die Werte n_1 und n_2 wurde der Wert 1 angenommen, da nur jeweils eine Schraube pro Abstand verwendet wurde. Da die größte Schraubenkraft in der Schraube mit dem Abstand L_2 zur Kippkante wirkt, wurde diese Schraubenkraft zur Dimensionierung verwendet. Das benötigte Moment aus (6.132) und die Abstände L_1 und L_2 wurden in (6.133) eingesetzt:

$$F_{A,L2} = \frac{29672,5 \text{ Nmm} \cdot 16,5 \text{ mm}}{1 \cdot (7,5 \text{ mm})^2 + 1 \cdot (16,5 \text{ mm})^2} = 1490,4 \text{ N}. \quad (6.134)$$

Mit den aus (6.130) und (6.134) ermittelten Kräften ergibt sich mit der Formel (6.27)

$$A_{S,erf} = \frac{1,6 \cdot (1348,75 \text{ N} + 1490,4 \text{ N})}{0,7 \cdot 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 10,14 \text{ mm}^2 \quad (6.135)$$

Der errechnete Spannungsquerschnitt entspricht, nach Wittel et al. (2011, Tabelle 8-1), einer Schraube mit einem Gewinde- Nenndurchmesser von mindestens 5 mm (M5). Die gewählten Schrauben mit dem Maß M6 waren dementsprechend ausreichend für die Belastung und sorgen für eine zusätzliche Sicherheit. Bevor die

Aufhängung zusammengesetzt wird, muss die Baugruppe „Auffahrrampe links/rechts“ auf die Kolbenstange aufgeschoben werden.

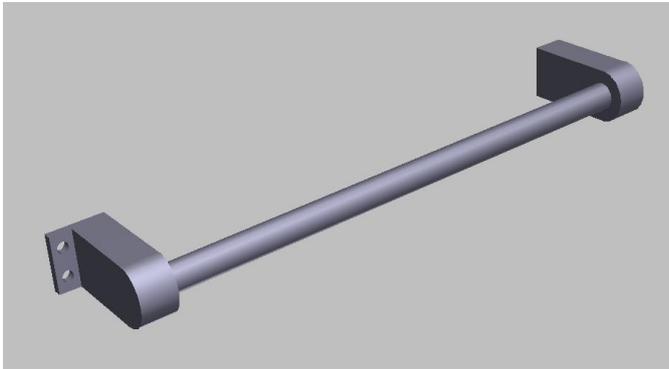


Abbildung 14 Aufhängung der Auffahrrampe

6.2.4 Schlittenführung

Um die Hubschlitten während der Hubbewegung zu führen, musste eine Schlittenführung konstruiert werden (siehe Abbildung 15). Diese dient ausschließlich zur Führung der Schlitten und nimmt keine Kräfte auf. Aus diesem Grund konnte auf eine Festigkeitsberechnung verzichtet werden. Die Baugruppe der Schlittenführung besteht aus den drei Komponenten Schlittenschacht, Schlittenumlenkung und U-Schiene.

Die U-Schiene ist ein Normprofil, U24 x 1040 – 1.0038 (EN 10162:2003), und wird für eine Schlittenführung viermal benötigt. Die Umlenkung ist ein Fertigungsteil und besteht aus den Komponenten „Schlittenumlenkung Boden“ und „Schlittenumlenkung Seite“. Das Bauteil „Schlittenumlenkung Seite“ ist ein mit Laser geschnittenes Teil mit einem Innenradius von 60 mm und einem Außenradius von 82 mm. Am Außenradius wurden, in einem Abstand von 10°, 1 mm breite Erweiterungen angebracht. Diese werden in die dafür vorgesehenen Aussparungen der Komponente „Schlittenumlenkung Boden“ eingesetzt und verschweißt (Zeichnung „Schlittenumlenkung Seite“, PPR-U-1.2). Die Komponente „Schlittenumlenkung Boden“ ist ein 90° gebogenes Blechteil mit einem Innendurchmesser von 82 mm. Das Profil hat eine Breite von 139 mm und hat in der Mitte eine Vertiefung mit den Maßen 26 x 15 mm. Diese Vertiefung dient dazu, die Kette, welche sich an der Hinterseite der Hubschlittens befindet, sicher zu führen. Jeweils 5 mm vom linken und rechten Rand des Bauteils entfernt befinden sich Taschen, in die die Seitenteile dieser Umlenkung eingesetzt werden. Die Taschen haben einen Abstand von 10° (Zeichnung „Schlittenumlenkung Boden“, PPR-U-1.1). Der Schlittenschacht fungiert als Führung für die Schlitten im Bodenteil des Regales. Es wurde durchgehend konstruiert und hat damit eine Länge von 3065 mm. Das Profil hat insgesamt eine

Höhe von 92 mm, wobei 15 mm der Höhe der kleinen Aussparung in der Mitte des Profils entsprechen. Die Breite beträgt 129 mm und die Materialstärke 2 mm (Zeichnung „Schlittenschacht“, PPR-SCHS-1.1). Dieser Schlittenschacht wird in die Aussparungen der langen Hutbleche gelegt und verschweißt. Da keines der Bauteile der Baugruppe Schlittenführung einer Belastung ausgesetzt ist, reicht eine Fixierung der Bauteile miteinander mittels Punktschweißen aus.

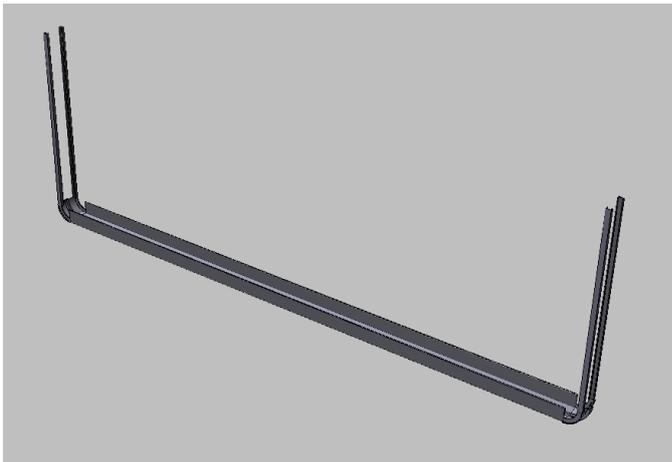


Abbildung 15 Schlittenführung

6.2.5 Flanschkugelrollen

Für die Bewegung der Paletten am Boden des Regales wurden fertige Flanschkugelrollen verwendet (Schulz Stanztechnik), welche in Abbildung 16 dargestellt werden. Die Literaturrecherche zeigte, dass für die Auslegung der Belastung pro Rolle die vorliegende Gewichtskraft durch drei zu teilen ist (Rexroth Bosch Group). Dies hatte den Hintergrund, dass empfohlen wird, immer mindestens drei Rollen in Kontakt mit dem Fördergut zu haben. Bei einer Gewichtskraft pro Palette von rund 1200N ergab dies eine Belastung pro Rolle von 400 N. Auf Grund dieser Belastung wurden Kugelrollen mit einer Tragfähigkeit von 55 kg ausgewählt (Bezeichnung 025.200). Dem entsprachen Kugelrollen mit einem Außendurchmesser von 73 mm. Zur Befestigung der Kugelrollen wurden drei Bohrungen am Flansch der Rollen vorgesehen.

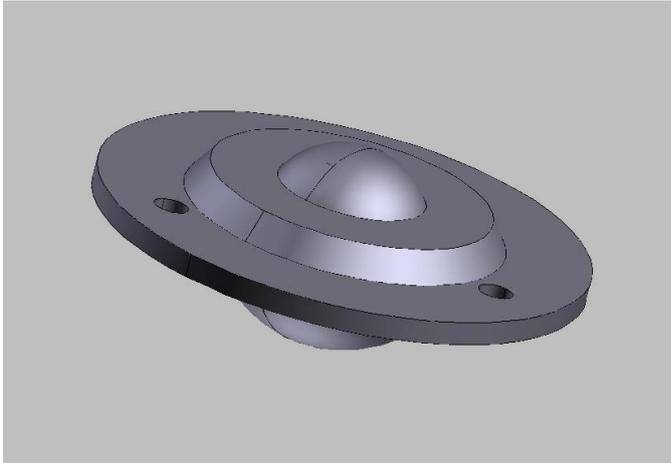


Abbildung 16 Flansch-Kugelrolle

6.2.6 Transportrollen

Damit die Paletten beim Einschleiben in das Regal leichter über die Vorderkante geschoben werden können, wurden Transportrollen verbaut (ALFOTEC). Als Aufhängung dienten Aussparungen an den kurzen Hutblechen. In diese wurden die Tragrollen gelegt und mit einer Mutter gegen axiales Verschieben gesichert. Durch die Anordnung der Hutbleche wurde für die Transportrollen eine Länge von 400 mm vorgegeben. Zur Ermittlung der am besten geeigneten Rollen wurde die Linienbelastung einer Palette ermittelt. Bei der Breite einer PMC-Palette von $B = 3,175 \text{ m}$ und einer Gewichtskraft von $F_G = 1200 \text{ N}$ ergibt sich eine Linienbelastung:

$$q = \frac{F_G}{B} = \frac{1200 \text{ N}}{3,175 \text{ m}} = 377,95 \frac{\text{N}}{\text{m}}. \quad (6.136)$$

Dies entspricht einer Belastung von rund 38 kg/m. Für diese Belastung und Länge wurde ein Rollendurchmesser von 50 mm mit einer 8 mm Achse mit M8 Außengewinde gewählt (TR1 50x1,5 ST A8 ML400).

Die Baugruppen „Boden Grundkonstruktion“, „Auffahrrampen“, „Auffahrrampen“ und „Schlittenführung“ bilden zusammen mit den Fertigteilen Flansch-Kugelrollen und Transportrollen die übergeordnete Baugruppe Boden (Zeichnung „Boden“, PPR-B-1).

6.3 Decke

In der Decke wurden die Antriebs und Umlenkungskomponenten sowie das Hubbalkensystem untergebracht. Auf die Einzelkomponenten wird im Folgenden eingegangen.

6.3.1 Umlenkung

Um einen Gleichgang der Hubterminals zu garantieren, wurden die beiden Ketten der rechten Seite über Kettenradscheiben auf die linke Seite umgelenkt. Dort treffen die Ketten der beiden linken Hubterminals und die von der rechten Seite kommenden Ketten aufeinander und werden über jeweils zwei Kettenradscheiben an den Hubbalken weitergeleitet. Die Umlenkung der Kette wird durch die Baugruppen „Kettenumlenkung einfach/zweifach“ übernommen. Diese wurden für die Seite der einfachen und die Seite der zweifachen Umlenkung konstruiert.

6.3.1.1 Kettenumlenkung einfach

Die „Kettenumlenkung einfach“ (siehe Abbildung 18) lenkt die Kette auf der rechten Seite des Regales 90° um. Dies wurde durch eine Kettenradscheibe (DIN ISO 606) mit einundzwanzig Zähnen, für eine Kette mit einer Teilung von 8 mm, realisiert. Die Kettenradscheibe hat einen Kopfdurchmesser d_0 von 53,68 mm und einen Bohrungsdurchmesser von 20 mm. Durch Anschweißen wurde die Kettenradscheibe auf der Achse fixiert. Als Grundlage für die Dimensionierung der Achse dienten die angreifenden Seilkräfte. Da die Kette um 90° umgelenkt wird, wirkt die Seilkraft F_S zweimal auf die Achse ein. Dies ist in der folgenden Abbildung 17 dargestellt.

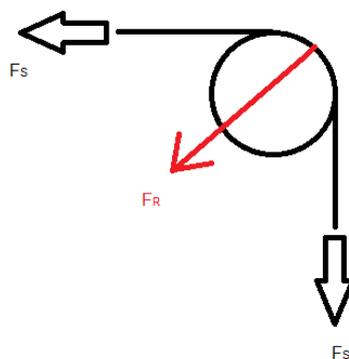


Abbildung 17 Seilkräfte an der einfachen Umlenkung

Da die Seilkräfte in einem Winkel von 90° zueinanderstehen, konnte die resultierende Seilkraft mit der Formel

$$F_R^2 = F_S^2 + F_S^2 \quad (6.137)$$

berechnet werden. Diese kann zu folgender Formel vereinfacht werden:

$$F_R = \sqrt{2 \cdot F_S^2} \quad (6.138)$$

Die maximale Seilkraft entspricht der Gewichtskraft der Masse pro Hubterminal aus (6.17)

$$F_S = m_T \cdot g = 189,6 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \approx 1860 \text{ N}. \quad (6.139)$$

Die Seilkraft aus (6.139) eingesetzt in (6.138) ergibt

$$F_R = \sqrt{2 \cdot (1860 \text{ N})^2} = 2630 \text{ N}. \quad (6.140)$$

Für die Achse wurde eine Länge zwischen den Lagern von $l = 20 \text{ mm}$ angenommen. Da F_R mittig auf die Achse wirkt, ergeben sich die Lagerkräfte

$$F_{A/B} = \frac{F_R}{2} = \frac{2630 \text{ N}}{2} = 1315 \text{ N} \quad (6.141)$$

Durch diese Lagerkräfte entsteht ein maximales Biegemoment von

$$M_{b,max} = F_A \cdot \frac{l}{2} = 1315 \text{ N} \cdot 10 \text{ mm} = 13150 \text{ Nmm}. \quad (6.142)$$

Der erforderliche Achsendurchmesser lässt sich mit der Formel (6.125) berechnen:

$$d' = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{b,max}}{\sigma_{zul}}} \quad (6.143)$$

Der Wert für die zulässige Biegespannung $\sigma_{zul} = 280 \text{ N/mm}^2$ für den Werkstoff, wurde aus Wittel et al. (2011, Tabelle 1-1) entnommen. $M_{b,max}$ wurde aus (6.142) verwendet. Damit ergab sich ein Achsdurchmesser von mindestens

$$d' = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{13150 \text{ Nmm}}{280 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 12,27 \text{ mm} \quad (6.144)$$

Dieser Mindest-Durchmesser wurde anschließend mit einem Sicherheitsfaktor von $S = 1,5$ multipliziert. Damit ergibt sich ein erforderlicher Durchmesser von $d' = 18,42 \text{ mm}$. Es wurde daher ein Achsendurchmesser von 20 mm gewählt (Zeichnung „Kettenumlenkung einfach Welle“, PPR-U1-1).

Für die Lagerung wurden Stehlager benutzt. Diese vereinen Lagerung und Aufhängung in einem Bauteil. Für die einfache Umlenkungsseite wurden zwei Stehlager aus Grauguss verwendet (MÄDLER). Diese haben einen Bohrungsdurchmesser von 20 mm und wurden jeweils mit zwei M12 Schrauben fixiert (Kugel-Stehlager UCP 201, Bohrung 20 mm). Die Achse wurde mit zwei Stellschrauben fixiert. Der Hersteller gibt für die Lager eine Tragfähigkeit von 6 kN vor.

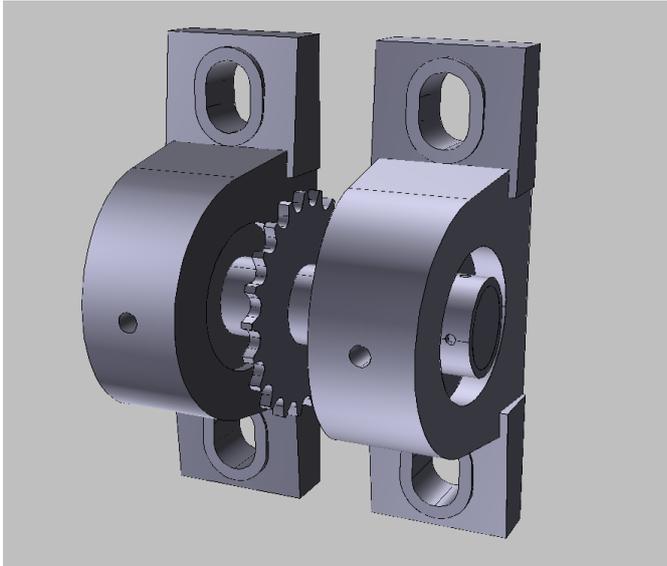


Abbildung 18 einfache Umlenkung

6.3.1.2 Kettenumlenkung zweifach

Für die „Kettenumlenkung zweifach“ (siehe Abbildung 20) wurden, wie bei der einfachen Umlenkung, Kettenradscheiben nach DIN ISO 606 mit einundzwanzig Zähnen und einem Bohrungsdurchmesser von 30 mm verwendet und auf der Achse angeschweißt.

Für die Welle wurde eine Länge zwischen den Lagern von $l = 35$ mm angenommen. Die Kettenräder haben jeweils einen Abstand von 10 mm zur jeweiligen Lagerseite. Auf die jeweils linken Kettenräder, welche die Ketten der linken Regalseite um 90° umlenken, wirkt die in Abschnitt 6.3.1.1 errechnete, resultierende Seilkraft $F_R = 2630$ N. Auf die jeweils rechten Kettenräder, welche die Ketten der rechten Seite um 180° umlenken, wirkt die doppelte Seilkraft $F_S = 1860$ N. Für die Ermittlung des maximalen Biegemomentes wurden lediglich die wirkenden Kräfte in x- Richtung benutzt, da diese die größte Belastung darstellten. Die Seilkräfte, die auf die zweifache Umlenkung wirken, sind in Abbildung 19 dargestellt.

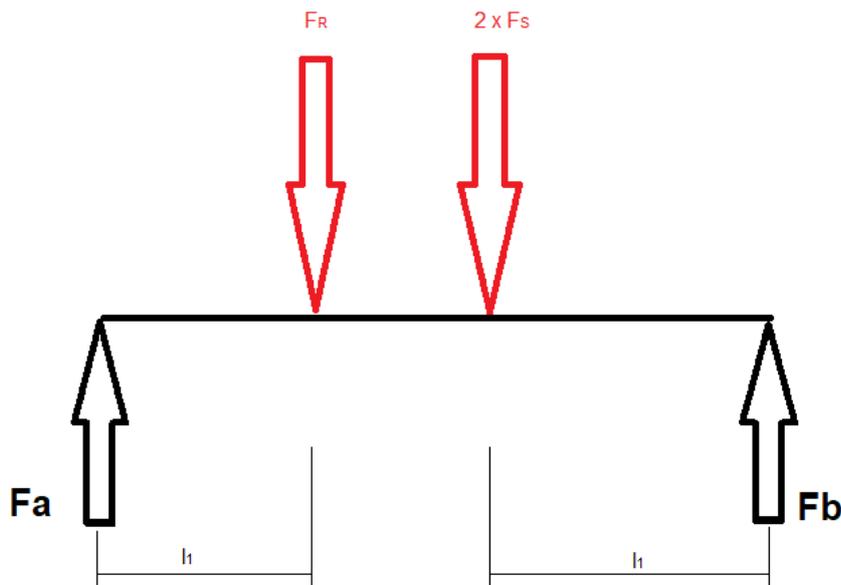


Abbildung 19 Kräfte an der zweifachen Umlenkung

In x-Richtung wirkt auf die linke Kettenradscheibe die einfache und auf die rechte Kettenradscheibe die doppelte Seilkraft mit einem Abstand von jeweils $l_1 = 10 \text{ mm}$. Die Lagerkräfte wurden wie in 6.2.3 mit den Momentengleichungen in den Lagern A und B ermittelt. Es ergaben sich die Lagerkräfte $F_A = 2391 \text{ N}$ und $F_B = 3188 \text{ N}$. Das daraus ermittelte maximale Biegemoment beträgt:

$$M_b = F_B \cdot l_1 = 3188 \text{ N} \cdot 10 \text{ mm} = 31880 \text{ Nmm} . \quad (6.145)$$

Mit dem Biegemoment aus (6.145) und der zulässigen Biegespannung $\sigma_{\text{zul}} = 280 \text{ N/mm}^2$ für den Werkstoff S235, aus Wittel et al. (2011, Tabelle 1-1), wurde der erforderliche Achsendurchmesser mit der Formel (6.125) ermittelt:

$$d' = 3,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{31880 \text{ Nmm}}{280 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}} = 16,48 \text{ mm}^2 \quad (6.146)$$

Da nur die Kräfte der x-Richtung in Betracht gezogen wurden, wurde der Mindest-Durchmesser aus (6.146) mit einem höheren Sicherheitsfaktor von $S = 1,75$ multipliziert. Dadurch ergab sich ein Mindest-Durchmesser von 28,84 mm. Gewählt wurde dann ein Durchmesser von 30 mm.

Für die Lagerung wurden Stehlager benutzt. Diese vereinen Lagerung und Aufhängung in einem Bauteil. Für die einfache Umlenkungsseite wurden zwei Stehlager aus Grauguss verwendet (MÄDLER). Diese haben einen Bohrungsdurchmesser von 30 mm und wurden jeweils mit zwei M16 Schrauben fixiert (Kugel-Stehlager UCP 206, Bohrung 30 mm). Die Achse wurde mit zwei

Stellschrauben fixiert. Der Hersteller gibt für die Lager eine Tragfähigkeit von 11,3 kN vor.

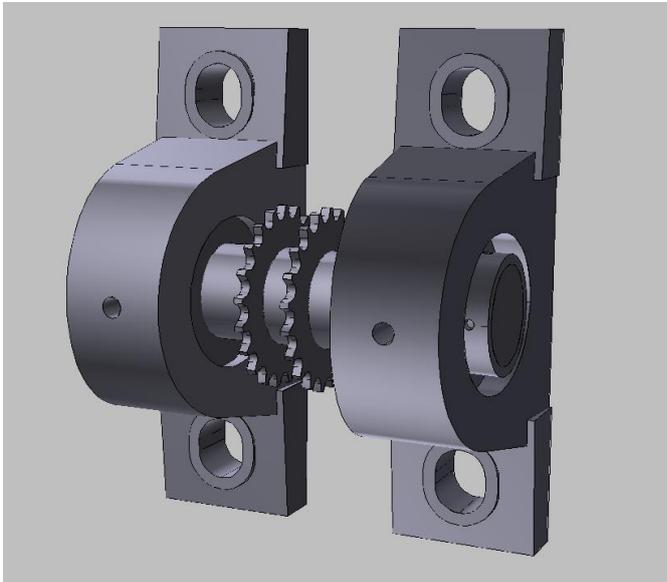


Abbildung 20 zweifache Kettenumlenkung

6.3.2 Grundrahmen

Der Grundrahmen setzt sich, sowohl auf der kurzen als auch auf der langen Seite, aus L-Profilen zusammen (siehe Abbildung 21). Die L-Profile der kurzen Seite haben die Maße 45 x 230 x 5 mm und die der langen Seite die Maße 45 x 195 x 5 mm. Da diese Maße keinem Normprofil entsprechen, mussten die L-Profile durch Abkanten gefertigt werden. Die Rahmenprofile wurden an den Enden jeweils 45° angeschrägt und miteinander verschweißt (Zeichnung „Rahmen Decke kurz“, PPR-DR-1.1 / „Rahmen Decke lang“, PPR-DR-1.2).

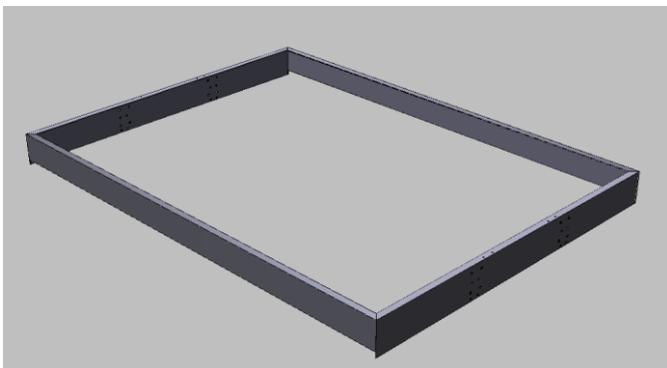


Abbildung 21 Grundrahmen der Decke

6.3.3 Hydraulikzylinder

Für die Bewegung der Hubmechanik wurden Hydraulikzylinder (DIN ISO 6020-1) verwendet (siehe Abbildung 22). Die benötigte Zylinderkraft setzt sich aus den aufaddierten Seilkräften zusammen und beträgt $F_{ZD} = 7440 \text{ N}$. Zum Zweck der Gewichtsoptimierung wurden kleine Hydraulikzylinder in Betracht gezogen. Da bei einem Hub von 1200 mm die Sicherheit gegen Ausknicken gewährleistet werden muss, wurden zwei Hydraulikzylinder mit einem Kolbendurchmesser von $d_k = 25 \text{ mm}$ und einem Kolbenstangendurchmesser von $d = 18 \text{ mm}$ verbaut, um die Last aufzuteilen (Zeichnung „Hydraulikzylinder“, PPR-HZ-1). Dies entspricht pro Zylinder einer Kraft von $F = 3720 \text{ N}$. Mit diesen Werten wurde die Knicksicherheit mit Hilfe der Formel

$$\sigma_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(l \cdot \beta)^2 \cdot A} \quad (6.147)$$

berechnet. Der Wert für $E = 210000 \text{ N/mm}^2$ σ_{zul} wurde aus Wittel et al. (2011, Tabelle 1-1) entnommen. Das benötigte axiale Flächenträgheitsmoment für eine Kreisfläche wurde mit der Formel

$$I_{x/y} = \frac{\pi}{4} \cdot R^4 \quad (6.148)$$

ermittelt. Mit einem Radius $R = 9 \text{ mm}$ gilt

$$I_{x/y} = \frac{\pi}{4} \cdot (9 \text{ mm})^4 = \frac{\pi}{4} \cdot 6561 \text{ mm}^4 = 5153 \text{ mm}^4. \quad (6.149)$$

Da die Lagerung der Kolbenstange einem Eulerfall 2 entspricht, beträgt der Faktor des Eulerknickfalls $\beta = 1$. Die Querschnittfläche der Kolbenstange errechnet sich mit der Formel für den Flächeninhalt eines Kreises:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2. \quad (6.150)$$

Mit dem Durchmesser $d = 18 \text{ mm}$ gilt

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (18 \text{ mm})^2 = 254,47 \text{ mm}^2 \quad (6.151)$$

Die Länge des Stabes beträgt $L = 1200 \text{ mm}$. Die ermittelten Werte aus (6.149), (6.151), E , die Länge L und der Faktor β wurden in (6.147) eingesetzt:

$$\sigma_K = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 5153 \text{ mm}^4}{(1200 \text{ mm} \cdot 1)^2 \cdot 254,47 \text{ mm}^2} = 29,15 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.152)$$

Die vorhandene Spannung σ_{vor} entspricht einer Druckspannung, welche mit der Formel

$$\sigma_{vor} = \frac{F}{A} \quad (6.153)$$

errechnet werden kann. Die Kraft $F = 3720 \text{ N}$ entspricht der pro Zylinder anliegenden Kraft. Die Fläche A wird aus (6.149) verwendet. Damit ergibt sich eine vorhandene Spannung von

$$\sigma_{vor} = \frac{3720 \text{ N}}{254,47 \text{ mm}^2} = 14,62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.154)$$

Somit besteht eine Knicksicherheit S von

$$S = \frac{\sigma_K}{\sigma_{vor}} = \frac{29,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{14,59 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 1,99 \quad (6.155)$$

Es ist also eine ausreichende Sicherheit gegen Ausknicken vorhanden.

Mit dem Kolbendurchmesser $d_k = 25 \text{ mm}$ und mit (6.148) ergibt sich eine Kolbenfläche von

$$A_K = \frac{\pi}{4} \cdot d_k^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (25 \text{ mm})^2 = 491 \text{ mm}^2 \quad (6.156)$$

Mit dieser Kolbenfläche A_K und der vorhandenen Kraft wird folgender Betriebsdruck p_B benötigt:

$$p_B = \frac{F}{A_K} = \frac{3720 \text{ N}}{491 \text{ mm}^2} = 7,58 \text{ MPa} \quad (6.157)$$

Für eine Hubbewegung von 160 mm bei einer Kolbenfläche von 491 mm^2 aus (6.156) wird eine Ölmenge von

$$V_{\text{Öl}} = 160 \text{ mm} \cdot 491 \text{ mm}^2 = 78560 \text{ mm}^3 \quad (6.158)$$

benötigt.

Die Hydraulikzylinder wurden zwischen die Umlenkungen mit Haltefüßen montiert. Der vordere Haltefuß hat die Funktion des Festlagers und der hintere die des Loslagers. Die hinteren Haltefüße wurden direkt mit dem Rahmen verschraubt. Da zwischen dem Haltefuß und dem oberen Rahmen aufgrund der Unterschiedlichen Höhen ein Abstand entstand, musste dies durch ein Distanzstück ausgeglichen werden. Der vordere Haltefuß wurde an die Hydraulikaufhängung geschraubt. Da der vordere Haltefuß als Festlager ausgelegt ist, nimmt dieser auch alle wirkenden axialen Kräfte auf. Auch an der Vorderseite wurde der Höhenunterschied durch ein Distanzstück ausgeglichen (Zeichnung „Distanzstück“, PPr-DS-1.1 / „Distanzstück 2“, PPr-DS-1.2). Es wurden M8 Schrauben verwendet, da vom Hersteller nur eine 9 mm Bohrung an den Haltefüßen angebracht wurde. Dieser Schraubendurchmesser wurde im Folgenden überprüft.

Die benötigte Klemmkraft wurde mit der Formel (6.20) ermittelt. Die Querkraft entspricht der Kraft pro Zylinder, welche auch in (6.154) verwendet wurde. Sie beträgt $F = 3720 \text{ N}$. Da bei dieser Verbindung ein Distanzstück verwendet wurde, erhöht sich die Anzahl an Trennfugen auf $i = 2$. Die Anzahl der Schrauben beträgt pro Haltefuß $n = 2$ und der Reibwert bei der Paarung Stahl – Stahl beträgt $\mu_T = 0,2$.

$$F_{Kl} = \frac{F_Q \cdot S_R}{\mu_T \cdot n \cdot i} \quad (6.159)$$

$$F_{Kl} = \frac{3720 \cdot 1,5}{0,2 \cdot 2 \cdot 2} = 6975 \text{ N} \quad (6.160)$$

Mit dieser Klemmkraft wurde im Anschluss mit der Gleichung (6.26) der erforderliche Spannungsquerschnitt ermittelt. Die Werte für $\alpha = 1,6$, $\nu = 0,7$ und $R_{p0,2} = 640 \text{ N/mm}^2$ wurden aus Wittel et al. (2011, Tabelle 8-4 & 8-11) entnommen.

$$A_{s,erf} = \frac{1,6 \cdot (6975 + 0)}{0,7 \cdot 640 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 24,91 \text{ mm}^2 \quad (6.161)$$

Für M9 Schrauben mit einem Nenndurchmesser von $d = 8 \text{ mm}$ beträgt der Spannungsquerschnitt nach Wittel et al. (2011, Tabelle 8-1) $A_s = 36,6 \text{ mm}^2$. Der in (6.161) ermittelte erforderliche Spannungsdurchmesser ist damit kleiner als der verwendete.

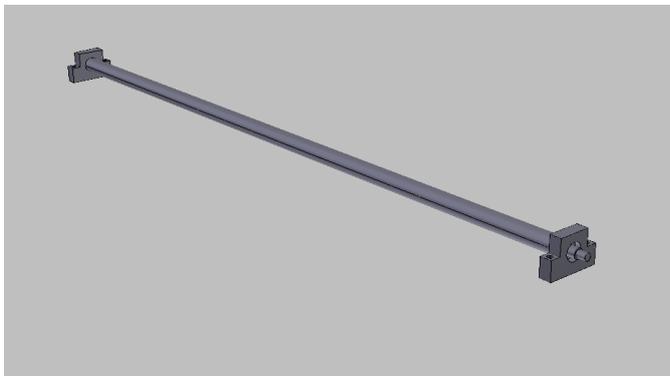


Abbildung 22 Hydraulikzylinder

6.3.4 Hydraulikaufhängung

Da die Haltefüße als Fest- und Loslager ausgeführt wurden, werden die wirkenden Kräfte ausschließlich vom vorderen Haltefuß aufgenommen. Die Aufhängung dieses Haltefußes musste dementsprechend verstärkt werden (siehe Abbildung 24). Diese Verstärkung wurde durch Diagonalstreben realisiert. Dafür wurden Vierkantrohre mit den Maßen $25 \times 25 \times 3 \text{ mm}$ verwendet. Diese verlaufen von den Eckträgern

unmittelbar an die Befestigungen der vorderen Haltefüße. Die Belastung wurde mit einem FEM- Programm simuliert und in der folgenden Abbildung 23 dargestellt.

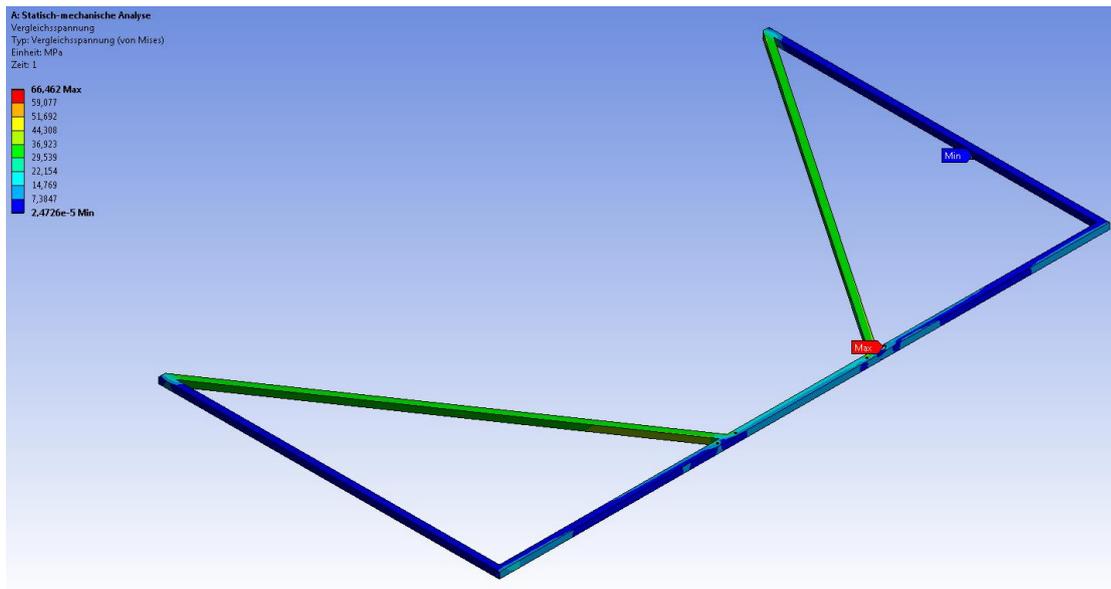


Abbildung 23 FEM-Analyse der Hydraulikaufhängung

Für die Analyse wurde angenommen, dass die Hydraulikaufhängung an den Seiten fest eingespannt ist, und eine Kraft von jeweils 1860 N in den Bohrungen für die Schrauben in axialer Richtung wirkt. Die Analyse zeigte, dass eine maximale Vergleichsspannung von rund 66 N/mm² erreicht wird. Diese liegt unter den Werten der zulässigen Spannungen von 290 N/mm². Die Hydraulikaufhängung wird an den Kontaktflächen am Rahmen und an den Eckträgern verschweißt. Diese Schweißnaht hat eine Dicke von $a = 2 \text{ mm}$ und verläuft auf einer Länge von $l = 1324 \text{ mm}$. Mit einer insgesamt wirkenden Kraft von 7440 N ergibt sich somit in der Schweißnaht eine Spannung von:

$$\tau_{\perp} = \frac{F_q}{a \cdot l} \quad (6.162)$$

$$\tau_{\perp} = \frac{7440 \text{ N}}{2 \text{ mm} \cdot 1324 \text{ mm}} \quad (6.163)$$

$$\tau_{\perp} = 2,81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.164)$$

Diese Spannung liegt unter der zulässigen Biegespannung von $\tau = 50 \text{ N/mm}^2$, nach Decker (2014, Tabelle 4-4), in der Bewertungsgruppe C.

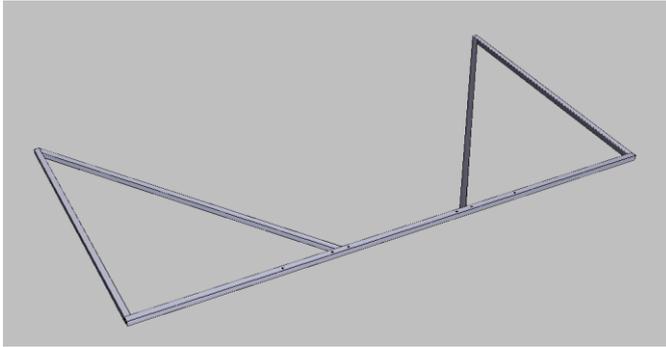


Abbildung 24 Hydraulikaufhängung

6.3.5 Hubbalken

Um den Hubbalken zu Dimensionieren wurden zunächst die maximal wirkenden Kräfte ermittelt. Im Zustand der vollen Beladung wirken links und rechts der Kolben die doppelten Seilkräfte. Bei einem Abstand von jeweils $a = 120 \text{ mm}$ zwischen Kolben und den angreifenden Seilkräften von 3720 N entsteht ein maximales Drehmoment von

$$M_{b,max} = F_S \cdot a = 3720 \text{ N} \cdot 120 \text{ mm} = 446400 \text{ Nmm} . \quad (6.165)$$

Da der Zylinder in den Hubbalken verschraubt wurde und an dieser Stelle die maximale Biegespannung wirkt, musste die Stelle verstärkt werden. Der Querschnitt an der Stelle der maximalen Biegespannung entspricht demnach einem U- Profil. Für dieses wurden die Maße $30 \times 20 \text{ mm}$ für den Werkstoff S335 ermittelt. Der Querschnitt an der Stelle der Verschraubung der Kolbenstange mit dem Hubbalken ist in Abbildung 25 dargestellt.

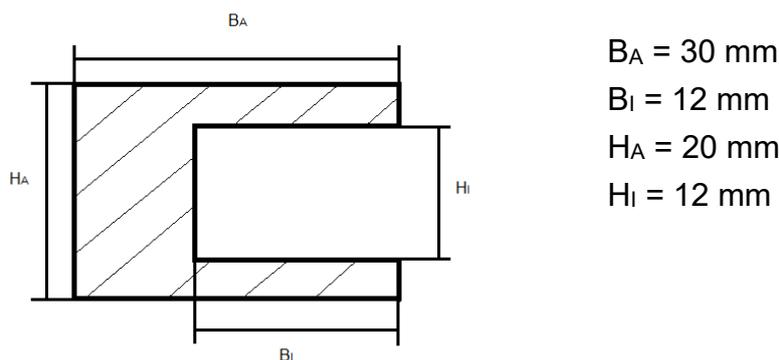


Abbildung 25 Querschnitt Hubbalken

Das Widerstandsmoment wurde mit Hilfe des Rechenprogramms Berechnung Widerstandsmoment und Trägheitsmoment (www.online-berechnung.at) ermittelt und beträgt

$$W_b = 1565,1 \text{ mm}^3 \quad (6.166)$$

Mit dem maximalen Biegemoment aus (6.165) und dem Widerstandsmoment aus (6.166) wurde die vorhandene Biegespannung mit der Gleichung

$$\sigma_{vor} = \frac{M_{bmax}}{W_b} \quad (6.167)$$

ermittelt:

$$\sigma_{vor} = \frac{44640 \text{ Nmm}}{1565,1 \text{ mm}^3} = 285,22 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (6.168)$$

Diese vorhandene Spannung ist kleiner als die zulässige Spannung $\sigma_{zul} = 425 \text{ N/mm}^2$ für den Werkstoff S355, welche aus Wittel et al. (2011, Tabelle 1-1) entnommen wurde.

Da die Montage des Hubbalkens auf den Schlitten der Linearführung mit Winkellaschen erfolgen sollte, wurde die Breite von 30 mm bis zum Punkt der angreifenden Seilkraft auf 20 mm reduziert, sodass die Enden des Hubbalkens die Maße 20 x 20 mm besitzen (Zeichnung „Hubbalken“, PPR-HB-1). Der Hubbalken wird an den Enden mit Winkeleisen auf den Schlitten der Linearführung verschraubt (Zeichnung „Hubbalkensystem“, PPR-HS-1), was in Abbildung 26 dargestellt wurde.

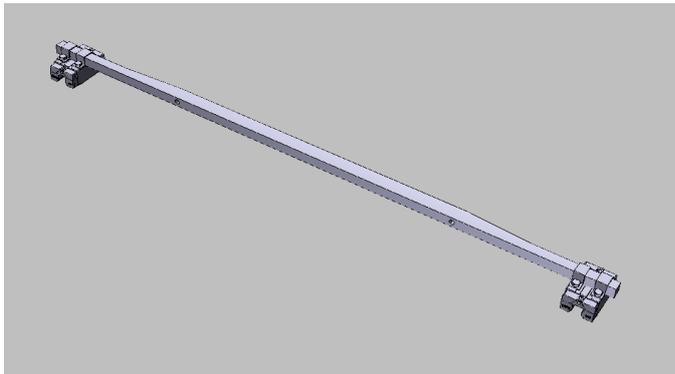


Abbildung 26 Hubbalken mit den Winkelklemmen und den Schlitten der Linearführung

6.3.6 Linearführung

Für die Lagerung des Hubbalkens während der axialen Verschiebung wurde sich für eine Linearführung (Lintec Antriebstechnik GmbH) entschieden, um ein eventuelles Verklemmen während der Bewegung zu vermeiden. Diese besteht aus einem Schlitten, welcher auf einer Schiene linear verschoben werden kann. Um bei einem eventuellen Verkannten der Linearführung den Belastungen standzuhalten, wurde die Linearführung für ein maximal wirkendes Drehmoment dimensioniert, welches auftritt, wenn die Linearführung stehen bleiben würde. In diesem Fall wirken, wie bei einer festen Einspannung, die Seilkräfte und die Zylinderkräfte auf den Schlitten, dargestellt in der folgenden Abbildung 27:

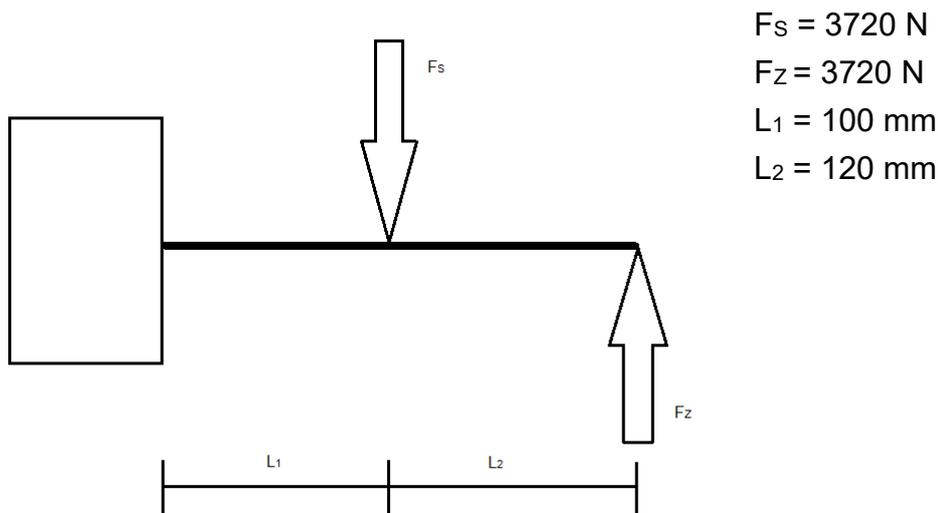


Abbildung 27 Belastung der Linearführung im Störfall

Somit wirkt als maximales Biegemoment

$$M_b = F_Z \cdot (L_1 + L_2) - F_S \cdot L_1 \quad (6.169)$$

$$M_b = 3720 \text{ N} \cdot (220 \text{ mm}) - 3720 \text{ N} \cdot 100 \text{ mm} \quad (6.170)$$

$$M_b = 446400 \text{ Nmm}. \quad (6.171)$$

Anhand dieses Biegemomentes wurde sich für das Model ARC 30 MN der Firma Lintec Antriebstechnik GmbH entschieden. Für die Schienen wurde eine Länge von 1440 mm angenommen, um in den Endlagen Platz für den Schlitten zu lassen. Die Schienen werden mit M8 Innensechskantschrauben (Zylinderschrauben) (DIN ISO 4762) an den Querträgern fixiert. Da diese nur die Gewichtskraft tragen, wurde auf eine Nachrechnung verzichtet.

6.3.7 Träger

Um die Schienen zu tragen, wurden Querträger parallel zu kurzen Seite des Rahmens verwendet (siehe Abbildung 28). Diese entsprechen dem Normprofil eines quadratischen Hohlprofiles (DIN EN 10219) mit den Maßen 25 x 25 x 2 mm mit einer Länge von 2440 mm. Für die Montage der Schienen an den Querträgern, wurden Bohrungen mit einem Durchmesser von 8 mm angebracht. Die Querträger tragen ausschließlich die Gewichtskräfte der Schienen, der Schlitten, des Hubbalkens und einem Anteil der Kolbenstange. Die Gewichtskräfte greifen alle an den Bohrungen in einem Abstand von 700 mm vom Rand an den Querträgern an. Da die Querträger an den Rahmen angeschweißt wurden, können diese wie eine feste Einspannung behandelt werden. Die Gewichtskräfte setzen wie folgt zusammen. Die Masse des Schlittens beträgt $m_{\text{Schlitten}} = 0,8 \text{ kg}$. Das Eigengewicht der Schiene wird im Datenblatt als eine Streckenlast von $q = 4,38 \text{ kg/m}$ angegeben. Bei einer Länge der Schiene

von $l_s = 1,46 \text{ m}$ ergibt sich eine Masse von $6,39 \text{ kg}$. Da für die Aufhängung der Schiene drei Querträger geplant sind, kann die Masse der Schiene durch drei geteilt werden.

$$m_{\text{Schiene}} = \frac{6,39 \text{ kg}}{3} = 2,13 \text{ kg} \quad (6.172)$$

Die Masse des Hubbalkens beträgt $m_{\text{HB}} \approx 4,5 \text{ kg}$. Da dieser an zwei Stellen aufgehängt wurde, kann die Masse durch zwei geteilt werden:

$$m_{\text{HB}} = \frac{4,5 \text{ kg}}{2} = 2,25 \text{ kg} \quad (6.173)$$

Die Masse des ausgefahrenen Kolbens wird mit $m_K \approx 2,5 \text{ kg}$ angenommen.

Die aufsummierten Massen ergeben zusammen eine Gewichtskraft von

$$F_G = (m_{\text{Schlitten}} + m_{\text{Schiene}} + m_{\text{HB}} + m_K) \cdot g \quad (6.174)$$

$$F_G = (0,8 \text{ kg} + 2,13 \text{ kg} + 2,25 \text{ kg} + 2,5 \text{ kg}) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (6.175)$$

$$F_G = 63,31 \text{ N} . \quad (6.176)$$

Bei einem Abstand zur Fixierung von $l = 700 \text{ mm}$ ergibt sich mit der Gewichtskraft aus (6.175) ein Biegemoment von

$$M_b = F_G \cdot l = 63,31 \text{ N} \cdot 700 \text{ mm} = 44317 \text{ Nmm} . \quad (6.177)$$

Bei einem Werkstoff S235 beträgt die zulässige Biegespannung nach Wittel et al. (2011, Tabelle 1-1) $\sigma_{\text{zul}} = 280 \text{ N/mm}^2$ bei schwellendem Lastfall. Mit diesen Werten wurde nun das erforderliche Widerstandsmoment berechnet. Es wurde der Querschnitt des Vierkantrohres mit einer Bohrung verwendet. Das benötigte Widerstandsmoment wurde wie folgt berechnet:

$$\sigma_{\text{zul}} = \frac{M_b}{W_b} \quad (6.178)$$

Mit M_b aus (6.177) ergab sich

$$W_b = \frac{M_b}{\sigma_{\text{zul}}} = \frac{44317 \text{ Nmm}}{280 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 158,28 \text{ mm}^3 . \quad (6.179)$$

Da für die Aufhängung des Hydraulikzylinders eine Höhe von 25 mm gewählt wurde, wurde die Höhe des Querträgers auch auf 25 mm festgelegt, um die gleiche Höhe einzuhalten. Der Vierkantrohr-Querschnitt mit den Maßen $25 \times 25 \times 2 \text{ mm}$, mit einer durchgehenden Bohrung von $d = 8 \text{ mm}$, hat ein Widerstandsmoment von $W_b = 968 \text{ mm}^3$ (Flächenträgheitsmomente für Polygone, <http://www.tm-interaktiv.de>). Dieses wurde durch das errechnete Widerstandsmoment nicht überschritten und konnte

daher verwendet werden. Die Querträger wurden an der Kontaktfläche am Rahmen, an der Stirn- und an der Oberseite, verschweißt. Die Kehlnaht hat eine Schweißnahtdicke von $a = 1,4 \text{ mm}$ (Zeichnung „Querträger“, PPR-QT-1).



Abbildung 28 Deckenquerträger

Alle in diesem Abschnitt behandelten Komponenten bilden zusammen die Baugruppe „Decke“ (Zeichnung „Decke“, PPR-D-1).

6.4 Mittelteil

Der Mittelteil der Regalkonstruktion besteht hauptsächlich aus den Stützträgern. Diese haben die Aufgabe die Gewichtskraft der Decke zu tragen. Weiterhin wurden in die Eckträger und in die Stützträger 2-5 Transportrollen eingebaut, die die Führung der Paletten übernehmen sollen.

6.4.1 Eckträger mit Rollen

Die Eckträger mit den Rollen bestehen aus einem U-Profil mit den Maßen $40 \times 40 \times 4 \text{ mm}$ und einer Länge von 1358 mm (siehe Abbildung 29). Um die Transportrollen in den Trägern unterzubringen, musste eine Seite des U-Profils auf einer Länge von 275 mm ausgespart werden. In das Profil wurden Halterungen für die Transportrollen eingeschweißt. Diese Halterungen werden keiner größeren Belastung ausgesetzt und dienen nur als Aufhängung der Transportrollen. Aufgrund dessen wurde auf eine Festigkeitsberechnung verzichtet. Die untere Halterung (Zeichnung „Transportrollenhalterung unten“, PPR-SE-1.2) wurde mit einem Abstand von 73 mm zur unteren Kante angebracht. Mit einem Abstand von 204 mm zur unteren Halterung, wurde die obere Halterung (Zeichnung „Transportrollenhalterung

oben“, PPR-SE-1.3) eingesetzt. Zwischen diese wurde die 200 mm lange Transportrolle mit einem Durchmesser von 30 mm (ALFOTEC TR1 30x1,5 ST A8 ML200 glatt) eingesetzt und mit M8 Muttern fixiert. Die Eckträger sind für die linke und rechte Seite spiegelverkehrt identisch und werden an allen vier Ecken des Regales eingesetzt und mit einer Kehlnaht verschweißt. Bei der Montage am Regal muss auf die Schraubverbindungen der Auffahrrampenaufhängung geachtet werden, da diese an den Vorderkanten der Ecken zuerst verschraubt werden müssen.



Abbildung 29 linker Eckträger mit Rolle

6.4.2 Stützträger mit Rollen

Wie auch die Eckträger, wurden die Stützträger 2 - 5 an den U-Schienen mit Transportrollen versehen (siehe Abbildung 30). Die Transportrollen haben alle eine identische Höhe von 73 mm über der Kante des Z-Profils. Somit mussten für die Stützträger unterschiedliche Einbauhöhen der Rollen realisiert werden. Für die Aufhängung der Transportrollen wurde die Transporthalterung oben verwendet. Diese wird, wie auch bei den Eckträgern, eingeschweißt. (Zeichnung „Stützträger mit Rolle 1-5“, PPR-ST-2-5)



Abbildung 30 Stützträger mit Rolle

6.4.3 U-Profil Stützträger

Um die Deckenkonstruktion zu tragen, wurden pro Seite jeweils vier U-Profile mit den Maßen 70x 40 x 6 mm (EN 10025-2:2004) und einer Länge von 1358 mm eingebaut (siehe Abbildung 32). Diese nehmen alle Momente in x-, parallel zur kurzen Seite, und in y-Richtung, parallel zur langen Seite, auf. Das Profil mit den Biegeachsen wird in Abbildung 31 dargestellt.

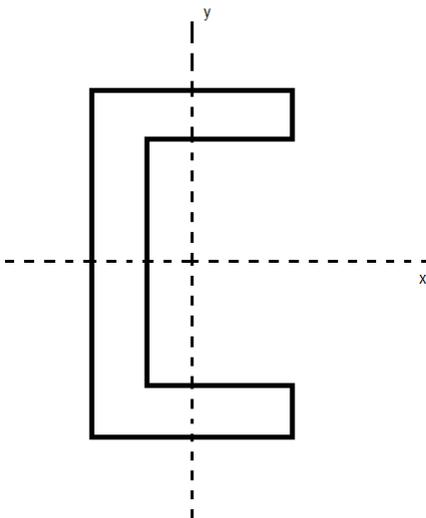


Abbildung 31 Biegeachsen am U-Profil

Die Widerstandsmomente des U-Profils mit den Maßen 70 x 40 x 6 mm wurden mit Hilfe des Rechenprogramms Flächenträgheitsmomente für Polygone (<http://www.tm-interaktiv.de>) ermittelt und betragen

$$W_{bx} = 16872 \text{ mm}^3, \quad (6.180)$$

$$W_{by} = 4544 \text{ mm}^3. \quad (6.181)$$

Für die Nachrechnung der Stützträger wurde die Grenzbelastung in x- und y-Richtung wie folgt berechnet.

Es folgt die Berechnung der Grenzbelastung in y-Richtung. Die zulässige Biegespannung beträgt $\sigma_{zul} = 280 \text{ N/mm}^2$. Die Formel für die vorhandene Biegespannung

$$\sigma = \frac{M_{bmax}}{W_{bx}}, \quad (6.182)$$

wurde nach M_{bmax} umgestellt. Für die Spannung σ wurde die zulässige Spannung $\sigma_{zul} = 280 \text{ N/mm}^2$ eingesetzt. Weiterhin wurde das Widerstandsmoment aus (6.180) verwendet. Damit ergibt sich ein maximales Biegemoment von

$$M_{bmax} = W_{bx} \cdot \sigma_{zul} \quad (6.183)$$

$$M_{bmax} = 16872 \text{ mm}^3 \cdot 280 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 4724160 \text{ Nmm}. \quad (6.184)$$

Dieses errechnete Biegemoment wurde im Anschluss durch die Länge eines U-Profils, $L = 1358$ geteilt, um die maximale Querkraft F_{Qy} pro Stützträger zu ermitteln:

$$F_{Qy} = \frac{M_{bmax}}{L} \quad (6.185)$$

$$F_{Qy} = \frac{4724160 \text{ Nmm}}{1358 \text{ mm}} \quad (6.186)$$

$$F_{Qy} = 3478,76 \text{ N}. \quad (6.187)$$

Bei einer gleichverteilten Querkraft der Decke auf alle acht Stützträger ergibt sich somit eine Gesamt-Querkraft in y-Richtung $F_{Qx,ges}$ von

$$F_{Qy,max} = 8 \cdot F_{Qx} = 27830 \text{ N}. \quad (6.188)$$

Die Berechnung der Querkraft in x-Richtung erfolgte analog zu der Berechnung in y-Richtung mit dem Widerstandsmoment um die y-Achse aus (6.181) $W_{by} = 4544 \text{ mm}^3$. Mit (6.183) ergab sich ein maximales Biegemoment von $M_{bmax} = 1272320 \text{ Nmm}$. Aus diesem Biegemoment wurde mit (6.185) die maximale Querkraft $F_{Qx} = 936,9 \text{ N}$ ermittelt.

Bei einer gleichverteilten Querkraft der Decke auf alle acht Stützträger ergibt sich somit eine Gesamt-Querkraft in x-Richtung von $F_{Qx,ges} = 7495,26 \text{ N}$.



Abbildung 32 U-Profil Stützträger

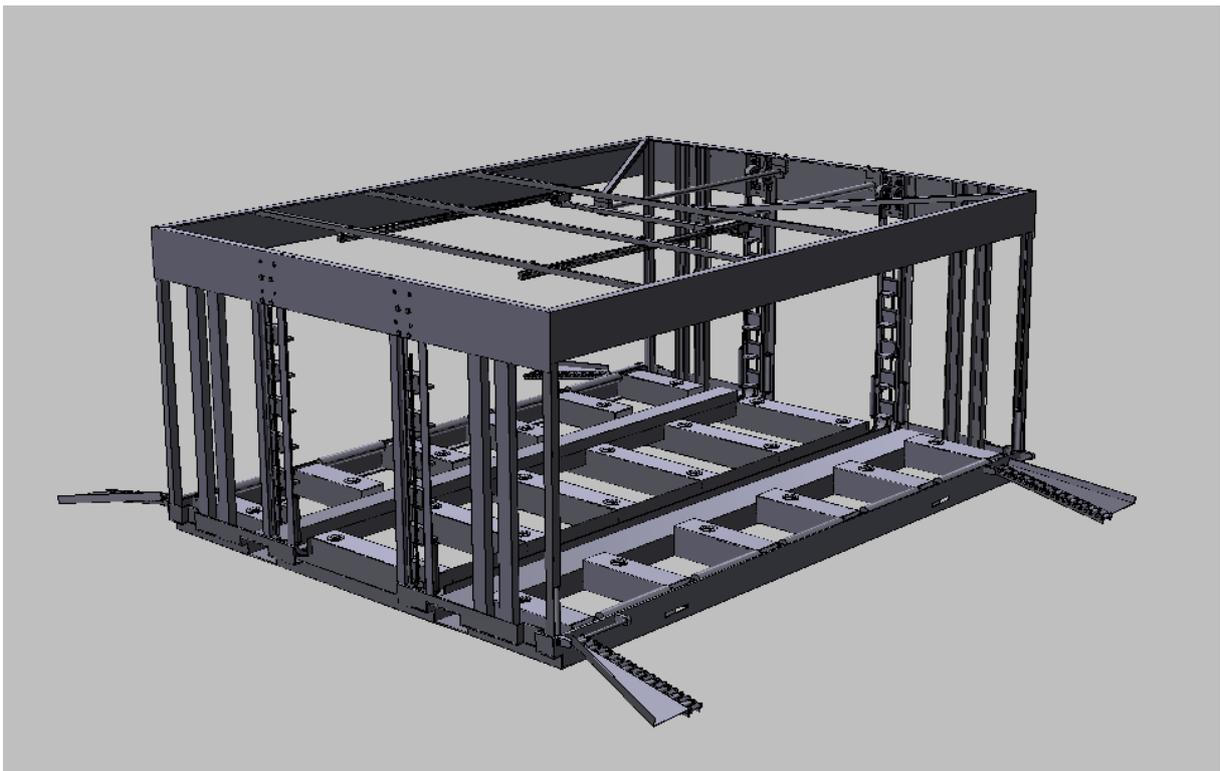


Abbildung 33 komplettes Regal

7. Hydraulik

7.1 Pumpe und Motor

Für den Antrieb der Hydraulikzylinder wurde eine Motor-Pumpe Kombination mit einer Betriebsspannung von 24 V gewählt. Diese hat einen maximalen Betriebsdruck von 300 bar. Der Betriebsdruck kann über ein Überdruckregelventil eingestellt werden. Für die Verwendung der beiden Hydraulikzylinder wird empfohlen, das Überdruckregelventil auf 80 bar einzustellen. Die Pumpe fördert ein Ölvolumen von 1,6 ccm³ pro Umdrehung. Somit werden für eine Hubbewegung rund 45 Umdrehungen der Pumpe benötigt. Die Pumpe wird permanent mit einer Batterie verbunden und kann über einen Schalter an und aus geschaltet werden.

7.2 Hydraulik Schaltplan

Der Schaltplan der Hydraulik ist in der Abbildung 34 dargestellt. Die Pumpe, welche mit dem Motor verbunden ist, fördert einen konstanten Volumenstrom. Der von der Pumpe geförderte Ölstrom wird durch ein 4/3 Wegeventil geleitet. Die Stellung 1 des Ventils leitet den Ölstrom in die Kolbenseite des Zylinders und bewirkt, dass der Zylinder ausfährt. Der Volumenstrom der Kolbenstangenseite kann in den Tank abfließen. Stellung 0 des Ventils sperrt die Zuleitungen ab. In dieser Einstellung kann sich der Zylinder nicht bewegen und die Pumpe fördert in den Tank. Stellung 2 leitet den Ölstrom in die Kolbenstangenseite, was ein Einfahren des Zylinders bewirkt. Der Ölstrom der Kolbenseite kann in den Tank abfließen. Das 4/3 Wegeventil wird über einen Handhebel gesteuert.

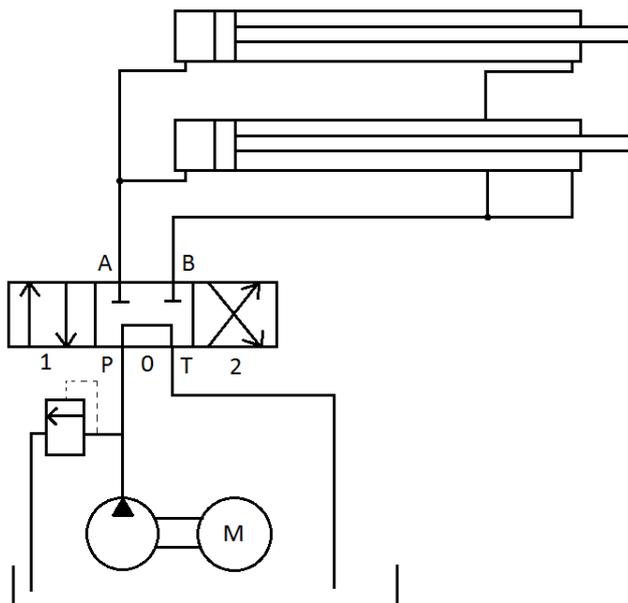


Abbildung 34 Hydraulik Schaltplan

8. Montage und Bedienhinweise

Bei der Montage ist darauf zu achten, dass zuerst die Grundkonstruktion zusammengebaut werden soll. Dafür werden die Z- und L-Profile, die Staplerschächten, die Hutbleche und die Blende miteinander verschweißt. Im Anschluss daran werden die Auffahrampen und die dafür vorgesehenen Aufhängungen zusammengesetzt und an die Baugruppe Boden Grundkonstruktion montiert. Dies muss unbedingt vor der Montage der Eckträger erfolgen, da sonst die Erreichbarkeit der Bohrungslöcher in den Ecken erschwert wird. Anschließend werden die Flanschrollen und Transportrollen in die Hutbleche eingesetzt und fixiert. Danach werden die Stützelemente zusammengesetzt und an die Bodengruppe angebracht.

Für die Decke werden zuerst die Rahmenteile miteinander verschweißt. Danach werden die Umlenkungen an die entsprechenden Seiten geschraubt. Bevor die Hydraulikzylinder montiert werden können, müssen die Hydraulikaufhängung und die Querträger an den Rahmen angebracht werden. Mit den Distanzstücken können nun die Hydraulikzylinder an die Aufhängung und an den Rahmen montiert werden. Die Schienen für die Linearführung können im Anschluss mit den Trägern verschraubt werden. Der Hubbalken wird mit den Winkelklemmen an die Schlitten der Linearführung geschraubt und auf die Schienen aufgeschoben. Die Kolbenstangen werden im Anschluss über die mit dem an dem Hubbalken vorgesehenen Gewinde verschraubt. Nun kann die komplettierte Decke auf die Stützelemente des Bodens aufgesetzt, und miteinander verschweißt werden.

Bei der Bedienung des Regals muss darauf geachtet werden, dass es auf dem Cargo-Deck nur mit Schrittgeschwindigkeit verfahren werden darf, um Beschädigungen bei Kollision zu vermeiden. Aufgrund der geringen Steifigkeit muss während des Transports auf dem Transportwagen darauf geachtet werden, dass hohe Beschleunigungen vermieden werden. Dafür wird empfohlen die Geschwindigkeit gering zu halten. Um Verletzungen zu vermeiden, darf während des Betriebs nicht in das Innere des Regales gefasst werden. Bei einer Lagerung im Freien, wird empfohlen, das Regal gegen Witterung, eventuell mit einer Abdeckplane, zu schützen.

9. Fazit und kritische Einschätzung

Die Aufgabe, Entwicklung einer Regalkonstruktion zur Aufnahme von Paletten, die auf einem speziellen Transportwagen verladen wird, gestaltete sich sehr herausfordernd. Die strengen Voraussetzungen seitens des Logistik-Unternehmens, welche vor allem die Maße und die Gewichtsgrenze betrafen, stellten eine starke Einschränkung während des Konstruktionsprozesses dar. Da diese Voraussetzungen den Rahmen dieser Bachelorarbeit darstellten, wurden sich immer an diesen orientiert. Es wurde in erster Linie versucht, einen stabilen Entwurf zu erstellen, der das vorgegebene Maximalgewicht nicht überschreitet. Um diese Vorgabe einzuhalten, wurden immer die leichtere Bauweise der Bauteile bevorzugt. Dieses Vorgehen ging jedoch zu Lasten der Stabilität.

Es kann festgehalten werden, dass ein stabiles Modell in den Grundzügen erstellt, und dies auch durch Berechnung abgesichert wurde. Dieses kann aufgebaut werden und erfüllt die Grundvoraussetzungen. Es hält mindestens der statischen Belastung durch die Paletten stand. Belastungen, die darüber hinausgehen, wie zum Beispiel die Kollision des Regals bei erhöhter Transportgeschwindigkeit oder Belastungen, die durch unsachgemäße Bedienung entstehen, konnten nicht abgesichert werden. Für diese wird eine höhere Stabilität benötigt.

Nachdem klar wurde, dass mit diesem konstruktiven Entwurf das Maximalgewicht nicht einzuhalten war, wurden keine weiteren Teile mehr hinzugefügt. Bis auf die Energieversorgung, sind dennoch alle wichtigen Teile vorhanden. Diese sind jedoch nur in der minimalen Ausführung vorliegend. Zum Beispiel wurde die Mitnehmerkette zwar für die vorliegende Belastung ausgelegt, die dadurch entstandenen Abmessungen sind aber für den Maschinenbau unüblich und müssten größer ausgeführt werden. Da dies aber eine Veränderung der gesamten Bodengeometrie nach sich gezogen hätte, und sich damit wiederum das vorhandene Gewicht weiter erhöht hätte, musste dies verworfen werden. Durch das Erreichen des

Maximalgewichts war es weiterhin nicht mehr möglich, die für die Versteifung des Rahmens benötigten Diagonalstreben zu verbauen. Weiterhin fehlt dem Regal ein Bodenblech, welches für ein besseres Rollverhalten auf dem Cargo-Deck benötigt wird. Da dieses aber bereits mit einer Masse von rund 130 kg ein Sechstel des zulässigen Maximalgewichtes ausmacht, wurde auch auf dieses verzichtet.

Für eine optimale Konstruktion bzw. für eine Verbesserung des hier vorliegenden Entwurfs sollte die Grenze für das Maximalgewicht angehoben werden. Dies kann eventuell durch den Einsatz von mehr Mitarbeitern bei dem Transport des Regals erreicht werden. Eine weitere Möglichkeit wäre, die Anzahl der zu transportierenden Paletten zu reduzieren, um mehr Gewichtsanteile für die Konstruktion zu haben. Dies würde das Regal stabiler machen, im Gegenzug wird es dadurch aber auch weniger wirtschaftlich.

Mit einer höheren Gewichtsgrenze könnte die gesamte Konstruktion verstärkt werden. Die Boden Grundkonstruktion könnte durch weitere Diagonalverstrebung noch stabiler gegen seitlich einwirkende Belastung gestaltet werden. Weiterhin könnten die Auffahrampen mit einer größeren Materialstärke versehen werden, um höhere Stöße durch die Bewegung der Paletten abzufangen. Da die Aufhängung der Auffahrampen an der Seite des Bodens angebracht sind und daher an der Seite abstehen, sind sie sehr anfällig für transportbedingte Beschädigung. Daher müssten sie weiter verstärkt werden, um Beschädigungen zu vermeiden. Dies kann zum Beispiel durch die Verstärkung des Rahmens an der Stelle der Aufhängung, oder durch Änderung der Form der Aufhängungen erreicht werden. Für die Kolbenstange, auf der die Auffahrrampe bewegt wird, könnte ein größerer Durchmesser benutzt werden, um mehr Belastung durch die Rampen zu widerstehen. Die Deckenkonstruktion könnte durch Diagonalverstrebung weiter verstärkt werden. Weitere diagonale Verbindungselemente zwischen der Decke und dem Boden können eine Verdrillung des Regales vermindern, so dass das Regal auch mit höheren Geschwindigkeiten sicher transportiert werden kann. Zur Erhöhung der Betriebssicherheit müssen die Seiten des Regales durch beispielsweise Plexiglas verschlossen werden, um ein Eingriff in die Mechanik zu unterbinden, und der Boden durch ein Bodenblech begradigt werden, um ein besseres Rollen sicherzustellen.

Trotz des nicht perfektem Entwurfs, konnte aufgezeigt werden, welche Schwachstellen es gibt und welche Bauteile noch verbessert werden müssen. Man ist zu der Erkenntnis gekommen, dass eine stabile Konstruktion mit solch einer Gewichtsrestriktion nur sehr schwer realisierbar ist. Trotzdem trägt diese Arbeit dazu bei, das sich der Lösung des Problems angenähert wurde.

10. Fertigungsunterlagen

Die Fertigungsunterlagen, inklusive Stücklisten und Zeichnungen, befinden sich im externen Anhang.

11. Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Anforderungsliste	5
Tabelle 2 Einzelfunktionen.....	6
Tabelle 3 Lösungsvarianten für die Einzelfunktionen	7
Tabelle 4 Morphologischer Kasten	10
Tabelle 5 Bedeutung der Punkte zur Bewertung	12
Tabelle 6 Punktevergabe Lösungsvariante 1.....	13
Tabelle 7 Punktevergabe Lösungsvariante 2.....	13
Tabelle 8 Punktevergabe Lösungsvariante 3.....	13
Tabelle 9 Nutzwertanalyse Lösungsvariante 1	14
Tabelle 10 Nutzwertanalyse Lösungsvariante 2	15
Tabelle 11 Nutzwertanalyse Lösungsvariante 3	15

12. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 Anordnung der ULD Stands.....	5
Abbildung 2 Biegebelastung am Steg.....	17
Abbildung 3 Kräfte der Schraubenverbindung am Hubschlitten	19
Abbildung 4 Maße der Schraubverbindung Winkellaschen – Hubschlitten.....	21
Abbildung 5 Hubschlitten mit Kurvenrollen	28
Abbildung 6 Schweißnähte an einer Ecke des Grundrahmens.....	29
Abbildung 7 Grundkonstruktion des Bodens.....	33
Abbildung 8 Kräfteverteilung an den Auffahrrampen	35
Abbildung 9 Querschnittsfläche des Stegs der Auffahrrampen	36
Abbildung 10 rechte Auffahrrampe	37
Abbildung 11 Belastung Kolbenstange der Rampenaufhängung	38
Abbildung 12 Abstände der Bohrungen zur unteren Kippkante	40
Abbildung 13 Querkraft und Hebelarm der linken Kolbenstangenaufhängung	41
Abbildung 14 Aufhängung der Auffahrrampe.....	42
Abbildung 15 Schlittenführung.....	43
Abbildung 16 Flanschkuigelrolle.....	44
Abbildung 17 Seilkräfte an der einfachen Umlenkung	45
Abbildung 18 einfache Umlenkung	47
Abbildung 19 Kräfte an der zweifachen Umlenkung	48
Abbildung 20 zweifache Kettenumlenkung.....	49
Abbildung 21 Grundrahmen der Decke	49
Abbildung 22 Hydraulikzylinder	52
Abbildung 23 FEM-Analyse der Hydraulikaufhängung	53
Abbildung 24 Hydraulikaufhängung.....	54
Abbildung 25 Querschnitt Hubbalken	54
Abbildung 26 Hubbalken mit den Winkelklemmen und den.....	55
Abbildung 27 Belastung der Linearführung im Störungsfall	56
Abbildung 28 Deckenquerträger	58
Abbildung 29 linker Eckträger mit Rolle	59
Abbildung 30 Stützträger mit Rolle	60
Abbildung 31 Biegeachsen am U-Profil	60
Abbildung 32 U-Profil Stützträger	62
Abbildung 33 komplettes Regal	62
Abbildung 34 Hydraulik Schaltplan	64

13. Literaturverzeichnis

- Berechnung Widerstandsmoment und Trägheitsmoment , <https://www.online-berechnung.at/widerstandsmoment-traegheitsmoment.html> 11.03.2019
- Decker, Karl-Heinz, Kabus Karlheinz*: Maschinenelemente Funktion, Gestaltung und Berechnung. 19. Auflage, Hanser Verlag, München 2014, ISBN 978-3-446-43856-9
- DIN 13-1, Metrisches ISO-Gewinde allgemeiner Anwendung - Teil 1: Nennmaße für Regelgewinde; Gewinde-Nenn Durchmesser von 1 mm bis 68 mm
- DIN 625-1, Wälzlager - Radial-Rillenkugellager - Teil 1: Einreihig
- DIN EN 10025-2:2018, Warmgewalzte Erzeugnisse aus Baustählen - Teil 2: Technische Lieferbedingungen für unlegierte Baustähle; Deutsche und Englische Fassung prEN 10025-2:2018
- DIN EN 10219-1:2016, Kaltgeformte geschweißte Hohlprofile für den Stahlbau - Teil 1: Allgemeines; Deutsche und Englische Fassung prEN 10219-1:2016
- DIN EN ISO 4014:2011, Sechskantschrauben mit Schaft - Produktklassen A und B (ISO 4014:2011); Deutsche Fassung EN ISO 4014:2011
- DIN EN ISO 7090:2000, Flache Scheiben mit Fase - Normale Reihe, Produktklasse A (ISO 7090:2000); Deutsche Fassung EN ISO 7090:2000
- DIN EN ISO 4032:2012, Sechskantmuttern (Typ 1) - Produktklassen A und B (ISO 4032:2012); Deutsche Fassung EN ISO 4032:2012
- DIN EN ISO 4762:2004, Zylinderschrauben mit Innensechskant (ISO 4762:2004); Deutsche Fassung EN ISO 4762:2004
- DIN ISO 6020-1:2007, Fluidtechnik - Einbaumaße für Hydrozylinder mit einseitiger Kolbenstange, 16-MPa-(160-bar-)Reihe - Teil 1: Mittlere Reihe (ISO 6020-1:2007)
- EN 10162:2003, Kaltprofile aus Stahl - Technische Lieferbedingungen - Grenzabmaße und Formtoleranzen; Deutsche Fassung EN 10162:2003
- Flanschrollen, Schulz Stanztechnik,
<https://www.kugelrollen.de/kugelrollen/kugelrolle-mit-versenktem-stahlblechgehaeuse/#technische-daten>, 11.2019
- Flächenträgheitsmoment für Polygone, <http://www.tm-interaktiv.de/PolygonFTM/polygonftm.html> , 05.03.2019

ISO 606:2015, Kurzgliedrige Präzisions-Rollen- und Buchsenketten, Anbauteile und zugehörige Kettenräder (ISO 606:2015)

ISO 7063, Wälzlager - Nadellager, Kurvenrollen - Hauptmaße, Geometrische Produktspezifikation (GPS) und Toleranzen

Kloos, Karl-Heinz, Thomala, Wolfgang: Schraubenverbindungen Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung. 5.Auflage, Springer Verlag, Berlin 2007, ISBN 978-3-540-21282-9

Linearführung, Lintec Antriebstechnik GmbH, https://cdn.website-editor.net/23c91e33faf94516acba9e32e20b1971/files/uploaded/Kugelumlaufuehrung_ARC-MS-MN-ML.pdf, 01.2019

Rexroth Bosch Group, Bestimmung der Kugelrollen-Belastung, <https://www.hreiter.at/userfiles/file/0cc51494-dd5f-4d23-944f-22e88a6e8ec7kugelrollen.pdf>, Seite 8, 11.2019

Stehlager, MÄDLER, <https://www.maedler.de/product/1643/1629/840/kugelstehlager-ucp-grauguss>, 02.2019

VDI 2225 Blatt 3, Konstruktionsmethodik - Technisch-wirtschaftliches Konstruieren - Technisch-wirtschaftliche Bewertung

Wittel, Herbert, Muhrs, Dieter, Jannasch, Dieter, Voßiek, Joachim: Roloff/Matek Maschinenelemente Normung, Berechnung, Gestaltung. 20. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden 2011, ISBN 978-3-8348-1454-8

Wittel, Herbert, Muhrs, Dieter, Jannasch, Dieter, Voßiek, Joachim: Roloff/Matek Maschinenelemente Tabellenbuch. 20. Auflage, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden 2011, ISBN 978-3-8348-1454-8

Anhang I

Ergebnisse der FEM Analyse der Boden Grundkonstruktion

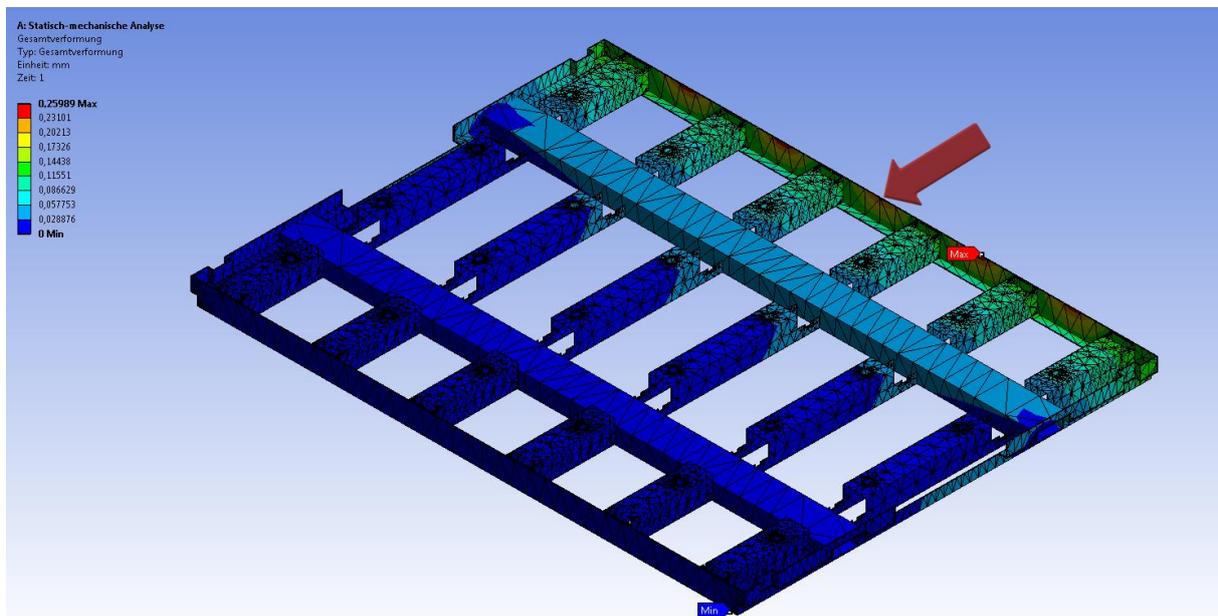


Abbildung 1 FEM Analyse Boden Grundkonstruktion Gesamtverformung

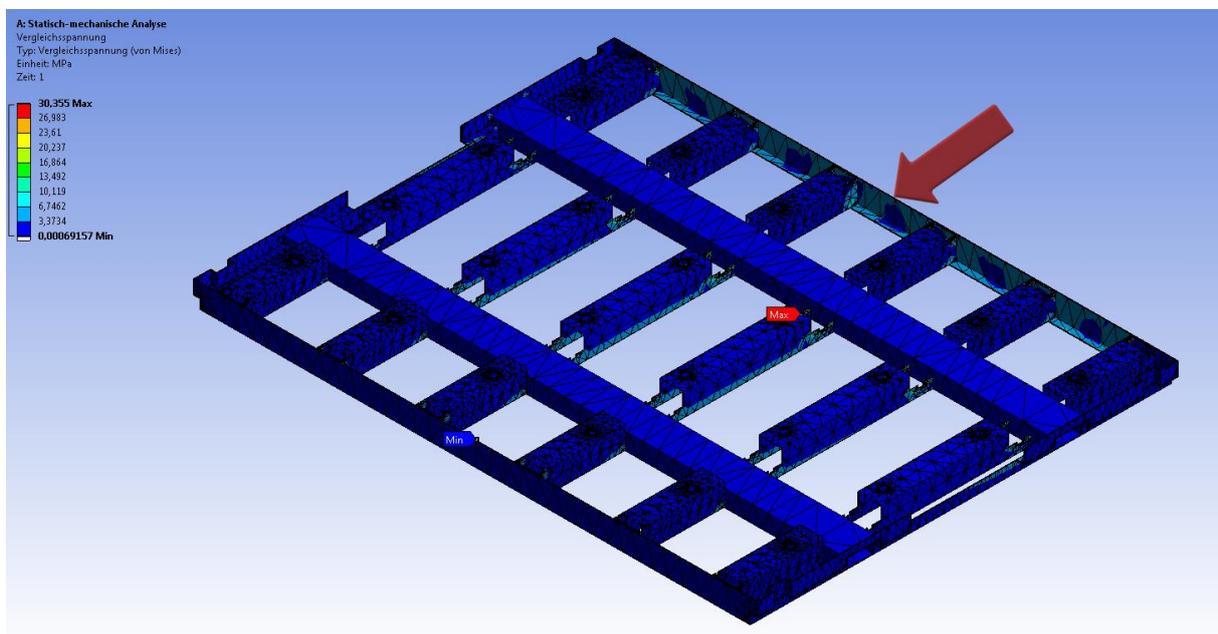


Abbildung 2 FEM Analyse Boden Grundkonstruktion Vergleichsspannung

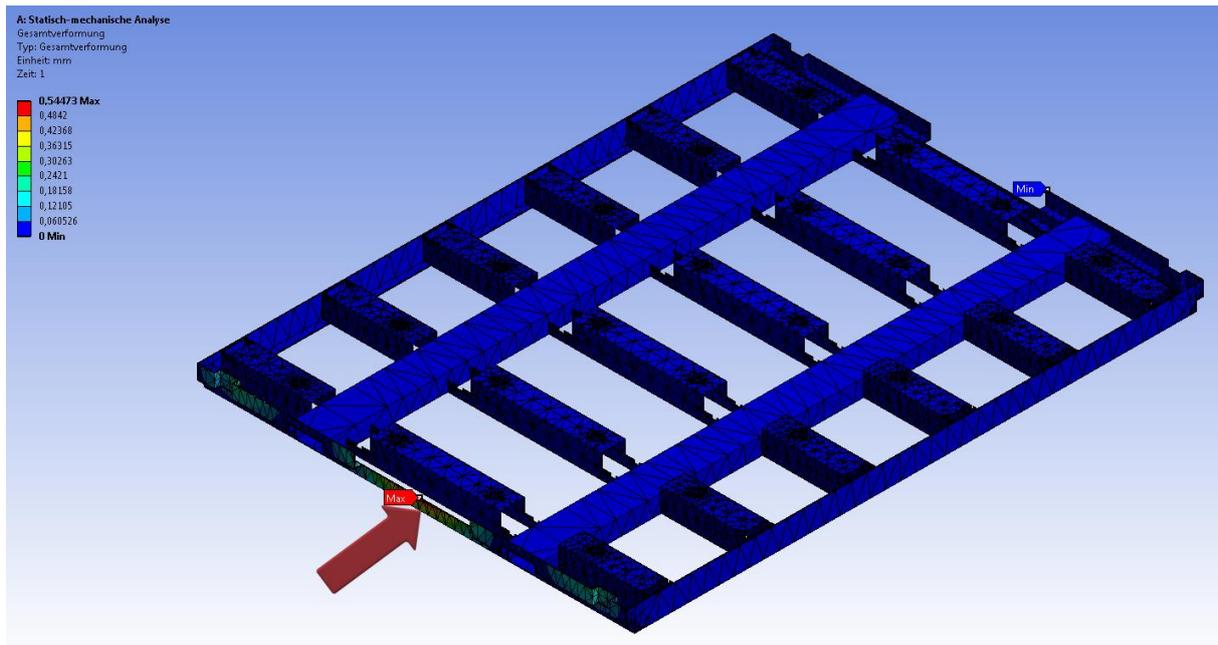


Abbildung 3 FEM Analyse Boden Grundkonstruktion Gesamtverformung

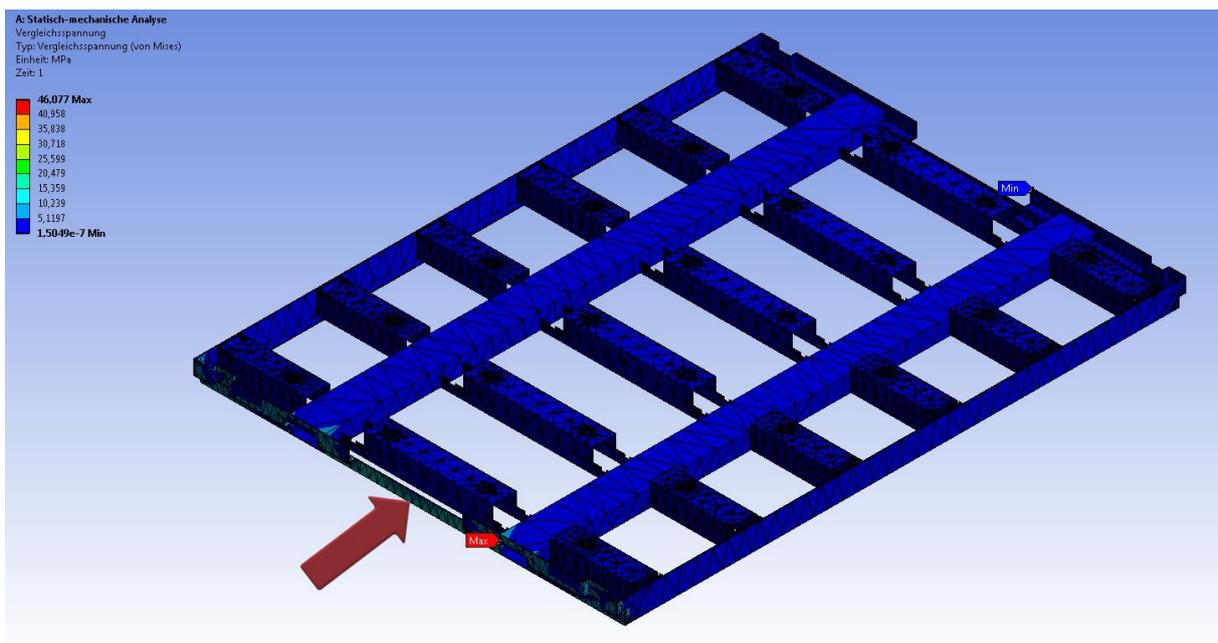


Abbildung 4 FEM Analyse Boden Grundkonstruktion Vergleichsspannung

Anhang II

Eidesstattliche Versicherung

Ich, Florian Müller, geboren am 11.03.1991, erkläre hiermit, dass ich die vorstehende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe angefertigt und mich anderer als der in den beigefügten Verzeichnissen angegebenen Hilfsmittel nicht bedient habe. Alle Textstellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Veröffentlichungen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Alle Quellen, die dem World Wide Web entnommen oder in einer digitalen Form verwendet wurden, sind der Arbeit beigefügt. Die Arbeit wurde bisher keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch nicht veröffentlicht. Ich bin mir bewusst, dass eine unwahre Erklärung rechtliche Folgen haben kann.

Ort, Datum

Unterschrift

Externer Anhang

Der folgende externe Anhang beinhaltet die unten aufgeführten Dokumente.

1. Zeichnung (Boden PPR-B-1)
2. Stückliste (Boden PPR-B-1)
3. Zeichnung (Decke PPR-D-1)
4. Stückliste (Decke PPR-D-1)
5. Zeichnung (Palettenregal PPR-R-1)
6. Stückliste (Palettenregal PPR-R-1)

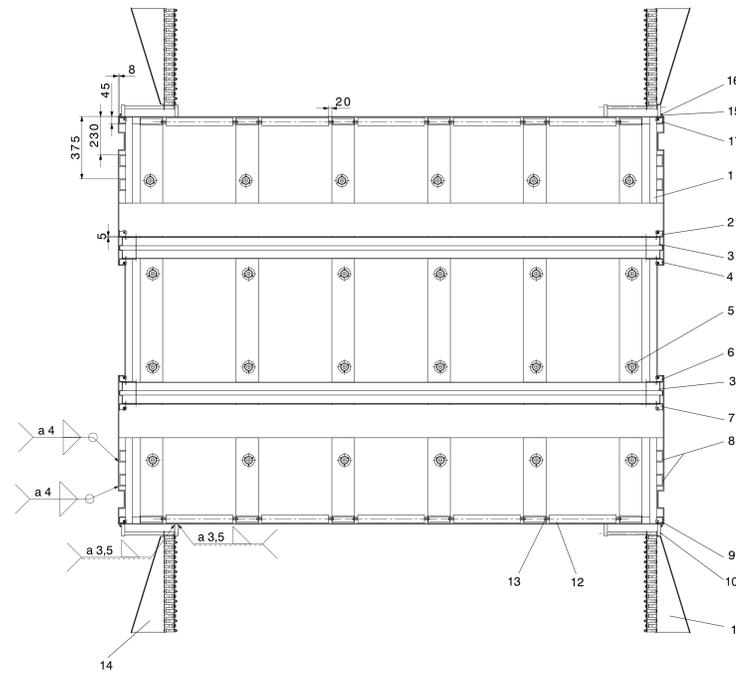
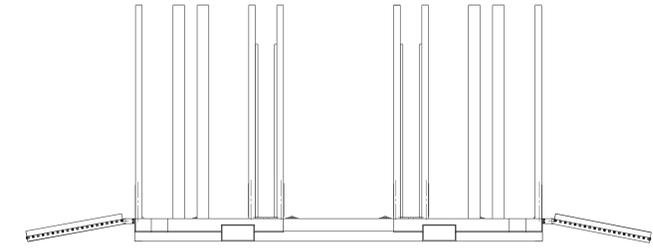
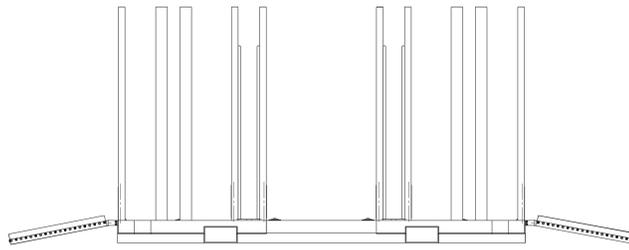
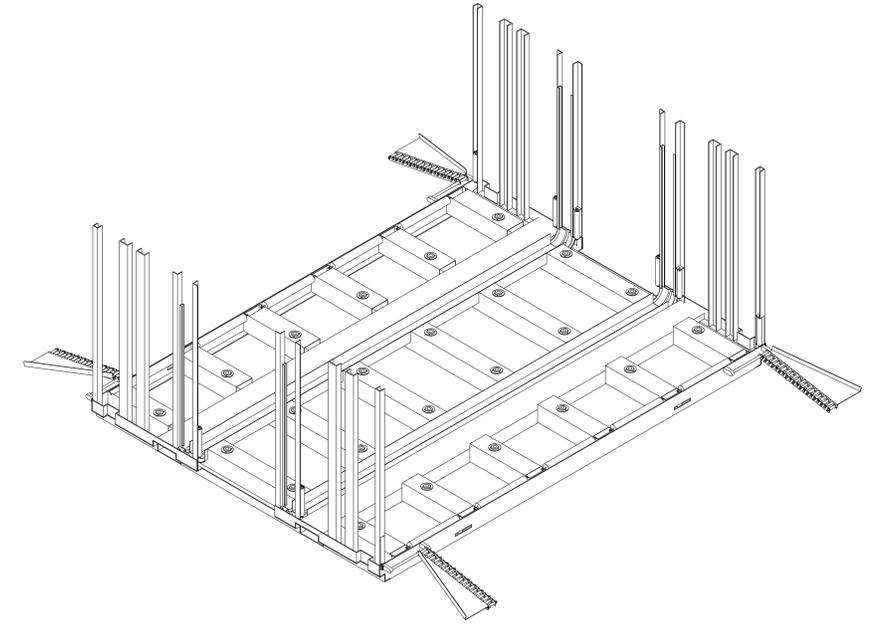
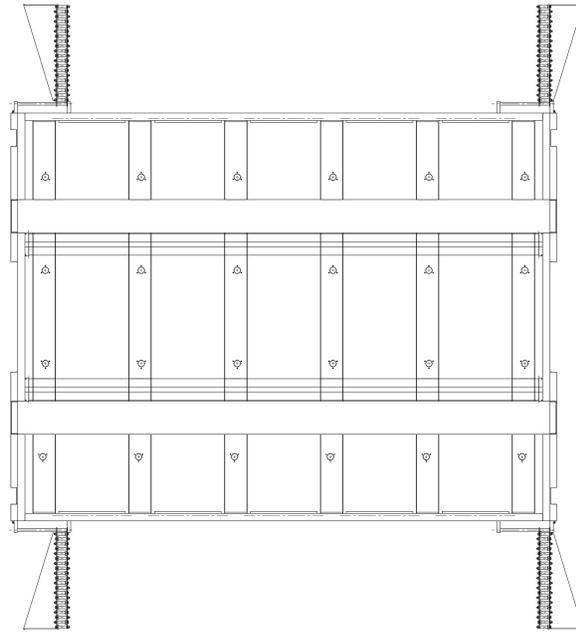
Eidesstattliche Versicherung

Ich, Florian Müller, geboren am 11.03.1991, erkläre hiermit, dass ich die vorstehende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe angefertigt und mich anderer als der in den beigefügten Verzeichnissen angegebenen Hilfsmittel nicht bedient habe. Alle Textstellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Veröffentlichungen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht.

Alle Quellen, die dem World Wide Web entnommen oder in einer digitalen Form verwendet wurden, sind der Arbeit beigefügt. Die Arbeit wurde bisher keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch nicht veröffentlicht. Ich bin mir bewusst, dass eine unwahre Erklärung rechtliche Folgen haben kann.

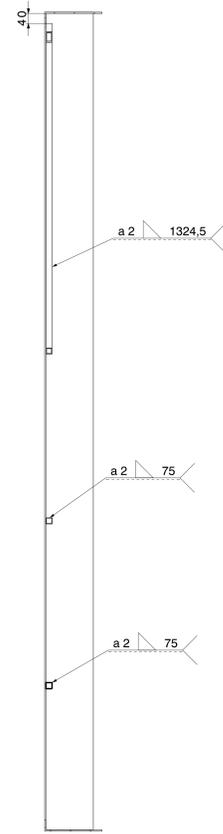
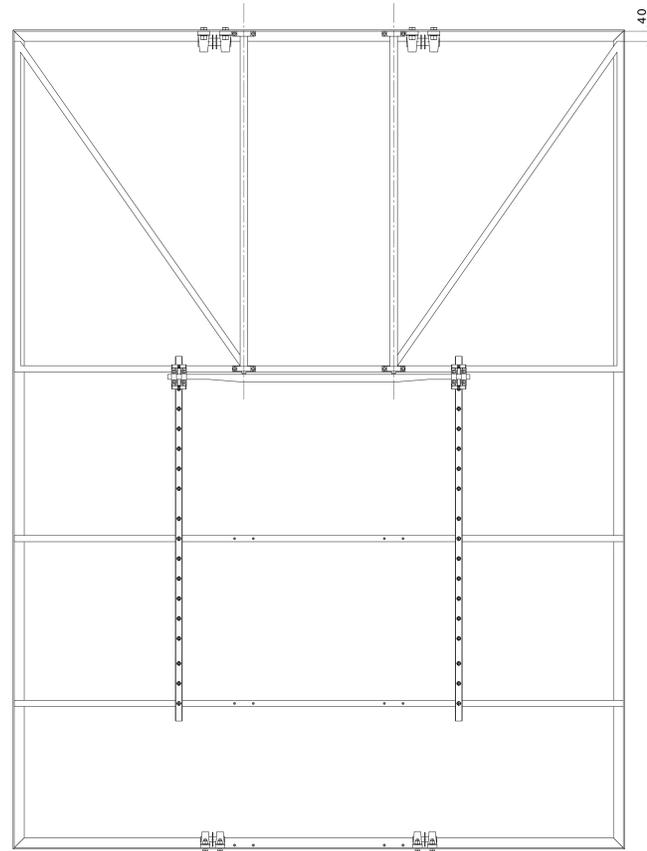
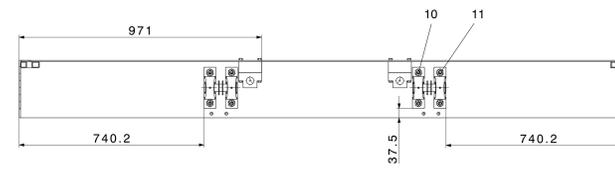
Ort, Datum

Unterschrift

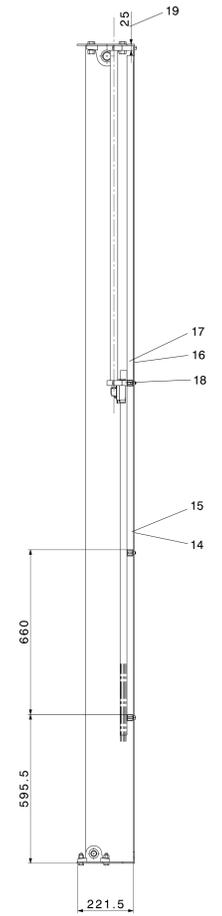
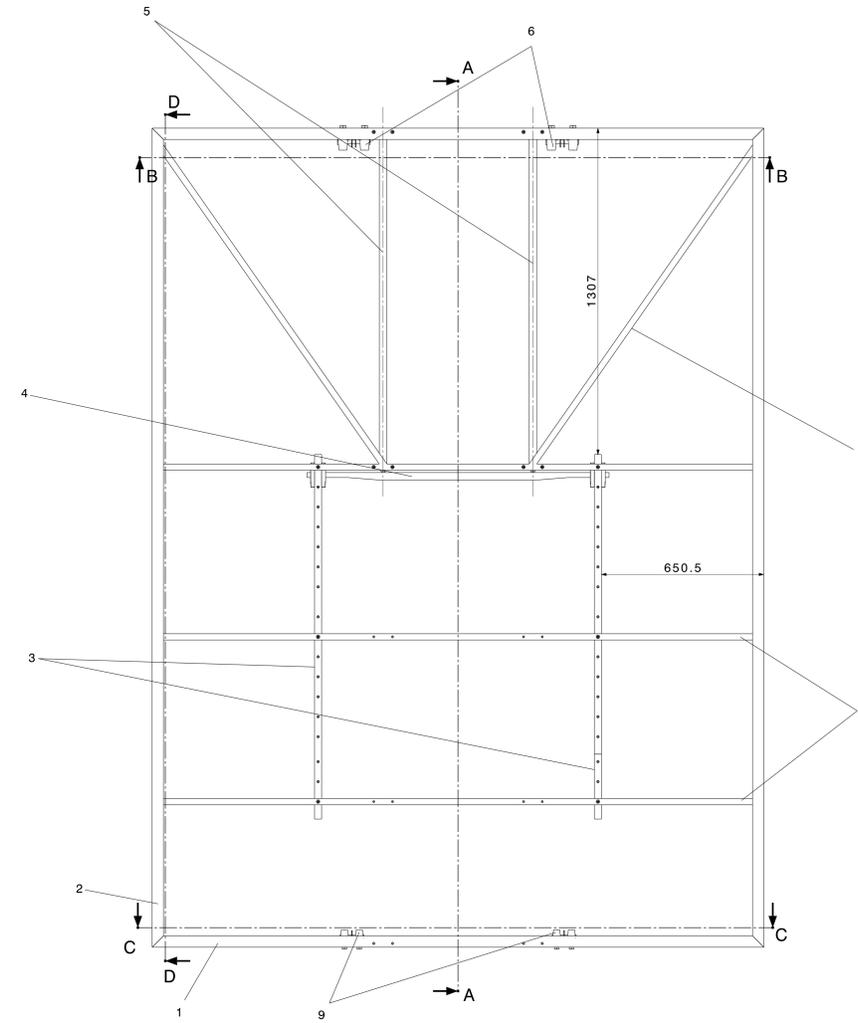


	Zul. Abw. mittel	Obert.	Material Werkstoff, Halbzeug	1:10	Gewicht ca 492 kg
	DIN ISO 2768		S235		
	2018	Datum	Name	Benennung	
	Bearb.	11.03.19	Müller	Boden	
	Gepr.				
	Norm				
Hochschule Merseburg			Zeichnungsnummer	Blatt	
			PPR-B-1	1	
				T	
				Bl	
Zust.	Änderung	Datum	Name	Insp.	Erst. d.

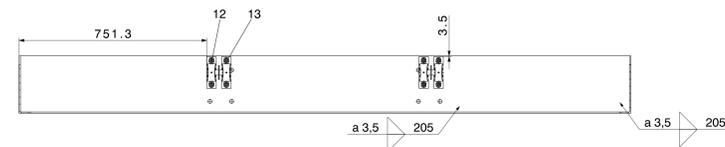
Schnittansicht B-B



Schnittansicht D-D



Schnittansicht A-A

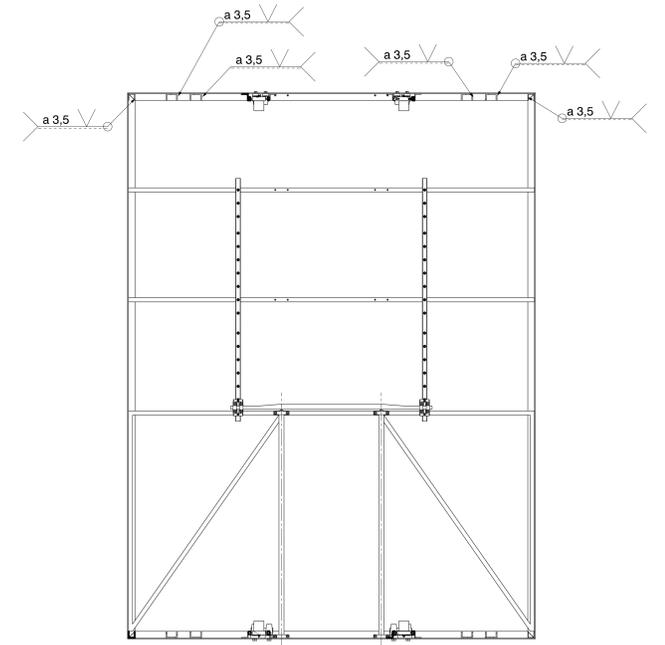
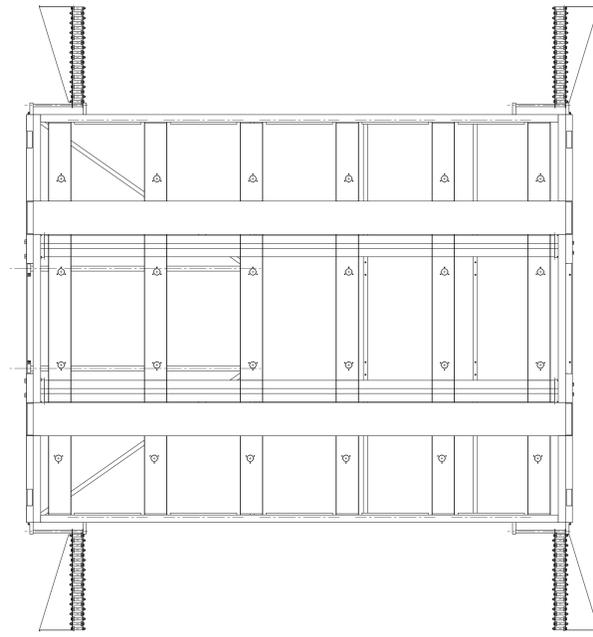
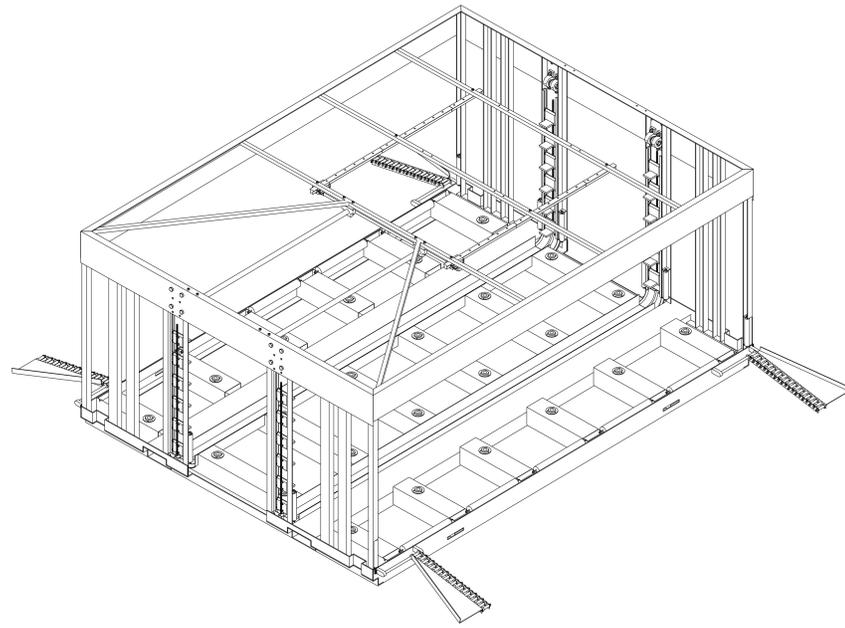


Schnittansicht C-C

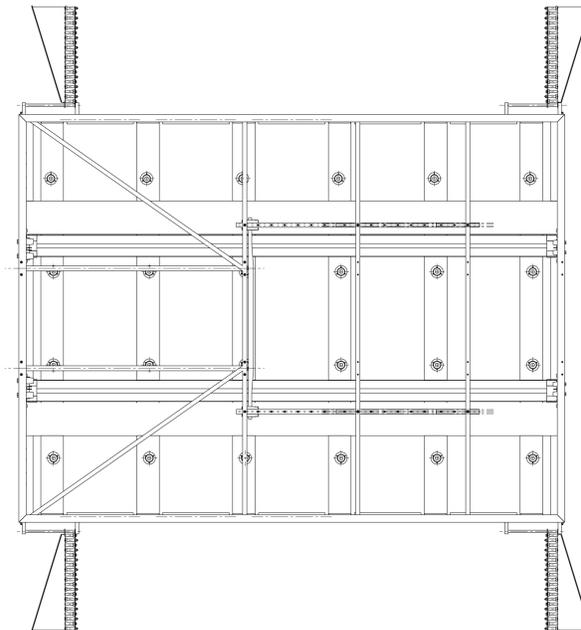
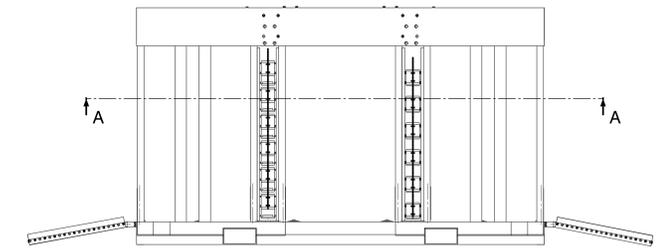
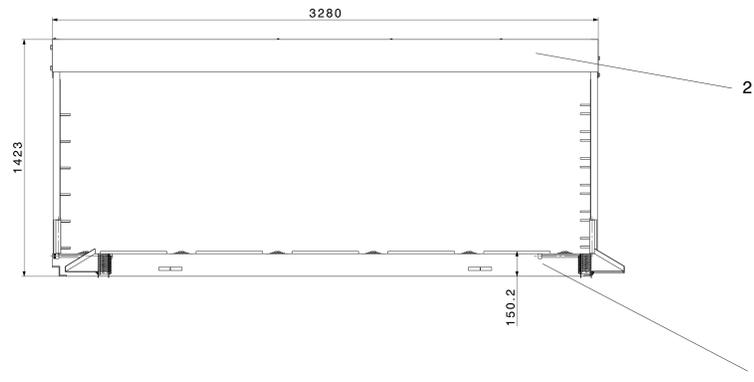
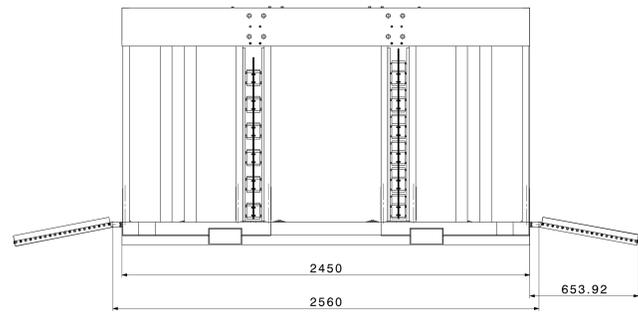
	Zul. Abw. mittel DIN ISO 2768	Obert. Mittelt. Untert.	Maßstab 1:10 Werkstoff Halbzeug	Gewicht ca. 205 kg
	2018 Bearb. 10.03.19	Name Müller	S235 / S335	
Hochschule Merseburg			Zeichnungsnummer PPR-D-1	
Datum 10.03.19			Blatt 1 T. Bl.	

1	2	3	4	5	6
Pos.	Menge	Einheit	Benennung	Sachnummer / Norm-Kurzbezeichnung	Bemerkung
1	2	Stck	Decke Rahmen kurz	PPR-DR-1.1	
2	2	Stck	Decke Rahmen lang	PPR-DR-1.2	
3	2	Stck	Schiene	ARC 30 MN 1 – 1460L	Lintec Antriebstechnik
4	1	Stck	Hubbalkensystem	PPR-HBS-1	
5	2	Stck	Hydraulikzylinder	NOZ161-107-25/18/1200- 206/B1/AM/S34	
6	2	Stck	Umlenkung zweifach	PPR-U2-1	
7	1	Stck	Hydraulikaufhängung	PPR-U1-1	
8	2	Stck	Querträger Decke	PPR-QTD-1	
9	2	Stck	Umlenkung einfach	PPR-U1-1	
10	8	Stck	Sechskantschraube	ISO 4014 – M16x45 – 8.8	
11	8	Stck	Sechskantmutter	ISO 4032 – M16 – 6	
12	8	Stck	Sechskantschraube	ISO 4014 – M12x40 – 8.8	
13	8	Stck	Sechskantmutter	ISO 4032 – M12 – 6	
14	6	Stck	Sechskantmutter	ISO 4032 – M8 – 6	
15	6	Stck	Innensechskantschraube	ISO 4762 – M8x50 – 8.8	
16	4	Stck	Sechskantmutter	ISO 4032 – M8 – 6	
17	4	Stck	Sechskantschraube	ISO 4014 – M8x110 – 8.8	
18	2	Stck	Distanzstück	PPR-DS-1.1	
19	2	Stck	Distanzstück 2	PPR-DS-1.2	

				2018	Datum	Name	Benennung Stückliste Decke
				Bearb.	11.03.19	Müller	
				Gep.			
				Norm			
				Stueckliste-Word.doc			
				Hochschule Merseburg			Zeichnungsnummer PPR-D-1
Zust.	Änderung	Datum	Name	Urspr.	Ers.f.:	Ers.d.:	



Schnittansicht A-A



	Zul. Abw. mittel DIN ISO 2768	Obert.	Maßstab 1:15 Werkstoff Holzboag	Gewicht ca. 700 kg
	2018 Bearb. 11.03.19 Gepr. Norm	Datum Name Müller	Benennung Palettenregal	S235 / S335
Hochschule Merseburg			Zeichnungsnummer PPR-R-1	Blatt 1 T. Bl.
Zust. Änderung	Datum	Name	Insp. GATSA vs. 101	Ein. i. Ein. i.

