

Florian Freimüller, BSc.

Gewichtsreduktion durch optimierte Kraftangriffspunkte bei einer landwirtschaftlichen Arbeitsmaschine

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Graz, Juli 2015

Betreuer: Dipl.-Ing. Christian Ernst
Begutachter: Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Univ.-Doz. Mario Hirz

Technische Universität Graz
Institut für Fahrzeugtechnik

 FTG

(Gesperrt bis Juli 2019)

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

Danksagung

Die Arbeit wurde im Zuge eines Praktikums bei der Fa. Alois Pöttinger Maschinenfabrik GmbH in Kooperation mit dem Institut für Fahrzeugtechnik der TU Graz verfasst.

Ganz besonders möchte ich mich bei meinem Betreuer von Seiten der Fa. Pöttinger Dipl.-Ing. Christian Ernst für die sehr gute Zusammenarbeit und die vielen interessanten Diskussionen bedanken. Seine kreativen Gedankenanstöße brachten mich immer wieder auf neue Ideen und trugen somit maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit bei.

Weiters möchte ich mich bei allen Mitarbeitern der Abteilung Konstruktion Heumaschinen sowie der Simulationsabteilung für ein stets offenes Ohr und die gute kollegiale Zusammenarbeit bedanken. Ein besonderer Dank gilt dabei Dipl.-Ing. Wolfgang Schimpl und Dipl.-Ing. Martin Hettegger, die trotz eines dicht gedrängten Terminkalenders jederzeit fachlich kompetente sowie entgegenkommende Ansprechpersonen waren.

Außerdem bedanke ich mich bei den Verantwortlichen der Fa. Pöttinger, dabei vor allem bei Prok. Dipl.-Ing. Dr. Markus Baldinger MBA, MSc (Entwicklungsleiter) und Dipl.-Ing. Josef Lehner (Leiter der Konstruktionsabteilung Grünland), die es mir ermöglicht haben, die Abschlussarbeit im Unternehmen zu verfassen.

Ein weiterer Dank gilt meinem Betreuer von Seiten der Universität Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Univ.-Doz. Mario Hirz für die gute und unkomplizierte Zusammenarbeit.

Schlussendlich möchte ich noch meinen Eltern Gertraud und Johann Freimüller für die Unterstützung während des gesamten Studiums danken!

Kurzfassung

Diese Masterarbeit befasst sich mit der Optimierung der Schwenkkinematik der Kreiseinheiten des Mittenschwaders *Pöttinger TOP 762C Classic*. Es besteht die Annahme, dass durch die Änderung der Anlenkkinematik eine Reduzierung der Hauptrahmenbelastung der landwirtschaftlichen Arbeitsmaschine erzielbar wäre. In weiterer Folge erhofft man sich Potentiale bezüglich der Masseneinsparung des Hauptrahmens.

Nach umfassenden Analysen der Serienmaschine, der Mitbewerberprodukte und möglicher Lösungsprinzipien wurden Lösungsvarianten unter Berücksichtigung der initialen Annahmen ausgearbeitet. Verschiedenste Ansätze wie die Verwendung einer Seilkine-matik, eine riemenbasierende Konstruktion oder die Gestaltung der Kinematik mittels Koppelgetriebe kamen in den Konzepten zum Einsatz. Einen weiteren wichtigen Punkt, neben der Entwicklung der Grundkonzepte, stellte in dieser Phase die Optimierung der Kinematik dar. Mit dem Ziel der Minimierung der auf den Hauptrahmen wirkenden Kräfte, erfolgte für die einzelnen Lösungskonzepte eine Optimierungsrechnung basierend auf der Variation der Kraftangriffspunkte. Die Kalkulation sollte die Potentiale der einzelnen Lösungskonzepte aufzeigen.

Zwei systematisch ausgewählte Lösungsvarianten wurden im Anschluss einer spannungs-technischen Beanspruchungsanalyse unter vordefinierter Belastung mittels Finite Ele-mente Methode unterzogen. Zur Beurteilung der Ergebnisse erfolgte eine vergleichende Gegenüberstellung mit der Spannungssituation der Serienmaschine *Pöttinger TOP 762C Classic*. Basierend auf den gewonnen Erkenntnissen konnte schließlich versucht werden, die Bauteile gewichtstechnisch zu optimieren. Bei der Betrachtung der Ergebnisse zeigt sich, dass nur für eine der untersuchten Varianten Einsparungspotentiale bezüglich der Hauptrahmenmasse zu realisieren sind. Der Hauptgrund dafür ist allerdings nicht, wie ursprünglich zu erwarten, die Senkung der Hub- und Lagerkräfte mittels kinematischer Optimierung, sondern zum Großteil die spannungsoptimierte Ausführung entsprechender Bauteile.

Abstract

This Master's thesis addresses the kinematic optimization of the hydraulic swivel mechanism of the *Pöttinger TOP 762C Classic* centre swath rake. Due to a redesign of the mechanism it is assumed to get the ability to reduce load on the main frame tube of the machine. Consequently it is expected to exploit mass saving potentials.

In the early stages of the project comprehensive analysis of the initial swivel mechanism were conducted. Based on the gained experience and on initial assumptions it was possible to create and design different solution proposals. The obtained solutions could be improved by means of an optimization process with the aim to minimize forces caused by the swivel mechanism affecting the main frame tube. A numerical optimization algorithm ensured to exploit the full potential of each solution approach.

In the next project stage two systematically selected alternative solutions were subjected to a FE-stress-strength-analysis under predefined loads. By comparing gained solutions with calculated stresses from the initial machine geometry it was possible to reveal substantial saving potentials for one of the two solutions. However, on closer observation it turned out that the majority of weight savings were achieved by stress reduction due to geometrical improvements.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Kreiselschwader	1
1.2	Aufgabenstellung und Projektgliederung	4
2	Projektstart und Recherche	7
2.1	Analyse der Serienmaschine <i>Pöttinger TOP 762C Classic</i>	7
2.1.1	Geometrie	7
2.1.2	Kinematik	8
2.2	Mitbewerbervergleich	12
2.2.1	Claas LINER 2700	13
2.2.2	Fella TS 801	14
2.2.3	Kuhn GA 7501	16
2.2.4	Lely Hibiscus 745 CD Vario	17
2.2.5	Krone Swadro 700	18
2.2.6	Vicon Andex 724	19
2.3	Schwenkantrieb	19
2.3.1	Direkter elektrischer Antrieb	20
2.3.2	Elektrisch angetriebene Seilwinde	22
2.3.3	Antrieb über Hydraulikzylinder am Hauptrahmen	22
2.3.4	Elektrischer Linearantrieb am Hauptrahmen mit Kraftübertragung auf die Ausleger	23
2.4	Antriebsmittel Seil-Riemen-Kette Vergleich	23
2.4.1	Drahtseile	23
2.4.2	Ketten	24
2.4.3	Flachriemen	25
3	Kinematik-Optimierung	28
3.1	Allgemeines	28
3.2	Ablauf der Optimierung	29
3.3	Optimierungsalgorithmen	30
3.3.1	SQP-Verfahren	30
3.3.2	Iteration mit dem Patternsearch Verfahren	31
3.4	Zielfunktion	32
4	Konstruktion	36
4.1	Lösungskonzepte	36
4.1.1	Abgrenzung der Aufgabenstellung	36
4.2	Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte	39
4.2.1	Variante 1	39

4.2.2	Variante 2	45
4.2.3	Variante 3	53
4.2.4	Variante 4	60
4.2.5	Variante 5	65
4.2.6	Zwischenfazit und Erkenntnisse	69
4.2.7	Variante 6	70
4.3	Lösungsauswahl	78
4.3.1	Nutzwertanalyse	78
4.3.2	Auswahl der Zielkriterien	79
4.3.3	Gewichtung der Bewertungskriterien	79
4.3.4	Bewertung der Konzepte und Berechnung der Nutzwerte	80
4.3.5	Auswertung der Ergebnisse	80
4.4	Detaillierung der ausgewählten Konzepte	82
4.4.1	Variante 1-2	82
4.4.2	Variante 5-2	83
5	FE-Berechnung	87
5.1	Beschreibung des angewendeten Verfahrens	87
5.2	Allgemeines zur FE-Analyse	88
5.3	FE-Simulation der Varianten	90
5.3.1	Definition der Lastfälle	90
5.3.2	FE-Modellierung (Preprocessing)	92
5.3.3	Auswertung der Ergebnisse (Postprocessing)	103
5.3.4	Ergebnisse der Basisvarianten	103
5.4	FE-Optimierung der Varianten	106
5.4.1	Beschreibung der Veränderung in Variante 1-2 bzw. 1-2.2	106
5.4.2	Beschreibung der Veränderung in Variante 5-2	109
5.4.3	Ergebnisse der Optimierung	110
5.5	Erkenntnisse aus der FE-Berechnung	113
6	Vergleich und Analyse	115
6.1	Reduktion der Kräfte durch die Optimierung	115
6.2	Ermittlung der Einsparungspotentiale der betrachteten Varianten	116
7	Fazit und Ausblick	119
A	Anhang	A 1
A.1	Morphologischer Kasten der Antriebsmöglichkeiten	A 1
A.2	Berechnung der Geometrie und Kräfte	A 2
A.2.1	Berechnung für Variante 1 und 2	A 2
A.2.2	Berechnung für Variante 3	A 3
A.2.3	Berechnung der Ausleger für Variante 4 und 5	A 5
A.2.4	Berechnung der Ausleger für Variante 6	A 6
A.3	Nutzwertanalyse Variantenauswahl	A 8
A.4	Gewichtsberechnung der Varianten	A 14

Abbildungen

1	Positionen <i>Pöttinger TOP 762C Classic</i>	3
2	<i>Pöttinger TOP 762C Classic</i> in Arbeitspositon	4
3	Winkel zwischen Zylinder und Ausleger <i>Pöttinger TOP 762C Classic</i>	9
4	Kinematik des <i>Pöttinger TOP 762C Classic</i>	10
5	Berechnung der Serienvariante des <i>Pöttinger TOP 762C Classic</i>	11
6	Kraft des Schwenkvorgangs der Serienmaschine	12
7	<i>Claas Liner 2700</i> in Arbeitsposition	14
8	Analyse <i>Fella TS 801</i>	15
9	<i>Kuhn GA 7501</i> in Arbeitsposition	16
10	<i>Lely Hibiscus 745 CD Vario</i> in Arbeitsposition	17
11	Analyse <i>Krone Swadro 700</i>	18
12	<i>Vicon Andex 724</i> in Arbeitsposition	19
13	direkter elektrischer Antrieb der Schwenkvorrichtung	20
14	Berechnung el. Antrieb	21
15	Linearantrieb der Schwenkvorrichtung	23
16	Polygoneffekt	25
17	CONTI POLYFLAT®	26
18	Optimierungsablauf	30
19	Bestimmung der Randbedingungen	38
20	Skizze Konzeptvariante 1	40
21	Variationsbereich der Variablen	40
22	Geometriefunktion	42
23	Kraftverlauf Variante 1	44
24	Skizze Konzeptvariante 2	45
25	Konzeptvariante 2 Schwenkbereich der Seilrolle	46
26	Kraftverlauf Variante 2	48
27	Konzeptvariante 2	49
28	Konzept der hydraulischen Entlastung	52
29	Skizze Konzeptvariante 3	53
30	Parameter Konzeptvariante 3	54
31	Konzeptvariante 3 Schwenkpositionen	56
32	Kraftverlauf Variante 3	58
33	Detailansicht Konzeptvariante 3	58
34	Skizze Konzeptvariante 4 und 5	60
35	Konzeptvariante 4 Detailansicht	61
36	Kraftverlauf Variante 4	63

37	Kraftverlauf Variante 5	66
38	Variante 5	68
39	Skizze Variante 6	71
40	Durchdringungsnebenbedingung Variante 6	72
41	Variante 6-1 und Variante 6-2 Kräfte	73
42	Kraftverlauf Variante 6-1	75
43	Kraftverlauf Variante 6-2	75
44	Konstruktion Varianten 6	76
45	Variante 1-2	82
46	Führungshebel Variante 5-2	84
47	Prinzip der Entlastungsfeder	85
48	Variante 5-2 in Arbeitsposition	86
49	Ablauf der Finite Elemente Berechnung	89
50	Vergleich CAD Modell und FE Modell	92
51	Schweißnahtmodellierung mit 0,5 mm Spalt am Stoß	93
52	Vernetzung	95
53	Allgemeine FE-Modellierung am Beispiel Variante 1-2	97
54	Auslegerlagerung in Serienvariante und Variante 1-2 für die Lastfälle 1, 2 und 4	98
55	Auslegerlagerung in Variante 5-2 für die Lastfälle 1, 2 und 4	99
56	Modellierung der Auslegerlagerung für den Lastfall 3	101
57	FE-Modellierung Lastfall 6	102
58	Ergebnisse der FEM für die Serienvariante LF 1 und 2	105
59	Ergebnisse der FEM für die Varianten 1-2 und 5-2	106
60	Geometrische Anpassungen von der Serienvariante bis zur Variante 1-2	108
61	Geometrische Anpassungen von Variante 5-2	109
62	Ergebnisse der FEM alle Varianten LF 1 und 2	111
63	Ergebnisse der FEM alle Varianten LF 4 und 6	112
64	Kräfte auf den Hauptrahmen	115
65	Geometrie und Kräfte Variante 1 und 2	A 2
66	Geometrie und Freischnitt Variante 3	A 3
67	Freischnitt 2 Variante 3	A 4
68	Auslegergeometrie Variante 4 und 5	A 5
69	Auslegergeometrie Variante 6	A 6
70	Kräfte Variante 6	A 7

Tabellen

1	Auslegerpositionen	8
2	Mitbewerbervergleich	13
3	Vergleich Seil, Riemen und Kette	27
4	Anfangsparameter	39
5	Optimierungsparameter	43
6	Parameterwerte Variante 1	43
7	Anfangsparameter Variante 2	46
8	Optimierungsparameter Variante 2	47
9	Parameterwerte Variante 2	47
10	Anfangsparameter Variante 3	54
11	Optimierungsparameter Variante 3	56
12	Parameterwerte Variante 3	57
13	Parameterwerte Variante 4	61
14	Optimierungsparameter Variante 4	62
15	Parameterwerte Variante 4	62
16	Optimierungsparameter Variante 5	65
17	Parameterwerte Variante 5	66
18	Optimierungsparameter in Varianten 6	74
19	Parameterwerte in Varianten 6	74
20	Ergebnisse der Nutzwertanalyse	80
21	Optimierungspotential der Varianten in VGW Position	115
22	Optimierungspotential der Varianten in maximaler Arbeitsposition	116
23	Massenvergleich der optimierten Varianten	116
24	Morphologischer Kasten der Antriebsmöglichkeiten	A 1

Abkürzungen

VGW	Vorgewende bzw. Vorgewendeposition
LF	Lastfall
FE	Finite Elemente
FEM	Finite Elemente Methode
CAD	Computer Aided Design
GEH	Gestaltänderungshypothese
NH	Normalspannungshypothese
NLDGL	Nichtlineare-Differentialgleichung

1 Einleitung

Mit der steigenden Professionalisierung und Industrialisierung der Landwirtschaft wachsen auch die Anforderungen an die eingesetzten technischen Hilfsmittel. Steigende Erwartungen bezüglich der Qualität und ein zunehmender Wettbewerbsdruck im Landtechniksektor erfordern ein effizientes Wirtschaften der Landmaschinenhersteller.

Ein wichtiger Baustein um diesen Anforderungen gerecht zu werden, besteht in der effizienten Konstruktion und Herstellung der Produkte. Ressourcen, Material und Teile sollen zielgerichtet und entsprechend den gestellten Anforderungen an die Belastbarkeit und Funktionalität zum Einsatz kommen.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Gewichtsoptimierung des Hauptrahmens des Mittenschwaders Pöttinger TOP 762C Classic. Dabei wird vermutet, dass die Optimierung der Anlenkkinematik für den Schwenkmechanismus der Kreiseinheiten eine Reduzierung der Rahmenmasse und damit eine Kosteneinsparung erzielbar wäre.

1.1 Kreiselschwader

Als Schwader werden landwirtschaftliche Geräte bezeichnet, die für das Zusammenrechen von ausgebreitetem Gut (z.B. Gras, Heu oder Stroh) verwendet werden. Die Gutablage erfolgt dabei in 80 – 140 cm breiten sogenannten Schwaden. Der Zweck dieses Prozesses ist in den meisten Fällen die Vorbereitung für die Verladung. Ein sauberes Rechercheergebnis, geringe Verschmutzung und schonende Behandlung des Ladegutes und eine hohe Arbeitsleistung stellen die Grundanforderungen für ein modernes Schwadgerät dar. (Wenner et al., 1980, S. 219)

Die in Mitteleuropa am weitesten verbreitete Bauart ist der Kreiselschwader, wie der in dieser Arbeit behandelte *Pöttinger TOP 762C Classic*. Neben diesen gibt es auch noch Bandschwader (auch als Merger bezeichnet), welche hauptsächlich in Nordamerika zu finden sind. Für Spezialanwendungen kommen auch noch vereinzelt Radrechwender, Bandrechwender und Kreiselrechwender zum Einsatz. (Wenner et al., 1980, S. 219ff)

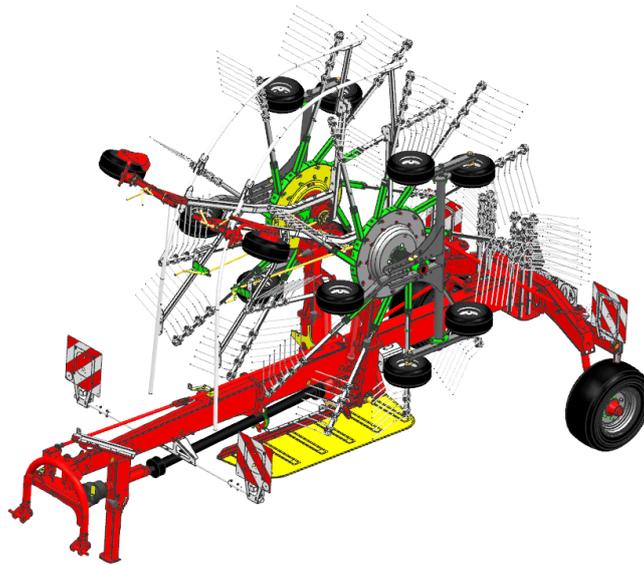
Kreiselschwader bestehen aus einem oder mehreren meist zapfwellengetriebenen Horizontalkreisel bzw. Horizontalkreiseln. An jedem Kreisel sind jeweils mehrere Recharme

befestigt. Die Kreisel werden zunächst senkrecht über den Boden geführt und rechen dabei das Gut bis zum Schwadtuch. Dort sorgt die Kurvenbahnsteuerung dafür, dass die Kreisel aus dieser Position schwenken und das Gut an dieser Stelle liegen bleibt. Der Abstand zum Boden wird über das Kreiselfahrwerk bestimmt, welches die gesamte Einheit während der Arbeitsfahrt mit konstantem Abstand über die Bodenkontur führt – diese Eigenschaft wird auch als Bodenanpassung bezeichnet. (Wenner et al., 1980, S. 219ff)

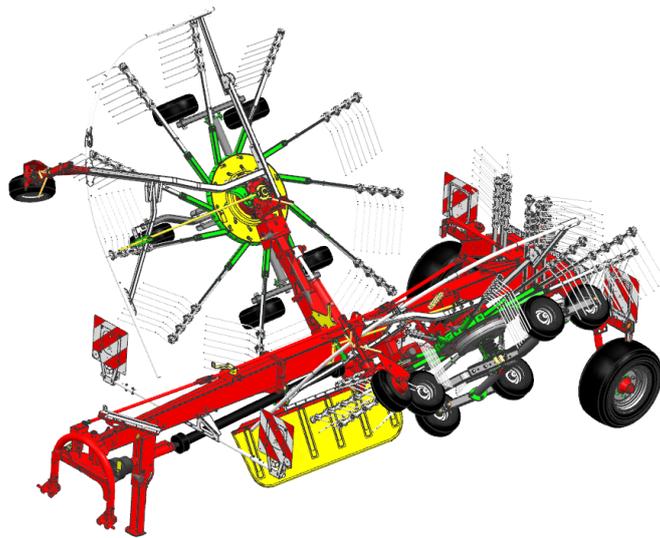
Durch das Steigen der Durchmesser der Kreiseinheiten und durch die wachsende Nachfrage nach immer besserer Futterqualität wurden in den letzten Jahren die Kreiselfahrwerke immer aufwändiger und schwerer.

Im Gegensatz zu den meist am Heckhubwerk des Schleppers angebauten Ein-Kreiselschwadern besitzen Zwei- und Mehr-Kreiselschwader großteils ein eigenes Fahrwerk mit separatem Fahrrahmen. Jede Kreiseinheit ist dabei über einen Ausleger mit dem Rahmen verbunden. Für den Straßentransport werden die Kreiseinheiten meist hydraulisch in die sogenannte Transportposition geschwenkt und zusätzlich mechanisch gesichert (siehe Abbildung 1(a)). Da dieser Aufwand zum Ausheben der Kreiseinheiten für Wendemanöver am Feld nicht notwendig ist, können die Ausleger dafür in die sogenannte Vorgewendeposition (siehe Abbildung 1(b)) geklappt werden. Der Aushub ist dabei gerade so groß, dass beim Queren einer Schwad diese nicht zerstört wird.

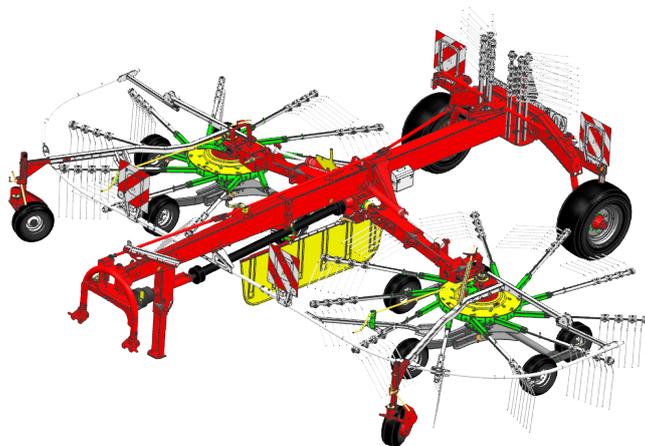
Entsprechend dem Ort der Schwadablage unterscheidet man bei Mehrkreiselschwadern noch zwischen sogenannten Mitten- und Seitenschwadern. Mittenschwader wie der *Pöttinger TOP 762C Classic*, die eine symmetrische Anordnung der Kreiseinheiten besitzen, legen die Schwad zentral in Fahrtrichtung ab, wohingegen unsymmetrisch aufgebaute Seitenschwader für die seitliche Schwadablage konzipiert sind.



(a) Transportposition



(b) Vorgewendeposition (VGW)



(c) Arbeitsposition

Abbildung 1: Positionen *Pöttinger TOP 762C Classic*

1.2 Aufgabenstellung und Projektgliederung

Aufgabenstellung der Masterarbeit ist, durch Veränderung der Kraftangriffspunkte des Schwenkmechanismus der Kreiseinheit die Rahmenstruktur des Mittenschwaders (siehe Abbildung 2) in ihrer Dimension optimieren zu können. Dazu sind auch alternative Lösungen bzw. Ersatzlösungen zum direkten Antriebs mittels Hydraulikzylinders miteinzubeziehen. Der genannte Schwader dient dabei als Versuchsträger.

Von Seiten der Fa. Pöttinger wird vermutet, dass durch Änderung der angreifenden Krafrichtung, egal welche Art von Antrieb vorliegt, die horizontalen Kräfte zwischen Ausleger und Rahmen vermindert werden können und dadurch eine Gewichtseinsparung durch Reduzierung der Rahmendimension möglich ist. Das setzt die Annahme der besonders schädigenden Wirkung der Horizontalkraftkomponenten voraus.

Grundsätzlich sollen also Maßnahmen gefunden werden, mit denen Gewichts- und, auch nicht zu vergessen, Kosteneinsparungen erzielt werden können.

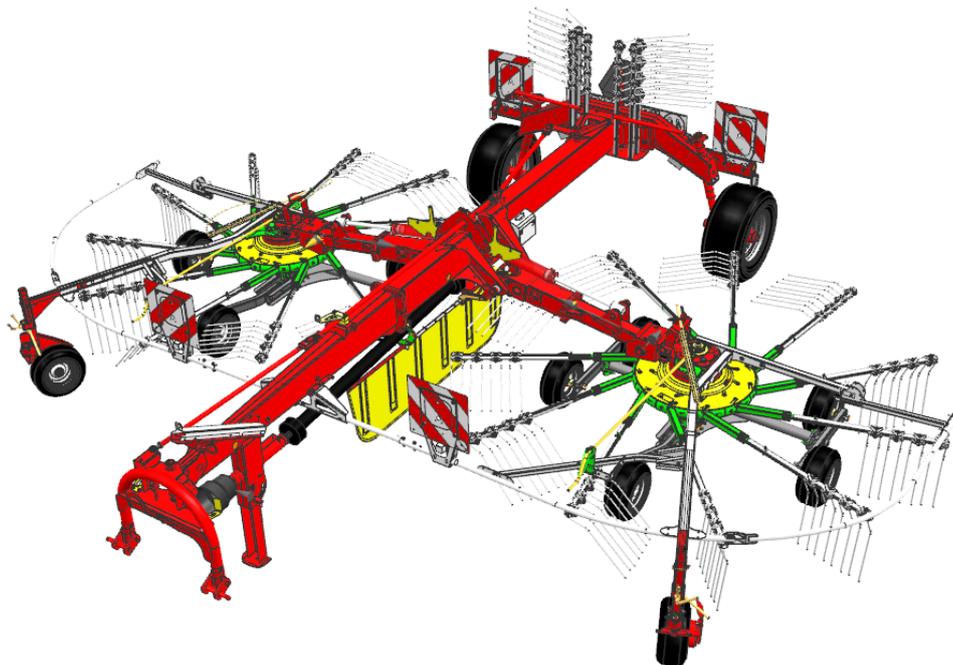


Abbildung 2: *Pöttinger TOP 762C Classic* in Arbeitsposition

Zur Erfüllung der Aufgabe sind folgende Punkte zu berücksichtigen:

1. Im ersten Schritt sind mehrere Konzepte zu entwickeln, wobei mindestens ein Konzept die Hubkraft über ein Seil übertragen soll. Die Seilbetätigung hat dabei mittels liegendem Hydraulikzylinder (Aktor) am Rahmen zu erfolgen.

2. Nach der Auswahl eines geeigneten Konzepts oder mehrerer geeigneter Konzepte, erfolgt im 2. Schritt eine detaillierte CAD-Ausarbeitung der gewählten Variante/Varianten.
3. Durch FE-Simulation des gewählten Konzepts/der gewählten Konzepte ist/sind diese gewichtstechnisch zu optimieren. Die FE- Simulation der Serienvariante soll dabei zu Vergleichszwecken auch durchgeführt werden.
4. Im nächsten Schritt sind die Gewichts- und Kosteneinsparungen, falls vorhanden, zwischen Serienlösung und dem/den alternativen Antriebskonzept/Antriebskonzepten auszuarbeiten.
5. Letzter Schritt ist der Bau eines Prototyps (optional).

Aus der Aufgabenstellung wurde folgende Projektgliederung abgeleitet, nach der vorgegangen werden soll:

1. Projektstart und Recherche
 - Mitbewerbervergleich: Die Fragestellung nach der Funktion des Schwenkmechanismus bei den Mitbewerberprodukten soll beantwortet werden.
 - Weiters wird ermittelt, welche Antriebsmöglichkeiten für den Schwenkmechanismus verwendet werden können.
 - Im letzten Schritt soll die Kinematik beim Schwenkvorgang des *Pöttinger TOP 762C Classic* untersucht werden. Vor allem die auftretende horizontale Kraft ist detailliert zu untersuchen.
2. Ausarbeitung von mehreren Lösungskonzepten
 - In der ersten Phase sollen Ideen gesammelt werden.
 - Aus den Erkenntnissen der Untersuchung des Schwenkvorgangs des *Pöttinger TOP 762C Classic* ist eine optimierte Kinematik zu erarbeiten.
 - Nach Verbesserung der Serienlösung soll mit der systematischen Ausarbeitung von alternativen Konzepten fortgesetzt werden.
 - Die Konzeptphase endet mit einer Auswahl zweier für geeignet erachteter Konzepte.
3. CAD-Detaillierung der ausgewählten Konzepte.

- Das grob skizzierte ausgewählte Alternativkonzept und das kinematisch optimierte seriennahe Konzept werden detaillierter in CAD modelliert.

4. FE-Simulation und Optimierung der Geometrie

- FE-Simulation der Serienvariante des *Pöttinger TOP 762C Classic* und der zwei genannten Alternativkonzepte. Dies umfasst die FE-Modellbildung, die Definition der Lastfälle und die Modellierung und Kalkulation in *Ansys 15*.
- Analyse und Vergleich der Ergebnisse aus der FE-Berechnung der genannten Varianten.
- Optimierung der Geometrie der zwei alternativen Varianten unter Berücksichtigung der Ergebnisse aus der FE-Berechnung.

5. Anpassung der CAD Modelle an die Ergebnisse aus der Optimierungsrechnung.

6. Ausarbeitung des Vergleichs zwischen den verschiedenen Varianten. Darunter fällt die Ermittlung und Dokumentation des Gewichtsunterschieds und der Einsparungspotentiale.

7. (Prototypenbau?)

8. Dokumentation

2 Projektstart und Recherche

2.1 Analyse der Serienmaschine *Pöttinger TOP 762C Classic*

Die prinzipielle Funktionsweise, das Einsatzgebiet und der Nutzen eines Schwaders wurden bereits in Kapitel 1 erklärt. Für den nächsten Schritt ist es wichtig, ein Verständnis für die Eigenschaft und die detaillierte Funktionsweise der zu untersuchenden Maschine zu gewinnen. Deshalb soll sich der Anfang dieses Kapitels mit der Beschreibung des Schwaders *Pöttinger TOP 762C Classic* beschäftigen, wobei vor allem auf den Schwenkmechanismus der Kreiseinheiten das Hauptaugenmerk gelegt wird. Diese Analyse ist wichtig, um Vergleichs- bzw. Referenzwerte zu generieren, um später den Nutzen alternativer Kinematik-Varianten abschätzen zu können.

2.1.1 Geometrie

Der annähernd symmetrische *Pöttinger TOP 762C Classic* basiert auf einem zweiteiligen Hauptrahmen, wobei die beiden Teile über einen Flansch miteinander verschraubt sind. Das vordere Formrohr setzt sich aus verschweißten C-Profilen zusammen und bildet die Verbindung zum Schlepper. Das hintere kastenförmigen Formrohr ist mit dem Achsrahmen verschraubt. Dieser bildet den Abschluss der Maschine und ist für die Lagerung und Führung der zwangsgelenkten ungefederten Räder zuständig. Die Zwangslenkung dient der besseren Nachführung der Maschine an die Spur des Schleppers. Einen Kompromiss aus Spurtreue im Einsatz und Fahrstabilität bei der Straßenfahrt stellt dabei die Abstimmung der Zwangslenkungen dar.

Die zweiteiligen Ausleger sind an Laschen über Lagerbuchsen drehbar am Hauptrahmen gelagert. Am Ende der Ausleger befindet sich jeweils eine kardanisch gelagerte Kreiseinheit mit einem Durchmesser von 3,3 m. Die Lagerung in Kombination mit dem Kreiselfahrwerk ermöglicht eine optimale Anpassung der Kreiseinheit an die Bodenkontur, was das Rechercheergebnis positiv beeinflusst.

Der Antrieb der Kreiseinheiten erfolgt mechanisch über Gelenkwellen. Ein 90° Verteilergetriebe, platziert zwischen den Auslegern, teilt den Antrieb für die rechte und linke Auslegerseite auf. Die Antriebswellen werden innerhalb der Ausleger geführt, was diese

gegen mechanische Einflüsse und Umwelteinflüsse schützt und außerdem zwischendurch eine Lagerung der Welle ermöglicht. Der Ausgleich von Achsabweichungen erfolgt dabei über über Kreuzgelenke.

Ein interessantes Detail stellt die Antriebswellenführung im Schwenklager des Auslegers dar. Das beidseitig schwimmend gelagerte Doppelgelenk mit Überlastsicherung, welches die immanenten Winkeländerungen ausgleichen soll, ist in etwa im Drehpunkt des Lagers platziert. Somit ist keine nennenswerte Längsverschiebung während des Schwenkvorgangs vorhanden und daher auch kein separater Längenausgleich erforderlich.

2.1.2 Kinematik

Wie in Kapitel 1 bereits gezeigt, verfügt die Maschine über drei definierte Auslegerpositionen. In Tabelle 1 sind die exakten Auslegerwinkel dazu aufgelistet. Da sich die Kreiseinheit während des Schwadvorgangs an die Untergrundgegebenheiten anpassen soll, ist diese während der Arbeitsfahrt nicht fixiert, sondern kann sich in einem bestimmten Winkelbereich frei bewegen. Begrenzt wird der Bereich in eine Richtung durch die Länge des Hubzylinders, was bei einem Auslegerwinkel von $\alpha = -14,45^\circ$ der Fall ist. In den folgenden Kapiteln werden die gezeigten Werte als Referenzwerte herangezogen.

Position	Winkel α in $^\circ$
Arbeitsposition	-8,62
Transportposition	86
Vorgewendeposition	43
maximale Arbeitsposition	-14,45

Tabelle 1: Auslegerpositionen

Das Schwenken der Ausleger von der Arbeitsposition in die VGW-(Vorgewende) bzw. Transportposition erfolgt über einfach wirkende 80/30 Differential-Hydraulikzylinder mit 420 mm Hub. Die Zylinder sind sowohl auf der Ausleger- als auch auf der Rahmenseite mit Anschweißlaschen und Bolzen mit den angrenzenden Bauteilen verbunden.

Betrachtet man die Schnittansicht in Abbildung 3, so stellt man fest, dass der Winkel zwischen Hydraulikzylinder und Ausleger in Arbeitsposition relativ spitz ist ($\psi = 1,6^\circ$). Die Längsachsen der beiden Bauteile sind dabei also annähernd parallel. Dies bedeutet in der gegebenen geometrischen Konfiguration, dass der Wirkabstand (Normalabstand) zwischen der Zylinderachse und der Schwenkachse, welcher in Kombination mit der Zylinderkraft das Hubmoment ergibt, äußerst klein ist. Zum Ausheben der Kreiseinheiten aus dieser Position ergibt sich daher folglich eine große Zylinderkraft, welche ein Vielfaches der Gewichtskraft der Kreiseinheiten beträgt. Beim Aushub aus der maximalen Arbeitsposition (Winkeldifferenz = $0,4^\circ$) ist die Situation noch kritischer.

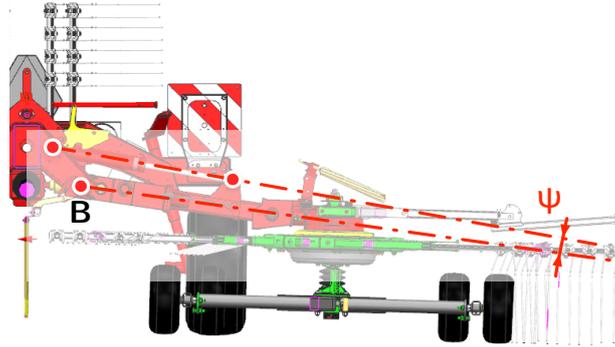


Abbildung 3: Winkel zwischen Zylinder und Ausleger *Pöttinger TOP 762C Classic*

Betrachtet man das Kräftegleichgewicht (siehe Abbildung 4) im Moment des Aushubs der Kreiseinheit aus der Arbeitsposition wird die Problematik deutlich. Ein großer Teil der Kraft wirkt dabei in eine Richtung, in der keine Arbeit verrichtet wird. Obwohl der horizontale Anteil der Kraft durch den geringen Hebelabstand beinahe keinen Nutzen mit sich bringt, muss er dennoch durch die Lager und den Rahmen aufgenommen werden und ist bei der Auslegung der Maschine zu berücksichtigen.

Um diese Thesen auch mit Zahlen untermauern zu können, müssen die auftretenden Kräfte berechnet werden. Dazu wird das statische Momentengleichgewicht um den Punkt **B** gebildet (siehe Skizze in Abbildung 5):

$$\sum M_B = 0 = \mathbf{L}_{Sp} \times \mathbf{F}_{Ke} + \mathbf{L}_S \times \mathbf{F}_A + \mathbf{x} \times \mathbf{F}_{Ke} \quad (2.1)$$

durch Umformen und Einsetzen der Vektoren erhält man:

$$F_S(\alpha) = \frac{F_A \cdot L_S \cos \alpha + F_{Ke} \cdot L \cos(\alpha - \alpha_2)}{\cos \beta (x \cos \alpha - y \sin \alpha) + \sin \beta (x \sin \alpha + y \cos \alpha)} \quad (2.2)$$

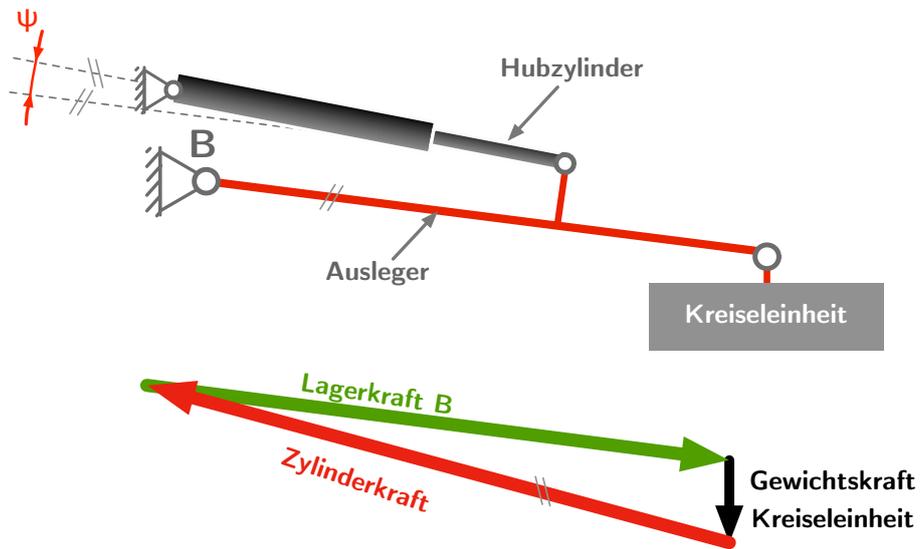
Der horizontale Anteil der Kraft ist dabei:

$$F_{horizontal}(\alpha) = F_S(\alpha) \cdot \sin \beta \quad (2.3)$$

Setzt man in die Gleichungen 2.2 und 2.3 Zahlenwerte ein, ergeben sich für den Schwenkbereich der Ausleger $\alpha = [-14,45^\circ; 86,00^\circ]$ die Verläufe wie in Abbildung 6 dargestellt.

Man kann erkennen, dass die maximale Zylinderkraft am Anfang des Hubs auftritt. Mit zunehmendem Schwenkwinkel nimmt diese annähernd linear ab, was daran liegt, dass sich Hebelabstände und Winkel ändern. Mit kleiner werdendem Abstand der Kreiseinheit zum Drehpunkt reduziert sich das Lastmoment, außerdem erhöht sich durch die

Arbeitsposition



VGW Position

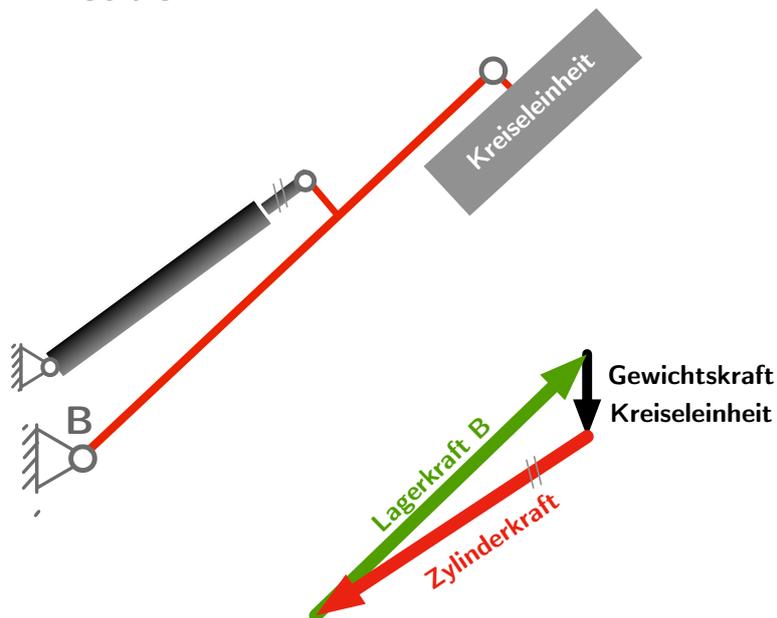
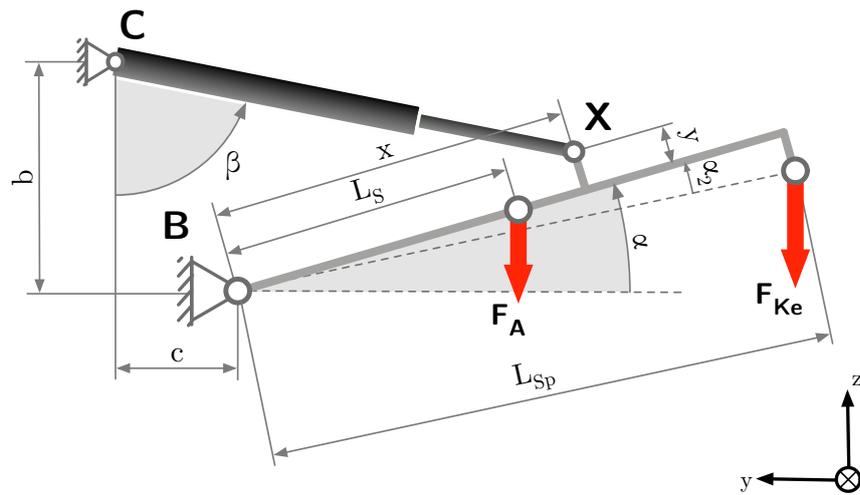
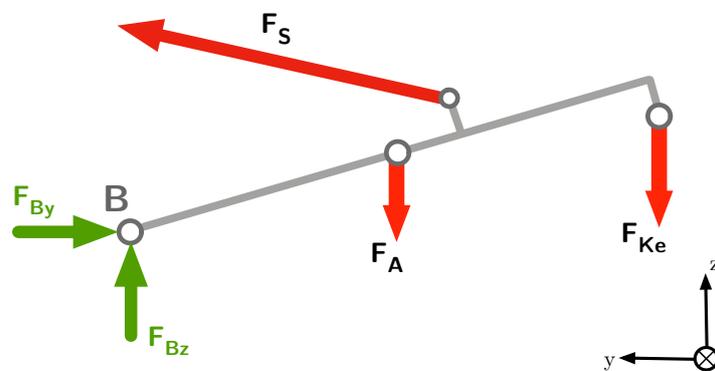


Abbildung 4: Kinematik des *Pöttinger TOP 762C Classic*



(a) Geometrie



(b) Kräfte

Abbildung 5: Berechnung der Serienvariante des *Pöttinger TOP 762C Classic*

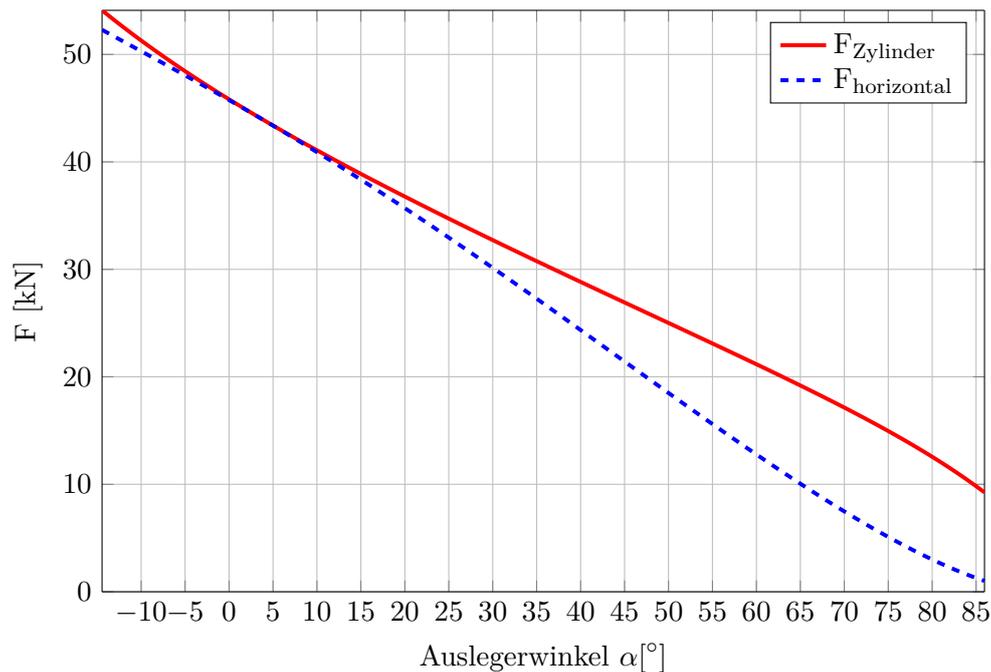


Abbildung 6: Kraft des Schwenkvorgangs der Serienmaschine

geänderten Winkelverhältnisse der Normalabstand zur Zylinderachse (siehe Abbildung 4).

Ziel der Optimierungsüberlegungen muss es folglich sein, die Spitzenlast zu reduzieren und generell die Zylinderkrafttrichtung während des gesamten Hubs annähernd in Bewegungsrichtung der Ausleger zu bringen.

2.2 Mitbewerbervergleich

Um einen Überblick über die am Markt vertretenen Schwadkreisel zu erhalten, soll in diesem Punkt die Arbeit mit einem Mitbewerbervergleich fortgeführt werden. Gegenübergestellt werden dabei Schwadkreisel mit Mittelablage namhafter Hersteller in der 7m Klasse (d.h. Arbeitsbreite ca. 7 m). Da viele Hersteller nur Modelle mit variabler Arbeitsbreite anbieten, wird auch das Modell der Fa. Pöttinger mit variabler Arbeitsbreite zum Vergleich herangezogen (*Pöttinger TOP 762C*). Die verglichenen Produkte verfügen alle über einen hydraulisch angetrieben Schwenkmechanismus für die Kreiselklappung, ähnlich dem des *Pöttinger TOP 762C Classic*.

Bei der Betrachtung der Daten in Tabelle 2 zeigt sich, dass der *Pöttinger TOP 762C* eine erheblich höhere Masse als die meisten der Mitbewerberprodukte aufweist. Unter

¹Herstellerangabe

Hersteller	Produktbezeichnung	Arbeitsbreite in m	Masse in kg ¹	Transportbreite in m	Transporthöhe in m
Pöttinger	TOP 762 C	6,90 - 7,60	ca. 1980	2,55/2,90	4
Claas	LINER 2700	6,80 - 7,40	ca. 1900	2,97	3,99
FELLA	TS 801	6,80 - 7,60	ca. 1875	2,98	über 4 m
Kuhn	GA 7501	6,85 - 7,45	ca. 1590	2,55	4,15
Lely	HIBISCUS 745 CD Vario	6,85 - 7,35	ca. 1865	2,5	3,8
VICON	Andex 764 (Andex784)	7 - 7,80	ca. 1640 (1700)	2,8	4,1
KRONE	Swadro 700	6,8	ca. 1650	2,9	3,99

Tabelle 2: Mitbewerbervergleich

Annahme, dass der Großteil der verglichenen Produkte eine in der Größenordnung ähnliche Flächenleistung hat, stellt sich die Frage, warum sich bei den verglichenen Produkten ein Unterschied in der Masse von bis zu 300 kg ergibt.

Entsprechend der Aufgabenstellung (siehe Kapitel 1.2) konzentriert sich dieser Vergleich auf die Bewertung der Kinematik des Schwenkmechanismus bezüglich Gewichtseinsparungspotentiale. Der Fokus liegt daher auf Rahmen und Auslegerkonstruktion und lässt die Kreiseinheiten außen vor.

2.2.1 Claas LINER 2700

Die Aufhängung des Auslegers am Hauptrahmen unterscheidet sich beim *Claas Liner 2700* nur unwesentlich von dem des *Pöttinger TOP 762C Classic*. Bei ähnlicher Hauptrahmenhöhe und Auslegerdrehachse ergibt sich durch den höheren Aufhängungspunkt der Kreiseinheit ein wesentlich stumpferer Winkel ψ (siehe Abbildung 7) zwischen Schwenkzylinder und Auslegerformrohr. Spitzenlasten, wie sie beim *Pöttinger TOP 762C Classic* am Anfang des Schwenkvorgangs von der Arbeits- in die Transportposition auftreten, sollten somit vermindert werden können. Es wird angenommen, dass dadurch der Schwenkzylinder-Durchmesser reduziert und die Einbindung am Hauptrahmen weniger aufwändig (materialintensiv) gestaltet werden muss. Wie die anderen untersuchten Mitbewerber-Modelle verfügt der *Claas Liner 2700* im Vergleich zum *Pöttinger TOP 762C Classic* über einen einteiligen Ausleger. Die „geschlitzte“ Ausführung am äußeren Rand dient dabei auch gleichzeitig als Führung für die variabel breitenverstellbare Kreiseinheit.

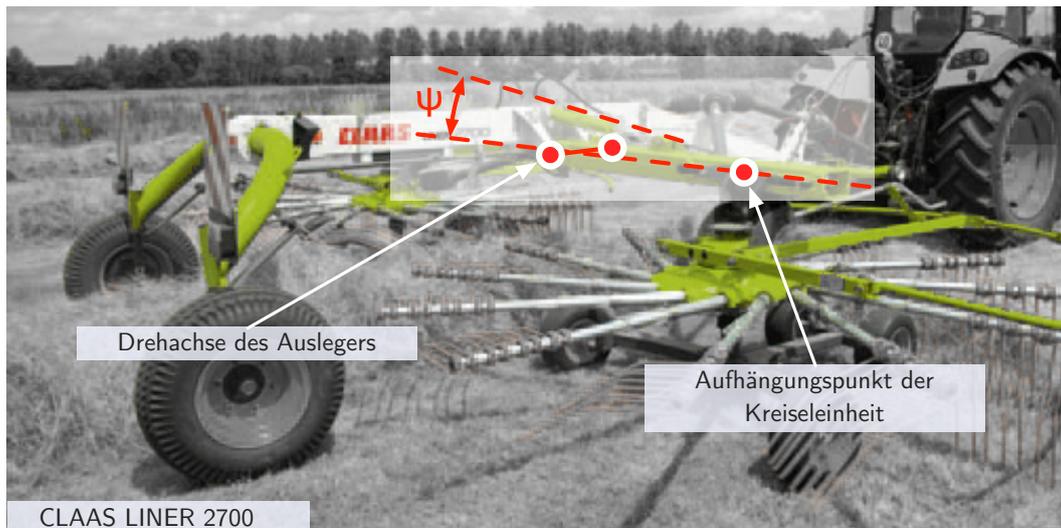


Abbildung 7: *Claas Liner 2700* in Arbeitsposition (Claas, 2013, S. 36)

2.2.2 Fella TS 801

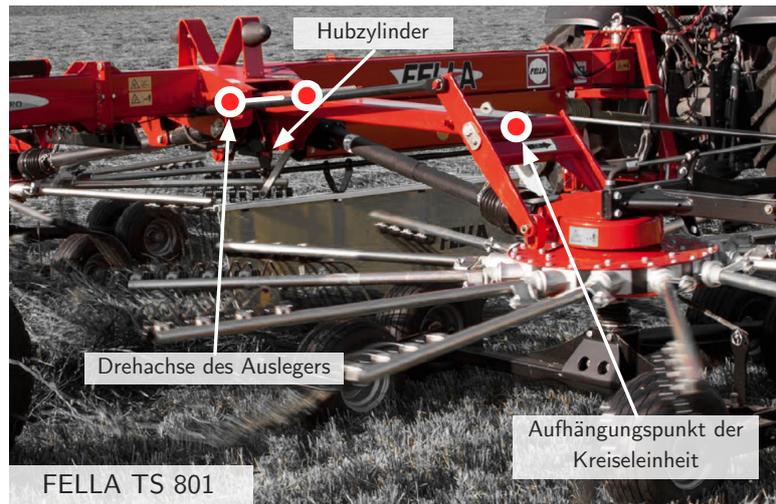
Beim *Fella TS 801* Schwader erfolgt der Schwenkvorgang über einen unter dem Hauptrahmen quer eingebauten drückenden Hydraulikzylinder. Die Hubkraft wird folglich wie in Abbildung 8(c) ersichtlich vom Hebel h und dem momentanen Winkel des Auslegers bestimmt. Die im Hydraulikzylinder eingebrachte Kraftkomponente, welche beinahe ausschließlich in horizontale Richtung wirkt, muss also über das Haupt-Auslegerlager aufgenommen werden. Aufgrund dessen und der Tatsache, dass die Drehachse des Auslegers einen relativ großen Abstand zur Symmetrieebene der Maschine hat, scheint die kastenförmige Auslegereinbindung relativ schwer zu sein.

Vergleicht man die horizontale Kraft mit der des *Pöttinger TOP 762C Classic*, stellt man fest, dass bei gleicher angenommener Masse (600 kg) der Kreiseinheit und ähnlichem Abstand des Schwerpunkts der Kreiseinheit vom Drehpunkt B (ca. 1600 mm) beim Aushub aus der Arbeitsposition sowohl der Betrag der Zylinderkraft als auch die horizontale Komponente wesentlich geringer zu sein scheinen. (Die Zylinder und die Auslegerposition werden dabei horizontal angenommen. Für h wird ein Wert von 300 mm geschätzt und die Koppelstangenkinematik sei dabei zu vernachlässigen.)

$$\sum M_B = 0 = F_{Kreiseinheit} \cdot L_{Kreiseinheit} - F_{Zylinder} \cdot h \quad (2.4)$$

$$F_{Zylinder} = \frac{F_{Kreiseinheit} \cdot L_{Kreiseinheit}}{h} = 31,4 \text{ kN} \quad (2.5)$$

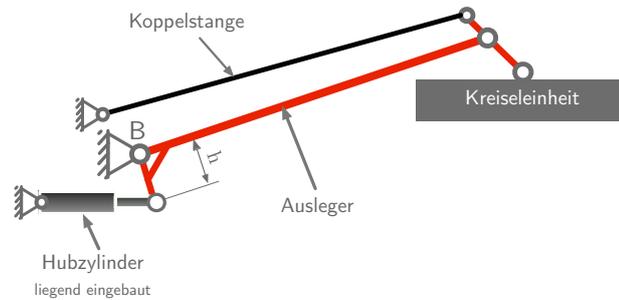
Dieses Ergebnis würde bedeuten, dass beim Aushub aus der Arbeitsposition eine um 43% geringere Zylinderkraft im Vergleich zum *Pöttinger TOP 762C Classic* benötigt wird. Betrachtet man nur die horizontale Komponente der Zylinderkraft, ergibt sich ein ähnlicher Prozentsatz.



(a) Fella TS 801



(b) Fella TS 801 Auslegereinbindung Detail



(c) Kinematik Fella TS 801

Abbildung 8: Analyse *Fella TS 801* (Fella, 2015, S. 13)

Durch den Anlenkpunkt des Zylinders am Ausleger wird der einteilige Ausleger durch die Gewichtskraft der Kreiseinheit auf Biegung beansprucht (Beeinflussung der Biegebeanspruchung des Auslegers durch die Koppelstange zum Zeitpunkt des Aushubs aus der Arbeitsposition eher gering). Darum verwundert es, dass der Querschnitt des Auslegerformrohrs ein kleines *Höhe/Breite*-Verhältnis aufweist.

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal der Maschine zeigt sich bei der Betrachtung der Schwadbreiteneinstellung. Durch ein verstellbares Gestänge kann der Abstand der Kreiseinheit zum Rahmen justiert werden. Beim Schwenken in Transportposition werden die Kreisel durch die Mechanik eingefahren, was die Transporthöhe vermindert. Durch die externe Platzierung der Gelenkwelle zum Antrieb der Kreiseinheit verschafft man sich die Möglichkeit, den Schwenkmechanismus relativ frei zu gestalten, muss jedoch die Probleme, die sich aus einer ungelagerten Gelenkwelle ergeben, in Kauf nehmen.

2.2.3 Kuhn GA 7501

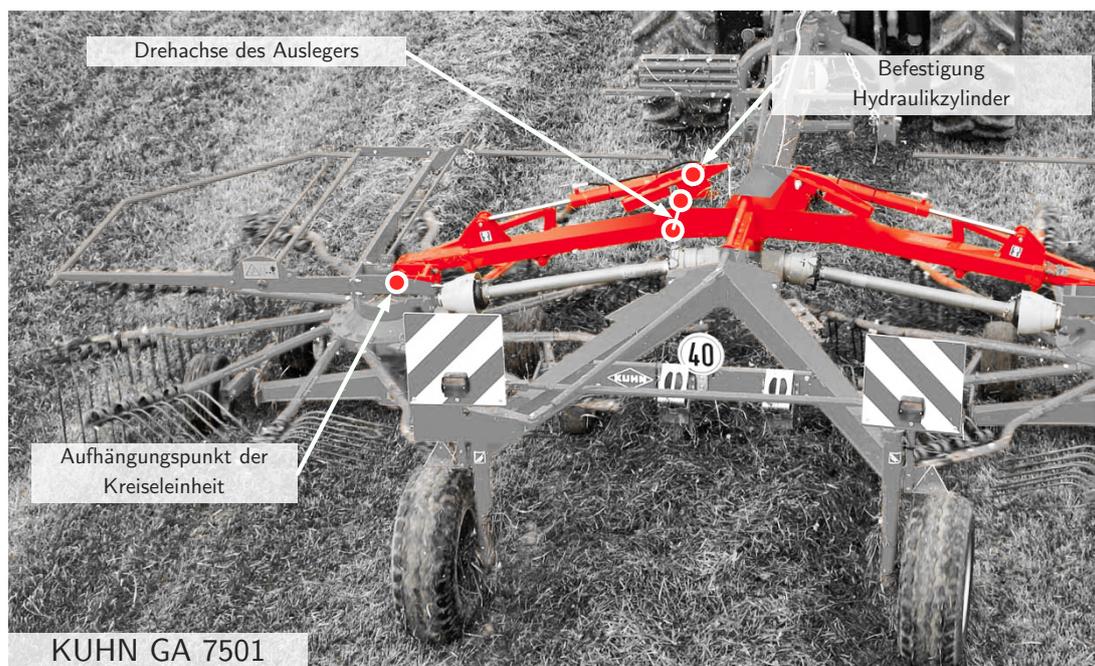


Abbildung 9: *Kuhn GA 7501* in Arbeitsposition (Kuhn, 2014, S. 10)

Der Schwenkmechanismus dieses Schwaders unterscheidet sich im Prinzip nur unwesentlich von dem des *Pöttinger TOP 762C Classic*. Durch ein Gestänge kann die Schwadbreite eingestellt werden, beim Schwenken in Transportstellung werden die Kreisel durch diese Kinematik eingefahren, was die Transporthöhe reduziert. Im Vergleich zum *Pöttinger TOP 762C Classic* scheint der Normalabstand (Hebel) zwischen der Zylinderachse und der Drehachse der Ausleger in der Arbeitsposition größer zu sein, was die benötigte Hubkraft reduziert.

Grund dafür ist, wie in Abbildung 9 ersichtlich, die Zylinderanbindung am Ausleger, die höher platziert ist. Wie beim *Fella TS 801* ist die Drehachse des Auslegers relativ weit außen (großer Abstand zur Symmetrieebene der Maschine). Es verwundert deshalb, dass die Auslegerlaschen (Befestigungspunkte der Ausleger am Rahmenformrohr), selbst im Vergleich zu den Mitbewerberprodukten, äußerst schlank ausgeführt werden können.

2.2.4 Lely Hibiscus 745 CD Vario

Im Vergleich zum *Pöttinger TOP 762C Classic* unterscheidet sich der *Lely Hibiscus* durch die Höhe des Befestigungspunkts für den Schwenkzylinder am Mittelrahmen. Zur Definition der Vorgewendeposition besitzt dieser Schwader einen separaten Zylinder außen am Auslegerformrohr (siehe Abbildung 10). Es teilen sich somit zwei Hydraulikzylinder einen Kolben.

Weiters ist in der Abbildung festzustellen, dass die Lagerung des Auslegers am Mittelrahmen sehr breit gestaltet wurde – großer Abstand zwischen vorderer und hinterer Lagerlasche. Das reduziert die Lagerkräfte im Schwadbetrieb hervorgerufen durch das Moment aus Roll- und Rechwiderstand.

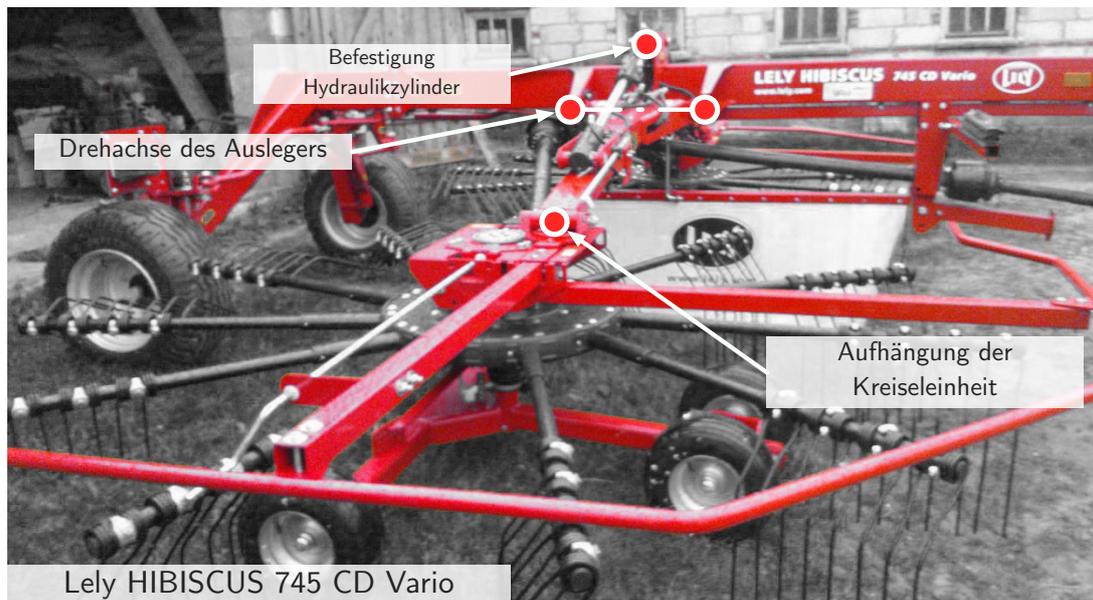


Abbildung 10: *Lely Hibiscus 745 CD Vario* in Arbeitsposition (Otomoto, 2015)

Die hydraulische Arbeitsbreitenverstellung wird auch zur Reduzierung der Transporthöhe genutzt. Durch Einfahren des äußeren Formrohrs kann ähnlich dem *Pöttinger TOP 762C* eine Transporthöhe von unter 4 m erreicht werden. Ist beim Pöttinger Schwader der äußere Teil des Auslegerformrohrs teleskopisch ausgeführt, d.h. zwei Formrohre werden ineinander verschoben, so erfolgt beim *Lely* die Bewegung über das an zwei Lagerstellen

am statischen Teil des Auslegers verschiebbar geführte äußere Formrohr (Relativbewegung zwischen äußerem und innerem Ausleger). Wie bei den anderen verglichenen Mitbewerberprodukten muss deshalb der Antrieb über eine auf langer Strecke ungeführte teleskopische Gelenkwellen erfolgen.

2.2.5 Krone Swadro 700

Bei diesem Schwader ist der Winkel zwischen Ausleger und Schwenkzylinder in der Arbeitsposition sehr spitz – Hydraulikzylinder und Ausleger sind dabei fast parallel. In Kombination mit dem geringen Wirkabstand (Normalstand) zwischen Zylinderachse und Schwenkachse ist daher am Anfang des Schwenkvorgangs eine große Hubkraft (Zylinderkraft) zu erwarten, welche großteils in horizontale Richtung wirkt. In Abbildung 11 lässt sich feststellen, dass die Kinematik sehr ähnlich der des *Pöttinger TOP 762C Classic* ist.



(a) Krone Swadro 700 in Arbeitsposition

(b) Krone Swadro 700 Auslegerlasche Detail

Abbildung 11: Analyse *Krone Swadro 700* (Krone, 2012, S. 16)

Ein interessantes Detail und Alleinstellungsmerkmal ist das trapezförmig ausgeführte Hauptformrohr. Weiters ist zu bemerken, dass die Laschen zur Auslegerbefestigung rein aus stehenden Blechen ohne Obergurt aufgebaut sind. Obwohl beide Laschenseiten innen mit einem Längsblech versteift sind, stellt sich die Frage, warum alle anderen verglichenen Schwaderhersteller die Auslegereinbindung in das Hauptformrohr wesentlich aufwändiger gestalten.

2.2.6 Vicon Andex 724

Wie beim *Kuhn GA 7501* ist der Drehpunkt beim *Vicon Andex 724* weit außen in großer Entfernung zur Symmetrieebene der Maschine platziert. Die Klappzylinder greifen am Ende des Auslegers an, was die Biegemomentenbelastung auf das einteilige Auslegerformrohr in Grenzen hält, jedoch in Arbeitsposition den Winkel zwischen Ausleger und Zylinderachse sehr spitz werden lässt. Dies wirkt sich negativ auf die Größe der benötigten Hubkraft aus. Ein weiterer Nachteil ergibt sich daraus, dass für diese Anlenkung ein langer Hubzylinder benötigt wird.



Abbildung 12: *Vicon Andex 724* in Arbeitsposition (Vicon, 2014, S. 16)

2.3 Schwenkantrieb

Dieser Punkt befasst sich mit der Untersuchung des Schwenkantriebs. Dabei werden verschiedenste Ausführungsmöglichkeiten einander gegenüber gestellt. Die Überlegungen sollen Denkanstöße liefern und Alternativen aufzeigen, Lösungen unabhängig vom direkten hydraulischen Antrieb mittels Differentialzylinder auszuführen. Grundsätzlich ist zu bemerken, dass die Hydraulikversorgung in der Landtechnik im Gegensatz zur LKW/Transport-Branche als Standard angesehen werden kann.

Zur Untersuchung dieses Sachverhalts wird ein morphologischer Kasten als Hilfsmittel verwendet (Details siehe Anhang A.1). Als Resultat ergeben sich unter anderem folgende alternative Ausführungsmöglichkeiten zum herkömmlichen hydraulischen Antrieb:

1. Direkter elektrischer Antrieb des Auslegers über einen Elektromotor und Übersetzung über ein Getriebe.
2. Elektrisch angetriebene Seilwinde welche über ein Seil den Ausleger bewegt, die Seilwinde wird dabei am Haupttrahmen montiert.
3. Hydraulischer Antrieb mittels Hubzylinder, der nicht direkt am Ausleger angreift, sondern die Kraftübertragung über ein Seil oder ein Gestänge möglich macht.
4. Elektrischer Linearantrieb am Haupttrahmen mit Kraftübertragung auf die Ausleger über Seil oder Gestänge.

2.3.1 Direkter elektrischer Antrieb

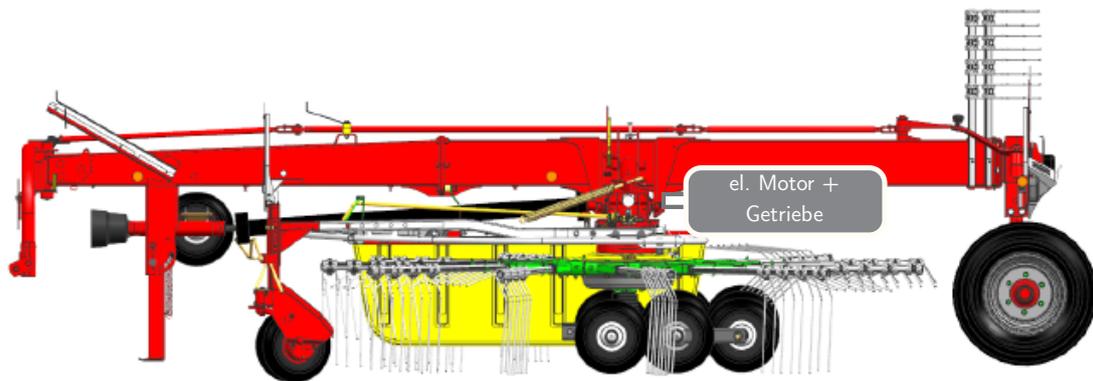


Abbildung 13: direkter elektrischer Antrieb der Schwenkvorrichtung

Der Antrieb des Schwenkmechanismus erfolgt direkt über eine E-Maschine und ein Getriebe (siehe Abbildung 13). Um die Durchführbarkeit und Wirtschaftlichkeit dieser Idee abschätzen zu können, wird eine überschlägige Berechnung zur Ermittlung des zu erwartenden Leistungsbedarfs durchgeführt. Vereinfachend soll angenommen werden, dass eine Punktmasse $m = 600 \text{ kg}$ (als Ersatzmasse der Kreiseinheit) welche an einem Balken (Ersatzmodell für den Ausleger) mit der Länge $l = 1560 \text{ mm}$ befestigt ist, gegen die Schwerkraft angehoben werden soll (Prinzipskizze siehe Abbildung 14).

Unter Zuhilfenahme des 2-dimensionalen *Drallsatzes* um einen ortsfesten Punkt B ergibt sich folgendes Gleichgewicht:

$$I_B \cdot \ddot{\alpha} = -m \cdot g \cdot l \cos(\alpha) + M_{\text{Antrieb}} \quad (2.6)$$

Dabei berechnet sich das Massenträgheitsmoment I_B aus der Reduzierung des Systems auf eine Punktmasse im Schwerpunkt: $I_B = m \cdot l^2$.

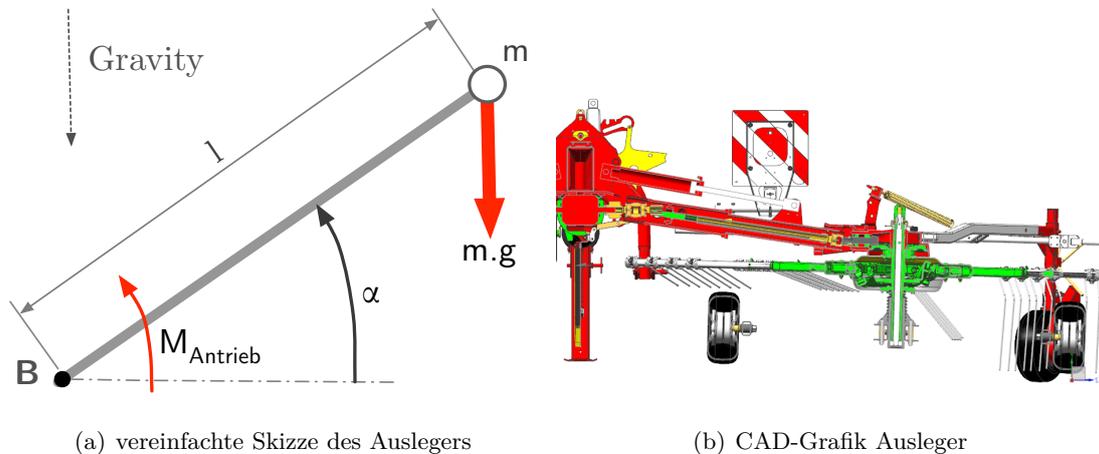


Abbildung 14: Berechnung el. Antrieb

$M_{Antrieb}$ ergibt sich also durch Lösen der NLDGL unter Berücksichtigung der Anfangsbedingungen $\alpha(t=0) = \alpha_0$ und $\dot{\alpha}(t=0) = 0$ und linearisiert um den Punkt $\alpha = 0$:

$$M_{Antrieb} = 2 \cdot \frac{(\alpha - \alpha_0) \cdot I_B}{t^2} + mg \cdot l \quad (2.7)$$

Bei einer angenommenen erlaubten Dauer von $t = 3$ s bis der Ausleger von Arbeits- in VGW-Position fährt, berechnet sich das als konstant angenommene benötigte Antriebsmoment $M_{Antrieb} = 12$ kNm. Dies würde eine Antriebsleistung von mindestens

$$\text{aus der DGL : } \dot{\alpha} = \frac{M_{Antrieb} - mg \cdot l}{I_B} \cdot t \quad (2.8)$$

$$\dot{\alpha}_{max} = \dot{\alpha}(t=3) = 0,6 \text{ rad s}^{-1} \quad (2.9)$$

$$P_{Antrieb} = M_{Antrieb} \cdot \dot{\alpha}_{max} = 7,2 \text{ kW} \quad (2.10)$$

notwendig machen.

Um beide Arme gleichzeitig schwenken zu können, wäre also unter der Annahme des konstanten Antriebsmoments, eine elektrische Antriebsleistung von ca. 14 kW kurzzeitig notwendig.

Aufgrund

- der derzeit nur in seltenen Fällen vorhandene Verfügbarkeit der benötigten elektrischen Antriebsleistung,

- des zu erwartenden hohen Preises der benötigten Komponenten
- und der nicht vorhandene Aussicht auf Gewichtseinsparung aufgrund der schweren Komponenten (zurückzuführen auf den erheblichen Leistungsbedarf)

wurde diese Variante für den Schwenkantrieb wieder verworfen. Weiters ist zu bemerken, dass es sich hierbei um einen zyklischen Betrieb mit kurzen Einsatzzeiten und langen Stillstandszeiten handelt (entsprechend Lastspiegel aus Prüftechnikabteilung). Der seltene Bedarf einer E-Maschine mit diesen hohen Leistung würde die Verwendung voraussichtlich unwirtschaftlich machen.

Stellt man den zu erwarteten Vorteil im Wirkungsgrad des elektrischen Antriebs verglichen mit einem hydraulischen Antrieb gegenüber, so dürfte der zu erwartende Verlust, in Anbetracht der kurzen Einsatzzeiten, nicht wirklich relevant sein.

2.3.2 Elektrisch angetriebene Seilwinde

Dieser Antrieb wurde im Zug eines anderen Projekts in Kooperation mit dem *Francisco Josephinum* in Wieselburg (siehe Zillinger et al. (2012)) untersucht. Dabei stellte sich jedoch heraus, dass der Antrieb mit einer Seilwinde

- zu teuer,
- zu langsam
- und zu schwer ist.

Neben den Ergebnissen der Untersuchung des *Francisco Josephinums* lässt sich auch aus der Argumentation die in Kapitel 2.3.1 angeführt wurde – die Berechnung der Leistung ist allgemein gültig – diese Schlussfolgerung ableiten.

2.3.3 Antrieb über Hydraulikzylinder am Hauptrahmen

Die freie Anordnung der Hubzylinder macht eine Kraftübertragung über Seil, Gestänge oder Riemen notwendig. Durch eine optimale Anordnung der Komponenten sollen die wirkenden Kräfte auf den Rahmen reduziert und Gewichtseinsparungspotentiale aufgezeigt werden. Entsprechend der Aufgabenstellung dieser Arbeit ist diese Art des Antriebs auf jeden Fall genauer zu untersuchen (siehe folgende Kapitel).

Zugorganen gut und platzsparend aufzuwickeln. Eine der wichtigsten Gruppe von Seilen sind Rundlitzenseile. Dabei sind die Litzen um eine Fasereinlage rechts- oder linksgängig angeordnet. Neben der Schlagrichtung der Litzen ist die Schlagrichtung der Drähte in den einzelnen Litzen wichtig. Durch die Anordnung können die Eigenschaften des Seil stark beeinflusst werden. Sind beide Schlagrichtungen gleich (*Gleichschlagseil*), sind die Seile biegsamer und liegen besser in Umlenkrollen und Trommeln auf, neigen aber dazu, sich unter Belastung aufzudrehen und können daher nur für geführte Lasten verwendet werden. Unterscheiden sich die Schlagrichtungen spricht man von einem Kreuzschlagseil. Diese sind robuster und nicht so anfällig gegenüber Schrägzug, besitzen jedoch nicht die das Gleichschlagseil auszeichnende Biegsamkeit. Weiters werden die Eigenschaften des Seils durch den Aufbau der Litzen beeinflusst. Die drei wichtigsten Bauarten stellen Seale-, Filler- und Warrington-Litzen dar – aber auch Verbundkonstruktionen sind möglich. (Böge, 2013, S. K7ff)

Es gibt eine Vielzahl von Seilbauarten, die in der Norm *DIN EN 12385* (Nachfolger der zurückgezogenen Norm *DIN 3051* bzw. *DIN 655*) detailliert beschrieben werden. In der Norm *DIN 15020* finden sich die Berechnungsvorschriften zur exakten und anwendungsgerechten Auslegung von Seiltrieben. (Böge, 2013, S. K14)

2.4.2 Ketten

Rundgliederketten (Rundstahlketten und Profilstahlketten)

Rundgliederketten sind sehr robuste Ketten, welche sich in alle Richtungen gut anpassen können. Nachteilig steht das große Gewicht, die geringe Elastizität und die Anfälligkeit auf Schlag und Stoßbeanspruchungen dem gegenüber. (Böge, 2013, S. K14ff)

Mit geeigneten Kettenrädern lassen sich, verglichen mit anderen Zugmitteln, sehr kleine Umlenkstrahlen erzielen. Man muss jedoch mit einer ungleichförmigen Bewegung aufgrund des Polygoneffekts rechnen.

Der Polygoneffekt beschreibt die ungleichförmige Belastung der Ketten, welche sich aus dem ständig ändernden wirksamen Kettenraddurchmesser (siehe Abbildung 16) ergibt. Bei antreibenden bzw. abtreibenden Kettenrädern resultiert daraus eine periodisch schwankende Kettengeschwindigkeit. Dies führt zu Schwingungen und folglich können auch Resonanzeffekte auftreten.

Aufgrund dessen werden auch nur kleine Vorschubgeschwindigkeiten erzielt und auch der Kettenverschleiß ist durch die punktförmige Kraftübertragung nicht zu vernachlässigen.

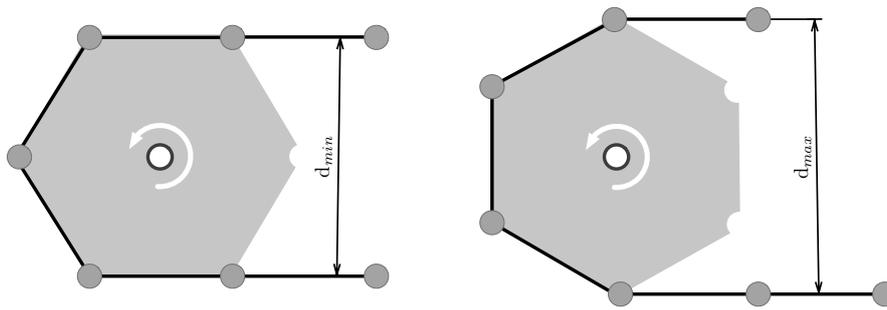


Abbildung 16: Polygoneffekt (in Anlehnung an Roloff et al., 2007, S. 612)

Gelenkketten

Gelenkketten gibt es in verschiedensten Varianten. Am bekanntesten sind Bolzen-, Buchsen- und Rollenketten, wobei den letzteren aufgrund des vielfältigen Anwendungsbereichs die größte Bedeutung zukommt.

Verglichen mit Rundgliederketten können sich Gelenkketten nur in einer Ebene bewegen und erfordern bei der Verwendung von Kettenrädern einen großen Umlenkradius. Die Ungleichförmigkeit im Kettentrieb ist bei Gelenkketten jedoch wesentlich geringer, da der Polygoneffekt durch die kleinere Kettenteilung weniger stark zu tragen kommt (ab $z \geq 19$ hat der Polygoneffekt in der praktischen Auslegung keine Bedeutung mehr). Neben dem Polygoneffekt trägt der grundsätzliche Kettenaufbau dazu bei, dass Gelenkketten auch für höhere Vorschubgeschwindigkeiten und Präzisionsanwendungen geeignet sind. (Roloff et al., 2007, S. 607ff)

2.4.3 Flachriemen

Eine Alternative zu herkömmlichen Zugmitteln stellt der Flachriemen dar. Dieser stammt ursprünglich aus dem Aufzugbau und wird von der Firma *Continental* auch für andere Anwendungen unter dem Namen CONTI POLYFLAT[®] vertrieben. Die Zugfestigkeit erhält der Polyurethanriemen durch die Stahlseilarmierung. Die horizontale Anordnung der Stahldrahtlitzen im Riemen ermöglicht geringere Biegeradien als bei vergleichbaren Seilen, bei denen die Litzen verdreht zueinander angeordnet sind. Durch die Polyurethanummantelung ist der Riemen bzw. die Armierung gut gegen Korrosion geschützt. Es muss negativ angemerkt werden, dass der Riemen nur Bewegungen in der Ebene zulässt. (ContiTech Antriebssysteme, 2009, S. 2ff)

Die aufgezählten Zugmittel werden in Tabelle 3 für die in diesem Projekt betrachtete Anwendung einander gegenübergestellt. Sie sollen einer Belastung von 16 kN mit zusätzli-



Abbildung 17: CONTI POLYFLAT® (Otis, 2008)

chem Sicherheitfaktor (entsprechend der Auslegungsrichtlinien) in der Triebwerksgruppe $1D_m$ standhalten (Triebwerksgruppen beschreiben vereinfacht ausgedrückt den Grad der Belastung; Informationen zu Triebwerksgruppen siehe Böge (2013) S. K14 unten). Bei der Auswahl der beschriebenen Zugmittel wurde auch auf die Widerstandsfähigkeit gegenüber Umwelteinflüssen geachtet.

2.4 Antriebsmittel Seil-Riemen-Kette Vergleich

Parameter	Seil	Flachriemen	Rollenkette	Gliederkette bzw. Rundstahlkette
Spezifikation	10 mm 6x36WS nach EN 12385-4	Conti Polyflat PU Flachriemen XHP 2 x 60 mm	B16-1 nach DIN 8187 (2 fache Sicherheit)	9 x 27 nach EN 818-7 (2 fache Sicherheit)
Mindestumlenkradius	Rollendurchmesser (ca. 20 - 25 x Seildurchmesser) ca. 200 mm	ca. 150 mm	bei z=16 (Zähnezahl des Umlenkrades) ca. 150 mm	bei der Verwendung eines Kettenrades ca. 100 mm
Längengewicht	0,4 kg/m	0,84 kg/m	2,7 kg/m	1,75 kg/m
Bewegung	Bewegung im Raum möglich	nur ebene Bewegung möglich	nur ebene Bewegung möglich	Bewegung im Raum möglich
Wartung	Keine Wartung, ev. Schmierung notwendig; nicht dauerfest; Rollenschmierung je nach Lagerung	keine; außer ev. Rollenschmierung, je nach Lagerung	Schmierung notwendig	keine; Rollenschmierung je nach Lagerung
Platzbedarf	abhängig vom Umlenkradius	bei hohen Beanspruchungen sehr breit (in diesem Fall 120 mm)	niedrig	benötigt mehr Platz als Seil, jedoch kleine Umlenkradien
Kontinuität des Antriebs	gut; dämpft Schwingungen	gut; dämpft Schwingungen	bei Zähnezahl >16 nimmt Polygoneffekt stark ab	Polygoneffekt; Schwingungen im Ausleger beim Heben werden befürchtet;
Geräusentwicklung	leise	leise	leise (wenn geschmiert)	Geräusch beim Heben durch Schwingungen zu erwarten
Verschmutzungsanfälligkeit	eher gering	eher gering	hoch (durch Schmierung Anheften von Material an Kette und Rädern)	eher gering

Tabelle 3: Vergleich Seil, Riemen und Kette

3 Kinematik-Optimierung

3.1 Allgemeines

Es muss an dieser Stelle erwähnt werden, dass in dieser Arbeit (aus dem Fachbereich Maschinenbau) die Optimierung als Werkzeug zur Lösung der gestellten Aufgabenstellung gesehen wird. Das bedeutet, dass der Fokus auf der Anwendung liegt, die Mathematik auf der die verwendeten Optimierungsverfahren basieren, soll daher nicht Teil dieser Abhandlung sein. In diesem Kapitel wird der generelle Ablauf der Optimierungsrechnung, die in diesem Projekt angewendet wurde, beschrieben. Eine genaue Beschreibung bezogen auf die Anwendung erfolgt dann in den entsprechenden nachfolgenden Kapiteln.

Der erste und wichtigste Gedanke der Optimierung muss sich mit der Kernfrage des Problems beschäftigen: Was ist das Optimum bzw. wie kann man das Optimum definieren? Das Quantifizieren des Optimums mag für viele Aufgaben im ersten Augenblick einfach erscheinen, jedoch stellt sich bei genauerer Betrachtung oft heraus, dass die exakte Definition einiger Anstrengung bedarf. Ganz allgemein formuliert, sind zur Lösung der gegebene Problemstellung die Kräfte, die für den Antrieb des Mechanismus notwendig sind, zu reduzieren. Diesen Ansatz gilt es in den folgenden Seiten mathematisch zu präzisieren.

Dafür ist das Optimierungsproblem als Minimierungsproblem zu beschreiben. Dabei wird folgende Notation verwendet:

$$\min f(\mathbf{x}) \tag{3.1}$$

$$\mathbf{h}(\mathbf{x}) = \mathbf{0} \tag{3.2}$$

$$\mathbf{g}(\mathbf{x}) \geq \mathbf{0} \tag{3.3}$$

Die Zielfunktion oder auch als Qualitätsfunktion bezeichnet $f(\mathbf{x})$ stellt die zu minimierende Größe dar, dabei gilt $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^n$. Der verwendete Optimierungsalgorithmus hat das Ziel das Minimum innerhalb der definierten Grenzen zu finden. Der Lösungsraum kann durch die Definition von Gleichungsnebenbedingungen $\mathbf{h}(\mathbf{x})$ und Ungleichungsnebenbedingungen $\mathbf{g}(\mathbf{x})$ in der in Gleichung 3.2 und 3.3 gezeigten Form eingeschränkt

werden. Außerdem lassen sich für die Variablen im Vektor \mathbf{x} , also jene die während der Optimierung verändert werden, Schranken („bounds“) festlegen.

Die Optimierungsrechnung der Angriffspunkte wurde mithilfe des bekannten Softwarepakets *Matlab R2014a* durchgeführt.

3.2 Ablauf der Optimierung

Matlab bietet mit der sogenannten *Optimization Toolbox* verschiedenste Möglichkeiten zur linearen, quadratischen, ganzzahligen und nichtlinearen Optimierung. Dabei stehen sowohl stochastische als auch deterministische Algorithmen zur Auswahl. Der prinzipielle Ablauf jeder Berechnung, unabhängig vom gewählten Algorithmus, folgt dem Prozess, wie er in Abbildung 18 beschrieben wird.

Vor jeder Kalkulation erfolgt die Definition der Optimierungsparameter. Dazu wird der n -dimensionale Vektor \mathbf{x} (Vektor der Optimierungsparameter) eingeführt, wobei die Anzahl der Dimensionen dabei der Anzahl der Optimierungsparameter entspricht. Die Definition der Startwerte für die Optimierungsparameter erfolgt in Vektor \mathbf{x}_0 .

Die Zielfunktion, oder auch als Qualitätsfunktion bezeichnet, $f(\mathbf{x})$, stellt wie bereits beschrieben, die zu optimierende/minimierende Größe dar. Das Ergebnis des Optimierungsproblems ist daher maßgeblich von der Definition dieser Funktion abhängig. Bei der betrachteten Problemstellung ergibt sich die Zielfunktion aus der Beschreibung der auftretenden Kräfte (Kraftfunktion), welche wiederum von der Geometrie (Geometriefunktion) abhängig sind. Genauer wird das Thema der Definition der Zielfunktion in Kapitel 3.4 auf Seite 32 behandelt. Neben der Zielfunktion lässt sich die Optimierung auch noch durch die gewählten Nebenbedingungen beeinflussen – diese schränken den Lösungsraum entsprechend ihrer Definition ein. Die Nebenbedingungen werden in Gleichungs- und Ungleichungsnebenbedingungen unterteilt. Ähnlich dazu lässt sich der Parameterraum, also der Raum in dem die Parameter definiert werden dürfen, durch sogenannte *Parameterschranken* eingrenzen.

Der Optimierungsprozess ergibt sich daraus folgendermaßen: Wie in der Abbildung 18 ersichtlich, müssen dem Optimierungsalgorithmus die Startwerte \mathbf{x}_0 anfangs vorgegeben werden. Davon ausgehend variiert der Optimierer die Parameter \mathbf{x} während jedes Iterationsschritts systematisch – abhängig vom Lösungsalgorithmus. Die Zielfunktion und die Funktion zur Berechnung der Nebenbedingungen stellen dem Optimierer die derzeitigen Funktionswerte zur Verfügung. Hat die Optimierung die gewünschte Präzision erreicht oder finden sich keine entsprechenden Lösungen, erfolgt die Ausgabe der Parameter oder eines Fehlers. In einem weiteren Schritt werden die Ergebnisse noch grafisch aufbereitet. Eine rudimentäre Animation soll zur visuellen Kontrolle der Ergebnisse dienen, außerdem

erleichtert sie die Interpretation der kalkulierten Parameterwerte.

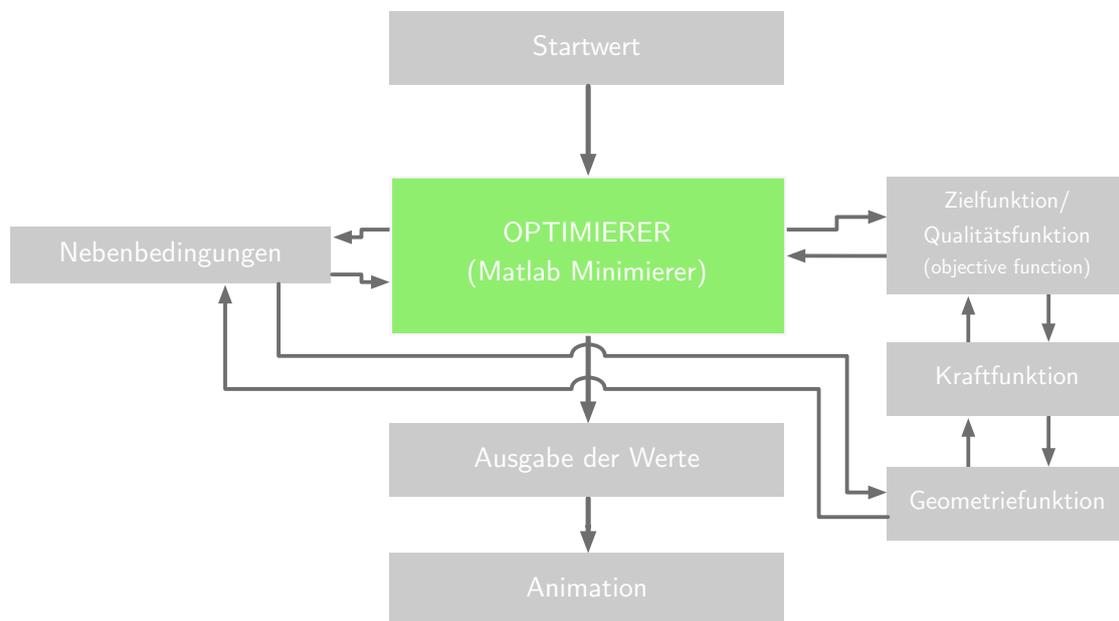


Abbildung 18: Optimierungsablauf

3.3 Optimierungsalgorithmen

Die Optimierung wurde mit verschiedenen Optimierungsverfahren und Algorithmen, die das Softwarepaket *Matlab* anbietet, durchgeführt. Dabei sind in einem stetigen Lernprozess einige Verfahren ausprobiert und getestet worden. In diesem Kapitel sollen die verwendeten Verfahren kurz vorgestellt werden. Ziel dabei ist es nicht die mathematische Funktionsweise zu erklären oder gar zu beweisen, sondern einen kurzen Überblick für den Anwender zu geben. Für eine detaillierte Erklärung der einzelnen Verfahren wird auf entsprechende Fachliteratur bzw. auf die *Matlab* Dokumentation verwiesen (The MathWorks, 2015).

3.3.1 SQP-Verfahren

Das SQP-Verfahren ist eines der effizientesten nichtlinearen Optimierungsverfahren, welches auch nichtlineare Randbedingungen berücksichtigt. Die Abkürzung SQP steht dabei für *sequential quadratic programming*. In *Matlab* ist dieser Algorithmus u.a. in der *fmincon*-Funktion zu finden, welche für dieses Projekt auch angewendet wurde.

Die Grundidee des SQP-Verfahrens besteht darin, das nichtlineare Problem, ausgehend von einer Lösung \mathbf{x}_k , durch ein quadratisches Subproblem zu ersetzen. Die Lösung dieses Subproblems führt dann zu einer besseren Annäherung \mathbf{x}_{k+1} . Durch das Wiederholen

dieser Prozessschritte soll die Lösung gegen das Optimum konvergieren. Für eine genaue Erklärung wird auf entsprechende Fachliteratur verwiesen. (Boggs & Tolle, 1995)

3.3.2 Iteration mit dem Patternsearch Verfahren

Der Patternsearch Algorithmus ist ein deterministisches Optimierungsverfahren nullter Ordnung, d.h. es werden keine Gradienten, keine Hesse-Matrix und damit auch keine Ableitungen der Optimierungsfunktion benötigt. Dieses Verhalten ermöglicht es auch, nicht stetige Funktionen als Zielfunktionen zu verwenden. In Matlab wird der Patternsearch Algorithmus in der *Global Optimization Toolbox* angeboten. (The MathWorks, 2015)

Das Verfahren zeichnet sich durch die Schritte *Search* und *Poll* aus:

Polling

Von einem Startpunkt \mathbf{x}_0 ausgehend werden Netzpunkte in alle Richtungen definiert. Der Ausdruck *Pattern* aus dem Verfahrensnamen beschreibt dabei den Satz von Vektoren, ausgehend vom Startpunkt jedes Iterationsschritts, welche die Netzpunkte und somit auch das Netz bestimmen. Das Netz hat dabei soviele Dimensionen wie veränderbare Parameter vorhanden sind. Der Algorithmus ermittelt durch Berechnung der Zielfunktion für alle Netzpunkte (welche abhängig von den Netzparametern sind) den minimalen Zielwert im Netz (*Polling*). Ausgehend von Koordinaten des Punktes mit dem minimalen Zielwert (Parameterwerten) erfolgt der nächste Iterationsschritt und die Anpassung der Netzgröße. (The MathWorks, 2015)

Searching

Wird die Search Option in den Eigenschaften der *Pattern Search Funktion* ausgewählt, sucht ein bestimmter Such-Algorithmus vor dem *Polling* nach Punkten welche niedrigere Wert der Zielfunktion haben als der derzeitige Punkt. Sollte so ein Punkt gefunden werden, wird dieser als aktueller Punkt festgelegt und gilt somit als Startwert für die nächste Iteration. Wird kein entsprechender ein Punkt gefunden, wird das oben beschriebene *Polling* angewandt. (The MathWorks, 2015)

Beendet wird das Verfahren u.a. nach dem Durchlaufen einer gewissen Anzahl an Iterationsschritten, beim Unterschreiten einer bestimmten Netzgröße und nach Überschreiten eines Zeitlimits.

3.4 Zielfunktion

Die Wahl der Zielfunktion $f(\mathbf{x})$ ist eine der wichtigsten und am schwersten zu treffenden Entscheidungen bei der Optimierung. Jeder Algorithmus ist wirkungslos, sollte die Zielfunktion nicht der Aufgabe entsprechend definiert werden.

Grundsätzlich können Zielfunktionen in die Arten *best fit* und *minimum* Funktionen eingeteilt werden. Wie der jeweilige Name schon vermuten lässt, soll bei *best fit* Funktionen ein bestimmter Wert $Value_{best}$ gegen einen Referenzwert $Value_{ref}$ streben, wohin gegen bei *minimum* Funktionen für $Value_{best}$ ein möglichst kleiner Wert angestrebt wird. Ein weiteres wichtiges Kriterium zur Einstufung von Zielfunktionen ist die Anzahl der zu erreichenden Ziele. Besteht nur eine Zielvorgabe, wird diese Art von Aufgaben als *Single Objective Optimization* oder *scalar optimization problem* bezeichnet, sind mehrere Zielvorgaben zu beachten, spricht man von einer *Multi Objective Optimization* bzw. einem *vector optimization problem*. Da viele Optimierungsaufgaben im Alltag *Multi Objective* Probleme sind, kommt dieser Art eine große Bedeutung zu. Die Schwierigkeit dabei ist immer den besten Kompromiss zwischen den verschiedenen Zielfunktionen $f_1(\mathbf{x})$, $f_2(\mathbf{x})$, \dots $f_n(\mathbf{x})$ zu finden. (Baumgartner et al., 2009, S. 75f)

Da die meisten Optimierungsalgorithmen mit skalaren Zielfunktionen arbeiten, werden oft alle Zielfunktionen $f_i(\mathbf{x})$ zu einer vereint. Dazu stehen verschiedene Möglichkeiten zur Auswahl, die in den drei Kategorien zusammengefasst werden können:

- Gewichtung von Zielfunktionen: Dabei werden den einzelnen Zielfunktionen entsprechend ihrer Wertigkeit Gewichte zugeordnet. Die Summe aller gewichteten Teilziele ergibt schließlich den Gesamtzielwert und somit die zu optimierende Zielfunktion. (Baumgartner et al., 2009, S. 76ff)
- Weiters besteht die Möglichkeit durch Auswahl einer Zielfunktion als primäres Ziel und durch Definition von Randbedingungen aus den anderen Zielfunktionen das Problem zu lösen. (Baumgartner et al., 2009, S. 76ff)
- *Decision making schemes*: Diese versuchen in mathematisch Termen die Art des Denkens des Entwicklers beim Zusammenfassen der Zielfunktionen abzubilden. (Baumgartner et al., 2009, S. 76ff)

Für die Optimierung der Geometrie in dieser Arbeit kommt eine *best fit* Zielfunktion mit einer Art kleinste Quadrate-Methode zum Einsatz. Dabei wird Punkt für Punkt (Bewegungsschritt für Bewegungsschritt) die Differenz aus dem entsprechenden Funktionswert F_i und dem Optimum-Funktionswert F_{opt_i} gebildet.

$$f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n (F_i - F_{opt_i})^2 \quad (3.4)$$

Definition der Zielfunktion

Das allgemein zu definierende Ziel der Optimierung muss es sein, die Hubkräfte auf den Rahmen während des gesamten Schwenkvorgangs möglichst klein zu halten. Repräsentativ dafür wurde die Kraft, die auf den Ausleger wirkt und den Schwenkvorgang einleitet, als Bezugsgröße ausgewählt. Dabei geht man davon aus, dass kleine Hubkräfte auch kleine Reaktionskräfte in anderen Lagerstellen mit sich ziehen, die Gesamtbelastung also gering ist.

Wie in der Aufgabenstellung beschrieben, wird in dieser Arbeit ein besonderes Augenmerk auf die horizontale Kraftkomponente der Hubkraft gelegt. Anders formuliert, ist von einer besonderen Schädigungswirkung auf das Hauptformrohr durch die Horizontalkraftkomponente auszugehen. Da zu jenem frühen Zeitpunkt, an dem die Zielfunktion zu definieren war, diese These noch nicht überprüft werden konnte (FE-Berechnung stand erst nach der Konzeptphase zur Verfügung), war das Zutreffen der Annahme nicht auszuschließen und durfte daher auch nicht ausgeschlossen werden. Für die Zielfunktion wurde allerdings kein Fokus auf die Minimierung der Horizontalkraftkomponente gelegt. Um die Lösungsfindung durch so eine Restriktion nicht weiter einzuschränken, soll erst bei der Bewertung der verschiedenen Konzeptvarianten darauf näher eingegangen werden.

Die Definition der Zielfunktion zur Reduzierung der Schwenkkräfte stellte einen stetigen Lernprozess dar. Viele Ansätze wurden erprobt, um schließlich zu einer gut kontrollierbaren und einfachen Lösung zu gelangen.

Der Anfang der Entwicklung der Optimierungsrechnung war geprägt von der Idee, den maximalen Wert der Kraftfunktion $|\mathbf{F}(\mathbf{x}, \alpha)|$, also den auftretenden Hochpunkt, durch eine entsprechende Formulierung so klein wie möglich werden zu lassen. Dabei sind allerdings folgende Punkte zu beachten:

1. Es müsste dazu eine mathematische Formulierung gefunden werden, die diesen Sachverhalt eindeutig beschreibt. Als besondere Herausforderung ergibt sich dadurch, dass sich abhängig von den Parametern \mathbf{x} , die Extrema bei jedem Iterationsschritt ändern können.
2. Die gesuchte Formulierung sollte auch *stetig differenzierbar* sein, um den Ansprüchen gängiger Optimierungsalgorithmen zu genügen.

Die Verwendung einer einfachen *max*-Funktion zur Ermittlung des Maximums im Kraft-

verlauf war also aufgrund der oben genannten Punkte nicht möglich. Basierend auf den genannten Anforderungen entwickelte sich ein neuer Ansatz. Ziel dabei war, den gesamten Kraftverlauf in eine stetige Definition der Zielfunktion miteinzubeziehen. Ähnlich der Berechnung einer Energie, sollte die Fläche unter dem Kraft-Auslegerwinkel-Verlauf (siehe Abbildung 6) minimal werden. Da die Schrittweite des Auslegerwinkels konstant ist, konnte dieser Sachverhalt vereinfacht durch die Summe der Kraftwerte abgebildet werden. Dies entspricht dem bereits genannten Ansatz der *Minimum* Zielfunktion.

$$f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n |\mathbf{F}_i(\mathbf{x})| \quad (3.5)$$

Doch auch diese Formulierung sollte den Ansprüchen noch nicht genügen. Denn eine strikte Fokussierung auf das absolute Maximum des betrachteten Bereichs vernachlässigt die Anforderungen, die sich aus der realen Belastung ergeben.

Die bis jetzt gezeigte Berechnung geht von einem statischen Systems aus. In der Realität treten jedoch dynamische Lasten auf. Diese werden für die spätere Belastungsrechnung mit Stoßfaktoren berücksichtigt (siehe FE-Berechnung in Kapitel 5). Da die Stoßfaktoren von der Art der Belastung abhängen, sind sie nicht für alle betrachteten Lastfälle und Auslegerpositionen gleich. Denn es ist nachvollziehbar, dass z.B. während der Arbeitsfahrt aufgrund der geringeren Fahrgeschwindigkeit wesentlich kleiner Stöße (geringerer Energieinhalt) auf den Rahmen einwirken, als bei einer angenommenen Fahrt in Transportposition auf einem Feldweg. In diesem Fall kommt zusätzlich erschwerend hinzu, dass die gesamte Masse der Maschine vom Rahmen getragen werden muss.

Um diesen Anforderungen zumindest ansatzweise in der Optimierungsrechnung gerecht werden zu können – wenn schon für die Optimierung die Dynamik vernachlässigt wird – wäre es also vorteilhaft, den sich ergebenden Kraftverlauf in gewissen Grenzen steuern bzw. lenken zu können.

Die Annahme, dass mit steigendem Auslegerwinkel auch der Energieinhalt eingeleiteter Stöße steigt, soll also in der Optimierungsberechnung berücksichtigt werden. Aus diesem Grund wurde ein *best fit* Ansatz zur Definition der Zielfunktion ausgewählt. Dabei wird die Abweichung von der vorher selbst definierten Optimumfunktion, egal in welche Richtung, mit dem Quadrat des Abstands „bestraft“. Der zu minimierende Zielwert ergibt sich aus der Summe der Abstandsquadrate der betrachteten Punkte n über den gesamten Schwenkvorgang. Versuche, den Abstand zwischen Zielfunktion und Optimumfunktion mit Vielfachen von zwei zu potenzieren zeigten bei den betrachteten Beispielen (nur kleine Stichprobe) auch keine signifikanten Verbesserung.

$$\text{Zielfunktion: } f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n (|\mathbf{F}_{zyl_i}| - F_{opt_i})^2 \quad (3.6)$$

Natürlich stellt bei diesem Ansatz die Auswahl der Optimumfunktion F_{opt_i} eine besondere Herausforderung dar. Verschiedenste Versuche mit einigen Zielfunktionen führten schließlich zu einem quadratischer Ansatz:

$$\text{Optimum Funktion: } F_{opt_i} = F_{max} - \frac{F_{max} - F_{min}}{n} \cdot i + \left(\frac{i}{n}\right)^2 \cdot F_{quad} \quad (3.7)$$

Der Gedanke hinter diesem Ansatz besteht darin, den Anforderungen aus den dynamischen Belastungen der Bauteile gerecht zu werden. Da der Einfluss der Systemdynamik abhängig von der Auslegerposition ist, wird dieser Tatsache in F_{opt} Beachtung geschenkt. Entsprechend der Daten und Erfahrung aus der Prüftechnikabteilung der Fa. Pöttinger, ist für die FE-Berechnung bei Mittenschwadern in der VGW-Position ein Stoßfaktor in z-Richtung von 1,8 vorgesehen. Für die Transportposition ergibt sich ein Stoßfaktor von 2,2. Diese Zahlen leiten sich aus der Tatsache ab, dass bei höheren Fahrgeschwindigkeiten mit Stößen höheren Energieinhalts zu rechnen ist.

Entsprechend dieser Vorgaben ergibt sich für $F_{opt_i}(\alpha)$ mit steigendem Auslegerwinkel α ein sinkender Wert der Kraft. Der lineare Anteil der Funktion ist dabei stark dominierend. Weitere Details zur Optimierungsfunktion finden sich im Kapitel 4.1 zu den jeweiligen Varianten ab Seite 36.

4 Konstruktion

Dieses Kapitel befasst sich mit der Ausarbeitung und Auswahl geeigneter Lösungskonzepte zur Erfüllung der Aufgabenstellung. Im ersten Schritt werden daher mehrere Lösungskonzepte ausgearbeitet. Nach einer objektiven Bewertung erfolgt die Auswahl des priorisierten Alternativkonzepts und anschließend die detaillierte Ausarbeitung.

4.1 Lösungskonzepte

4.1.1 Abgrenzung der Aufgabenstellung

Bevor mit dem Prozess der Erarbeitung von Lösungskonzepten begonnen werden kann, ist abzugrenzen, in welchem Maß Veränderungen zum bestehenden Produkt erwünscht und auch sinnvoll sind. Dabei ist zunächst zu berücksichtigen, dass das Hauptaugenmerk der Arbeit auf der Änderung der Anlenkkinematik des Hubmechanismus liegt. Mit dem Ziel die Maschine auch in der Praxis testen zu können, ist in Absprache mit der Firma Pöttinger von einer Änderung der Abmaße des Hauptrahmens abgesehen worden. Diese Einschränkung betrifft vor allem das hintere Hauptformrohr. So sind dessen Anschlussmaße bei der Achsbrücke und am Flansch zur Befestigung des vorderen Rahmenformrohrs nicht zu verändern. Daher bleiben die Außenabmaße unverändert, die Wandstärke des Blechs kann und soll aus Gewichtseinsparungsgründen reduziert werden. Es sei erwähnt, dass man grundsätzlich durch die Steigerung der Höhe des Formrohrs das Biege widerstandsmoment steigern und damit die auftretenden Spannungen reduzieren könnte.

Einen weiteren Fixpunkt stellt die geometrische Position der Drehachsen des Auslegers dar. Die Lage in vertikaler Richtung (z-Richtung) ergibt sich aus dem Kompromiss einerseits die Transporthöhe von 4 m nicht zu überschreiten und andererseits in VGW-Position die notwendige Bodenfreiheit gewährleisten zu können. Die vertikale Position (y-Richtung) wird hauptsächlich durch die Transportbreite definiert.

Beim *Pöttinger TOP 762C Classic* verläuft die Antriebswelle zu den Kreiseinheiten innerhalb des zweigeteilten Auslegers. Diese Führung ermöglicht die Lagerung der Welle und schützt sie vor mechanischen Einflüssen, erfordert jedoch Raum innerhalb der

Ausleger. Der Gußteil, welcher einen Teil des Auslegers bildet und die Lagersitze des Hauptlagers beinhaltet, wird auch in anderen Maschinen verwendet und bleibt daher unverändert. Änderungen am äußeren Formrohr des Auslegers werden aufgrund der Optimierung der Anlenkgeometrie notwendig sein, jedoch soll die Anbindung an die Kreiseinheit in der derzeitigen Form bestehen bleiben.

Wichtig zu erwähnen ist, dass beim *Pöttinger TOP 762C Classic* die Möglichkeit besteht, beide Kreiseinheiten separat voneinander zu Schwenken (Einzelaushebung der Kreiseinheiten). Diese Funktionalität ist auch ein Bestandteil des Anforderungsprofils an die auszuarbeitende Lösung.

Da sich diese Arbeit mit einer Grundlagenbetrachtung beschäftigt, scheint es hinderlich, den Mechanismus für die Transportsicherung in den Prozess der Variantenfindung miteinzubeziehen. Deshalb findet er in den folgenden Kapiteln auch keine Berücksichtigung. In Abbildung 19 sind die beschriebenen Einschränkungen nochmals übersichtlich dargestellt:

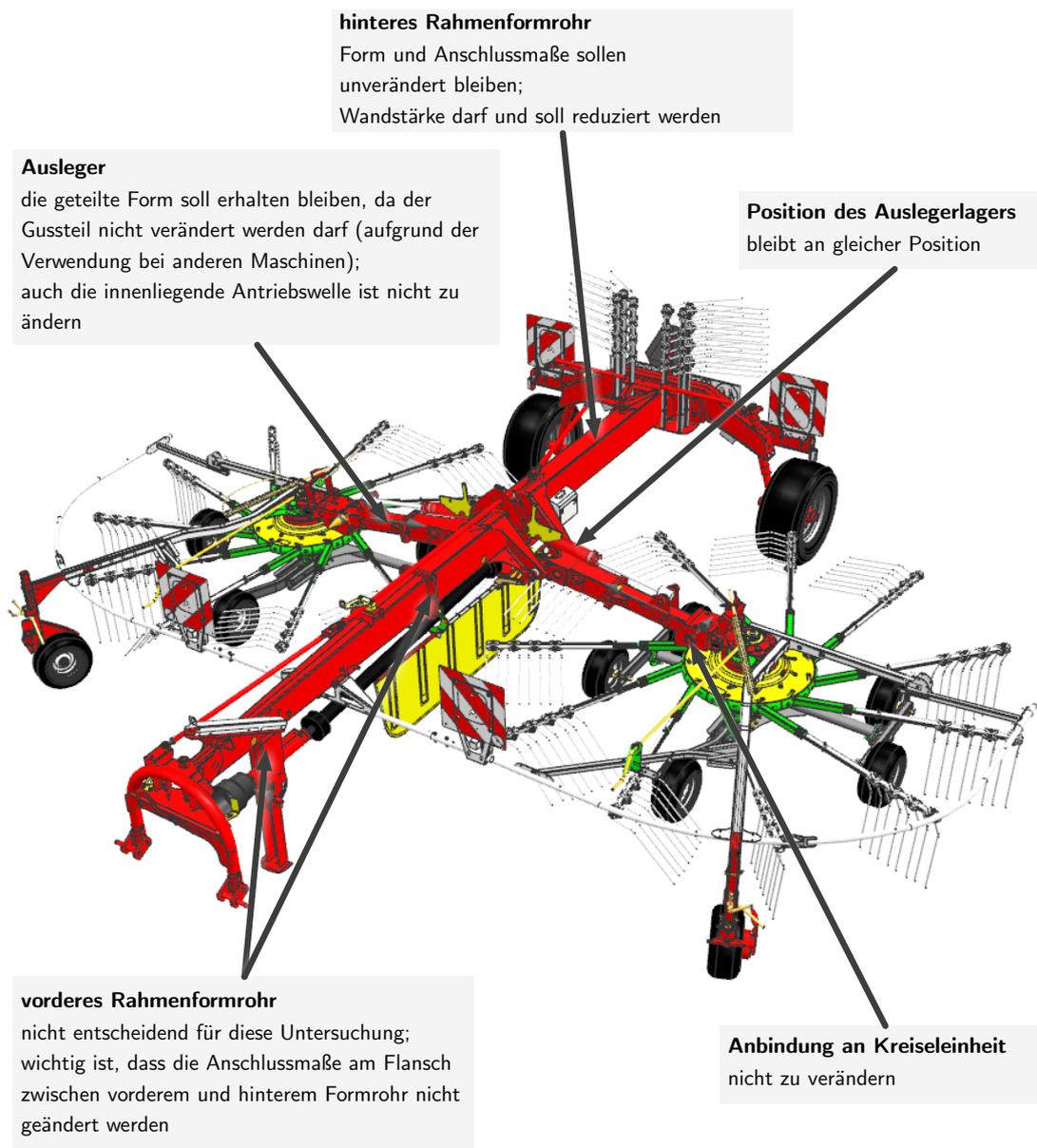


Abbildung 19: Bestimmung der Randbedingungen

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte

4.2.1 Variante 1

4.2.1.1 Idee und Konzept

Basierend auf den Erkenntnissen aus der Analyse der Serienvariante des *Pöttinger TOP 762C Classic* in Kapitel 2.1 wird in Variante 1 versucht, durch einfache Verschiebung der Befestigungspunkte des Hydraulikzylinders eine Reduzierung der Belastung auf den Rahmen zu ermöglichen. Neben der Betrachtung als eigenständige Lösung, kann Variante 1 noch als Referenz für andere Lösungskonzepte gesehen werden. Für einen objektiven Vergleich alternativer Kinematikkonzepte muss der Optimierungsaufwand, welcher in die alternativen Varianten investiert wird, selbstverständlich auch für die Basisvariante betrieben werden.

4.2.1.2 Optimierungsrechnung

Die Optimierungsrechnung erfolgt nach dem in Kapitel 3 beschriebenen Ablauf. Variiert werden können in Variante 1 die in Abbildung 20 gezeigten Parameter c , b , x und y . Es

ergibt sich also: $\boldsymbol{x} = \begin{pmatrix} b \\ c \\ x \\ y \end{pmatrix}$

Für die Optimierung kam der nichtlineare Optimierer *fmincon* aus der *Matlab Optimization Toolbox* zum Einsatz. Dieser lieferte unter Verwendung des SQP-Algorithmus (Details dazu siehe Kapitel 3.3.1 auf Seite 30) nach kurzer Rechenzeit zufriedenstellende Ergebnisse.

Parameter	untere Grenze /Minimalwert in mm	obere Grenze /Maximalwert in mm
b	80	900
c	100	700
x	600	1100
y	80	300

Tabelle 4: Anfangsparameter

Zur Eingrenzung der Ergebnisse sind obere und untere Schranken der Optimierungsparameter (upper bounds und lower bounds) \boldsymbol{x} berücksichtigt worden. Der Variationsbereich

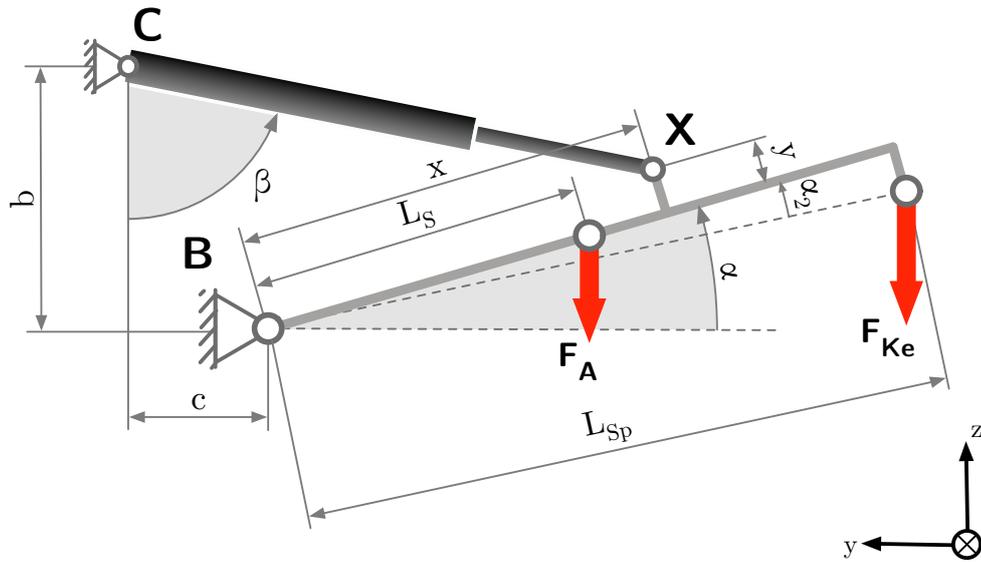


Abbildung 20: Skizze Konzeptvariante 1

der Parameter (Werte siehe in Tabelle 4) wurde anfangs relativ offen gestaltet und ist dabei eigentlich nur durch die Kollision mit andern Komponenten begrenzt (siehe Abbildung 21).

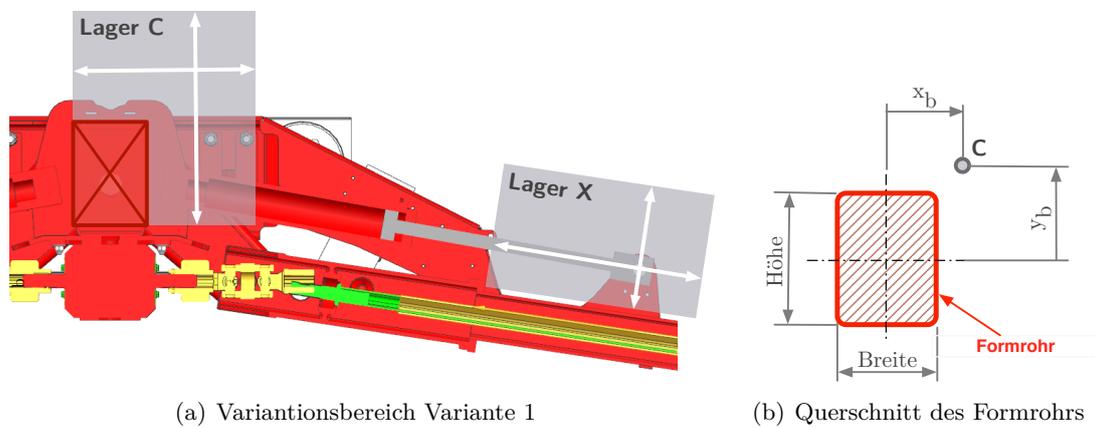


Abbildung 21: Variationsbereich der Variablen

Nebenbedingungen der Optimierungsrechnung

Neben den bereits genannten Parametergrenzen sind auch noch folgende Nebenbedingungen zu beachten:

- Um sicher zu stellen, dass der Lagerpunkt C nicht in den Bereich des hinteren Hauptformrohrs wandert, musste eine Bedingung gefunden werden, die den Parameterraum dahingehend einschränkt. Dazu sei folgende Funktion definiert:

$$bounds_{Geometrie}(\mathbf{x}) = \frac{1}{e^{-\left(\frac{Breite}{2} - x_b\right)} + e^{-\left(\frac{Höhe}{2} - y_b\right)}} \quad (4.1)$$

Darin beschreiben x_b und y_b die Abstände von der Mitte des Formrohrs zum Lagerpunkt C (siehe Abbildung 21b). Sind $x_b < \frac{Breite}{2}$ und $y_b < \frac{Höhe}{2}$, also im Bereich den das Formrohr einnimmt, ergibt sich für die Funktion $bounds_{Geometrie}$ ein großer Wert. Diese Tatsache wird nun zur Definition der Ungleichungsrandbedingung genutzt:

$$\text{Nebenbedingung: } bounds_{Geometrie} < 10^4 \quad (4.2)$$

Grafisch aufbereitet ist die Funktion $bounds_{Geometrie}$ in Abbildung 22. Man sieht, dass sich im Bereich $x_b < 150$ mm und $x_b < 75$ mm ein Wert $bounds_{Geometrie} > 10^4$ einstellt (Graph, ab $bounds_{Geometrie} = 10^9$ abgeschnitten), außerhalb dieses Bereichs ist $f_{Geometrie}(x_b, y_b)$ annähernd 0 und hat somit keinen Einfluss.

Die in 4.1 und 4.2 beschriebenen Ungleichungsrandbedingungen sind somit auch stetig und differenzierbar.

- Eine weitere Nebenbedingung schränkt den Verfahrenweg des Hydraulikzylinders ein. So wird verhindert, dass unwirtschaftlich lange Zylinder zum Einsatz kommen.

$$L_{diffmax} > L_{diff} \quad (4.3)$$

$L_{diffmax}$ legt dabei den maximal erlaubten Verfahrenweg (Zylinderhub) fest, während L_{diff} den im derzeitigen Iterationsschritt gültigen Wert für die Länge des benötigten Zylinderhubs abbildet.

- Wichtiger als der maximale Verfahrenweg ist das Verhältnis zwischen Verfahrenweg L_{diff} und maximaler Einbaulänge L_{Zylmax} :

$$\frac{L_{diff}}{Laengenverhaeltnis} < L_{Zylmax} \quad (4.4)$$

In Worten ausgedrückt, stellt diese Ungleichungsnebenbedingung sicher, dass ein Hydraulikzylinder den benötigten Hub vollbringen kann. Begründet durch die Bau-

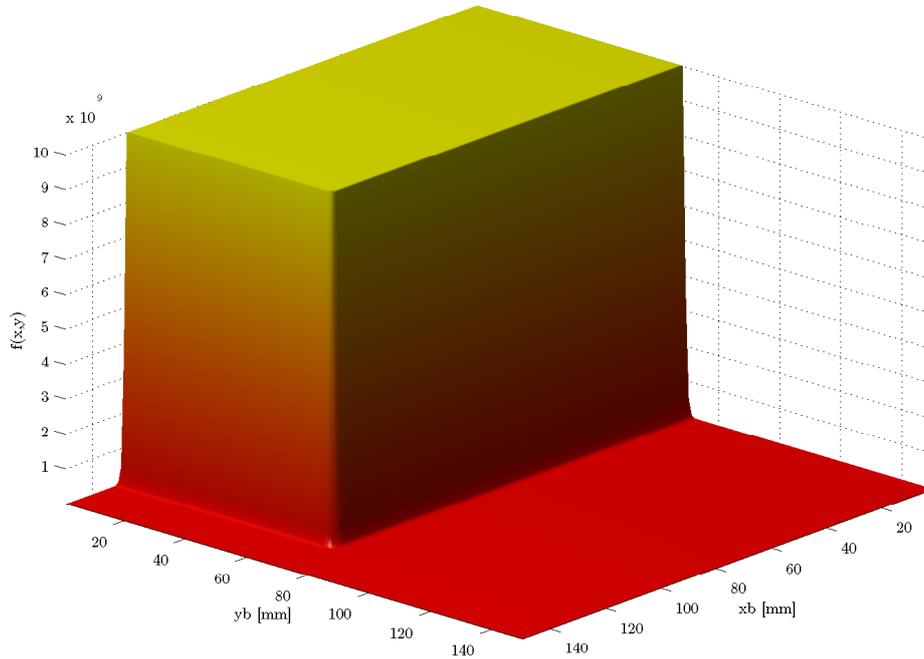


Abbildung 22: Geometriefunktion

form von Differential-Hydraulikzylindern ist das Verhältnis zwischen ausgefahrener Länge L_{Zylmax} und des Hubs L_{diff} begrenzt. Entscheidend für die Praktikabilität dieser Bedingung ist die Wahl des Parameters für das Längenverhältnis. Das Längenverhältnis des Zylinders, welcher in der Serienvariante des *Pöttinger TOP 762C Classic* zum Einsatz kommt (0,38), dient auch als Basiswert für die Optimierungsberechnung.

Definition der Zielfunktion

Entsprechend des in Kapitel 3.4 beschriebenen Ansatzes ergibt sich die Zielfunktion aus

$$f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^n (|\mathbf{F}_{s_i}| - F_{opt_i})^2, \quad (4.5)$$

wobei die Optimum-Funktion F_{opt_i} definiert wird durch den quadratischen Ansatz

$$F_{opt_i} = F_{max} - \frac{F_{max} - F_{min}}{n} \cdot i + \left(\frac{i}{n}\right)^2 \cdot F_{quad}. \quad (4.6)$$

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte

Der wichtigste Punkt der Optimierung mit diesem Ansatz stellt die Wahl der Parameter für die Optimumfunktion dar – denn diese sind entscheidend für den Erfolg der Optimierung. Wird beispielsweise der Wert für F_{max} zu groß gewählt, bringt man sich um die Früchte der Optimierungsbemühungen, da die bestehenden Potentiale nicht gänzlich genutzt werden. Sollte der Wert allerdings zu klein gewählt werden, kann dies auch kontraproduktiv sein, da innerhalb der zulässigen Grenzen (Nebenbedingungen und Parametergrenzen) die angestrebte Optimumfunktion nicht annähernd erreicht werden kann. Das bedeutet, dass das Abstandsquadrat in der Optimumfunktion wesentlich größer 0 bleibt und eine mehr oder weniger große Abweichung zwischen der realen Kraft und der angestrebten Kraft resultiert. Welcher Kraft-Weg Verlauf sich nun während des Schwenkvorgangs einstellt, lässt sich daher nicht mehr richtig beeinflussen/kontrollieren. Wie die Erfahrung zeigt, kann dies zu unerwünschten Ergebnissen führen.

Nach einigen Versuchen wurden schließlich die in Tabelle 5 angeführten Werte ausgewählt.

Parameter	Kraft in kN
F_{max}	27
F_{min}	9
F_{quad}	4

Tabelle 5: Optimierungsparameter

Ergebnis der Optimierung

Aus der Optimierungsrechnung in Matlab (*fmincon* Funktion mit dem SQP-Algorithmus) ergibt sich unter den in Tabelle 4 definierten Parametergrenzen und den Parametern in Tabelle 5 für die Optimumfunktion folgender Vorschlag zur Änderung der Geometrie:

Parameter	Wert in mm
b	338
c	144
x	1100
y	300

Tabelle 6: Parameterwerte Variante 1

Dazu würde ein Zylinder mit einem Hub von 540 mm benötigt werden.

Betrachtet man den Kraftverlauf von Variante 1 (Abbildung 23) zeigt sich, dass damit im Vergleich zur Serienmaschine eine deutliche Reduktion der Kraft F_S im Lager C erzielt werden kann. Vor allem am Anfang des Schwenkvorgangs kann von einem Einsparungspotential der Kraft von mehr als 45% gesprochen werden (Reduktion der Kraftspitzen). Der in der Angabe dezidiert angesprochene Horizontalkraftanteil wurde mit dieser Maßnahme ebenfalls absolut betrachtet gesenkt. Relativ gesehen sind Betrag und horizontaler Anteil der Zylinderkraft F_S im ersten Drittel des Schwenkvorgangs

annähernd gleich groß (\rightarrow annähernd horizontale Kraft F_S). Negativ fällt auf, dass die Zylinderkraft in der Transport-Position relativ groß ist (> 15 kN).

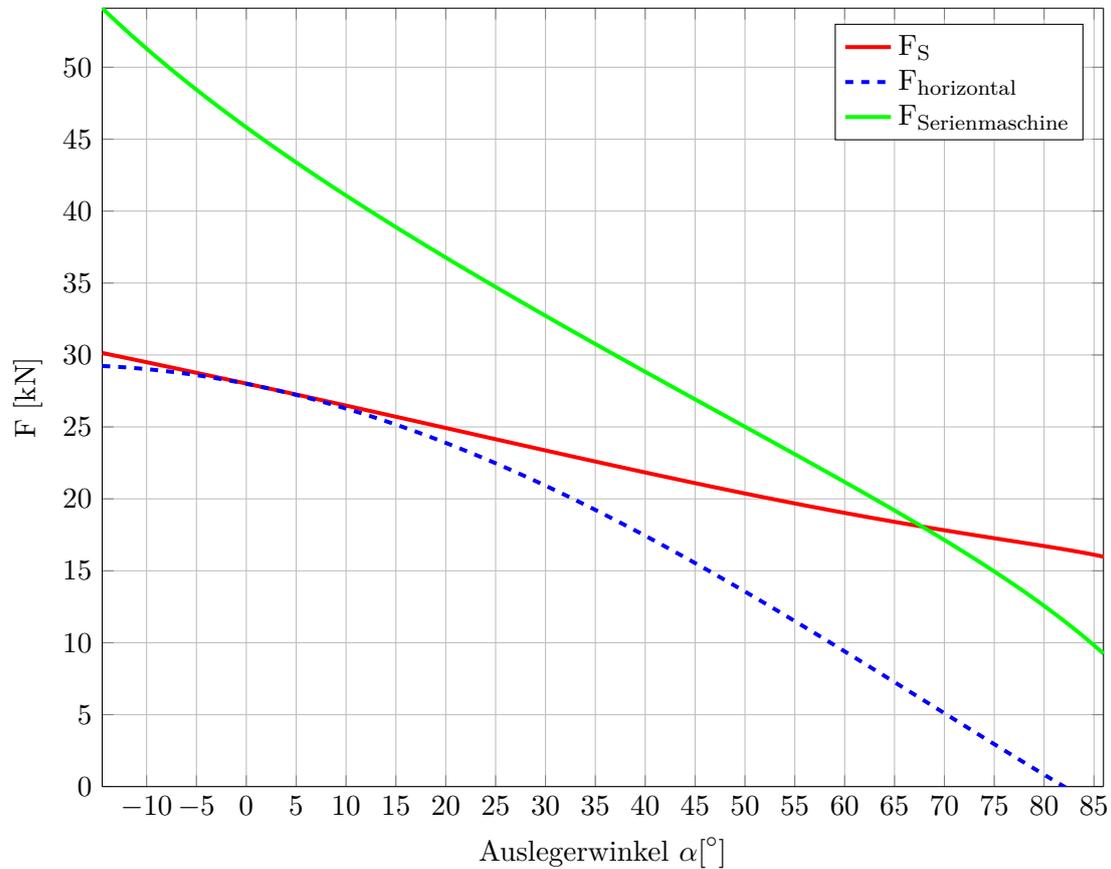


Abbildung 23: Kraftverlauf Variante 1

4.2.1.3 Konstruktion und Ausführung

Bei Umsetzung dieses Konzepts sind nur die Laschenbleche zur Befestigung der Hydraulikzylinder aus der Serienmaschine an die geänderten Abmaße anzupassen. Aufgrund der gesunkenen Maximalkraft F_S und des vergrößerten Zylinderhubs, wie oben im Text beschrieben, kommen andere Hydraulikzylinder zum Einsatz.

Eigenschaften des Konzepts

Durch die angedachten Änderungen sollten keine Einschränkungen im Betrieb oder auch während der Straßenfahrt resultieren.

4.2.2 Variante 2

4.2.2.1 Idee und Konzept

Durch die Verwendung eines Seils zur Übertragung der Kraft kann die Anordnung des Hubzylinders flexibler als in Variante 1 gestaltet werden. Dieser ist dann nicht durch die Einbaulage in seinen Abmessungen beschränkt. Außerdem kann ein längerer Hubweg realisiert werden und eine andere Anordnung der Kraftangriffspunkte ist möglich. Mathematisch ausgedrückt reduziert sich also die Anzahl der Nebenbedingungen für das selbe Optimierungsproblem wie in Variante 1.

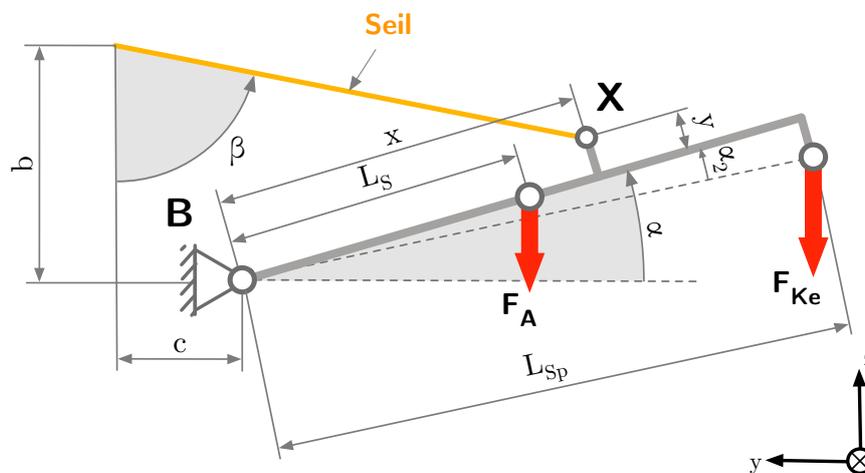


Abbildung 24: Skizze Konzeptvariante 2

Die Hydraulikzylinder (Hubzylinder) werden in dieser Variante parallel zum Hauptstrahmenformrohr befestigt (entsprechend der Vorgabe aus der Angabe). Diese Anordnung macht die Umlenkung des Seils um 90° mittels Seilrollen notwendig. Da das primäre Ziel die Einsparung von Gewicht ist und Seilumlenkungen durch Seilrollen und deren Lagerstellen sehr Material- und damit auch massenintensiv sind, ist das Ziel dieser Variante, nur eine Seilrolle für jede Maschinenseite zu verwenden. Diese Idee bietet den Vorteil der Gewichtseinsparung, erfordert jedoch zum Ausgleich der Seilbewegung in der Schwenkebene einen beweglich gelagerten Seilrollenhalter. Der Hydraulikzylinder muss bei dieser Anordnung exakt in der Schwenkachse des Seils positioniert werden (siehe Abbildung 25). Im ersten Schritt der Konzeptentwicklung sollten die Platzverhältnisse zum Einbau der Seilrollen zwar noch keine Rolle spielen, jedoch muss bedacht werden, dass die Durchmesser der Seilrollen ca. den 20-fachen Seildurchmesser betragen müssten (Böge (2013, S. K7ff) bzw. Herstellerinfo Carlstahl und Teufelberger Seile).

Für die Berechnung ist der Drehpunkt des Rollenhalters der virtuelle Anlenkpunkt des Seils (siehe Abbildung 24). Deshalb kann für die Kalkulation der Geometrie die in Variante

1 bereits beschriebene Optimierungsrechnung in Matlab mit kleinen Abänderungen verwendet werden.

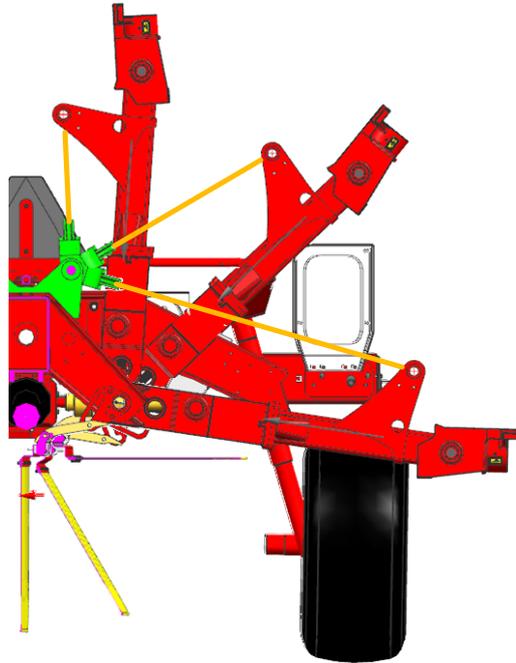


Abbildung 25: Konzeptvariante 2 Schwenkbereich der Seilrolle

4.2.2.2 Optimierungsrechnung

Die Parametergrenzen sind ähnlich offen gestaltet wie bei der Optimierung der Lösungsvariante 1. Lediglich die maximalen Abmaße für die Abstände x und y wurden dabei leicht reduziert.

Parameter	untere Grenze /Minimalwert in mm	obere Grenze /Maximalwert in mm
b	80	1000
c	100	700
x	600	950
y	80	250

Tabelle 7: Anfangsparameter Variante 2

Nebenbedingungen

Da der Verfahrweg des Hydraulikzylinders am Rahmen im Prinzip nur durch den maximalen möglichen Zylinderhub begrenzt ist, wurden im Vergleich zu Variante 1 auch bei

den Nebenbedingungen leichte Änderungen vorgenommen:

- Der maximale Verfahrweg des Hydraulikzylinders $L_{diffmax}$ ist mit 700 mm festgelegt.
- Das in Gleichung 4.4 festgelegte Längenverhältnis zwischen ausgefahrener Zylinderlänge L_{Zylmax} und dem Zylinderhub L_{diff} wird in dieser Berechnung nicht mehr benötigt.
- Alle anderen Nebenbedingungen aus Variante 1 sind nicht verändert worden.

Definition der Zielfunktion

Auch an der Definition der Zielfunktion ändert sich nichts im Vergleich zur Lösungsvariante 1. Nur die Werte der Optimumfunktion wurden leicht modifiziert, wie in Tabelle 8 gezeigt.

Parameter	Kraft in kN
F_{max}	24
F_{min}	7
F_{quad}	4

Tabelle 8: Optimierungsparameter Variante 2

Ergebnisse der Optimierung

Mit dieser Anordnung sinkt die benötigte Kraft im Hydraulikzylinder um über 50% im Vergleich zur Serienmaschine. Wie in Abbildung 26 ersichtlich, ist der Kraftverlauf \mathbf{F}_S in Variante 2 wesentlich flacher als in der Serienkonfiguration $\mathbf{F}_{S_{Serienmaschine}}$. Im Bereich der Transportposition sind beide Zahlenwerte annähernd gleich groß. Die Geometriedaten werden in Tabelle 7 dargestellt.

Parameter	Wert in mm
b	449
c	151
x	950
y	250

Tabelle 9: Parameterwerte Variante 2

Dieses Ergebnis mag zwar bedeuten, dass am Seil bzw. am Zylinder nur mehr die halbe Kraft im Vergleich zur Serienmaschine anliegt, jedoch wirkt auf die Seil-Umlenkrolle und damit auch auf die Lagerstelle die $\sqrt{2}$ -fache Seilkraft. Der tatsächliche Vorteil ist also geringer als er auf den ersten Blick erscheinen mag. Außerdem kommt nachteilig hinzu,

dass auch die Lagerung des Hydraulikzylinders zusätzlichen Aufwand und damit auch mehr Masse bedeutet.

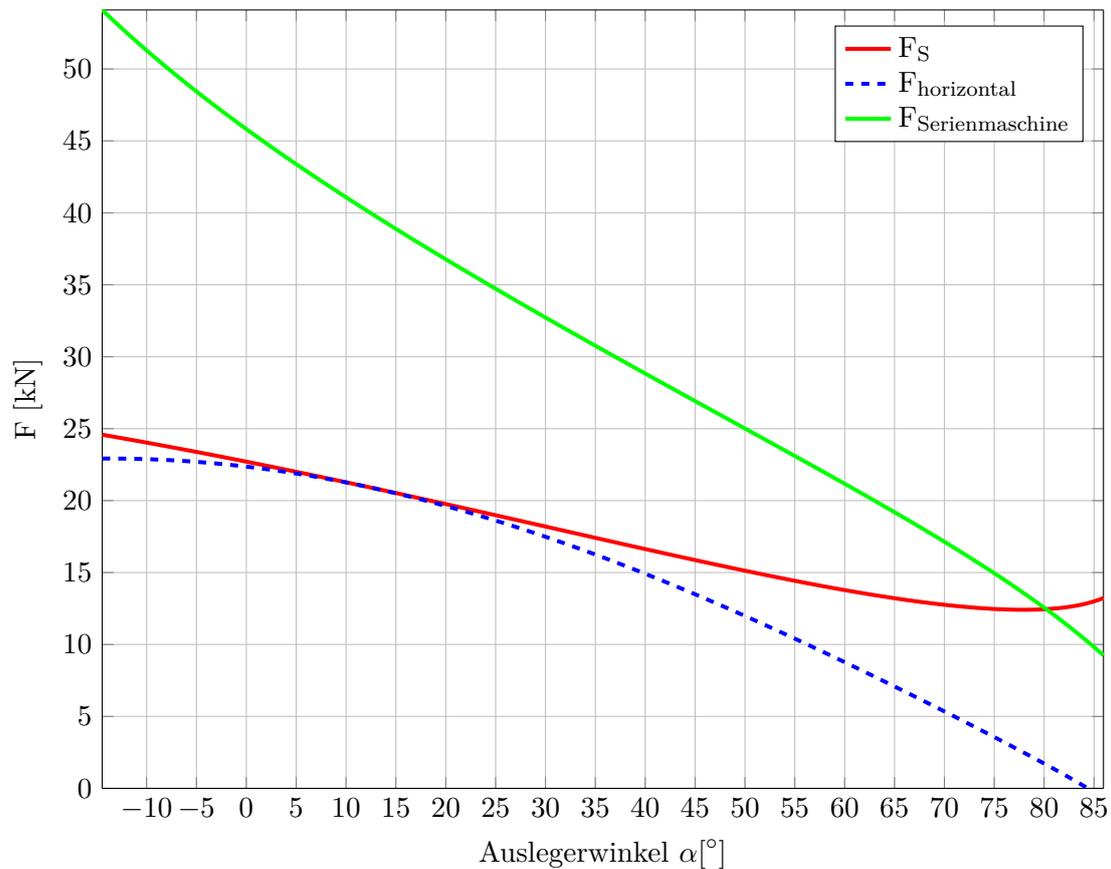


Abbildung 26: Kraftverlauf Variante 2

4.2.2.3 Konstruktion und Ausführung

Ausgeführt wurde das Konzept Variante 2 wie in Abbildung 27 dargestellt. Die Befestigungsglaschen am Ausleger zur Seilanbindung sind ähnlich angeordnet wie jene der Serienvariante. Die Lagerung der Seilrolle erfolgt über einen Bügel, der auf beiden Seiten drehbar zwischen zwei Blechen angeordnet ist. Dies ist, wie bereits auf Seite 45 angeführt, notwendig, um während der Schwenkbewegung den Seilwinkel β auszugleichen. Allerdings erfordert die beschriebene Anordnung die Führung des Seils exakt in der Drehachse und damit die Durchführung des Seils durch die Lagerstellen des Bügels.

Die Anordnung der Hydraulikzylinder in der yz -Ebene ist somit durch die Drehachse vorgegeben. Da das Ergebnis aus der Optimierung ($b = 449$ mm; $c = 151$ mm) konstruktiv realisierbare Abstände zum Haupttrahmen lieferte, ohne durch Randbedingungen Einschränkungen treffen zu müssen, wurden die Werte für das konstruktive Konzept

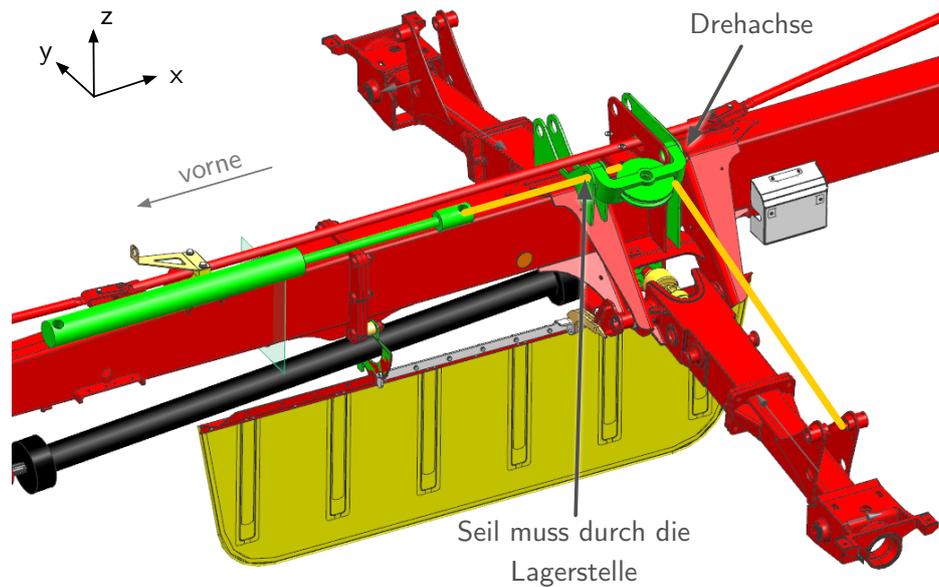


Abbildung 27: Konzeptvariante 2

übernommen. Die Platzverhältnisse würden es erlauben, die Zylinder vor und hinter den Auslegerlaschen anzuordnen. Die Verlegung der Hydraulikleitungen, die von der Schlepperseite (also von vorne) kommen und die Verschmutzungsproblematik im hinteren Teil der Maschine lassen eine Anordnung im vorderen Teil der Maschine als sinnvoll erscheinen. Aus der Anordnung der Zylinder ergibt sich eine Zugbelastung während des Hubs, was eine Knickproblematik in der Kolbenstange ausschließt.

Eigenschaften des Konzepts

Da für die Herausforderungen und Probleme bei der Verwendung eines Seils zum Schwenken von Auslegern bei gezogenen Arbeitsmaschinen noch keine Erfahrungswerte im Unternehmen vorliegen, müssen diese in diesem Stadium der Konstruktion aus logischen Überlegungen geschlussfolgert werden.

Probleme könnten sich aus den bis jetzt nicht betrachteten speziellen Seileigenschaften ergeben. Zum Schwenken der Ausleger in die Arbeitsposition werden die Hydraulikzylinder drucklos geschaltet. Die Masse der Ausleger samt Kreiseinheit führt zur Absenkung, wobei die Geschwindigkeit durch die Öffnung des entsprechenden Ventils bestimmt wird. Der bei der Serienmaschine am Ende des Schwenkvorgangs vorherrschende annähernd drucklose Zustand (Schwimmstellung) ermöglicht eine freie Bewegung der Kreiseinheiten am Untergrund, die auch als Boden Anpassung bezeichnet wird. Dabei haben die verwendeten Hubzylinder durch eine eingebaute Drossel eine dämpfende Wirkung auf

die Ausleger. Dieser Effekt geht bei der Verwendung eines Seils in der in Variante 2 gezeigten Form aufgrund der reinen Übertragung von Zuglasten verloren. Die Bewegung der Ausleger ist somit sich selbst überlassen – es erfolgt keine Schwingungsdämpfung.

Neben dem Problem der Schwingungsdämpfung, das als eher gering eingestuft wird, führt die Eigenschaft des Seils, dass nur Kräfte in Zugrichtung des Seils übertragen werden können, zu weiteren Herausforderungen. Man stelle sich vor, dass während der Arbeitsfahrt – Ausleger am Boden – die Kreiseinheit z.B. durch ein Schlagloch oder eine Geländeunebenheit eine Bewegung relativ zum Hauptrahmen nach unten in die $-z$ -Richtung macht. Dabei würde der verwendete sich in Schwimmstellung befindliche Zylinder (Serienvariante) annähernd bis zum Anschlag herausgezogen. Die fehlende Rückstellwirkung müsste also nach dem Zurückbewegen der Kreiseinheit ohne zusätzliche Maßnahmen zu einem Verbleiben des Zylinders in dieser Position führen. Das Seil kann sich somit frei bewegen und ein Springen aus der Führung oder ein Verhaken mit anderen Bauteilen darf dabei nicht ausgeschlossen werden.

Weiters stelle man sich eine Grabendurchfahrt mit der Serienmaschine in der VGW-Position vor (realistisches Szenario). Die Erschütterung der Maschine gleicht einer sprunghaften Anregung. Im Bereich der Ausleger ist aufgrund der relativ „weichen“ (nicht starren) Rahmenkonstruktion mit hohen Weg-Amplituden zu rechnen. Ersetzt man jetzt die Hydraulikzylinder durch ein Seil, ergibt sich ein zusätzlicher Freiheitsgrad um die Schwenkachse (Ausleger kann sich in Richtung $+\alpha$ aufgrund der reinen Zugeigenschaft des Seils bewegen). Durch den Stoß ist daher, aufgrund der Massenträgheit, mit einem Abheben der Ausleger (entspanntes Seil) zu rechnen. Beim anschließenden „Herunterfallen“ (Fallen ins Seil) sind daher Spannungsspitzen zu erwarten. Die dämpfende Wirkung des Seils sollte bei den auftretenden Amplituden keinen großen Einfluss haben.

Die aufgezählten Argumente führen zur Schlussfolgerung, dass die Seilspannung vor allem während des Schwaderbetriebs und eventuell auch in der VGW-Position sichergestellt werden sollte.

Dabei gibt es zwei Möglichkeiten die Hydraulikzylinder einzusetzen bzw. anzusteuern:

1. Entkoppelt von der Bewegung der Kreiseinheit: Der Hydraulikzylinder bleibt während der Arbeitsfahrt immer in einer fixen Position. Die Bewegung zur Anpassung an die Untergrundverhältnisse muss ein separates Ausgleichselement (z.B. eine Feder) ermöglichen, das die Hubeigenschaften auch nicht negativ beeinflussen darf. Dieses Element soll dabei auch für die Spannung des Seils sorgen. In Zahlen ausgedrückt hat der Längenausgleich eine Bewegung von mind. $+/- 10$ cm zu kompensieren.
2. Gekoppelt mit der Kreiseinheit: Der Zylinder muss die Bewegungen der Kreiseinheit in z -Richtung während der Arbeitsfahrt exakt mitmachen. Dazu ist eine direkte Verbindung mit dem Spannelement notwendig.

Da die Kopplung der Systeme als einfacherer Ansatz erachtet wird, soll dieser fortan für weitere Betrachtungen verwendet werden. Um die Kopplung herzustellen, muss ein Element/eine Konstruktion gefunden werden das/die diese Funktionalität herstellen kann. Dabei gilt es zu unterscheiden, ob das betrachtete Element nur für die Seilspannung sorgen soll oder ob eine kombinierte Funktionalität in Kombination mit einer Kreiselentlastung das Ziel ist.

Für eine kombinierte Funktionalität könnte man folgendes Konzept zur Lösung in Betracht ziehen, das auch gleichzeitig die Funktion einer Kreiselentlastung, wie in der Angabenstellung gefordert, erfüllt:

Integriertes Konzept zur hydraulischen Seilspannung und Entlastung

Dieses Konzept stellt eine unter vielen Möglichkeiten zur Sicherstellung der Seilspannung dar und ist abgeleitet von bereits in der Firma Pöttinger verwendeten Systemen wie dem sogenannten Memory-Zylinder beim Pflug oder der hydraulischen Entlastung beim Heckmähwerk.

Beim Schwenken des Auslegers aus der Transportstellung in die Arbeitsposition bewegt sich die Kolbenstange (blau) (siehe Abbildung 28) aufgrund der Gewichtskraft der Kreiseinheit in Richtung links. Trifft die blaue Kolbenstange an einem bestimmten Punkt auf den hydraulisch vorgespannten gelben Kolben, wird dieser ebenfalls nach links gedrückt. Die Vorspannung erfolgt dabei mit einem Gasdruckspeicher. Mit fortschreitender Bewegung baut sich der Druck in der linken Kammer ausgehend vom Vorspanndruck ähnlich einer Polytropen ($n=1,3$) immer weiter auf. Ist die Arbeitsposition der Ausleger erreicht, soll die Entlastungseinheit (gelb) die Auflagekraft der Kreiseinheit um 2 kN senken (6 kN Gewichtskraft der Kreiseinheit – 4 kN erlaubte Auflagekraft).

Aber auch dieses Idee bringt einige ungelöste Fragen mit sich. So muss kritisch hinterfragt werden, welchen Auswirkungen die Trägheit des Systems Seil- Hydraulikzylinder hat und mit welchen Auswirkungen im praktischen Einsatz zu rechnen ist. Außerdem sei anzumerken, dass der benötigte Zylinder aufgrund der vielen Dichtflächen teurer als der Standardzylinder ist.

Eine weitere Möglichkeit dieses Problem zu Lösen kommt in Variante 5-2 zum Einsatz (siehe Seite 84). Natürlich wären auch weitaus aufwändigere elektrische geregelte Systeme möglich, jedoch darf der finanzielle Aspekt dabei nicht vernachlässigt werden.

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte

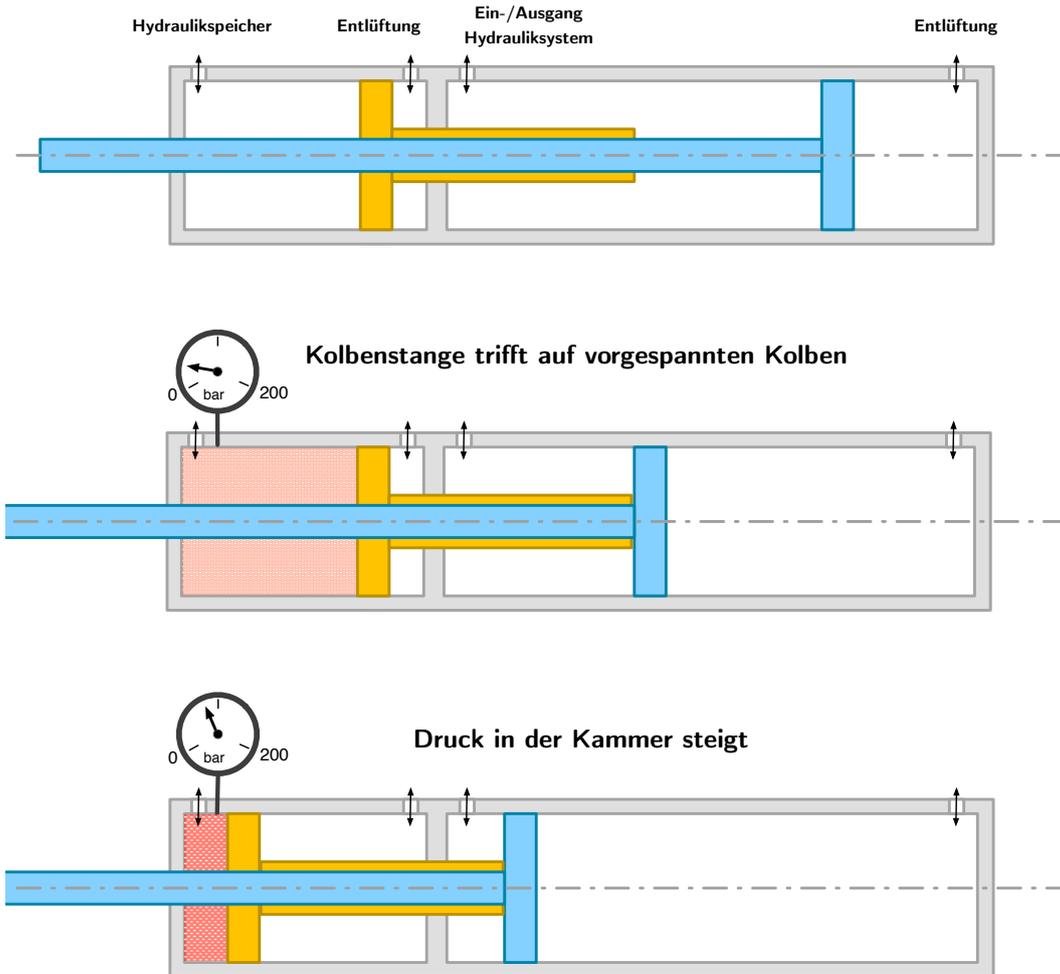


Abbildung 28: Konzept der hydraulischen Entlastung

4.2.3 Variante 3

4.2.3.1 Idee und Konzept

In Variante 3 wird das Seil durch einen Flachriemen (aus dem Aufzugbau – Fa. OTIS) ersetzt (Details zum Riemen siehe Kapitel 2.4.3 auf Seite 25). Auch wenn die positiven Eigenschaften des Seils in der eigens durchgeführten Bewertung überwiegen, so ist es trotzdem spannend, die sich ergebenden Möglichkeiten in einer eigenen Variante zu untersuchen.

Wie bereits erwähnt, benötigt ein Riemen im Vergleich zu einem Seil erheblich kleinere Umlenkrollenradien, dadurch sollte eine Bauraumeinsparung möglich sein. Unter den gegebenen Richtlinien wurde die in Abbildung 29 skizzierte Lösungsvariante 3 ausgearbeitet. Der Kerngedanke dabei war die Nutzung des Riemens unter der Prämisse der Anordnung der Elemente innerhalb einer Ebene. Um Platz für die benötigten Bauteile und Verfahrswege zu schaffen, sollte ein Flaschenzugsystem zur Einbringung der Zylinderkraft verwendet werden, was einen Hydraulikzylinder mit kleinem Hub erlaubt. Die Umlenkrolle würde dabei durch eine Linearführung parallel zur Auslegerachse verschiebbar sein.

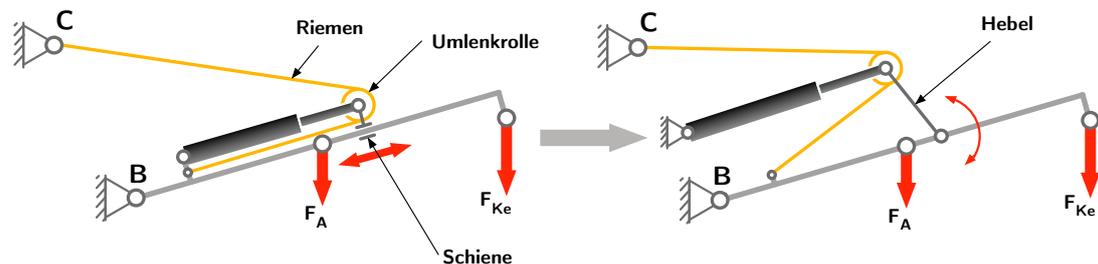


Abbildung 29: Skizze Konzeptvariante 3

Die anfänglichen Idee die Zylinderkraft direkt in den Ausleger einzuleiten, musste aufgrund des geringen Platzangebotes wieder verworfen werden. Stattdessen erfolgt die Befestigung am Haupttrahmen. Auch die geplante Linearführung der Umlenkrolle, welche relativ aufwändig und teuer ist, wurde durch einen Hebel mit Drehgelenk ersetzt.

4.2.3.2 Optimierung

Wie auch in den anderen Lösungsvarianten soll auch in Variante 3 durch Reduzierung der auftretenden Kräfte und der dadurch verminderten Last auf den Haupttrahmen eine Gewichtsreduzierung der Maschine erzielt werden. Dies wurde wieder mit einem ähnlichen Ansatz wie in den Varianten 1 und 2 versucht, wengleich sich die Situation aufgrund der aufwändigeren Geometrie etwas komplizierter gestaltet hat.

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte

Könnte in den anderen Varianten die Geometrie relativ einfach durch die analytische Lösung der aufgestellten Gleichung beschrieben werden, muss man hier auf eine numerische Berechnung zurück greifen. Somit wird für die Optimierung gezwungenermaßen auf gradientenbasierende Lösungsverfahren (z.B. `fmincon`-Funktion mit SQP-Algorithmus) verzichtet und auf das *Patternsearch* Verfahren, welches nicht einmal eine stetige Funktion voraussetzt, zurück gegriffen. Die verwendeten Optimierungsparameter und die dazugehörigen Grenzen sind in Tabelle 10 angeführt und in Abbildung 30 dargestellt. Der in der Abbildung nicht gezeigte Parameter L stellt die Riemenlänge dar. Um die Beschreibung des Problems etwas zu vereinfachen, wird der Riemenrollendurchmesser für die Optimierung vernachlässigt ($D = 0$).

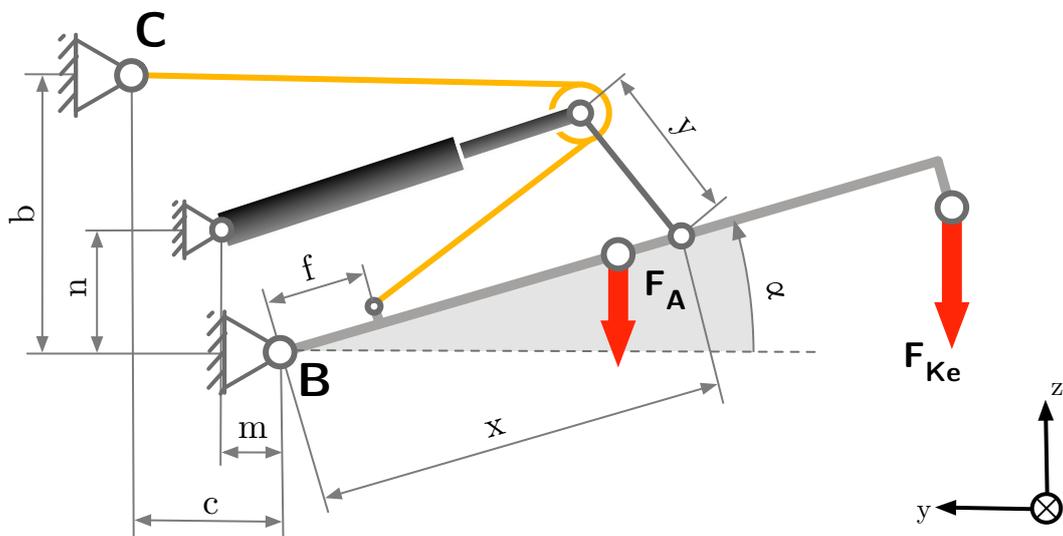


Abbildung 30: Parameter Konzeptvariante 3

Parameter	untere Grenze /Minimalwert in mm	obere Grenze /Maximalwert in mm
b	400	900
c	0	300
x	500	800
y	300	900
f	200	200
m	70	200
n	100	400
L	2000	900

Tabelle 10: Anfangsparameter Variante 3

Nebenbedingungen

Aus dem Verfahrensweg des Hydraulikzylinders und den geometrischen Grenzen ergeben sich folgende Nebenbedingungen:

- Wie auch schon in Variante 1 kommt die Nebenbedingung

$$\frac{L_{diff}}{Laengenverhaeltnis} < L_{Zylmax} \quad (4.7)$$

zum Einsatz. Diese stellt sicher, dass der Hydraulikzylinder in der entsprechenden Einbaulage den benötigten Hub auch wirklich vollbringen kann, denn das Verhältnis zwischen ausgefahrener Länge L_{Zylmax} und Hub L_{diff} eines Differential-Hydraulikzylinders ist begrenzt.

- Auch der maximale Verfahrensweg des Hydraulikzylinders $L_{diffmax}$ ist mit 600 mm festgelegt. Dieser darf vom auftretenden maximalen Zylinderhub L_{diff} nicht überschritten werden.

$$L_{diffmax} > L_{diff} \quad (4.8)$$

- Weitere Nebenbedingungen schränken die Position des Zylinders und des Seils am Anfang und am Ende des Schwenkvorgangs ein.

Definition der Zielfunktion

Die Definition der Zielfunktion und der Optimumfunktion entspricht im Grunde jener aus Variante 1, wobei nur die Riemenkraft für die Definition verwendet wird.

Es bestünde auch die Möglichkeit die Zylinderkraft in die Zielfunktion miteinzubeziehen. Davon wurde allerdings aufgrund der Absicht die Definition der Zielfunktion möglichst einfach zu halten wieder Abstand genommen – außerdem sind Zylinderkraft und Seilkraft ohnehin voneinander abhängig. Die Werte der Optimumfunktion werden in Tabelle 11 angeführt.

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte

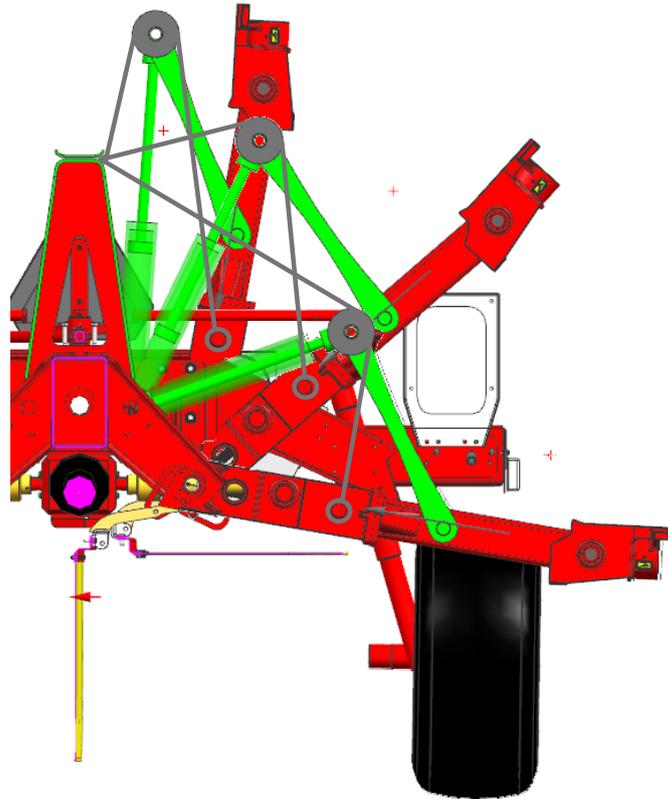


Abbildung 31: Konzeptvariante 3 Schwenkpositionen

Parameter	Kraft in kN
F_{max}	30
F_{min}	13
F_{quad}	4

Tabelle 11: Optimierungsparameter Variante 3

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte

Parameter	Wert in mm
b	900
c	234
x	655
y	556
f	200
m	125
n	155
L	1355

Tabelle 12: Parameterwerte Variante 3

Ergebnisse der Optimierung

Wie im Plot in Abbildung 32 zu erkennen, ist der Kraftverlauf $F_{Zylinder}$ in Variante 3 wesentlich flacher als in der Serienkonfiguration $F_{Serienmaschine}$. Die hohen Kraftwerte von über 50 kN am Anfang des Schwenkvorgangs können durch diese Konfiguration deutlich vermindert werden. Jedoch zeigt sich im Bereich ab der VGW Position bis zur Transportposition ($43-86^\circ$) kein Vorteil der gezeigten Lösung mehr, was aufgrund der in der statischen Optimierungsrechnung nicht berücksichtigten dynamischen Stöße (später durch Stoßfaktoren angenähert) als nicht zufriedenstellendes Ergebnis eingestuft werden kann.

4.2.3.3 Konstruktion und Ausführung

Aus den Erkenntnissen der Optimierung wurde der in Abbildung 33 dargestellte Entwurf abgeleitet. Für die Riemenkonstruktion kommt eine parallele Anordnung mit 2 Riemen zum Einsatz. Das liegt einerseits daran, dass der Zylinder dadurch mittig in der Symmetrieachse des Auslegers angebracht werden kann und andererseits um bei moderaten Riemenbreiten ($b = 60 \text{ mm}$) die maximalen Riemenkräfte nicht zu überschreiten. Bei der Wahl eines breiteren Riemens wäre auch eine einfache Ausführung denkbar, jedoch würde man dann die Symmetrie in der Konstruktion aufgrund von Platzproblemen verlieren. Die Führung der Riemenrollen und des Hydraulikzylinders erfolgt, wie bereits erwähnt, mit einem Hebel, der am äußeren Teils des Auslegers drehbar gelagert ist. Der Riemen selbst ist auf der einen Seite über einen Achsstummel am Ausleger (Klemmstück nicht eingezeichnet) befestigt. Auf der anderen Seite erfolgt die Klemmung an der am Hauptformrohr aufgesetzten turmähnlichen Blechkonstruktion. Die in der Abbildung sichtbaren Rundungen an dieser Klemmstelle sorgen dafür, dass der Riemen während des Schwenkvorgangs (siehe Abbildung 31) nicht knickt und die Mindestbiegeradien eingehalten werden.

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte

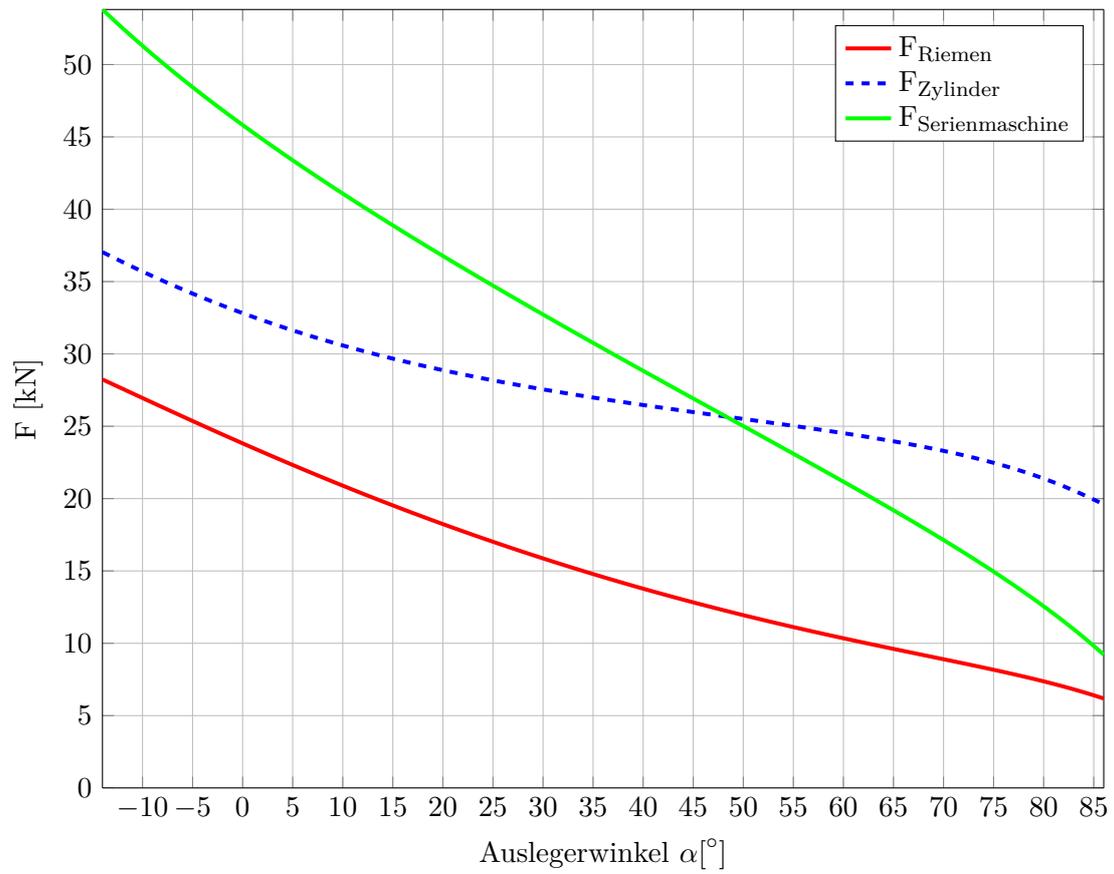


Abbildung 32: Kraftverlauf Variante 3

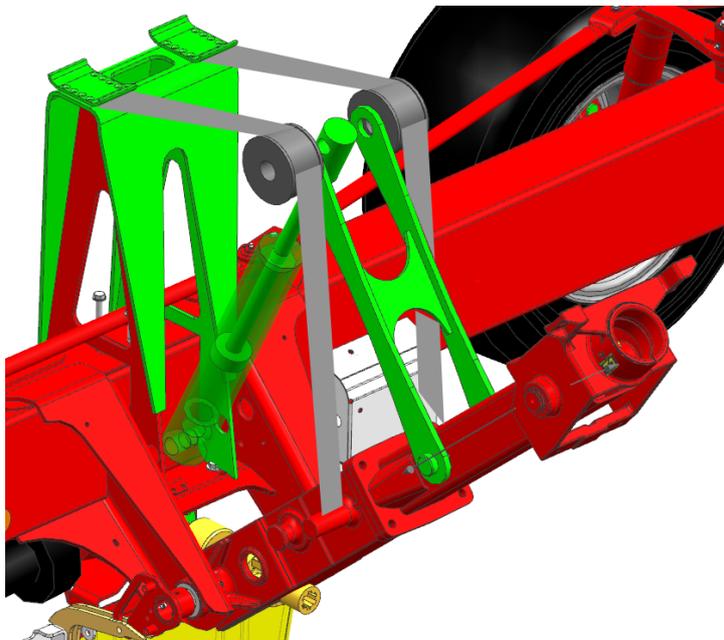


Abbildung 33: Detailansicht Konzeptvariante 3

Eigenschaften des Konzepts

Für die Lösungsvariante 3 werden ähnliche konzeptbedingte Eigenschaften erwartet wie für Variante 2 (siehe in Kapitel 4.2.2). Denn auch hier kommt ein Zugmittel zum Einsatz, welches zu jeder Zeit unter Spannung stehen sollte. Im konkreten Fall ist das vor allem im Schwadbetrieb zu beachten, da keine Anpassung des Zylinderhubs an die Bewegung der Kreiseinheit in positiver z-Richtung (z.B. Überfahren eines Hindernisses) erfolgt und sich folglich der Riemen lockern würde. Verhindern soll das eine federbetätigte oder hydraulische Vorspanneinrichtung (wie z.B. auf Seite 51 beschrieben). Durch die Kopplung des Zylinders mit dem Hebel ergeben sich dabei im Vergleich zu Variante 3 eine Vielzahl von Möglichkeiten zur Umsetzung.

4.2.4 Variante 4

4.2.4.1 Idee und Konzept

Die grundsätzliche Idee aus Variante 2, ein Seil zur Übertragung der Kraft zu einem parallel zum Hauptformrohr montierten Hydraulikzylinder zu verwenden, wird auch in Variante 4 wieder aufgegriffen. Statt einer Seilrolle die über eine spezielle Halterung den Schwenkwinkel ausgleicht, kommen zwei separate fix montierte Seilrollen zum Einsatz (siehe Abbildungen 34 und 35). Eine davon lenkt das Seil aus der Schwenkebene in die Ebene parallel zum Haupttrahmen, während die andere den Winkelausgleich (Lagerstelle C) sicherstellt.

Weiters ermöglicht diese Bauform im Gegensatz zu Variante 2 eine flexiblere Anordnung der Komponenten. So ist die Position der Hydraulikzylinder jetzt nicht mehr so restriktiv vorgegeben, diese Variante erfordert jedoch eine zusätzliche Seilumlenkung und damit auch eine Seilrolle mehr. Die Masse die durch die zusätzlich benötigten Bauteile einer zweiten Seillagerung hinzukommt, sollte durch Einsparungen aufgrund der Vereinfachung der Rollen bzw. der Zylinderlagerung wieder kompensiert werden können.

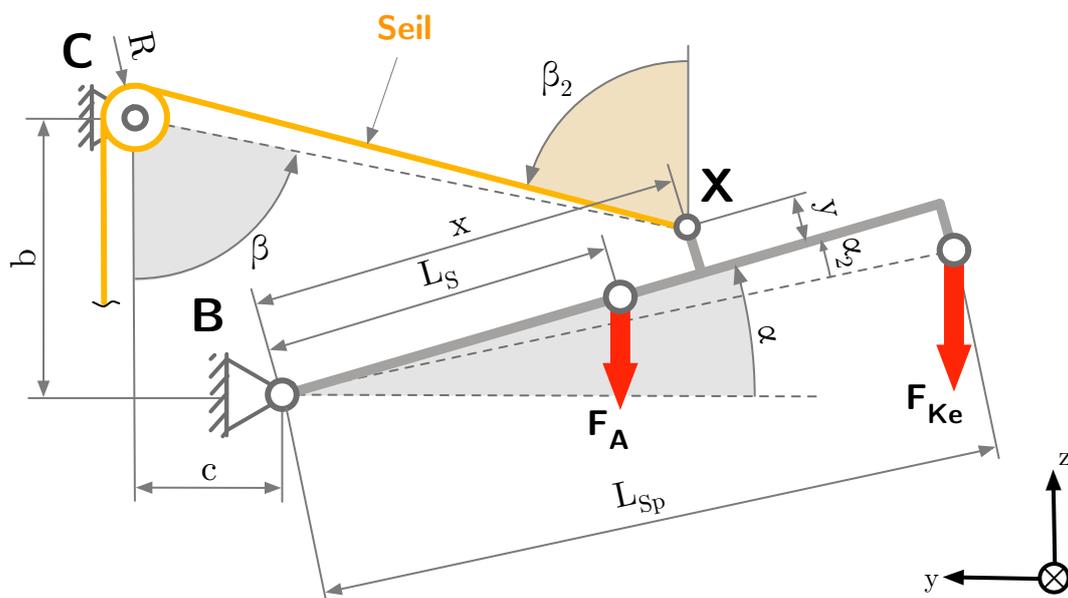


Abbildung 34: Skizze Konzeptvariante 4 und 5

4.2.4.2 Optimierung

Da die Seilgeometrie, mit der Ausnahme der Berücksichtigung des Rollenradius der Umlenkrolle, der Geometrie aus Variante 2 gleicht, unterscheidet sich die Optimierung

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte

rechnung auch kaum. Die Auswahl der Parametergrenzen, welche in Tabelle 15 definiert sind, ergab sich wie bei allen anderen auch aus den geometrischen Bedingungen und den Erfahrungen die man im Laufe des Optimierungsprozesses macht.

Parameter	untere Grenze /Minimalwert in mm	obere Grenze /Maximalwert in mm
b	300	500
c	140	500
x	600	950
y	80	250

Tabelle 13: Parameterwerte Variante 4

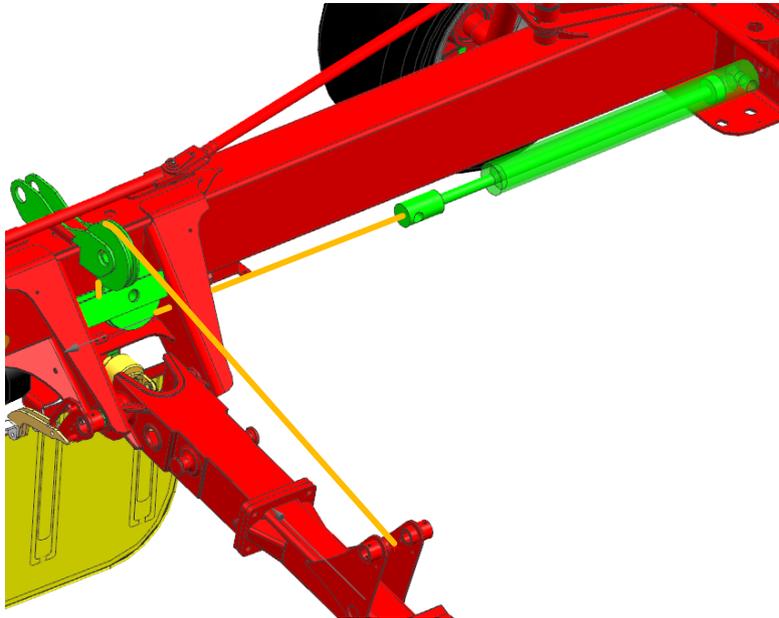


Abbildung 35: Konzeptvariante 4 Detailansicht

Nebenbedingungen

Die Nebenbedingungen entsprechen jenen aus Variante 2 (siehe Seite 46). Die maximale Länge des Hubs $L_{diffmax}$ wurde aufgrund der Platzierungsmöglichkeiten auf 750 mm erhöht.

Definition der Zielfunktion

Die Definition der Zielfunktion und der Optimumfunktion entspricht jener, die auch in allen andern Varianten Verwendung finden. Durch den im Vergleich zu Variante 2 50 mm

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte

längeren Zylinderhub, können auch die Werte des Verlaufs der Optimumfunktion leicht reduziert werden. Es ergeben sich also die in Tabelle 14 angeführten Parameter.

Parameter	Kraft in kN
F_{max}	22
F_{min}	7
F_{quad}	4

Tabelle 14: Optimierungsparameter Variante 4

Ergebnisse der Optimierung

Parameter	Wert in mm
b	377
c	140
x	950
y	250

Tabelle 15: Parameterwerte Variante 4

Als Ergebnis zeigt sich ein Zylinderkraftverlauf der über den gesamten Schwenkvorgang ca. den halben Wert der Zylinderkraft der Serienmaschine besitzt (siehe Abbildung 36). Wie in Variante 2 ist diese Einsparung teuer erkauft, denn auch hier beträgt der Wert der Kraft die auf die Lagerstellen der Umlenkrollen wirkt das bis zu $\sqrt{2}$ -fache der Seilkraft.

4.2.4.3 Konstruktion und Ausführung

Da ein Grundgedanke bei diesem Lösungsansatz die kompakte Bauform ist, ist der Zylinder trotz der Bedenken zwecks Verschmutzungsanfälligkeit, die in Variante 2 beschrieben werden, parallel zum Hauptrahmen im hinteren Teil der Maschine angebracht (dort muss nicht dem Teilungsflansch zwischen vorderem und hinterem Formrohr ausgewichen werden). Weiters ist nicht auf die konische Form des vorderen Formrohrs Rücksicht zu nehmen.

Eigenschaften des Konzepts

Aufgrund der Ähnlichkeit der beiden Konzepte Variante 2 und Variante 4 werden die Betriebseigenschaften dementsprechend auch ähnlich sein. Das Problem der fehlenden Seilspannung muss also auch hier gelöst werden – Möglichkeiten bereits erörtert.

Betrachtet man den Hub und die maximal auftretende Kraft des in der Serienmaschine verbauten Hydraulikzylinders ($Hub = 420 \text{ mm}$, $F_{Zylmax} > 50 \text{ kN}$) und des Zylinders

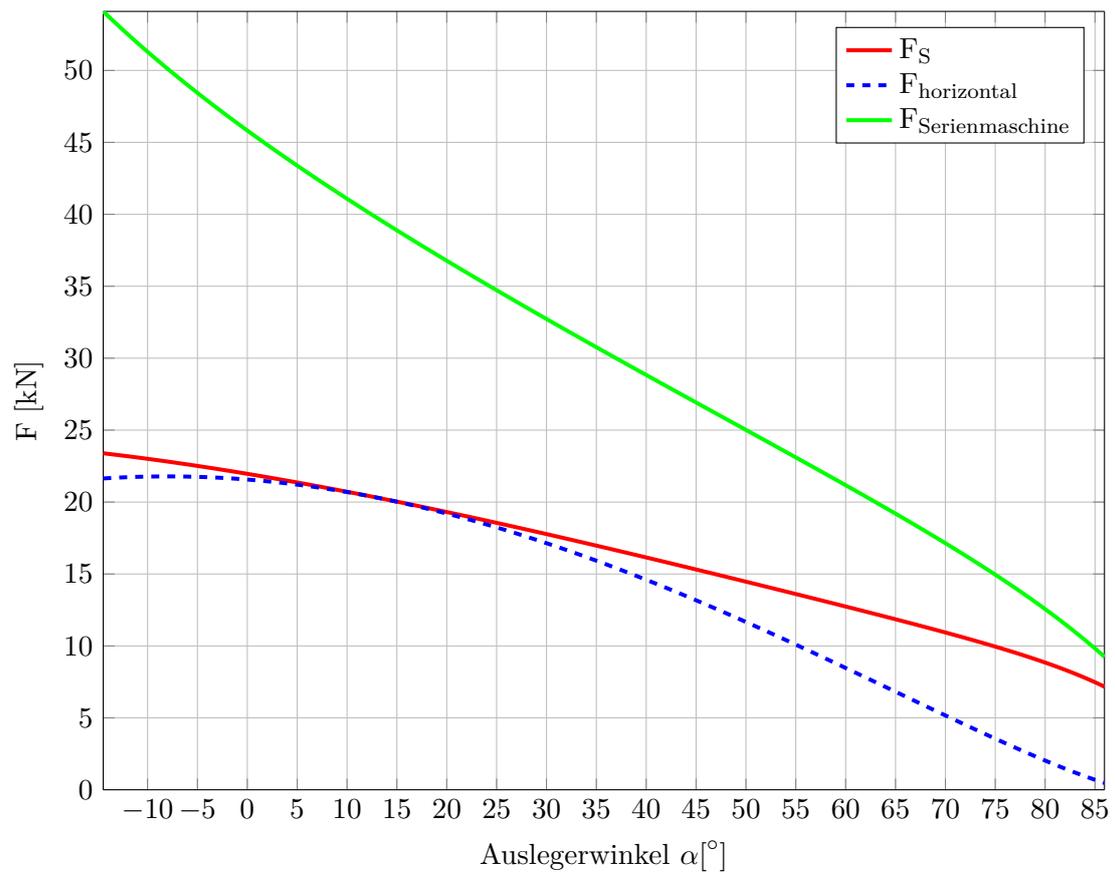


Abbildung 36: Kraftverlauf Variante 4

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte

in Variante 4 ($Hub = 750 \text{ mm}$, $F_{Zylmax} = 23 \text{ kN}$) fällt ein deutlicher Unterschied auf. Vereinfacht lässt sich daraus schließen, dass mit größerem Hubweg eine Reduktion der Kraft einher geht. Begründet werden kann das durch die konstante Hubarbeit in Kombination mit der Abhängigkeit der Kraft vom Winkel α . Entsprechend der Tatsache, dass die Hubarbeit, egal welcher Mechanismus verwendet wird, immer gleich bleibt, ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$W = \int \mathbf{F}(\alpha) ds = const. \quad (4.9)$$

(Gilt nur solange keine Änderungen an der Hubhöhe und Auslegermasse vorgenommen werden!)

Wird ein weiterer Weg s in Kraftrichtung zurückgelegt, reduziert sich also die benötigte Kraft unter Aufwendung der gleichen Arbeit. Um das möglichst effizient zu nutzen, soll also die Wirkrichtung der angreifenden Kraft möglichst die Bewegungsrichtung sein.

4.2.5 Variante 5

4.2.5.1 Idee und Konzept

Die grundsätzliche Idee aus Variante 2 mit der Kraftübertragung über ein Seil und des Antriebs mittels Hydraulikzylinder wird auch in Variante 5 übernommen. Einen weiteren Grundsatz bei der Konzepterstellung bilden die Erkenntnisse, die aus der Betrachtung von Variante 4 gewonnen werden können. Daraus ergibt sich die Idee den Winkel β_2 in der Arbeitsposition (siehe Abbildung 34) des Auslegers möglichst klein werden zu lassen. Als Folge daraus erhöht sich in dieser Position der Normalabstand zwischen dem Vektor in Seilrichtung und dem Lagerpunkt B, was bei gleicher Last am Ausleger zu einer Reduktion der Kraft im Seil führt (Berechnung aus Momentengleichgewicht). Durch die Reduktion der Kraft im Seil kann auch die Kraft in den Umlenkrollen und in den dazugehörigen Lagerstellen klein gehalten werden. Somit sollte auch die Belastung des Hauptformrohrs kleiner als in den anderen Varianten sein.

Die Reduktion des Winkel β_2 lässt sich nur durch die Anhebung der Seilumlenkung (Erhöhung Abstand B) erreichen. Diese Maßnahme führt allerdings zu einem Ansteigen des benötigten Seilwegs während des Schwenkvorgangs (siehe Abstand Seilrolle und Seilbefestigung am Ausleger am Anfang und am Ende des Schwenkvorgangs). Um zu verhindern, dass ein Antriebszylinder mit sehr großem Hub benötigt wird, soll ein Flaschenzugsystem zum Einsatz kommen. Dadurch ergibt sich zwar die doppelte Kraft auf den Hydraulikzylinder, jedoch in eine für die Bauteile unkritische x-Richtung (Maschinenlängsrichtung).

4.2.5.2 Optimierung

Die Optimierungsrechnung entspricht exakt jener aus Variante 4. Durch die Festlegung des maximalen Seilverfahrwegs $L_{diffmax}$ auf 1300 mm ergibt sich ein maximal möglicher Zylinderhub von 650 mm. Auch Zielfunktion und Optimumfunktion können aus Variante 4 übernommen werden. Die Werte für die Optimumfunktion sind in Tabelle 16 angeführt.

Parameter	Kraft in kN
F_{max}	15
F_{min}	6
F_{quad}	2

Tabelle 16: Optimierungsparameter Variante 5

Ergebnisse der Optimierung

Die Ergebnisse der Optimierung wurden im Lauf des Konstruktionsprozesses an die benötigten Gegebenheiten angepasst. Oft haben Änderungen keine großen Auswirkungen auf den sich ergebenden Kraftverlauf, doch sie erleichtern die Konstruktion und reduzieren den benötigten Materialeinsatz drastisch. So ist schlussendlich nicht die Geometrie mit der kleinsten Seilkraft ausgewählt worden, sondern eine leicht abgeänderte, die dafür konstruktive Vorteile bietet (Abmaße siehe Tabelle 17). Betrachtet man die Abbildung 37 zeigt sich im Vergleich zur Serienlösung eine drastisch reduzierte Seilkraft F_S die einen beinahe linear fallenden Verlauf hat.

Parameter	Wert in mm
b	900
c	230
x	850
y	0

Tabelle 17: Parameterwerte Variante 5

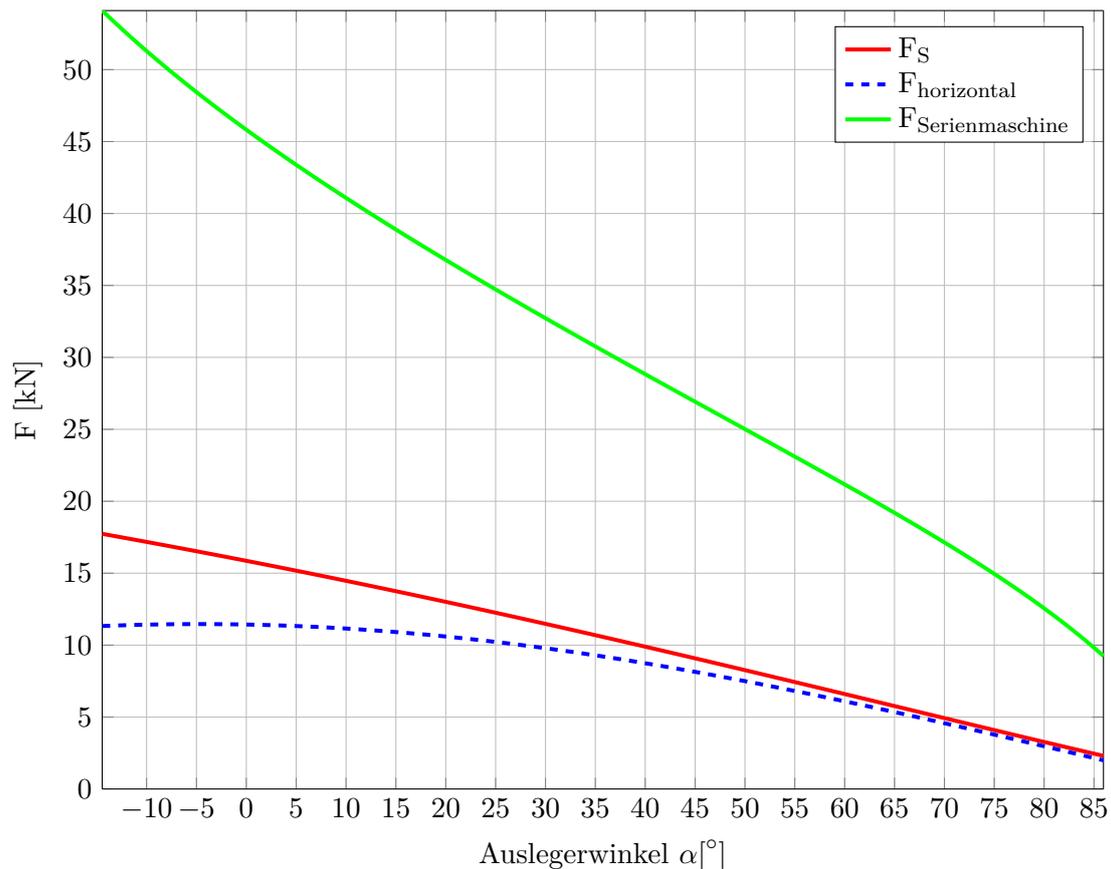


Abbildung 37: Kraftverlauf Variante 5

4.2.5.3 Konstruktion und Ausführung

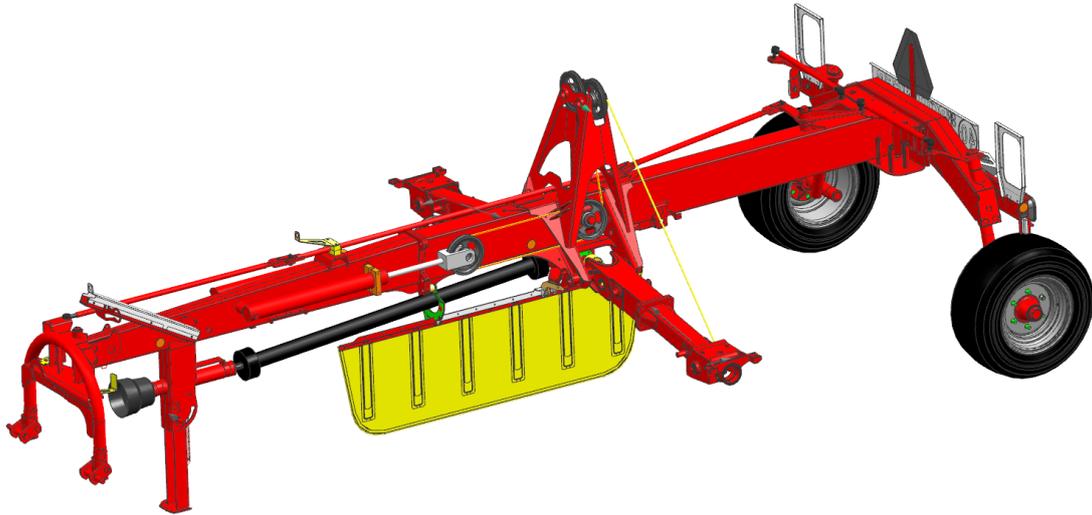
Das geplante Konzept ist in Abbildung 38 dargestellt. Um den definierten Ansprüchen gerecht zu werden, wird der Abstand b , also der Abstand zwischen der Umlenkrolle welche die Schwenkbewegung ausgleicht und dem Drehpunkt des Auslegers durch eine Art Turmkonstruktion hergestellt. Der Turm setzt sich dabei aus zwei gekanteten zusammengeschnittenen Blechstücken zusammen und ist auf den Auslegerlaschen montiert. Die Seilrollen sind dabei aus Platzgründen versetzt zueinander angebracht. So kann die Breite der Konstruktion reduziert und Material eingespart werden. Befestigt wird das Seil am Ausleger an einem Achsstummel, der mittig auf der hinteren Seite des äußeren Auslegerformrohrs platziert ist (gilt für linke und rechte Seite der Maschine). Die Führung des Seils aus der Schwenkeben (yz -Ebene) in die zx -Ebene erfolgt wie in Variante 4 ebenfalls über ein Seilrolle. Diese ist in diesem Fall platzsparend zwischen den beiden Laschen an einem Achsstummel gelagert. Die Konstruktion soll die Belastung des Formrohrs auf ein Minimum reduzieren.

Die Hydraulikzylinder, die zum Antrieb der Schwenkmechanismen dienen, sind am vorderen Teil des Hauptrahmens platziert. Sie führen zu einer reinen Reaktionskraft in x -Richtung, die in der neutralen Faser (für die Biegespannung aufgrund des Maschinengewichts) in den Rahmen eingeleitet wird (kein mehrachsiger Spannungszustand). Wie bereits ausgeführt, sorgt der Flaschenzug dafür, dass der Zylinderhub nur den halben Seilweg betragen muss, dafür aber auf den Zylinder die doppelte Seilkraft wirkt. Dazu wird das Seil über eine Seilrolle, welche am Kolben gelagert ist, um 180° umgeleitet. Befestigt werden kann das zweite Seilende an den Laschen zwischen Turmkonstruktion und Auslegerlaschen. Um eine Kollision des Kolbens und des Flanschs zwischen vorderem und hinterem Hauptrahmen zu vermeiden, musste der Flansch an die Gegebenheiten angepasst werden.

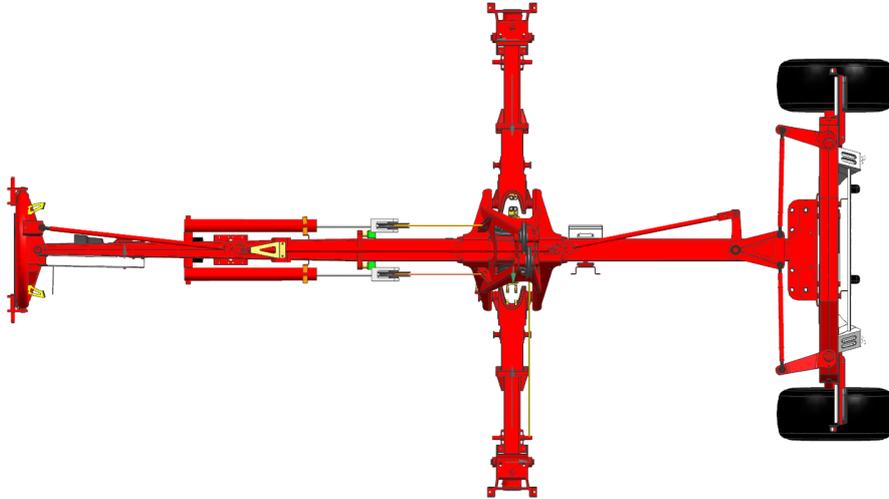
Eigenschaften des Konzepts

Entsprechend der Theorie der konstanten Hubarbeit, die auf Seite 62 beschrieben wird, ist in Variante 5 versucht worden, die auftretende Kraft durch Erhöhen des Seilwegs zu reduzieren. Der Weg des Hubzylinders konnte dabei durch den Einsatz eines einfachen Flaschenzugs reduziert werden. Neben dem in allen Varianten mit Seil oder Riemen auftretenden Problem der Sicherstellung der Seilspannung, kommen in Variante 5 außerdem noch die spezifischen Eigenschaften des Flaschenzugs hinzu. Die Fragestellung nach dem Einfluss des Flaschenzugs auf die Systemdynamik scheint dabei nicht ganz unberechtigt.

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte



(a) Variante 5 Isometrie



(b) Variante 5 Ansicht oben

Abbildung 38: Variante 5

4.2.6 Zwischenfazit und Erkenntnisse

Dieser Punkt fasst kurz die gewonnenen Erkenntnisse aus der Ausarbeitung der bereits beschriebenen Lösungsvarianten zusammen. Ziel dieser Arbeit ist die Reduzierung der wirkenden Kräfte auf den Hauptrahmen während des Schwenkvorgangs. Das ganze geschieht unter der Annahme, dass diese Kräfte als kritische Größen bei der Auslegung der Maschine zu betrachten sind. Wie bereits mehrfach erklärt wurde, ist die Hubarbeit, die für das Schwenken der Kreiseinheit erforderlich ist, eine konstante Größe. Da sich die physikalische Größe der Arbeit entsprechend dem Skalarprodukt aus Kraft und Weg (siehe Gleichung 4.9) ergibt, kann das Ziel nur lauten, den Winkel zwischen Kraftvektor \mathbf{F} und Weg(vektor) \mathbf{s} zu minimieren. Die Umsetzung dieses Ziels ist oft nur mit mäßigem Erfolg realisierbar und deshalb muss man sich mit der Erhöhung des Wegs behelfen, um die Kraft möglichst klein zu halten. Varianten 1 - 5 stellen dabei eine Kombination aus beiden Maßnahmen dar.

Als direkte Folge der Senkung der aufgebrachten Kräfte im Lagerpunkt C (Angriffspunkt des Zylinders bzw. der Seilrolle am Rahmen entsprechend Abbildung 38) reduzieren sich auch die Kräfte im Hauptauslegerlager, was folglich auch die Belastung des Hauptrahmens mindern müsste. Doch so einfach diese Thematik hier dargestellt wird, ist sie leider nicht. Nicht nur die Höhe der wirkenden Kräfte in den Angriffspunkten (Lagerstellen), sondern auch die wirkende Richtung bestimmen die Belastung einer Konstruktion. Natürlich spielt dabei auch die Anordnung der Lagerstellen untereinander eine entscheidende Rolle. Würde man z.B. beim *Pöttinger TOP 762C Classic* eine symmetrische Aushebung der beiden Kreiseinheiten voraussetzen, könnte man dafür sorgen, dass sich die horizontalen Anteile der Hubkraft gegenseitig aufheben. Die resultierende Kraft auf die Rahmenkonstruktion würde dann nurmehr einen Bruchteil betragen.

Durch den Fokus auf die Senkung der Kräfte und der daraus erhofften Reduzierung der Dimension der Rahmenstruktur sollte auch der dafür zu treibende materielle Aufwand nicht vergessen werden. Man muss sich dabei immer die Frage stellen, ob die Einsparung am Rahmen die vorgeschlagenen Maßnahmen aus Gewichtsgründen bzw. auch preislich rechtfertigen. Das tritt beispielweise ein, wenn die benötigte Hilfskonstruktion schwerer als die erzielbare Einsparung am Rahmen ist. Diese Thematik wird in Kapitel 5 detailliert behandelt.

4.2.7 Variante 6

4.2.7.1 Idee und Konzept

Zusätzlich zu den 4 Seilvarianten und der Referenzvariante (Variante 1), die eine Optimierung der Basisgeometrie darstellt, wurde auch noch eine 6. Variante untersucht. Bei dieser soll eine Stabkinematik für eine Reduzierung der Kräfte auf den Rahmen sorgen. Ziel bei der Konzeption war es, die bereits gewonnenen Erkenntnisse zu nutzen und den Aufwand für Zusatzkonstruktionen in Grenzen zu halten.

Der Ansatz in Variante 6 besteht darin, die Anlenkung des Auslegers über eine entsprechende Koppelstangenkinematik wie in der Skizze Abbildung 39 herzustellen. Der rahmennahe Lagerpunkt des Hydraulikzylinders ist dabei nicht mehr an einer fixierten Position, sondern ändert diese während des Schwenkvorgangs. Durch eine Koppelung dieses Lagerpunkts mit dem Ausleger sollte es möglich sein, die Hubkräfte im Zylinder und auch die wirkende Kraft auf den Rahmen zu reduzieren. Diese gezeigte geometrische Anordnung wird auch als Koppelgetriebe bezeichnet. Es gibt dabei 2 Möglichkeiten dies umzusetzen.

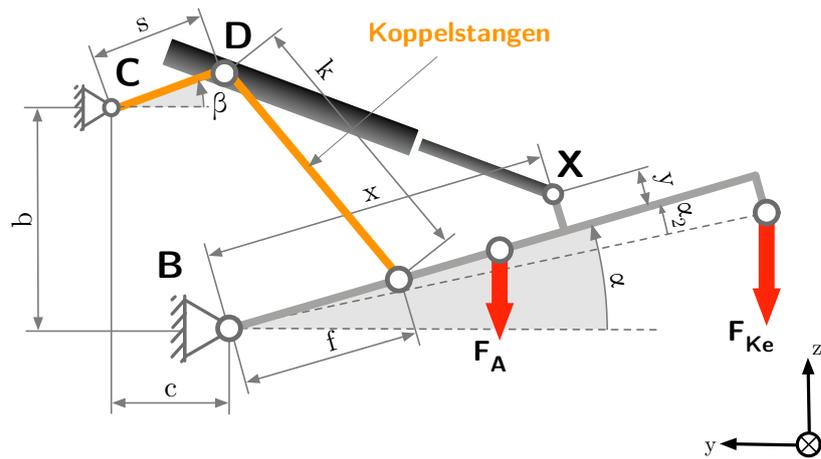
Das in Abbildung 39(a) gezeigte System hat die Eigenschaft den Punkt D während des Schwenkvorgangs um den Abstand s in die positive y - und z -Richtung zu verschieben. Der Hydraulikzylinder muss dabei nicht am Ende seines Gehäuses gelagert werden (wie bei den anderen Varianten dargestellt), sondern ist beliebig innerhalb der Bauteilgrenzen verschiebbar. Die Optimierungsrechnung soll zeigen, dass durch diese Anordnung ein verbesserter Kraftverlauf erzielbar ist. Nachfolgend wird diese Konstruktion als Variante 6-1 bezeichnet.

Verschiebt man den Angriffspunkt der Koppelstange am Ausleger in die negative Richtung, so beeinflusst das das Verhalten des System maßgeblich. Mit steigendem Winkel α wandert der Punkt D nach unten (negative z -Richtung). Der Zylinder sollte sich also in der Transportposition platzsparend zwischen Rahmen und Ausleger einpassen. Nahe der Endlage (Transportposition) wird der Winkel zwischen Zylinder und der horizontalen Richtung wesentlich größer als in der der Variante 6-1. Entsprechend der verwendeten Notation kann von Variante 6-2 gesprochen werden.

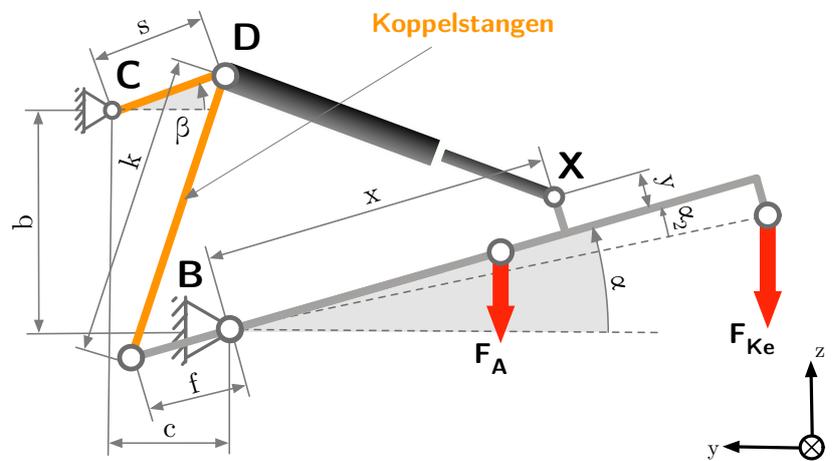
4.2.7.2 Optimierung

Wie bei allen anderen Varianten strebt man auch bei dieser die Reduktion der Kraft auf den Hauptrahmen und im Speziellen auf die Lager B und C an. Die Ermittlung der Geometrie stützt sich auf eine Optimierungsrechnung mit 7 Freiheitsgraden. Herausfordernd ist im Vergleich zur Berechnung der anderen Varianten (mit Ausnahme von Variante 3) die

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte



(a) Variante 6-1: positiver Abstand der Koppelstange zum Lagerpunkt B



(b) Variante 6-2: negativer Abstand Koppelstange zum Lagerpunkt B

Abbildung 39: Skizze Variante 6

wesentlich anspruchsvollere Kinematik.

Nebenbedingungen

Mit Ausnahme der Bedingung die das Verhältnis zwischen Hub und Einbaulänge begrenzt, werden alle Nebenbedingungen aus Variante 1 (siehe auf Seite 40) auch in Variante 6 verwendet. Zusätzlich kommen noch folgende Bedingungen hinzu:

- Eine ähnliche Bedingung, wie jene die eine Positionierung des Lagerpunktes C im Hauptformrohr verhindert, stellt sicher, dass der Hydraulikzylinder während der Bewegung nicht das Formrohr (siehe Skizze 40) durchdringt. Das ist jetzt möglich, da sich erstens der Lagerpunkt des Zylinders nicht mehr am hinteren Ende des Hydraulikzylinders befinden muss, und zweitens während des Schwenkvorgangs eine Bewegung des Aufhängungspunktes stattfindet.

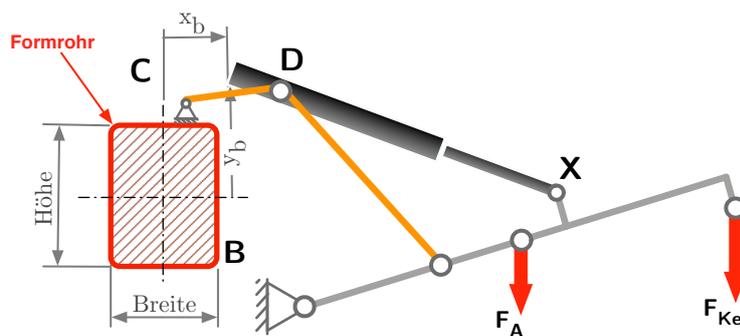


Abbildung 40: Durchdringungsnebenbedingung Variante 6

- Weitere geometrische Bedingungen tragen dazu bei, dass keine Singularitäten durch Totpunkte in den Lösungen auftreten. Singularitäten bilden sich in seltenen Fällen nur unzureichend in der Zielwertfunktion ab und können daher auch dazu führen, dass die Optimierung entsprechend gültige Lösungen produziert. Die verwendete Punktweise Abtastung führt dazu, dass die auftretende Singularität für den Optimierer nicht als solche erkennbar ist. Ungleichungsnebenbedingungen, welche die Geometrie begrenzen, soll das Auftreten von Totpunkten verhindern.
- Ganz bewusst wurde auf die Symmetrie der Maschine geachtet. Während des Hubs sind dabei Kollisionen zwischen linken und rechten Zylinder auszuschließen. Eine Bedingung stellt daher sicher, dass die freien Zylinderenden nicht die Symmetrieebene überschreiten.

Definition der Zielfunktion

Zur Definition der Zielfunktion für Variante 6-1 wird der Wert F_{Stab2} herangezogen. Dieser entspricht der Kraft die im Lager C wirkt (siehe Abbildung 41). Begründet werden kann die Entscheidung dadurch, dass der genannte Wert F_{Stab2} als repräsentativ für die Rahmenbelastung erachtet wird. Nach anfänglichen Problemen musste auch die Zylinderkraft F_{Zyl} noch in die Definition mitaufgenommen werden, um ein zu starkes Ansteigen dieser zu unterbinden. Nach einigen Versuchen kommt man auf folgende Formulierung:

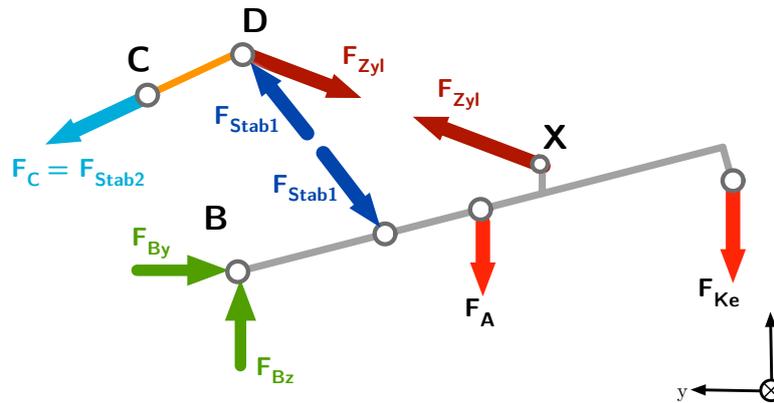


Abbildung 41: Variante 6-1 und Variante 6-2 Kräfte

Für die Optimum- und die Zielfunktion ergibt sich daher:

$$f(x) = \sum_{i=1}^n (|F_{Stab2_i}| - F_{opt_i})^2 \cdot 0,7 + (|F_{zyl_i}| - F_{opt2_i})^2 \cdot 0,3, \quad (4.10)$$

wobei die Optimum-Funktion F_{opt_i} durch den quadratischen Ansatz definiert wird:

$$F_{opt_i} = F_{max} - \frac{F_{max} - F_{min}}{n} \cdot i + \left(\frac{i}{n}\right)^2 \cdot F_{quad} \quad (4.11)$$

bzw. F_{opt2_i} durch

$$F_{opt2_i} = F_{max} \cdot 1,3 - \frac{F_{max} \cdot 1,3 - F_{min}}{n} \cdot i + \left(\frac{i}{n}\right)^2 \cdot F_{quad}. \quad (4.12)$$

Ähnliches gilt für Variante 6-2, wobei hier die Kraft am Stab 1 in die Formel übernommen wurde:

$$f(x) = \sum_{i=1}^n (|F_{Stab2_i}| - F_{opt_i})^2 \cdot 0,6 + (|F_{Stab1_i}| - F_{opt_i})^2 \cdot 0,4. \quad (4.13)$$

Die Parameter für die Optimumfunktion finden sich in folgender Tabelle:

Parameter	Kraft Variante 6-1 in kN	Kraft Variante 6-2 in kN
F_{max}	26	19
F_{min}	4	3
F_{quad}	0	0

Tabelle 18: Optimierungsparameter in Varianten 6

Ergebnisse der Optimierung

Parameter	Werte Variante 6-1 in mm	Werte Variante 6-2 in mm
b	380	400
c	243	250
x	1100	1080
y	130	140
d	230	140
k	420	493
f	140	-90

Tabelle 19: Parameterwerte in Varianten 6

Das Ergebnis für Variante 6-1 zeigt sowohl im Vergleich zur Seriengeometrie als auch der im Lagerpunkt C angreifenden Stabkraft F_{Stab2} eine deutliche Reduktion der Kraft im Zylinder. Die Kraftverläufe während des Schwenkvorgangs sind dabei annähernd linear mit nur kleinem quadratischen Anteil. Verglichen mit der optimierten Serienvariante (Variante 1) ergibt sich eine leichte Verbesserung – vor allem am Anfangs des Hubvorgangs. Der benötigte Hub des Hydraulikzylinders vergrößert sich um ca. 120 mm (verglichen mit Variante 1).

Ein wesentlich anderer Kraftverlauf ergibt sich für die Variante 6-2. Die Steigung des Zylinderkraftverlaufs F_{zyl} und des Stabkraftverlaufs F_{Stab2} ist wesentlich kleiner. Die Stabkraft F_{Stab2} überschreitet dabei kaum die 20 kN Marke, fällt jedoch während des Schwenkvorgangs auch nicht signifikant ab. Ein Übergang von Druck- auf Zugbelastung ist dabei im Stab 1 zu beobachten. In Transportposition sind die Stabkraft in Stab 1 und die Zylinderkraft im Verhältnis zur Lagerkraft in Lagerpunkt C relativ groß. Zur Umsetzung wird ein 160 mm größerer Zylinderhub als in Variante 1 benötigt.

4.2.7.3 Konstruktion und Ausführung

Die konstruktive Umsetzung der gezeigten Varianten erfordert einen Eingriff in die derzeitige Konstruktion rund um den Ausleger. Dabei müsste ein neuer Gussteil mit Aufnahmen

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte

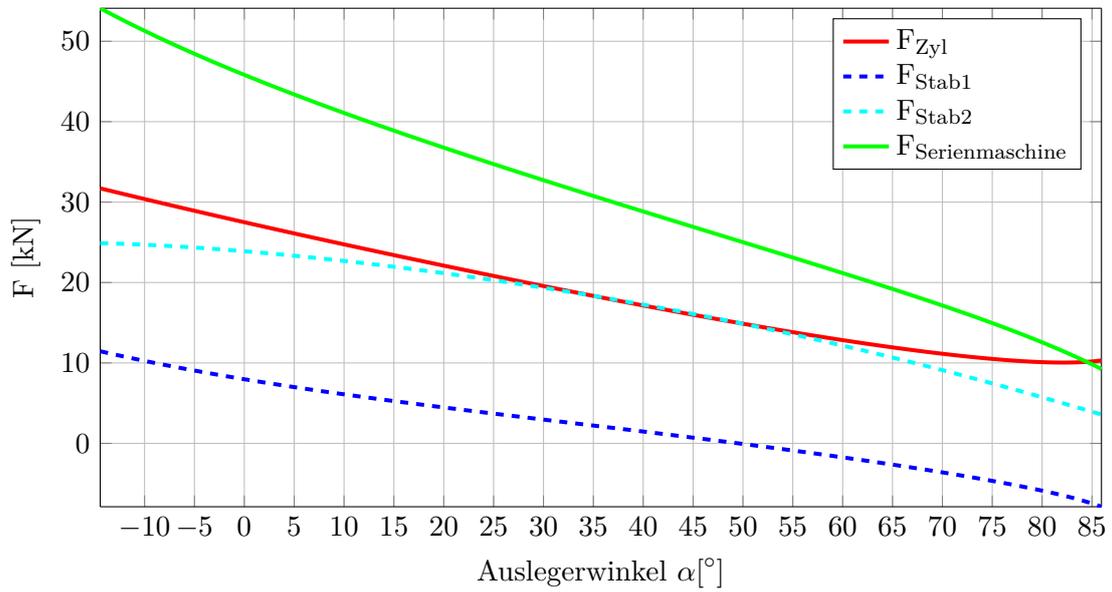


Abbildung 42: Kraftverlauf Variante 6-1

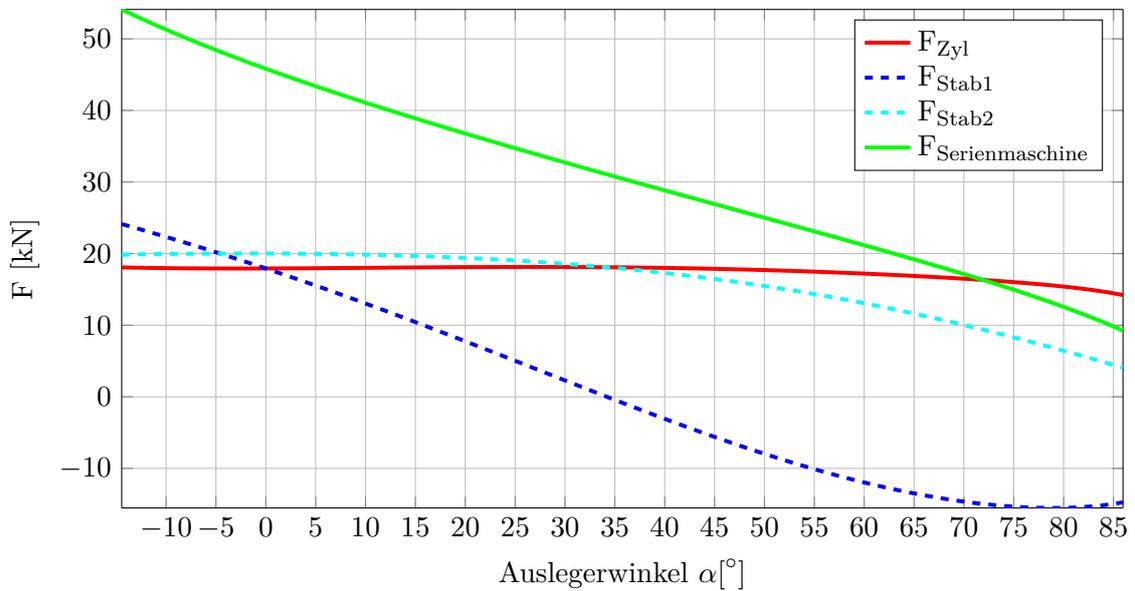


Abbildung 43: Kraftverlauf Variante 6-2

4.2 Detaillierte Ausarbeitung der ausgewählten Lösungskonzepte

für die Koppelstangen hergestellt werden – der derzeitige Gussteil wird auch in anderen Maschinen verwendet. Grob skizziert ist das in Abbildung 44. Vor allem in Variante 6-2 würden die beschränkten Platzverhältnisse bei einer Detailkonstruktion eine Herausforderung darstellen. Die Verbindung zwischen Ausleger und vertikaler Koppelstange muss dabei kollisionsfrei untergebracht werden. Verglichen mit den Varianten, die auf ein Seil als Mittel zur Kraftübertragung setzten, lässt sich der Aufbau als äußerst kompakt beschreiben. Verglichen mit der Serienvariante und Variante 1 steigt der technische Aufwand aufgrund der gestiegenen Anzahl an Gelenken.

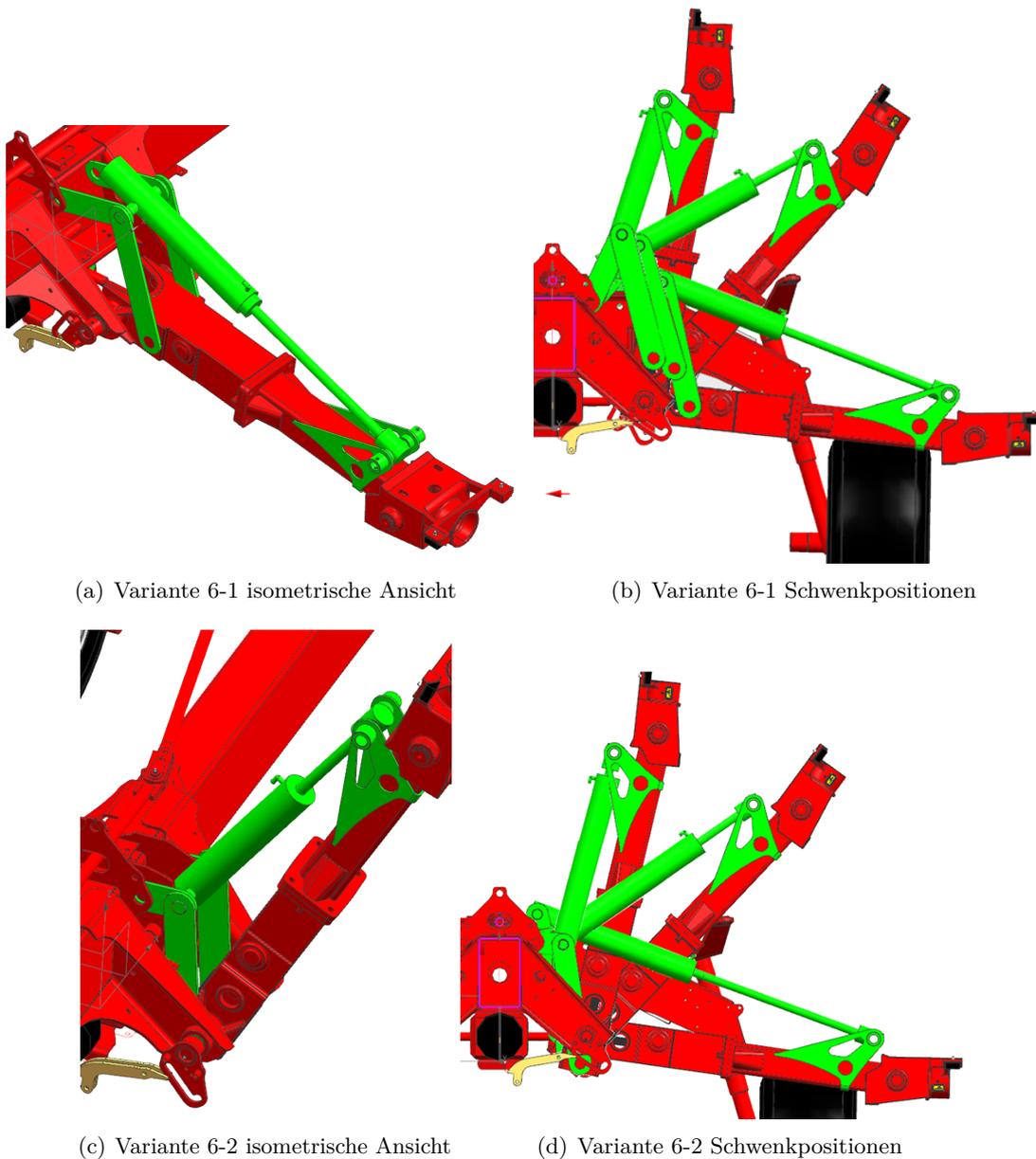


Abbildung 44: Konstruktion Varianten 6

Eigenschaften des Konzepts

Die Varianten 6-1 und 6-2 unterscheiden sich aus mechanischer Sicht nicht wesentlich von der adaptierten Serienvariante (Variante 1). Für den Einsatz werden daher keine gravierenden Unterschiede im Vergleich zur Serienmaschine erwartet.

4.3 Lösungsauswahl

Der nächste Schritt besteht darin, aus den ausgearbeiteten Konzepten zwei Lösungen für die weitere Entwicklung auszuwählen. Um einen möglichst nachvollziehbaren und transparenten Entscheidungsfindungsprozess zu garantieren, kommt das Instrument der Nutzwertanalyse zum Einsatz.

4.3.1 Nutzwertanalyse

Die Nutzwertanalyse ist ein Werkzeug, das bei der Auswahl zwischen verschiedenen Projektalternativen helfen soll. Der Zielerfüllungsgrad der verglichenen Projekte lässt sich dabei durch einen Zahlenwert (Nutzwert) ausdrücken. Die allgemeine Vorgehensweise zur Durchführung einer Nutzwertanalyse erfolgt in 5 Schritten (Wohinz, 2012, Kap. 3 S. 13).

1. Definition der Bewertungskriterien und Einteilung in Gruppen: Ziel ist eine Stufenförmige Darstellung der Bewertungskriterien eingeteilt in Hauptgruppen.
2. Gewichtung der Bewertungskriterien: In diesem Schritt werden die Hauptgruppen und die einzelnen Kriterien innerhalb der Hauptgruppen gewichtet (0-100%). Die Summe der Teilgewichte innerhalb der Hauptgruppen und die Gewichtung der Hauptgruppen selbst müssen dabei jeweils 100% ergeben. Aus der Multiplikation der Gewichtung der jeweiligen Hauptgruppe und des untergeordneten Zielkriteriums lassen sich anschließend die absoluten Zielgewichte für jedes Bewertungskriterium ermitteln.
3. Bewertung der Konzepte: Es erfolgt die Beurteilung der einzelnen Konzepte entsprechend der Zielerfüllung im umgekehrten Schulnotensystem (1...nicht genügend, 5...sehr gut).
4. Berechnung der Nutzwerte: Diese ergeben sich aus der Multiplikation der absoluten Zielgewichte mit der jeweiligen Bewertung des Konzepts.
5. Ermittlung des Gesamtnutzwert: Aus der Summe der Teilnutzwerte folgt der Gesamtnutzwert für jede Alternative. Eine Entscheidung lässt sich dann aus der Reihung der Gesamtnutzwerte ableiten.

Für weitere Hintergrundinformationen dazu wird auf entsprechende Fachliteratur verwiesen, z.B. Zangemeister (1973).

4.3.2 Auswahl der Zielkriterien

Der erste Schritt besteht darin, die Kriterien zur Beurteilung der verschiedenen Projektalternativen festzulegen. Diese sollen möglichst alle Anforderungen, die sich aus der Aufgabenstellung und dem praktischen Einsatz der Maschine ergeben, umfassen. Auch wenn sich thematische Überschneidungen dabei nicht zur Gänze verhindern lassen, muss versucht werden, Kriterien zu finden, die sich gut voneinander abgrenzen lassen.

Dafür wurden zuerst Hauptzielgruppen definiert, denen anschließend die eigentlichen Zielkriterien zuzuordnen sind. Für dieses Projekt ergeben sich 4 Hauptzielkriterien:

1. Auslegungsziele: Diese umfassen das Ziel der allgemeinen Reduktion der Kräfte während des Schwenkvorgangs. Entscheidend ist dabei die Beurteilung der Ergebnisse aus der Optimierungsrechnung.
2. Technischer Aufwand: Der Eifer, die Zielsetzung (Reduktion der Rahmenkräfte und die damit erhoffte Möglichkeit die Rahmenmasse senken) so gut wie nur möglich zu erfüllen, kann unter Umständen zu technisch aufwändigen Lösungen führen. Um zu verhindern, dass die alternative Konstruktion die erzielte Einsparung am Hauptrahmen der Maschine, sowohl vom Gewichts- als auch vom finanziellen Aspekt überschreiten (auf den finanziellen Aspekt wird allerdings an dieser Stelle nicht näher eingegangen), soll der technische Aufwand bewertet werden.
3. Funktionsziele: Jede Maschine definiert sich durch ihre Funktionen. Die Funktion ist daher entscheidend und darf durch die getätigten Veränderungen nicht maßgeblich beeinflusst werden.
4. Optische Ziele/Gesamteindruck: Der optische Eindruck ist für den Verkauf durchaus entscheidend und wird daher auch in der Bewertung berücksichtigt.

Eine tabellarische Auflistung der Beurteilungskriterien findet sich im Anhang A.3.

4.3.3 Gewichtung der Bewertungskriterien

Die Gewichtung der Bewertungskriterien hat, wie auch alle anderen Punkte der Nutzwertanalyse, entscheidende Auswirkung auf das Endergebnis. Man sollte daher bei der Auswahl der Gewichtungsfaktoren besondere Vorsicht walten lassen. Da es ohne entsprechende Hilfestellungen schwierig ist, die verschiedenen Ziele zu bewerten, empfiehlt es sich auf Tools wie z.B. die Verwendung der Prioritätenmatrix zurückzugreifen. Dabei erfolgt die Beurteilung durch direktes Gegenüberstellen aller Bewertungskriterien in der betrachteten Hierarchieebene. Die durchgeführte Bewertung und Prioritätenmatrizen sind dabei im Anhang A.3 angeführt.

4.3.4 Bewertung der Konzepte und Berechnung der Nutzwerte

Zur Bewertung der Alternativen in diesem Projekt wurde eine sogenannte Zielskala (siehe Anhang A.3) erarbeitet. Darin erfolgt tabellarisch die Zuordnung der Benotung entsprechend der Zielerreichung der einzelnen Bewertungskriterien. Die Zielwertskala gibt dabei nicht nur die Benotung vor, sondern sorgt später auch für die Nachvollziehbarkeit der Ergebnisse.

Nach Fertigstellung der Vorarbeiten kann die Tabelle zur Berechnung der Nutzwerte herangezogen werden (siehe Anhang A.3).

Für das Projekt ergeben sich dabei folgende Endergebnisse:

Alternativen	Nutzwert
Serienmaschine	337,5
Variante 1	357,5
Variante 2	386,25
Variante 3	299,5
Variante 4	291,25
Variante 5	337,75
Variante 6-1	348,3
Variante 6-2	344

Tabelle 20: Ergebnisse der Nutzwertanalyse

4.3.5 Auswertung der Ergebnisse

Betrachtet man die Ergebnisse der Nutzwertanalyse, zeichnen sich Vorteile für die Serienmaschine und die Varianten 1, 5, 6-1 und 6-2 ab. Die genannten Alternativen befinden sich in einem Schwankungsbereich des Nutzwertes in dem es schon durch leichte Änderungen der Gewichtung zu Verschiebungen in der Reihung kommen kann.

Die Varianten 2, 3 und 4 können, basierend auf den Ergebnissen, für die weitere Lösungsfindung ausgeschlossen werden. Wirft man einen genaueren Blick auf die Auswertung und analysiert die Teilnutzwerte (Zwischensummen), so zeigt sich, dass diese drei Varianten zwar bei den Auslegungszielen gut abschneiden, allerdings aufgrund der Seil-/Riemenkonstruktion vor allem beim technischen Aufwand und den Funktionszielen im Vergleich zu den nicht seilbasierenden Varianten sehr viele Punkte verlieren. Grund dafür sind u.a. der technische Aufwand der durch die vielen Kraftumlenkungen entsteht und die Ungewissheit bezüglich der Prozesssicherheit. Die selben Probleme treten zwar auch in Variante 5 auf, jedoch kann diese Alternative noch mehr Punkte im Abschnitt der Auslegungsziele generieren. Die geringe erforderliche Hubkraft über den ganzen Schwenkvorgang führt dabei zum besten Ranking in diesem Kapitel.

Aus den 4 alternativen Möglichkeiten gilt es jetzt noch zwei für die weitere Konzeption auszuwählen.

Die erste Wahl stellt dabei Variante 1 dar. Trotz nur kleiner unwesentlicher Änderungen am Mechanismus ist es durch Variante 1 möglich, die maximale Hubkraft (Kraft im Lager C) und folglich auch die Kraft im Lager B um mehr als 45% gegenüber der Serienmaschine zu senken. Variante 1 hat nicht nur die meisten Punkte in der Nutzwertanalyse, sondern ist auch eine Art Referenzkonzept für die zweite auszuwählende Variante. Variante 1 soll die Potentiale aufzeigen, welche sich durch die Weiterentwicklung des Schwenkmechanismus der bestehenden Serienmaschine *Pöttinger TOP 762C Classic* ergeben. Dadurch, dass diese Alternative unter den selben Annahmen wie die anderen Konzepte ausgelegt und konzipiert worden ist, eignet sie sich gut für einen Vergleich unter den Kinematikkonzepten. Der gleiche Grad der Entwicklung bildet die Basis für den Vergleich. Würde man die Konzepte nur mit der Serienlösung vergleichen, könnte es sein, dass die Alternativen positiver abschneiden als deren Potential tatsächlich ist.

Als zweites Konzept zur weiteren Detaillierung ist Variante 5 ausgewählt worden. Diese Entscheidung wurde aufgrund folgender Gründe getroffen:

1. Die Kraft auf den Rahmen (im Lager C) in Variante 6-1 ist über den gesamten Hub betrachtet etwas kleiner als in Variante 1. Zusätzliche Gelenke, Koppelstangen und ein längerer Hub des Hydraulikzylinders stellen einen wesentlichen Mehraufwand dar. Unter der verwendeten Gewichtung der Zielvorgaben wird also kein großer Nutzen erwartet. Folglich ist Variante 1 der Variante 6-1 vorzuziehen. Es würde also keinen Sinn machen, diese Variante weiter zu verfolgen.
2. Variante 5 wurde Variante 6-2 vorgezogen, da es mit keinem anderen Konzept möglich ist, die horizontalen Kräfte auf den Rahmen soweit zu reduzieren ($< 15 \text{ kN}$). Der Einfluss dieser Kraft war zu diesem Zeitpunkt der Ausarbeitung noch nicht bekannt. Daher sollte das Konzept Variante 5 zeigen, welche Auswirkungen und Möglichkeiten sich dadurch ergeben.
3. Weiters war es der Firma Pöttinger ein Anliegen, das Konzept Variante 5 weiter zu verfolgen und das Potential weiter zu erforschen.

4.4 Detaillierung der ausgewählten Konzepte

Der nächste Schritt besteht darin, die gewählten Lösungskonzepte Variante 1 und Variante 5 weiter zu verfeinern und die Ausarbeitung weiter zu detaillieren. Das Ziel soll ein CAD-Modell sein, auf dessen Basis eine Gewichtsoptimierung mithilfe der FE-Analyse durchgeführt werden kann.

4.4.1 Variante 1-2

Variante 1-2 leitet sich aus dem Konzept Variante 1 unmittelbar ab. Dazu wurden die in Variante 1 grob skizzierten Änderungen an den Laschenblechen und am Ausleger genauer ausgearbeitet, ohne die Abstände aus der Optimierungsrechnung zu verändern.

Neben den Änderungen an den Blechteilen erfolgte auch die Auswahl eines entsprechenden Hydraulikzylinders. Gemeinsam mit der Firma Büter Hydraulics B.V. erfolgte auf Basis der gestellten Anforderungen (z.B. Mindesthub 540 mm) die Entscheidung für einen einfach 60/25 x 550 Zugzylinder (60 mm Zylinderinnendurchmesser, 25 mm Kolbenstangendurchmesser und 550 mm Zylinderhub). Durch die Reduktion der auftretenden Kraft und die aufgrund der Zugbelastung nicht vorhandenen Knickgefahr, wurde es möglich, sowohl die Kolbenstangen als auch die Zylinderdurchmesser im Vergleich zur Serienvariante zu senken.

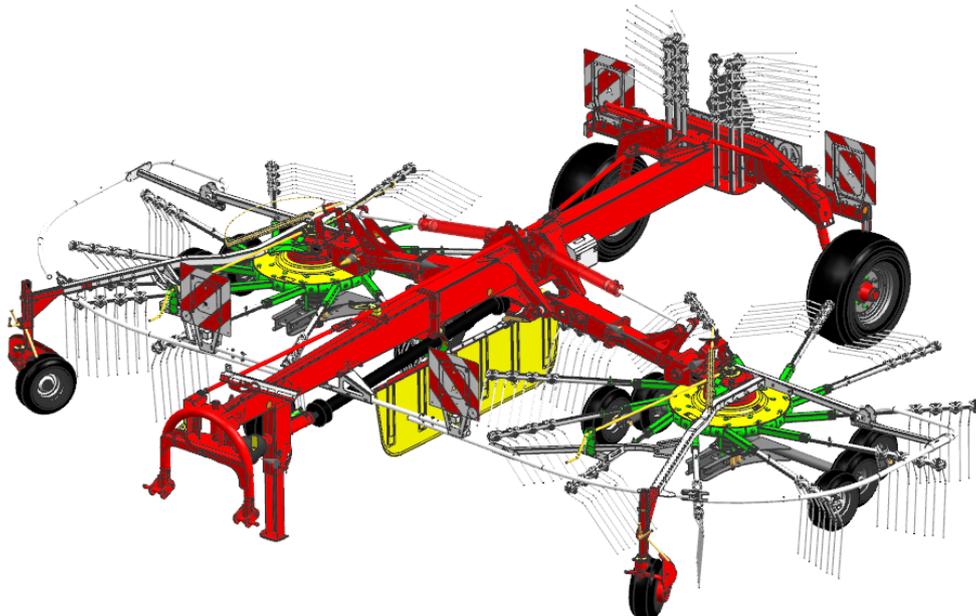


Abbildung 45: Variante 1-2

4.4.2 Variante 5-2

Variante 5-2 stellt die Weiterentwicklung der Basisidee von Variante 5 dar. Die Auslegergeometrie und damit auch die wirkenden Seilkräfte während des Schwenkvorgangs entsprechen jenen, die bereits in der Ausarbeitung zu Variante 5 in Kapitel 4.2.5 gezeigt wurden.

Zunächst soll der Seiltrieb etwas genauer betrachtet werden. Der Seilrollendurchmesser ist ein entscheidender Faktor bei der Konstruktion der Maschine. Mit steigendem Durchmesser steigt dabei nicht nur das Gesamtgewicht der Maschine, weiters ist dieser auch hinderlich bei dem Ziel eine kompakte Bauform zu realisieren. Der Durchmesser der Seilrollen bzw. der Biegeradius des Seils hängt maßgeblich vom verwendeten Seildurchmesser ab. Daher war es notwendig den Seildurchmesser so klein wie möglich zu halten.

Unter der maximalen Belastung (bei statischer Betrachtung) von 17,7 kN wurde in Kooperation mit der Firma Carl Stahl (Seillieferant) ein Anschlagseil, $\varnothing 10$ mm 6 x 36 SE verzinkt mit 63 kN Bruchlast ausgewählt (Abweichend von der Auslegung nach EN 12385 Teil 4!).

Entsprechend der Berechnung (Böge, 2013, S. K14)

$$D_{min} = h_1 \cdot h_2 \cdot d_{min} \quad (4.14)$$

ergibt sich der Mindestrollendurchmesser D_{min} aus dem Seildurchmesser d_{min} und den Beiwerten h_1 und h_2 , die von dem Seil, der Art der Rolle und der Triebwerksgruppe abhängen. Die Wahl der Triebwerksgruppe nach DIN 15020-1 ist vom Lastkollektiv und der Laufzeit des Seiltriebs abhängig. (Böge, 2013, S. K14)

Mit den Lastkollektiv-Daten aus der firmeninternen Prüftechnik-Abteilung konnte die Triebwerksgruppe $1D_m$ bestimmt werden. Darauf basierend ergibt sich ein Seilrollendurchmesser von $D = 200$ mm. Mit diesen Daten erfolgte im Anschluss die Konstruktion der gleitlagergeführten Seilrollen. Die Abmaße des Führungsprofils sind der Norm DIN 15061-1 (15061-1, 1977) zu entnehmen. Entsprechend der erforderlichen Gleitlager ergibt sich die Rollenbreite beim Lagersitz mit 50 mm.

Eine weitere Änderung in Variante 5-2 ist die Anordnung der Zylinder am Rahmen. Die bislang nur durch die Kolbenstange geführten Seilrollen sollten dabei zusätzlich gestützt werden. Grund dafür ist die Befürchtung, dass sich bei der in Variante 5 gezeigten Version Probleme durch undefinierte Belastungen auf den Zylinder ergeben könnten. Vor allem die Biegebelastung auf die Kolbenstange bzw. auf die Zylinderdichtungen

sollten dadurch vermieden werden. Ein weiterer wichtiger Punkt besteht darin, das Verdrehen der Seilrolle um die Zylinderachse zu verhindern. Wird die Position der Rolle nicht durch die Seilspannung festgelegt, z.B. in der Transportposition bei entspanntem Seil, ist es möglich, dass sich der Kolben samt Seilrolle in der in Variante 5 gezeigten Konfiguration um seine eigene Achse verdreht. Um dies zu verhindern, kommt ein Hebel wie in Abbildung 46 ersichtlich zum Einsatz. Dieser wurde aufgrund seiner Einfachheit und Kosteneffizienz einer Linearführung vorgezogen.

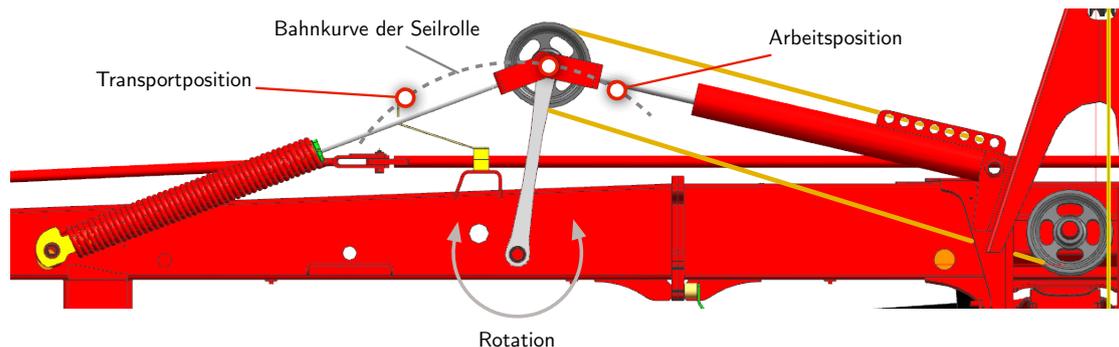


Abbildung 46: Führungshebel Variante 5-2

Grundsätzlich muss die Seilspannung sicher gestellt werden. Dies kann einerseits separat oder in Kombination mit einer Entlastungsfunktion erfolgen (wie auch schon in Kapitel 4.2.2 gezeigt wurde).

Aus der Hebelkonstruktion ergibt sich die Möglichkeit die Seilspannung mittels Feder zu realisieren – statt der nach ersten Abschätzungen teuren Seilspannvorrichtung mittels Hydraulikzylinder, wie in Kapitel 4.2.2.3 beschrieben. Deshalb wird eine Schraubenfeder zwischen der Seilrolle und einer zusätzlichen Lagerung am vorderen Rahmenteil montiert. Entsprechend der ausgewählten Federsteifigkeit entscheidet sich, ob die Feder nur für die Seilspannung oder auch als vollwertige Entlastungsfeder verwendet werden kann.

Um die volle Funktionalität abschätzen zu können, wurde entschieden, ein kombiniertes System zur Seilspannung und Auslegerentlastung zu verwenden. Das System muss dabei auf die notwendige Entlastungskraft in der Norm-Arbeitsposition abgestimmt werden. Ziel ist die Reduktion der Aufstandskraft des Kreiselfahrwerks um ca. $1/3$ – das entspricht einer Aufstandskraft von ca. 4000 N.

Da die Feder nicht den gesamten Hubweg abdecken kann (Federweg ist begrenzt), musste eine Lösung zur Kopplung an die Zylinderbewegung gefunden werden – die Feder soll erst ab einem bestimmten Auslegerwinkel α (ca. 25°) in Eingriff gelangen. Das verwendete Lösungsprinzip ist in Abbildung 47 dargestellt und wird in ähnlicher Form auch in anderen Maschinen der Firma Pöttinger verwendet.

Ähnlich wie ein Hydraulikzylinder verfügt die Spannvorrichtung über eine Art Kolben-

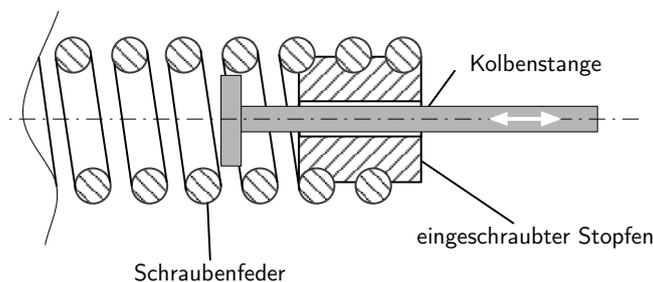


Abbildung 47: Prinzip der Entlastungsfeder

stange und ein zylindrisches Gehäuse, welches in diesem Fall die Feder ist. Ab einem bestimmten zurückgelegten Weg der Kolbenstange stößt diese auf den eingeschraubten Stopfen. Bei weiterer Bewegung erfolgt dann der Aufbau einer Federkraft durch die sich am Stopfen abstützenden Kolbenstange.

Für den speziellen Fall wurde eine Feder mit maximal 220 mm Federweg bei einer Federsteifigkeit von ca. 90 N/mm ausgewählt. Die Feder gelangt somit bei einem Auslegerwinkel α von 30° beim Absenken in Eingriff. Ab diesem Winkel erfolgt die Seilspannung. Im Arbeitsfall beträgt die Seilspannung mit der gewählten Feder ca. 6 kN, wobei man mit einer Federkraft von ca. 17 kN rechnen muss. Spezifiziert werden kann die Feder als Zugfeder 20,0/85 x 760 (20 mm Drahtdurchmesser, 85 mm mittlerer Schraubdurchmesser und 760 mm Länge) auf der einen Seite mit ganzer deutscher Öse und auf der anderen Seite mit eingeschraubtem Stutzen.

Auch die Hydraulikzylinderkonstruktion konnte an dieser Stelle festgelegt werden. Wie in Variante 1-2 erfolgte die Auswahl in Zusammenarbeit mit der Firma Büter. Entsprechend der benötigten Hubkraft kommt dabei ein Druckzylinder 60/40 x 660 zum Einsatz (60 mm Zylinderinnendurchmesser, 40 mm Kolbenstangendurchmesser und 660 mm Zylinderhub). Aufgrund der Gefahr des Ausknickens musste eine im Vergleich zur Variante 1-2 wesentlich stärkere Kolbenstange verwendet werden.

Zusätzlich zu den genannten technischen Änderungen erfolgte in Variante 5-2 auch noch eine Anpassung einzelner konstruktiver Details.



Abbildung 48: Variante 5-2 in Arbeitsposition

5 FE-Berechnung

In diesem Kapitel sollen die zuvor ausgewählten Varianten 1-2 und 5-2 auf ihre Potentiale bezüglich Gewichtsreduzierung und gleichzeitig auf ihre Festigkeit untersucht werden. Als Referenz gilt dabei immer das Modell der Serienmaschine, das folglich auch in die Betrachtungen mit aufgenommen werden muss.

Im ersten Schritt des Vergleichs sollen alle Varianten in der Basiskonfiguration untersucht werden, um den Einfluss durch die Veränderung des Kraftangriffspunkts herausarbeiten zu können. Darauf basierend wird durch die Optimierung gezeigt, welche Potentiale bezüglich Gewichtseinsparung bestehen.

Die für die Bewertung des Belastungszustandes eines Körpers auftretenden Spannungen analytisch zu berechnen ist meist aufgrund der komplizierten Geometrie nicht möglich. Deshalb muss auf ein numerisches Verfahren wie die Finite Elemente Methode (FEM) zurückgegriffen werden.

5.1 Beschreibung des angewendeten Verfahrens

Das angewendete Verfahren zur Bewertung der zwei alternativen Varianten hinsichtlich ihrer Festigkeit und den Einsparungspotentialen beruht auf einem Vergleich der auftretenden Spannungen unter Spitzenlasten mit der Serienlösung. Es sind also keine absoluten Aussagen über die Festigkeit bzw. über die Lebensdauer möglich!

Dieses Verfahren wurde gewählt, da für eine Auslegung auf Zeitfestigkeit (keine Dauerfestigkeit der Maschine vorausgesetzt) die genauen Spezifikationen fehlen (entsprechende Messdaten, Lastkollektive, genaue Lastannahmen beruhend auf der Systemdynamik) und für die gesuchten Aussagen auch keine genauere Berechnung notwendig erscheint (großflächiger Zeitfestigkeitsnachweis befindet sich bei der Fa. Pöttinger gerade im Aufbau). Aufgrund ähnlicher Anordnung und Dimensionen der kritischen Elemente bei den untersuchten Varianten, sollte ein Vergleich zulässig und sinnvoll sein. Aus der Spannungsdifferenz zur Serienmaschine müssten daher auch grobe Schlussfolgerungen über die voraussichtliche Änderung der Lebensdauer durch die getroffenen Maßnahmen gemacht werden können.

Zur Bildung einer Vergleichsspannung wurde für die vorliegende Anwendung die Gestaltungsänderungshypothese (*GEH*) herangezogen. Bei dieser wird die Arbeit der Gestaltungsänderung im ein- und mehrachsigen Spannungszustand gleich gesetzt. Aus diesem Zusammenhang leitet sich die Vergleichsspannung ab. Angewendet werden darf diese Hypothese für duktile Werkstoffe – wie für die betrachteten Bauteile verwendet. Die berechnete Vergleichsspannung wird auch als Vergleichsspannung von Mises bezeichnet. (Niemann et al., 2005, S. 84)

Grundsätzlich muss festgehalten werden, dass für die Bewertung von Schweißnähten die *GEH* nicht angewendet werden darf und alternativ die Normalspannungshypothese *NH* verwendet werden müsste. Diese geht von einem Bruch senkrecht zur Richtung der größten Hauptnormalspannung aus. (Fahrenwaldt & Schuler, 2009, S. 232ff)

Der statische bzw. dynamische Festigkeitsnachweis hat nach FKM Richtlinie, DIN 18800-1 (Festigkeitsnachweis bei vorwiegend ruhender Beanspruchung, Schweißverbindungen im Stahlbau) oder DIN EN 13001-3-1 (allgemeiner Spannungsnachweis im Kranbau; alt DIN 15018-1) zu erfolgen. (Fahrenwaldt & Schuler, 2009, S. 257ff)

Aufgrund des großen Aufwands zur vollständigen Berechnung von Schweißnähten und der Darstellbarkeit werden in der Simulationsabteilung der Firma Pöttinger die Schweißnähte mit der Vergleichsspannung von Mises dargestellt. Zur Bewertung von kritischen Stellen kann lokal eine Auswertung der Normalspannung und eine Einstufung auf das Gefahrenpotential durchgeführt werden. Diese Vorgehensweise hat sich für viele Fälle bewährt und wird deshalb auch in dieser Arbeit angewendet.

5.2 Allgemeines zur FE-Analyse

Die Abbildung 49 beschreibt rudimentär die Vorgehensweise bei der Finiten Elemente Berechnung.

Dazu erfolgt im ersten Schritt die Idealisierung der betrachteten Geometrie. Darauf aufbauend kann die Diskretisierung erfolgen. Unter Diskretisierung versteht man die Aufteilung des betrachteten Bauteils in Finite Elemente (finite = endliche große; in der Abbildung werden 4-eckige Scheibenelemente verwendet). Das Ergebnis wird als FE-Netz bezeichnet. Die Auswahl der Elemente beeinflusst die Ergebnisse der Berechnung maßgeblich und sollte daher wohl bedacht werden. Die Knotenpunktverschiebungen $\hat{\mathbf{u}}$ sind nun die unbekanntes Größen des Systems. Im diskretisierten System erfolgt die Wechselwirkung zwischen zwei Elementen ausschließlich über die Knoten. (Steinke, 2007, S. 3ff)

Auch die Randbedingungen, wie z.B. Verschiebungsrandbedingungen oder Lasten, werden

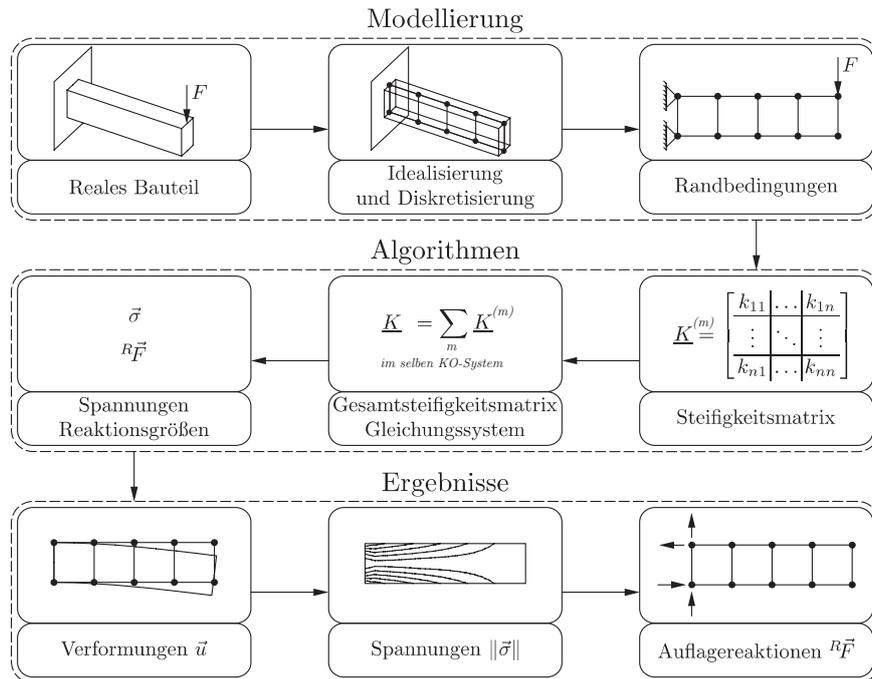


Abbildung 49: Ablauf der Finite Elemente Berechnung (in Anlehnung an Steinke, 2007, S. 3)

für diese Punkte definiert, greifen dort an bzw. werden auf diese Punkte konzentriert. Dieser Ablauf wird als FE-Modellierung oder auch als Preprocessing bezeichnet. (Celigoj, 1998, S. 1.6ff)

Im nächsten Schritt erfolgt die eigentliche FE-Berechnung. Dazu muss zuerst das zu lösende Problem mathematisch definiert werden. Dies beginnt mit der Aufstellung der Elementensteifigkeitsmatrizen, die sich entsprechend der in der Vernetzung gewählten Elementtypen ergibt. Für die Definition dieser wird die Verschiebung zwischen den einzelnen Punkten in den Elementen durch Ansatzfunktionen angenähert. Abhängig von der Ordnung der Ansatzfunktion (linear, quadratisch, ...) findet eine starke Beeinflussung der Qualität des Ergebnisses statt. Die globale Steifigkeitsmatrix K kann aus den einzelnen Elementensteifigkeitsmatrizen zusammengeführt werden. (Celigoj, 1998, S. 1.6ff)

Jetzt kann das Gleichungssystem zur Ermittlung der Knotenpunktverschiebungen aufgestellt werden. Dieses beruht auf dem Prinzip der virtuellen Arbeit.

$$\delta W_{internal} + \delta W_{external} + \delta W_{inertia} = 0. \quad (5.1)$$

Das bedeutet, dass bei einer virtuellen Verschiebung von δu_i sich ein Körper – unter Einwirkungen von äußeren Kräften – nur dann im Gleichgewicht befindet, wenn die Summe aus der virtuellen Arbeit der äußeren Kräfte $\delta W_{external}$ (z.B. Massenkkräfte oder Einzelkräfte) und der virtuellen Arbeit hervorgerufen durch die Trägheitskräfte $\delta W_{inertia}$ sowie der virtuellen Arbeit der inneren Kräfte $\delta W_{internal}$ null ergibt. (Celigoj, 1998, S. 1.6ff)

$\delta W_{internal}$ wird durch die Gleichung 5.2 beschrieben, in der sich auch die Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} wieder findet.

$$\delta W_{internal} = -\delta \hat{\mathbf{u}}^T \mathbf{K} \hat{\mathbf{u}} \quad (5.2)$$

Aus dem Ergebnis der Berechnung (den Verschiebungen) können im Anschluss Spannungen, Verzerrungen, Verformungen und Auflagerkräfte ermittelt werden. Üblicherweise erfolgt zur Interpretation eine grafische Aufbereitung.

Für genauere Informationen zu diesem Verfahren muss auf entsprechende Fachliteratur wie z.B. Bathe (1986) verwiesen werden.

5.3 FE-Simulation der Varianten

5.3.1 Definition der Lastfälle

Die definierten Lastfälle sind die Basis zur Ermittlung der Bauteilfestigkeit und deshalb ein wichtiger Teil der gesamten Festigkeitsanalyse.

Die Lastfälle sollen die entscheidenden Belastungen auf den betrachteten Körper, welche im realen Einsatz auftreten, in vereinfachter Form wiedergeben. Ein Lastfall beschreibt dabei die Summe der Lasten, die im jeweiligen Betriebsfall auf das betrachtete Bauteil wirkt. Für das in diesem Projekt verwendete Verfahren, das auf der Abklärung von Spitzenbeanspruchungen basiert, werden daher im Speziellen auch nur Betriebssituationen in denen hohe Lasten auftreten benötigt. Diese treten während der Lebensdauer der Maschine nur mit begrenzter Häufigkeit auf.

Als Basis für die betrachteten Lastfälle dient die Berechnung *11-015 Schwad FE Rahmen Mittenschwader 2012* (Oberndorfer, 2012). Darin wird die Auslegung einer Vorserienversion des Mittenschwader *Pöttinger TOP 762C Classic* betrachtet. Aufgrund der Tatsache, dass darin der Hauptrahmen nur in groben Zügen betrachtet wird und sich die

abteilungsinterne Festlegung der Lastfälle etwas geändert hat, wurden für diese Arbeit sowohl die Lastfälle als auch das Simulationsmodell komplett neu aufgebaut. Es soll trotzdem nicht unerwähnt bleiben, dass sich in der damals durchgeführten Berechnung der Vorgewende-Lastfall (VGW) mit einem z-Stoß (Stoßfaktor 1,8) für die meisten Stellen am Schwader als kritischer Lastfall heraus gestellt hat.

Für die durchgeführte Berechnung wurden 6 Lastfälle herangezogen, 4 symmetrische und 2 unsymmetrische:

1. symmetrischer Vorgewende Lastfall: Die Ausleger befinden sich dabei in der VGW-Position. Ein z-Stoß mit Stoßfaktor 1,8 erschüttert die Maschine. Das Szenario das hier ins Auge gefasst wird, ist eine vom Fahrwerk kommende Stoßbelastung z.B. durch eine Grabendurchfahrt mit den Auslegern in VGW Position.
2. z-Stoß in Transportstellung: Neben dem bereits genannten VGW-Lastfall wird auch noch ein Lastfall mit einem z-Stoß in der Transportstellung untersucht (Stoßfaktor 2,2). Dieser LF soll Stöße, die während der Fahrt aufgrund von Unebenheiten auftreten, abbilden. Legitimiert durch die zu erwartende höhere Fahrgeschwindigkeit, ergibt sich auch ein höherer Stoßfaktor, wenn sich die Maschine in Transportposition befindet.
3. Arbeitslastfall symmetrisch: Der symmetrische Arbeits-Lastfall soll die Beanspruchung auf den Rahmen wiedergeben, welche durch den Fahrwiderstand der Kreiseinheiten entsteht. Hierfür wurde aus Messungen der Prüftechnikabteilung ein Wert für den maximalen x-Stoß ermittelt.
4. Aushub aus Extremlage symmetrisch: Der LF Aushub aus Extremlage arbeitet mit den Kräften (Stoßfaktor 1), die im Moment des Aushubs des linken und rechten Auslegers aus der ungünstigsten Arbeitsposition auftreten (Lage in der die größte Hubkraft notwendig ist).
5. Lastfall Arbeit/VGW unsymmetrisch: Der LF Arbeit/VGW untersucht den Fall, in dem sich eine Kreiseinheit in Arbeitsposition befindet und die andere in der VGW-Position. Das soll eine Arbeitsfahrt mit Ein-Kreiselaushebung nachbilden und überprüfen, welche Auswirkung diese unsymmetrischen Belastung auf den Rahmen der Maschine hat. Allgemein wird dabei kein Stoßfaktor berücksichtigt!
6. unsymmetrischer Transportstoß: Im unsymmetrischen Transport-Stoß Lastfall wird ein unsymmetrischer Stoß auf das Fahrwerk der Maschine, wie er im Alltag auftreten kann, untersucht. Durch die System-Massenträgheit ergibt sich die Belastung auf den Rahmen. (Stoßfaktor linkes Rad 2; Stoßfaktor rechtes Rad 0,5)

Diese 6 Lastfälle wurde in Kooperation mit der Simulationsabteilung und mit Unter-

stützung der Mess- und Prüftechnikabteilung der Fa. Pöttinger erstellt. Sie basieren auf jahrelanger Erfahrung der Berechnungsingenieure und Werten aus zahlreichen Versuchen.

5.3.2 FE-Modellierung (Preprocessing)

Die Modellbildung gliedert sich in zwei Schritte. Das ist, erstens die Anpassung des CAD-Modells an die Bedürfnisse der FE-Simulation und zweitens der Aufbau des FE-Modells als solches – darunter ist die Definition der Randbedingungen bzw. der Bauteillagerung, die Aufbringung von Lasten usw. zu verstehen.

5.3.2.1 CAD-Modellierung

Zur Vorbereitung der FE-Simulation müssen die relevanten Bauteile den Anforderungen angepasst werden. Ziel ist eine Reduktion der Komplexität der betrachteten Körper entsprechend der Anforderungen der Berechnung. Bauteile die für die Berechnung nicht relevant erscheinen, wie der Anbaubock für den Schlepper (vorne an der Maschine), Achsen und Räder, Komponenten der Lenkung, Hydraulikzylinder, Schrauben sowie viele Klein- und Anbauteile wurden daher entfernt. Weiters erfolgte das Löschen von Fasen, Radien, Einstichen, welche das Ergebnis nicht hinreichend beeinflussen. Die Kreiseinheiten wurden durch Ersatzmassen, welche im Massenschwerpunkt platziert sind, ersetzt. Dieser Schritt ermöglicht es ein besser angepasstes Netz (Mesh) und eine kürzere Berechnungszeiten zu realisieren. Das so entstandene Modell für die Serienvariante ist in Abbildung 50 dargestellt.

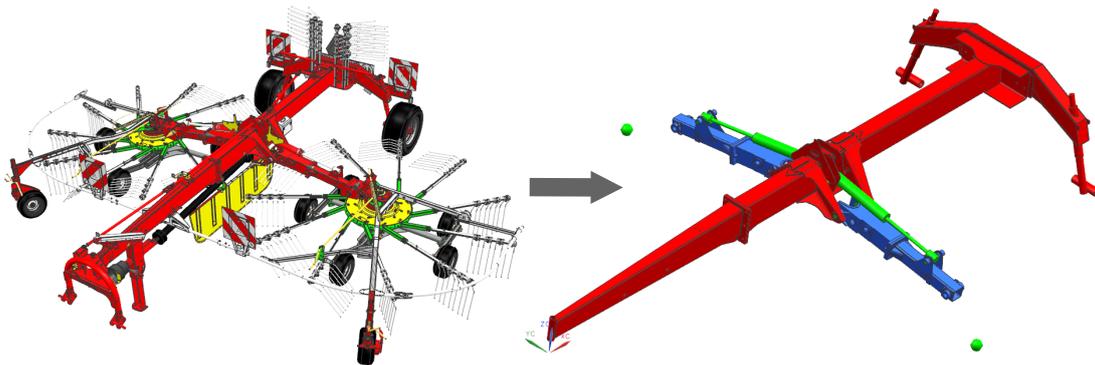


Abbildung 50: Vergleich CAD Modell und FE Modell

Viele der betrachteten Bauteile im Modell sind Schweißkonstruktionen. Die Schweißnähte, als Verbindung zwischen zwei Blechen, werden je nach Detaillierungsgrad und Zweck der FE-Simulation in das Modell mit aufgenommen. Für die konkrete Problemstellung erfolgte die Schweißnahtmodellierung für alle auslegungsrelevanten Bereiche.

Entsprechend der firmeninternen Grundsätze wird angenommen, dass bei einer Schweißnahtverbindung zwischen zwei Blechen die ganze Kraft über die Schweißnaht übertragen werden muss und keine Abstützung der verbundenen Körper erfolgt. Aufgrund dessen und der Tatsache, dass in *Ansys 15* Abstände innerhalb von Bauteilen die kleiner als 0,5 mm sind miteinander bei der Vernetzung verschmolzen werden (Wert ist in *Ansys 15* einstellbar; dieser hat sich jedoch als sehr praktikabel erwiesen) erfolgt die Modellierung von Schweißnähten wie in Abbildung 51 dargestellt. Darin ist ein T-Stoß modelliert, bei dem die zwei Bleche (grün) mit einer beidseitigen Kehlnaht (gelbe Dreiecke) miteinander verbunden sind.

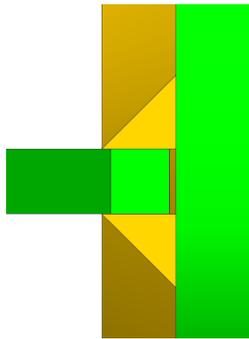


Abbildung 51: Schweißnahtmodellierung mit 0,5 mm Spalt am Stoß

Um eine Vergleichbarkeit zwischen den drei Varianten herstellen zu können, wurde versucht, die Modelle so ähnlich wie möglich zu gestalten. Aufgrund der Ähnlichkeit der Geometrie der Serienvariante und der Variante 1-2 basieren beide auf einem gemeinsamen FE-CAD-Modell.

Die für die Optimierungsrechnung durchzuführenden Änderungen erfolgen ebenfalls in diesem FE-Modell. Jeder Änderungsschritt wird mit dem Kürzel SIM und einer fortlaufenden Nummer bezeichnet. Startend mit SIM01, also dem FE-Ausgangsmodell, erfolgt die Bezeichnung der einzelnen Optimierungsschritte.

5.3.2.2 FE-Modellierung Allgemein

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten Punkte der FE-Modellierung dargestellt.

Definition des Materials

Als Material wurde Stahl mit einem E-Modul von $E = 210\,000\text{ N/mm}^2$ und einer Dichte $\rho = 7850\text{ kg/m}^3$ gewählt.

Vernetzung

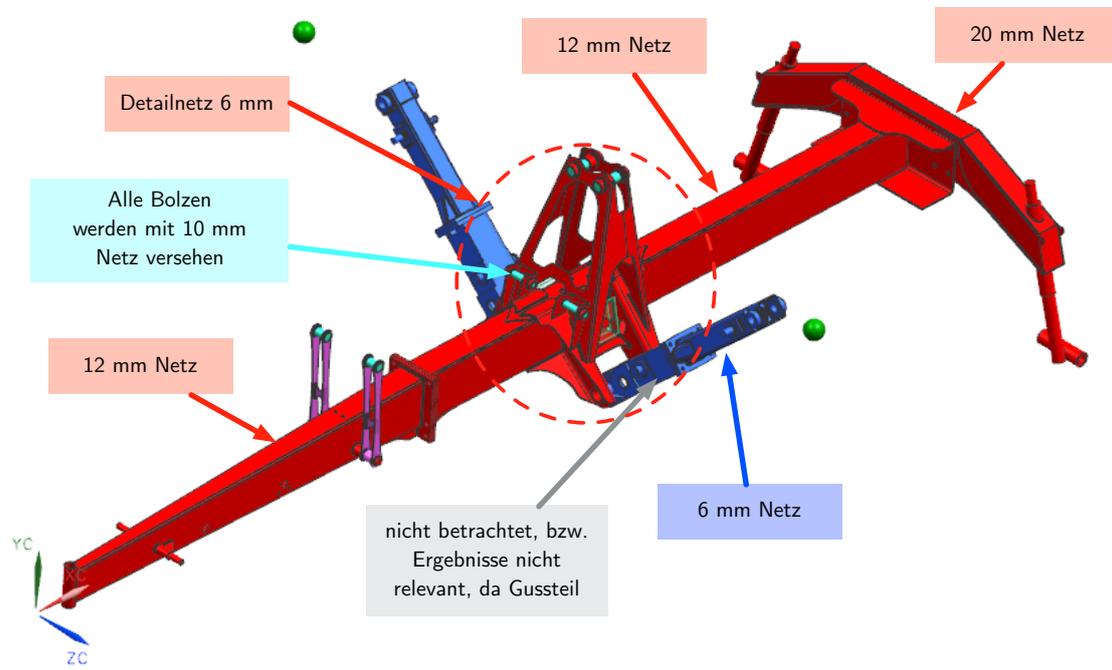
Die Vernetzung stellt den ersten Schritt in der Modellierung dar. Diese wurde direkt im Softwarepaket *Ansys Workbench 15* mit dem zur Verfügung gestellten *Ansys Mesher* durchgeführt. Zum Einsatz kamen dabei ausschließlich sogenannte *Tet-10* Elemente. Das sind Tetraederelemente mit 10 Knoten (4 an den Eckpunkten und 6 in der Mitte der Seiten) die eine quadratische Ansatzfunktion besitzen. Auch wenn für einzelne Bauteilabschnitte ein Hexaeder-Netz möglich gewesen wäre, ist der Gewinn dadurch als zu gering eingestuft worden, um den doch erheblichen Aufwand zur Umsetzung zu rechtfertigen. In Abbildung 52 ist die Netzgröße der einzelnen Bauteile in Variante 5-2 dargestellt. Die gezeigten Werte gelten selbstverständlich auch für das Netz in Variante 1-2 und der Serienvariante. Für weitere Details zum Meshing-Prozess wird auf die *Ansys* Dokumentation verwiesen (ANSYS Inc., 2013b).

Randbedingungen und Lasten

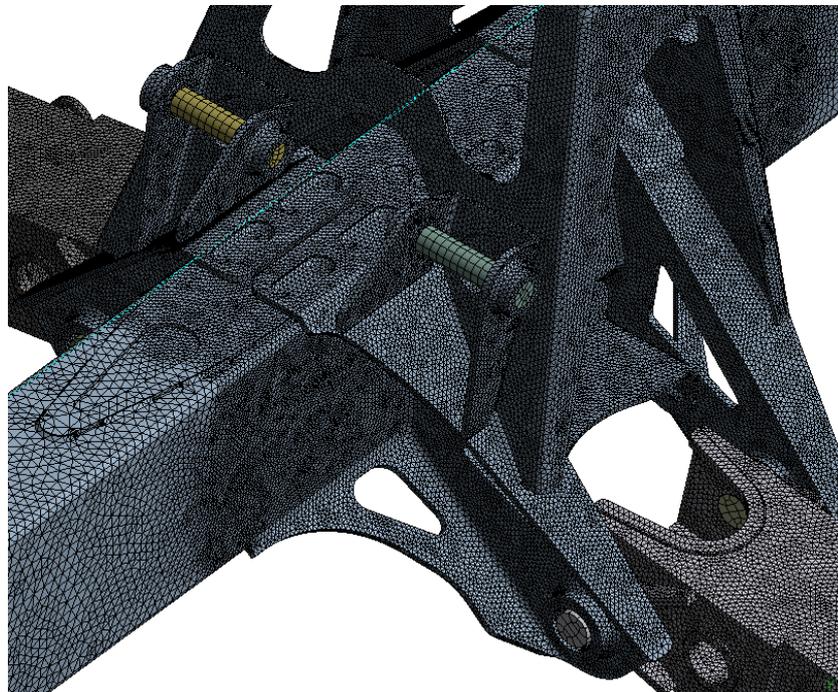
Aufgrund von Lizenzengpässen, die es Anfangs notwendig machten auf die Verwendung von Gelenken (Joints) für die Berechnung zu verzichten, mussten zwei verschiedenartige Modellierungen erstellt werden – eine mit Gelenke und die andere ohne Gelenke. Für die Konzeption des Modells ohne die Verwendung von Gelenken erfolgte dazu eine Teilung in mehrere Subprobleme. Alle Bauteile die in der Realität gelenkig miteinander verbunden sind, werden dabei separat betrachtet. Diese Vorgehensweise erforderte die Berechnung der Schnittkräften an den Lagerstellen, um die richtigen Belastungen nachbilden zu können. Diese Vorgehensweise erfordert jedoch bestimmte Annahmen und Vereinfachungen, die nicht in allen Lastfällen zufriedenstellend gut zutreffen. Da diese Art der Berechnung nur am Beginn der FE-Simulationsphase durchgeführt wurde, soll sie deshalb auch an dieser Stelle nicht näher ausgeführt werden.

Die Modellierung in der auch Gelenke verwendet werden, ist hier am Beispiel der Variante 1-2 für alle Lastfälle beschrieben. Grundsätzlich sei erwähnt, dass für die Modellierung MPC- Kontakte (Multi-Point-Constraint) zum Einsatz kamen. MPC beschreibt dabei die Methode wie sich die Master und Slave Knoten in einem Gelenk zueinander verhalten. Für eine genaue Beschreibung der Funktionsmechanismen muss auf die Dokumentation von Ansys verwiesen werden.

Grundlage jedes FE-Modells sind die Randbedingungen, die das Modell mit der Umgebung in Beziehung setzten. Die in Abbildung 53(a) gezeigten Bedingungen gelten für alle Lastfälle. Anfangs sei noch definiert, dass für diese Betrachtung keine Kräfte in x-Richtung durch Beschleunigung oder Bremsvorgänge auf die Maschine wirken. Die gemachte Vereinfachung ist für Schwader üblich und hat ihren Ursprung in der Tatsache, dass erstens diese Belastung am Prüfstand nicht nachgebildet werden kann und zweitens



(a) verwendete Netzgröße



(b) Ausschnitt des Netzes

Abbildung 52: Vernetzung

die entscheidende Belastung für landwirtschaftliche Maschinen der z-Stoß darstellt. Da in dieser Untersuchung das Hauptaugenmerk auf die Einbindung der Ausleger in den Hauptrahmen gelegt wird, finden Seitenführungskräfte an den Rädern hervorgerufen durch Kurvenfahrt keine Berücksichtigung. Die Verbindung mit der Umgebung erfolgt für den *Pöttinger TOP 762C Classic* über die Auflager am Schlepper vorne und an den Rädern hinten sowie über das Kreiselfahrwerk (nur verwendet in Lastfall 3 und 5).

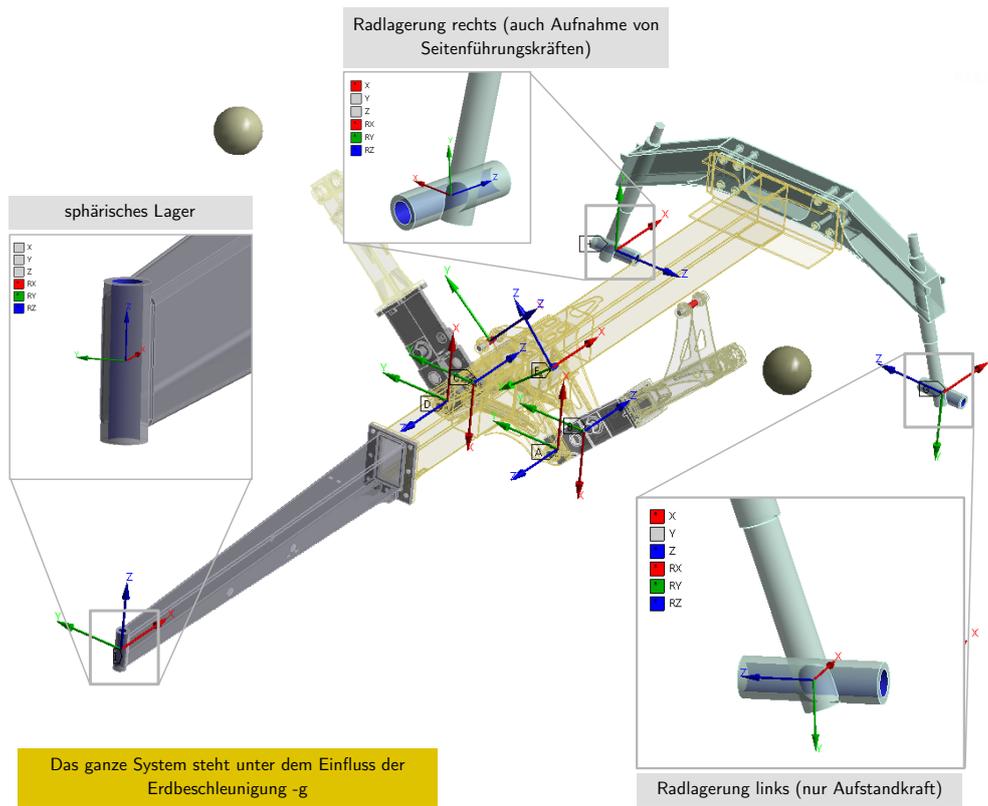
Der Kontakt mit dem Schlepper wurde mit einem sphärischen Lager modelliert (alle Verschiebungen gesperrt, dafür alle Rotationen frei). Da die Anhängung am Schlepper auch in der Realität in der Normposition keine Momente in x-, y- und z-Richtung aufnehmen kann, erscheint diese Lagerung durchaus realistisch. Die Definition des Radaufstands erfolgt durch das Sperren der globalen z-Bewegung an den Radachsen. Da die Seitenführungskräfte, welche beide Räder aufnehmen können, aufgrund der nicht berücksichtigten Querdynamik unbeachtet bleiben, war es möglich durch Sperren der Querbewegung an nur einem Rad ein statisch bestimmtes Modell zu erzeugen.

Ein weiterer Punkt der für alle Modellvarianten gilt, ist die Modellierung der Flanschverbindungen. Wie in Abbildung 53(b) dargestellt, wurde die reibungsbehaftete Schraubverbindung mit einem *Bonded* Flächenkontakt der Kreisringflächen (sollen dem Durchmesser des Druckkegels entsprechen) vereinfacht nachgebildet. Da der Fokus nicht auf den Flanschverbindungen liegt, sollte diese Methode den gestellten Ansprüchen genügen.

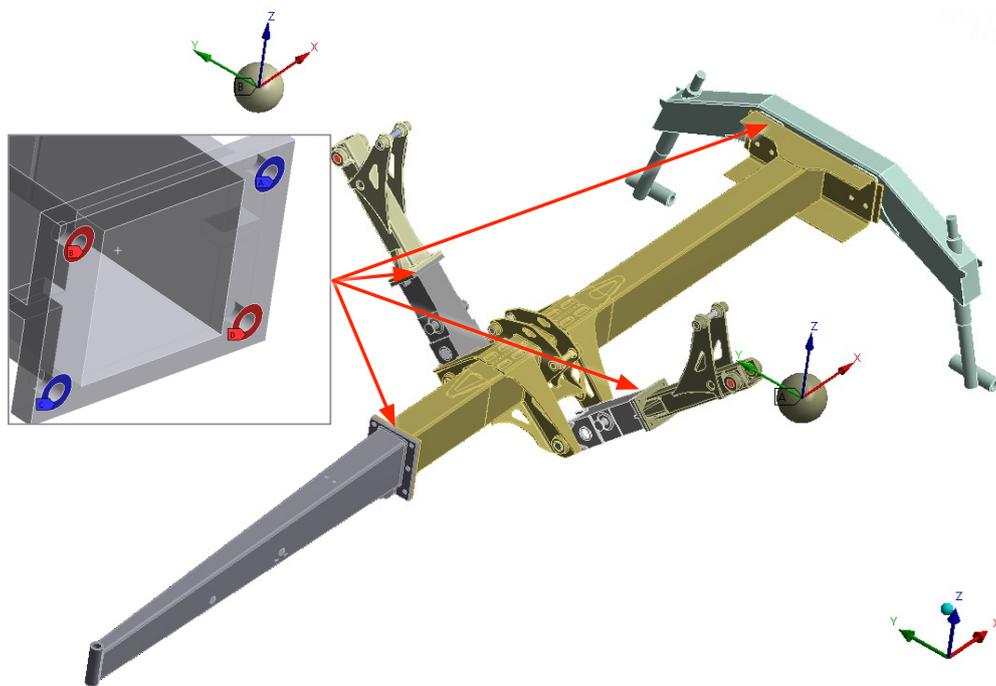
Randbedingungen und Lasten für Lastfälle 1, 2 und 4

Die Lastfälle 1, 2 und 4 befassen sich mit der Betrachtung der Maschine mit verschiedenen Auslegerpositionen und Stoßfaktoren. Die Modellierung ansich ist jedoch in allen Varianten gleich.

Es sei zunächst die Modellierung der Serienvariante und der Variante 1 zu betrachten. Die Ausleger selbst werden bei der realen Maschine über Bolzen und Gleitbuchsen vorne und hinten drehbar an den Auslegerlaschen gelagert. Für das FE-Modell sind die Gleitbuchsen durch zylindrische Lagerelemente angenähert worden. Da auch die Abstützung in z-Richtung gewährleistet sein muss, wurde anstatt einer rechenzeit-aufwändigen Kontaktbedingung auf einer Lagerseite die Verschiebung in x-Richtung (Maschinen-Längsrichtung) unterdrückt. Die Umsetzung erfolgte dabei wie in Abbildung 54 ersichtlich mit einem sogenannten *Revolute Joint* (Rotationslager) und einem *Cylindrical Joint* (zylindrisches Lager). Das zweite Befestigungselement, welches die freie Rotation der Ausleger verhindert, ist in der Serienvariante bzw. in Variante 1-2 der Hydraulikzylinder. Dieser sperrt die Bewegung zwischen den beiden Befestigungslaschen in Zylinderrichtung. Ersetzt werden konnte dieses Verhalten durch eine einfache Stablagerung (*General Joint* mit einer gesperrte Richtung) in Richtung der Symmetrieachse des Hydraulikzylinders.



(a) Modellierung der externen Lagerung – gilt für alle Lastfälle



(b) Modellierung der Flansche über Bonded Kontakte

Abbildung 53: Allgemeine FE-Modellierung am Beispiel Variante 1-2

Die punktförmigen Ersatzmassen, welche Kreiseinheiten ersetzen sollen, sind an den Auslegern fixiert. Die Masse wurde dabei im Massenschwerpunkt der Kreiseinheiten platziert.

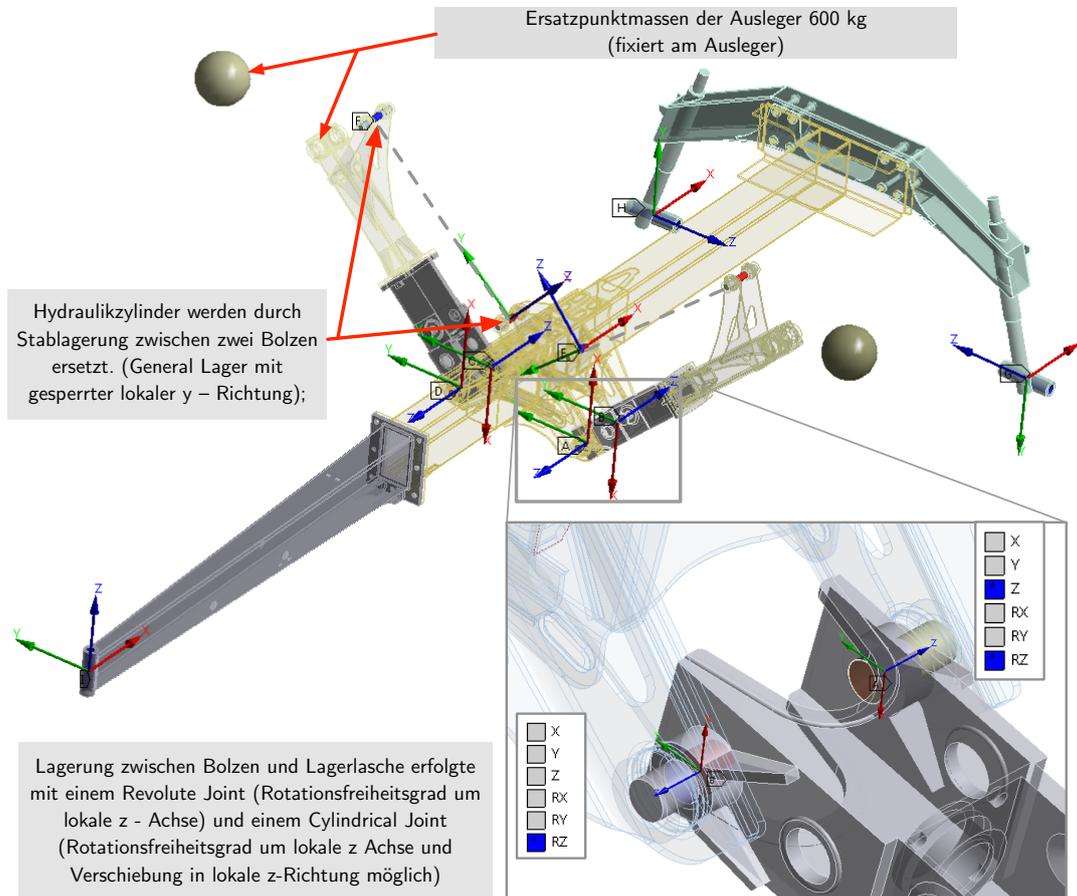


Abbildung 54: Auslegerlagerung in Serienvariante und Variante 1-2 für die Lastfälle 1, 2 und 4

Für die Seilvariante mussten anstatt der einfachen Zylinderlagerung die Angriffspunkte der Seilkomponenten in das Modell miteinbezogen werden (siehe Abbildung 55). An den Lagerstellen der Seilrollen bzw. der Umlenkhebel wurden deshalb die errechneten Lagerkräfte aufgebracht und die genannten Komponenten mussten nicht in das Modell aufgenommen werden. Komplizierter gestaltete sich nur die Lagerung der Ausleger. Um die Verbindung zwischen Rahmen und Ausleger herzustellen, wurde das Seil durch ein General Joint ersetzt, welches die Bewegung in Seilrichtung (durch ein KO-System dargestellt) sperrt (siehe Skizze). Da die obere Seilrolle (bzw. auch als 1. Umlenkrolle bezeichnet), wie auch alle anderen Seilrollen nicht in das Modell mitaufgenommen wurden, musste als Ersatzangriffspunkt des Lagers der eingezeichnete Bolzen gewählt werden. Für die weiterführende nach unten ziehende Seilkraftkomponente gilt dieser Bolzen ebenfalls als Bezugspunkt (Remote-Force in die reale Seilrichtung).

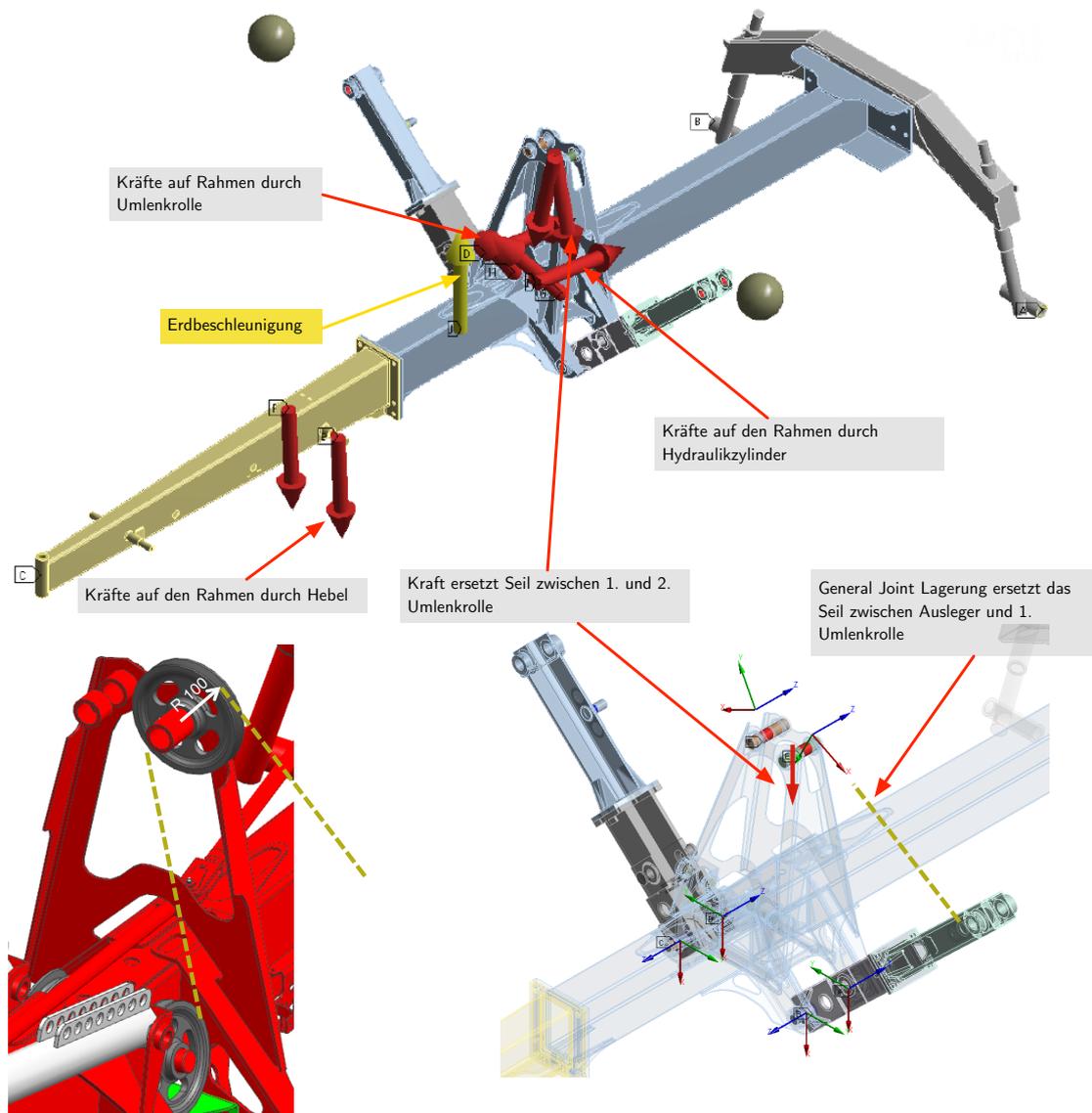


Abbildung 55: Auslegerlagerung in Variante 5-2 für die Lastfälle 1, 2 und 4

Randbedingungen und Lasten für Lastfall 3

Wie oben erklärt, soll LF 3 die symmetrische Arbeitsfahrt nachbilden. Die durch den Fahrwiderstand der Kreiseinheiten entstehende Widerstandskraft F_x greift in der Realität in Bodennähe an. Doch dies würde im Modell zu einem Moment in y-Richtung führen. Da die Ausleger über ein karadanisches Gelenk mit der Kreiseinheit verbunden sind, welches keine Momente in y- und x-Richtung übertragen kann, musste der Angriffspunkt der Kraft auf Höhe der Aufhängung der Kreiseinheit platziert werden. Die Höhe der Kraft begründet sich durch Belastungsfaktoren die in der Prüftechnikabteilung ermittelt wurden:

$$F_{xStoss} = F_y \cdot 1,3 = m \cdot g \cdot 1,3 \quad (5.3)$$

Die Abstützung des Kreiselarms erfolgt mit einer *Remote Displacement* Lagerung zwischen Umgebung und Ausleger, bei der die Bewegung in z-Richtung gesperrt ist. Grafisch dargestellt wird diese Erklärung in Abbildung 56 für die Serienvariante. Diese Erklärung gilt auch für Variante 1-2 und Variante 5-2.

Die Miteinbeziehung der Kreiselentlastung in das Modell ist nicht vorgesehen. Begründet werden kann dies dadurch, dass die Längsbelastung in Fahrtrichtung ohne Kreiselentlastung wesentlich höher ist, da auch eine höhere Aufstandskraft wirkt. Weiters werden die Belastungen durch die Kreiselentlastung am Rahmen als nicht kritisch eingestuft.

Randbedingungen und Lasten für Lastfall 5

In LF 5 befindet sich eine Kreiseinheit in VGW-Position und die andere in Arbeitsposition. Der Lastfall setzt sich von der Modellierung her auf der einen Seite aus dem Modell von LF 1 und auf der anderen Seite aus dem Modell von LF 3 zusammen und wird deshalb auch nicht näher erläutert. Der Fahrwiderstand wird entsprechend von Lastfall 3 übernommen, ein Stoßfaktor wie in Lastfall 1 wird nicht berücksichtigt.

Randbedingungen und Lasten für Lastfall 6

LF 6 stellt einen unsymmetrischen Lastfall dar. Dabei erfährt der Körper eine Stoßbelastung eingeleitet durch das Fahrwerk. Modelliert wurde dies durch die sogenannte *Inertia Relief* Methode die *Ansys Workbench Mechanical 15.0* bietet. Dabei wird ein statisch bestimmter Körper mit den Kontaktkräften (siehe Bild 57) beaufschlagt, das Programm stellt durch Einbringung von Beschleunigungen und Entfernen der definierten

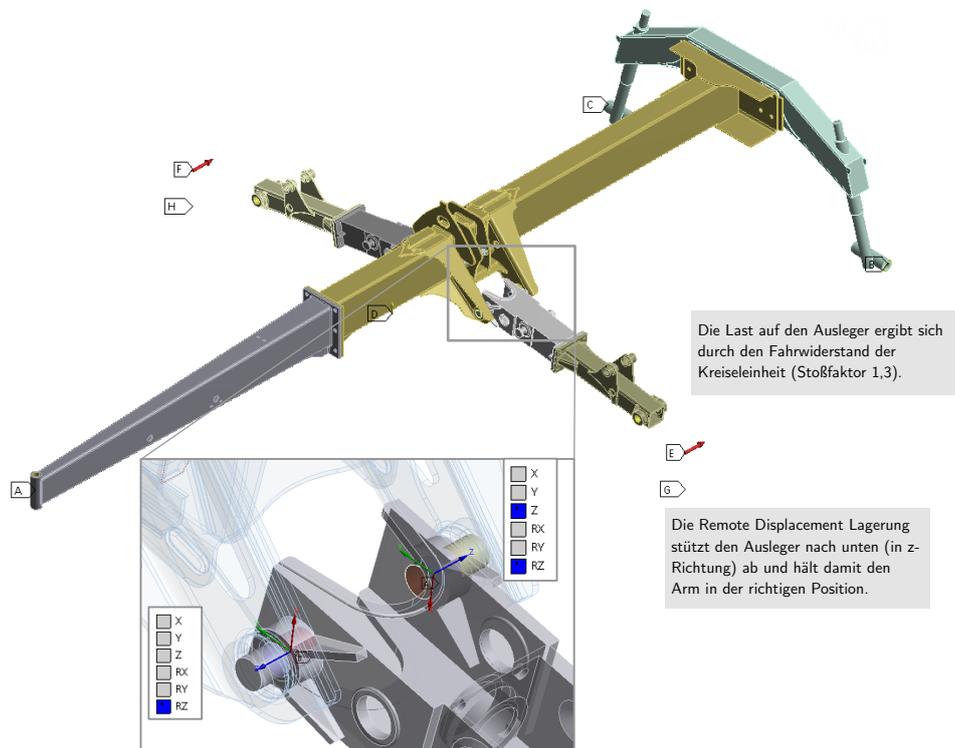
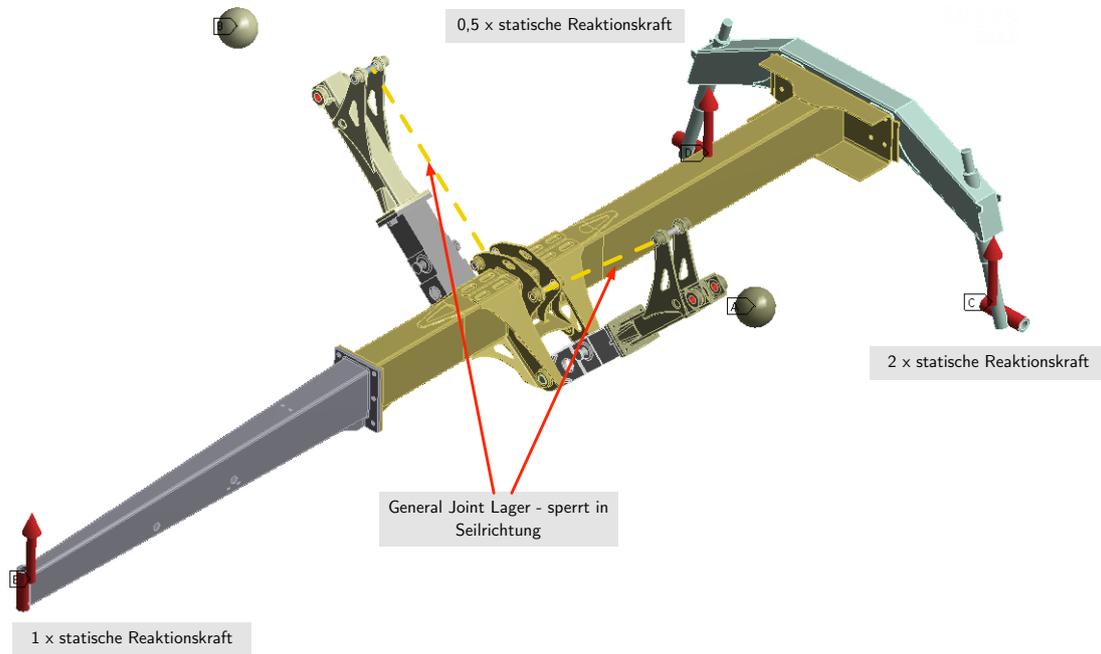


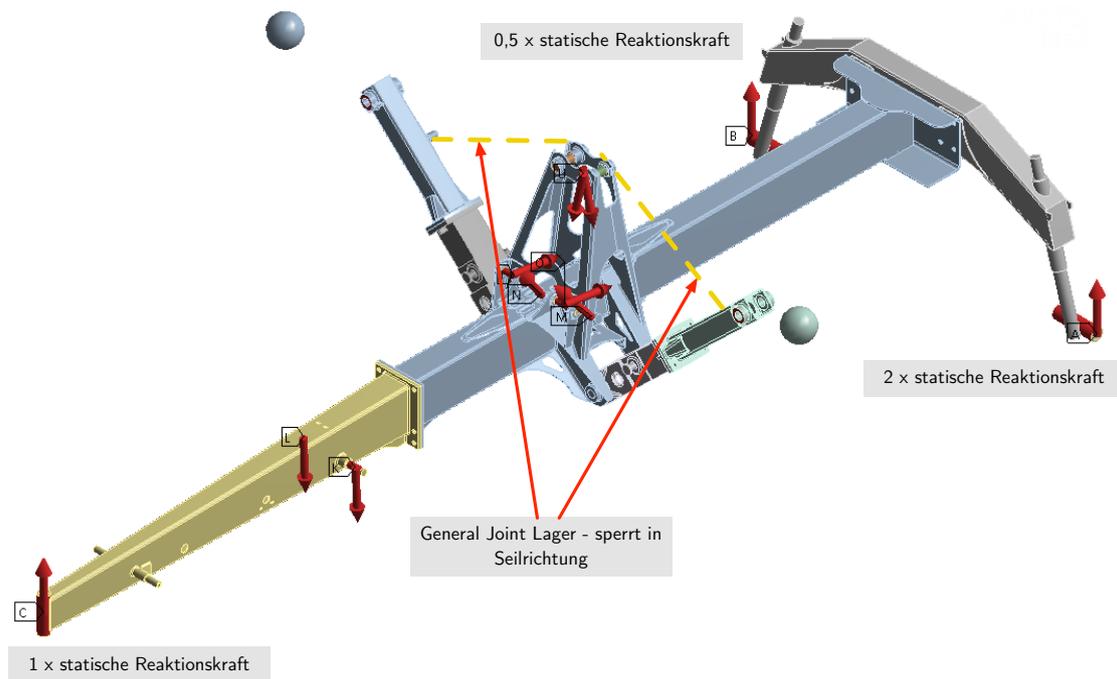
Abbildung 56: Modellierung der Auslegerlagerung für den Lastfall 3

Einspannung einen dynamischen Gleichgewichtszustand her. Die Belastung ergibt sich durch die entstehenden Trägheitskräfte des nunmehr dynamischen Systems, während die Lagerkräfte den vorher aufgebrauchten Kräften entsprechen. Für diese Vorgehensweise ist es folglich wichtig alle Volumenkörper (mit Dichte) bzw. Ersatzmassen in das Modell vollständig und richtig miteinzubeziehen, um brauchbare Ergebnisse zu generieren.

Die Umsetzung erfolgt mit der Modellierung aus LF 1. Die Kontaktkräfte am hinteren Fahrwerk ergeben sich mit 0,5 bzw. 2 mal der gemessenen statischen Kontaktkraft (siehe Abbildung 57).



(a) Lastfall 6 Variante 1-2



(b) Lastfall 6 Variante 5-2

Abbildung 57: FE-Modellierung Lastfall 6

5.3.3 Auswertung der Ergebnisse (Postprocessing)

Nachdem die Modellbildung (Preprocessing) abgeschlossen ist, kann die eigentliche FE-Berechnung erfolgen. In der darauf folgenden Postprocessing Phase werden die Ergebnisse in verschiedenster Form (Dehnungen, Verschiebungen, Spannungen, Vergleichsspannungen,...) betrachtet und ausgewertet. Wie in der Einführung zu diesem Kapitel bereits erklärt wurde, soll das entscheidende Kriterium bei der Auswertung die *Vergleichsspannung von Mises (GEH)* sein.

Aufgrund der Tatsache, dass Schweißnähte in der Berechnung nicht als solche berücksichtigt werden (Verwendung der Vergleichsspannung von Mises und kein Festigkeitsnachweis nach Norm bzw. FKM-Richtlinie) und wegen der ungenauen Belastungsannahmen (die nur auf der Berücksichtigung von gemessenen bzw. angenommenen Spitzenlasten beruhen) können bzw. dürfen keine absoluten Aussagen in Bezug auf die Festigkeit bzw. die Lebensdauer der Bauteile gemacht werden! Die auftretenden Spannungen sind daher nur relativ zur Serienlösung zu bewerten.

Zur Verdeutlichung der Ergebnisse soll trotzdem ein Referenzwert für die als kritisch einzustufenden Spannungen festgelegt werden. Dazu erfolgte die Definition des Grenzwerts mit 200 N/mm^2 . Werte der Vergleichsspannung $\sigma_V > 200 \text{ N/mm}^2$ sind daher in den Spannungsbildern rot dargestellt. Die Festlegung auf diesen Wert ist eine aus Erfahrungen definierte, nicht wissenschaftlich untermauerte Grenze bei der Auslegung von Schwadern und ähnlichen Maschinen in der Firma Pöttinger.

5.3.4 Ergebnisse der Basisvarianten

5.3.4.1 Ergebnisse der Serienvariante

Da die Ergebnisse der Serienvariante aufgrund der Methode der Vergleichsrechnung als Referenz für die Auswertung der anderen Varianten dienen soll, macht es Sinn, diese zu Beginn zu betrachten. In Abbildung 58 werden die Resultate der wichtigsten Lastfälle (LF1 und LF2) dargestellt.

Ein genauer Blick auf das Spannungsbild von LF 1 zeigt, dass die größte Belastung an den Kerben des Übergangs zwischen Auslegerlaschen und Hauptformrohr auftreten. Vor allem am oberen Teil des Laschenblechs, wo eine ungünstige Umlenkung des Kraftflusses stattfindet, sind Spannungsspitzen ($> 200 \text{ N/mm}^2$) in großen Bereichen festzustellen. Auch die, durch die Schweißnaht unweigerlich hervorgerufenen, Kerben zwischen den Auslegerlaschen und dem Blech des Untergurts gelten als Ursachen erhöhter Vergleichsspannungen. Selbige Wirkung zeigt die Kerbe bzw. der Steifigkeitssprung am Auslauf des oberen Versteifungsblechs in Kombination mit der Biegebelastung des Hauptformrohrs.

Es soll außerdem nicht unerwähnt bleiben, dass sich am Flansch zwischen vorderem und hinterem Hauptformrohr auch Spannungsspitzen abzeichnen, die wahrscheinlich der Kontaktformulierung zwischen den Flanschblechen geschuldet sind. Aufgrund des Fokus auf die Auslegereinbindung wird auf diese Stelle allerdings nicht näher eingegangen.

Betrachtet man den Lastfall 2 (Transportposition der Ausleger), so zeigt sich ein verändertes Spannungsbild. Durch die Änderung des Winkels α hat sich auch die horizontale Belastung auf die Auslegerlaschen reduziert. Sichtbar wird dies in den reduzierten Kerbspannungen am Übergang zwischen Formrohr und Auslegerlaschen. Die Steigerung des Stoßfaktors auf 2,2, also der virtuellen Steigerung der Masse um das 2,2-fache, führt jedoch zu einer stärkeren Biegebelastung des Hauptformrohrs. Aus der höheren Grundspannung im Material resultieren an Stellen an denen Lasten eingeleitet werden (mehrachsiger Spannungszustand) daher auch höhere Spannungen als in LF 1. An Steifigkeitssprüngen und Kerben bilden sich deshalb auch die Bereiche $> 200 \text{ N/mm}^2$ stärker ab.

5.3.4.2 Ergebnisse der Varianten 1-2 und 5-2

An den Ergebnissen der noch nicht spannungstechnisch optimierten Varianten 1-2 und 5-2 können jetzt die Veränderungen, die sich aus der Änderung der Kinematik ergeben haben, abgelesen werden. Exemplarisch dafür wurde für den Vergleich der VGW-Lastfall herangezogen (siehe Abbildung 59).

Die Analyse von Variante 1-2 ergibt, dass das Spannungslevel für die Auslegereinbindung durch die Veränderung der Kinematik etwas gesenkt werden konnte. Die Auswirkungen der Reduktion der Zylinderkraft um ca. 23% sind vor allem im oberen Bereich der Auslegerlaschen feststellbar, wo sich der Bereich mit Spannungsspitzen $> 200 \text{ N/mm}^2$ sichtbar reduziert darstellt. Durch die Anpassungen konnte eine Senkung der Lagerbelastung von ca. 20% erreicht werden.

Gänzlich unverändert stellen sich natürlich die Spannungen im Formrohr dar. Da sich die Masse der Kreiseinheiten nicht verändert hat, bleibt die Biegebelastung des Hauptformrohrs gleich groß.

Durch die Veränderungen in Variante 5-2 konnte die Kraft auf die Lagerlaschen der Ausleger im Vergleich zu Serienvariante um ca. 73% gesenkt werden (Seillast -66%). Das führt in Kombination mit der Turmkonstruktion und der geänderten Lagerung der Hydraulikzylinder zu einem gänzlich anderen Spannungsbild.

Die Spannungsspitzen $> 200 \text{ N/mm}^2$ treten jetzt eigentlich nur mehr am Übergang zwischen dem U-Profil zur Zylinderlagerung und den Auslegerlaschen auf. Dadurch, dass sich die Auslegerlaschen links und rechts bzw. vorne und hinten gegeneinander zusätzlich über die Turmkonstruktion abstützen, sind die Spannungshotsspots, die in den anderen

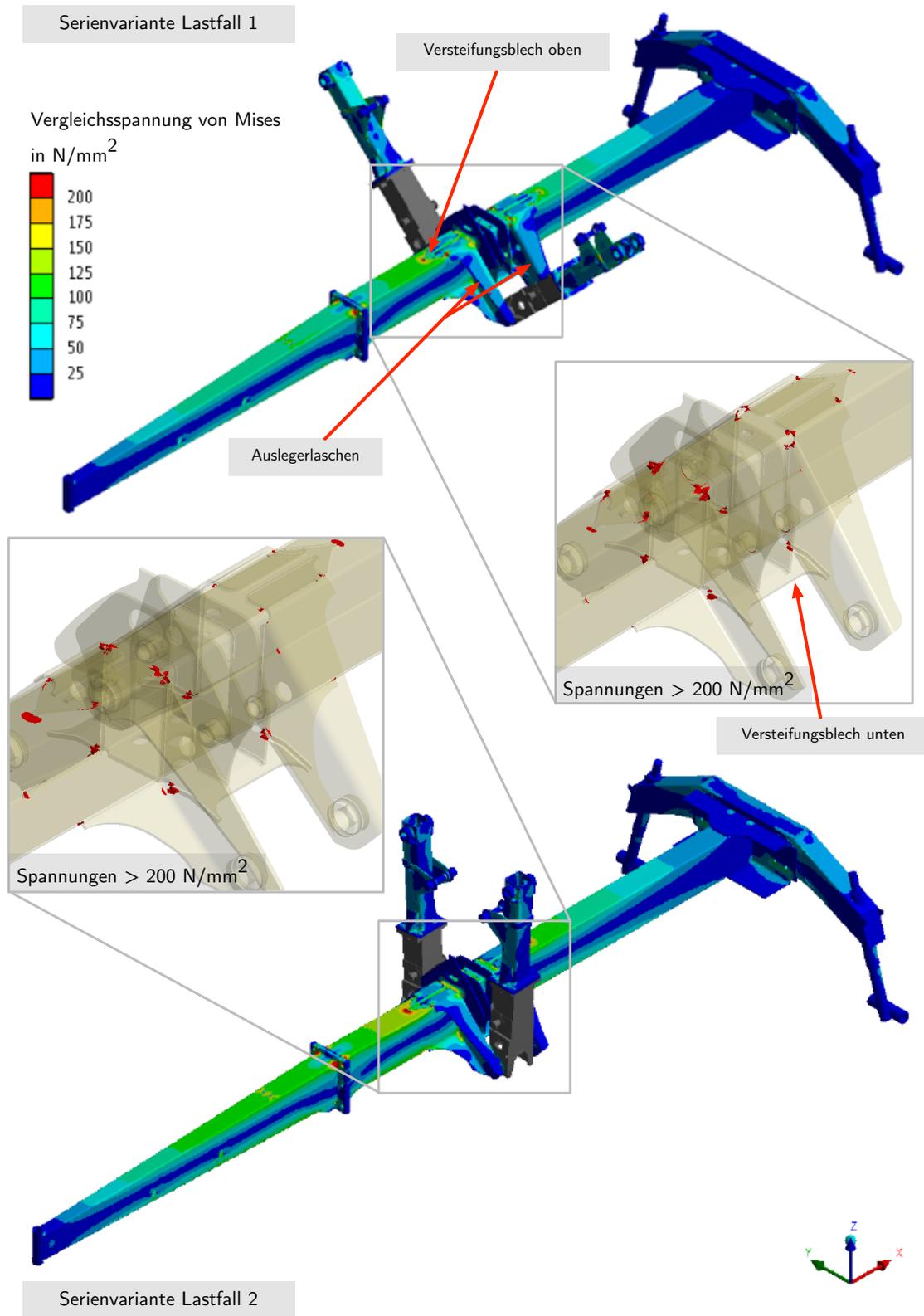


Abbildung 58: Ergebnisse der FEM für die Serienvariante LF 1 und 2

Varianten zu beobachten sind, fast gänzlich verschwunden. Der Turm führt also zu einer massiven Steigerung der Steifigkeit der Auslegereinbindung.

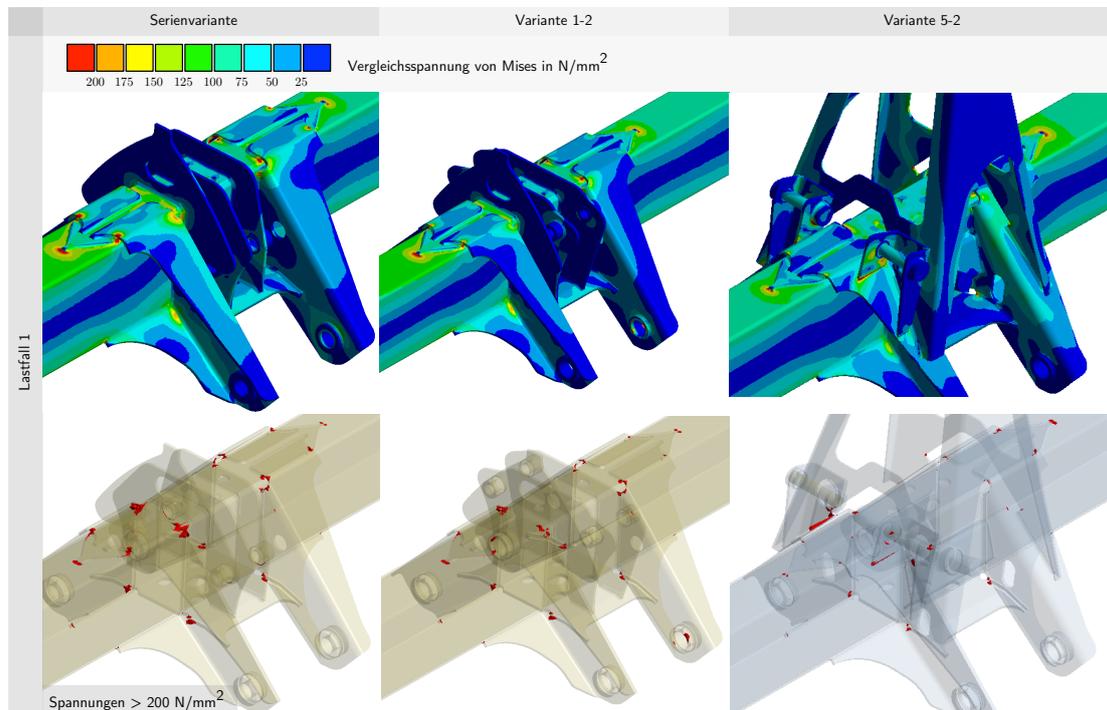


Abbildung 59: Ergebnisse der FEM für die Varianten 1-2 und 5-2

5.4 FE-Optimierung der Varianten

Entsprechend den Ergebnissen aus den Basisvarianten (Varianten ohne Optimierung) sollen jetzt Optimierungen vorgenommen werden. Die Potentiale, die sich durch die Veränderung der Anlenkgeometrie ergeben haben, werden damit zur Gewichtsreduzierung genutzt.

5.4.1 Beschreibung der Veränderung in Variante 1-2 bzw. 1-2.2

Wie bereits erwähnt, basieren die Serienvariante und Variante 1-2 auf einer gemeinsamen CAD-Modellierung. Abbildung 60 zeigt die Veränderung von der abgeänderten Serienvariante bis hin zur endgültigen Version 1-2.2. Wichtigster Punkt bei der Optimierung von Variante 1-2 ist die Veränderung der Wandstärke des Hauptrahmenformrohrs von 5 mm auf 4 mm. Diese Maßnahme bietet das größte Gewichtseinsparungspotential. Zur Umsetzung mussten neben den Maßnahmen zur Änderung der Anlenkgeometrie (aus der Optimierungsrechnung in Kapitel 3) noch weitere Anpassungen vorgenommen wer-

den. Ziel dabei war es, den Kraftfluss von den Auslegern in das Formrohr möglichst homogen zu gestalten und bestehende Kerben zu reduzieren. Dazu wurde das obere Versteifungsblech verlängert und der Auslauf so angepasst, dass eine langsame kontinuierliche Erhöhung des Biege widerstandsmoments hin zu den Auslegerkonsolen erreicht wird (Verhinderung von Steifigkeitssprüngen). Aus dem selben Grund ist auch der untere Auslauf der Auslegerlaschen verändert worden.

Der Kraftfluss über die Auslegerlaschen konnte im Vergleich zur Serienvariante durch die zweiteilige Ausführung verbessert werden (siehe Abbildung 60 unten). Lochschweißungen am oberen Blech der Auslegerlaschen verhindern das Auftreten von Kerben am Anfang und am Ende von Schweißnähten. Die an den Auslegerlaschen dargestellten Ausnehmungen senken nicht nur das Gewicht der Teile, sondern werden als Werkzeug zur Steuerung des Kraftflusses verwendet.

Ein weiterer wichtiger Punkt war die Veränderung des unteren Versteifungsblechs. Dabei stand die Erhöhung der Steifigkeit und die Reduzierung der Spannungsspitzen an den Schweißnähten im Vordergrund. Die Lasten von linker und rechter Maschinenseite, sowie zwischen vorderen und hinteren Auslegerlaschen stützen sich dabei gegenseitig ab und die Belastung auf das Rahmenformrohr sinkt. Zusätzlich dazu führten die Maßnahmen zu einer Reduktion der Masse.

Um auch den Materialeinsatz bei den Auslegern zu reduzieren, sind während der FE-Optimierung auch die Laschen zur Befestigung der Zylinder noch in Form und Position verändert worden. Im Zuge dessen erfolgte aus dem selben Grund eine geringe Verschiebung der Position der Zylinderanbindung am Ausleger. Bei einer leichten Steigerung der benötigten Zylinderkraft am Anfang des Schwenkvorgangs reduziert sich dadurch die Zylinderkraft in VGW bzw. in Transportposition. Unter Berücksichtigung der großen Stoßfaktoren in diesen Positionen (Stoßfaktor VGW-Position = 1,8 und Transportposition = 2,2) ist diese Maßnahme also doppelt wirksam. Für die endgültige Geometrie soll die Bezeichnung Variante 1-2.2 festgelegt werden!

5.4 FE-Optimierung der Varianten

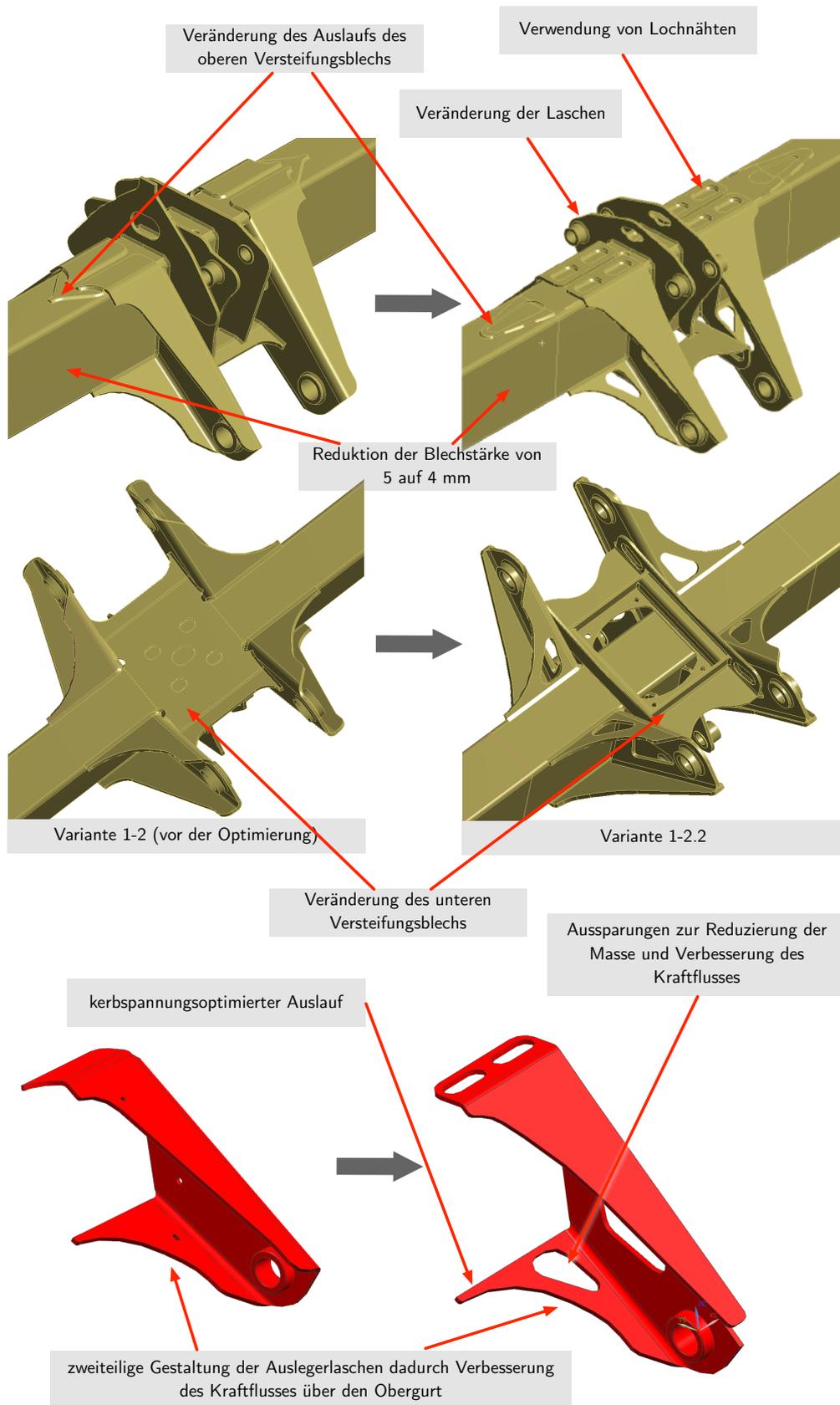


Abbildung 60: Geometrische Anpassungen von der Serienvariante bis zur Variante 1-2

5.4.2 Beschreibung der Veränderung in Variante 5-2

Der Großteil der Optimierungsmaßnahmen entspricht jenen, die auch für Variante 1-2 durchgeführt worden sind. Die Reduzierung der Wandstärke von 5 mm auf 4 mm, die Änderung der Auslegerlaschen und die Änderung des oberen und unteren Verstärkungsblechs sind Anpassungen, die direkt übernommen werden konnten. Zusätzlich erfolgte eine Anpassung der Laschen zur Befestigung der Hydraulikzylinder. Auch das obere Blech der Auslegerlaschen konnte in der Wandstärke noch etwas (von 8 mm auf 6 mm) reduziert werden. Der Vergleich der Varianten 5-2 SIM01 - SIM13 zeigt in Abbildung 61 nochmals die Unterschiede.

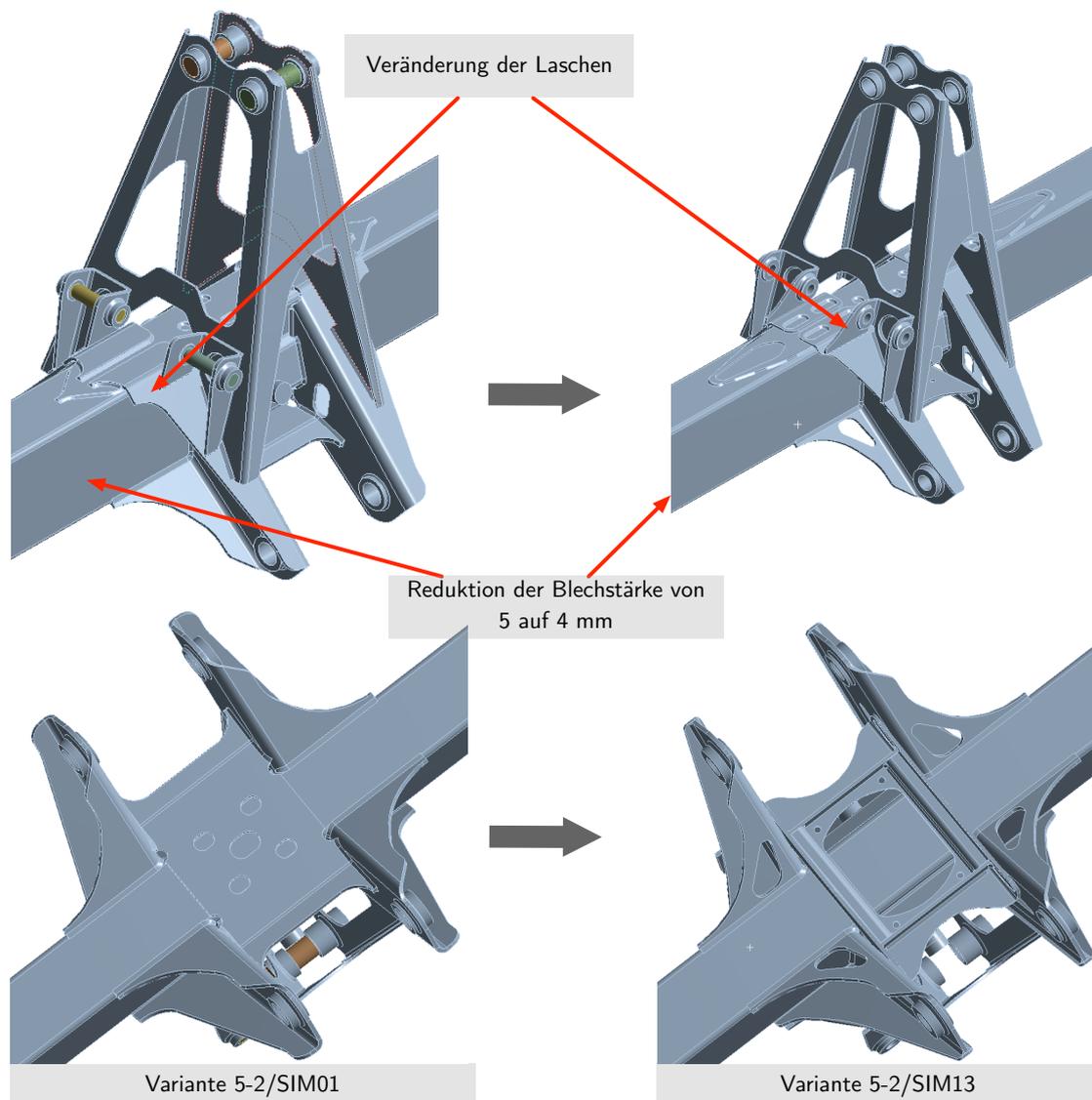


Abbildung 61: Geometrische Anpassungen von Variante 5-2

5.4.3 Ergebnisse der Optimierung

In den Abbildungen 62 und 63 werden die *Vergleichsspannungen von Mises* der verschiedenen Varianten in den wichtigsten Lastfällen für den Bereich der Auslegereinbindung gegenübergestellt. Es zeigt sich, dass durch die getroffenen Maßnahmen, trotz der Reduktion der Wandstärke des Formrohrs des hinteren Haupttrahmens, eine deutliche Senkung der auftretenden Spannungsspitzen realisiert werden konnte.

Einen großen Anteil daran tragen die Maßnahmen, die für eine stetige Krafteinleitung und kontinuierliche Änderung der Rahmensteifigkeit sorgen. Das zeigt sich vor allem in LF 2 (Transport-Position). Hier ist die Belastung des Hauptformrohrs, resultierend aus dem großen Stoßfaktor (2,2), ohnehin schon relativ hoch. Die Reduktion der Wandstärke des Formrohrs erhöht das Spannungslevel zusätzlich. Unter Einbeziehung der Tatsache, dass die Belastung durch die Hubkinematik in der Transportposition relativ gering ist (vor allem in Variante 5-2), kann man schließen, dass das Eigengewicht der Ausleger und der Kreiseinheit zum Großteil der Spannung führt. Denn die Eigenmasse sorgt bekanntlich für die Grundspannung im Formrohr.

Für LF 1 (VGW-Position mit Stoßfaktor 1,8) ist festzustellen, dass die Maßnahmen zur Änderungen des Kraftflusses über die Auslegerlaschen, wie bereits in Kapitel 5.4.1 genauer beschrieben, die Spannungsspitzen drastisch reduziert.

Aus den Spannungsbildern für LF 4 (Aushub aus maximaler Arbeitsposition) geht hervor, dass die Belastung am Anfang des Aushubs aus der Arbeitsposition (unter Betrachtung der Spitzenlasten) keine besonderen Herausforderungen an die Festigkeit darstellt. Es sind nur ein paar kleine Bereiche mit Vergleichsspannung $> 200 \text{ N/mm}^2$ in den Auswertungen zu erkennen und diese sind auf Kerben zurückzuführen. Diese Erkenntnis bildet einen entscheidenden Punkt bei der Analyse der Annahme bezüglich des besonderen Einflusses der Horizontalkräfte (genauerer siehe Kapitel 6).

Aus der Auswertung von LF 6 (unsymmetrischer Stoß in Transportposition) lässt sich folgern, dass die gemachten Änderungen bezüglich Kerboptimierung und stetiger Krafteinleitung auch sehr gut für unsymmetrische Belastungen funktionieren.

Die hier nicht dargestellten Auswertungen für LF 3 (Arbeitsfahrt) und LF 5 (unsymmetrische Arbeitsfahrt) liefern keine entscheidenden Erkenntnisse und werden daher nicht näher angeführt.

Unter Einbeziehung aller Ergebnisse scheinen also nicht die Änderungen an der Kinematik, sondern die Anpassung des oberen Versteifungsblechs und des Auslaufs der Auslegerlaschen für die, im Vergleich zu Serienvariante verbesserte, Spannungssituation verantwortlich zu sein. Diese Vermutung soll im anschließenden Kapitel genauer diskutiert werden.

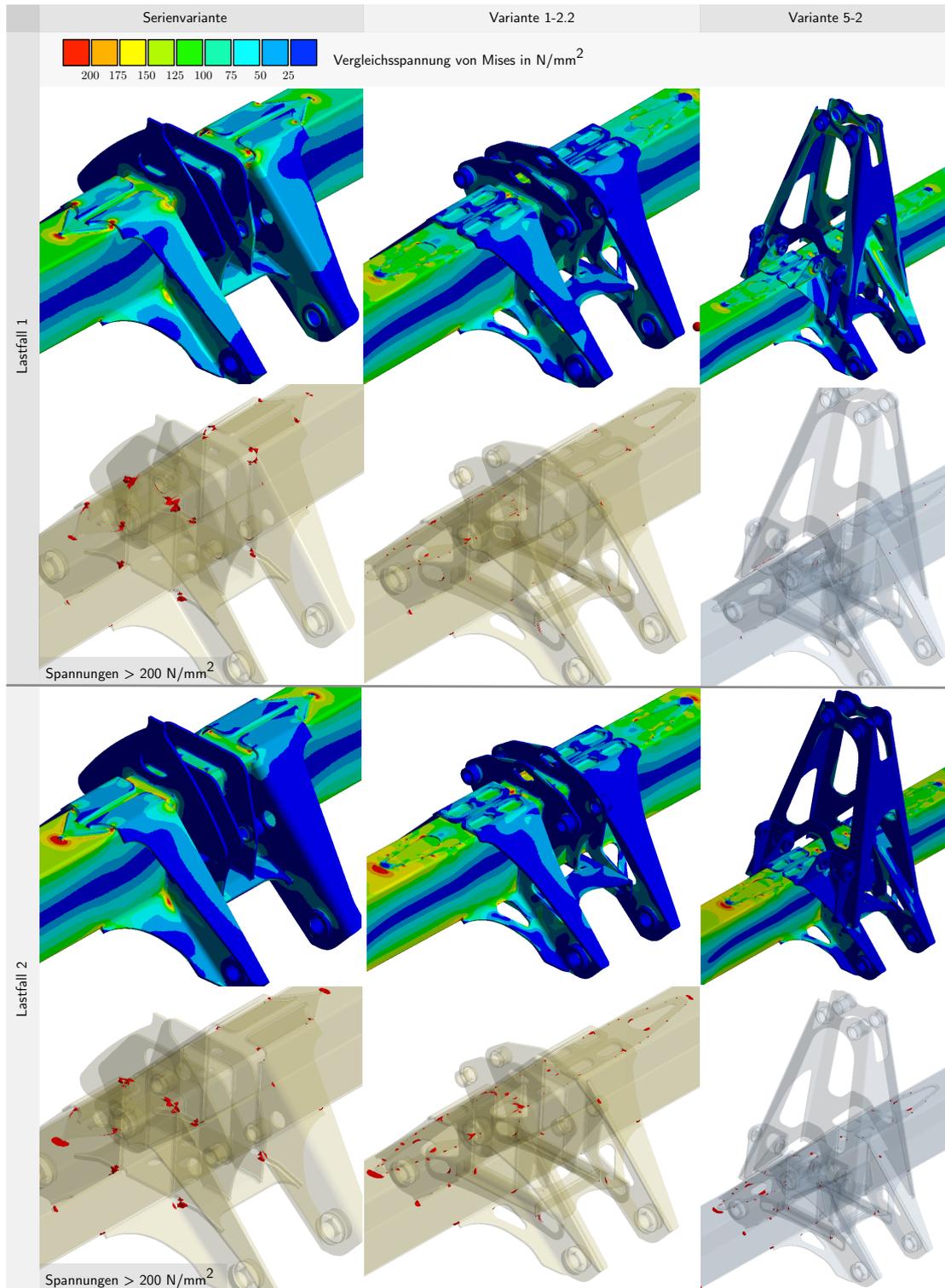


Abbildung 62: Ergebnisse der FEM alle Varianten LF 1 und 2

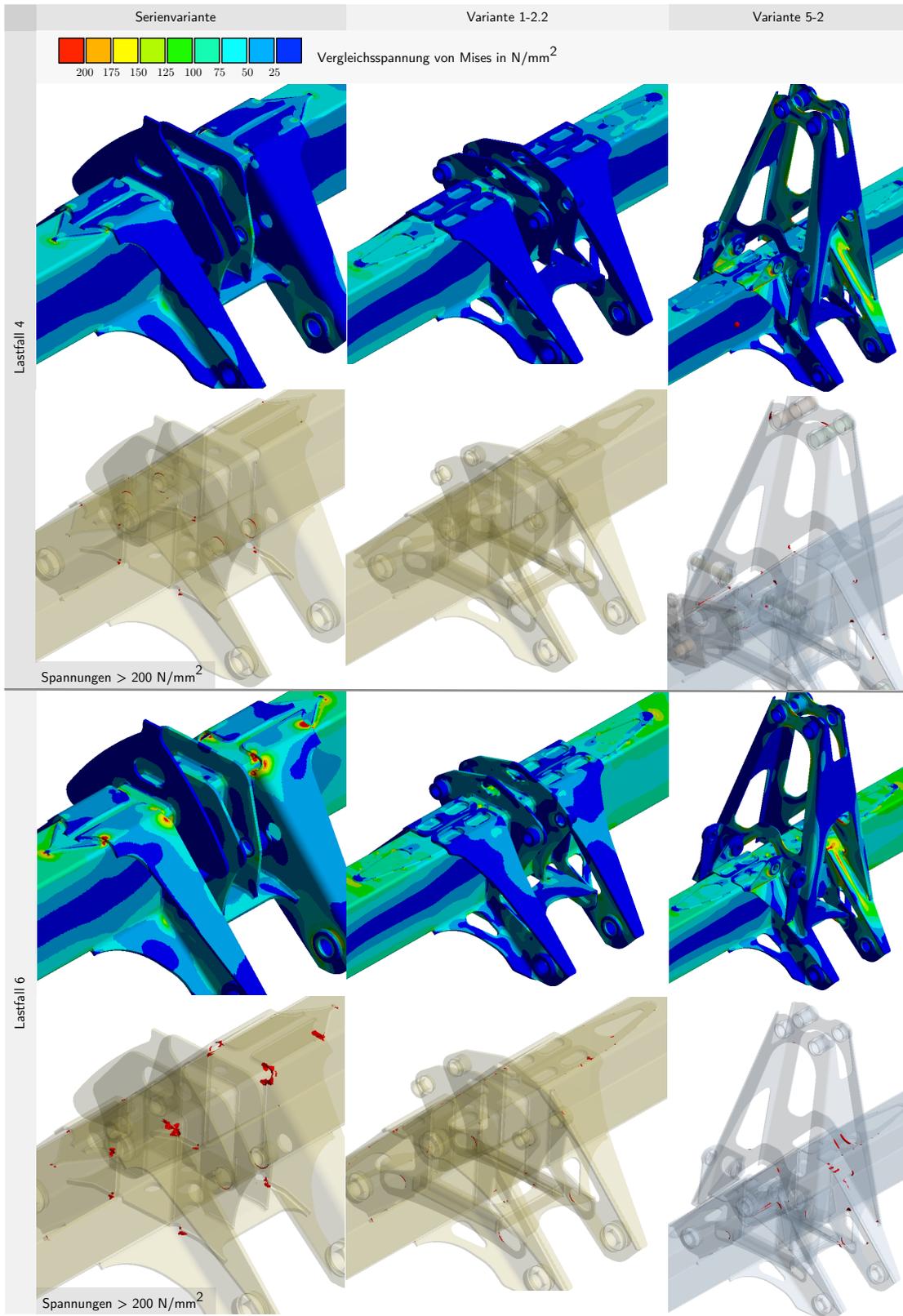


Abbildung 63: Ergebnisse der FEM alle Varianten LF 4 und 6

5.5 Erkenntnisse aus der FE-Berechnung

Wie sich aus den Ergebnissen der FE-Berechnung vor der Durchführung von Optimierungsmaßnahmen in Abbildung 59 gezeigt hat, bringen die alternativen Lösungsansätze für die Schwenkinematik eine sichtbare Reduktion des Spannungsniveaus in den Laschen zur Auslegerbefestigung und den angrenzenden Bauteilen. Die anfangs vermutete große Belastung durch die horizontalen Kraftanteile auf das Hauptformrohr konnte allerdings, basierend auf den erhaltenen Ergebnissen (vor allem aus Lastfall 4 – Abbildung 63), nicht nachvollzogen werden.

Dies mag zum einen den Grund haben, dass in Positionen mit großen horizontalen Kräften die dynamischen Lasten und damit auch die Stoßfaktoren eher klein sind. Vor allem am Beginn des Schwenkvorgangs aus der Arbeitsposition ist mit einer annähernd der statischen Belastung entsprechenden Situation, wie sie in der Optimierungsrechnung betrachtet wird, zu rechnen (hier ist aufgrund der zu erwartenden langsamen Fahrgeschwindigkeit mit kleinen Stößen zu rechnen). Die anfangs als groß eingeschätzten horizontalen Kräfte, sind dynamisch betrachtet also nicht so entscheidend wie zunächst vermutet.

Ein weiterer Grund dürfte sein, dass die Reaktionskräfte der Hydraulikzylinder bzw. der Auslegerlager nicht direkt in den Rahmen eingeleitet werden. Diese stützen sich über die Bleche des Ober- und Untergurts gegenseitig ab. Man könnte jetzt vermuten, dass dieser Effekt nur bei symmetrischer Belastung zum Tragen kommt. Doch auch ein Blick in Ergebnisse der unsymmetrischen Lastfälle 5 und 6 offenbart keine besondere Belastung des Formrohrs – hauptsächlich Überlagerung von Torsions- und Biegespannung.

Das bedeutet also, auch wenn durch die Änderung der Kinematik die Spannungen in den Blechen der Auslegerkonsole für alle Lastfälle reduziert werden konnte, so ändert das beinahe nichts an der Situation für das Hauptformrohr. Aufgrund der unveränderten globalen Maschinengeometrie und der damit gleichen Massenverteilung, bleibt die Grundspannung im Längsformrohr (in den meisten Lastfällen hauptsächlich Biegebelastung) unverändert (logisches Ergebnis aus der Schnittgrößenbetrachtung). Das ist am Besten mit den Ergebnissen von Lastfall 2 (Transportlastfall) nachvollziehbar (siehe Kapitel 5.4.3).

Eine Blechstärkenreduktion, wie sie im Laufe des Optimierungsprozesses durchgeführt wurde, lässt sich also nur durch die Senkung der auftretenden Spannungsspitzen begründen. Wie sich diese Maßnahme auf die Lebensdauer der Bauteile auswirkt, ist allerdings schwer zu beurteilen.

Da also die gezeigten Spannungen im Hauptformrohr, wie erörtert, eigentlich großteils nur von der Masse der Kreiseinheiten abhängig sind, würde das bedeuten, dass die Gewichtsoptimierung dieser die effektivste Methode zur Reduktion der Maschinenmasse

ist. Eine reduzierte Kreiselmasse führt zu einer Reduktion aller auftretenden Kräfte (statisch betrachtet ein linearer Zusammenhang). Das wiederum würde es möglich machen, bei allen weiteren Bauteilen Einsparungspotentiale zu erschließen und die Gesamtmasse der Maschine reduzieren zu können.

6 Vergleich und Analyse

In diesem Kapitel werden die Informationen, welche sich aus der Optimierung bzw. der Festigkeitsberechnung ergeben haben, zusammengefasst und analysiert. Somit sollen die ausstehenden Antworten, auf die am Anfang dieser Arbeit stehenden Fragestellungen, gefunden werden können.

6.1 Reduktion der Kräfte durch die Optimierung

Zunächst werden nochmals die Änderung der Rahmenkräfte, welche sich aus der Kinematikoptimierung ergeben haben, vergleichend gegenüber gestellt. Diese sind in den Tabellen 21 und 22 angeführt. Repräsentativ für den Kinematikvergleich, wurden die Kräfte aus der VGW-Position (ohne Stoßfaktor) und in der maximalen Arbeitsposition herangezogen. Dabei zeigen sich die Potentiale die zu einer teils massiven Reduktion der Rahmenkräfte führen. Es fällt dabei besonders auf, dass vor allem in Variante 5-2 die Lagerkraft F_{Lager} auf die Lagerlaschen im Vergleich zu den anderen Varianten wesentlich kleiner ist.

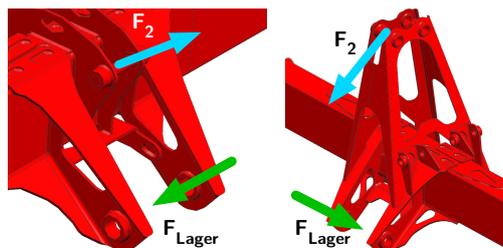


Abbildung 64: Kräfte auf den Haupttrahmen

Name	Lagerkraft im Hauptlager		Kraft am Ausleger	
	$ F_{Lager} $ in kN	Einsparung in %	$ F_2 $ in kN	Einsparung in %
Serienvariante	31,6	0	27,7	0
Variante 1-2.2	25,2	-20%	21,1	-24%
Variante 5-2	8,6	-73%	15,9	-43%

Tabelle 21: Optimierungspotential der Varianten in VGW Position

6.2 Ermittlung der Einsparungspotentiale der betrachteten Varianten

Name	Lagerkraft im Hauptlager		Kraft am Ausleger	
	$ F_{Lager} $ in kN	Einsparung in %	$ F_2 $ in kN	Einsparung in %
Serienvariante	52,8	0	54	0
Variante 1-2.2	31	-41%	32,5	-40%
Variante 5-2	13,4	-75%	33,3	-38%

Tabelle 22: Optimierungspotential der Varianten in maximaler Arbeitsposition

6.2 Ermittlung der Einsparungspotentiale der betrachteten Varianten

Basierend auf den Ergebnissen der Kinematikoptimierung werden in diesem Punkt die Gewichtseinsparungspotentiale der optimierten Varianten ermittelt. Dazu erfolgte, aufbauend auf den Ergebnissen der FE-Optimierung, eine Weiterentwicklung der CAD-Modelle von Variante 1-2.2 (vormals 1-2) und Variante 5-2. Aus den CAD-Daten konnten im Anschluss die Massen der einzelnen Bauteile ausgelesen werden. Tabelle 23 zeigt dazu eine Gegenüberstellung der entscheidenden Bauteile und Baugruppen – eine detaillierte Auflistung ist im Anhang A.4 zu finden. Um einen relevanten Vergleich trotz unterschiedlicher Funktionalität (Kreiselentlastung nur für Variante 5-2) der Varianten anstellen zu können, erfolgte eine separate Betrachtung der Gewichtsdivergenz mit und ohne den Entlastungskomponenten.

Name	Masse in kg		
	Serienvariante	Variante 1-2.2	Variante 5-2
Rahmen hinten	184,1	167,3	182,8
Getriebehalterung	3,94	3,2	3,2
Rahmen vorne	84,5	84,5	91,3
Ausleger	43,08	45,6	38,7
Hydraulikzylinder	35,98	33,5	49,3
Seil + Rollen + Hebel	-	-	28,7
Entlastung	-	-	58,6
Summe	351,6	334,1	452,7
Differenz zur Serie ohne Entlastung	-	-17,5	+42,4
Differenz zur Serie mit Entlastung	-	-	+101,1

Tabelle 23: Massenvergleich der optimierten Varianten

Variante 1-2.2

Bei der Analyse der Ergebnisse zeigt sich, dass sich mit den Veränderungen, wie sie in Variante 1-2.2 durchgeführt worden sind, eine Einsparung von ca. 17,5 kg im Vergleich zur Serienvariante erzielen lässt. Die Änderung der Masse ist dabei fast zur Gänze auf die Reduktion der Wandstärke des Längsformrohrs zurück zu führen. Alle anderen Maßnahmen, welche der Gewichtsreduktion dienen, halten sich die Waage mit dem Mehraufwand aus den notwendigen Geometrieanpassungen. Darunter fallen Veränderungen aufgrund der verbesserten Kinematik und Maßnahmen zur Kerboptimierung, die den Einsatz des wandstärkenreduzierten-Formrohrs erst möglich gemacht haben.

Das Ergebnis aus den spannungsreduzierenden Anpassungen an den Laschen der Auslegerschwenklager und am oberen Rahmenversteifungsblech war zunächst die Zunahme der Masse. Die Reduktion der Durchmesser bei den Hubzylindern und die alternative Ausführung des unteren Versteifungsblechs, sowie der Platte zur Befestigung des Verteilergetriebes konnten diesen Zuwachs allerdings wieder ausgleichen. Besonders hervorzuheben sind dabei die Hydraulikzylinder, die trotz des größeren Hubs von 130 mm etwas leichter ausgeführt werden konnten.

Variante 5-2

Für Variante 5-2 lässt sich feststellen, dass die Masse mit und ohne Entlastungsfunktionalität wesentlich höher ist, als die der Serienvariante. So sind zwar am hinteren Teil des Rahmens noch kleine Einsparungspotentiale zu erzielen, doch zeigt sich in allen anderen Baugruppen eine massive Massenzunahme. Vor allem die große Anzahl an zusätzlich benötigten seilspezifischen Bauteilen (wie z.B. Seilrollen) tragen zu einer Steigerung bei. Die negative Massendifferenz zur Serienvariante am hinteren Formrohr erklärt sich dabei, wie schon bei der Untersuchung von Variante 1-2.2, aus der reduzierten Wandstärke des hinteren Formrohrs.

Die Hydraulikzylinder haben einen nicht unwesentlichen Einfluss auf das Ergebnis. Der Kolbendurchmesser im drückend ausgeführte Zylinder von Variante 5-2 muss aufgrund der Knickgefahr wesentlich größeren sein, als würde dieser Zylinder ziehend ausgeführt werden. In Kombination mit dem, im Vergleich zu den anderen Varianten, großen Hub, führt das zu einer Steigerung von fast 8 kg pro Zylinder. Speziell hervorzuheben sind auch die Seilrollen. Mit einer Masse von ca. 20 kg (siehe genauere Auflistung im Anhang A.4) tragen sie zum Gesamtergebnis bei.

Auch die Komponenten zur Kreiselentlastung steuern mit ca. 59 kg einen großen Beitrag zur Gesamtmasse bei – wobei ca. 80% der Masse den Federn zuzuordnen ist. Grundsätzlich ist dieses Teilergebnis allerdings nicht gänzlich negativ zu bewerten. Würde man Variante

6.2 Ermittlung der Einsparungspotentiale der betrachteten Varianten

1-2.2 ebenfalls mit einer Kreisellastung bestücken, die zu einer Entlastungswirkung von ca. $1/3$ der Aufstandskraft führen soll, wäre (bei einer parallelen Anordnung der Feder zum Hydraulikzylinder) ebenfalls mit einer Zusatzmasse in dieser Größenordnung zu rechnen (ähnliche Kraft und ähnlicher Federweg). Allerdings ist der Unterschied zu beachten, dass in Variante 5-2 die Entlastung für die Seilspannung sorgen **muss** und in Variante 1-2.2 die Entlastung als Zusatzausstattung angebracht werden **kann**.

Es soll nochmals betont werden (wie in Kapitel 4.4.2 bereits erörtert), dass es ebenfalls möglich wäre, eine Feder zu verwenden, die eine kleinere Federkonstante c besitzt. Diese würde dann nur für die Seilspannung sorgen und die Entlastungsfunktionalität nicht zur Gänze erfüllen.

Grundsätzlich zeichnet sich das klare Bild ab, dass Variante 5-2 in allen Konfigurationen wesentlich schwerer zu sein scheint als die Serienvariante (mindestens +40 kg) und auch als Variante 1-2.2 (mindestens +57 kg).

7 Fazit und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war es die Schwenkinematik des *Pöttinger TOP 762C Classic* auf Verbesserungspotentiale bezüglich der Maschinenmasse zu untersuchen. Besonders im Fokus sollte dabei das Längsformrohr des hinteren Fahrradrahmens der Maschine stehen – vor allem da das Projekt unter der Vermutung des besonderen Einflusses der Auslegerkräfte auf die Belastung des Rahmens durchgeführt wurde.

Nach umfassenden Analysen der Ausgangsmaschine und möglicher Lösungsmöglichkeiten erfolgte daher unter den initialen Annahmen die Ausarbeitung von verschiedenen Varianten der Schwenkinematik. Die zwei Varianten mit dem größten vermuteten Einsparungspotential (Variante 1-2 und Variante 5) wurden anschließend genauer ausgearbeitet und untersucht. Eine FE- Analyse sollte bei der Überprüfung der anfänglich formulierten Thesen helfen.

Bei der Betrachtung der Ergebnisse zeigt sich, dass für Variante 1-2 das spannungstechnische Potential besteht, die Rahmenmasse zu reduzieren. Der Hauptgrund dafür ist allerdings nicht, wie anfangs erwartet, die Senkung der Hub- und Lagerkräfte mittels kinematischer Optimierung, sondern die spannungsoptimierte Ausführung der Auslegereinbindung am Rahmen. Zwar konnten durch die kinematische Optimierung die Spannungen in der Auslegereinbindung sichtbar reduziert werden, jedoch zeigte sich, dass der Einfluss der Hub- und Lagerkräfte auf den Hauptrahmen wesentlich geringer ist, als ursprünglich angenommen. So scheint es, dass sich die Hubkraft bzw. die Lagerkraft größtenteils in der Konsolenkonstruktion abstützt und daher keine unmittelbare Auswirkung auf das Formrohr hat.

Diese These wird dadurch untermauert, dass in den Spannungsbildern Spannungen die von der Grundspannung stark abweichen, eigentlich nur an Stellen zu finden sind, wo Kräfte ungünstig eingeleitet werden oder starke Kerben auftreten. Die Grundlast im Hauptrahmen selbst ist ausschließlich von den Gewichtskräften der Kreiseinheiten abhängig und führt hauptsächlich zu Biegebelastung bzw. Torsion.

Durch die Reduktion der Kerben und die Verbesserung des Kraftflusses war es also möglich, die Spitzenspannungen soweit zu reduzieren, dass das Hauptformrohr mit kleinerer Wandstärke ausgeführt werden konnte – die Grundspannung im Formrohr steigt durch die Verringerung der Wandstärken.

Es ist also festzustellen, dass die in Variante 1-2.2 und 5-2 gezeigten Änderungen der Kinematik keine signifikanten Verbesserungen bezüglich der Spannungssituation bringen. Hauptursache für die erzielte Reduktion der Spitzenspannungen war die spannungsoptimierte Anpassung der Geometrie. Dies führte in Variante 1-2.2 zum positiven Ergebnis bezüglich der Massenbilanz, mit einer Reduktion von ca. 17,5 kg. Die aufwändigen Änderungen in Variante 5-2 zeigten, aufgrund des zu schwachen Einflusses der Kinematik auf die Spannung im Formrohr, nicht die entsprechende Wirkung. Daher führte dieser Ansatz sogar zu einem Anstieg der Masse.

So ernüchternd diese Tatsachen zu sein scheinen, so klar ergibt sich daraus die Folgerung, dass der Hauptansatzpunkt bei der gewichtstechnischen Optimierung des *Pöttinger TOP 762C Classic* die Reduktion der Masse der Kreiseinheiten und der Ausleger darstellt. Als Konsequenz ließe sich damit ein Effekt in zweifacher Hinsicht erzielen. Erstens könnten natürlich die überflüssigen Massenanteile abgespeckt werden, die in der Kreiseinheit und im Ausleger verborgen sind, und zweitens wäre eine Reduktion der Dimension des Hauptrahmens denkbar. Grund zu dieser Annahme gibt die Tatsache, dass eine Senkung der Masse der Kreiseinheit nicht nur zu einer Verringerung der Hub- und Lagerkräfte der Ausleger führt, sondern auch die Gesamtbelastung (hauptsächlich Biegung) auf den Rahmen senken kann. Dies sollte konsequenterweise auch im dynamisch betrachteten System der Fall sein – auch wenn darin, die bis jetzt nicht beachtete Rahmensteifigkeit für die Schädigungswirkung von eingeleiteten Stößen eine große Rolle spielt.

Ganz allgemein konnte gezeigt werden, dass durch die Optimierungsbemühungen Einsparungspotentiale zu erschließen sind, auch wenn die anfänglich formulierten Annahmen nicht in vollem Ausmaß zutreffen. Vor allem die spannungsoptimierte Anpassung der Bauteile bietet dabei ein großes Potential. Für größere Erfolge wäre jedoch eine umfassendere Änderung der Maschine notwendig.

Weitere Lehren leiten sich aus der Untersuchung der Seillösung (Variante 5) ab. Durch die angestellten Überlegungen zeigten sich die anfangs unbekanntenen Potentiale und Einschränkungen eines Seilantriebs. Dabei steht eine große Flexibilität in der Anordnung der Bauteile einem hohen Platzbedarf der Umlenkelemente (großer Biegeradius) und einer eingeschränkten Funktionalität gegenüber (Belastung nur in Zugrichtung).

Quellen

- 15061-1 D., 1977: *Lifting appliances; groove profiles for wire rope sheaves*, Bericht.
- ANSYS Inc., 2013a: *ANSYS Mechanical User's Guide, Release 15.0*, Canonsburg.
- ANSYS Inc., 2013b: *ANSYS Meshing User's Guide, Release 15.0*, Canonsburg.
- ANSYS Inc., 2013c: *FE Modeler User's Guide, Release 15.0*, Canonsburg.
- Bathe K.J., 1986: *Finite-Elemente-Methoden*, Springer Verlag, Berlin.
- Baumgartner U., Ebner T., C. M., 2009: *Numerical Optimization*, Institute for Fundamentals and Theory in Electrical Engineering, TU Graz, Graz.
- Böge A., 2013: *Handbuch Maschinenbau: Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik*, Springer Vieweg, Wiesbaden, 21. Auflage.
- Boggs P.T., Tolle J.W., 1995: *Sequential Quadratic Programming*, in: Acta Numerica, 4, S. 1–51.
- Celigoj C.C., 1998: *Methode der Finiten Elemente*, TU Graz Institut für Festigkeitslehre, Graz, 2.1 Auflage.
- Claas, 2013: *Produktkatalog Claas LINER Mittenschwader*. <http://www.claas.at/produkte/futterernte/liner-schwader> (Zugriff: 19.01.2015)
- ContiTech Antriebssysteme, 2009: *CONTI POLYFLAT PU-Flachriemen Produktkatalog*. http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/td_polyflat_de_en.pdf (Zugriff: 20.01.2015)
- Fahrenwaldt H., Schuler V., 2009: *Praxiswissen Schweißtechnik: Werkstoffe, Prozesse, Fertigung*, Vieweg+Teubner Verlag GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 3. Auflage.
- Fella, 2015: *Produktkatalog Fella Zwei- und Vierkreiselschwader*. <http://www.fella-werke.de/1851.htm> (Zugriff: 19.01.2015)
- Grote K.H., Feldhusen J., 2007: *DUBBEL – Taschenbuch für den Maschinenbau*, Springer Verlag, Berlin, 22. Auflage.

- Kritzner B., 1989: *Erstellen von Lastannahmen für den Radbereich mobiler Landmaschinen unter Verwendung von Stoßfaktoren*, Bericht, VEB Kombinat Fortschritt Landmaschinen.
- Krone, 2012: *Krone Swadro Kreiselschwader*. <http://landmaschinen.krone.de/deutsch/start/> (Zugriff: 21.01.2015)
- Kuhn, 2014: *GA Giroschwader mit zwei Kreiseln*. <http://www.kuhncenter.at/internet/webat.nsf/0/CA2A07A5DDD15857C12577C00032A5FB?OpenDocument&p=1.7.4.2.3> (Zugriff: 20.01.2015)
- Meywerk M., 2007: *CAE-Methoden in der Fahrzeugtechnik*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg.
- Niemann G., Winter H., Höhn B.R., 2005: *Maschinenelemente: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 4. Auflage.
- Oberndorfer W., 2012: *11-015 Schwad FE Rahmen Mittenschwader 2012*, Bericht, Alois Pöttinger GmbH, Grieskirchen.
- Otis, 2008: *GeN2-MOD*. www.otis.com/site/at/OT_DL_Documents/OT_DL.../GeN2Mod.pdf (Zugriff: 01.02.2015)
- Otomoto, 2015: *Lely Hibiscus 745 CD Vario*. <http://otomoto.pl/zgrabiarka-lely-hibiscus-745cd-vario-A442133.html> (Zugriff: 20.01.2015)
- Roloff H., Matek W., Wittel H., Muhs D., Jannasch D., Voßiek J., 2007: *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung - Lehrbuch und Tabellenbuch*, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, 18. Auflage.
- Steinke P., 2007: *Finite-Elemente-Methode*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 2. Auflage.
- The MathWorks I., 2015: *Matlab Documentation*, The MathWorks, Inc., Natick, Massachusetts. <http://de.mathworks.com/help/> (Zugriff: 22.03.2015)
- Vicon, 2014: *Andex Kreiselschwader*. <http://de.vicon.eu/> (Zugriff: 21.01.2015)
- Wenner H.L., Boxberger J., Esterl M., Kromer K.H., Schön H., Strehler A., 1980: *Landtechnik Bauwesen Teil B Verfahrenstechnik*, BLV Verlagsgesellschaft mbH, München, 7. Auflage.
- Wohinz J.W., 2012: *Industriebetrieblehre*, Institut für Industriebetrieblehre und Innovationsmanagement, TU Graz, Graz, 26. Auflage.
- Zangemeister C., 1973: *Nutzwertanalyse Nutzwertanalyse in der Systemtechnik*, Witzemann, München, 3. Auflage.

Zillinger J., Fritz M., Graf M., Hütter A.J., Schragl M., Wilhelm A., 2012: *Projektbericht Seillösung für Großschwader TOP 972C*, Bericht, Francisco Josephinum Wieselburg, Wieselburg.

A Anhang

A.1 Morphologischer Kasten der Antriebsmöglichkeiten

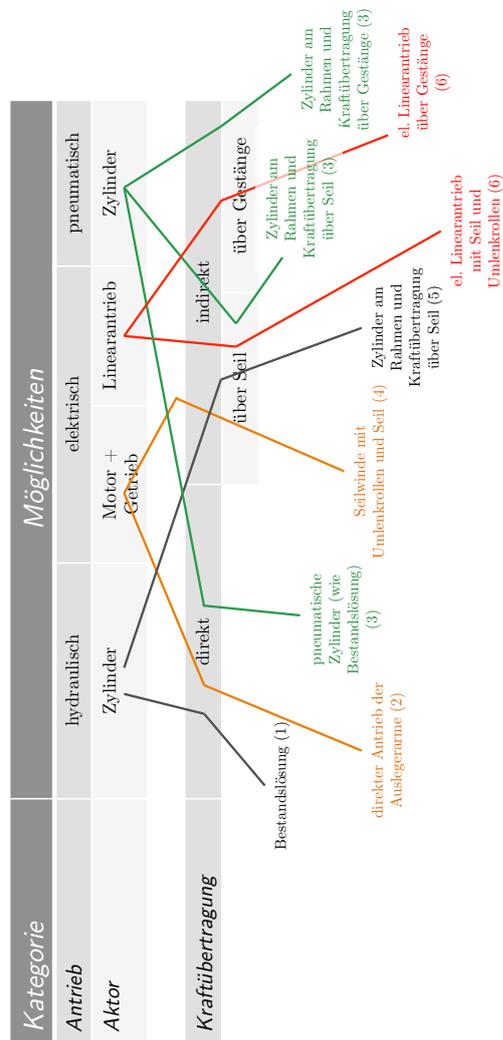


Tabelle 24: Morphologischer Kasten der Antriebsmöglichkeiten

A.2 Berechnung der Geometrie und Kräfte

A.2.1 Berechnung für Variante 1 und 2

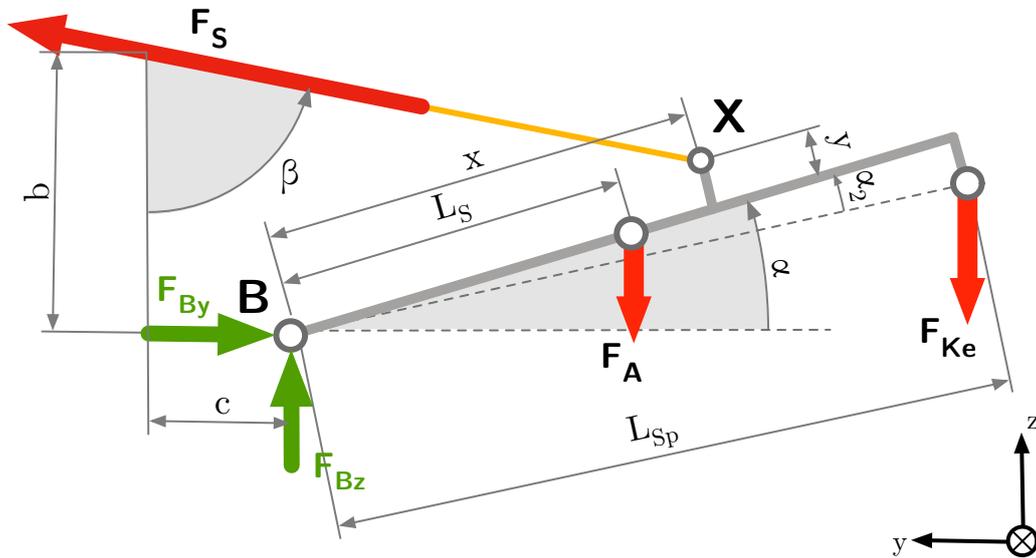


Abbildung 65: Geometrie und Kräfte Variante 1 und 2

$$L_{Seil} = \sqrt{(b - x \sin \alpha - y \cos \alpha)^2 + (c + x \cos \alpha - y \sin \alpha)^2} \quad (\text{A.1})$$

$$\cos \beta = \frac{b - x \sin \alpha - y \cos \alpha}{L_{Seil}} \quad (\text{A.2})$$

$$\sum M_B = 0 = F_S \cdot \cos \beta (x \cos \alpha - y \sin \alpha) + F_S \cdot \sin \beta (x \sin \alpha + y \cos \alpha) - F_A \cdot L_S \cos \alpha - F_{Ke} \cdot L_{Sp} \cos (\alpha - \alpha_2) \quad (\text{A.3})$$

$$F_S = \frac{F_A \cdot L_S \cos \alpha + F_{Ke} \cdot L_{Sp} \cos \alpha - \alpha_2}{\cos \beta (x \cos \alpha - y \sin \alpha) + \sin \beta (x \sin \alpha + y \cos \alpha)} \quad (\text{A.4})$$

A.2.2 Berechnung für Variante 3

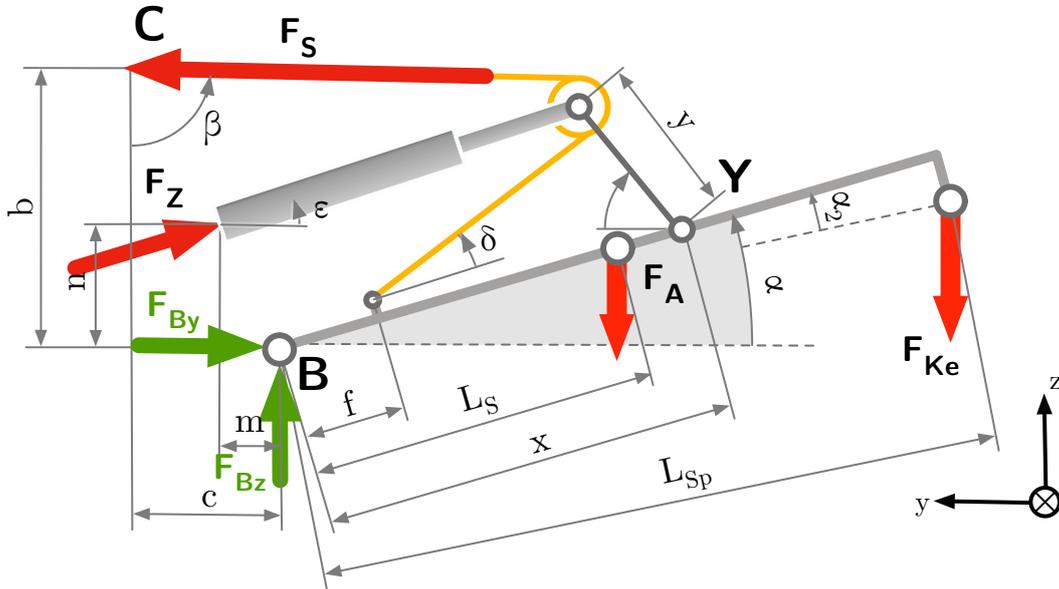


Abbildung 66: Geometrie und Freischnitt Variante 3

$$\mathbf{r}_{BF} = \begin{pmatrix} f \cos \alpha \\ f \sin \alpha \end{pmatrix} \quad (\text{A.5})$$

$$\mathbf{r}_{BY} = \begin{pmatrix} x \cos \alpha - y \cos \gamma \\ x \sin \alpha + y \cos \gamma \end{pmatrix} \quad (\text{A.6})$$

$$\mathbf{r}_{BC} = \begin{pmatrix} -c \\ b \end{pmatrix} \quad (\text{A.7})$$

$$\mathbf{l}_1 = \mathbf{r}_{BY} - \mathbf{r}_{BF} \quad (\text{A.8})$$

$$\mathbf{l}_2 = \mathbf{r}_{BY} - \mathbf{r}_{BC} \quad (\text{A.9})$$

$$L_{\text{Riemen}} = |\mathbf{l}_1| + |\mathbf{l}_2| \quad (\text{A.10})$$

Durch Einsetzen und Lösen der Gleichung kann der Winkel γ berechnet werden. Das wurde in diesem Fall numerisch durchgeführt.

$$\tan \epsilon = \frac{-n + x \sin \alpha + y \sin \gamma}{m + x \cos \alpha - y \cos \gamma} \quad (\text{A.11})$$

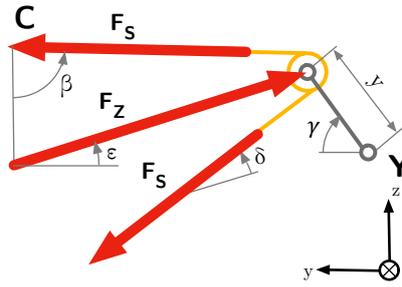


Abbildung 67: Freischnitt 2 Variante 3

$$\sum M_{B_x} = 0 = F_{S1} \sin \beta \cdot b - F_{S1} \cos \beta \cdot c - F_{Ke} \cdot L_{Sp} \cdot \cos(\alpha - \alpha_2) - F_A \cdot L_S \cdot \cos \alpha - F_Z \cos \epsilon \cdot n - F_Z \sin \epsilon \cdot m \quad (\text{A.12})$$

$$\begin{aligned} \sum M_{Y_x} = 0 = & -F_{S1} \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma \cdot y + F_{S1} \cdot \sin \beta \cdot \sin \gamma \cdot y \\ & + F_{S1} \cdot \sin(\alpha + \delta) \cdot \cos \gamma \cdot y + F_{S1} \cdot \cos(\alpha + \delta) \cdot \sin \gamma \cdot y \\ & - F_Z \cdot \cos \epsilon \cdot \sin \gamma \cdot y - F_Z \cdot \sin \epsilon \cdot \cos \gamma \cdot y \end{aligned} \quad (\text{A.13})$$

daraus ergibt sich:

$$F_Z = F_{S1} \underbrace{\frac{-\cos \beta \cos \gamma + \sin \beta \sin \gamma + \sin(\alpha + \delta) \cos \gamma + \cos(\alpha + \delta) \sin \gamma}{\cos \epsilon \sin \gamma + \sin \epsilon \cos \gamma}}_A \quad (\text{A.14})$$

zusammen mit Gleichung A.12 ergibt das:

$$0 = F_{S1} \sin \beta \cdot b - F_{S1} \cos \beta \cdot c - F_{Ke} \cdot L_{Sp} \cdot \cos(\alpha - \alpha_2) - F_A \cdot L_S \cdot \cos \alpha - F_{S1} \cdot A \cos \epsilon \cdot n - F_{S1} \cdot A \sin \epsilon \cdot m \quad (\text{A.15})$$

daraus wiederum lässt sich F_{S1} bestimmen:

$$F_{S1} = \frac{F_{Ke} \cdot L_{Sp} \cdot \cos(\alpha - \alpha_2) + F_A \cdot L_S \cdot \cos \alpha}{\sin \beta \cdot b - \cos \beta \cdot c - A \cos \epsilon \cdot n - A \sin \epsilon \cdot m} \quad (\text{A.16})$$

$$\tan \delta = \frac{y \sin(\gamma + \alpha)}{x - f - y \cos(\gamma + \alpha)} \quad (\text{A.17})$$

A.2.3 Berechnung der Ausleger für Variante 4 und 5

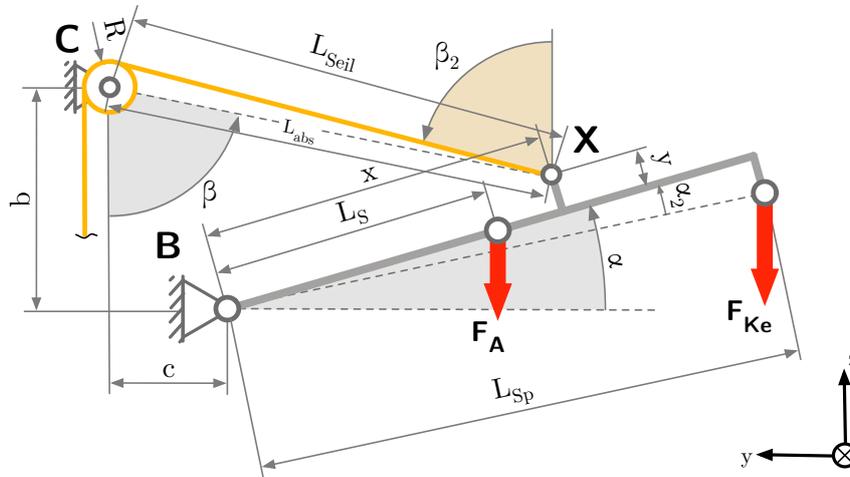


Abbildung 68: Auslegergeometrie Variante 4 und 5

$$L_{abs} = \sqrt{(b - x \sin \alpha - y \cos \alpha)^2 + (c + x \cos \alpha - y \sin \alpha)^2} \quad (A.18)$$

$$L_{Seil} = \sqrt{L_{abs}^2 - R^2} \quad (A.19)$$

$$\cos \beta = \frac{b - x \sin \alpha - y \cos \alpha}{L_{Seil}} \quad (A.20)$$

$$\beta_2 = \beta - \arctan \frac{R}{L_{Seil}} \quad (A.21)$$

Die Seilkraft F_S errechnet sich ähnlich wie in Kapitel A.2.1:

$$F_S = \frac{F_A \cdot L_S \cos \alpha + F_{Ke} \cdot L_{Sp} \cos \alpha - \alpha_2}{\cos \beta_2 (x \cos \alpha - y \sin \alpha) + \sin \beta_2 (x \sin \alpha + y \cos \alpha)} \quad (A.22)$$

A.2.4 Berechnung der Ausleger für Variante 6

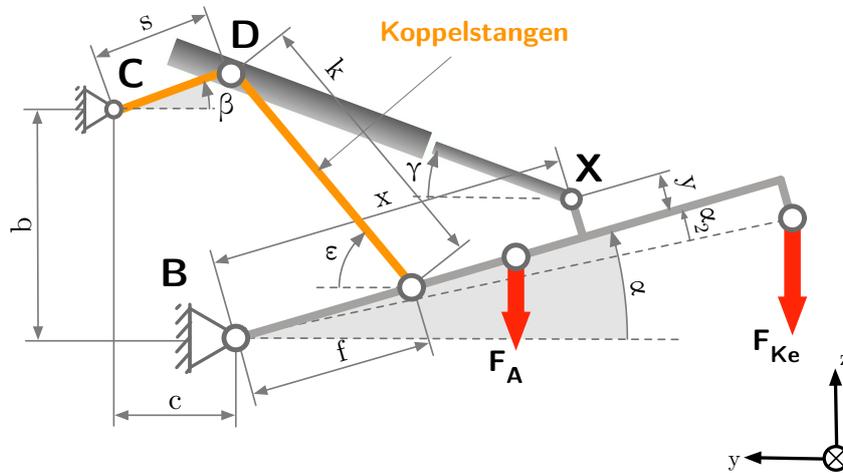


Abbildung 69: Auslegergeometrie Variante 6

$$\mathbf{r}_{BF} = \begin{pmatrix} f \cos \alpha \\ f \sin \alpha \end{pmatrix} \quad (\text{A.23})$$

$$\mathbf{r}_{BC} = \begin{pmatrix} d \cos \beta \\ d \sin \beta \end{pmatrix} \quad (\text{A.24})$$

$$\mathbf{r}_{CD} = \begin{pmatrix} -c \\ b \end{pmatrix} \quad (\text{A.25})$$

$$\mathbf{r}_{DF} = \mathbf{r}_{BC} + \mathbf{r}_{CD} - \mathbf{r}_{BF} \quad (\text{A.26})$$

$$k^2 = \mathbf{r}_{DF}^T \mathbf{r}_{DF} \quad (\text{A.27})$$

Durch Lösen der Gleichung kann der Winkel β bei bekanntem Winkel α berechnet werden.

$$\tan \epsilon = \frac{b + d \sin \beta - f \sin \alpha}{c + f \cos \alpha - d \cos \beta} \quad (\text{A.28})$$

$$\tan \gamma = \frac{f \sin \alpha + k \sin \epsilon - x \sin \alpha - y \cos \alpha}{x \cos \alpha - y \sin \alpha - f \cos \alpha - k \cos \epsilon} \quad (\text{A.29})$$

$$\sum M_{B_x} = 0 = F_{Zyl}(\cos \gamma(x \sin \alpha + y \sin \alpha) + \sin \gamma(x \cos \alpha - y \sin \alpha)) - F_{Ke} \cdot L_{SP} \cos(\alpha - \alpha_2) - F_A \cdot L_S \cos \alpha - F_{Stab1} \cdot f(\sin \alpha \cdot \cos \epsilon + \cos \alpha \cdot \sin \epsilon) \quad (\text{A.30})$$

$$\sum M_{C_x} = 0 = F_{Stab1} \cdot \cos \epsilon \cdot d \sin \beta + F_{Stab1} \cdot \sin \epsilon \cdot d \cos \beta - F_{Zyl} \cdot \cos \gamma \cdot d \sin \beta - F_{Zyl} \cdot \sin \gamma \cdot d \cos \beta \quad (A.31)$$

$$F_{Stab1} = F_{Zyl} \cdot \underbrace{\frac{\cos \gamma \cdot d \sin \beta + \sin \gamma \cdot d \cos \beta}{\cos \epsilon \cdot d \sin \beta + \sin \epsilon \cdot d \cos \beta}}_A \quad (A.32)$$

$$F_{Zyl} = \frac{F_{Ke} \cdot L_{SP} \cos(\alpha - \alpha_2) + F_A \cdot L_S \cos \alpha}{\cos \gamma(x \sin \alpha + y \sin \alpha) + \sin \gamma(x \cos \alpha - y \sin \alpha) - A \cdot f(\sin \alpha \cdot \cos \epsilon + \cos \alpha \cdot \sin \epsilon)} \quad (A.33)$$

$$F_{Stab2} = \frac{F_{Zyl} \cos \gamma - F_{Stab1} \cos \epsilon}{\cos \beta} \quad (A.34)$$

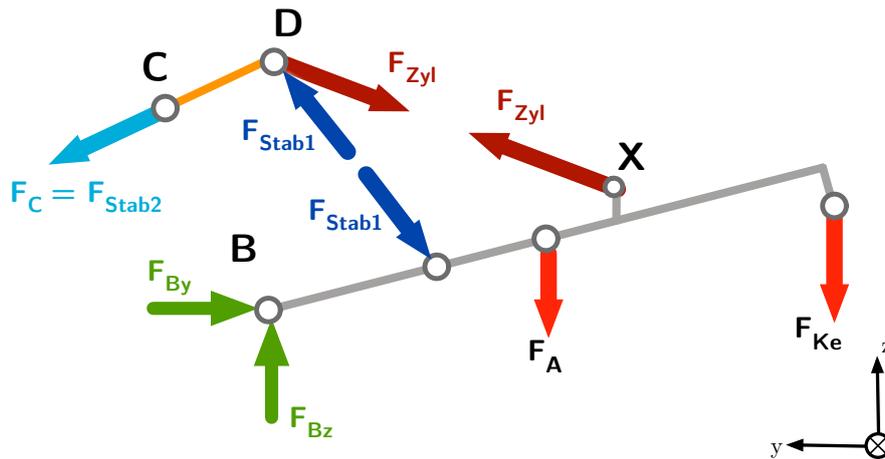


Abbildung 70: Kräfte Variante 6

A.3 Nutzwertanalyse Variantenauswahl

Nutzwertanalyse

	Zielgewicht HK [%]	Zielgewicht UK [%]	absolutes Zielgewicht	Serienmaschine		Variante 1		Variante 2		Variante 3		Variante 4		Variante 5		Variante 6-1		Variante 6-2		
				Bew.	Nutzwert	Bew.	Nutzwert	Bew.	Nutzwert	Bew.	Nutzwert	Bew.	Nutzwert	Bew.	Nutzwert	Bew.	Nutzwert	Bew.	Nutzwert	Bew.
Auslegungsziele	40%																			
max. Hubkraft resultierend		45%	18,00	1	18	3	54	3	54	3	54	4	72	5	90	3	54	4	72	
Kraft auf Lager C in VGW Position		25%	10,00	1	10	1	10	3	30	4	40	3	30	5	50	3	30	3	30	
Kraft auf Lager C in Transportposition		10%	4,00	4	16	1	4	3	12	5	20	5	20	5	20	5	20	5	20	
max. vertikale Kraft ("Sinnloskraft" in Horizontalrichtung die zum Hub notwendig ist)		20%	8,00	1	8	2	16	2	16	2	16	2	16	4	32	2	16	3	24	
Aufwand: Wie viel Zusatzmaßnahmen müssen getroffen werden, um die Lösung umzusetzen	25%																			
Kraftangriffspunkte der Hebeeinrichtung am Rahmen		20%	5,00	5	25	5	25	4	20	4	20	3	15	2	10	5	25	5	25	
benötigter Hub Hydraulikzylinder		15%	3,75	4	15	3	11,25	2	7,5	4	15	1	3,75	2	7,5	2	7,5	1	3,75	
Anzahl der Umlenkpunkte bzw. Gelenke (Seilrollen/Riemenrollen/rotatorische Lagerstellen)		20%	5,00	5	25	5	25	3	15	2	10	3	15	1	5	3	15	3	15	
zu erwartender Zusatzmaterialaufwand		25%	6,25	5	31,25	4	20	2	12,5	2	12,5	2	12,5	1	6,25	3	18,75	2	12,5	
Umsetzbarkeit im bestehenden Konzept von Antrieb und Ausleger		20%	5,00	5	25	5	25	4	20	2	10	3	15	3	15	3	15	2	10	
Funktionsziele - in welchem Ausmaß kann die gewünschte Funktion erfüllt werden	25%																			
Möglichkeit zur Anbringung einer Kreiselastung		19%	4,75	3	14,25	3	14,25	2	9,5	2	9,5	2	9,5	3	14,25	2	9,5	2	9,5	
Prozesssicherheit der Hubfunktion		24%	6,00	5	30	5	30	3	18	4	24	3	18	3	18	5	30	5	30	
Beeinflussung der Schwadefunktion durch die Hebeeinrichtung		29%	7,25	5	36,25	5	36,25	4	29	4	29	3	21,75	4	29	5	36,25	4	29	
Beeinflussung der Transportfunktion durch die Hebeeinrichtung		9%	2,25	5	11,25	5	11,25	5	11,25	5	11,25	5	11,25	5	11,25	5	11,25	5	11,25	
Beeinflussung der VGW Funktion durch die Hebeeinrichtung		14%	3,50	5	17,5	5	17,5	2	7	2	7	2	7	2	7	5	17,5	5	17,5	
erwarteter Wartungsaufwand		5%	1,25	4	5	4	5	2	2,5	1	1,25	2	2,5	2	2,5	2	2,5	2	2,5	
optische Ziele/Gesamteindruck	10%																			
optisches Erscheinungsbild		20%	2,00	5	10	4	8	3	6	2	4	3	6	2	4	4	8	4	8	
visuelles Vertrauen an die Konstruktion		80%	8,00	5	40	5	40	2	16	2	16	2	16	2	16	4	32	3	24	
Gesamtnutzwert																				
Σ				50	337,5	48	357,5	22	286,25	20	299,5	22	291,25	20	337,75	40	348,25	32	344	

Prioritätenmatrix zur Auswahl der Gewichtung der Hauptbewertungsziele zur Auswahl der weiter zu verfolgenden Variante

Kriterien	1	2	3	4	Vorzugs- häufigkeit	Gewichtung in %	gewählte Gewichtung in %
1 Auslegungsziele	1	1	1	1	4	40,00%	40,00%
2 techn. Aufwand		2	3	2	2	20,00%	25,00%
3 Funktionsziele			3	3	3	30,00%	25,00%
4 optische Ziele/Gesamteindruck				4	1	10,00%	10,00%
				Σ	10	100,00%	100,00%

Prioritätenmatrix zur Auswahl der Gewichtung der Hauptbewertungsziele zur Auswahl der weiter zu verfolgenden Variante

Kriterien	1	2	3	4	5	6	Vorzugs- häufigkeit	Gewichtung in %	gewählte Gewichtung in %
1 Möglichkeit zur Anbringung einer Kreiselentlastung	1	2	3	1	1	1	4	19,05%	19,00%
2 Prozesssicherheit der Hubfunktion		2	3	2	2	2	5	23,81%	24,00%
3 Beeinflussung der Schwadefunktion durch die Hubeinrichtung			3	3	3	3	6	28,57%	29,00%
4 Beeinflussung der Transportfunktion durch die Hubeinrichtung				4	5	4	2	9,52%	9,00%
5 Beeinflussung der VGW Funktion durch die Hubeinrichtung					5	5	3	14,29%	14,00%
6 erwarteter Wartungsaufwand						6	1	4,76%	5,00%

Zielkriterien und deren Gewichtung

Auslegungsziele: Reduzierung der Kräfte auf die Bauteile	40
max. Hubkraft resultierend im Lager C	45
Kraft in Lager C in VGW Position	25
Kraft in Lager C in Transportposition	10
vertikale Kraft im Lager C ("Sinnloskraft" in Horizontalrichtung die zum Hub notwendig ist")	20
Aufwand: In welchem Ausmaß müssen Zusatzmaßnahmen getroffen werden, um die Lösung umzusetzen (jede Zusatzmaßnahme erfordert Zusatzgewicht am Rahmen)	25
Kraftangriffspunkte der Hebeeinrichtung am Rahmen (jede Einbindung erfordert aus Festigkeitsgründen Materialansammlung)	20
benötigter Hub des Hydraulikzylinders	15
Anzahl der Umlenkpunkte/Gelenke (Seilrollen/Riemenrollen/Gelenke)	20
zu erwartender Zusatzmaterialaufwand (zusätzlich zu den noch nicht erwähnten Punkten)	25
Umsetzbarkeit im bestehenden Konzept von Antrieb und Ausleger	20
Funktionsziele - in welchem Umfang kann die gewünschte Funktion erfüllt werden	25
Möglichkeit zur Anbringung einer Kreiselentlastung	19
Prozesssicherheit der Hubfunktion	24
Beeinflussung der Schwaderfunktion durch die Hubeinrichtung	29
Beeinflussung der Transportfunktion durch die Hubeinrichtung	9
Beeinflussung der VGW Funktion durch die Hubeinrichtung	14
erwarteter Wartungsaufwand	5
optische Ziele/Gesamteindruck	10
optisches Erscheinungsbild	20
viuselles Vertrauen an die Konstruktion	80

Zielwertskala

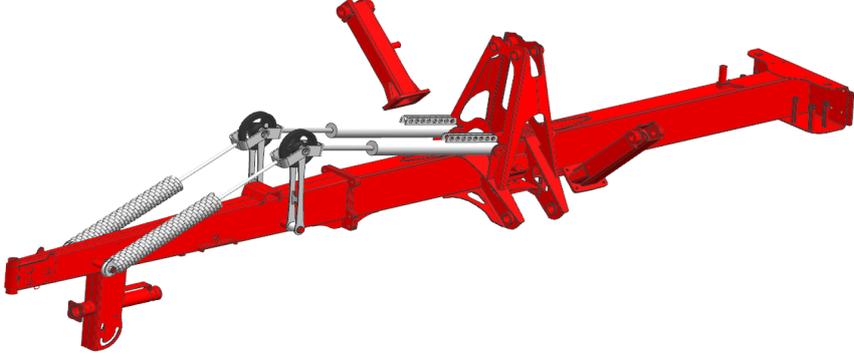
Kriterien	Zielwerte				
	1	2	3	4	5
Betrag max. Hubkraft resultierend in kN	>45	45-36	36-24	24-18	18-0
Kraft in VGW Position in kN	>20	20-17	17-14	14-11	<11
Kraft in VGW Transport Position in kN	>15	15-12	12-9	9-7	<7
max. horizontale im Verhältnis zur Masse der Kreiseinheit (Tribut an die Aufgabenstellung)	>500%	500-350%	350-200%	200-150	150-100%
Kraftangriffspunkte der Hebeeinrichtung am Rahmen (jede Einbindung erfordert aus Festigkeitsgründen Materialansammlung)	>4	4	3	2	1
benötigter Hub Hydraulikzylinder	>700	700-550	550-450	450-400	<400
Anzahl der Gelenke (außer Auslegerlager) (Seilrollen/Riemenrollen/Gelenk zu erwartender Zusatzmaterialaufwand	>5	5	4	3	2
Umsetzbarkeit im bestehenden Konzept von Antrieb und Ausleger	großer Materialaufwand		moderater Materialaufwand		wenig Materialaufwand
Möglichkeit zur Anbringung einer Kreiselentlastung	einfach mit erheblichen Aufwand verbunden Ausfälle auch bei normaler Bedienung nicht auszuschließen		leichte Änderung notwendig mit moderatem Aufwand verbunden Ausfälle unter extremen Umständen zu erwarten		große tiefgreifende Veränderungen notwendig optimal in das Konzept integrierbar Ausfälle extrem unwahrscheinlich
Prozesssicherheit der Hubfunktion	starke Beeinflussung		leichte Beeinflussung		keine Beeinflussung
Beeinflussung der Schwadefunktion durch die Hubeinrichtung	starke Beeinflussung		leichte Beeinflussung		keine Beeinflussung
Beeinflussung der Transportfunktion durch die Hubeinrichtung	starke Beeinflussung		leichte Beeinflussung		keine Beeinflussung
Beeinflussung der VGW Funktion durch die Hubeinrichtung	starke Beeinflussung		leichte Beeinflussung		keine Beeinflussung
erwarteter Wartungsaufwand	spezielle Wartung erforderlich; Austausch von Verschleißteilen notwendig	>4 Lagerstellen zu schmieren	4-2 Lagerstellen zu schmieren	2 Lagerstellen zu schmieren	Wartungsfreiheit
optisches Erscheinungsbild	kompliziert/unaußeräumt		zweckdienlich		einfach/kompakt/elegant
visuelles Vertrauen an die Konstruktion	Konstruktion vermittelt optisch keine Sicherheit; scheint den erwarteten Belastungen nicht standzuhalten		unsicher ob erwarteten Belastungen über die Lebensdauer standhält		optisch stabil

A.4 Gewichtsrechnung der Varianten

A.4 Gewichtsrechnung der Varianten

	Bezeichnung	Stück	Masse Einzelteil in kg	Masse Gesamt in kg	Massendifferenz zu Ausgangswert	VK in €/Stück	GK in €/Stück	
Serienvariante								
								
Rahmen hinten	Hauptformrohr Längsträger	5 mm; 2722.10.041.0	1	89,7	89,7			
	Einbindelasche	8 mm Blech aus einem Stück gebogen; 2722.10.140.1	4	8,966	35,864			
	Querblech vorne	für Zylinderbefestigung; 2722.10.128.1	1	5,15	5,15			
	Querblech hinten	für Zylinderbefestigung; 2722.10.130.1	1	4,19	4,19			
	Versteifungblech	oben für Rahmenversteifung; 2722.10.141.0	1	3,58	3,58			
	Rahmenkonsole hinten	Anbindung an Hinterachse	1	29,9	29,9			
	Versteifungblech unten	s = 10 mm Versteifungsblech; 2722.10.059.1	1	7,38	7,38			
	Flansch	Flansch zwischen vorderen und hinteren Rahmen	1	8,3219	8,3219			
				Summe	184,0859	349,79	205,13	
Getriebhaltung Blech		s = 14 mm, andere Form wie Serie; 2723.11.011.0	1	3,94	3,94	7,49	4,39	
Rahmen vorne Sz.		2722.10.30.1	1	60,22	84,5	180,61	155,56	
Ausleger	Ausleger Laschen	für Zylinderbefestigung	2	3,44	6,88			
	Auslegerformrohr ohne Laschen	2724.70.030.0	2	18,1	36,2			
				Summe	43,08	66,12	53,33	
Hydraulikzylinder		Büler 442.359	2	17,99	35,98	77,8	77,8	
Gesamtmasse Rahmenänderungen				351,5859	Gesamtbetrag	681,81	496,21	
	Bezeichnung	Stück	Masse Einzelteil in kg	Masse Gesamt in kg	Massendifferenz zu Ausgangswert	VK in €/Stück	GK in €/Stück	
Variante 1-2.2								
								
hinterer Rahmen	Formrohr Masse	4 mm; 3332.10.109.0	1	72,1	72,1	-17,6		
	Einbindelasche	8 mm Blech; 3332.10.100.0	4	4,78	19,12			
	Obergurt Einbindelasche	10 mm Blech; 3332.10.042.0	4	4,6	18,4	1,656		
	Querblech vorne	für Zylinderbefestigung; 3332.10.107.0	1	4,23	4,23	-0,92		
	Querblech hinten	für Zylinderbefestigung; 3332.10.110.0	1	4,23	4,23	0,04		
	Versteifungblech	oben für Rahmenversteifung 3332.10.094.0	1	4,2	4,2	0,62		
	Rahmenkonsole hinten	Anbindung an Hinterachse + Kleinteile	1	29,9	29,9	0		
	Steegblech unten	Steegblech mit verschweißtem Profil; 3332.10.097.0	1	6,8	6,8	-0,58		
Flansch	Flansch zwischen vorderen und hinteren Rahmen	1	8,3219	8,3219	0			
				Summe	167,3019	-16,784	317,90	186,43
Getriebhaltung Blech		s = 10 mm, andere Form wie in Serievariante; 3332.10.102.0	1	3,2	3,2	-0,74	6,08	3,57
Rahmen vorne Sz.		2722.10.020.0	1	60,22	84,5	0	180,61	155,56
Ausleger	Ausleger Laschen	für Zylinderbefestigung	2	4,7	9,4	2,52		
	Auslegerformrohr ohne Laschen	3332.70.001.0	2	18,1	36,2	0		
				Summe	45,6	2,52	70,12	56,55
Hydraulikzylinder			2	16,75	33,5		79	79
Gesamtmasse Rahmenänderungen				334,1019	Gesamtbetrag	653,71	481,11	
Diff. Masse Variante 1-3 zur Ausgangsgeometrie							-17,5 kg	

A.4 Gewichtsrechnung der Varianten

Bezeichnung	Stück	Masse Einzelteil in kg	Masse Gesamt in kg	Massendifferenz zu Ausgangswert	VK in €/Stück	GK in €/Stück	
Variante 5-2							
							
hinterer Rahmen 3332.10.028.01	hinteres Formrohr	4 mm; 3332.10.95.0	1	72,1	72,1	-17,6	
	Einbindelasche	8 mm Blech; 3332.10.042.0	4	4,78	19,12	-	
	Obergurt Einbindelasche	6 mm Blech; 3332.10.092.0	4	2.595	10,38	-6,364	
	Turmkonstruktion	6 mm Blech; 3332.10.056.0	1	19,76	19,76	-	
	Laschen zur Zylinderbefestigung	3332.10.078.0	2	2,67	5,34	-	
	Versteifungsblech	am Rahmenblech oben zur Versteifung; 3332.10.094.0	1	4,2	4,2	0,62	
	Rahmenkonsole hinten	Anbindung an die Hinterachse	1	29,9	29,9	0	
	Versteifungsblech unten	Steigblech mit verschweißtem Profil; 3332.10.097.0	1	6,86	6,86	-0,52	
	Flansch	Flansch zwischen vorderen und hinteren Rahmen mit Anbauteilen	1	8,3219	8,3219	0	
	Einbindung Seilrolle	Seilrollenbefestigung der Seilrolle bei der Konsole	2	3,4	6,8	-	
	Summe		182,7819	-1,304	347,31	203,68	
	Getriebehaltunger Blech	s = 10 mm, andere Form wie Serie	1	3,2	3,2	-0,74	6,08 3,57
Ausleger	Einbindung des Seillagers am Ausleger		2	1,38	2,76	-4,12	
	äußerer Teil des Aulegerformrohrs ohne Einbindung des Seillagers	3332.70.017.0/MB2	2	17,96	35,92	-0,28	
	Summe		38,68	-4,4	59,48	47,97	
Seil + Zubehör	Rollen	Seilrollen	6	3,3	19,8	-	161,7 161,7
	Seil	Seil mit Kauschen	2	1,8	3,6	-	13,5 13,5
	Summe		23,4		175,2	175,2	
Rahmen vorne 3332.20.007.0	vorderes Formrohr und alle Anbauteile	äußer Flansch	1	77,15	77,15	-	
	Flanschplatte ohne Versteifungen	nur Flanschplatte	1	6,84	6,84	-	
	Befestigungsachse des Hebels	am vorderen Rahmen 3332.20.006.0	1	4,9	4,9	-	
	Achse Entlastung	3332.20.008.0	1	2,44	2,44	-	
	Summe		91,33		195,21	168,13	
Entlastungsfedersatz	Feder	3332.90.024.0 (435.436)	2	25,4	50,8	-	239,96 239,96
	Federlasche	3332.90.020.0 (3902.15.014.0)	4	0,3	1,2	-	2,84 2,20
	Hülse	2502.70.358.0	2	0,25	0,5	-	5,22 3,16
	Stab	2502.70.05.3	2	1,73	3,46	-	16,88 11,98
	U-Profil gebogen	3332.90.023.0	2	1,33	2,66	-	5,05 2,96
	Summe		58,62		269,95	260,26	
Hebel	zur Rollenführung 3332.10.072.0	2	2,65	5,3	-	10,07 5,91	
Hydraulikzylinder		2	24,67	49,34	-	129,00 129,00	
	Gesamtmasse		452,6519		Gesamtbetrag 1192,31	993,72	
Diff. Masse Variante 5-2 zu Ausgangsgeometrie mit Entlastung				101,1 kg			
Diff. Masse Variante 5-2 zu Ausgangsgeometrie ohne Entlastung				42,4 kg			