

**Masterarbeit**

# **AUSLEGUNG HYDRAULISCH VERSTELLBARER STÜTZEN FÜR SIEBMASCHINEN**

ausgeführt am



FACHHOCHSCHULE DER WIRTSCHAFT

Fachhochschul-Masterstudiengang  
Automatisierungstechnik/Wirtschaft

von

**Armin Fuchs, BSc**

2010322004

betreut und begutachtet von

Dipl.-Ing. Dr. techn. Bernhard Kager

Graz, im November 2021



.....  
Unterschrift

---

## **EHRENWÖRTLICHE ERKLÄRUNG**

Ich erkläre ehrenwörtlich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe verfasst, andere als die angegebenen Quellen nicht benützt und die benutzten Quellen wörtlich zitiert, sowie inhaltlich entnommene Stellen, als solche kenntlich gemacht habe.



.....

Unterschrift

## **DANKSAGUNG**

Einen besonderen Dank möchte ich allen Lektorinnen und Lektoren der FH Campus02 aussprechen. Ebenso gilt ein ausdrücklicher Dank meinem Betreuer der Masterarbeit, Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Bernhard Kager. Zusätzlich möchte ich mich ebenfalls bei meinen Vorgesetzten im Unternehmen Herrn Dipl.-Ing. Peter Gradwohl (Fertigungsleiter) und Herrn Manfred Lafer (Abteilungsleiter) für die Weiterhilfe bei Fragen bedanken. Der größte Dank gebührt aber meiner Familie und meiner Freundin für die moralische Unterstützung.

---

## KURZFASSUNG

Die Wiederverwendung der Rohstoffe von ausgedienten Produkten und dessen Aufbereitung wird von Jahr zu Jahr bedeutender. Das zeigt die hohe Nachfrage an Maschinen, die diese Prozesse erledigen. Um die Durchlaufzeiten in der Produktion solcher Maschinen zu beschleunigen, müssen flexible Lösungen im Prüfstandaufbau entwickelt werden. Die Finite-Elemente-Methode soll als Werkzeug dienen, um die Auslegung in der Konstruktionsphase dieser Lösungen zu unterstützen.

Das Ziel dieser Masterarbeit ist das Konzipieren eines Stützwerkes, um den Prüfstandaufbau für Siebmaschinen effizienter zu gestalten.

Der erste Teil beschäftigt sich mit den unterschiedlichen Möglichkeiten die auftretenden Schwingweiten an den herkömmlichen Maschinenstützen zu eruieren. Nach mehreren Messungen und Berechnungen konnten wichtige Daten gesammelt werden, um daraus ein virtuelles Simulationsmodell erstellen zu können. Anhand des Modelles konnten die tatsächlichen Belastungen auf die einzelnen Komponenten dargestellt werden. Der nächste Schritt war die Recherche einiger Technologien, um die weiteren Anforderungen der Stütze erfüllen zu können, wie Flexibilität, Dämpfungseigenschaften, Sicheereinrichtungseinrichtungen, usw.

Die Simulationsstudien zeigen, dass die konstruktive Phase von wichtigen Komponenten, mithilfe der FE-Methode vereinfacht und beschleunigt wird. Daher war es möglich ein Konzept einer Stütze zu entwickeln, welches einen flexiblen Einsatz bei Siebmaschinen während des Probelaufs gewährleistet. Trotz hohen Aufwandes der Stützen zeigt die Wirtschaftlichkeitsrechnung das große Potential des Konzeptes. Zusätzlich kann eine derartige Stütze in vielen weiteren Entwicklungsbereichen eingesetzt werden.

## ABSTRACT

The recycling of discarded products and the resulting processing of materials constantly rises year by year, demonstrating the strong demand of machines that cover such processes. Flexible test bench structures are required to reduce the throughput times in production. Therefore, the finite elements method (FEM) should support the mechanical dimensioning of these solutions.

The aim of this master thesis is to design a mechanical construction in order to achieve a growth of efficiency during the process of building up a test bench set-up for screening machines.

Firstly, available methods to determine the acting vibration amplitudes on the current supports were investigated. After some measurements and calculations, the actual loads could be identified to carry out further actions. With the collected data, a virtual simulation model was created which reproduced the force-reactions on individual components. In the next step different technologies were analysed to fulfil the requirements like flexibility, damping properties and safety installations.

The results after the simulations lead to an acceleration in the design processes of essential components for the development of highly flexible support for screening machines during the test run. The amortisation calculation demonstrates the massive potential by realising this concept. Additionally, this support can be applied in many other areas where research on vibrating machines is carried out.

---

# INHALTSVERZEICHNIS

1	Einleitung.....	1
1.1	Das Unternehmen.....	1
1.2	Die Siebmaschine.....	2
1.2.1	Hauptkomponenten.....	3
1.3	Endmontage.....	4
1.4	Probelaufphase.....	5
1.5	Ist-Zustand Analyse.....	6
1.5.1	Aufwandsbeschreibung Szenario 1.....	8
1.5.2	Aufwandsbeschreibung Szenario 2.....	9
1.6	Zielsetzung.....	10
1.7	Anforderungen an das neue Konzept.....	10
2	Der Computer-Aided Engineering (CAE) Prozess.....	11
2.1	Vorgang.....	11
2.1.1	Ziele der CAE.....	11
2.2	Anwendung.....	12
2.2.1	Mehrkörpersysteme (MKS).....	12
2.2.2	Die Finite Elemente Methode (FEM).....	13
2.2.2.1	Modellierung.....	13
2.2.2.2	Algorithmen.....	14
3	Die Hydraulik als Positioniersystem.....	18
3.1	Hydraulikanlage.....	18
3.2	Fluidmedium.....	21
3.3	Hydraulikzylinderarten.....	24
3.3.1	Arbeitsweise.....	24
3.3.2	Knickung und Auslegung.....	27
3.4	Wegmesssysteme.....	30
3.5	Querkräfte.....	33
4	Messtechnik in der Dynamik.....	35
4.1	Messung nichtelektrischer physikalischer Größen.....	35
4.1.1	Sensortypen.....	36
4.2	Kraftmessung.....	36
4.2.1	Dehnungsmessstreifen (DMS).....	37
4.2.2	Piezoelektrische Kraftmessung.....	38
4.3	Beschleunigungsmessung.....	39
5	Konzepterarbeitung der Stütze.....	41
5.1	Schwingungsmessung.....	41
5.2	Schwingungsmessung mit Momentanwerten.....	44
5.3	Berechnung der auftretenden Vertikalkräfte in das Stützwerk.....	46
5.3.1	Schwingungslehre.....	47
5.3.2	Anwendung.....	49

---

5.3.3	Resonanzfall .....	52
5.3.3.1	Gemessene Amplitudenverstärkung .....	53
5.4	Betrachtung der Schwingungsmessung im Simulationsmodell .....	53
5.4.1	CAD-Modell.....	54
5.4.2	Modellvereinfachung und Vernetzung .....	55
5.4.3	Kontakt.....	56
5.4.4	Lagerbedingungen und Randlasten .....	57
5.4.5	Ergebnisse der Simulation.....	58
5.5	Anforderungsliste .....	60
6	Konstruktionsentwürfe.....	61
6.1	Auswahl des Hydraulikzylinders (Höhenverstellung).....	61
6.1.1	Punktlast der Stütze.....	62
6.1.2	Auswahl der Bauform .....	62
6.1.2.1	Auswahlentscheidung Hydraulikzylinder .....	64
6.2	Methodik zur Aufnahme der Querkräfte .....	65
6.2.1	Klemmung (Variante 1).....	66
6.2.2	Führungen (Variante 2).....	67
6.2.2.1	Gegenüberstellung bei Einsatz von Führungselementen .....	71
6.2.3	Auswahlentscheidung von Klemm- und Führungselementen .....	72
6.3	Mechanische Absenksicherung.....	72
6.3.1	Konzept Absenksicherung.....	72
7	Simulationen und weitere Berechnungen .....	74
7.1	Simulation bei Verwendung von Klemmzylindern (ohne Führung) .....	74
7.1.1	Ergebnisse der Studie .....	75
7.2	Verwendung von Linearführungen .....	76
7.2.1	Berechnung der Tragsicherheit .....	77
7.2.2	Simulation der Flächenpressung .....	77
7.2.2.1	Ergebnisse.....	79
7.3	Simulation der mechanischen Absenksicherung.....	79
7.3.1	Ergebnisse .....	81
7.4	Entlastung des Hydraulikzylinders bei Vertikalkräften.....	81
7.4.1	Konzept und Konstruktion.....	82
7.4.2	Berechnung.....	83
7.5	Gesamtsimulation .....	84
7.5.1	Simulationsmodell.....	84
8	Ergebnisse .....	87
8.1	Ergebnisse der Simulation.....	87
8.2	Detaillkonstruktion .....	88
8.3	Amortisationsrechnung .....	90
8.3.1	Herstellkosten .....	90
8.3.2	Aufwände und Potential.....	91
9	Fazit und Ausblick .....	92

---

Literaturverzeichnis .....	94
Abbildungsverzeichnis .....	98
Tabellenverzeichnis .....	102
Anhänge .....	103

# 1 EINLEITUNG

## 1.1 Das Unternehmen



Das Unternehmen Binder + Co AG mit Sitz in Gleisdorf ist ein Produzent von Maschinen und Komplettanlagen zur Aufbereitung, Zerkleinerung, Trennung und Verpackung verschiedenster Schuttgüter. Tochterfirmen der Gruppe sind die Comec-Binder S.r.l. (Italien), Binder+Co Machinery Tianjin Ltd. (China), Binder+Co Inc. (USA), Bublon GmbH (Österreich) und Statec Binder GmbH (Österreich).

Das Segment Aufbereitungstechnik beschäftigt sich mit der Planung und Produktion von Anlagen zur thermischen und nassen Verarbeitung von Rohstoffen. Als weitere Kernkompetenz des Unternehmens gilt die sensorbasierte Sortierung von Altglas und dessen Störstoffen für das Recycling. Das größte Spezialgebiet ist die Siebtechnik, hierbei werden effiziente Lösungen für schwer siebbare Schuttgüter angeboten. Damit bietet der Hauptsitz in Gleisdorf sechs elementare Prozessschritte für die Handhabung mit Rohstoffen: zerkleinern – sieben – nass aufbereiten – thermisch aufbereiten – sortieren – verpacken und palettieren.<sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> O.V. Binder+Co, [07.08.2021]



Abbildung 1: Anforderungen an die Anlagen, Quelle: Binder+Co

## 1.2 Die Siebmaschine

Eine Siebmaschine ist modular aufgebaut, sie kann in Größe und Anzahl der Siebdecks beliebig zusammengestellt werden kann, um auf die gewünschte Anforderung des Kunden eingehen zu können. Dabei werden alle Maschinen auf Dämpferelemente aufgesetzt. Die Verbindung zwischen Boden bzw. Untergrund entsteht durch ein Stützwerk. Durch Stützen ist es erst möglich eine erforderliche Neigung der Siebmaschine zu erzeugen, welches ein Kriterium für die richtige Funktionsweise ist. Je nach Anforderung gibt es Siebbeläge, die abhängig vom Rohstoff und der zu siebenden Korngrößen in den Maschinen verschraubungsfrei montiert werden können. Ein spezieller Antrieb regt die Maschine zu einer Kreisrunden-, Elliptischen- oder Linearbewegung an. Dabei entstehen ständige Dehnungen und Stauchungen der Siebbeläge. Durch diese dynamische Anregung der Beläge erfolgt eine effiziente Siebung der Schuttgüter.

**Typische Siebmaschinen aus dem Produktportfolio sind:**

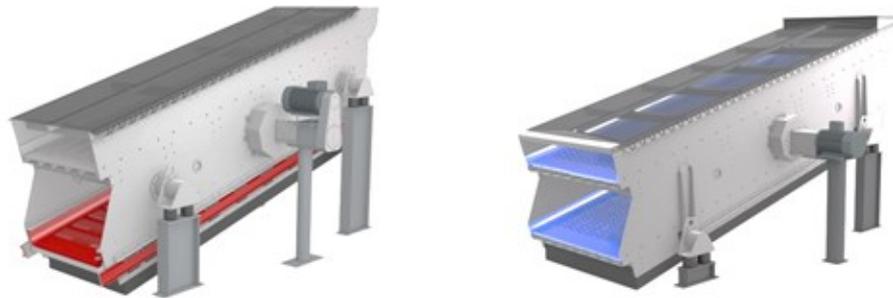


Abbildung 2: Links...BIVITEC-Siebmaschine, rechts...Kreisschwing-Siebmaschine, Quelle: Binder+Co

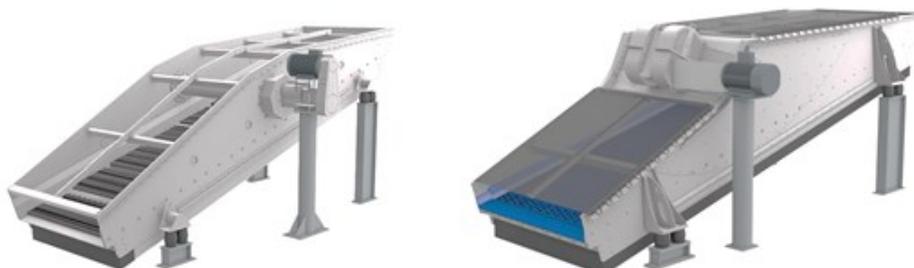


Abbildung 3: Links...Recycling-Siebmaschine, rechts...Linearschwing-Siebmaschine, Quelle: Binder+Co

## 1.2.1 Hauptkomponenten



Abbildung 4: Siebmaschine Seitenansicht (rechts), Quelle: Binder+Co

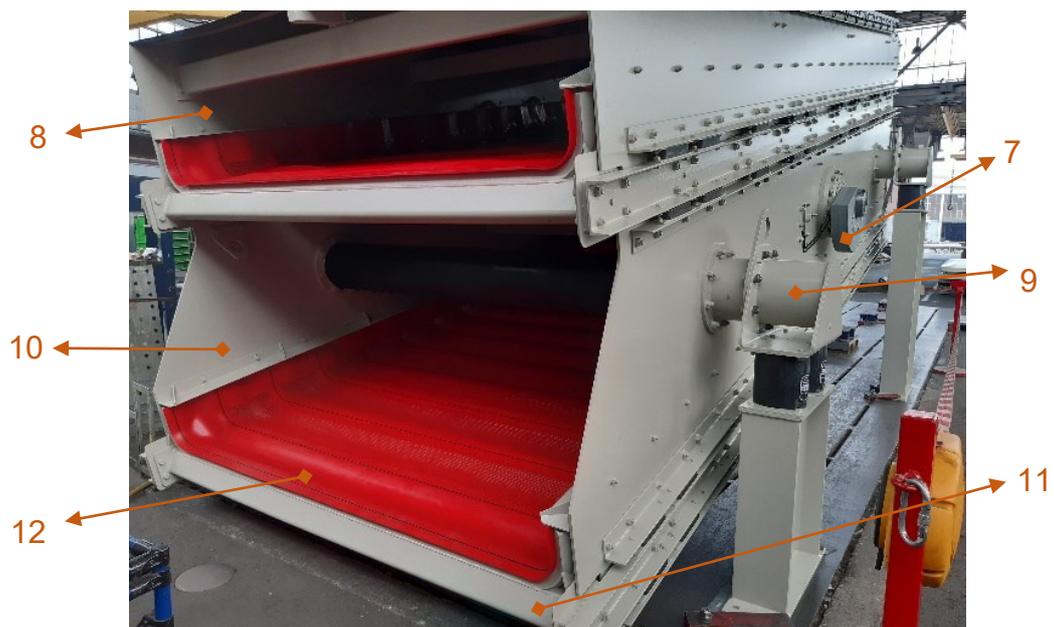


Abbildung 5: Siebmaschine Ansicht Abgabenseite, Quelle: Binder+Co

1. Antriebsmotor	2. Grundrahmen	3. Marshmallow-Federn	4. Stütze
5. Schubgummi	6. Schubstange	7. Unwuchtmass	8. Oberdeck
9. Federkonsole	10. Unterdeck	11. Klemmstück	12. Siebeläge

Tabelle 1: Wichtige Komponenten einer Siebmaschine, Quelle: Eigene Darstellung

## 1.3 Endmontage

Im Endmontageprozess werden alle Komponenten und Anbauten an die Maschine montiert, um beim Probelauf die komplette Funktion der Siebmaschine zu prüfen. Dazu zählen die Schwingform, Schwingweite, Geräuschentwicklung, etc. Anfangs werden in diesem Arbeitsschritt die Stützen auf eine Probelaufstahlplatte gestellt und eingerichtet. Danach folgt das Klemmen der Stützen auf den Stahluntergrund mithilfe von Stahlpratzen. Grundlegend unterscheidet man bei diesem Prozess zwischen zwei Szenarien, abhängig davon, wie der Kunde die Siebmaschine in die Anlage integriert bzw. aufstellt.

### Szenario 1: Maschinenstützen im Lieferumfang enthalten

Der Kunde benötigt die dafür gefertigten Stützen, weil er mit diesen die Maschine aufstellt. Die erforderliche Neigung der Maschine (z.B.: 12°) ergibt sich aus den Anforderungen des Kunden an die Maschine (Materialart, Materialgröße, Sortierqualität, etc.). Um diese Neigung zu erreichen, muss die Länge der vorderen Stützen in einem gewissen Verhältnis zu den hinteren Stützen stehen. Die Grundhöhe der Stützen wird danach angepasst, je nachdem wie der Kunde die Maschine aufstellen möchte bzw. kann. In der Probelaufphase werden daher dieselben Stützen verwendet, mit denen die Maschine ausgeliefert wird.



Abbildung 6: Szenario1 – Maschinenstützen im Lieferumfang enthalten, Quelle: Binder+Co

### Szenario 2: Maschinenstützen **nicht** im Lieferumfang enthalten

In diesem Fall benötigt der Kunde zum Aufstellen der Maschine bzw. zur Integration der Maschine in seine Anlage keine Maschinenstützen. Hierbei gibt es verschiedene Möglichkeiten wie dies aussehen kann. Eine Variante wäre das Aufsetzen der Maschine auf Betonwände. Diese sind meist Bestandteile von Betonsilos, zum Sammeln des Schüttgutes. Eine weitere Möglichkeit ist das Kombinieren von Maschinen in einem Anlagenturm und der Materialfluss über mehrere Ebenen in vertikaler Richtung durchläuft. In diesem

Szenario gibt es ebenfalls einen Probelauf für den Funktionstest vor Auslieferung. Da aber keine Maschinenstützen bei der Produktion gefertigt werden, wird auf eine hohe Anzahl an unterschiedlichen Stützelemente zurückgegriffen. Diese werden sehr kurzfristig gefertigt, wenn der Prüfstands Aufbau mit den vorhandenen Elementen die erforderlichen Kriterien nicht erfüllen kann.



Abbildung 7: Szenario 2 – keine Maschinenstützen im Lieferumfang enthalten, Quelle: Binder+Co

Die verschiedenen Stützelemente werden teils zusammengeschweißt oder verschraubt, um die erforderliche Höhe und Neigung für die Maschine am Prüfstand zu erreichen. Dazu kommt eine große Anzahl an Adapterplatten im Bereich der Marshmallow-Federung, da jede Maschine auf eine andere Weise auf den Stützen gelagert bzw. aufgesetzt wird.

### 1.4 Probelaufphase

In der Probelaufphase wird die Maschine in Betrieb genommen und auf vollständige Funktion überprüft. Beispielsweise wird mithilfe eines Bleistifts, der an die Maschine angebracht ist, die Schwingweite und Schwingform verschiedener Komponenten aufgezeichnet. Diese Werte werden alle in einem Protokoll festgehalten und dem Kunden mitgeliefert. Zum genauen Messen des Schwingverhaltens werden Messgeräte für Schwingförderer verwendet. Diese mobilen Geräte können die wirkende Beschleunigung (g), Frequenz (Hz), Schwingweite (mm) und Schwinggeschwindigkeit (cm/s) wiedergeben. Die Maschine wird auf den Stützen aufgesetzt und der Motor wird über einen Frequenzumformer angesteuert. Die Stromaufnahme ist in der Anlaufphase sehr groß, da der Massenmittelpunkt der Unwuchtmasse nicht im Zentrum der Motorwellenmitte ist. Die Drehzahlen der gängigsten Maschinen liegen im Bereich von 750 – 1000 Umdrehungen pro Minute (Upm). Während der Anlauf- und Auslaufperiode durchläuft die Maschine den Eigenfrequenzbereich der Marshmallow-Federn (150-300 Upm), was zu einer kurzzeitigen Verstärkung der Beschleunigungsamplitude führt.

## Einleitung

Weiters wird in der Probelaufphase eine Geräuschmessung bei Betrieb und eine berührungslose Temperaturmessung der Lagereinheiten durchgeführt. Je nach Kundenanforderung und Kundenwunsch müssen die Parameter sehr genau eingehalten werden. Diese Spezifikationen an die Maschine werden in der Vertragsphase behandelt. In Abbildung 8 ist ein Prüfprotokoll zu sehen, welches einige wichtige Kriterien im Abnahmeverfahren beinhaltet. So wird dem Kunden das Schwingverhalten und die Schwingweite im Auslieferungszustand visualisiert. Dabei werden Schwingungen am Grundrahmen (kleine Ellipsen im linken Bereich) und an der Schubstange (große Ellipsen mit der Bemerkung UD/OD) der Siebmaschine aufgezeichnet.

binder+co Prüfprotokoll für KS - bivi TEC TEST CERTIFICATE FOR KS - bivi TEC				Maschinentype: MACHINE TYPE <i>KRL/DD 2400 x G</i>		Ex-Schutzausführung Ex-protected design <input type="checkbox"/> Ja/yes <input checked="" type="checkbox"/> Nein/no	
<p>Neigung <math>\beta = 42^\circ</math> INCLINATION</p>				Unterstützungsfedern SUPPORTING SPRINGS		Type TYPE <i>XETS 1003</i> Stück PIECE <i>8</i>	
Aufgabe links FEEDING LEFT SIDE Grundrahmen		Schubstange		Abgabe links DISCHARGE LEFT SIDE Grundrahmen		Schubstange	
<p><i>UD</i> <i>OD</i></p> <p><i>H = 218 mm</i></p>		<p><i>UD</i> <i>OD</i></p> <p><i>H = 215 mm</i></p>		Unwuchtantrieb UNBALANCE EXCITER		Zeichn.-Nr. (Type) DRAWING-NO. <i>X04U112717</i> Ma max (kgcm) <i>2 x 3740</i>	
Aufgabe rechts FEEDING RIGHT SIDE Grundrahmen		Schubstange		Abgabe rechts DISCHARGE RIGHT SIDE Grundrahmen		Antriebsmotor DRIVE MOTOR	
<p><i>UD</i> <i>OD</i></p> <p><i>H = 217 mm</i></p>		<p><i>UD</i> <i>OD</i></p> <p><i>H = 217 mm</i></p>		Unwuchtantrieb UNBALANCE EXCITER		Type TYPE <i>FEC-Motor 200L</i> Drehzahl RPM MOTOR <i>1100</i> U/min Leistung POWER <i>30</i> kW	
				Eingestellte Unwucht ADJUSTED UNBALANCE		Stellung POSITION <i>2L = 0°</i> <i>100 %</i>	
				Schwingweite 2a= AMPLITUDE <i>6k: 5/7 mm</i> <i>UD:</i> <i>OD:</i>		Lager-Antrieb / DRIVE BEARING HERSTELLER / MANUFACTURER <i>SKF</i> Type / TYPE	
				Bemerkung: REMARK <i>n = un</i>		Schubgummi OD: <i>40</i> RUBBER BLOCK <i>UD: 44</i>	
				Auslauf Mitte rechts RUN OUT PERIOD 		Maschinenbeschilderung lt. Zng. MACHINE LABELING ACC. DRAWING <i>XNDP 1001</i>	

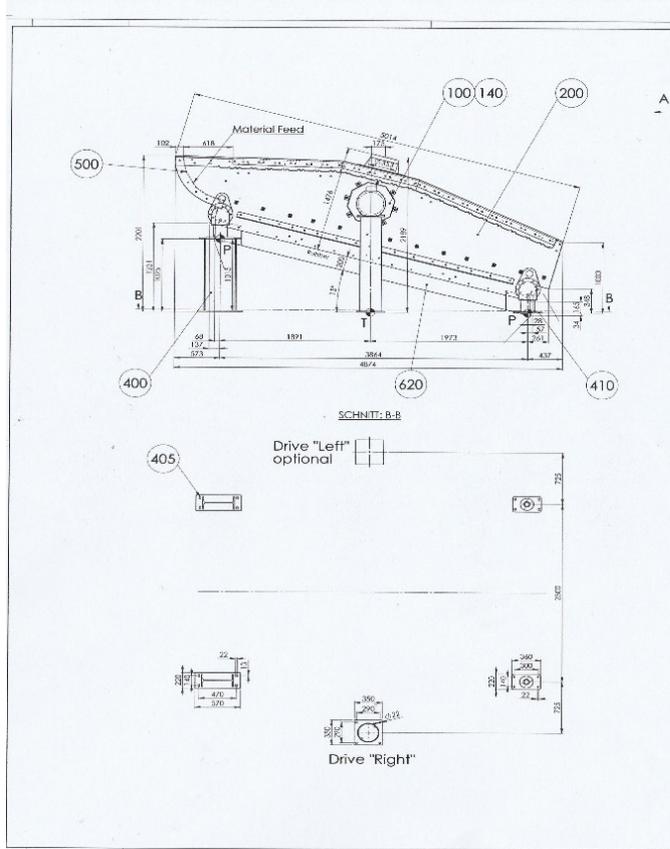
Abbildung 8: Prüfprotokoll bei der internen Abnahme, Quelle: Binder+Co

## 1.5 Ist-Zustand Analyse

Wie zuvor beschrieben, ist die Probelaufphase sehr wichtig, um die Maschine nach dem Zusammenbau aller Komponenten, auf die richtige Funktionsweise zu überprüfen und einzustellen. Um einen qualitativ hochwertigen Prozess der Abnahme zu gewährleisten, müssen die Maschinenstützen genau wie beim Kunden aufgebaut werden. Dies bedeutet, die Stützen müssen exakt den Auflagepunkten der Federkonsolen an den Maschinen entsprechen. Eine zu große Abweichung in horizontaler oder vertikaler Ebene wirkt sich negativ auf das Schwingverhalten aus. Die Maschinenstützen werden so ausgelegt, dass sie den dynamischen Kräften im Betriebszustand standhalten. Im Fertigungs- bzw. Montageprozess gibt es ein Toleranzfeld, in dem sich die Stütze selbst oder die Ausrichtung am Probestand bewegen darf, deshalb werden Sicherheiten in der Auslegung miteinbezogen. Je größer die Maschinentype aufgrund ihrer Anforderungen wird, desto größer wird die Anzahl der Marshmallow-Federn, um eine höher werdende

## Einleitung

Krafteinleitung dämpfen zu können. Des Weiteren vergrößern sich die Dimension der Maschinenstützen, um erstens die Aufnahme dieser Federn unterzubringen und zweitens vergrößert sich das auftretende Moment an der Probestandplatte, wenn sich die Länge der Stütze erhöht.



Die Abbildung 9 zeigt den Aufstellplan einer Maschine. Hier werden die Maße angeführt in welchen Abständen die Stützen aufgestellt werden. Diese werden zur Gänze händisch aufgestellt und die Entfernungen zueinander eingemessen. Die Befestigung auf der Bodenplatte erfolgt mit Stahlpratzen. Die Bodenplatte ist mit Schlitzen versehen, in denen Platten mit Gewindeaufsätzen platziert werden können. Die Stahlpratzen werden durch diese Gewindeaufsätze mit der Bodenplatte verschraubt und klemmen die Stütze auf den Grund. Auf den Kopf der Stütze wird eine Adapterplatte geschraubt. Auf diese ist ein Rundrohr geschweißt, das die Aufgabe hat, die Marshmallow-Feder zu zentrieren. Dasselbe Rohrstück befindet sich auf der Federkonsole, die am Maschinenrahmen angebracht ist.

Abbildung 9: Aufstellplan der Maschine für die Probelaufphase, Quelle:  
Binder+Co

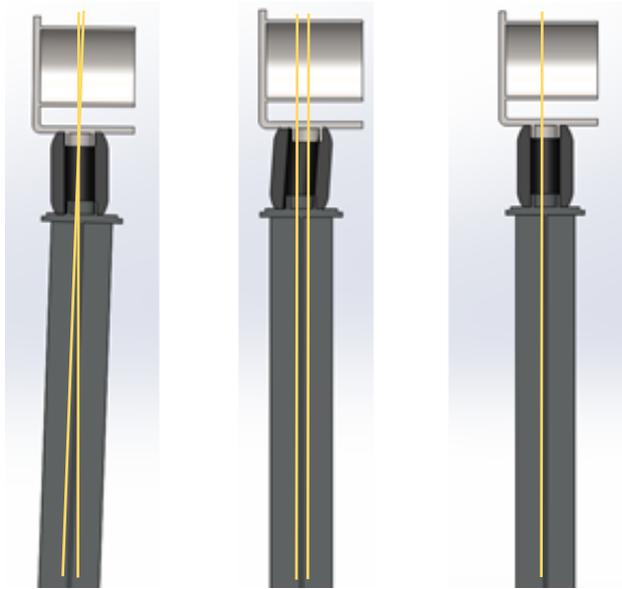


Abbildung 10: Links...Winkelversatz (schlecht), Mitte... keine ausreichende Konzentrität (schlecht), rechts...Ausrichtung passend, Quelle: Eigene Darstellung

Um einen richtigen und gefahrlosen Betrieb einer Siebmaschine zu gewährleisten ist es von Bedeutung auf die Ausrichtung von Federkonsole (Maschine) und Stütze zu achten. Auf der Bodenplatte des Prüfstandes befinden sind keinerlei Markierungen. Das bedeutet, Mitarbeiter\*innen müssen bei der Einrichtung der Stützen genau arbeiten. Egal ob bei Szenario 1 oder 2 (Kapitel 1.2) müssen die Maße des Aufstellplans und der Federkonsolen an der Maschine berücksichtigt werden.

Bei schlechter Ausführung (Abbildung 10 Links und Mitte) könnte die Maschine im Betriebszustand durch die Rotation der Unwuchtmasse sehr hohe Querkräfte erzeugen, was zu einer Beschädigung der Marshmallow-Federn führen und die Dämpfungskonstante beeinflussen kann. Dabei würde bei Inbetriebnahme ein Gefahrenpotential entstehen.

Der vorgegebene Zeitaufwand zum Aufbauen der Maschinenstützen inklusive der Motorstütze beträgt je nach Maschinentype und Größe ca. 8-20 Arbeitsstunden. Dafür werden zwei Mitarbeiter\*innen benötigt, die mithilfe von Messmitteln und Wasserwaage die Stützen so exakt wie möglich in der Ebene und vertikaler Richtung ausrichten müssen.

### 1.5.1 Aufwandsbeschreibung Szenario 1

Nach der mechanischen Fertigung (Zuschnitt und Schweißen) werden die Stützen grundiert und anschließend lackiert. Nach diesem Prozess werden sie in die Montagehalle geliefert. In dieser Halle werden sie von dem/der Mitarbeiter\*in mithilfe eines Kranes von Paletten genommen, aufgestellt und ausgerichtet. Danach werden die Adapterplatten auf den Stützenkopf geschraubt, auf denen 40 mm lange Rohrstücke geschweißt sind, damit zwischen Federkonsole und Stütze eine geführte Verbindung entsteht. Oftmals ergeben sich Unterbauten an der Maschine, wie Trichter oder Staubschutzplanen, was dazu führt, dass die Maschine bei Betrieb an der Unterseite mit der Bodenplatte kollidieren kann. Diese müssen in der Probelaufphase weggelassen werden und werden nur für einen kurzen Funktionscheck beim Abbauen der Siebmaschine montiert (ohne Betriebsphase). Ein weiterer Fall wäre, wenn trotz Maschinenstützen die erforderliche Höhe nicht erreicht werden kann. Beim Kunden ist die Maschine derartig integriert, dass das Bodenniveau an der Abgabenseite niedriger ausgeführt ist (Abbildung 11). Dadurch werden hier kurze Stützelemente für den Probelauf benötigt. Nach dem Abnahmeprozess wird die Maschine vom Prüfstand

## Einleitung

gehoben und die Stützen wieder demontiert. Durch diese Handgriffe kommt es zu kleinen Beschädigungen an der Lackierung. Ein Ausbessern erfordert wieder Zeit und Ressourcen. Im letzten Schritt werden für den Versand die Maschine inklusive Stützen und Anbauten in eine weitere Halle transportiert.



Abbildung 11: Notwendiger Einsatz weiterer Stützelemente (rot) zu den Originalstützen (orange), Quelle: Binder+Co

### 1.5.2 Aufwandsbeschreibung Szenario 2

Ein großer Teil des Zeitaufwandes bei der Errichtung des Probelaufstandes benötigen die Mitarbeiter\*innen beim Zusammensuchen von Stützelementen für die Erreichung der erforderlichen Höhe und Neigung der Siebmaschine. Diese Stützelemente besetzen ca. 50 Palettenstellplätze und müssen trotzdem mit Adapterplatten zur Aufnahme der Marshmallow-Federn versehen werden. Es entstehen dadurch hohe Suchzeiten, Transportzeiten und Lagerplatzverschwendung. Hinzuzufügen ist, dass sich diese Verschwendungsarten ständig erhöhen, da die Anzahl an Stützelementen ständig zunimmt. Die untere Abbildung zeigt nur einen kleinen Teil an Lagerflächen, welche durch die große Anzahl an verschiedenen Stütztypen benötigt werden.



Abbildung 12: Auszug von diversen Lagerplätzen für die Stützelemente, Quelle: Binder+Co

## 1.6 Zielsetzung

Das Ziel ist es, diese Aufwände, wie in den vorigen Kapiteln beschrieben, zu reduzieren bzw. eliminieren und gleichzeitig einen sicheren und funktionstüchtigen Probelauf der Siebmaschinen auf dem Probestand zu gewährleisten. Das bedeutet, durch Entwicklung einer universell einsetzbaren Maschinenstütze soll der Montageaufwand/Zeitaufwand des Prüfstandsbaus in den beiden Szenarien insgesamt um bis zu 70% Prozent reduziert werden.

Das Konzept soll folgende Ziele erreichen:

- Originalstützen sollen nicht mehr für den Prüfstands Aufbau benötigt werden
  - Eliminierung von Transportzeiten der Stützen
  - Eliminierung der Aufwände von Ausbesserungsarbeiten
  - Stützen können nach dem Lackieren sofort versandbereit gemacht werden
- Möglichkeit zur Aufnahme der gängigsten Maschinentypen in Größe und Gewicht (ca. 60% des Produktportfolios)
- Neu konstruierte Stützen sollen nah am Prüfstand gelagert werden und in der Höhe verstellbar sein
  - Eliminierung der Such- und Transportzeiten von Stützelementen
  - Wegfall des Zusammensetzens verschiedener Stützelementen
  - Reduzierung der Montagezeit für den Prüfstands Aufbau
  - Gewährleisten eines sicheren Probelaufs der Siebmaschine

## 1.7 Anforderungen an das neue Konzept

Um die erwünschten Ziele zu erreichen, ergeben sich folgende Anforderungen an das neue Stützwerk:

- Befestigungsmöglichkeit am bestehenden Boden des Prüfstandes
- Höhenverstellbarkeit der Stütze durch Hydraulik zur Erreichung der erforderlichen Höhe und Neigung
- Geringe Anzahl an Adapterplatten zur Aufnahme der gängigsten Maschinentypen in Größe, Gewicht und Dämpfungsart (Marshmallow-Federn, Luftfederung)
- Standhalten der auftretenden dynamischen Belastungen
- Definition einer maximal zulässigen Verschiebung einer Stütze während der kompletten Probelaufphase
- Reduzierung der Ausrichtungsaufwände
- Möglichkeit einer Anbringung eines Längenmesssystems für eine einfachere Einrichtung der Stützen zueinander

## 2 DER COMPUTER-AIDED ENGINEERING (CAE) PROZESS

Für die Unterstützung der konstruktiven Auslegung der neuen Hydraulikstütze wird ein CAE Prozess zur Hilfe herangezogen. Im nachfolgenden Kapitel werden die dafür relevanten Grundlagen und speziellen Themen erörtert.

Im Unterschied zu CAD, was für rechnerunterstütztes Konstruieren steht, steht CAE für rechnergestütztes Berechnen bzw. Simulieren. In der Literatur wird CAE aber auch für Computer-Aided Electronics verwendet und beschreibt die rechnergestützte Auslegung von elektronischen Bauteilen. Es gibt verschiedene Werkzeuge, die im CAE Prozess ihren Einsatz finden und auf unterschiedlichste Weise den Produktentstehungsprozess beschleunigen. <sup>2</sup>

Dazu zählen:

- Die Finite-Elemente-Methode (FEM)
- Mehrkörpersysteme (MKS)
- Werkzeuge für dynamische Simulationen
- Rechnergestützte Strömungssimulation <sup>3</sup>

### 2.1 Vorgang

Je nach Anforderung durchläuft der CAE Prozess eine Abfolge von Schritten, wenn Daten von einem Werkzeug in ein anderes übertragen werden müssen. Das CAD-Modell dient immer als Basis in den verschiedenen Bereichen und wird nur geringfügig bei Bedarf vereinfacht oder geändert. Das Einsatzgebiet entscheidet, welche grundlegenden Informationen (Geometrie, Werkstoff, andere Produkteigenschaften) über das Modell für eine realistische Simulation nötig sind. <sup>4</sup>

#### 2.1.1 Ziele der CAE

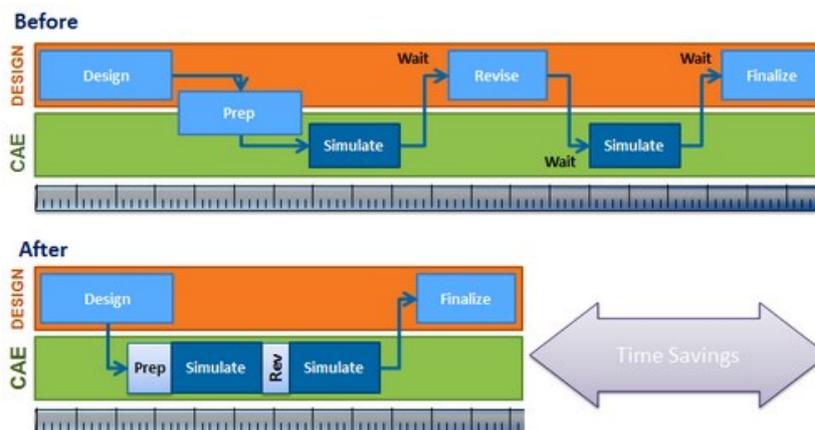


Abbildung 13: Mögliche Zeitersparnis durch den CAE Prozess, Onlinequelle: Spaceclaim, [02.08.2021]

<sup>2</sup> Vgl. Eigner/Roubanov/Zafirov (2014), S175f.

<sup>3</sup> Vgl. Vajna u. a. (2018), S. 15.

<sup>4</sup> Vgl. Vajna u. a. (2018), S. 58.

Ein zusätzliches Ziel eines intelligenten CAE Prozesses ist die Zeitersparnis durch Aufwandsreduktion von Dateitransformationen zwischen den Prozessschritten (Abbildung 13).

## 2.2 Anwendung

Speziell zur Untersuchung in dieser Arbeit werden die Mehrkörpersysteme (MKS) und die Finite Elemente Methode (FEM) genauer erläutert. Diese Anwendungsgebiete in der CAE Familie sollen hilfreiche Erkenntnisse bei der Auslegung einer neuen Hydraulikstütze für den Siebmaschinenprobelauf bringen. Hierbei steht nicht die Zeitersparnis im Produktentstehungszyklus an erster oberster Stelle, sondern eine Ressourcenreduzierung im Bereich der Prototypenfertigung und des Testens.

### 2.2.1 Mehrkörpersysteme (MKS)

Mehrkörpersimulationen bestehen aus mechanischen Ersatzmodellen und bilden die Realität so gut wie möglich ab. Wichtig ist hierbei eine richtige Einschätzung der Beziehungsparameter innerhalb der zusammenhängenden Komponenten.<sup>5</sup>

Die Analyse zusammenhängender mechanischer Systeme kann mithilfe von CAD-MKS-Prozessketten getätigt werden. Im speziellen werden die Bewegungsinteraktionen der zusammenhängenden Körper untersucht. Diese Bauteile bzw. Systeme werden durch Gelenke oder andere Verbindungselemente miteinander verknüpft und mit Eigenschaften versehen. Typische Verbindungselemente können sein: Feder, Dämpfer, Bolzen, Schrauben, usw. Die Eigenschaftenzuweisung kann in Form von Freiheitsgraden zueinander abhängigen Körpern oder definierten Bewegungs- und Kraftparameter erfolgen. Die MKS-Simulation stellt eine Bewegungsgleichung auf und berechnet die Auswirkung des CAD-Modells und den eingearbeiteten Randbedingungen in das System.<sup>6</sup>

Hinzu können komplexere Einspannungen durch die Antriebstechnik kommen. Diese sogenannten „Koppelemente“, wie z.B.: Hydraulikzylinder oder Elektromotoren, können ebenfalls in die MKS eingebunden werden. Je nach gewünschtem Genauigkeitsgrad der Untersuchung und Simulationsaufwand können Regelabweichungen der Positioniergenauigkeit berücksichtigt oder vernachlässigt werden. Es muss jedoch auf alle Fälle beachtet werden, dass alle zusammenhängende Körper einen definierten Beziehungsparameter benötigen.<sup>7</sup>

Ist dies nicht der Fall, können aktive und passive Komponenten unerwünschte kinematische Bedingungen am System hervorrufen. Bei korrekter Einarbeitung der Randbedingungen erfolgt, aufgrund der Bewegungen, eine Ermittlung der entstehenden Kräfte.<sup>8</sup>

---

<sup>5</sup> Vgl. Klein (2012), S. 279.

<sup>6</sup> Vgl. Eigner/Roubanov/Zafirov (2014), S.177ff.

<sup>7</sup> Vgl. Vajna u. a. (2018), S. 345f.

<sup>8</sup> Vgl. Klein (2012), S. 280.

## 2.2.2 Die Finite Elemente Methode (FEM)

Die FEM zählt zu einem Arbeitsschritt und Werkzeug im CAE-Prozess. Im Gegensatz zu den MK-Systemen, zielt die FEM auf die Untersuchung von Problemen ab und fokussiert sich nicht auf kinematische Analysen, sondern ist verantwortlich für die Berechnung und Darstellung der relevanten Zonen. Das bedeutet, die FEM ist in den meisten Fällen ein notwendiger Prozessschritt zur Feststellung kritischer Bereiche und zur Hilfestellung bei Bauteildimensionierung.

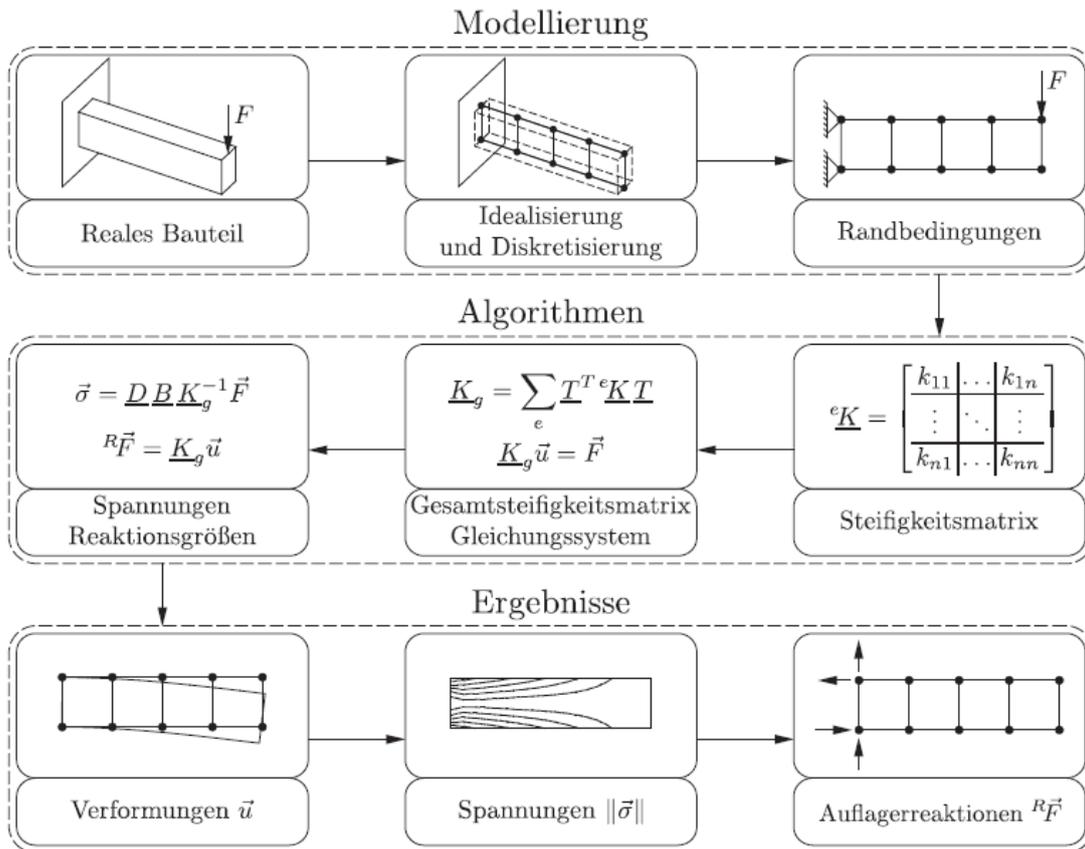


Abbildung 14: Schritte der FEM, Quelle: Steinke (2015), S.4.

### 2.2.2.1 Modellierung

Die erste konstruktive Phase ist die Erstellung eines CAD-Modelles. Dieses bietet die erste Ausgangsgeometrie für die weiteren Untersuchungen, dabei ist es ratsam, dass das Modell nur mit den relevanten Geometrien ausgestattet ist. Aufwändige Geometrien und detaillierte Ausführungen von realen Bauteilen führen zu einer komplexen Berechnung und damit zu einer erhöhten Rechenzeit.<sup>9</sup>

Die Diskretisierung stellt die Zerteilung des Gebietes in kleine definierte Elemente dar, sie ist so zu wählen, dass die Ergebnissenauigkeit hoch genug ist. Je feiner das finite Netz, desto detaillierter wird das Problem untersucht, was aber zu einer erhöhten Anzahl an Rechenoperationen führt. Dabei werden je nach Anwendungsfall Knotenpunkte in zwei- oder dreidimensionaler Aufteilung erzeugt. Im nächsten Schritt hat

<sup>9</sup> Vgl. Steinke (2015), S. 4.

der Anwender die Aufgabe dem Modell Randbedingungen zuzuordnen, wie sie auch in der Realität vorkommen. Diese Phase wird auch „Pre-Processing“ bezeichnet.

### 2.2.2.2 Algorithmen

Die generelle Arbeitsweise der FEM ist die Aufstellung und Berechnung von großen Gleichungssystemen zur Untersuchung der Gleichgewichtsbedingungen unter Einbeziehung interner und externer Beeinflussungen bezogen auf ein Bauteil oder System. Die durch die Diskretisierung entstandenen Elemente/Knotenpunkte werden in einer Steifigkeitsmatrix aufgenommen. Die Steifigkeitsmatrix wird durch die hohe Anzahl an Knotenpunkten ständig vergrößert und endet in einer Gesamtsteifigkeitsmatrix, welche alle relevanten Elementarknoten für den geforderten Betrachtungsfall beinhaltet. Zu Lösung der primären Ergebnisvariablen wird die Gesamtsteifigkeitsmatrix invertiert. Mithilfe der berechneten Verschiebungen der Knotenpunkte und den physikalischen Eigenschaften der verwendeten Werkstoffe, liefert die Berechnung die auftretenden Spannungen und Reaktionsgrößen an der untersuchten Stelle. Diese wiederum können mittels Software in der „Post-Processing“ Phase visualisiert werden. <sup>10</sup>

### Beispiel am Zug-Druck-Stab

Der Zug-Druck-Stab dient als Beispiel zur Herleitung der FE-Methode. Hierbei werden nur Verschiebungen und Kräfte entlang des Zug-Druck-Stabes betrachtet. Den grundlegenden Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung bezogen auf einem eindimensionalen Körper liefert das Hookesche-Gesetz nach Gl. 2.10.

$$\sigma = E * \varepsilon \quad (2.10) \quad \begin{array}{l} \sigma / \frac{N}{m^2} \text{ Spannung} \\ E / \frac{N}{m^2} \text{ E-Modul} \\ \varepsilon / \frac{m}{m} \text{ Dehnung} \end{array}$$

Im linear elastischen Zustand kann die Spannung  $\sigma$  und die Dehnung  $\varepsilon$  wie folgt beschrieben werden:

$$\sigma = \frac{F}{A}, \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (2.11) \quad \begin{array}{l} F/N \text{ Kraft} \\ A/m^2 \text{ Querschnittfläche} \end{array}$$

Wie in Kapitel 2.2.2.2 beschrieben, ist die Verschiebung die erforderliche Größe zur Berechnung der Spannungswerte. Daher wird die Gleichung in Gl. 2.10 in Gl. 2.11 eingesetzt und nach  $\Delta l$  umgestellt.

$$\Delta l = \frac{F}{\frac{E * A}{l}} = \frac{F}{k} \quad (2.12) \quad k / \frac{N}{m} \text{ Federkonstante}$$

---

<sup>10</sup> Vgl. Steinke (2015), S. 4.

Dadurch ergibt sich mit  $k$  die Federkonstante und wird in der FE-Darstellung als Steifigkeit des Stabes herangezogen. Die Größen, die damit zu Verfügung stehen, können in ein FEM-Rechenmodell überführt werden.<sup>11</sup>

$$k = \frac{E * A}{l} \quad (2.13)$$

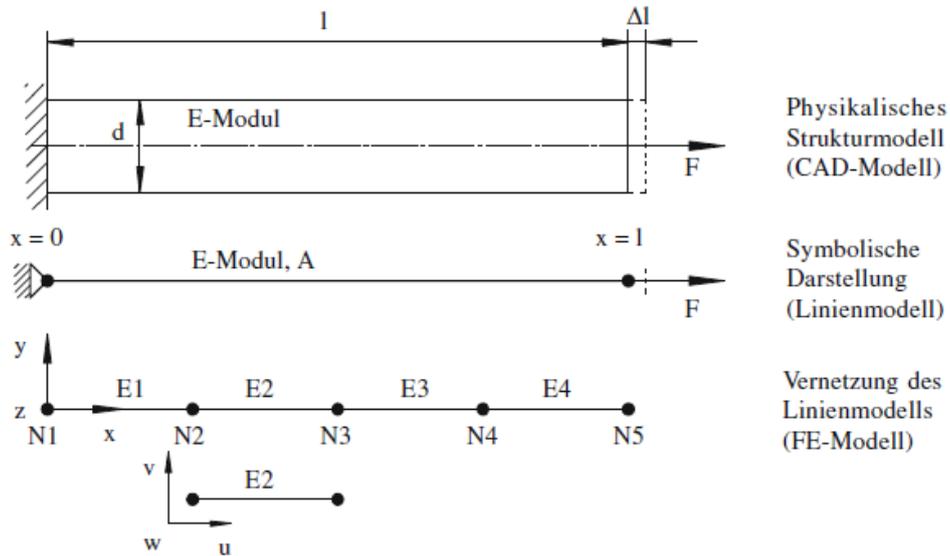


Abbildung 15: Schrittweise Modellbildung eines Zug-Druck-Stabes v.o.n.u., Quelle: Schier (2011), S. 49.

Die obige Abbildung zeigt den Zug-Druck-Stab vom CAD-Modell bis zur Diskretisierung inklusive der Randbedingungen (Einspannungen, Krafrichtung, FE-Netz, Elementarknoten). Jede Verschiebung zwischen den Elementarknoten N1 bis N5 wird untersucht. Recherchiert werden diese Verschiebungen und Kräfte am Anfangspunkt mit  $F_{1,1}$ ,  $u_{1,1}$  sowie dem Endpunkt  $F_{1,2}$ ,  $u_{1,2}$ . Ein lokales Koordinatensystem bietet die Möglichkeit des Aufsetzens des Berechnungsmodells. Bis zu einer eintretenden Verschiebung bleiben globales Koordinatensystem  $(x, y, z)$  und lokales Koordinatensystem  $(u, v, w)$  kongruent. Erst danach ergeben sich aus den Knotenkräften  $F_{i,1}$  die Knotenverschiebungen  $u_{i,1}$ . Somit ergibt sich beispielweise für die Verschiebung  $u_i$ :

$$u_{i,1} = \frac{F_{i,1} * l}{E * A} = \frac{F_{i,1}}{k} \quad (2.14)$$

Durch Festhalten des Anfangsknotens (N1) und des nachfolgenden Endknotens (N2) kann die Kräftegleichgewichtsbedingung aufgestellt werden

$$F_{1,1} - k * u_{1,1} + k * u_{1,2} = 0 \quad (2.15)$$

$$F_{1,2} - k * u_{1,1} + k * u_{1,2} = 0 \quad (2.16)$$

<sup>11</sup> Vgl. Schier (2011), S. 48.

Nach  $F$  umgeformt können die Gleichungen 2.15 und 2.16 in die Matrixschreibweise gebracht werden. Aufgrund der Verknüpfung der Vektoren der Knotenkräfte und der Vektoren der Knotenverschiebungen entsteht eine Elementsteifigkeitsbeziehung für das Stabelement. <sup>12</sup>

$$\begin{bmatrix} F_{1,1} \\ F_{1,2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} u_{1,1} \\ u_{1,2} \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

$$[F] = [k] * [u]$$

Die Gleichung 2.17 stellt nur die Beziehung eines Elementes (E1) dar. Für die Beschreibung der weiteren Elemente im Beispiel Zug-Druck-Stab (Abbildung 15), wird um die weiteren Elementarknoten (N) die Anzahl der Gleichung um eins erhöht. Weiters können Vereinfachungen angewandt werden, da die Verschiebung am Knoten (N2)  $u_{1,2} = u_{2,1}$  ist und als  $U_{x2}$  bezeichnet wird. Ebenso wirkt in diesem Punkt ein Kräftegleichgewicht, welches  $F_{1,2} + F_{2,1} = 0$  zur Folge hat. Für die spätere Berechnung wird die Matrix in das globale Koordinatensystem überführt. Unter Berücksichtigung aller Elemente (E1 bis E4) entsteht die Gesamtsteifigkeitsmatrix mit:

$$\begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{x2} \\ F_{x3} \\ F_{x4} \\ F_{x5} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{e1} & -k_{e1} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{e1} & k_{e1} + k_{e2} & -k_{e2} & 0 & 0 \\ 0 & -k_{e2} & k_{e2} + k_{e3} & -k_{e3} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{e3} & k_{e3} + k_{e4} & -k_{e4} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{e4} & k_{e4} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} U_{x1} \\ U_{x2} \\ U_{x3} \\ U_{x4} \\ U_{x5} \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

Danach werden die definierten Randbedingungen eingearbeitet:

- Die Lagerstelle lässt keine Verschiebung zu (fixierte Lagerung)  $\rightarrow U_{x1} = 0$
- Die äußere Kraft entspricht der letzten Kraft am Knoten N5  $\rightarrow F_{x5} = F$
- Die inneren Kräfte befinden sich im Gleichgewichtszustand  $\rightarrow F_{x2} = F_{x3} = F_{x4} = 0$
- Die erste Kraft am Knoten N1 entspricht der Lagerreaktionskraft  $\rightarrow F_{x1} = F_R$

$$\begin{bmatrix} F_R \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{e1} & -k_{e1} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{e1} & k_{e1} + k_{e2} & -k_{e2} & 0 & 0 \\ 0 & -k_{e2} & k_{e2} + k_{e3} & -k_{e3} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{e3} & k_{e3} + k_{e4} & -k_{e4} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{e4} & k_{e4} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ U_{x2} \\ U_{x3} \\ U_{x4} \\ U_{x5} \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

Erst nach der Einarbeitung der Randbedingungen kann das Gleichungssystem gelöst werden und es ergibt sich die Lösung der bislang unbekanntenen Verschiebungen <sup>13</sup>

<sup>12</sup> Vgl. Schier (2011), S. 50f.

<sup>13</sup> Vgl. Schier (2011), S. 51f.

**Vergleich klassische Berechnung und Software nach Beispiel Zug-Druck-Stab (Abbildung 15)**

- E-Modul $E = 2,1 * 10^5 \frac{N}{mm^2}$	- Stablänge $L = 200 \text{ mm}$	- Kraft $F = 10000 \text{ N}$
- Knotenanzahl $N = 5$	- Elementlänge $l = 50 \text{ mm}$	

$$U_{x_n} = \frac{F}{k} + U_{x_{n-1}} \rightarrow U_{x_5} = \frac{F}{k} + U_{x_4} = \frac{10000 \text{ N}}{\frac{200000 \frac{N}{mm^2} + 100mm^2}{50mm}} = 0,1mm \quad (2.20)$$

Die Verschiebung  $U_{x_5}$  am letzten Knotenpunkt N5 ergibt 0,1 mm.

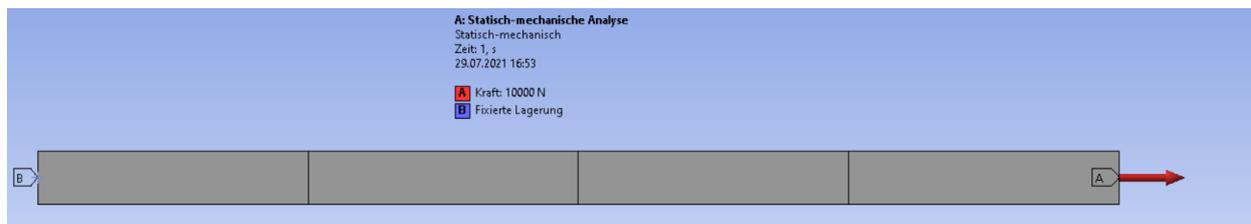


Abbildung 16: Zug-Druck-Stab Beispiel mithilfe einer FEM-Software, Quelle: Eigene Darstellung

Nach der Berechnung in der Software ergibt sich folgendes Ergebnis:

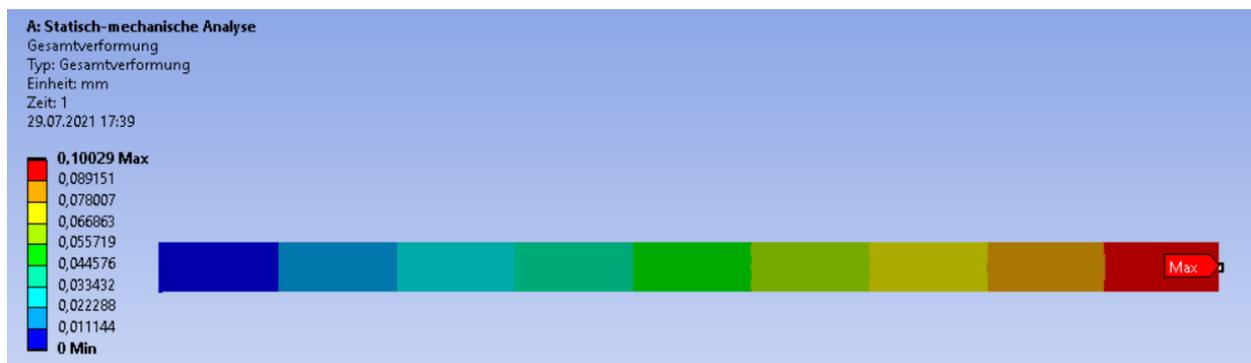


Abbildung 17: Ergebnis der Simulation Zug-Druck-Stab, Quelle: Eigene Darstellung

Die Berechnung eines Stabmodells mit einem Kraftvektor, wie in diesem Beispiel, beruht lediglich auf einer eindimensionalen Betrachtungsweise. Mit steigender Anzahl an Dimensionen und Ebenen in einem Problem erhöht sich die Anzahl der Elementsteifigkeitsmatrizen. Dieses führt wiederum zu einer komplexer werdenden Gesamtsteifigkeitsmatrix und wesentlichen Erhöhung der Rechenzeit.

### 3 DIE HYDRAULIK ALS POSITIONIERSYSTEM

Für diese Masterarbeit wird die Hydraulik als Antriebstechnologie zu Höhenverstellung der Stützen in Betracht gezogen und in den folgenden Kapiteln näher erläutert. Aufgrund der verschiedensten Bauformen diverser hydraulischer Komponenten, ist diese Technologie in der Industrie weit verbreitet. Das Ziel ist es, durch die Recherche der Hydraulik Erkenntnisse zu generieren, in welchem Ausmaß diese Technologie einen sinnvollen Einsatz in den neu konzipierten Stützen findet. Weiters soll geklärt werden, inwiefern Sicherheitseinrichtungen über die Hydraulik realisierbar sind und welche Möglichkeiten kosteneffizient eingesetzt werden können. Aufgrund der dynamisch auftretenden Kräfte auf das Stützwerk während der Probelaufphase soll als Ergebnis eine Entscheidung getroffen werden können, ob die Hydraulik ausreichende Einsatzmöglichkeiten von Sicherheitseinrichtungen bietet oder diese verstärkt mechanisch ausgeführt werden müssen.

Die Hydraulik bietet wegen ihrer prinzipiellen Funktionsweise einige Vorteile, um für diesen Einsatzfall in Betracht gezogen zu werden.

<b><u>Vorteile</u></b> <sup>14</sup>	<b><u>Möglichkeiten durch diese Vorteile</u></b>
Einfache Erzeugung von lineareren Bewegungen	Höhenverstellung der Stützen ist eine lineare Bewegung
Erzeugung großer Kräfte bzw. hohe Energie- und Leistungsdichte	Kleine Zylinder sollen großen Kräften und Momenten standhalten
Stufenlose Veränderung der Bewegungsrichtung	Möglichkeit einer einfachen Bedienung zum Anheben und Absenken der Maschine
Überlastungsschutzeinrichtungen durch Ventile und einfache Messung der Belastungen durch Drucksensoren	Möglichkeit einer einfachen Realisierung von Sicherheitseinrichtungen
Erhöhung des Automatisierungsgrades durch Einsatz elektrohydraulischer Komponenten (Fluidtronik)	Reduzierung von Zeitaufwände beim Aufbau der Probelaufstände

Tabelle 2: Vorteile und Möglichkeiten der Hydraulik, Quelle: Eigene Darstellung

#### 3.1 Hydraulikanlage

Die grundlegende Arbeitsweise der hydraulischen Antriebstechnik ist die Umwandlung von Leistung (mechanisch → hydraulisch → mechanisch). Eine Wandlungskomponente, wie ein Elektro- oder Verbrennungsmotor, transformiert mechanisch erzeugte Leistung  $P$  in hydraulische Leistung. Diese wird dann nicht mehr mit dem Formelzeichen  $P$  (Power) beschrieben, sondern es entsteht ein messbarer Volumenstrom  $Q$ , sowie ein Druck  $p$  in diesem System. Mithilfe einer Pumpe (Verdrängereinheit) können

<sup>14</sup> Vgl. Gebhardt/Weber (2020), S. 6.

## Die Hydraulik als Positioniersystem

die Volumenströme  $Q$  entweder konstant oder veränderbar gesteuert werden. Je nach Verbraucher müssen die Pumpen unterschiedliche Volumenströme fördern können, um durch erzeugten Druck eine bestimmte hydraulische Leistung in mechanische Leistung umwandeln zu können. Die Anforderung an das System entscheidet über die verbaute Komponente in welcher Bewegungsrichtung die mechanische Leistung abgerufen wird (Hydromotoren für rotierende Bewegungen, Zylinder für translatorische Bewegungen).<sup>15</sup>

$$Q_{th} = V * n \quad (3.10) \quad Q_{th} / \frac{1}{\text{min}} \quad \text{Theoretischer Volumenstrom}$$

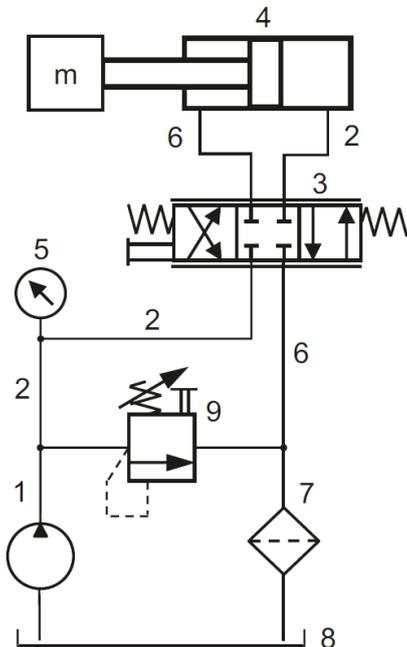
$$V / \text{dm}^3 \quad \text{Volumen}$$

$$n / \frac{1}{s} \quad \text{Drehzahl}$$

Drehzahl  $n$  der Pumpen und Verdrängungsvolumen  $V$  sind verantwortlich für den theoretischen Volumenstrom in der Anlage. Im Betriebszustand der Pumpe saugt sie das Fluidmedium an und verteilt es in allen zugänglichen Bauteilen. All diese Bauteile wirken dem Volumenstrom entgegen, was dazu führt, dass sich im System ein Druck aufbaut. Die Umwandlung der Leistungen zwischen der mechanischen Antriebsleistung von Pumpen und Abgabeleistung bei Motoren setzt sich wie folgt zusammen:

$$P = M * 2\pi * n = Q * \Delta p \quad (3.11) \quad M / \text{Nm} \quad \text{Drehmoment}$$

$$p / \text{bar} \quad \text{Druck}$$



- 1... Pumpe
- 2... Leitungen
- 3... Steuereinrichtung
- 4... Arbeitszylinder
- 5... Manometer
- 6... Leitungen
- 7... Filter
- 8... Behälter
- 9... Druckbegrenzungsventil

Abbildung 18: Komponenten eines Hydrauliksystems, Quelle: Gebhardt/Weber (2020), S. 8.

<sup>15</sup> Vgl. Findeisen/Helduser (2015), S. 7f.

Zu den häufigsten eingesetzten Pumpen zählen die Zahnradpumpen. Sie arbeiten nach dem Verdrängerprinzip und gehören der Gruppe der Drehkolbenpumpen an. Je nach Bauart (Außenverzahnung, Innenverzahnung) treibt ein Motor die Antriebswelle an, auf der ein Zahnrad befestigt ist. Dadurch wird ein weiteres Zahnrad angetrieben, es dreht sich in entgegengesetzter Richtung. Aufgrund dieser Anordnung bildet sich durch die entstehende Zahnücke eine Volumenvergrößerung, was zu einem Unterdruck und einem Ansaugen der Flüssigkeit führt. Auf der Abtriebsseite tritt eine Volumensverkleinerung aufgrund der ineinandergreifenden Zähne ein und verdrängt das Fluid in die Druckleitung.<sup>16</sup>

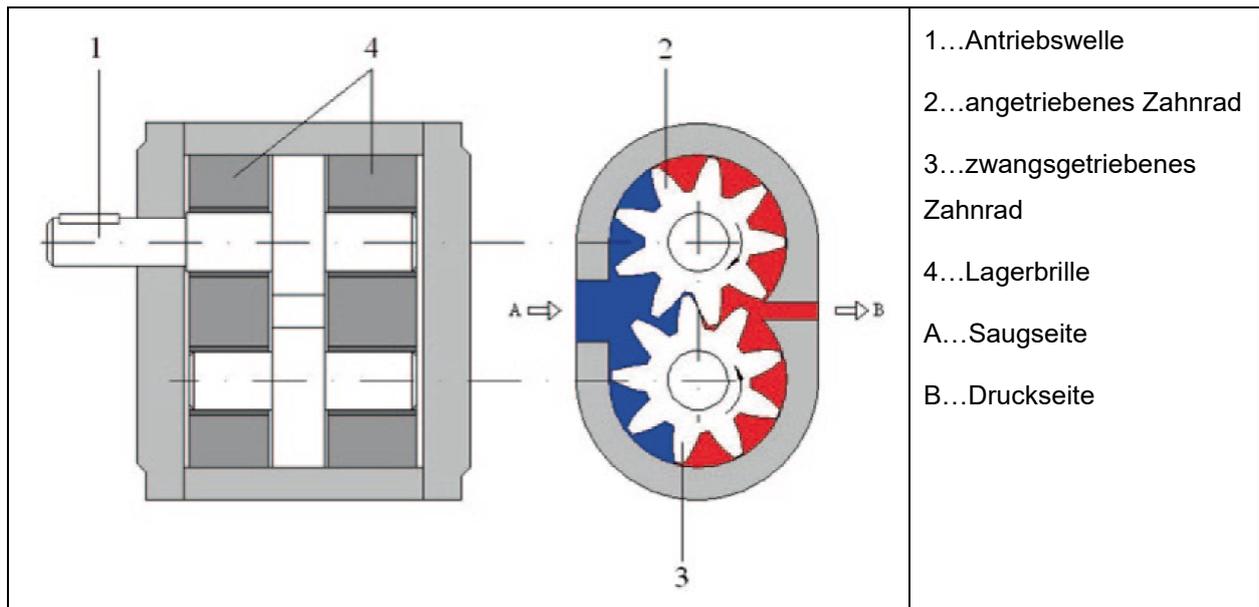


Abbildung 19: Zahnradpumpe in Schnittdarstellung, Quelle: Will/Gebhardt (2014), S. 166.

Die Gruppe der Druckventile erzeugt Druckdifferenzen zwischen Ein- und Ausgang bei Hydraulikelementen und beeinflussen so die Größe des Druckes. Ein Druckbegrenzungsventil (Abbildung 18, Punkt 9) schützt die gesamte Hydraulikanlage vor Überlastung. Über eine Federvorspannung kann der Grenzdruck eingestellt werden. Tritt der Fall ein, dass die einwirkende Kraft diese Vorspannung übersteigt, kann der Volumenstrom über den Rücklauf zurückfließen und der Druck bleibt vor dem Ventil aufrecht. Inmitten des Umwandlungsprinzips der Leistungen (Abbildung 20) ist die Gruppe der Steuer- und Regelungseinrichtungen. Diese haben die Aufgabe die Art und Weise bzw. die Größe der Leistungsumwandlung zu beeinflussen.

<sup>16</sup> Vgl. Gebhardt/Weber (2020), S. 127f.

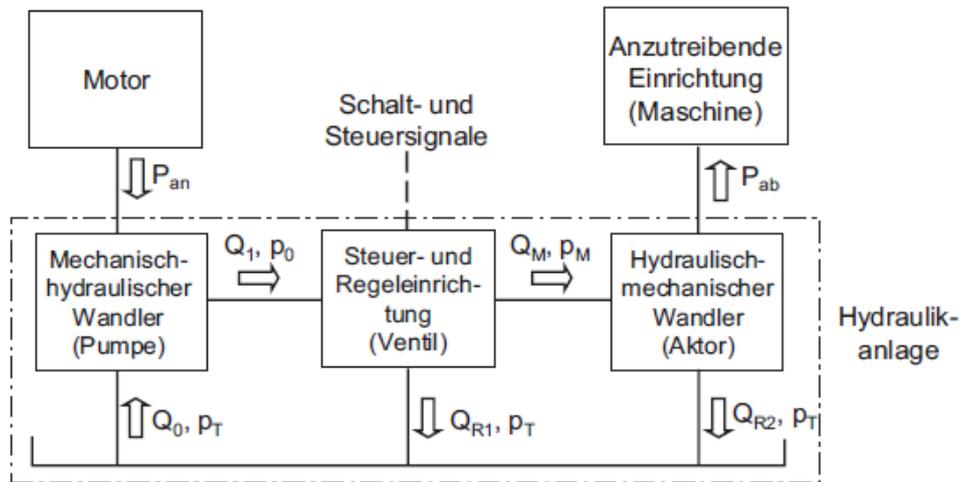


Abbildung 20: Wirkungsprinzip Hydraulikanlage, Quelle: Gebhardt/Weber (2020), S. 9.

Stromventile verändern den Durchflussquerschnitt und beeinflussen so den Volumenstrom in der Anlage oder in einem gewünschten Bereich. Wegeventile sind für die definierten Wege des Mediums verantwortlich, egal ob richtungsweisend, Vor- oder Rücklauf oder ein gesteuerter Halt. Die letzte Gruppe sind die Sperrventile, die den Volumenstrom richtungsabhängig freigeben oder sperren können. Hinzu kommen weiters: Filter, Behälter, Leitungen zur Übertragung, Messgeräte, Kühleinrichtungen, etc. <sup>17</sup>

### 3.2 Fluidmedium

Es ist die inkompressible Flüssigkeit (Hydrauliköl), die diese Technologie so leistungsstark und universell einsetzbar macht. Neben den Hauptaufgaben von Druckflüssigkeiten, wie die der Kraftübertragung durch unterschiedliche Zusammensetzungen, bieten die Hydrauliköle auch Sekundäreigenschaften, wie: <sup>18</sup>

- Schmierung von Komponenten und Reduzierung von Reibungsverlusten
- Guter Abtransport von Wärmeenergie vom Entstehungsort
- Schutz vor Korrosion an empfindlichen Stellen
- Abtransport von Verschleißpartikeln

Des Weiteren müssen die Medien je nach Einsatzfall zusätzliche Eigenschaften wie: Umweltverträglichkeit, Nichtbrennbarkeit, Produktverträglichkeit oder Wirtschaftlichkeit besitzen. Am häufigsten kommen Mineralöle als Druckflüssigkeitsmedium zum Einsatz. In der konventionellen Hydraulik sind diese Öle sehr beliebt, da sie bei vielen stationären Anlagen eingesetzt werden die hohen Leistungen übertragen müssen. Diese können legiert oder unlegiert ausgeführt sein. Weitere Flüssigkeitsarten wären schwerentflammbare Druckflüssigkeiten, biologisch schnell abbaubare Druckflüssigkeiten, etc. <sup>19</sup>

<sup>17</sup> Vgl. Gebhardt/Weber (2020), S. 9f.

<sup>18</sup> Vgl. Will/Gebhardt (2014), S. 18f.

<sup>19</sup> O.V. Maschinenbau-wissen (2009), [16.08.2021]

Der Kennwert zur Beschreibung der Fließfähigkeit wird als Viskosität bezeichnet. Sie ist ein Maß für die innere Reibung einer Flüssigkeit, was bedeutet, dass zähflüssige Öle als hochviskose Öle und dünnflüssige Öle als niedrigviskos deklariert werden.<sup>20</sup>

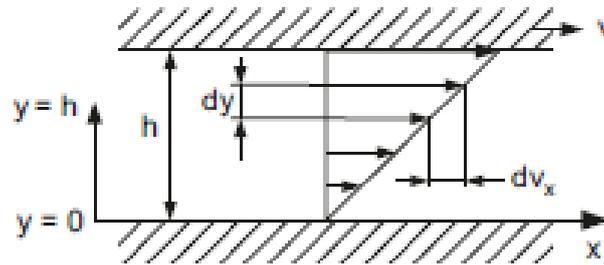


Abbildung 21: Herleitung der Viskosität nach „Newton“, Quelle: Gebhardt/Weber (2020), S. 19.

Die obige Abbildung zeigt die Verhältnisse im Fluidspalt, wenn sich gegeneinander bewegende Festkörper. Durch ein Verschieben einer Platte mit einer Kraft  $F$  und Geschwindigkeit  $v$  bzw. einer Relativgeschwindigkeit  $dv_x$  der Platten zueinander, verhält sich die entstehende Scherkraft proportional zur Geschwindigkeit  $v$ , zur Flächengröße der Platte  $A$  und umgekehrt proportional zum Abstand  $h$ . Dadurch entsteht folgender Zusammenhang:<sup>21</sup>

$$F \sim v \sim A \sim \frac{1}{h} \quad (3.20)$$

Wobei die Geschwindigkeitsdifferenz  $dv_x$  pro Filmdicke  $d_y$  als Schergefälle  $D$  bezeichnet wird.

$$D = \frac{dv_x}{dy} \quad (3.21)$$

Als Schubspannung  $\tau$  wird danach die benötigte Scherkraft  $F$  pro Fläche bezeichnet, die benötigt wird, um eine Verformung in Fließrichtung zu erzeugen. Mit der allgemeinen Formel für der Schubspannung  $\tau$ , die lautet,

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A} \quad (3.22)$$

Damit kann eine Beziehung zwischen Schubspannung  $\tau$  und Schergefälle  $D$  hergestellt werden. Der Wert zur Erfüllung der Gleichgewichtsbedingung ist der Proportionalitätsfaktor - die dynamische Viskosität  $\eta$ .

$$\frac{F}{A} = \eta \frac{dv_x}{dy} \quad (3.23)$$

Bezieht man in weiterer Folge die Dichte mit ein, so erhält man aus der dynamischen Viskosität die kinematische Viskosität  $\nu$  (üblicherer Gebrauch in der Praxis, das Viskosität-Dichte-Verhältnis).

<sup>20</sup> Vgl. Watter (2017), S. 17f.

<sup>21</sup> Vgl. Gebhardt/Weber (2020), S. 19.

$$v = \frac{\eta}{\rho} \text{ in } \frac{\text{mm}^2}{\text{s}} \quad (3.24)$$

Des Weiteren ist das Fließverhalten nicht nur vom Druck abhängig, sondern auch von der Temperatur. Dieser nichtlineare Zusammenhang wurde durch Messungen experimentell untersucht und wird mithilfe von Diagrammen und Näherungsgleichungen beschrieben (Abbildung 22 und Abbildung 23). Zudem gibt es sogenannte „nichtnewtonsche Fluide“, die vermehrt einen nichtlinearen Zusammenhang bei Einwirkung von Druck und Temperatur besitzen. <sup>22</sup>

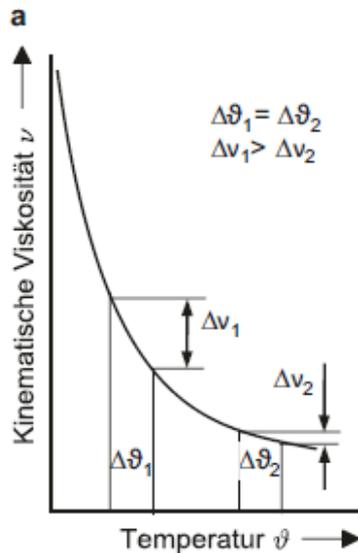


Abbildung 22: Viskositäts-Temperaturverhalten, Quelle: Gebhardt/Weber (2020), S. 21.

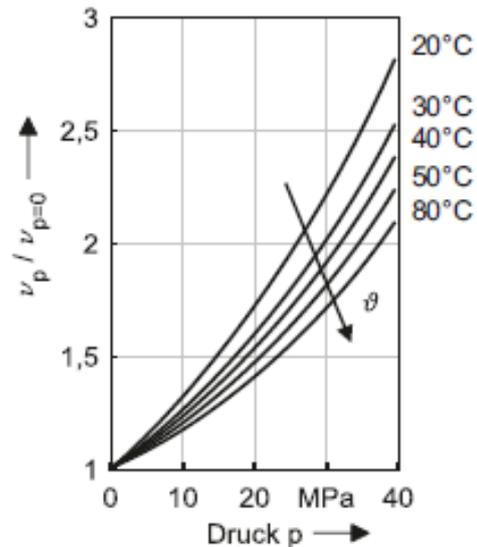


Abbildung 23: Viskositäts-Druck-Verhalten, Quelle: Gebhardt/Weber (2020), S. 21.

Die Kompressionsmodule von Druckflüssigkeiten bewegen sich im Bereich von 1-3,5 Megapascal (MPa). Gegenüber dem E-Modul von Stahl, der bei ca. 200 MPa liegt, kann unter Umständen die Druckflüssigkeit unter hohem Druck eine Steifigkeitsschwachstelle in einem System darstellen. Die hydraulische Steife  $c_{hy}$  ist demnach so hoch wie möglich auszulegen, da sie in direktem Zusammenhang mit der Rohrfläche  $A$ , dem Druck  $p$ , dem Volumen  $V$  und dem Kompressionsmodul  $K$  steht. <sup>23</sup>

$$c_{hy} = \frac{A^2 * \Delta p * K}{V * \Delta p} = \frac{A * K}{l} \text{ in } \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (3.25)$$

Bei hohen erforderlichen Steifigkeiten in einem System sind große Kolbenflächen und kleine Längen von Vorteil. Daher ergeben sich niedrige Arbeitsdrücke. Bei konstanten Abmessungen führt ein steigender Druck zu einer höheren Steifigkeit, aufgrund des Kompressionsmoduls der Flüssigkeit. <sup>24</sup>

<sup>22</sup> Vgl. Gebhardt/Weber (2020), S. 21.

<sup>23</sup> Vgl. Gebhardt/Weber (2020), S. 27.

<sup>24</sup> Vgl. Will/Gebhardt (2014), S. 27.

### Eigenschaften der Hydrauliköle (DIN 51757) Teil 3

Dichte (bei 15°C)  $\rho = 0,87$  bis  $0,9 \text{ kg/dm}^3$   
Volumenausdehnungskoeffizient  $\gamma = 6,5 \times 10^{-4} \text{ 1/K}$   
Mittlerer Kompressionsmodul  $E = 1,6 \times 10^9 \text{ N/m}^2 = 1,6 \times 10^8 \text{ bar}$   
Spezifische Wärme  $c = 1,885 \text{ kJ/kg K}$  (bei 20°C)  
Wärmeleitfähigkeit  $\lambda = 0,11$  bis  $0,14 \text{ W/K m}$  (bei 20°C)

Abbildung 24: Auszug aus Hydrauliköldatafenblatt, Onlinequelle: NZ-Hydraulikzylinder, [17.07.2021]

## 3.3 Hydraulikzylinderarten

Dieses Unterkapitel beschreibt einige gängige Zylinderarten, sowie deren Funktionsweise, um für das spätere Stützenkonzept die Auswahl eines geeigneten Hydraulikzylinders treffen zu können. Zusätzlich muss abgewogen werden können, welche Baugrößen im Verhältnis zur Leistung die Zylinderarten besitzen, um gegebenenfalls Probleme in der konstruktiven Phase der Stütze zu vermeiden.

### Einfluss des Hydraulikzylinders

Die Dimensionierung des Zylinders ist maßgebend für die Größe des Positionierbereiches der Stütze. Ein weiterer Aspekt ist die Arbeitsweise des Hydraulikzylinders, welches starken Einfluss auf das Design der Stütze nimmt. Zudem muss der Hydraulikzylinder die Einsatzmöglichkeiten besitzen auftretenden statischen und dynamischen Kräften standzuhalten, wenn er bei Probelaufstart nicht von der Stütze entkoppelt werden kann. In punkto Flexibilität, muss eine Untersuchung erfolgen, welche zusätzlichen Adaptierungen an Hydraulikzylinder angebracht werden können und wie sinnvoll diese sind.

### 3.3.1 Arbeitsweise

Hydraulikzylinder haben die Aufgabe die hydraulische Leistung wieder in mechanische Leistung umzuwandeln. Das bedeutet, ein Volumenstrom der Flüssigkeit drückt auf eine Fläche im Zylinder, der wiederum diese Energie in eine translatorische Bewegung umwandelt. Über Stromventile können Ein- und Ausfahrgeschwindigkeiten des Kolbens eingestellt werden.<sup>25</sup>

Durch seine Bewegungsweise wird ein Hydraulikzylinder auch Linearaktuator bezeichnet. Die grundlegenden Bestandteile sind der Kolben und das Rohr, in dem sich der Kolben bewegt. Das Rohr ist

---

<sup>25</sup> Vgl. Will/Gebhardt (2014), S. 195.

einseitig verschlossen und auf der anderen Seite durch den Zylinderkopf und der Kolbenstange nach außen abgedichtet. Die Kolbenstange ragt je nach Bauform aus dem Zylinder heraus. <sup>26</sup>

Zu beachten sind Verschleißerscheinungen auf der Kolbenstangenoberfläche, die zu Leckagen am Hydraulikzylinder führt. Immer größer werdende Riefen in der Kolbenstange begünstigen Ölaustritt aus dem Zylinder und Schmutzpartikeleintritt in die Kammer. <sup>27</sup>

Nach der Wirkungsweise werden einfachwirkende und doppelwirkende Hydraulikzylinder unterschieden. Einfachwirkende Zylinder (Abbildung 25) können nur in eine Richtung Arbeit verrichten. Die Rückwärtsbewegung erzeugt eine Feder oder eine Krafteinwirkung von außen. Doppelwirkende Zylinder haben gegenüber einfachwirkenden zwei nutzbare Arbeitsrichtungen. Hier liegt bei beiden Kolbenflächen Hydraulikflüssigkeit an und durch Verwendung von Wegeventilen kann die Arbeitsrichtung beliebig gesteuert werden. <sup>28</sup>

- Normzylinder, Tauchkolbenzylinder → einfachwirkend
- Differentialzylinder, Gleichlaufzylinder, Tandemzylinder → doppelwirkend
- Teleskopzylinder → einfach- oder doppelwirkend

### Einfachwirkender Zylinder

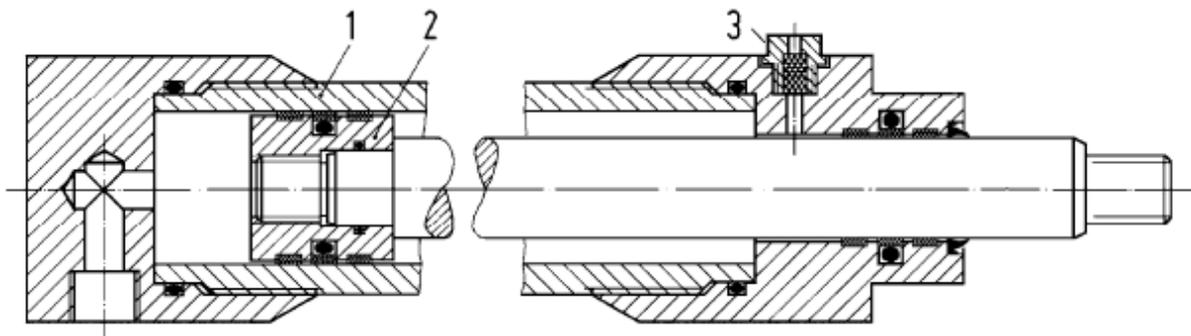


Abbildung 25: Normzylinder einfachwirkend, Zylinder (1), Kolben (2), Filter (3), Quelle: Matthies/Renius (2014), S. 97.

Ausschlaggebend für eine effiziente Kraftübertragung ist der Rauigkeitsgrad der Zylinderinnenfläche. Sie ermöglicht geringe Reibungsverluste und den Einsatz von speziellen Dichtungen. Der Kolben ist mit Führungs- und Dichtungselementen ausgestattet und diese sind ebenfalls durch einen kleinen Filter mit der Außenluft verbunden. <sup>29</sup>

<sup>26</sup> Katharina Juschkat, Konstruktionspraxis (2019), [12.08.2021]

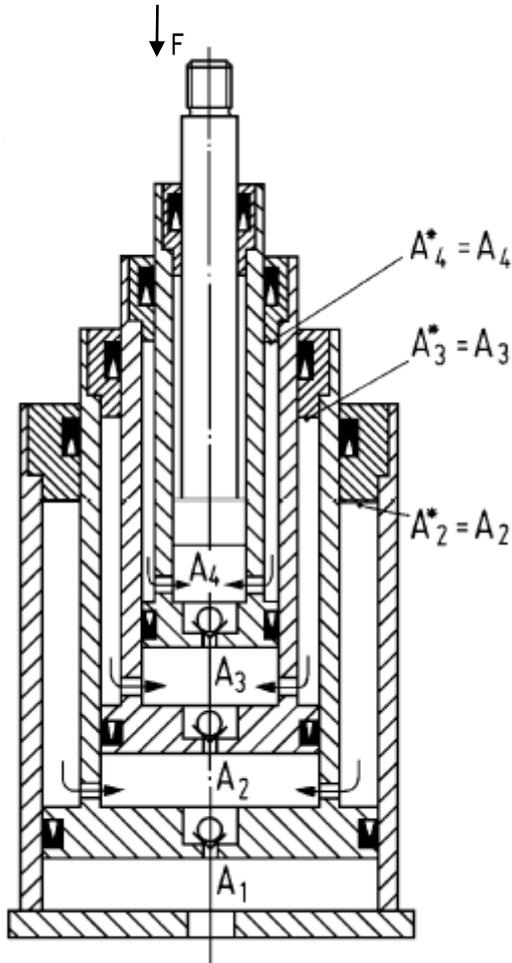
<sup>27</sup> Vgl. Gebhardt/Weber (2020), S. 166.

<sup>28</sup> Vgl. Bauer (2016), S. 114.

<sup>29</sup> Vgl. Matthies/Renius (2014), S. 98.

## Teleskopzylinder

Teleskopzylinder finden ihren Einsatz, wenn große Hübe bei geringer Einbauhöhe erreicht werden müssen. Großteils werden sie als einfachwirkende Zylinder eingesetzt sind aber auch als doppelwirkende erhältlich. Entscheidend für den richtigen Einsatzzweck bei Hydraulikzylinder ist das Aufbringen der erforderlichen Kraft. Bei Teleskopzylindern muss diese erforderliche Kraft der letzte Teilkolben aufbringen können.<sup>30</sup>



Bei einem einfach ausgeführten Teleskopzylinder baut sich bei eintretenden Volumenstrom ein Druck der ersten Fläche  $A_1$  auf und bewegt alle Teilkolben bis zu deren Anschlag. Danach wiederholt sich der Vorgang mit der Kolbenfläche von  $A_2$ . Den Maximaldruck  $p_4$  erreicht der Zylinder wenn auch der letzte Teilkolben ausgefahren ist. Die Abbildung 26 zeigt eine besondere Ausführung des Teleskopzylinders. Das Problem bei einfach ausgeführten Teleskopzylindern ist die Entstehung von Stößen, die durch Druck- und Geschwindigkeitssprünge bei Kolbenübergängen entstehen. Der Gleichlaufzylinder wirkt mit seinem speziellen Kammersystem diesem Problem entgegen und vermeidet das Auftreten von Ungleichförmigkeiten beim Aus- und Einfahren. Die einströmende Druckflüssigkeit befüllt nach der Kolbenfläche die Kreisringfläche  $A_2^*$ . Diese und die Kolbenfläche  $A_2$  sind flächenmäßig gleich, was dazu führt, dass sich alle Kolben gleichzeitig ohne Stöße bewegen.<sup>31</sup>

Abbildung 26: Gleichlauf-Teleskopzylinder, Quelle: Matthes/Renius (2014), S. 99.

Für die allgemeine Berechnung eines einfachwirkenden Zylinders ist nur die Kolbenfläche entscheidend. Die Arbeitsgeschwindigkeit  $v_A$  wird nur durch die Fläche  $A$  und dem Volumenstrom  $Q$  bestimmt.

$$v_A = \frac{Q}{A} \quad (3.30)$$

Die Auslegung eines Zylinders (Dimensionierung) kann nur berechnet werden, wenn die auf den Zylinder wirkende Kraft bekannt ist. Damit der Zylinder eine translatorische Bewegung ausführen kann, muss der

<sup>30</sup> Vgl. Matthes/Renius (2014), S. 98.

<sup>31</sup> Vgl. Matthes/Renius (2014), S. 99.

Kolben die erforderliche Kraft einer einwirkenden Belastung überwinden können. Daher muss die folgende Bedingung erfüllt sein: <sup>32</sup>

$$F_{Zmax} > F_Z \text{ wenn } F_Z \cong F_S + F_R \quad (3.31)$$

Das bedeutet, die maximale Zylinderkraft  $F_{Zmax}$  muss die erforderliche Kraft  $F_Z$  übersteigen. Diese wiederum setzt sich aus der Lastkraft  $F_S$  und den Reibungsverlusten  $F_R$  zusammen (Trägheitskräfte werden hier nicht berücksichtigt). Maximalkräfte und Geschwindigkeiten bei doppelwirkenden Zylindern sind zugleich abhängig von der Kreisringfläche des Kolbens. Der für den Rückwärtshub notwendige Druck baut sich in der zweiten Flüssigkeitskammer auf und beeinflusst den Vor- und Rücklauf. Das bedeutet, die erforderliche Leistung zum Ausbringen des verdrängten Fluids muss bei doppelwirkenden Zylindern berücksichtigt werden und bei einwirkenden nicht. <sup>33</sup>

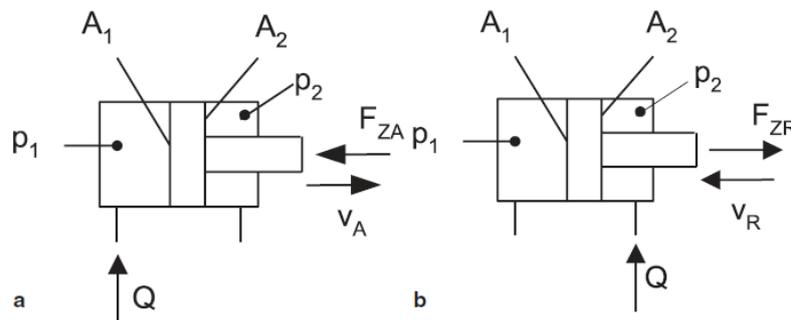


Abbildung 27: Doppelwirkender Zylinder, a...Ausfahren, b...Einfahren, Quelle: Will/Gebhardt (2014), S. 201.

$$F_{ZAmax} = A_1 * p_{1max} - A_2 * p_2 \quad (3.32) \quad F_{ZRmax} = A_2 * p_{2max} - A_1 * p_1 \quad (3.32a)$$

### 3.3.2 Knickung und Auslegung

Bei großen Ausfahrlängen gegenüber kleinen Durchmessern der Kolbenstange muss je nach Belastungsfall der Hydraulikzylinder auf Knickung berechnet werden. Dazu wird von einer Gleichgewichtsbedingung ausgegangen und den Berechnungsvorschriften nach Euler gefolgt. Der Schlankheitsgrad  $\lambda$  muss größer gleich einem Vergleichswert  $\lambda_g$  liegen. <sup>34</sup>

$$\lambda \geq \lambda_g \quad (3.33)$$

$$\lambda = \frac{l_k}{\sqrt{\frac{I_1}{A_3}}} \quad (3.34) \quad \begin{array}{l} l_k/\text{mm} \text{ Knicklänge} \\ I_1/\text{mm}^4 \text{ Flächenträgheit Kolbenstange} \end{array}$$

$$\lambda = \pi * \sqrt{\frac{E}{R_p}} \quad (3.35)$$

<sup>32</sup> Vgl. Gebhardt/Weber (2020), S. 171.

<sup>33</sup> Vgl. Will/Gebhardt (2014), S. 201.

<sup>34</sup> Vgl. Gebhardt/Weber (2020), S. 178.

Die Knicklänge  $l_k$  ist einer der Faktoren, die dazu beitragen wann die Stabilität des Stabes gefährdet wird und eine Formänderung eintritt. Die weiteren korrelierenden Faktoren sind: Beanspruchungsart, Querschnittsform des Stabes, Materialeigenschaften, Lagerung bzw. Einspannung der Stabenden. Kommt es zu einer eintretenden Formänderung bei zu hoher Belastung beschreibt die Literatur sie als „Eulersche Knickfälle“. <sup>35</sup>

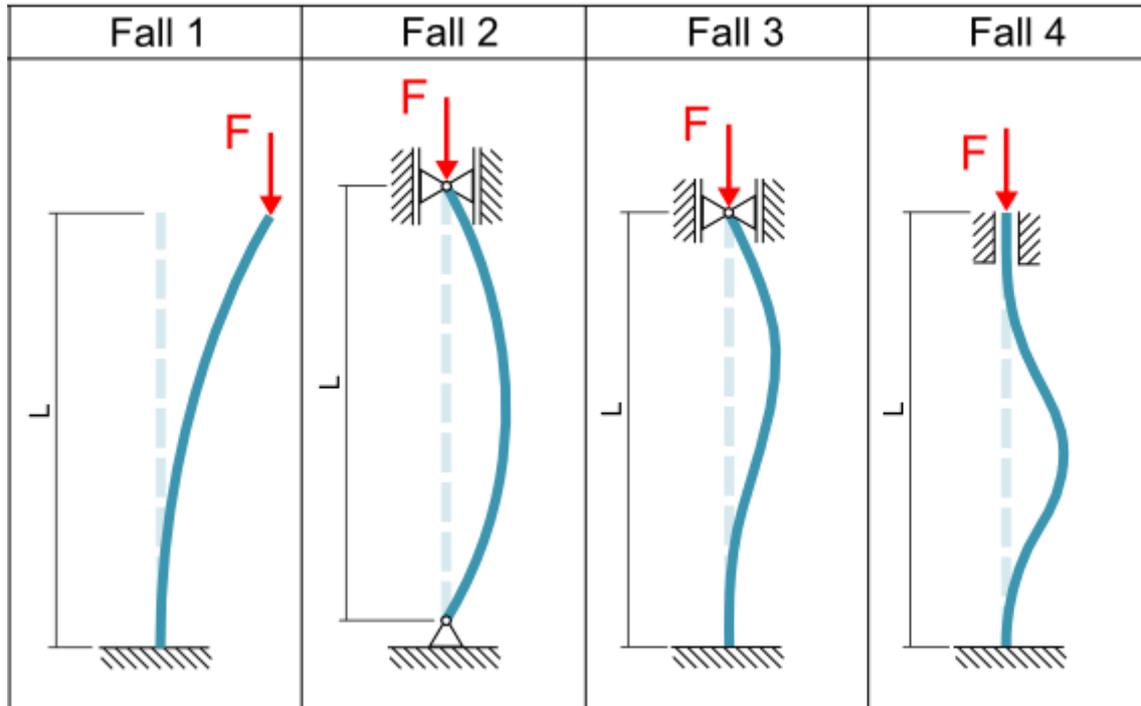


Abbildung 28: Eulersche Knickfälle,  $L$  beschreibt in dieser Abbildung die Knicklänge, Onlinequelle: Maschinenbauwissen, Mechanik [15.01.2022]

Die Randbedingungen eines Knickfalles, ist eine mittig einwirkende Kraft eines elastischen Stabes bei spezifischer Einspannung. Die Knicklänge  $l_k$  und die Einbeziehung eines Sicherheitsfaktors  $S$  sind notwendig für die Berechnung der maximal zulässigen axialen Kraft des gesamten Zylinders. Die auftretende Druckkraft auf den Zylinder darf die maximale Knickkraft  $F_k$  auf den Kolben nicht überschreiten und berechnet sich weiters aus dem Kolbenstangendurchmesser  $d_s$  und dem Einbaufaktor  $x$ . <sup>36</sup>

$$I = \frac{\pi}{64} * d_s^4 \quad (3.36) \quad d/\text{mm} \quad \text{Kolbenstangendurchmesser}$$

$$F_k = \frac{\pi^2 * E * I * x}{l_k^2 * S} \quad (3.37) \quad x \quad \text{Einbaufaktor}$$

$S$  Sicherheit

<sup>35</sup> O. V. Maschinenbauwissen, Mechanik, [15.01.2022]

<sup>36</sup> O.V. Haenchen, Technische-Informationen, [02.08.2021]

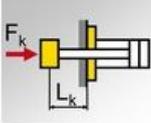
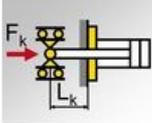
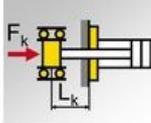
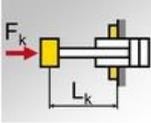
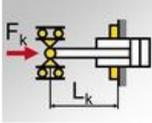
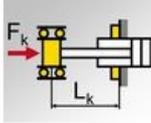
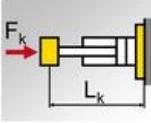
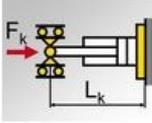
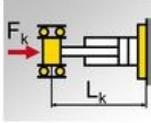
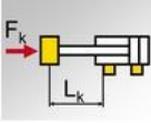
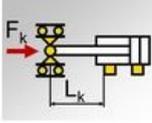
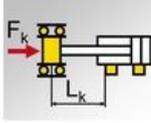
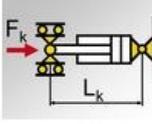
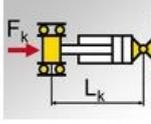
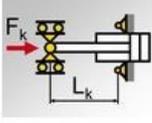
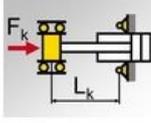
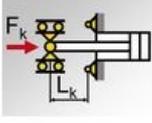
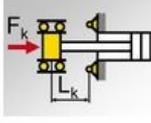
Befestigung Zylinder	Befestigung Kolbenstange		
	Stange frei beweglich	Stange gelenkig gelagert	Stange geführt gelagert
starr an der Stangenseite, z.B. Flansch	 $x=0,25$	 $x=2$	 $x=4$
Mittenflanschbefestigung	 $x=0,25$	 $x=2$	 $x=4$
starr an der Kolbenseite, z.B. Flansch	 $x=0,25$	 $x=2$	 $x=4$
Fußbefestigung	 $x=0,25$	 $x=2$	 $x=4$
Schwenkbefestigung kolbenseitig, z.B. mit Gelenklager		 $x=1$	 $x=2$
Schwenkzapfenbefestigung am Zylinderkörper		 $x=1$	 $x=2$
Schwenkzapfenbefestigung an der Stangenseite		 $x=1$	 $x=2$

Abbildung 29: Einbaufälle, Onlinequelle: Haenchen, Technische-Information, [02.08.2021]

Für entsprechende Sicherheitstechnische Anforderungen, schlägt die Literatur eine Berechnung auf Knicksicherheit vor. Dieses geschieht nicht nur für die Kolbenstange, sondern auch der Zylinderkörper wird mit einem Steifigkeitsfaktor  $k$  dargestellt. Diese darf aber nur angewandt werden, wenn der Kraftfluss normal auf die Kolbenstange wirkt und keine Biegekräfte auftreten. <sup>37</sup>

<sup>37</sup> Vgl. Gebhardt/Weber (2020), S. 178.

$$k = 1,6 - 0,6 * \left( \frac{I_1 * E_1}{I_2 * E_2} \right) \quad (3.38)$$

$k$	Steifigkeitsfaktor
$I_1/\text{mm}^4$	Flächenträgheit Kolbenstange
$I_2/\text{mm}^4$	Flächenträgheit Zylinderkörper
$E_1/\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	E-Modul Kolbenstangematerial
$E_2/\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$	E-Modul Zylinderkörpermaterial

Ist eine Berücksichtigung der Knickung abgeschlossen kann eine Auslegung des Zylinders erfolgen. Für die Berechnung eines doppelwirkenden Zylinders wird beim Ausfahren der Restdruck in der Kolbenringseite nicht beachtet. Die Gleichung 3.39 berechnet den erforderlichen Kolbenstangendurchmesser  $d$ , ohne Einfluss des Gegendrucks.

$$d = 2 * \sqrt{\frac{F_Z}{K * \pi * p_{1\max}}} \quad (3.39)$$

### 3.4 Wegmesssysteme

Wie in den Anfangskapiteln beschrieben, bestehen hydraulische Anlage aus mehreren Komponenten. Einige dieser Komponenten sind Grundbestandteile und sind in jedem System verbaut (Motor/Pumpe, Ventile, Verbindungselemente, Aktoren, Druckflüssigkeit). Mit steigendem Anforderungsprofil können Systeme mit zusätzlichen Modulen versehen werden oder die Grundkomponenten selbst werden mit Zusatzfeatures ausgestattet. Rein hydraulische Systeme werden immer seltener, da diese Zusatzmodule teilweise auf anderen Technologien (Elektronik, Informatik, etc.) basieren und deswegen die Baugruppen und das System selbst komplexer machen. <sup>38</sup>

Die Wegmessung in der Hydraulik, im speziellen bei Hydraulikzylindern, schafft die Grundlage für die Steuerung von definierten Achsenbewegungen. Je nach Einsatzzweck, Prinzip und Genauigkeit gibt es Unterschiede im Bereich der Wegmessung von Hydraulikelementen. Die Aktoren können mit integrierten oder außenliegenden Sensoren ausgestattet sein. Zusätzlich wird nach der Erfassung der Messgröße, analog oder digital, unterschieden. Danach entscheidet das Prinzip des Sensors und die Implementierung am Aktor den Grad der Genauigkeit. Anhand der geforderten Positioniergenauigkeit oder Messergebnisse muss entschieden werden, welches Prinzip der Sensorik eingesetzt wird. <sup>39</sup>

Die erfasste Messgröße ist in den meisten Fällen die Entfernung des Stangenkolbens zu einem bestimmten Referenzpunkt als analoges oder digitales Signal. Bei einer relativen Messmethode muss der Kolben bei Start des Systems einen Referenzpunkt überfahren, damit das System die Lage des Kolbens kennt. Wie

<sup>38</sup> Vgl. Findeisen/Helduser (2015), S. 418.

<sup>39</sup> Vgl. Gebhardt/Weber (2020), S. 190.

anfangs erwähnt, gibt es eine Reihe an unterschiedlichen Sensortypen, die sich durch ihre Eigenschaften für verschiedene Einsatzzwecke eignen.

Anfangs müssen gewünschte oder geforderte Kenngrößen definiert werden, wie z.B.:

- Hublänge
- Linearitätsabweichung
- Hysterese (Verzögerungsdauer, bis die Lage visualisiert wird)
- Auflösungsdarstellung
- Positioniergenauigkeit
- Auswirkung auf äußere Einflüsse

Besonders Umwelteinflüsse können sich als Störquellen in der Messstrecke auswirken und die Ergebnisse verfälschen. Deswegen werden bei steigender Komplexität von Hydrauliksystemen Zylinder mit integrierten Sensoren entfernt und durch außenliegende Wegmesstechniken gewechselt.

Ein beliebtes Wegmesssystem beruht auf dem Prinzip eines Spannungsteilers. Wie ein Potentiometer (resistiv) beinhaltet diese Technik einen Spannungsabnehmer (Schleifer), wodurch sich ein Spannungsabfall aufgrund veränderbaren Widerstands einstellt. Die Möglichkeit durch leitende Kunststoffbänder dieses System zu verändern und der einfache Aufbau zählen zu den Vorzügen des Prinzips. Dieses absolut arbeitende Wegmesssystem benötigt immer physischen Kontakt zwischen den relevanten Bauteilen, welches es anfällig bei Einsatz in stark Vibrationsbehafteten Umgebungen macht.

Um diesen Nachteil zu beseitigen, gibt es die Möglichkeit auf berührungslos funktionierende Positionssensoren zurückzugreifen. Eine platzsparende Integration, verschleißfreie Arbeitsweise und eine hohe Resistenz gegen Umwelteinflüsse sprechen für diese Sensorik. Induktive Messsysteme beruhen auf dem Transformator-Prinzip. Besonders geeignet bis mittlere Hublängen ( $l < 600 \text{ mm}$ ) und hohen Verfahrgeschwindigkeiten bzw. Beschleunigungen. Je nach Zylinderbauform und Einsatzzweck können diese Messsysteme unterschiedlich ausgeführt sein und funktionieren.

Auf einem ähnlichen Prinzip funktioniert das Wirbelstrom-Wegmesssystem. Wie der Name schon sagt, werden Wirbelströme in eine hochfrequent erregte Spule induziert. Eine Röhre aus Aluminium bewegt sich über einen Sensorkolben und verändert so durch die Wirbelströme die Impedanz (Kehrwert des Widerstands) in der Spule. Dieses System eignet sich besonders für hochauflösende Positionserfassung, benötigt aber wegen der Aluminiumröhre mehr Bauraum als andere Systeme. <sup>40</sup>

Andere induktive Wegmesssysteme nutzen den Hall-Effekt. Hierbei sind Positionsmagneten am Zylinderkolben angebracht, die ein magnetisches Feld erzeugen. Bei Hubbewegungen verursachen diese Magnetfelder eine Spannungsänderung an den ebenfalls montierten Hall-Elementen. Aufgrund des Einsatzes von Dauermagneten gibt es Einschränkungen im Bereich der Auflösung, der möglichen

---

<sup>40</sup> Vgl. Findeisen/Helduser (2015), S. 417ff.

## Die Hydraulik als Positioniersystem

Hublänge und zusätzlich eignet sich dieses System nur mittelmäßig bei Einsatz in einem vibrierenden Umfeld.

Bessere Leistungen in einem rauen Umfeld bieten kapazitive Wegmesstechniken. Ist der Hydraulikzylinder elektrisch leitend ausgeführt, fungiert er als Kondensator. Je nach Position des Kolbens wird mithilfe von Resonanzmessverfahren die momentane Kapazität des Kolbens bestimmt. Aufgrund dieser Technik zählt dieses System zu den Absoluten-Wegmesssystemen und benötigt kein Befahren von Referenzpunkten bei Anlagenstart. Dieses Verfahren besticht durch seine Robustheit, einfache Reparaturen durch außenliegende Komponenten und ist für große Hublängen ( $l$  bis 5 m) geeignet.

Ein weiteres System beruht ebenfalls auf dem Prinzip des Elektromagnetismus und nennt sich magnetostruktive Wegmessung. Der Sensor kann je nach Bauart des Zylinders im vorderen oder hinteren Teil sitzen. Der Positionsmagnet ist am Kolben montiert und ermöglicht dadurch eine kontaktfreie Signalübertragung. Zu Beginn wird ein Impulsstrom abgegeben, welcher am Messelement eine partielle Verdrehung verursacht und als Torsionswelle weitergesendet wird. Durch den magnetomechanischen Effekt wird die Welle in einen Stromimpuls als Antwortsignal umgewandelt und erkannt. Die Kolbenlage entscheidet somit über die Zeitdifferenz zwischen Anfangsimpuls und Antwortsignal. Diese Zeitangabe wird als Information weitergegeben. Das bedeutet, die magnetostruktive Wegmessung ist absolut und eine Umwandlung einer analogen Größe zu einem digitalen Signal entfällt. Des Weiteren ist durch dieses Verfahren eine präzise Lageermittlung sowie Wiederholgenauigkeit des Kolbens möglich. Zum Einsatz kommt diese Wegmessung des Öfteren in Kombination mit einer auf Echtzeit basierenden Datenübermittlung durch ein Busprotokoll. Stöße, Temperatureinflüsse oder andere Störgrößen beeinträchtigen das Antwortsignal nicht und machen es sehr zuverlässig. Die zu messenden Hublängen liegen im Bereich  $l = 50$  bis 2500 mm.<sup>41</sup>

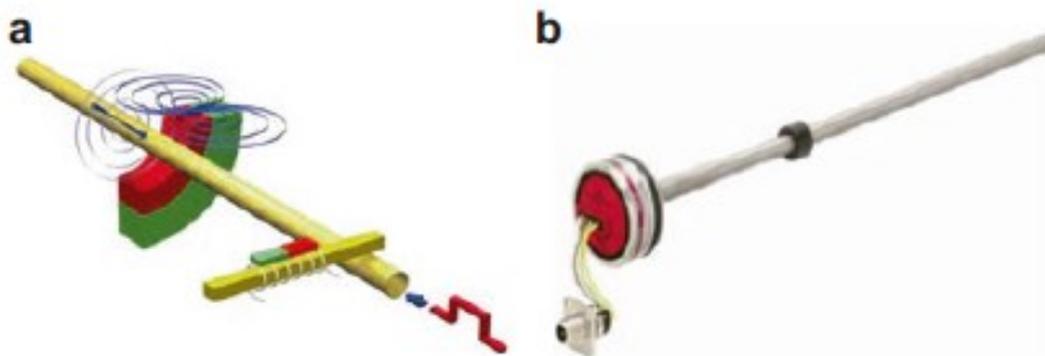


Abbildung 30: Magnetostruktiver Sensor, a...Funktionsprinzip, b...Beispielsensor, Quelle: Gebhardt/Weber (2020), S. 192.

<sup>41</sup> Vgl. Findeisen/Helduser (2015), S. 419.

### 3.5 Querkräfte

Im Betriebszustand sorgen die Unwuchtmassen für erzwungene Schwingungen an den Siebmaschinen. Je nach Maschinentyp sind diese Schwingkräfte in ihrer Form (Lage des Kraftvektors) unterschiedlich ausgeprägt. Zwischen Federkonsole (Abbildung 5, Punkt 9) und Stütze (Abbildung 4, Punkt 4) befindet sich die Marshmallow-Feder bzw. die Luftfederung (Abbildung 4, Punkt 3). Diese Komponenten verringern die einwirkenden Kräfte in die Stützen durch ihre Dämpfungskonstante, jedoch bleibt die Grundform der periodisch einwirkenden Kraftvektoren gleich. Abhängig vom Anforderungsprofil des Kunden sorgen die verschiedenen Bauweisen der Maschinen für die spezielle Schwingform. Die drei Grundformen sind: linear, elliptisch und kreisrund.

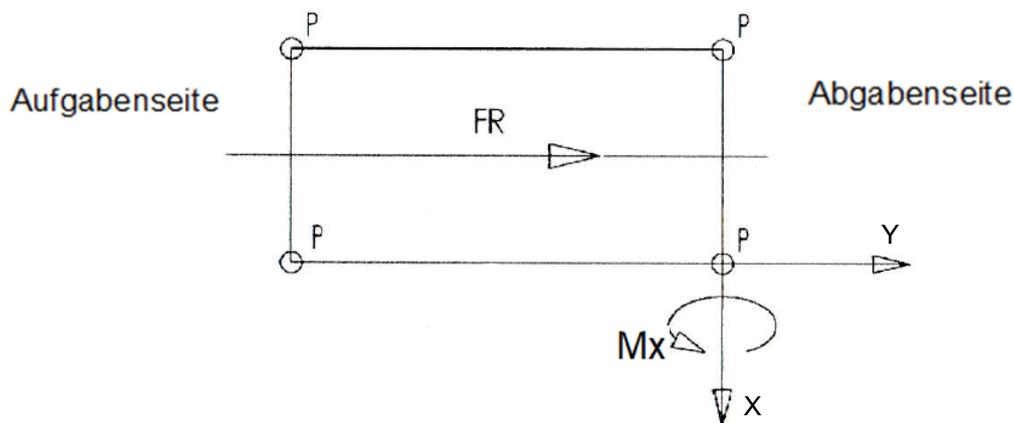


Abbildung 31: Auszug aus dem Aufstellplan, Draufsicht der Siebmaschine, Förderrichtung (FR), Stütze (P), Quelle: Binder+Co

Das bedeutet, es wirken nicht nur Vertikalkräfte (z-Richtung), sondern auch Horizontalkräfte (y-Richtung) und dazu Querkräfte (x-Richtung). Diese Querkräfte entstehen, da aus fertigungstechnischen Gründen der Massenmittelpunkt nicht exakt auf der Symmetrieachse liegt. Deshalb müssen derlei auftretende Kräfte unbedingt berücksichtigt und vom neu entwickelten Stützwerk aufgenommen werden können.

Viele Hydraulikzylinder sind für die Aufnahme von Querkräften nicht geeignet und dürfen aus Sicherheitsgründen keine, oder nur geringen Beanspruchungen ausgesetzt sein (DIN EN 982 – Sicherheitstechnische Anforderungen an fluidtechnische Anlagen und deren Bauteile/Hydraulik). Die Dichtungen und Führungselemente zwischen Kolben und Zylinder bzw. die Kolbenstange selbst können beschädigt werden oder dauerhafte plastische Verformungen erfahren. Einige Hersteller bieten spezielle Bauweisen von Hydraulikzylinder, die für diese Art der Krafteinwirkung geeignet sind. Weiters gibt es die Möglichkeit, die unerwünschten Querkräfte durch konstruktive Maßnahmen umzuleiten. <sup>42</sup>

<sup>42</sup> O.V. AHP, Produkte und Service, [18.08.2021]



Abbildung 32: Beispiel eines Hydraulik-Aktors für Querkräfte, Onlinequelle: Roemheld, [18.08.2021]

Die obige Abbildung zeigt einen Hydraulikzylinder (Hydraulik-Schieber) der Firma Roemheld, welcher durch seine Führungsstangen für die Aufnahme von Querkräften geeignet ist. Jedoch ergeben sich durch diese Bauart Einschränkungen im Bereich der Hubkraft und Hublänge.

## 4 MESSTECHNIK IN DER DYNAMIK

Für eine korrekte und sichere Auslegung der neu konzipierten Stützen, ist es wichtig, die auftretenden Belastungen an den Maschinenstützen in der Probelaufphase zu kennen. Eine Siebmaschine erfährt durch ihre exzentrisch an der Antriebswelle angebrachten Massen eine erzwungene Unwuchterregung. Die momentane Lage des Fliehkraftvektors bzw. Amplitude ist abhängig von Kreisfrequenz der erregten Unwuchtmassen.

Die auf die Stützen auftretenden Belastungen können einerseits analytisch oder andererseits mithilfe eines Messaufbaus erörtert werden. Eine rein rechnerische Betrachtung (ideal) des Schwingungsverhaltens einer Siebmaschine führt nur zu Ergebnissen die theoretisch auftreten könnten. Eine Messung würde zu einer momentanen Aufnahme (real) der Belastungen führen. Das folgende Kapitel soll verschiedene Möglichkeiten erläutern, um erforderliche Kennwerte während der Probelaufphase an den Maschinenstützen zu messen. Hilfreiche Kennzahlen für die spätere Auslegung wären: Kraft, Beschleunigung, Verschiebung, Schwingweite.

### 4.1 Messung nichtelektrischer physikalischer Größen

Für die Messung der geforderten Größen muss auf eine erweiterte Art der Messmethodik zurückgegriffen werden. Es erfolgt ein Messen von nichtelektrischen physikalischen Größen mit elektrischen Messverfahren. Das bedeutet, die Messung folgt einer bestimmt aufgebauten Messstruktur. Je nach Anforderung ergibt sich ein Zusammenwirken, einer für den Anwendungsfall richtigen Sensorik und dessen Signalumwandlung und Visualisierung der richtigen Einheiten. Die untere Abbildung zeigt schematisch dargestellt die Anzahl an Schritten wie oft der Messwert transformiert wird, bis dieser beispielsweise auf einem Messinstrument angezeigt werden kann. Sensoren nehmen die (nicht elektrischen-) Messsignale auf und wandeln sie in elektrische Signale um. Im weiteren Verlauf wählt der Multiplexer die ausgewählten Signale für die Übertragung vor. Der Verstärker nimmt eine Pegelanpassung des Signales vor, um eine stabile Übertragung zu gewährleisten. Das Sample & Hold-Glied beschäftigt sich mit dem Abtasten und Halten des Messsignals. Der Block ist der Analog-Digitalwandler für die Digitalisierung des Signals.<sup>43</sup>

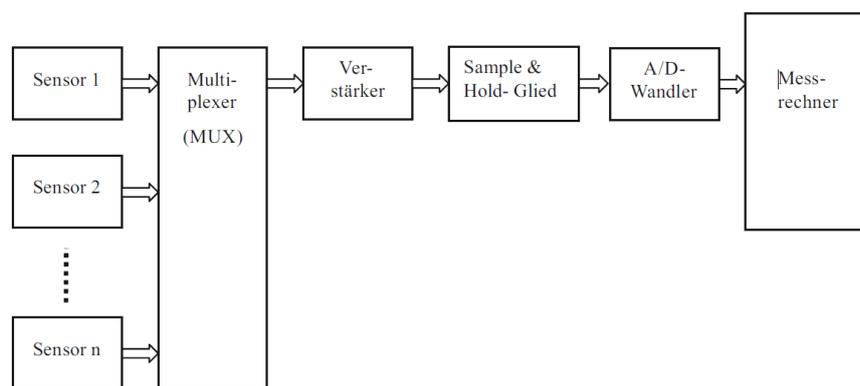


Abbildung 33: Messkette zum Erfassen einer nichtelektrischen physikalischen Größe, Quelle: Parthier (2016), S.158.

<sup>43</sup> Vgl. Parthier (2016), S. 157.

### 4.1.1 Sensortypen

Der Sensor ist die Aufnahmeeinheit der Messkette und muss sich durch die physikalische Einwirkung beeinflussen lassen. Je nach Art können sich Sensoren ohne Berücksichtigung ihres physikalischen Prinzips in aktive und passive Sensoren einteilen lassen. Aktive Sensoren arbeiten auf dem Prinzip eines Energiewandlers und verändern die nichtelektrische physikalische Größe direkt in eine elektrische Spannung um. Daher müssen die Sensorarten öfters einer Kalibrierung unterzogen werden und sind in punkto Genauigkeit nicht so exakt wie passive Sensoren, jedoch benötigen sie keine zusätzliche Energieversorgung zur Erzeugung der elektrischen Größe. Genau gegenteilig arbeiten passive Sensoren. Diese erzielen hohe Genauigkeiten aufgrund unterstützender Hilfsenergien. Sie verändern ihre elektrische Eigenschaft durch eine Einwirkung einer nichtelektrischen physikalischen Größe.<sup>44</sup>

Physikalisches Prinzip	Messgrößen
Änderung des Widerstandswertes	Temperatur, Licht, Magnetfeld, Drehmoment Längen-, Kraft- und Druckmessung
Veränderung der Induktivität	Längen-, Kraft- und Druckmessung, Drehzahl
Veränderung der Kapazität	Längen-, Kraft- und Druckmessung, Drehzahl
Thermoelektrischer Effekt (Thermoelement)	Temperaturmessung
Piezoelektrischer Effekt (Piezokristall)	Längen-, Kraft- und Druckänderungsmessung
Fotoelektrischer Effekt (Fotowiderstand, Diode, Transistor)	Lichtintensität, Drehzahl, Drehwinkel

Tabelle 3: Physikalische Wirkprinzipien, Quelle: Schubert (2006), S. 8.2, leicht modifiziert.

## 4.2 Kraftmessung

Hinsichtlich der Ermittlung einer momentan auftretenden Kraft gibt es verschiedene Möglichkeiten diese zu messen. Einer der wichtigsten Faktoren ist die entsprechende Positionierung des Sensors am Bauteil, um die Krafteinwirkung messen zu können. Ist eine Auftrennung des Werkstückes ohne wesentliche Beeinflussung der Festigkeit und Steifigkeit möglich, so kann eine direkte Kraftmessung erfolgen. Bei großen Kräften jedoch, wird die indirekte Methode angewandt und der Sensor nimmt nur einen Teil der Krafteinwirkung auf. Der Rest kann dann mittels Kalibrierung und elektrischer Unterstützung nachgerechnet werden. Gängige Messmethoden sind beispielweise die Messung von Deformationen, die durch Dehnung oder Stauchung an einem Bauteil auftreten, oder mithilfe von Piezokristallen die Ladungsteilchen aufgrund von Krafteinwirkung freisetzen.<sup>45</sup>

<sup>44</sup> Vgl. Parthier (2008), S. 173f.

<sup>45</sup> Vgl. Hering/Schönfelder (2018), S. 319f.

## 4.2.1 Dehnungsmessstreifen (DMS)

Bei festen Werkstoffen sind Temperatur und Kraftwirkung Faktoren die bei einem Bauteil zu einer Längenänderung führen. Können Temperaturänderungen auf einem Körper ausgeschlossen werden, so kann angenommen werden, dass die Beeinflussung durch die Kraft eine Dehnung verursacht. In diesem Fall können Dehnungsmessstreifen direkt auf einem belasteten Bauteil angebracht werden. Diese bestehen meist aus einem Material (Halbleiter, metallische Folie, Chrom-Nickel-Draht), welches seinen Widerstandswert abhängig einer Längendifferenz ändert.<sup>46</sup>

Der Widerstandswert  $R$  eines Leiters mit kreisförmigem Querschnitt kommt wie folgt zustande:

$$R = \rho * \frac{l}{A} = \rho * \frac{l * 4}{\pi * d^2} \quad (4.20)$$

Das bedeutet, ändert sich ein Parameter, führt es zu einer Änderung des Widerstandwertes  $\Delta R$ , wobei  $\rho$  den spezifischen Widerstand eines Materials beschreibt.

$$\Delta R = \frac{\partial R}{\partial \rho} \Delta \rho + \frac{\partial R}{\partial l} \Delta l + \frac{\partial R}{\partial d} \Delta d \quad (4.21)$$

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{l * 4}{\pi * d^2} \Delta \rho + \frac{\rho * 4}{\pi * d^2} \Delta l - 2 \frac{l * \rho * 4}{d^3} \Delta d \quad (4.22)$$

In Gl. 4.22 werden die partiellen Ableitungen gebildet und anschließend kann die relative Widerstandsänderung durch die Dehnung ermittelt werden.

$$\frac{\Delta R}{R} = \frac{\frac{l * 4}{\pi * d^2} \Delta \rho + \frac{\rho * 4}{\pi * d^2} \Delta l - 2 \frac{l * \rho * 4}{d^3} \Delta d}{\frac{\rho * l * 4}{\pi * d^2}} = \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{\Delta l}{l} - 2 \frac{\Delta d}{d} \quad (4.23)$$

Zusammengefasst ergibt sich aus  $\frac{\Delta l}{l}$  die Dehnung  $\varepsilon$  und die übrigen Faktoren werden als Dehnungsempfindlichkeit  $k$  bezeichnet.

$$\frac{\Delta R}{R} = \varepsilon * k \quad (4.24)$$

Danach werden mit Brückenschaltungen oder Strom- bzw. Spannungsmessung in der 2- oder 4-Draht-Messtechnik die veränderten Widerstandswerte erfasst. Je nach Anwendungsmöglichkeit und Anforderung wird die Schaltung als Viertel-, Halb- oder Vollbrücke realisiert. Das bedeutet, es werden entweder ein oder mehrere DMS-Elemente auf den zu prüfenden Körper geklebt, welche eine Widerstandsbeeinflussung erfahren und so eine Messung für spezielle Anwendungen ermöglichen.<sup>47</sup>

Der durch die Verformung hervorgerufene Widerstandswert führt zu einer Spannungsänderung welche bei  $U_A$  (Abbildung 34) abgegriffen werden kann. Den Zusammenhang beschreibt die Gleichung 4.25.

<sup>46</sup> Vgl. Parthier (2016), S. 198.

<sup>47</sup> O.V. Hbm, [23.08.2021]

$$U_A = \frac{U_0}{2} * \frac{\Delta R}{R} = \frac{U_0}{2} \epsilon * k \tag{4.25}$$

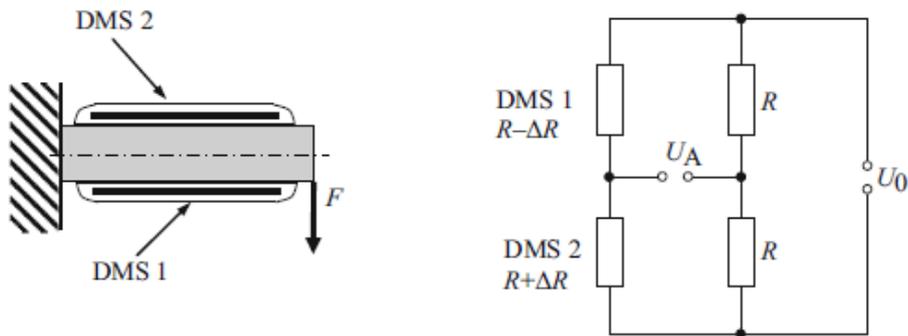


Abbildung 34: DMS-Halbrücke mit Messschaltung (Dehnungsmessstreifen überproportional gezeichnet), Quelle: Parthier (2016), S. 203.

### 4.2.2 Piezoelektrische Kraftmessung

Eine weitere Methode eine auftretende Krafteinwirkung zu messen, funktioniert mithilfe von Piezosensoren. Der Piezokristall setzt bei Verformung Ladungen frei. Das bedeutet, es entstehen zwischen den Dipolen kleine Spannungen, welche gemessen werden können. Umgekehrt kann dieser Effekt auch angewandt werden. Wird an den Kristall eine Spannung angelegt erfährt dieser eine kleine Verformung.<sup>48</sup>

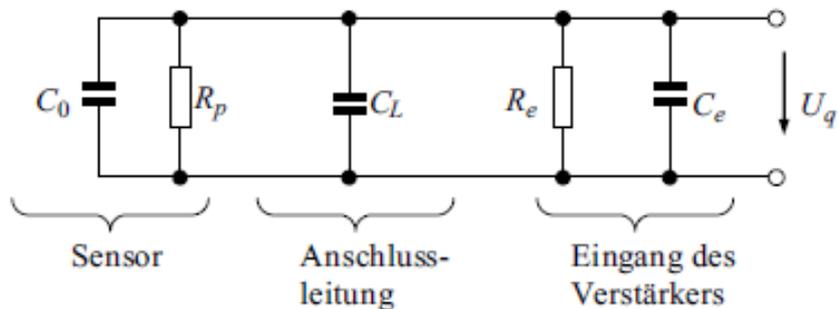


Abbildung 35: Ersatzschaltbild einer Messschaltung, Quelle: Parthier (2016), S. 207.

Abhängig vom verwendeten Material des Sensors ergibt sich das Piezomodul  $k_p$  und besitzt die Einheit  $As/N$  (Amperesekunden pro Newton). Da die Spannungsdifferenz praktisch nicht messbar ist und die Ladungsteilchen ebenfalls nicht gemessen werden können, muss sie in eine Kapazität überführt werden. Mit Berücksichtigung der in einem Messaufbau herrschenden Kapazitäten durch mehrere Komponenten ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$U_q = \frac{Q}{C_{ges}} = \frac{k_p * F}{C_0 + C_L + C_e} \tag{4.26}$$

<sup>48</sup> Vgl. Parthier (2016), S. 206.

### 4.3 Beschleunigungsmessung

Ist die Ermittlung der auftretenden Kräfte an den Maschinenstützen nicht messbar bzw. ist eine korrekte Anbringung von Kraftsensoren nicht möglich, kann die Aufzeichnung der Beschleunigungskräfte und die dadurch entstehenden Verschiebungen hilfreich sein. Wie auch bei der Kraftmessung gibt es unterschiedliche Methoden zur Ermittlung der gewünschten Parameter. In diesem Fall wird auch der piezoelektrische Effekt als Beschleunigungsmessung in Betracht gezogen.

Die Beschleunigungsmessung beruht auf dem Prinzip der Geschwindigkeitsänderung zwischen zwei Zeitpunkten und steht wie folgt in Beziehung:

$$a(t_2, t_1) = \frac{v(t_2) - v(t_1)}{t_2 - t_1} \tag{4.30}$$

Da Beschleunigung und Geschwindigkeit als Vektoren (Betrag, Richtung und Richtungssinn) angegeben werden und die Zeit eine skalare Größe ist, kann die Zeitdifferenz gegen null betrachtet und dadurch die Momentanbeschleunigung, Geschwindigkeit und der Weg abgeleitet werden.

$$a(t_1) = \lim_{t_2 \rightarrow t_1} \frac{v(t_2) - v(t_1)}{t_2 - t_1} = \frac{dv}{dt_1} = v = \frac{d^2s}{dt_1^2} = s \tag{4.31}$$

Im Inneren eines piezoelektrischen Beschleunigungssensors befindet sich eine kleine Masse  $m_s$ , an der eine ideale Feder mit der Konstante  $k$  und ein Dämpfer mit dem Koeffizienten  $c$  angebracht ist. Wird der Grundkörper des Sensors mit der Masse  $m_K$  bei äußerlicher Krafteinwirkung  $F_k(t)$  angeregt und dadurch beschleunigt  $a_K(t)$ , wird die seismische Masse  $m_s$  ausgelenkt. Infolge der Trägheitskraft  $F_s(t)$  wird die Wegänderung  $s_{KS}(t) - s_s(t)$  aufgezeichnet und in ein elektrisches Signal transformiert.<sup>49</sup>

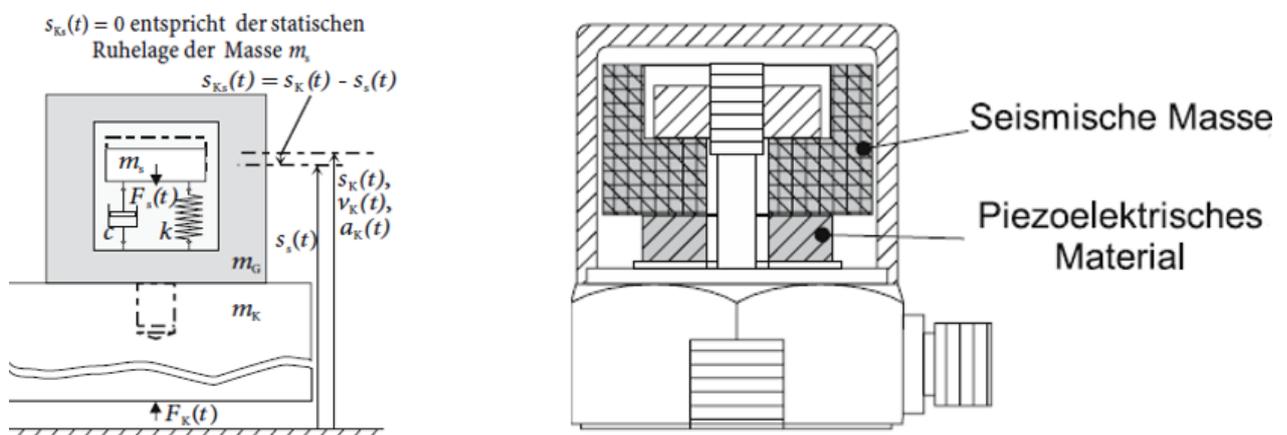


Abbildung 36: Links prinzipieller und rechts Schematischer Aufbau, Quelle: Gevatter (2006), S. 131.

<sup>49</sup> Vgl. Gevatter/Grünhaupt/ (2006), S. 130.

Die in einem Sensor eingebauten seismischen Körper weisen sehr kleine Massen auf, mit:  $m_s = 2 \text{ bis } 50 \text{ g}$ .  
Dadurch besitzen sie eine sehr hohe Resonanzfrequenz bei  $f_0 = 15 \text{ bis } 100 \text{ kHz}$  möglich jedoch sind nur Messungen bis zu einer Frequenz von  $f_M \ll 0,2f_0$ .<sup>50</sup>

---

<sup>50</sup> Vgl. Partier (2016), S. 212.

## 5 KONZEPTERARBEITUNG DER STÜTZE

Dieses Kapitel beschäftigt sich mit der Konzeptfindung für die neu entwickelte Stütze. Das Konzept soll einen Grobentwurf unter Berücksichtigung der definierten Anforderungen liefern. Das Ziel ist es, eine möglichst große Höhenverstellbarkeit neben einer guten Steifigkeit während der Probelaufphase zu erreichen.

### Vorgang:

- Kapitel 5:** Beschäftigt sich mit der Möglichkeit die einwirkenden Kräfte und Verschiebungen zu erfassen (Messtechnik und Analytik)
- Kapitel 5.3:** Beinhaltet das Zusammentragen und Auswerten der berechneten und gemessenen Größen für ein Simulationsmodell
- Kapitel 5.4:** Es erfolgt ein Festlegen der Spezifikationen (Anforderungsliste) für das anschließende Stützenkonzept
- Kapitel 6:** Befasst sich mit der Auswahl an benötigten Komponenten sowie die Implementierung der Hydraulik als Technologie zur Höhenverstellung und die Methodik zur Aufnahme der Querkräfte, als Basis der ersten Konstruktionsentwürfe
- Kapitel 7:** Beinhaltet die Simulationen der Teilkonstruktionen und die Erarbeitung eines Gesamtsimulationsmodell

### 5.1 Schwingungsmessung

Der Grundkörper einer Siebmaschine erfährt eine harmonisch erzwungene Unwuchterregung. Diese wiederum wirkt sich auf die einzelnen Siebdecks (aufgrund der Maschinenbauweise) aus und erzeugt eine spezielle Schwingform, die essenziell für eine funktionstüchtige Trennung von unterschiedlichem Material ist. Beim Abnahmeprozess während des Probelaufs werden diese Schwingformen und Schwingweiten aufgezeichnet (Abbildung 8) und mit den Vorgaben verglichen. In besonderen Fällen werden die Siebmaschinen auch mit stationären Messsystemen ausgestattet, die beim Kunden für eine ständige Aufzeichnung der Schwingweite sorgt.

Die Marshmallow- bzw. Luftfederung sorgt für eine hohe Dämpfung des erregten Systems. Da aber nicht alle Kräfte von den Dämpferelementen aufgenommen werden können bzw. durch fertigungstechnische Toleranzen die Kraftflüsse nicht ideal und symmetrisch sind, kommt es zu einer Übertragung auf die Stützen. Mithilfe von diversen Messmethoden sollen Schwingweiten auf den Stützen aufgezeichnet werden, um für spätere Simulationen und Berechnungen definierte Randbedingungen zu bieten.



Abbildung 37: Messungen mittels mobilen Schwingweitenmessgeräts, Quelle: Eigene Darstellung

An das Messgerät (Reovib SWM 400) wird ein piezoelektrischer Beschleunigungssensor zur Messung der Frequenz in Hz, Schwingweite in mm, Schwinggeschwindigkeit in cm/s und Schwingbeschleunigung in  $g$  angebracht. Das Zustandekommen der Messwerte erfolgt über den theoretischen Hintergrund in Kapitel 4.3. Ein Anzeigen der Messwerte entsteht nach ca. fünf Sekunden auf dem Display und ist für den mobilen Einsatz ausgeführt, wodurch die Anbringung des Sensors am zu messenden Bauteil sehr einfach ist. Der Sensor besitzt eine Auflösung von 100 mV/g und erfasst die Beschleunigung nur in eine Richtung (Anbringungsrichtung).<sup>51</sup>

Bei dieser Betrachtung werden Messwerte bei mehreren Siebmaschinen aufgezeichnet. Da jede Siebmaschine unterschiedlich in Höhe, Gesamtmasse, Unwuchtmasse, Anzahl an Marshmallow- bzw. Luftfederung, Drehzahl und Aufstelltoleranz ausgeführt ist, gibt es viele Faktoren, die die Verschiebungen an den Stützen beeinflussen können. Daher ist es erforderlich mehrere Messungen durchzuführen, um eine gute Ausgangsbasis für die Berechnung der auftretenden Kräfte zu schaffen.

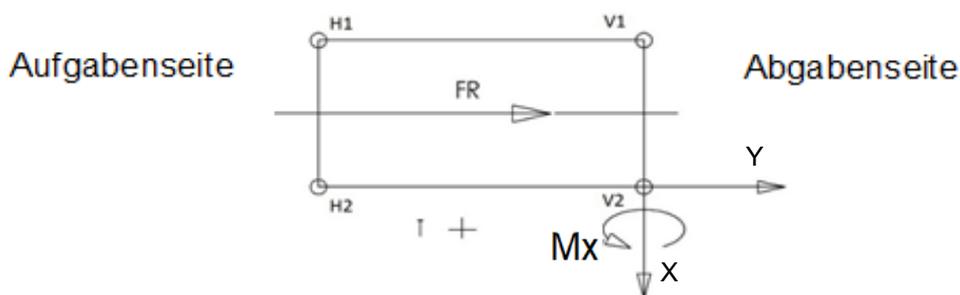


Abbildung 38: Schematische Abbildung, Draufsicht einer Siebmaschine, Förderrichtung...FR, Hintere Stützen...H, Vordere Stützen...V, Verschiebungen und Kräfte in der x- bzw. y-Achse, Quelle: Eigene Darstellung

<sup>51</sup> O. V. REO, [04.09.2021]

**1. Messung**



Typ:	BIVITEC Doppeldeck
Schwingform:	Ellipse
Bezeichnung:	KRL/DD 2400x6
Breite:	2400 mm
Länge	6000 mm
Zeichnung:	XMSV2870
Betriebsdrehzahl:	740-750 Upm
Stützenhöhe vorne:	800 mm
Stützenhöhe hinten:	1715 mm
Gesamtmasse:	11800 kg
Exzentrische Schwingmasse:	2 x 37,40 kgm

	Beschleunigung in g	Geschwindigkeit in cm/s	Schwingweite in mm	Frequenz in Hz
H1x	-	-	-	-
H1y	-	-	-	-
H2x	0,35	1,19	0,16	-
H2y	0,44	4,1	1,11	12,45

Tabelle 4: Messung 1, Quelle: Eigene Darstellung

**2. Messung**



Typ:	Kreisschwinger Doppeldeck
Schwingform:	Kreis
Bezeichnung:	KS/DD 1600x5
Breite:	1600 mm
Länge:	5000 mm
Drehzahl:	1000 Upm
Zeichnung:	XMSW1678
Stützenhöhe vorne:	130 mm
Stützenhöhe hinten:	905 mm
Gesamtmasse:	5800 kg
Exzentrische Schwingmasse:	2 x 26,50 kgm

	Beschleunigung in g	Geschwindigkeit in cm/s	Schwingweite in mm	Frequenz in Hz
H1x	0,55	5,2	1	16,57
H1y	0,43	2	0,2	16,57
H2x	0,44	4,1	0,79	16,56
H2y	-	-	-	-

Tabelle 5: Messung 2, Quelle: Eigene Darstellung

Die wichtigsten Kennwerte aus dieser Messung sind die Verschiebungen (Schwingweiten), die die Stützen im Betriebszustand erfahren. In der Anlauf- bzw. Auslaufperiode durchläuft die Erregerfrequenz die Eigenfrequenz der Marshmallow-Federn und sorgt für eine kurzzeitige Amplitudenvergrößerung, die durch diese Messmethode nicht messbar ist. Temporäre Beschleunigungswerte bzw. Schwingweiten kann

diese Messmethode nicht aufzeichnen, da diese die Kennwerte über einen Zeitraum von fünf Sekunden mittelt und erst danach ausgibt. Ein Auslesen des internen Speichers der Momentanwerte war nicht erfolgreich.

Anhand der gemessenen Schwingweiten können Kraftreaktion und auftretende Spannungen mithilfe der FE-Methode berechnet werden. Die Größe des Kraftvektors in x- und y-Richtung ist ein maßgebender Parameter für die spätere Dimensionierung bzw. Betrachtung der Steifigkeit der neu entwickelten Stütze.

## **5.2 Schwingungsmessung mit Momentanwerten**

Da die vergangene Messmethode keine Betrachtung von Live-Daten zulässt, wird ein weiterer Messaufbau versucht. Das primäre Ziel dabei ist, realistische Beschleunigungswerte während der Anlaufphase zu bekommen. Ein weiterer Zielparameter ist die Darstellung der Amplitudenverstärkung im Resonanzdurchlauf.

Um den Aufwand des Messaufbaus so gering wie möglich zu halten, wird ein piezoelektrischer Beschleunigungssensor verwendet, der über den I<sup>2</sup>C-Bus mit einem Microcontroller kommuniziert. Die Gravitationsdaten inklusive der Zeitwerte werden über ein USB-Kabel in eine Excel-Tabelle übertragen.

### Verwendete Komponenten und Software:

- MPU-9250 9-Achsen Bewegungsmessung <sup>52</sup>
- NodeMCU ESP8266 Microcontroller <sup>53</sup>
- Starker Dauermagnet für die Anbringung
- Kunststoffgehäuse (3D-Drucker)
- Verbindungskabel
- Software Arduino IDE <sup>54</sup>

---

<sup>52</sup> O.V. Invesense, [20.11.2021]

<sup>53</sup> O.V. Espressif, [20.11.2021]

<sup>54</sup> O.V. Arduino, [28.11.2021]

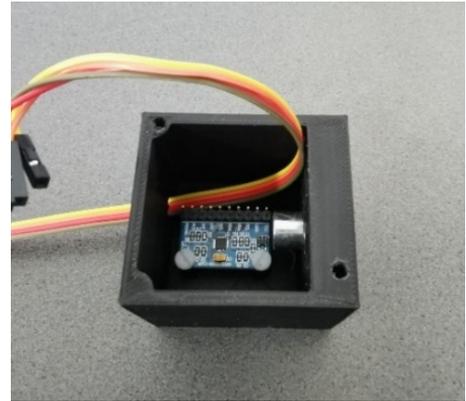
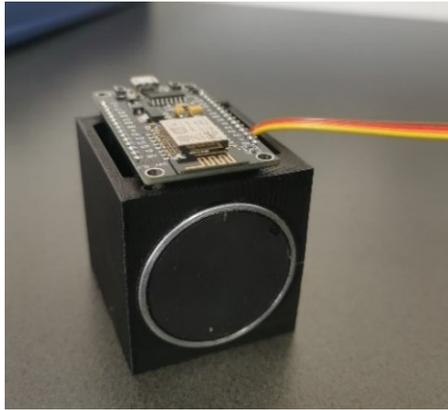


Abbildung 39: Messmittel mit Auswerteeinheit (Selbstbau), Quelle: Eigene Darstellung

Weitere Spezifikationen der elektronischen Bauteile können in den verlinkten Datenblätter im Literaturverzeichnis eingesehen werden.

Um eine Fehlfunktion des Aufbaus und der Methode ausschließen zu können, erfolgt eine gemeinsame Messung an einer weiteren Siebmaschine.

### 3. Messung



Typ:	Kreisschwinger Dreifachdeck
Schwingform:	Kreis
Bezeichnung:	KS/DRD 2500x6
Breite:	2500 mm
Länge:	6000 mm
Drehzahl:	1000 Upm
Zeichnung:	XMSW1699
Stützhöhe vorne:	10 mm
Stützhöhe hinten:	1548 mm
Gesamtmasse:	14600 kg
Exzentrische Schwingmasse:	2 x 41,50 kgm

	Beschleunigung in g	Geschwindigkeit in cm/s	Schwingweite in mm	Frequenz in Hz
Messmtl.	Reovib SWM 4000			
H2x	-	-	-	-
H2y	0,49	4,6	0,89	16,62
Messmtl.	MPU-9250, NodeMCU			
H2x	0,18	0,26	0,08	-
H2y	0,39	4,59	1,11	-

Tabelle 6: Messung 3, Quelle: Eigene Darstellung

Die grün hinterlegten Größen wurden nachträglich berechnet, da die Ausgabeeinheit des eigens entwickelten Messmittels nur die aktuellen Gravitationskräfte und den Zeitwert in Millisekunden wiedergibt. Die Berechnungen basieren auf derselben Theorie wie in Kapitel 4.3.

## Konzepterarbeitung der Stütze

Die Ergebnisse der beiden Beschleunigungsmessungen an der hinteren Maschinenstütze zeigen eine Differenz von  $0,1\text{ g}$ . Nach Anwendung der Gleichung 4.31 führt der kleinere Wert ( $0,39\text{ g} < 0,49\text{ g}$ ) zu einer größeren Verschiebung ( $1,11\text{ mm} > 0,89\text{ mm}$ ). Dies bedeutet, der Sensor (MPU-9250) verzeichnete eine länger andauernde Zeitspanne des Beschleunigungsvektors.

Beide Sensoren verfügen über eine ähnliche hohe Auflösung der Zielparameter. Der Messunterschied könnte aufgrund des Frequenzfilters des MPU-9250 zustande kommen, da dieser die Beschleunigung einer gesamten Kreisbahn misst und die resultierende Gravitationskraft danach in 3-Achsenabschnitte ( $x, y, z$ ) aufteilt. Dahingegen arbeitet der Reovib SWM 4000 Beschleunigungssensor nur in Anbringungsrichtung und gewährleistet daher die präziseren Ergebnisse.



Abbildung 40: Links...Messung Reovib SWM 4000, rechts...Messung MPU-9250, Quelle: Eigene Darstellung

Trotz des Messunterschiedes erzielte die Gegenüberstellung zweier Messmethoden hilfreiche Erkenntnisse bei der Betrachtung der auftretenden Stützenbewegungen in der Probelaufphase. Die Auswertung der Amplitudenverstärkung im Resonanzdurchlauf erfolgt in einem späteren Kapitel.

### 5.3 Berechnung der auftretenden Vertikalkräfte in das Stützwerk

Neben der statischen Kraft (Gesamtmasse der Siebmaschine) wirken durch die Unwuchterregung auch dynamische Kräfte in vertikaler Richtung auf die Maschinenstützen. Ein Großteil dieser Kraft wird durch die Dämpferelemente reduziert. Das bedeutet, nur ein geringer Betrag wird in die Stütze weitergegeben und führt durch die Rotationsbewegung der Unwuchtmass zu einer schwellenden Druckbelastung, aufgeteilt auf die einzelnen Stützen. Auch hier kommt es in der Anlauf- und Auslaufperiode zu einer Amplitudenverstärkung aufgrund der niedrigen Eigenfrequenz der Marshmallow-Federn. Wie auch die

vorher beschriebenen Querkräfte sind die Restvertikalkräfte wichtige Faktoren für die spätere Konstruktion. Insbesondere muss die Höhenverstellbarkeit der zukünftigen Stützen diese dynamischen Belastungen standhalten können und einen sicheren Probelauf gewährleisten. In diesem Fall werden die Restkräfte analytisch bestimmt.

### 5.3.1 Schwingungslehre

Der erste Schritt ist das Aufstellen der allgemeinen Bewegungsgleichung welcher die Erregerkraft im zeitlichen Verlauf (Störfunktion) gegenübergestellt wird. <sup>55</sup>

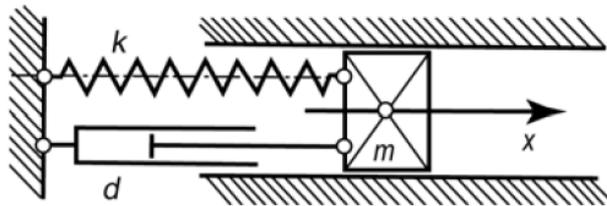


Abbildung 41: Einfaches Feder-Masse-Dämpfer System, Quelle: Jäger/Mastel/Knaebel (2016), S.100.

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + kx = F(t)$$

(5.10)

$m/\text{kg}$  Masse

$d/\frac{\text{N}}{\text{m}}$  Dämpfungskonstante

$k/\frac{\text{N}}{\text{m}}$  Federkonstante

$t/\text{s}$  Zeit

$x/\text{m}$  Weg

Die Störfunktion  $F(t)$  beinhaltet die Amplitude der Erregerkraft  $\hat{F}$  und die Erregerkreisfrequenz  $\Omega$  bei harmonischen Erregerkraftverlauf.

$$F(t) = \hat{F} \sin(\Omega t)$$

(5.11)

Wie eingehend beschrieben ist ein weiterer wichtiger Faktor die Eigenkreisfrequenz des Dämpferelementes  $\omega_0$ . Dieser ergibt sich je nach Dämpfungsverhalten aus dem Dämpfungsgrad und der Masse des Systems.

$$\frac{k}{m} = \omega_0^2, \quad d = \frac{b}{2m\omega_0}, \quad \eta = \frac{\Omega}{\omega_0}$$

(5.12)

$\omega/\frac{1}{\text{s}}$  Eigenfrequenz

$\Omega/\frac{1}{\text{s}}$  Erregerfrequenz

$b$  Dämpfungskoeffizient

$\eta$  Abstimmungsverhältnis

<sup>55</sup> Vgl. Jäger/Mastel/Knaebel (2016), S. 118.

Parameter für die Erueierung der dynamischen Belastung sind die Dämpfungskonstante  $d$  und das Abstimmungsverhältnis  $\eta$ . Eingesetzt in Gleichung 5.10 ergibt sich mit:

$$\ddot{x} + 2d\omega_0\dot{x} + \omega_0^2x = \frac{\hat{F}}{m} \sin(\Omega t) \quad (5.13)$$

Nach der Ableitung resultiert die Differenzialgleichung in der stationären Lösung, die lautet: <sup>56</sup>

$$x = \frac{\hat{F}}{k} * \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4d^2\eta^2}} \sin(\Omega t - \varphi) \quad (5.14) \quad \varphi/^\circ \text{ Phasenverschiebung}$$

Umgeformt auf die Kraft, beträgt die dynamische Belastung auf das Fundament bei der Bedingung Federweg  $s(t) = 0$  folglich:

$$\hat{F}_s = kx + d\dot{x} = \hat{F} \sqrt{\frac{1 + 4D^2\eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \sin(\Omega t + \gamma - \varphi) \quad (5.14)$$

Im letzten Ausdruck der Gleichung werden Feder- und Dämpfungskonstanten und die daraus resultierende Phasenverschiebung berücksichtigt.

Bei der Unwuchterregung setzt sich die Fliehkraft aus der Masse  $m_u$  der Unwucht-Gewichte, der Exzentrizität  $e_u$  der Unwuchtmassen zum Antriebszentrum und der Erregerfrequenz  $\Omega$  zusammen:

$$\hat{F}_u = m_u e_u \Omega^2 \quad (5.15)$$

Nach Einsetzen der Gleichung 5.15 in 5.14 ergibt sich für die gesuchte Kraft bei Unwuchterregung:

$$\hat{F}_s = \frac{m_u e_u}{m_{ges}} c \eta^2 \sqrt{\frac{1 + 4D^2\eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} = \frac{m_u e_u}{m_{ges}} c V_4 \quad (5.16)$$

Dämpfungskonstanten und Abstimmungsverhältnisse können in Beziehung gebracht und der dadurch entstehende Koeffizient als Ersatzparameter genützt werden. Diese Größe  $V_4$  kann in der nachstehenden Abbildung 42 abgelesen werden. <sup>57</sup>

<sup>56</sup> Vgl. Dresig/Holzweißig (2016), S. 192.

<sup>57</sup> Vgl. Dresig/Holzweißig (2016), S. 193.

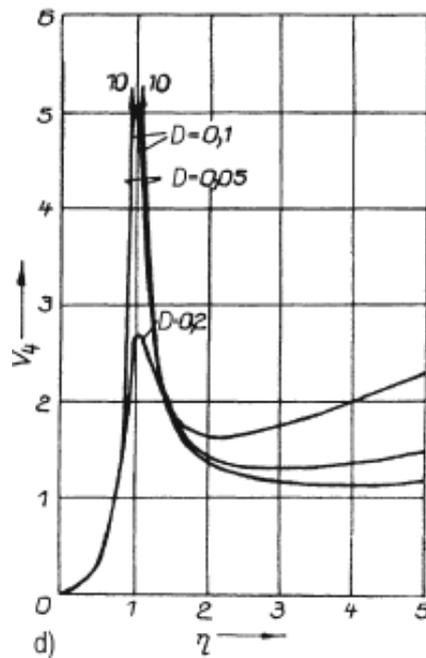


Abbildung 42: Vergrößerungsfunktion der Kraft bei Maschinenschwingung, Quelle: Dresig/Holzweißig (2016), S. 194.

### 5.3.2 Anwendung

Referenz zur Berechnung der dynamischen Vertikalkräfte dient die Siebmaschine aus der ersten Schwingweitenmessung BIVITEC Doppeldeck KRL/DD 2400x6 - XMSV2870.

Parameter für die Berechnung

BIVITEC Doppeldeck KRL/DD 2400x6	
Gesamtmasse:	11800 kg
Erregerfrequenz:	750 Upm
Anzahl an Dämpfer:	8
Dämpfungsrate:	420 kN/m
Schwungmasse:	155 kg
Exzentrizität:	241 mm

Berechnung von Eigenfrequenz und Abstimmungsverhältnis:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k_{\text{ges}}}{m}} = \sqrt{\frac{8 * 420 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}}}{11800 \text{ kg}}} = 16,87 \frac{1}{\text{s}}, \quad \eta = \frac{\Omega}{\omega_0} = \frac{\frac{750\pi}{30}}{16,87 \frac{1}{\text{s}}} = 4,66 \quad (5.17)$$

Wie aus der Berechnung 5.17 herausgeht, ist  $\omega_0 < \Omega$ , was bedeutet, dass in der An- und Auslaufperiode ein Resonanzfall auftritt und dessen Auswirkung gesondert analysiert, werden muss. Der Drehzahlbereich der Amplitudenverstärkung liegt bei:  $\omega_0 = 16,87 \frac{1}{\text{s}} \approx 161 \text{ Upm}$

## Konzepterarbeitung der Stütze

---

Mit einem Abstimmungsverhältnis von  $\eta = 4,66$  ergibt sich aus Abbildung 42 bei  $D = 0,1$  ein  $V_4$  – Wert von 1,5. Mithilfe der Gleichung 5.16 berechnet sich die dynamische Last zu:

$$\widehat{F}_S = \frac{m_u * e_u}{m_{ges}} * c * V_4 = \frac{2 * 155 \text{ kg} * 0,2415 \text{ m}}{11800 \text{ kg}} * 420 * 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}} * 1,5 \approx 4000 \text{ N} \quad (5.18)$$

Das bedeutet, die aus Unwucht erregte Fliehkraft wird durch die Dämpferelemente reduziert und die Restkraft die vertikal auf die Stütze einwirkt, beträgt aus der obigen Gleichung, 4000 N.

Die Berechnung der Resonanzfrequenz und der der Restvertikalkraft bezieht sich auf ein konstantes Dämpfungsverhalten gegenüber dem zurückgelegten Weg. Wie aus dem Marshmallow-Federn Datenblatt herausgeht, ist das Dämpfungsverhalten abhängig von der Durchbiegung der Feder nicht linear. Aufgrund einer nichtlinearen Federkennlinie sind die obigen Berechnungen nur bedingt anwendbar. Infolgedessen werden die vom Hersteller angegebenen Berechnungsmethoden verwendet und mit den Ergebnissen aus Gleichung 5.17 verglichen.

Wie auch die Dämpferkraft verhält sich auf die Eigenfrequenz der Elemente nicht linear und abhängig von der Größe der Kompression. Der erste Schritt für die Ermittlung der Restkräfte ist die Höhe des Isolationsgrades. Diesen Wert errechnet der Hersteller ebenfalls über die Eigenfrequenz der Dämpfer im Betriebszustand und die Störfrequenz (Erregerfrequenz).

Der Zusammenhang wird wie folgt angegeben: <sup>58</sup>

$$\frac{\text{MinLoad} - \text{Load@15\%}}{\text{Load@20\%} - \text{Load@15\%}} = \frac{\text{NatFreq} - \text{NatFreq@15\%}}{\text{NatFreq@20\%} - \text{NatFreq@15\%}} \quad (5.19)$$

Infolge dieser, durch den Hersteller angegebenen Formeln resultiert die Eigenfrequenz in:

$$\text{NatFreq} = \text{NatFreq@15\%} + \frac{[(\text{MinLoad} - \text{Load@15\%}) * (\text{NatFreq@20\%} - \text{NatFreq@15\%})]}{\text{Load@20\%} - \text{Load@15\%}} \quad (5.20)$$

$$\text{NatFreq} = 2,92 \text{ Hz} + \frac{[(14,5 - 5,05) * (2,65 - 2,92)]}{14,89 - 5,05} = 2,66 \text{ Hz} \rightarrow 160 \text{ Upm}$$

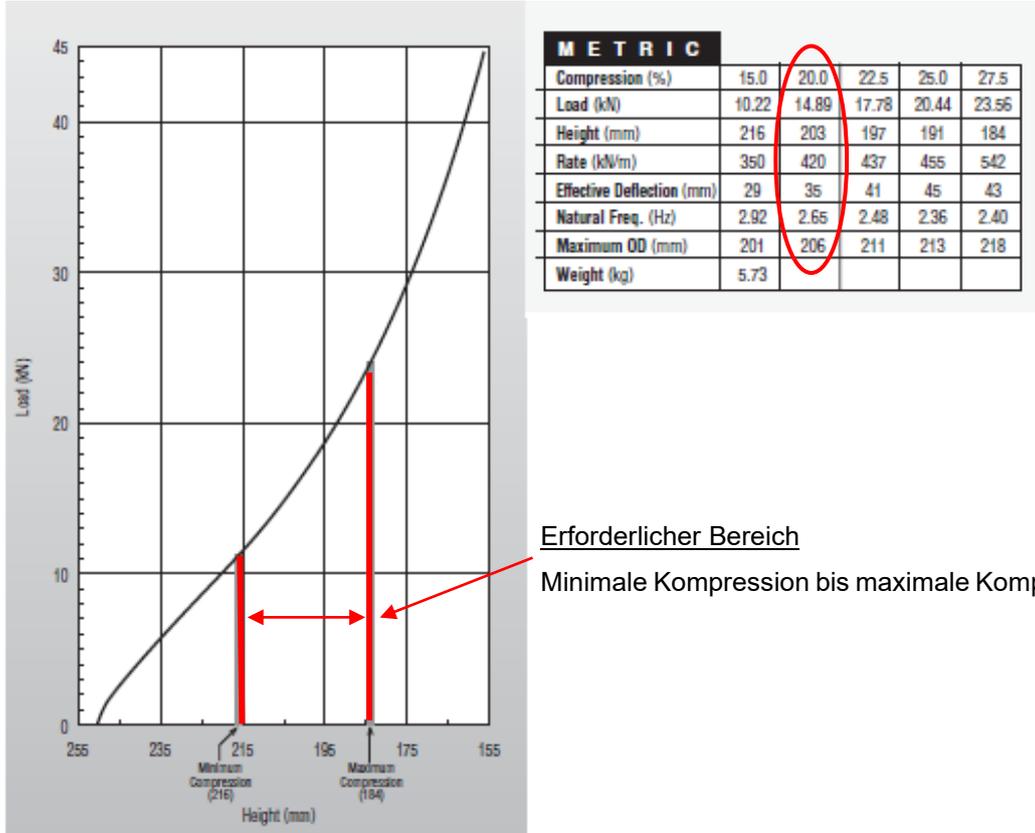
Für die Berechnungen wurde in Gleichung 5.17 und 5.18 die zweite Spalte der Parameter in Abbildung 43 gewählt. Grund ist, um eine sichere Nutzung der Marshmallow-Federn zu nutzen, muss die Kompression des Dämpfers zwischen Minimum und Maximum der Kennlinie liegen.

$$F_{n=8} = \frac{m * a}{n} = \frac{11800 \text{ kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{8} = 14,41 \text{ kN} \quad (5.21)$$

Eine ideale Lastverteilung ergibt sich bei Einsatz von 8 Stück Dämpferelementen. Der rote Kreis in der untenstehenden Abbildung zeigt die Eigenschaften des Marshmallow-Typs „0176“ für das aktuelle Beispiel.

---

<sup>58</sup> O.V. Firestoneip, S. 21, [11.09.2021]



Erforderlicher Bereich

Minimale Kompression bis maximale Kompression

Abbildung 43: Nichtlineares Dämpfungsverhalten und Kennwerte der Marshmallow-Federn, Onlinequelle: Firestoneip, S. 49, [11.09.2021]

Die Bestimmung des Isolationsgrades des vertikalen Kraftvektors wird wie vorher erwähnt, durch Gegenüberstellen der Eigenfrequenz und Erregerfrequenz bestimmt. Wie in Gleichung 5.16 und Abbildung 44 wird das Verhältnis dieser beiden Frequenzen in einem Faktor der Berechnungsformel berücksichtigt. Hierzu stellt der Hersteller ein Diagramm zu Verfügung, aus dem der Isolationsgrad in Prozent abgelesen werden kann. Auf der x-Achse wird die Eigenfrequenz der Dämpfer und auf der y-Achse die Erregerfrequenz eingetragen.

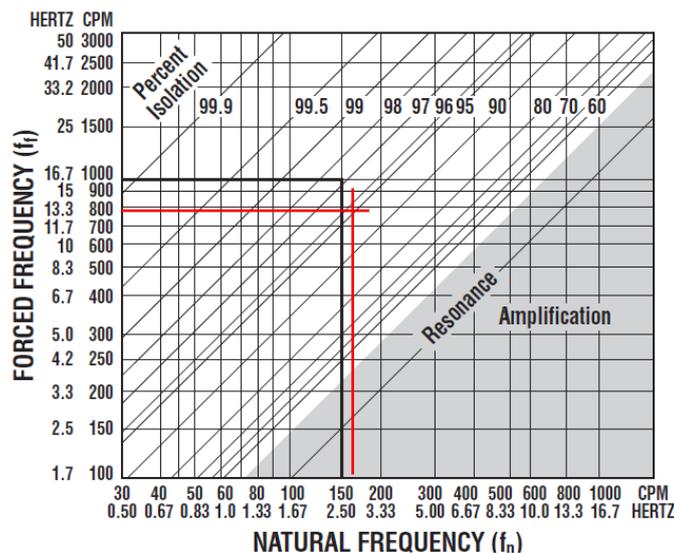


Abbildung 44: Diagramm zur Ermittlung des Isolationsgrades, ca. 95,5%, Onlinequelle: Firestoneip, S. 8, [11.09.2021]

$$\hat{F}_s = \frac{2m_u * e_u * \Omega^2 * 0,045}{\text{Anzahl an Stützen}} = \frac{2 * 155 \text{ kg} * 0,2415 \text{ m} * \left(78,54 \frac{1}{\text{s}}\right)^2 * 0,045}{4} = 5,2 \text{ kN} \quad (5.22)$$

Die Gleichung 5.15, Berechnung der Fliehkraft, wird durch die Anzahl der Stützen und des Isolationsgrades erweitert. In diesem Fall ergibt die dynamische Last auf die einzelne Stütze mit 5,2 kN gegenüber von 4 kN bei Betrachtung einer linearen Federkennlinie.

### 5.3.3 Resonanzfall

In der An- bzw. Auslaufperiode durchläuft die Siebmaschine eine erzwungene Winkelbeschleunigung der Unwuchtmassen. Befindet sich Erregerfrequenz und Eigenfrequenz nah beieinander, oder sind diese sogar ident, tritt der Resonanzfall auf. Die Amplituden der beiden Schwingungen überlagern sich und führen zu einer Addition der Größen. Das bedeutet, die Größe der Schwingformen erhöht sich für einen bestimmten Zeitraum. Deshalb ist es von Bedeutung, sollte im Einschwingvorgang des Systems ein Resonanzdurchlauf erfolgen, diesen Zeitraum so kurz wie möglich zu halten.<sup>59</sup>

Zu diesem Zweck wird eine Betrachtung der Amplitudenverstärkung und die Vergrößerung des Kraftvektors betrachtet. Als Ausgangssituation wird die Siebmaschine der dritten Messung KS/DRD XMSW1699 verwendet. Grund dafür, ist die Möglichkeit einer Gegenüberstellung einer analytisch bestimmten Amplitudenverstärkung und der gemessen.

Für diese Berechnung werden die Methoden in den Herstellerdatenblättern der Marshmallow-Federn im Resonanzdurchlauf zur Hilfe herangezogen. Anfangs wird die Amplitude des Hubes der Maschine in z-Richtung berechnet. Die Größe der Amplitude wird in Millimeter umgewandelt und abgerundet und ergibt den Multiplikationsfaktor der Amplitudenverstärkung in allen Krafrichtungen.

Zur Berechnung der Amplitude für die z-Bewegung (vertikale Kraftbelastung) wird die quasistationäre Antwort der Grundgleichung 5.13 herangezogen und mit den Siebmaschinenkennwerten (XMSW1699) bestückt:<sup>60</sup>

$$\hat{z} = \left| \frac{\Omega^2}{\omega^2 - \Omega^2} \right| * \frac{U}{m_{\text{ges}}} = \frac{(104,74 \text{ Hz})^2}{(15,17)^2 - (104,74 \text{ Hz})^2} * \frac{2 * 41,5 \text{ kgm}}{14600 \text{ kg}} = 0,0058 \text{ m} \rightarrow 5,8 \text{ mm} \quad (5.23)$$

Der sich dadurch ergebende Vergrößerungsfaktor ist 5.

---

<sup>59</sup> O.V. Firestoneip, S. 21, [11.09.2021]

<sup>60</sup> Vgl. Jäger/Mastel/Knaebel (2016), S. 124.

### 5.3.3.1 Gemessene Amplitudenverstärkung

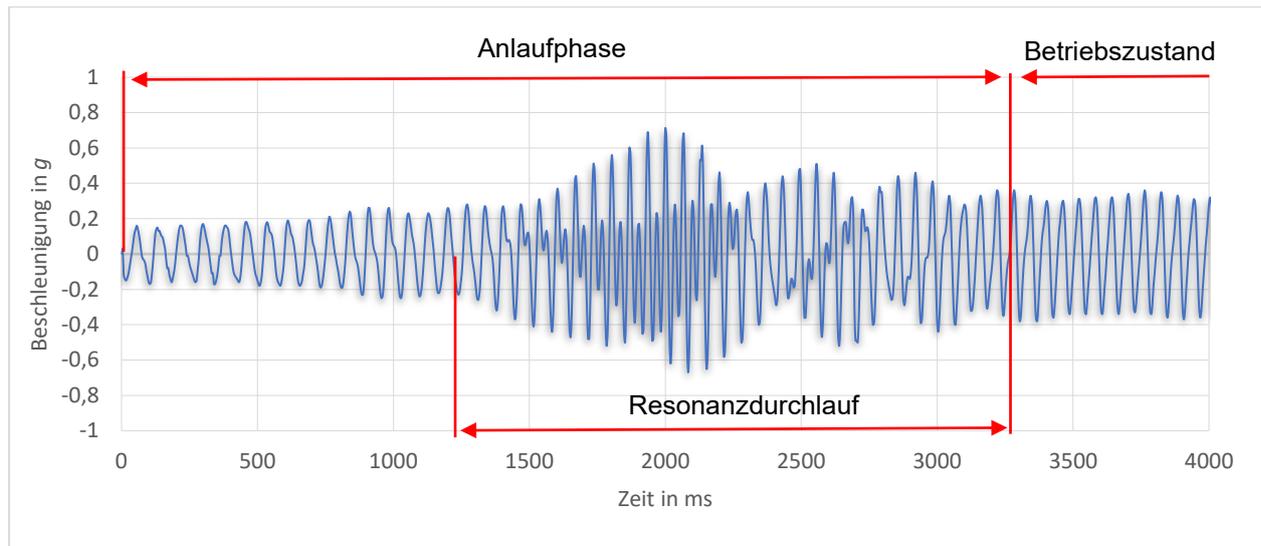


Abbildung 45: Visualisierung der Messwerte, Quelle: Eigene Darstellung

Anhand der grafischen Auswertung mit der Messmethode (MPU-9250) ist der Bereich des Resonanzdurchlaufes gut zu erkennen. Zuzüglich der Amplitudenverstärkung tritt eine kurzzeitige Vergrößerung der Schwingfrequenz ein, was auf die Werkstoffeigenschaften der Dämpferelemente zurückzuführen ist. Der Höchstwert der Beschleunigung während der Messung, liegt bei  $0,78\text{ g}$ . Angesichts der auftretenden Beschleunigung im Betriebszustand ( $0,39\text{ g}$ ) beträgt die Amplitudenverstärkung im Resonanzdurchlauf durch die Dämpferelemente in etwa das Doppelte (Faktor 2). Wird der in Gleichung 5.23 berechnete Verstärkungsfaktor der tatsächlich gemessen gegenübergestellt ergibt sich großer Unterschied. Die Berechnungsmethode des Herstellers bezieht sich auf die errechnete Schwingweite, aus der danach der Verstärkungsfaktor abgeleitet wird. Diese Herstellerangaben beinhalten bereits Sicherheitsfaktoren aufgrund von dynamischen Belastungsfällen. Ist der Resonanzdurchlauf in späteren Auslegungen relevant, wird auf die Empfehlungen des Herstellers geachtet und der Faktor 5 verwendet.

## 5.4 Betrachtung der Schwingungsmessung im Simulationsmodell

Aufbauend auf der Schwingungsmessung in Kapitel 5.1 wird zur Ermittlung der auftretenden Querkräfte ( $x$ - und  $y$ -Richtung) die gemessenen Verschiebungen als Ausgangsbasis für eine Finite-Elemente Simulation verwendet. Hierzu wird eine Software verwendet, in der ein 3D-Modell der aktuellen Stütze geladen wird. Der Simulationsprozess besteht aus der Einarbeitung der Randbedingungen läuft wie folgt ab: (theoretische Grundlagen in Kapitel 2.2.2)

### 1. Erzeugen des CAD-Modells

Der erste Schritt ist das Erstellen des CAD-Modells (Einzelteile und Baugruppen) bzw. das Herauslösen von diskreten Bereichen einer Baugruppe, die für die Berechnung notwendig ist.

### 2. Aufbereiten des CAD-Modells

Zur Reduktion der Rechenleistung und die damit verbundene Rechenzeit, wird das detaillierte CAD-Modell im Rahmen der Betrachtungspunkte vereinfacht. Das bedeutet, das Entfernen von komplexen Geometrien, die nicht unmittelbar zur Beeinflussung des Ergebnisses beitragen.

### 3. Netzgenerierung

In diesem Schritt wird das CAD-Modell als Volumen-, Schalen- oder Linienmodell definiert und in weiterer Folge erfolgt die Diskretisierung. Hierzu wird das Modell in Knotenpunkte unterteilt, welche je nach Einstellung unterschiedlich vernetzt werden können.

### 4. Kontaktdefinition

Besteht das Modell aus mehreren einzelnen Komponenten müssen die Beziehungen, in der sie sich zueinander befinden, definiert werden.

### 5. Lagerbedingungen

Im fünften Schritt erfolgt die Definition der Freiheitsgrade des zu untersuchenden Bauteils. Hierzu sollte die Art der Einspannung möglichst nah der Realität entsprechend gewählt werden.

### 6. Randlasten

Im vorletzten Schritt wird das Modell mit internen und externen Beeinflussungen, möglichst realistisch betrachtet.

### 7. Analyseart

Je nach Aufgabenstellung und Simulationsart werden im letzten Schritt die gewählten Untersuchungsbereiche durch den Post-Prozessor berechnet und dargestellt.<sup>61</sup>

## 5.4.1 CAD-Modell

Für diese Simulation wird das CAD-Modell der hinteren Maschinenstütze aus der Messung 1, Kapitel 5.1, Zeichnungsnummer: XMSV2870 verwendet. Zusätzlich wird, wie im realen Probelauf, die Fußplatte der Stütze mit Pratzen auf die Prüfstandplatte niedergespannt. Ziel ist es, die Stützen mit den gemessenen Verschiebungen zu beaufschlagen um Kraftreaktion und Spannungsspitzen als gewünschte Ergebnisse zu erhalten.

---

<sup>61</sup> Vgl. Klein (2012), S. 4ff.

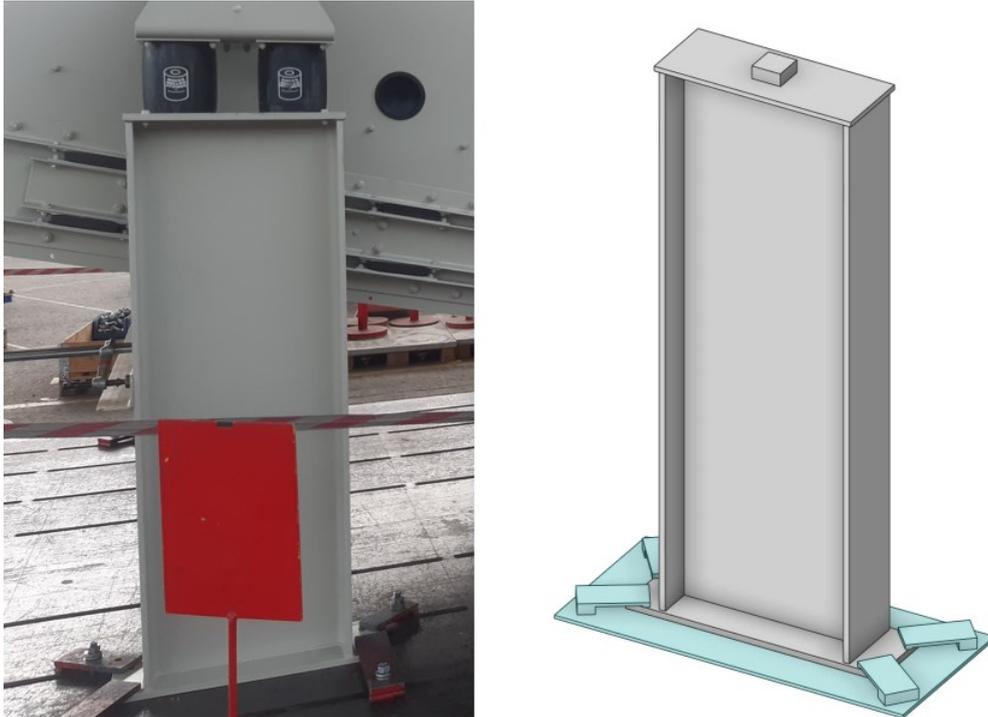


Abbildung 46: Links...reale Stütze, rechts... vereinfachtes CAD-Modell, Quelle: Eigene Darstellung

## 5.4.2 Modellvereinfachung und Vernetzung

Basierend auf der Gesamtsteifigkeitsmatrix sind die Vernetzung und die Anzahl der Elementarknoten für die Komplexität dieser Berechnungen verantwortlich. Wie in Gleichung 2.21 führt eine höher werdende Knotenanzahl zu einer längeren Kette an Verschiebungswerten, die beispielsweise bei Findung von auftretenden Spannungen, notwendig zum Berechnen sind. Die Vergrößerung der Gesamtsteifigkeitsmatrix führt in weiterer Folge zu einer Steigerung der Rechenzeit.<sup>62</sup>

Deshalb sollte das CAD-Modell für die FE-Simulation von etwaigen Geometrien und Konturen, die nicht unmittelbar zum Ergebnis beitragen, entfernt werden. Die Abbildung 46 zeigt bereits eine Vereinfachung des CAD-Modells gegenüber dem für die Fertigung bestimmten Modell. Bohrungen und Radien an den einzelnen Komponenten wurden entfernt, da man eine Beeinflussung durch diese Geometrien ausschließen kann.

Bei der Diskretisierung (Vernetzung) wird das Modell nach einer definierten Anordnung in Elementarknoten unterteilt. Die Art der Anordnung ergibt sich je nach Anforderung oder nach der Geometrie des zu untersuchenden Bauteils bzw. durch manuelle Definition. Somit können bei Bedarf Teilbereiche ausgewählt und noch feiner unterteilt werden. Bei 3-dimensionalen Körpern kommen häufig Tetraeder (Vierflächen)

<sup>62</sup> Welsch, Researchgate (2015), [23.09.2021]

oder Hexaeder (Sechseck) Anordnungen zur Anwendung. Aus dem Grad der Feinheit des Netzes, wie zuvor beschrieben, leitet sich die Genauigkeit des Ergebnisses ab.<sup>63</sup>

Bei der rechnergestützten Simulation ist es jedoch von Vorteil, eine Konvergenzstudie durchzuführen. Hierbei wird mit einem groben Netz begonnen und es schrittweise verfeinert. Stellt sich nach einigen Schritten keine signifikante Ergebnisänderung ein, ist eine weitere Steigerung der Netzverfeinerung meist nicht sinnvoll und führt nur zu einer Verlängerung der Rechenzeit.<sup>64</sup>

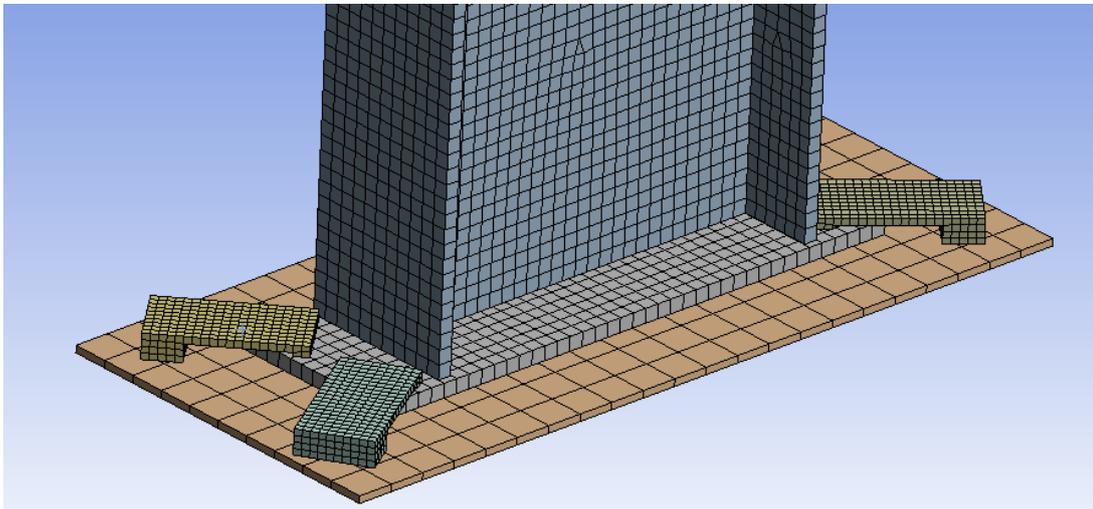


Abbildung 47: Ausschnitt der Vernetzung aus dem Stützenmodell, Quelle: Eigene Darstellung

Für diese Simulation wurde die Vernetzungsart „Hex-Dominant“ gewählt. Sie erzeugt bei geometrisch rechtwinkligen Formen eine gleichmäßige Aufteilung der Elementarknoten. Die Spannpratzen haben die Aufgabe die Stütze bei dynamischer Belastung auf dem Boden zu fixieren, deshalb wird das Netz in diesem Bereich gegenüber der Bodenplatte verfeinert.

### 5.4.3 Kontakt

Treffen zwei oder mehrere Komponenten bei einer Analyse zusammen, müssen die Beziehungen zueinander bzw. die Flächen, die aufeinandertreffen können, definiert werden. Sie beeinflussen die Gesamtsteifigkeit der Baugruppe. Ohne konstruktive Maßnahmen, können so die Flächen der Komponenten fest verbunden oder mit einem Reibwert in Beziehung gebracht werden.

---

<sup>63</sup> Vgl. Schier (2011), S. 9f.

<sup>64</sup> Vgl. Gebhardt (2018), S. 190f.

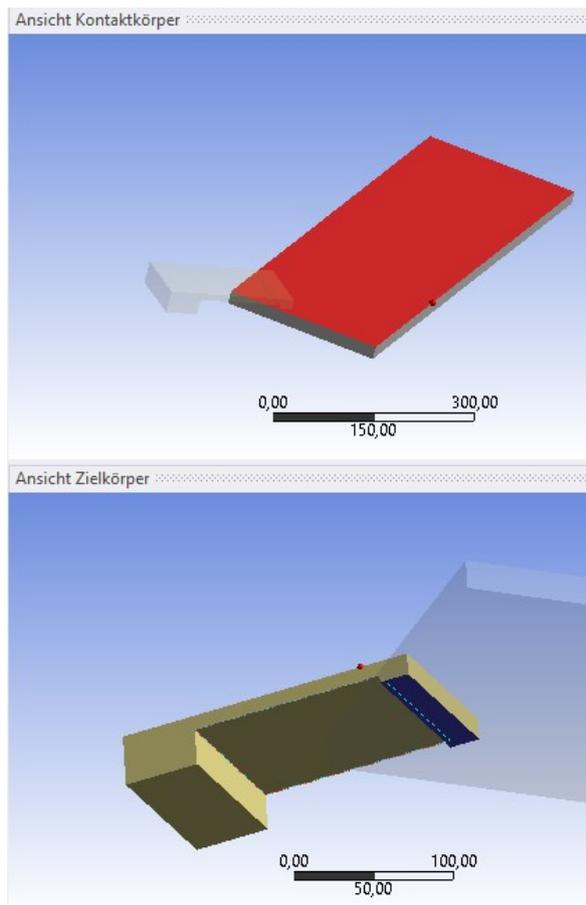


Abbildung 48: Definition der Kontaktflächen, Quelle: Eigene Darstellung

In der FE-Methode gibt es Verfahren die bei einem Kontaktfall zwischen den Kontaktelementen iterative Gleichgewichtsalgorithmen einsetzen, da ansonsten die Körper ineinander eindringen würden. Weiters wird unterschieden welcher Körper als Kontakt- und welcher als Zielkörper fungiert. Das hat zu Folge, dass der Fall des Eindringens eines Körpers in einen anderen überprüft wird und wenn ja, nur in eine Richtung berechnet wird. Gibt es mehrere Körper, die in einer Simulation die gemeinsam für ein Ergebnis verantwortlich sind, spricht man von einem nicht linearen Steifigkeitsverhalten und das schon bei geringer Belastung.<sup>65</sup>

Die nebenstehende Abbildung zeigt den gewählten Kontaktstatus zwischen der Fußplatte der Stütze und der Auflagefläche einer Spannpratze. Der Kontakttyp wird mit einem Reibwert von 0,2 versehen, gleich wie die Kontaktflächen der übrigen Bauteile. Kopf- und Fußplatte sind mit dem I-Profil verschweißt und besitzen den Typ: Verbunden.

### 5.4.4 Lagerbedingungen und Randlasten

Für diese Simulation gibt es lediglich eine Fixierung der modellierten Bodenplatte. Die anderen Einzelteile stehen danach durch die Kontaktflächen in Beziehung zueinander. Bei einer Fixierung der Bodenplatte, wird die Bewegung in allen Richtungen gesperrt. Solche Vorgaben sind äußerst wichtig, da ansonsten die Gesamtsteifigkeitsmatrix nicht gelöst werden kann. Weiters werden die Spannpratzen auf der Oberseite mit einer Kraft beaufschlagt die repräsentativ für die Spannkraft durch eine Schraubverbindung steht. Zu diesem Zweck wurde die Spannkraft mithilfe einer Kraftmessdose gemessen und beträgt 20 kN. Diese Kraft wirkt unmittelbar bei Beginn der Simulation.

Basis der Simulationsmethode ist die Untersuchung über einen definierten Zeitraum (transiente Strukturmechanik). Das bedeutet, die gemessenen Verschiebungswerte wirken wie in der Realität Frequenzabhängig auf die Stütze ein. Die Schwingweiten der Stützen beliefen sich bei der Messung in x-Richtung auf 0,16 mm und in y-Richtung auf 1,1 mm. Demnach erfährt die Kopfplatte der Stütze eine Verschiebung um die Hälfte in der jeweiligen positiven und negativen Richtung. Die zeitliche Änderung

<sup>65</sup> Vgl. Klein (2012), S. 182f.

## Konzepterarbeitung der Stütze

zwischen den beiden Auslenkungen beträgt 0,08 s und entspricht der Dauer einer Umdrehung der umlaufenden Unwuchtmasse.

### Randbedingungen:

- A...Fixierte Lagerung der Bodenplatte
- B...Vertikale Pratzenspannkraft ( $F = 20000 \text{ N}$ )
- C...Verschiebung (tabellarische Daten Abbildung 49)
- Allgemeine Netzdichte = 15 mm
- Kontaktnetzdichte = 3 mm

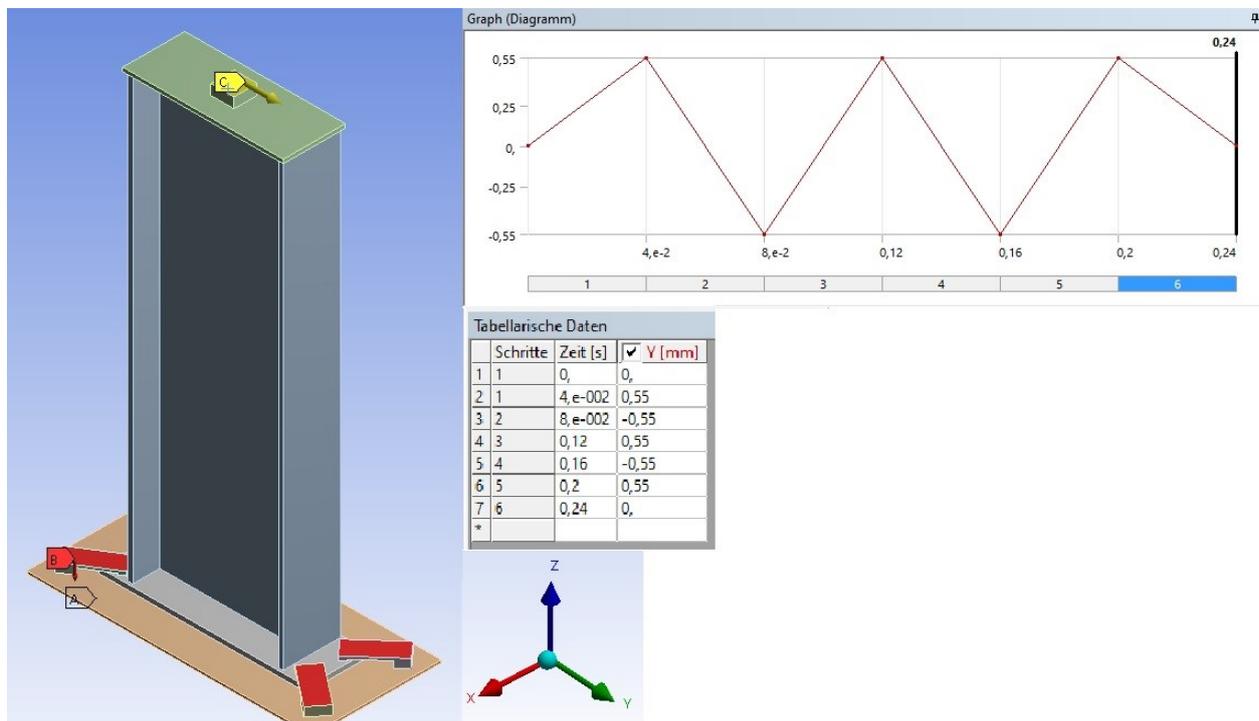


Abbildung 49: Simulationsmodell zur Ermittlung der Reaktionskräfte, Quelle: Eigene Darstellung

### 5.4.5 Ergebnisse der Simulation

Anhand der örtlichen Randbedingungen werden die entstehenden Kraftreaktionen und Spannungsspitzen stark abhängig von der Stützhöhe sein (Hebelarm), deswegen müssen für spätere Simulationen Vergleichswerte zu den jeweiligen Stützhöhe getätigt werden. Zusammenfassend bieten diese Ergebnisse nur Hilfwerte zum Abgleich der auftretenden Kräfte und Momente, sollten dieselben Verschiebungen bei den neukonstruierten Stützen auftreten.

Simulationsstudie zur Schwingungsmessung		
Kraftrichtung	X	Y
Gemessene Schwingweiten in mm	0,16	1,1
FEM berechnete Kraftreaktion in N	1945	1937
Maximalspannung in N/mm <sup>2</sup>	9,6	12,45

Tabelle 7: Ergebnisse, Quelle: Eigene Darstellung

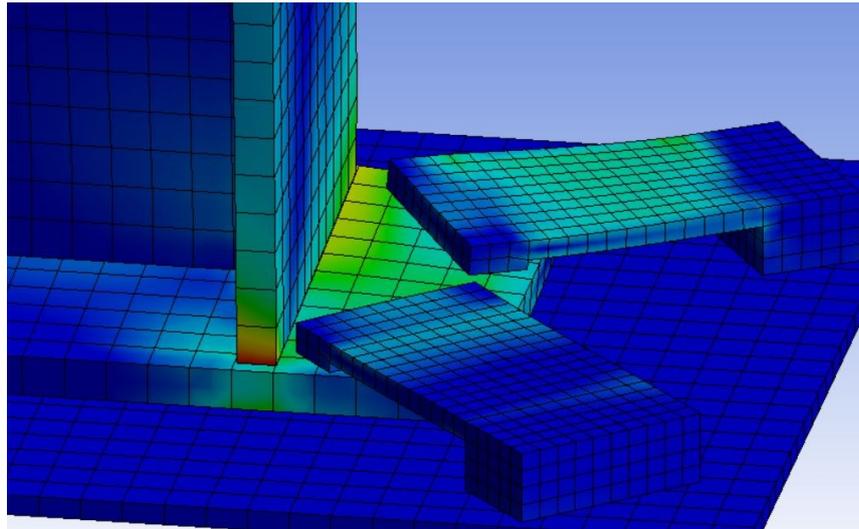


Abbildung 50: Auftretende Spannungsspitzen bei Verschiebung in x-Richtung, Quelle: Eigene Darstellung

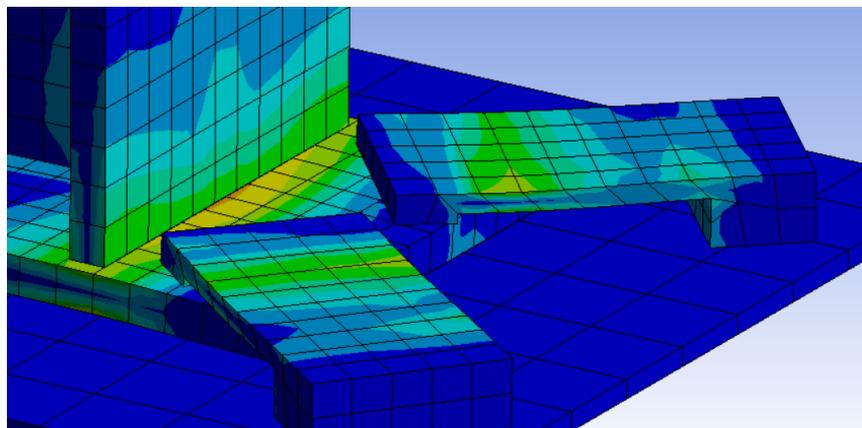


Abbildung 51: Auftretende Spannungsspitzen bei Verschiebung in y-Richtung, Quelle: Eigene Darstellung

Die orange/rötlichen Verfärbungen in den obigen Abbildungen zeigen die örtlichen Bereiche mit den höchsten auftretenden Spannungen durch die Verschiebung. Diese auftretenden Spannungen werden in der Software mit den Werkstoffkennwerten des ausgewählten Materials verglichen. Alle Komponenten für die Simulation bestehen aus: S355JR+AR.

Die Reaktionskraft in Abhängigkeit zur Randbedingung „Verschiebung“ ist jene Kraft, die benötigt wird, um den Punkt „C“ (Abbildung 49) um die gemessene Verschiebung im Simulationsmodell nachzubilden.

## 5.5 Anforderungsliste

Die Anforderungsliste beinhaltet alle notwendigen Spezifikationen, die das Konstrukt erfüllen soll. Diese ergeben sich aus den konstruktiven Maßnahmen zu Erbringung der gewünschten Funktionen für die Beschleunigung des Prüfstandaufbaues und der Dimensionierung der Bauteile für eine Dauerfestigkeit bei dynamischer Belastung. Vorschriften für behördliche Vorgaben wie Unfallverhütungsverordnungen werden nach den ersten Konstruktionsentwürfen entsprechend eingearbeitet. <sup>66</sup>

<b>F = Forderung</b> <b>W = Wunsch</b>	<b>Nr.</b>	<b>Anforderung</b>
F	1	Maximalverschiebung in x-Richtung durch Reaktionskräfte von 1 mm
F	2	Maximalverschiebung in y-Richtung durch Reaktionskräfte von 2 mm
F	3	Auftretende Spannungen < 40 N/mm <sup>2</sup>
F	4	Niederhaltekraft min. 20 kN
F	5	Standhalten dynamischer vertikaler Belastung nach Berechnungsmethode, Kapitel 5.2.2, Maximale exzentrische Schwungmasse: 2 x 41,5 kgm
F	6	Standhalten dynamischer horizontaler Belastung (x/y) nach Simulationsmodell, Kapitel 5.3
F	7	Aufnahme Maschinengesamtmasse bis 15000 kg
F	8	Aufnahme unterschiedlicher Anzahl von Marshmallow-Federn
W	9	Implementierung Längenmesssystem
W	10	Zusatzsicherung gegen Absinken (mechanisch)
F	11	Erreichbare Stützhöhe Aufgabenseite von 2000 mm
F	12	Erreichbare Stützhöhe Abgabenseite von 500 mm
W	13	Stützenkonzept ebenfalls für Motorstütze anwendbar
W	14	Energieversorgung für Hydraulik separat
W	15	Abdeckungsmöglichkeit ca. 60 % der zu prüfenden Maschinen
W	16	Geführte Verschiebung der Stütze am Prüfstand

Tabelle 8: Anforderungen an die Stütze, Quelle: Eigene Darstellung

<sup>66</sup> Vgl. Theumert/Fleischer (2007), S. 2.

## 6 KONSTRUKTIONSENTWÜRFE

Im ersten Teil dieses Kapitels werden grobe 3D-Modelle der Stütze angefertigt. Hauptaugenmerk der Konstruktion sind die Teilgebiete der Stütze, die für die Erfüllung der Grundfunktionen verantwortlich ist. Anschließend werden die einzelnen Baugruppen zu einem Gesamtkonzept vereint. Sollte es zu mehreren Varianten in einem Teilgebiet kommen, werden diese vor der Zusammenführung bewertet. Ausgehend der Anforderungsliste ergeben sich die drei Teilgebiete:

- Höhenverstellung mittels Hydraulikzylinder
- Aufnahme der dynamischen Belastungen (Horizontal- und Vertikalkräfte)
- Mechanische Zusatzsicherung gegen Absinken

### 6.1 Auswahl des Hydraulikzylinders (Höhenverstellung)

Für die Längenänderung der Stütze soll ein Hydraulikzylinder zum Einsatz kommen. Wie in Kapitel 3.3 beschrieben, gibt es für diesen Zweck eine Vielzahl an verschiedenen Bauformen von Hydraulikaktuatoren. Da die Siebmaschine auf jeweils vier Stützen aufgenommen wird, beträgt der Kraftmindestaufwand ein Viertel der Gesamtmasse der Maschine inklusive der dynamisch wirkenden Vertikalkräfte in der Einlauf- bzw. Auslaufperiode. (Kapitel 5.2.2). Aus Sicherheitsgründen soll der Hydraulikzylinder diese, während dem Probelauf auftretenden Belastungen aufnehmen können, um etwaige Beschädigungen am Zylinder zu vermeiden. Grundlagen für die Dimensionierung von Kolbenstange und erforderlichen Druck kommen aus Kapitel 3.2.2.

#### Maximal auftretende Vertikalkräfte aus der Anforderungsliste

Maximalmasse der Siebmaschine:	15000 kg
Maximale Schwungmasse:	2 * 41,5 kgm
Maximale Winkelgeschwindigkeit:	79 $\frac{1}{s}$

Basierend Gleichung 5.22 und Abbildung 44 ergeben sich:

$$F_{Z_{dyn}} = \frac{2m_u * e_u * \Omega^2 * 0,045}{\text{Anzahl an Stützen}} = \frac{2 * 41,5 * \left(79 \frac{1}{s}\right)^2 * 0,045}{4} = 5,68 \text{ kN} \quad (6.10)$$

Die Berechnung der Amplitude ist nur maschinenspezifisch möglich, da sie sich aus Unwuchtmasse und Maschinengesamtmasse zusammensetzt. Für die Ermittlung der  $F_{Z_{dyn}}$  im Resonanzdurchlauf wird daher der Faktor 5 als Vergrößerungsparameter verwendet.

### 6.1.1 Punktlast der Stütze

$$Fz_{statisch} = 37,6 \text{ kN}$$

$$Fz_{dyn} = \pm 5,68 \text{ kN}$$

$$Fz_{dyn} \text{ im Resonanzdurchlauf} = \pm 28 \text{ kN}$$

$$Fx_{dyn} = \pm 1945 \text{ N}$$

$$Fx_{dyn} \text{ im Resonanzdurchlauf} \approx \pm 10 \text{ kN}$$

$$Fy_{dyn} = \pm 1937 \text{ N}$$

$$Fy_{dyn} \text{ im Resonanzdurchlauf} \approx \pm 10 \text{ kN}$$

Tabelle 9: Punktlasten der Stütze, Quelle: Eigene Darstellung

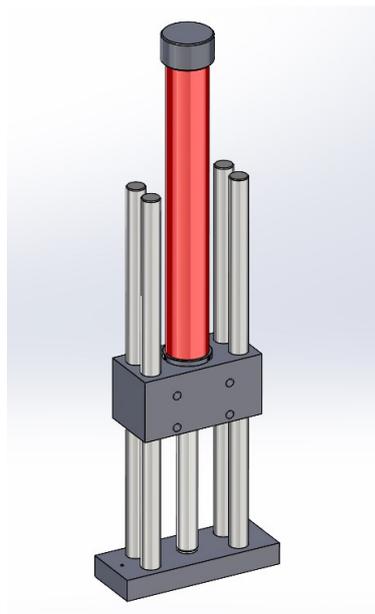
Die auftretenden Vertikalkräfte im Resonanzfall werden bei der Auslegung des Zylinders nicht berücksichtigt, da diese nur in einem sehr kurzen Zeitbereich wirken. Daraus ergibt sich eine erforderliche Druckkraft für den Hydraulikzylinder von **43 kN** ( $Fz_{statisch} + Fz_{dyn}$ ). Die horizontal wirkenden Kräfte in x- und y-Richtung beziehen sich aus dem Simulationsbeispiel in Kapitel 5.3 bei einer Stützhöhe von 1715 mm bei einem I-Träger Stahlprofil IPE600.

### 6.1.2 Auswahl der Bauform

1.



2.



3.

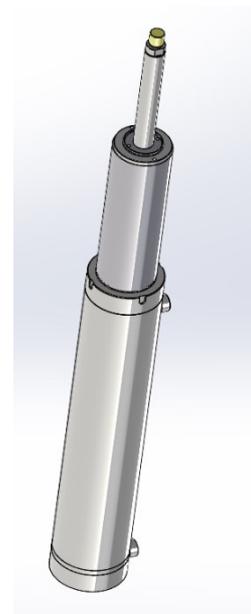


Abbildung 52: 1...Rundzylinder, 2...Schiebereinheit, 3...Teleskopzylinder, Quelle: Eigene Darstellung

## **Rundzylinder**

### Vorteile:

- Schlanke Bauform
- Hublängen bis 6000 mm
- Hohe Kraft
- Integration eines Wegmesssystems
- Einfachwirkend und Doppelwirkende Ausführungen

### Nachteile:

- Großer Einbauraum
- Hoher Druck notwendig
- Keine Aufnahme von Querkräften
- Wegmesssystem erhöht Einbaugröße

## **Schiebereinheit**

### Vorteile:

- Zusätzliche Führungsstangen für die Aufnahme von Querkräften
- Massive Bauform
- Anbringung von mechanischen Endschaltern
- Einfachwirkend und doppelwirkende Ausführungen

### Nachteile:

- Großer Bauraum
- Hublänge bis maximal 500 mm
- Druckanschlüsse bei ausgefahrenem Zustand weit voneinander entfernt
- Teuer durch Führungsstangen

## **Teleskopzylinder**

### Vorteile:

- Niedrige Bauform (Hublänge übersteigt Zylinder im eingefahrenen Zustand)
- Große Hublängen möglich
- Schmäler werdende Kolbenstangedurchmesser bei großem Hub
- Preiswerte Varianten

Nachteile:

- Geringer werdende Kraft bei größer werdender Hubposition
- Gefahr von Knickung
- Meist nur in einfachwirkender Ausführung möglich

### 6.1.2.1 Auswahlentscheidung Hydraulikzylinder

Bei Gegenüberstellen der Vor- und Nachteile der einzelnen Bauformen überzeugt der Teleskopzylinder aufgrund der Baugröße bei eingefahrenem Zustand und den großen Hublängen. Die Drücke weisen bei kleiner werdendem Kolbendurchmesser eine ausreichende Leistung auf, um die geforderten Belastungen aufnehmen zu können. Schiebereinheiten bieten zwar Führungsstangen für die Aufnahme von Querkräften, jedoch gibt es bei diesen Hydraulikzylindern Einschränkungen in punkto Baugröße.

Deshalb wird für diesen Einsatzzweck ein Teleskopzylinder angedacht.

#### Berechnung der maximalen Knickkraft

Basierend auf den Recherchen in Kapitel 3.3.2 wird in diesem Abschnitt die maximale Knickkraft berechnet und der maximal auftretenden Druckkraft (Vertikalbelastung  $F_{Z\ dyn} + F_{Z\ statisch}$  in Tabelle 9) gegenübergestellt.

Hierfür wird die Gleichung 3.35 und 3.36 verwendet. Für eine Erstbetrachtung wird ein einfachwirkender Teleskopzylinder der Firma „Hytec-Hydraulik“ verwendet. Die Parameter des Zylinders können aus dem Datenblatt (Anhang 1) entnommen werden.



Abbildung 53: Einfachwirkender Teleskopzylinder, Onlinequelle: Hytec-hydraulik, [06.11.2021]

Als ersten Schritt erfolgt die Berechnung der Flächenträgheit  $I$  aufgrund des Kolbenstangendurchmessers  $d_1$  (erste Stufe) von 68 mm.

$$I = \frac{\pi}{64} * d_1^4 = \frac{\pi}{64} * (68\text{mm}^4) = 1,05 * 10^6 \text{mm}^4 \quad (6.11)$$

Danach wird das Ergebnis in Gleichung 3.36 eingesetzt werden. Die Knicklänge  $l_k$  ergibt sich aufgrund der Hublänge des Teleskopzylinders mit 895 mm. Als Einbaulage (Abbildung 29) wird der Faktor  $x = 1$  gewählt – Zylinder am Schwenkzapfen gespannt, Kolbenstange gelenkig gelagert. Der Sicherheitsfaktor wird mit 3,5 gewählt.

$$F_k = \frac{\pi^2 * E * I * x}{l_k^2 * S} = \frac{\pi^2 * 2,1 * 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 1,05 * 10^6 \text{mm}^4 * 1}{(895 \text{ mm})^2 * 3,5} = 776236 \text{ N} \cong 776 \text{ kN} \quad (6.12)$$

$$\rightarrow 40,68 \text{ kN} < 776 \text{ kN}$$

Infolge des obigen Ergebnisses ist dieser Zylinder für den Einsatz geeignet.

## 6.2 Methodik zur Aufnahme der Querkräfte

Im Gegensatz zu den Originalstützen, müssen die zukünftigen Maschinenstützen zwei- oder mehrteilig ausgeführt sein, um eine Höhenverstellung zu erreichen. Wegen dieser Trennung in Fußteil und Kopfteil entsteht eine Schwachstelle, auf die sich die auftretenden Belastungen durch den Probelauf negativ auswirken. Des Weiteren verstärkt sich die Momentenreaktion bezogen auf die Einspannung auf der Bodenplatte bei Verlängerung der Hubposition. Deshalb muss in weiterer Folge der Weg der Kraftübertragung zwischen Fuß- und Kopfteil genauer betrachtet werden.

In diesem Fall ist die Höhenverstellbarkeit der Stütze nur dann realisierbar, wenn sich die Einzelteile zueinander bewegen können. Diese Freiheiten sind mit I-Profilen nur bedingt möglich, besser dafür sind Hohlprofile wie Formrohre oder Rundrohre geeignet. Aufgrund eines hohen Widerstandsmomentes weisen Hohlprofile eine fast ebenso hohe Steifigkeit gegenüber Vollprofilen auf. Zwischen den gewählten Profilen muss jedoch ein Abstand gewährleistet sein.

Die Größe des Abstandes führt aber zu weiteren Problemstellungen. Ein zu kleiner Abstand wäre aus fertigungstechnischen Gründen nur sehr schwer realisierbar, bzw. würde zu einem teilweisen Klemmen bei längerer Laufzeit führen. Ein zu großer Abstand wiederum verursacht, bei weit ausgefahrener Hubposition einen langen Hebelarm, was zu fortlaufenden Kollisionen der Hohlprofile führt. Dieser Effekt tritt aufgrund der dynamischen wechselnden Belastung in  $x$ - sowie  $y$ -Richtung auf. Auch bei Einsatz von Arretierungsbolzen zur Sicherung der Höhe muss für die Möglichkeit des Einbringens des Bolzens eine Spielpassung vorhanden sein.

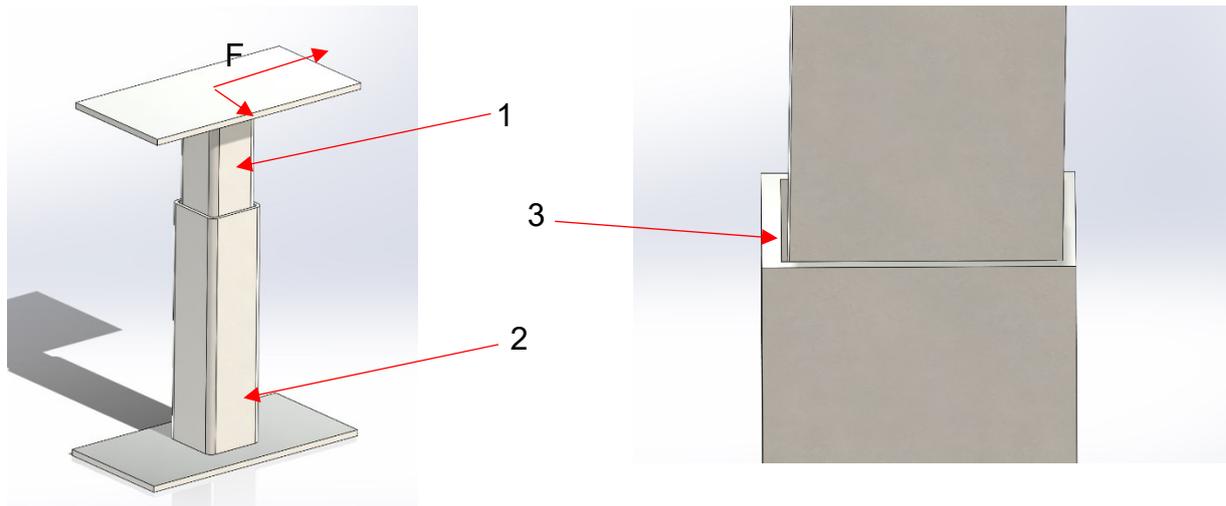


Abbildung 54: 1...Kopfteil, 2...Fußteil, 3...entstehender Abstand (schlecht),  $F$ ...Querbewehrung in  $x$ - oder  $y$ -Richtung, Quelle: Eigene Darstellung

Zu diesem Zweck müssen neben der Höhenverstellung konstruktive Maßnahmen eingebracht werden, die den Kopfteil in seiner Endposition fixiert oder einer Anbringung von maschinenbautechnischen Komponenten zur Führung und Dämpfung der Querkkräfte.

### 6.2.1 Klemmung (Variante 1)

Neben der Höhenverstellung über einen Hydraulikzylinder wird im nächsten Schritt ein weiterer Zylinder am Kopfteil der Stütze angebracht, welcher den Arbeitshub in horizontaler Richtung ausübt und so den Fliehkräften der Unwuchtmassen entgegenwirkt. Die Kraftübertragung erfolgt über eine Stahlbacke zwischen den Zylinder, der am Kopfteil montiert ist, und dem Fußteil. Zu beachten ist jedoch, jeder Eingriff in die Geometrie des Profilstahls kann sich negativ auf die Gesamtsteifigkeit der Stütze auswirken. Es erfolgt eine Anbringung von zwei Aktoren, um die höchstmögliche Verschiebung zu erzielen.

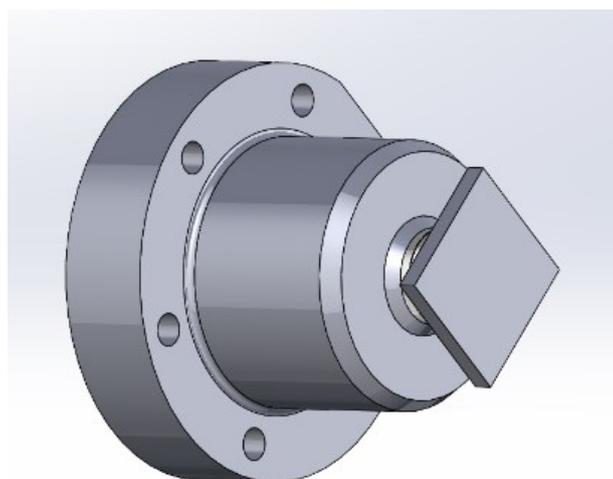


Abbildung 55: Schematische Abbildung eines Flanschzylinders, Quelle: Eigene Darstellung

Vorteil Einsatz von zwei Klemmzylindern

- Zusätzliche Stabilität
- Hohe Druckkraft bei kleiner Bauform

Nachteil Einsatz von zwei Klemmzylindern

- Anbringung nur durch Sonderkontur des Kopfteils möglich
- Montier- und Demontiermöglichkeit der Klemmzylinder beschränkt
- Abstützen der Querkräfte nur in eine Richtung möglich

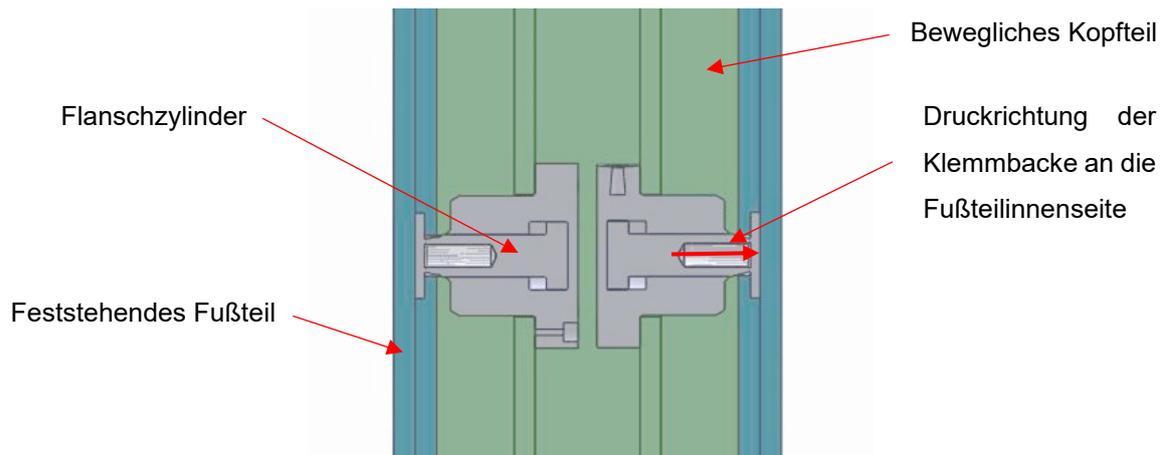


Abbildung 56: Integration der Flanschzylinder im Kopfteil der Stütze, Quelle: Eigene Darstellung

Trotz der geringen Baugröße der Hydraulikflanschzylinder ist die Integration in einem Stahlprofil sehr schwierig und mit einer enormen Veränderung der Ausgangsgeometrie des Profilstahls verbunden. Hinzu kommen noch die Hydraulikleitungen, die ebenfalls im Innenraum verlegt werden müssen und während der Höhenverstellung der Stütze einen Platz für eine sichere Verlegung finden müssen.

### 6.2.2 Führungen (Variante 2)

Die Längenveränderung der Hubposition ist eine lineare (translatorische) Bewegung entlang einer Achse (z-Richtung). Ein Aspekt zur Kraftübertragung und Führung von beweglichen Maschinenteilen ist der Einsatz von Linearführungen. Im Speziellen haben Linearführungen die Aufgabe der Aufnahme von Momenten und Kräfte in mehreren Richtungen zwischen beweglichen und unbeweglichen Komponenten. Dabei wird zwischen Wälzführungen und Gleitführungen unterschieden. Bei Wälzführungen sorgen Wälzkörper für eine Verminderung der Reibung sowie für die Kraftübertragung zwischen den Bauteilen. Gleitführungen hingegen nutzen besondere Geometrien (z.B.: Schwalbenschwanz, T-Form) zur Kraftübertragung inklusive eines Schmierfilms oder besondere Kunststoffe, die bei Bewegung die Reibwerte reduzieren.<sup>67</sup>

<sup>67</sup> O.V. Pts-Automation, S. 10ff, [15.10.2021]

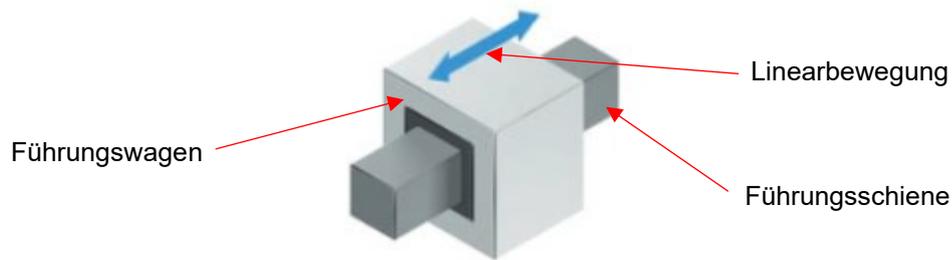


Abbildung 57: Linearführung Schema, Onlinequelle: Pts-Automation, [15.10.2021]

## Kugel- und Rollenführungen

Bei Wälzkörpern unterscheidet man Kugeln oder Rollen. Beide Arten haben durch ihre Geometrie unterschiedliche Eigenschaften im Bereich der Kraftübertragung und Reibwiderstände. Wird die Auflagefläche einer Kugel betrachtet, so entsteht eine Kreisform (Punkt). Die „Hertzsche Theorie“ beschreibt den Zusammenhang zwischen dem elastischen Verformen an den Bauteilen und den Kontaktflächen. Dadurch können die auftretenden Spannungen an den Körpern berechnet werden. Zusammengefasst können Kugeln mit größer werdendem Durchmesser immer größere Tragfähigkeiten aufnehmen, da Verformungen und Flächenpressung bei Belastung abnehmen.

Bei zylindrischen Rollen gilt die „Hertzsche Pressung“ nicht, da eine linienförmige Auflagefläche entsteht. Hierbei entsteht eine Steigerung der Tragfähigkeit des Systems durch eine Verlängerung der Kontaktfläche. Das bedeutet, eine Vergrößerung des Rollendurchmessers führt nicht zu einer Verminderung von elastischen Verformungen und der Belastung.

Bei gleichem Durchmesser weisen somit Rollen eine größere Kontaktfläche als Kugeln auf und können mit größerer Belastung beaufschlagt werden. <sup>68</sup>

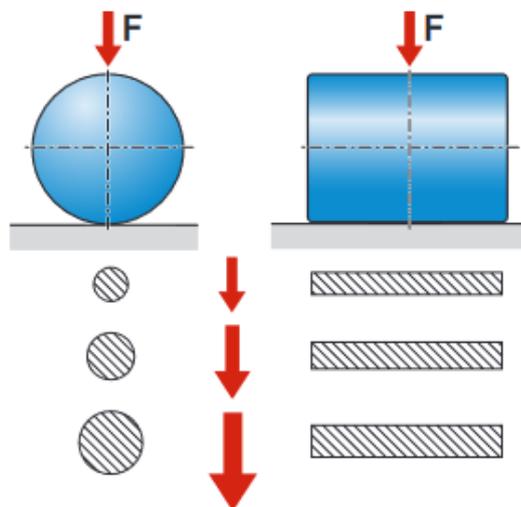


Abbildung 58: Entstehende Kontaktfläche bei Erhöhung der Last, links...Kugel, rechts...Rolle, Onlinequelle: Pts-Automation, [15.10.2021]

<sup>68</sup> O.V. Pts-Automation, S. 18, [15.10.2021]

Lebensdauer

Ausschlaggebend für Lebensdauer und einer funktionstüchtigen Arbeitsweise sind Belastungen, zurückgelegte Wege, dynamische Belastungen und statische Belastungen sowie Umwelteinflüsse (Schmutz, Vibration, Stöße, Schmierung, usw.). Sollten Linearführungen in den Stützen ihren Einsatz finden, sind nicht die dynamischen Tragzahlen entlang der Achse relevant, sondern die stoßartige Kraftübertragung zwischen Kopf- und Fußteil der Stütze. Aufgrund der Unwuchterregung entstehen zwei schwellende Belastungsfälle jeweils 90° versetzt zur Längsachse der Linearführung.

Diesbezüglich kann näherungsweise eine Berechnung der statischen Tragsicherheiten durchgeführt werden. Ziel dieser Berechnung ist das Vermeiden von bleibenden Beschädigungen von Wälzkörper und Führungsschienen.<sup>69</sup>

$$S_0 = \frac{C_0}{F_{0 \max}} \tag{6.20}$$

$S_0$  = Statische Tragsicherheit

$C_0$  = Statische Tragzahl in N

$F_{0 \max}$  = Belastung (höchste Amplitude) in N

Einsatzbedingungen	$S_0$
Normale Einsatzbedingungen	1 ... 2
Bei geringen Stoßbelastungen und Vibrationen	2 ... 4
Bei mäßigen Stoßbelastungen oder Vibrationen	3 ... 5
Bei starken Stoßbelastungen oder Vibrationen	4 ... 6
Bei unbekanntem Belastungsparametern	6 ... 15

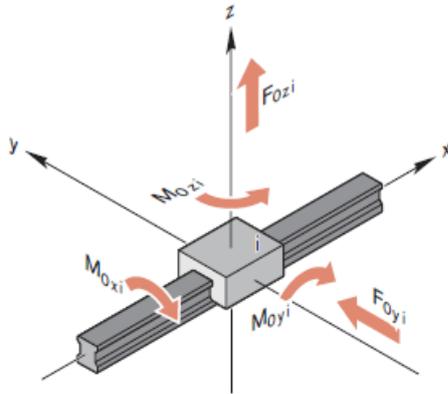
Abbildung 59: Empfohlene statische Tragsicherheit bei unterschiedlichen Einsatzszenarien, Onlinequelle: Pts-Automation, [15.10.2021]

Treten mehrere statische und dynamische Lasten in den Achsen  $x$ ,  $y$ , und  $z$  auf, muss die statisch äquivalente Lagerbelastung berechnet werden. Die Literatur schlägt diese Berechnung der horizontalen und vertikalen Kräfte in Verbindung mit den Momenten auf den Führungswagen vor, jedoch beziehen sich die Ausgangswerte auf statische Kräfte bei Stillstand des Führungswagens. Kommt diese Technologie dennoch in den geplanten Stützen zum Einsatz treten bei Stillstand des Wagens (Längenänderung abgeschlossen) trotzdem dynamische Belastungsfälle auf. Die Grundschrte der Berechnungsmethode (Addition der einzelnen Kraftvektoren und Momente) können dagegen angewendet werden:

<sup>69</sup> O.V. Pts-Automation, S. 29, [15.10.2021]

$$F_{0combi} = |F_{0yi}| + |F_{0zi}| + C_0 * \frac{|M_{0xi}|}{M_{t0}} + C_0 * \frac{|M_{0yi}|}{M_{L0}} + C_0 * \frac{|M_{0zi}|}{M_{L0}} \quad (6.21)$$

Die maximale statisch äquivalente Lagerbelastung des Führungswagen  $F_{0combi}$  ersetzt danach  $F_{0max}$  aus Gleichung 6.20. Die Entscheidung über die Einsatzmöglichkeit ist dieselbe und wird mithilfe der Abbildung 59 getätigt.



$F_{0combi}$	= Statisch äquivalente Lagerbelastung des Führungswagens i	(N)	$M_{0xi}$	= Statisches Torsionsmoment um die x-Achse am Führungswagen i	(Nm)
$F_{0yi}$	= Kraft in y-Richtung auf den Führungswagen i	(N)	$M_{0yi}$	= Statisches Längsmoment um die y-Achse am Führungswagen i	(Nm)
$F_{0zi}$	= Kraft in z-Richtung auf den Führungswagen i	(N)	$M_{0zi}$	= Statisches Längsmoment um die z-Achse am Führungswagen i	(Nm)
$C_0$	= Statische Tragzahl	(N)	$M_{t0}$	= Statisches Torsionstragmoment	(Nm)
			$M_{L0}$	= Statisches Längstragmoment	(Nm)

Abbildung 60: Koordinatensystem für die Berechnung von  $F_{0combi}$ , Onlinequelle: Pts-Automation, [15.10.2021]

## Gleitführungen

Wie bereits beschrieben, besitzen herkömmliche Gleitführungen keine Rollen oder Kugeln zwischen Führungswagen und Führungsschiene, sondern Gleitelemente aus Kunststoffen oder einen Schmierfilm. Unterschied zwischen Gleitführungssystemen und Profilschienensysteme mit Kugeln oder Rollen ist die hohe (Positionier-) Genauigkeit. Die hohe Anzahl an Rollen und Kugeln sorgen für eine nahezu spielfreie Kraftübertragung trotz Bewegungsfreiheit. Weiters begünstigen diese Komponenten auch das Reibungsverhalten aufgrund ihrer vielen kleinen Auflageflächen. Beim Punkt des Dämpfungsverhalten und der Steifigkeit weisen Gleitführungen die besser Werte auf, da es sich um robustere Bauformen handelt. Ein weiterer Vorteil ist der Preis aufgrund einer einfacheren Bauweise.<sup>70</sup>

<sup>70</sup> O.V. Pts-Automation, S. 15, [15.10.2021]

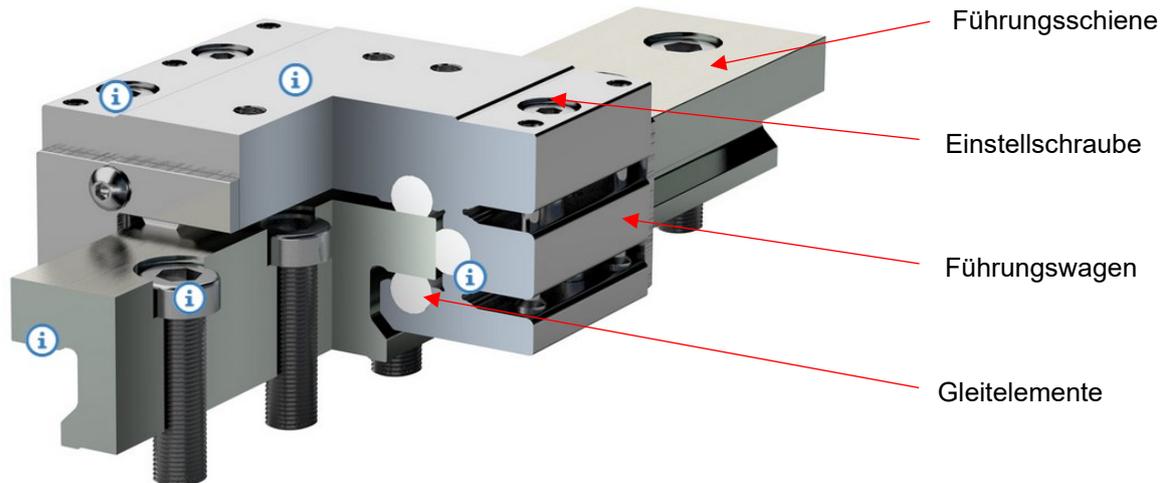


Abbildung 61: Gleitführungssystem (T-Form), Onlinequelle: Deinhammer [15.10.2021]

### 6.2.2.1 Gegenüberstellung bei Einsatz von Führungselementen

#### Kugelführungen (Profilschienen)

##### Vorteile

- Hohe Tragzahlen
- Hohe Positioniergenauigkeit
- Erweiterung durch Bremsen direkt möglich
- Erweiterung von Messsystemen direkt am Wagen und der Schiene möglich

##### Nachteile

- Teuer
- Komplizierter Aufbau

#### Gleitführungen

##### Vorteile

- Sehr viel günstiger als Kugelführungen
- Hohe Dämpfungseigenschaften

##### Nachteile

- Wegmesssystem und Bremsen müssen separat angebracht werden
- Schmierintervalle nötig oder Beachtung der Spezifikationen bei Einsatz von Gleitelementen

### 6.2.3 Auswahlscheidung von Klemm- und Führungselementen

Bei Verwendung von Gleitführungen muss zur Aufnahme der Vertikalkräfte ein Klemmelement angebracht werden, welches den Gesamtaufbau der Stütze aufwendiger macht, als bei Einsatz von Kugelführungen deren Führungswagen mit Klemmfunktionen bestückt werden können. Weiters gibt es bei Gleitführungen keine Möglichkeit der Implementierung eines Wegmesssystems. Kugelführungen sind aufgrund ihrer sehr hohen Positioniergenauigkeit ( $\pm 2 \mu\text{m}$ ) sehr teuer. Die geforderte Positioniergenauigkeit liegt dagegen im Bereich  $\pm 2 \text{ mm}$ . Zu diesem Zweck werden im Kapitel 7 (Simulationen u. weitere Berechnungen) verschiedene Varianten getestet.

## 6.3 Mechanische Absenksicherung

Eine Siebmaschine erzeugt im Betriebszustand aufgrund ihrer rotierenden Unwuchtmassen, beim Durchlaufen des Resonanzfalles kurzzeitig große Schwingweiten. Weiters entstehen aufgrund der hohen Drehzahl große Fliehkräfte und Momente. Das hat zu Folge, dass für einen sicheren Ablauf der Probelaufphase ein Sicherheitskonzept entwickelt werden muss. Zum „Worst-Case“ Szenario würde zählen, dass sich die Stütze selbständig absenkt und die Maschine durch Verschiebung ihres Massenschwerpunktes kippt und bei voller Drehzahl mit dem Boden in Berührung kommt. Trotz abklingender Schwingungserregung könnten große Beschädigungen an Prüfstand und Maschine entstehen.

Zur Absicherung eines Ausfalls des Hydrauliksystems soll eine elektromechanische Lösung entwickelt werden, welche die Stütze gegen ein selbstständiges Absinken hindern soll. Die Ausführung soll derartig konzipiert sein, dass bei Ausfall des Versorgungssystems (Hydraulik, Elektronik) sich die Stütze nur minimal in ihrer Hubposition verändert. Um diese geringstmögliche Längenänderung zu erreichen, erfordert es den Einsatz eines Mechanismus, welcher in kurzen Abständen eine zuverlässige Blockade zwischen Kopf- und Fußteil gewährleistet. Basierend auf mechanische Absenksicherungen von Kraftfahrzeughebebühnen wird für dieses Einsatzszenario ein ähnliches System versucht.

### 6.3.1 Konzept Absenksicherung

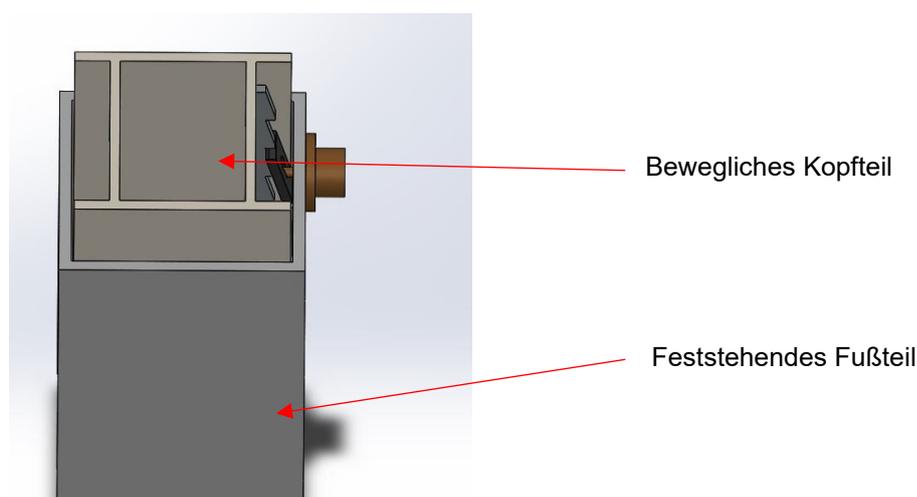


Abbildung 62: Konzept einer elektromechanischen Absenksicherung, Quelle: Eigene Darstellung

Die Konstruktion bzw. die Art der verwendeten Geometrien von Fuß- und Kopfteil der Stütze ist angelehnt an das Konzept von Kapitel 6.2.1 Abbildung 56.

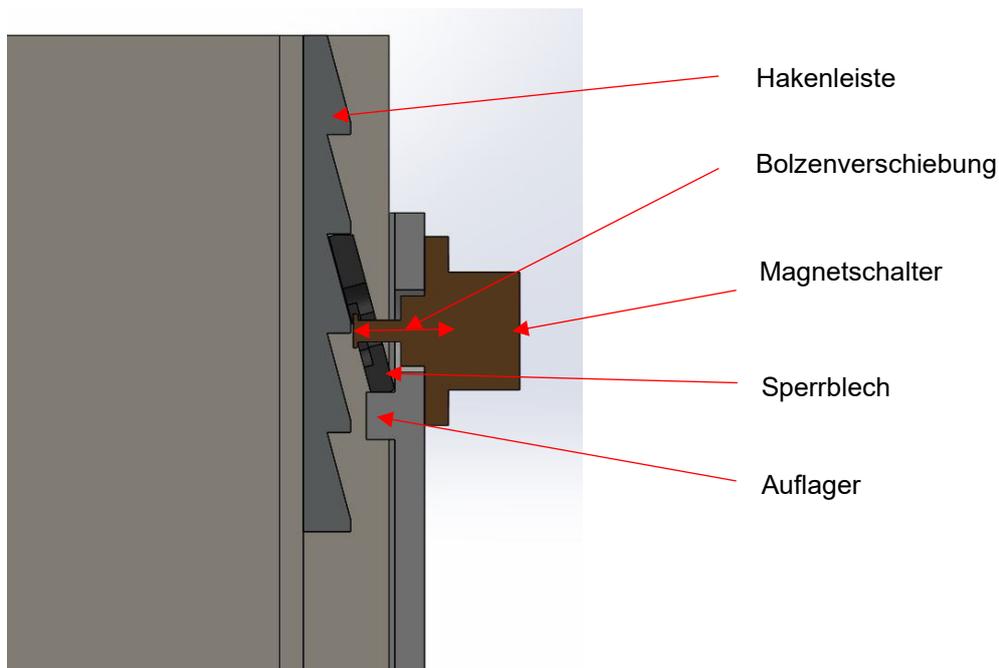


Abbildung 63: Funktionsweise des Mechanismus (Schnittansicht), Quelle: Eigene Darstellung

Die Absenksicherung soll über eine Hakenleiste und einem Sperrblech erfolgen. Die Leiste wird am beweglichen Kopfteil angebracht und sorgt zusammen mit dem Sperrblech für eine Blockade. Eine Absenkung ist nur so weit möglich, wie die Abstände der Hakenelemente auf der Leiste sind. Eine Auslegung der Materialstärke der Leiste bzw. die Anordnung und Ausführung der Komponenten kann im späteren Verlauf durch die Finite-Elemente-Methode erfolgen. Ein Magnetschalter mit integrierten Bolzen sorgt für die Lageänderung des Sperrbleches. Die entstehenden Kräfte übernimmt ein angeschweißtes Stahlblech. Der Magnetschalter wird bei benötigter Längenänderung mit Spannung versorgt, damit der Bolzen in das Gehäuse einfährt und das Sperrblech in eine vertikale Ausrichtung führt. Danach ist eine gefahrlose Änderung der Hubposition gewährleistet. Für die Dimensionierung des Mechanismus wird ebenfalls die Finite-Elemente-Methode verwendet, damit die sicherheitsrelevanten Bauteile den auftretenden Belastungen (Tabelle 9) standhalten.

## 7 SIMULATIONEN UND WEITERE BERECHNUNGEN

Im kommenden Abschnitt werden die notwendigen Simulationen zu den Konstruktionsentwürfen durchgeführt. Die Teilsimulationen beziehen sich auf die Punkte:

- Aufnahme der dynamischen Belastungen (Horizontal- und Vertikalkräfte)
- Mechanische Zusatzsicherung gegen Absinken
- Entlastung des Hubzylinders beim Probelauf

Im letzten Teil dieses Kapitels sollen alle Erkenntnisse in ein Gesamtsimulationsmodell vereint werden.

### 7.1 Simulation bei Verwendung von Klemmzylindern (ohne Führung)

#### Überprüfung auf Grundlage des Konstruktionsmodells in Kapitel 6.2.1

##### Randbedingungen:

- A... Vertikale Pratzenspannkraft ( $F = 20000 \text{ N}$ )
- B... Fixierte Lagerung der Bodenplatte
- C... Gesperrte Verschiebung des Kopfteiles ( $z = 0$ )
- D/E... Klemmkraften Hydraulikzylinder ( $F = 22000 \text{ N}$ )
- F... Querkraft ( $F = 2000 \text{ N}$ )
- Stützhöhe,  $h = 1715 \text{ mm}$
- Abstand zwischen Klemmzylinder (D) und Angriffspunkt der Querkraft (C),  $l = 600 \text{ mm}$

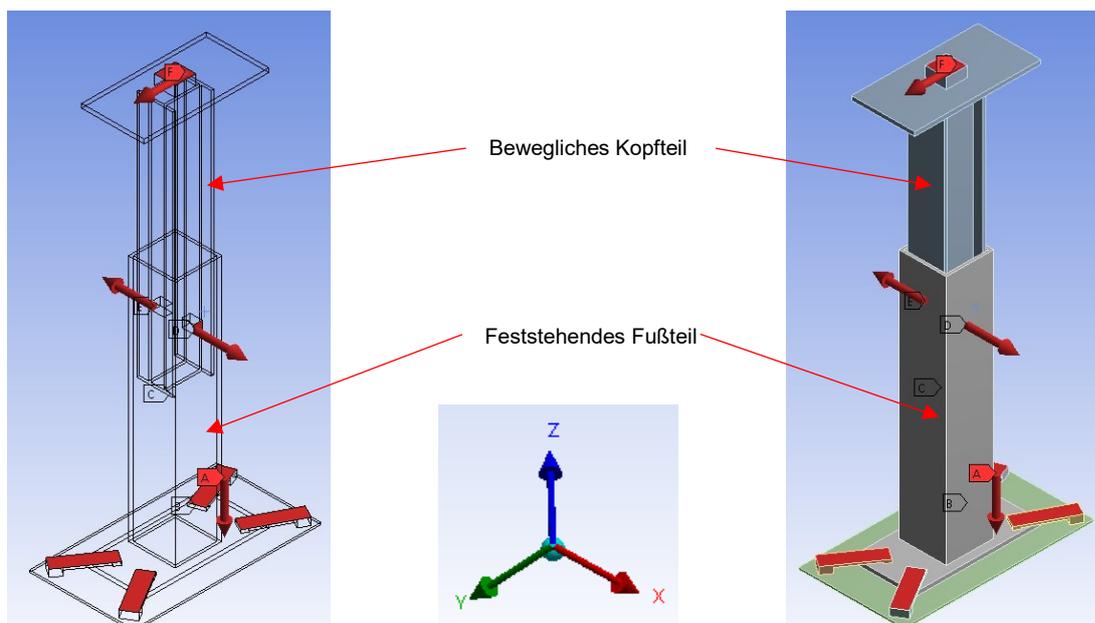


Abbildung 64: Simulationsmodell, Steifigkeitserhöhung durch Klemmzylinder, Quelle: Eigene Darstellung

Die Charakteristik eines Flanschhubzylinders (Abbildung 55) ist jene eines Kurzhubzylinders. Diese finden vorrangig ihren Einsatz, wenn vor allem sehr kurze Hübe benötigt werden. Ein weiterer Faktor ist die relativ, zum ausgewählten Hub, kleine und kompakte Baugröße. Aufgrund dieses Einsatzgebietes eignet sich ein solcher Zylinder, um gegebenenfalls im Inneren des Kopfteils der Stütze angebracht werden zu können. Ein weiterer Vorteil der Bauform ist der ausgeprägte Flansch für eine sichere Verschraubung zwischen Stahlprofil und Zylinder.

### 7.1.1 Ergebnisse der Studie

	Stützenposition		
	h = 1250 mm	h = 1715 mm	h = 2100 mm
Entstehende Verschiebung in y-Richtung in mm	0,41	0,99	17,30
Entstehende Verschiebung in x-Richtung in mm	0,46	0,88	1,11
Maximale Spannung in N/mm <sup>2</sup>	78	88	178

Tabelle 10: Ergebnisse Simulation mit Klemmzylinder, Quelle: Eigene Darstellung

Die Spannungsspitzen von Simulation 1 (h=1250 mm) und Simulation 2 (h=1715 mm) treten im Bereich der Anbringung des Klemmzylinders auf. Die Vergleichsspannung von 178 N/mm<sup>2</sup> (h=2100 mm) entsteht infolge der hohen Hebelwirkung an den Stahlpratzen. Weiters ergibt sich eine Verschiebung in x-Richtung von 1,11 mm, welches nach Festlegung der Anforderungen nicht zulässig ist. Zusätzlich tritt zwischen Kopf- und Fußteil ein unterschiedlich hoher Grad der Neigung auf (Knick) und könnte bei dynamischer Belastung zu einer negativen Auswirkung auf die Funktionsweise der Siebmaschine führen. Abhilfe könnte die Positionierung von vier Klemmzylindern schaffen, was jedoch den Stellbereich der Stütze einschränkt.

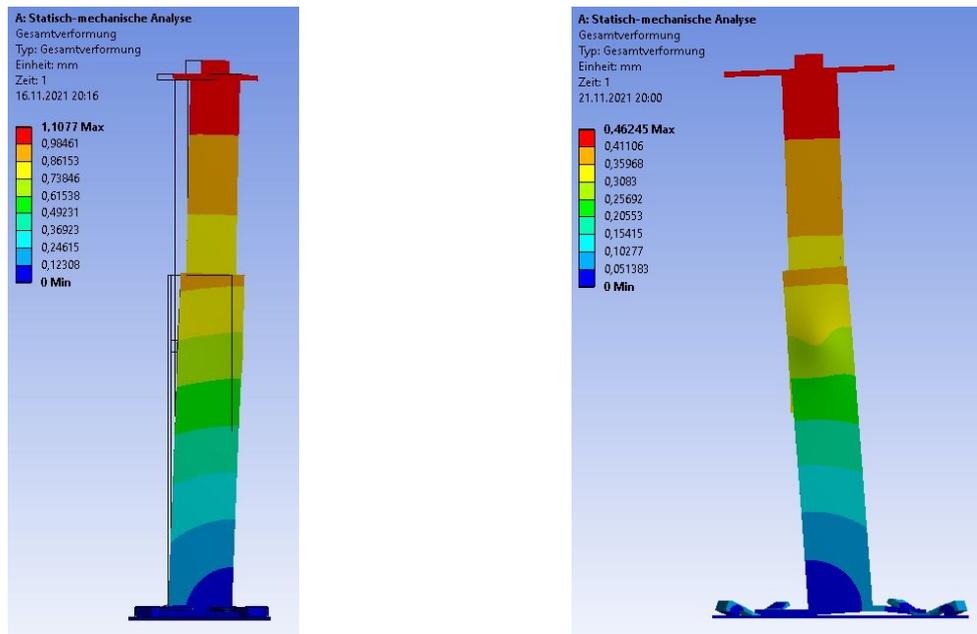


Abbildung 65: Ergebnisse durch die Querkräfte bei Einsatz von Flanschzylindern, Quelle: Eigene Darstellung

## 7.2 Verwendung von Linearführungen

In diesem Kapitel werden beide Arten der LinearführungsbaufORMen (Kugelführung, Gleitführung) auf zulässige Belastbarkeiten überprüft. Basierend auf den Recherchen in Kapitel 6.2.2 soll überprüft werden, welche Komponenten als Führungselemente geeignet sind. Zu diesem Zweck werden die zulässigen Belastbarkeiten von Linearführungssystemen betrachtet und mit den maximal auftretenden Lasten aus der Tabelle 9 (Kapitel 6.1.1) gegenübergestellt.

Kugelwagen		Seite	Größe	15	20	25	30	35	45	55	65		
				Tragzahlen (N) und Tragmomente (Nm)									
Standard-, Schwerlast-, Kugelwagen <sup>7)</sup> aus Stahl <sup>3)</sup>		FNS R1651 <sup>3)6)</sup> R2001 <sup>4)</sup>	48 <sup>3)</sup>	106 <sup>6)</sup>	C <sup>1)</sup>	9 860	23 400	28 600	36 500	51 800	86 400	109 000	172 000
			99 <sup>4)</sup>		C <sup>2)</sup>	8 850	22 200	26 700	34 800	49 400	82 400	-	-
		SNS R1622 <sup>3)6)</sup> R2011 <sup>4)</sup>	54 <sup>3)</sup>		C <sub>0</sub> <sup>1)</sup>	12 700	29 800	35 900	48 100	80 900	132 000	174 000	280 000
			99 <sup>4)</sup>		C <sub>0</sub> <sup>2)</sup>	10 800	27 700	32 300	44 700	75 200	123 000	-	-
Resist NR <sup>4)</sup> Resist CR <sup>6)</sup>		SNS R1622 <sup>3)6)</sup> R2011 <sup>4)</sup>	54 <sup>3)</sup>	106 <sup>6)</sup>	M <sub>t</sub> <sup>1)</sup>	95	300	410	630	1 110	2 330	3 480	6 810
			99 <sup>4)</sup>		M <sub>t</sub> <sup>2)</sup>	85	280	380	600	1 060	2 220	-	-
		R1622 <sup>3)6)</sup> R2011 <sup>4)</sup>	54 <sup>3)</sup>		M <sub>t0</sub> <sup>1)</sup>	120	380	510	830	1 740	3 560	5 550	11 100
			99 <sup>4)</sup>		M <sub>t0</sub> <sup>2)</sup>	100	350	460	780	1 620	3 320	-	-

Abbildung 66: Auszug aus Profilwagendatenblatt, Onlinequelle: Bosch Rexroth, [29.10.2021]

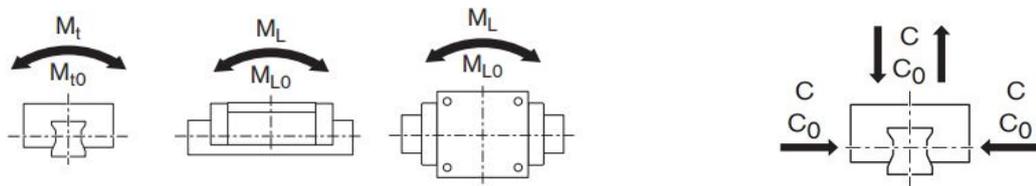
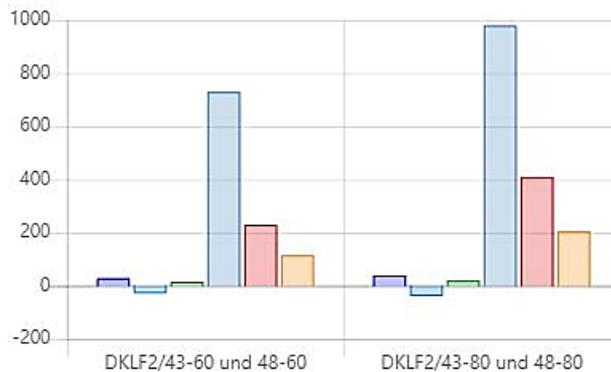


Abbildung 67: Definition der Tragzahlen und Tragmomente, Onlinequelle: Bosch Rexroth, [29.10.2021]

### Statische Tragzahlen für Gleitelemente ZX100K (Standard) und ZX530



- C<sub>0,z</sub> [kN]: Stat. Tragzahl in z-Richtung (tragende Belastung)
- C<sub>0,-z</sub> [kN]: Stat. Tragzahl in -z-Richtung (tragende Belastung)
- C<sub>0,y</sub> [kN]: Stat. Tragzahl in y-Richtung (seitliche Belastung)
- M<sub>0,x</sub> [Nm]: Stat. Momententragzahl x-Achse (Verdrehbelastung um die Verfahrachse)
- M<sub>0,y</sub> [Nm]: Stat. Momententragzahl y-Achse (Verdrehbelastung um die Seitenachse)
- M<sub>0,z</sub> [Nm]: Stat. Momententragzahl z-Achse (Verdrehbelastung um die Hochachse)

Abbildung 68: Datenblattauszug der Produktserie „DKLF2“ von Gleitführungselemente, Onlinequelle: Deinhammer, [29.10.2021]

### 7.2.1 Berechnung der Tragsicherheit

Gleichung 6.20 wird verwendet, um die statische Tragsicherheit in den verschiedenen Belastungsfällen (Abbildung 67) zu berechnen. Dazu wird  $F_{0\ max}$  aus Gleichung 6.20 durch  $F_{0\ combi}$  aus Gleichung 6.21 ersetzt, da Kräfte in mehreren Richtungen auftreten. Die erforderliche Tragsicherheit wird mit dem Faktor 5 „Starke Stoßbelastung und Vibrationen“ festgelegt. Demnach erfolgt eine Umstellung der Gleichung zur Berechnung der erforderlichen Mindesttragzahl für die Auswahlmöglichkeit von Baugrößen der Führungselemente.

Im ersten Schritt wird  $F_{0\ combi}$  aus den beiden Krafrichtungen  $F_x$  und  $F_y$  berechnet. Die Werte beziehen sich aus den dynamischen Belastungen auf eine Stütze (Tabelle 9).

$$F_{0\ combi} = |F_{0x}| + |F_{0y}| = 1945\ \text{N} + 1937\ \text{N} = 3882\ \text{N} \quad (7.20)$$

Danach wird die erforderliche Mindesttragzahl ermittelt:

$$C_{\text{erf}} = F_{0\ combi} * S = 3882\ \text{N} * 5 = 19410\ \text{N} \quad (7.22)$$

Aus der Berechnung geht hervor, dass die Profilschienenführungen der Firma „Bosch Rexroth“ (Abbildung 66) erst ab der Baugröße 20 verwendet werden dürfen.

Bei den Gleitführungen der Firma „Dein Hammer“ beträgt die maximale Tragzahl bei der Produktserie „DKLF2“ für die y-Richtung 15 kN (Abbildung 68). Daher darf bei Verwendung dieses Herstellers erst ab des Gleitführungsmodells „DKLF3“ zurückgegriffen werden, welche einen Wert von 28 kN aufweist.<sup>71</sup>

### 7.2.2 Simulation der Flächenpressung

Gleitführungssysteme der Firma „Dein Hammer“ besitzen, wie die Abbildung 69 zeigt, eingesetzte Gleitelemente aus Hochleistungskunststoffen. Somit kann auf eine geringe Anzahl von diversen Kunststoffzusammensetzungen zurückgegriffen werden, welche unterschiedliche Eigenschaften aufweisen.

---

<sup>71</sup> O.V. Dein Hammer, [29.10.2021]

## Gleitelemente im Überblick

Material der Gleitelemente (Hochleistungskunststoffe)	Zulässige Flächenpressung bei Dauerlast	Zulässige max. Dauertemperatur	Eigenschaften
ZX100K	25 N/mm <sup>2</sup>	bis 75°C	Standard Hochleistungskunststoff Verschleißfest Gute Gleiteigenschaft
ZX530	25 N/mm <sup>2</sup>	bis 200°C	Hervorragende Chemikalienbeständigkeit (vergleichbar PTFE) Niedrige Reibung Hohe Formstabilität
ZX410	50 N/mm <sup>2</sup>	bis 150°C	Hohe Belastbarkeit bei hoher Geschwindigkeit Hohe Flächenpressung Geringe Wärmeentwicklung
ZX324V11T	40 N/mm <sup>2</sup>	bis 250°C	Hohe statische Belastbarkeit Verschleißfest bei über 200°C Schlagfest Chemisch beständig

Abbildung 69: Einsatzkriterien der Gleitelemente, Onlinequelle: Dein Hammer, [01.11.2021]

Der Hersteller schränkt bei zu hoher Flächenpressung die Verwendung des jeweiligen Kunststoffmaterial ein. Deshalb wird ein Simulationsmodell mit Integration eines Gleitführungssystems erstellt und mit den Querkraftbelastungen  $F_x$  und  $F_y$  in Tabelle 9 beaufschlagt.

Ziel der Simulation ist die Betrachtung der maximal auftretenden Spannungen im Bereich der Gleitelemente und den Führungsschienen. Aus Sicherheitsgründen werden die Querkraftbelastungen im Resonanzfall ( $F_{x_{dyn}}$  und  $F_{y_{dyn}} = 11,6 \text{ kN}$ ) verwendet, um bei maximaler Kraftamplitude Beschädigungen an den Kunststoffelementen weitgehendst ausschließen zu können. Zudem wird die Stütze im maximal ausgefahrenen Zustand für das Modell verwendet.

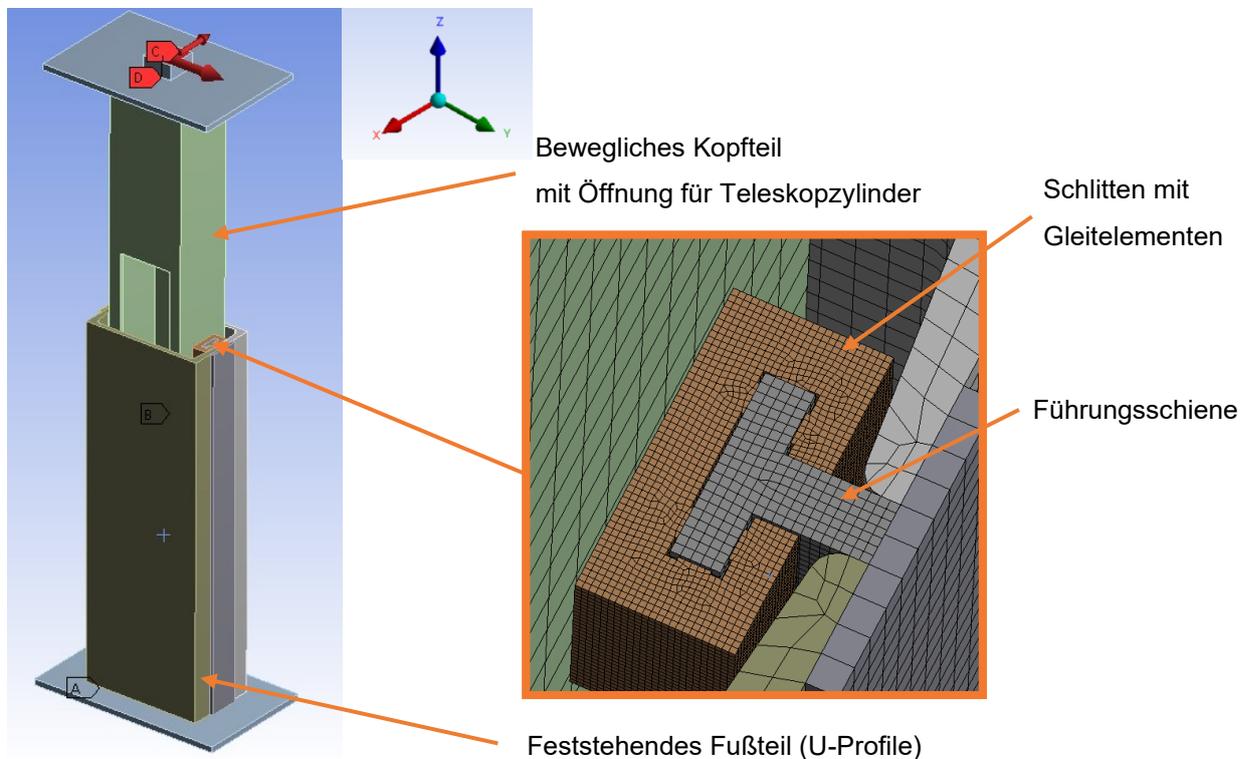


Abbildung 70: Simulationsmodell mit Gleitführungssystem, Quelle: Eigene Darstellung

Randbedingungen:

- A... Fixierte Lagerung
- B... Verschiebung des Fußteils ( $z = 0$ )
- C/D... Querkräfte  $F = 11,6 \text{ kN}$  (nicht kombiniert)
- Kontakte: Reibungsbehaftet (Reibwert = 0,1), Kontaktverhalten symmetrisch
- Elementgröße = 3 mm
- Kontaktelementgröße = 1 mm

**7.2.2.1 Ergebnisse**

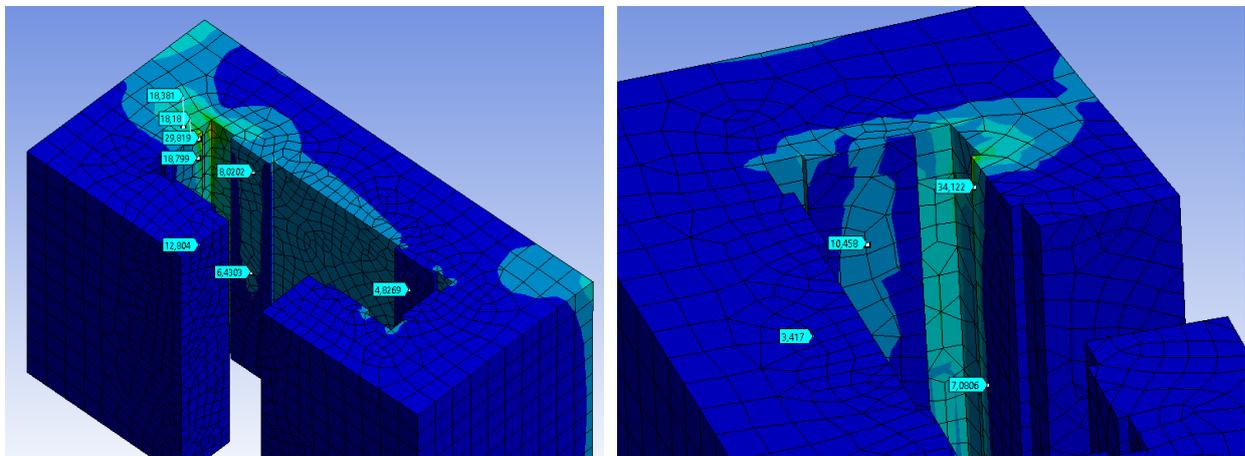


Abbildung 71: Maximal auftretende Spannungen in  $\text{N/mm}^2$ , links...x-Richtung, rechts...y-Richtung, Quelle: Eigene Darstellung

Ergebnisse		
Kraftrichtung	X	Y
Maximale Spannung in $\text{N/mm}^2$	29,88	34,72
Maximale Verschiebung des Kopfteils	1,01	0,72

Tabelle 11: Ergebnisse der Simulation bei Einsatz von Gleitführungen, Quelle: Eigene Darstellung

Wie die Simulationsergebnisse zeigen, treten Spannungen bis zu  $34,72 \text{ N/mm}^2$  auf. Was bedeutet, dass Gleitelemente nur mit der Type „ZX410“ oder „ZX324V11T“ (Abbildung 69) verwendet werden dürfen.

**7.3 Simulation der mechanischen Absenksicherung**

Im folgenden Abschnitt erfolgt eine Erstsimulation zur Betrachtung der Auswirkung bei vollständiger statischer plus dynamischer Last auf die Absenksicherung. Der Erstentwurf der Konstruktion (Abbildung 60) beruht lediglich auf der Möglichkeit die Absenksicherung mit deren Komponenten in die Stütze integrieren zu können. Eine erste Simulation soll aufzeigen, an welchen Positionen Spannungsspitzen

auftreten und welche Komponenten betroffen sind. Im ersten Schritt erfolgt eine starke Vereinfachung der Konstruktion, da nur ein kleiner Bereich betrachtet werden muss und zugleich Rechenzeit einzusparen.

Verwendete Geometrien für die Simulation		
Komponente	Abmaße	Werkstoff
Fußteil	Formrohraußenseite $s = 12,5 \text{ mm}$	S355JR+AR
Hakenleiste	40 x 30 in mm (L x B)	S355JR+AR
Sicherheitsblech	60 x 10 x 70 in mm (L x B x H)	S235JR+AR

Tabelle 12: Komponentenauswahl bei Erstsimation der Absenksicherung, Quelle: Eigene Darstellung

### Randbedingungen

- A... Fixierte Lagerung
- B... Verschiebung ( $x = 0, y = \text{frei}, z = \text{frei}$ )
- C... Kraft  $F = 43 \text{ kN}$
- Kontakte: Reibungsbehaftet (Reibwert = 0,1), Kontaktverhalten symmetrisch
- Elementgröße = 2 mm
- Kontaktelementgröße = 0,6 mm

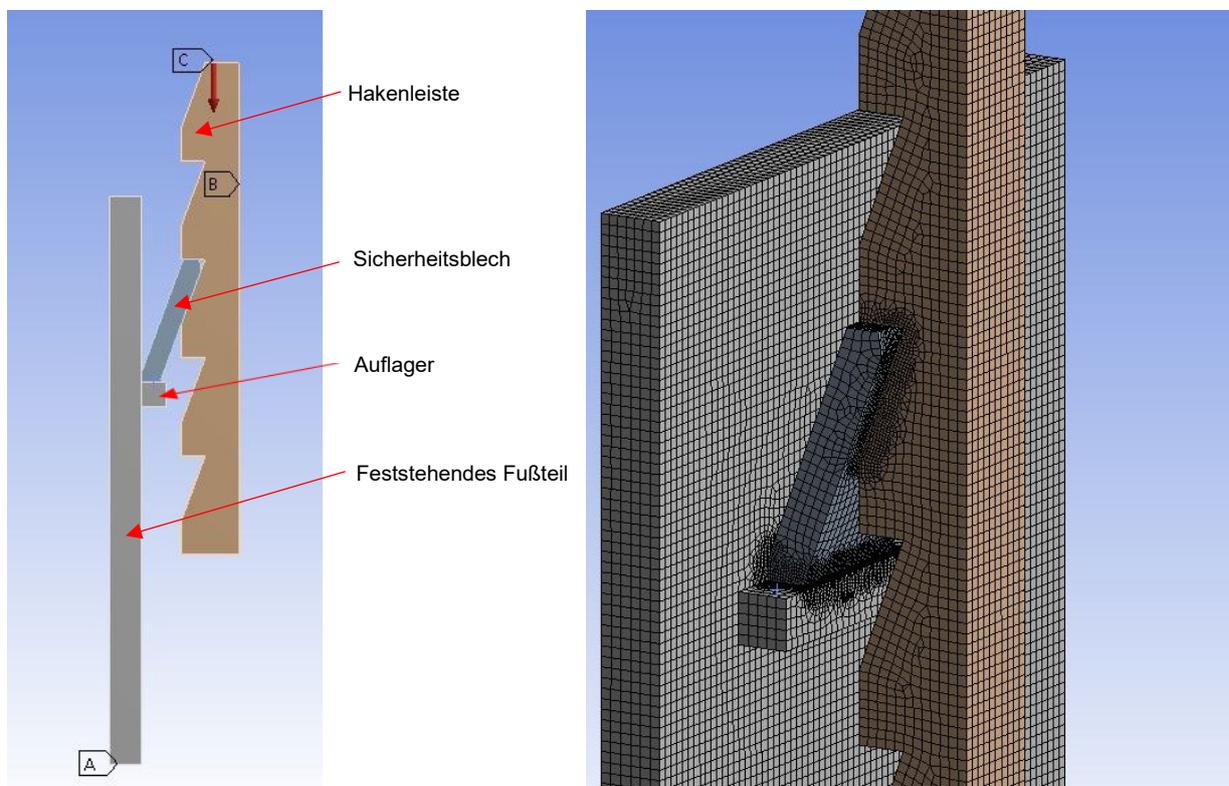


Abbildung 72: Links... Simulationsmodell mit vereinfachter Geometrie, rechts... inklusive Vernetzung, Quelle: Eigene Darstellung

### 7.3.1 Ergebnisse

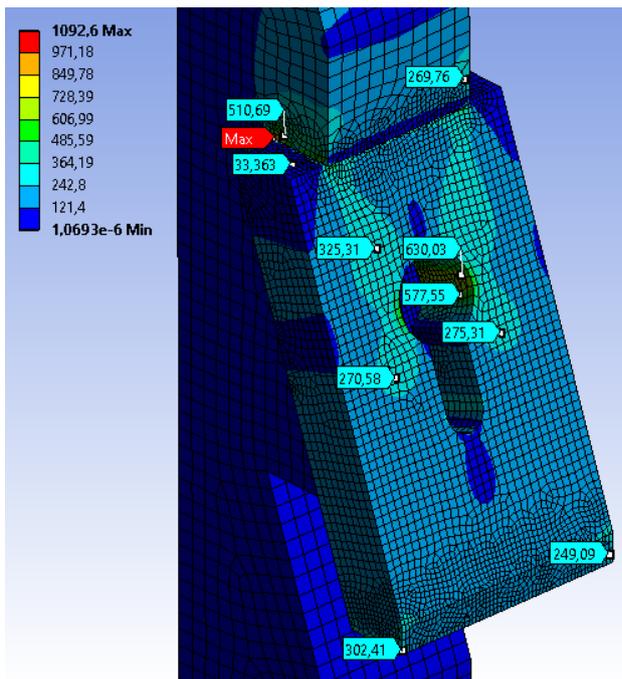


Abbildung 73: Auftretende Spannungsspitzen in N/mm<sup>2</sup>, Quelle:  
Eigene Darstellung

Bei einer vertikalen Belastung (43 kN) durch den Kopfteil beträgt die Maximalvergleichsspannung bei dieser Ausführung 1092 N/mm<sup>2</sup>. Die Position dieser Maximalspannung bezieht sich genau auf die Abschlusskante des Sicherungsbleches. Am nächststehenden Elementknoten beträgt die Vergleichsspannung 510 N/mm<sup>2</sup>. Diese großen Unterschiede sind dem Berechnungssystem der Finiten-Elemente-Methode geschuldet und sind demnach nicht aussagekräftig. Grund für diesen hohen Wert ist die „unendlich“ scharfe Kante, die in der Realität jedoch nicht vorkommt. Die relevanten Spannungswerte in diesem Einsatzfall liegen im Bereich der Bohrung, die nötig ist, damit der Bolzen des Magnetschalters das Sicherungsblech in seiner Lage verändern kann.

Mithilfe des Simulationsmodells kann die Höhe des örtlichen Spannungszustandes berechnet werden. Bei Verwendung des Werkstoffes in Tabelle 12 würden bleibende plastische Verformungen an den Komponenten auftreten.

Abhilfe könnte eine Änderung an der Blechstärke (Dimensionierung) des Sicherungsbleches schaffen. Weiters würde eine Geometrieänderung der Bohrung zu einer Verlagerung bzw. Verringerung der Spannungen führen. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit der Verwendung eines Vergütungsstahls (z.B.: 42CrMo4) welcher eine wesentlich höhere Streckgrenze aufweist.

## 7.4 Entlastung des Hydraulikzylinders bei Vertikalkräften

Um die einwirkenden Beanspruchungen auf den Hydraulikzylinder während der Probelaufphase so gering wie möglich zu halten, bedarf es einer weiteren Abstützung in vertikaler Richtung. Die dynamischen Kräfte, insbesondere beim Resonanzdurchlauf, könnten bei geringer Steifigkeit der Stütze zu einer veränderten Funktionsweise der Siebmaschine führen. Aufgrund dessen ist ein zusätzlicher Mechanismus ratsam um den Kraftvektor, der auf den Hydraulikzylinder wirkt, umzuleiten.

Bei Profilschienensystemen bieten einige Hersteller Bremsen an, die den Führungswagen mithilfe von Klemmhebeln oder der Hydraulik, an beliebiger Position mit den Schienen fixieren können. Das bedeutet, die Führungswagen bleiben bis zu einer gewissen Kräfteinleitung starr. Die Größe der Bremskraft dieser Elemente ist jedoch stark von der Baugröße des Schienensystems abhängig. Daher können derartige Komponenten für diesen Einsatzzweck nicht verwendet werden. Die hohen Abmessungen, in

Relation zur möglichen Bremskraft, würde zu einer Verkleinerung des Kopfteiles der Stütze führen, welches sich negativ auf die Steifigkeit des Gesamtsystems auswirkt. Zusätzlich müsste ein sicheres Verlegen der flexiblen Hydraulikschläuche gewährleistet werden.

Zu diesem Zweck wird die Idee dieser Technologie verwendet und ein eigenes Teilkonzept zur Fixierung des Kopfteiles der Stütze entwickelt. Dabei wird versucht, die Brems Elemente im Fußteil der Stütze unterzubringen, um den Vorteil von starren Hydraulikleitungen nützen zu können.

#### 7.4.1 Konzept und Konstruktion

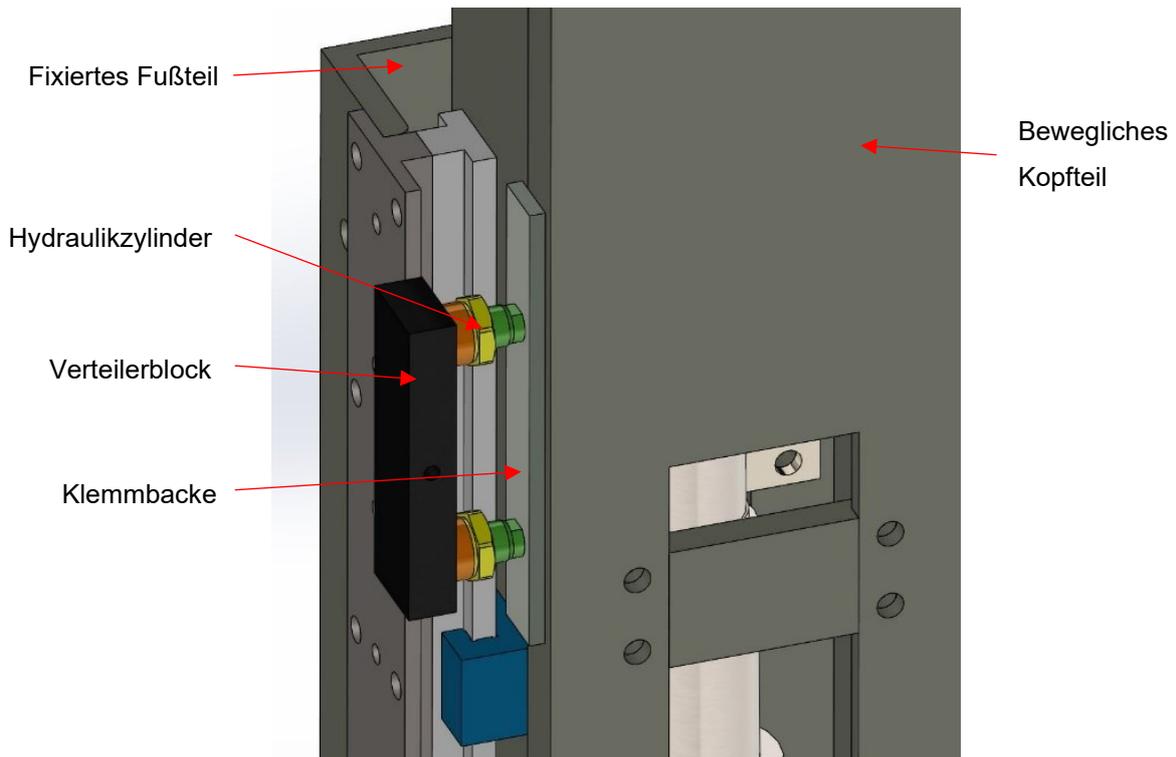


Abbildung 74: Konzept zur Klemmung (Vorderes U-Profil ausgeblendet), Quelle: Eigene Darstellung

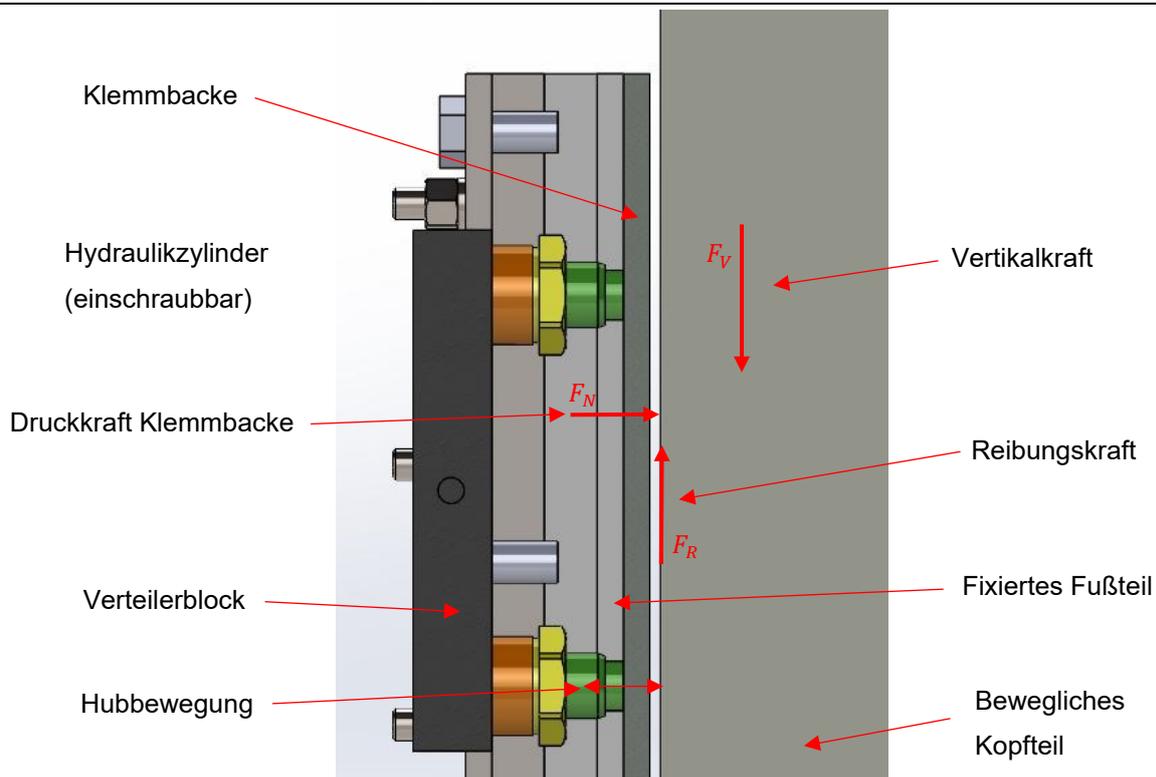


Abbildung 75: Konzept zur Klemmung (Detailansicht), Quelle: Eigene Darstellung

## 7.4.2 Berechnung

Zur Auslegung der benötigten Haftreibungskraft zwischen Kopf- und Fußteil ist in diesem Fall keine Software nötig. Über das Haftreibungsgesetz können die gesuchten Variablen analytisch berechnet werden. Um eine größtmögliche Bremswirkung zu erzielen, bzw. eine hohe Effizienz der Kraftübertragung zu generieren, bedarf es eine hohen Reibwert zwischen Reibblock und Kopfteil. Materialpaarungen wie z.B.: Stahl (Sandgestrahlt) – Stahl oder Stahl – Reibbelag weisen Haftreibungszahlen von  $\mu = 0,5-0,6$  auf. <sup>72</sup>

Eine Fixierung des Kopfteil ist möglich, wenn die Reibkraft  $F_R$  kleiner bzw. gleich der Vertikalkraft  $F_V$  ist. Als Vertikalkraft wird die Summe aus  $F_{Z_{statisch}} + F_{Z_{dyn}}$  aus Tabelle 9 verwendet. Die Reibkraft  $F_R$  berechnet sich wie folgt:

$$F_R = F_N * \mu \quad (7.40)$$

Um die benötigte Mindestdruckkraft der Klemmbacke zu bekommen, wird die Formel umgestellt.

$$F_{N_{min}} = \frac{F_{R_{max}}}{\mu} = \frac{43 \text{ kN}}{0,6} = 71,6 \text{ kN} \quad (7.41)$$

Die Minimalkraft, die die Hydraulikzylinder über die Klemmbacke aufbringen müssen, beträgt 71,6 kN.

<sup>72</sup> O.V. Schweizer-Fn, [08.11.2021]

## 7.5 Gesamtsimulation

In dieser Phase werden alle Erkenntnisse aus den Teilsimulationen in ein Gesamtmodell übertragen. Hierbei erfolgt eine erste grobe Auslegung der Konstruktion. Ziel der Gesamtsimulation ist die Betrachtung des Kopfteiles bei Betriebszustand. Insbesondere ob sich die notwendigen Zusatzkonstruktionen negativ oder positiv auf die Steifigkeit auswirkt. Das Modell wird weitgehendst dem Modell in Kapitel 5.3 nachempfunden. Für erste Ergebnisse zur Grobeinschätzung wird als Analysesystem die „Statisch-mechanische Analyse“ verwendet.

### 7.5.1 Simulationsmodell

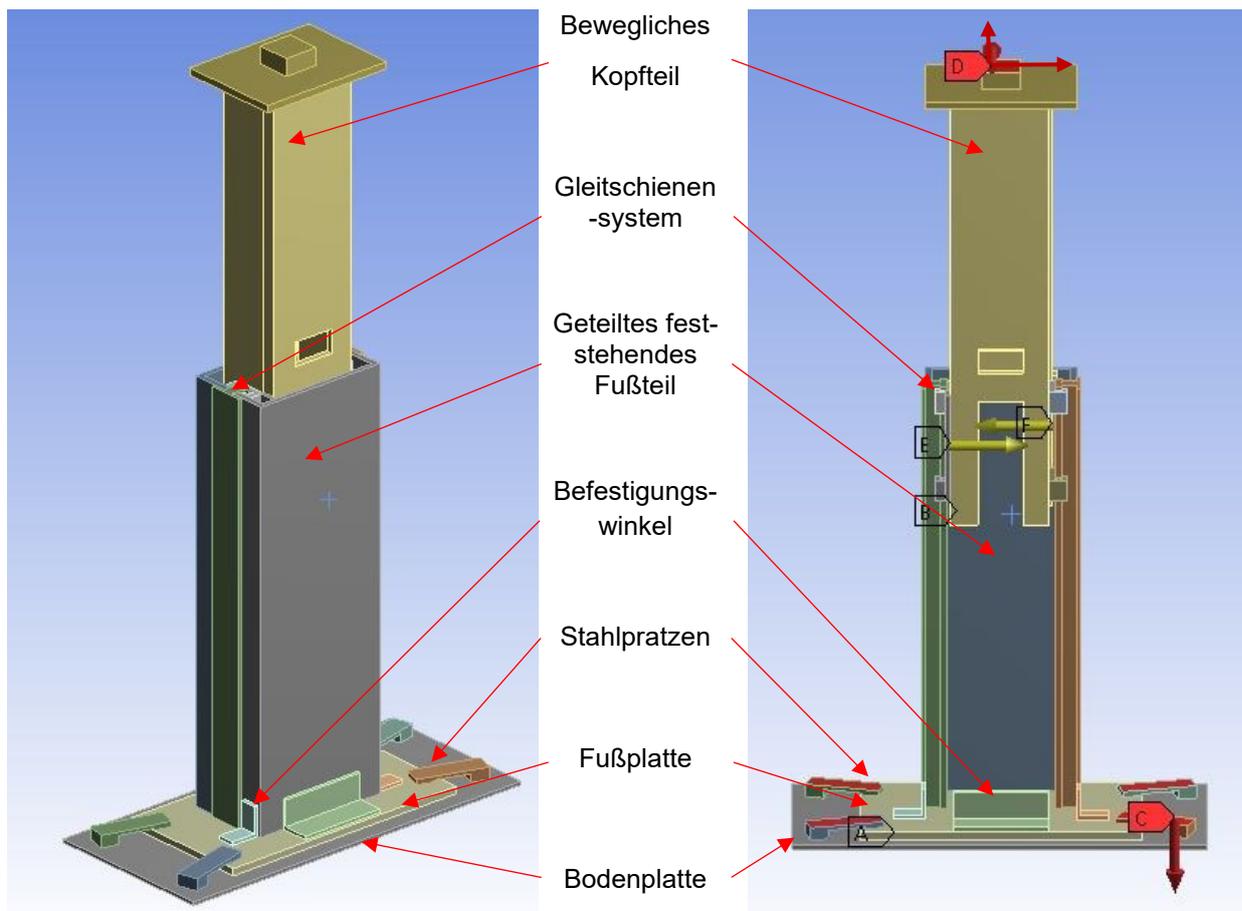


Abbildung 76: Simulationsmodell der Stütze, Quelle: Eigene Darstellung

#### Randbedingungen

A...Fixierte Lagerung der Bodenplatte (gesperrte Verschiebung in allen Richtungen)

B...Fixierung des Kopfteiles in z-Richtung

C...Spannkraft der Pratzen auf die Fußplatte/Bodenplatte ( $F = 20000 \text{ N}$ )

D...Einwirkende Kraft am obersten Punkt des Kopfteiles (x-, y-Richtung,  $F = 2000 \text{ N}$ )

E/F...Verschiebung der Klemmbacken an den Kopfteil, Zieldruckkraft jeweils  $36 \text{ kN}$

## Vernetzung

Komponenten, die hohen Einfluss auf die Steifigkeit des Systems haben, werden mit einer feinen Netzdichte definiert, damit das Kontaktverhalten und dessen Weitergabe der Verschiebungen so realistisch wie möglich abgebildet werden kann. Zusätzlich werden auftretende Spannungen in diesen Zonen genauer berechnet. Als Startwerte für die Simulationen werden die Elementgrößen der Tabelle 13 verwendet. Um die Rechenzeiten jedoch so kurz als möglich zu halten, wird eine Konvergenzanalyse durchgeführt.

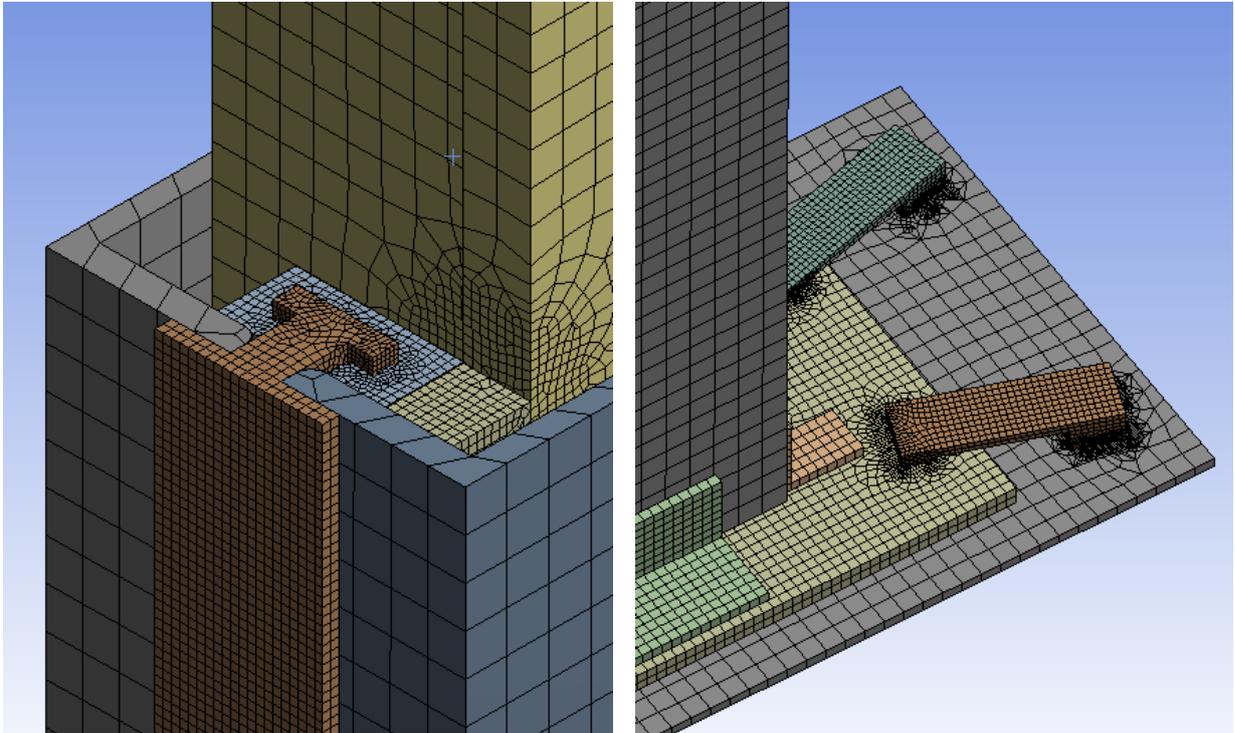


Abbildung 77: Vernetzung des Modells (Auszug), Quelle: Eigene Darstellung

<u>Definitionen</u>			
Vernetzungstyp:	Hex-Dominant	Knotenanzahl:	Ca. 810000
Elementgröße mindestens:	10 mm	Elementanzahl:	Ca. 242000
Elementgröße maximal:	30 mm		
Kontaktelementgröße Schienensystem:	2 mm		
Kontaktelementgröße Klemmbacke:	5 mm		
Kontaktelementgröße Stahlpratzen:	3 mm		

Tabelle 13: Netzdefinitionen Gesamtmodell, Quelle: Eigene Darstellung

## Kontaktverhalten

Wie bei den Vernetzungseigenschaften muss das Kontaktverhalten einiger Flächen/Körper für eine korrekte Berechnung genauer beschrieben werden. Komponenten, die im realen Zustand mehrfach miteinander verschraubt werden, werden für die Simulation als Kontakttyp „Verbund“ definiert. Als weitere Definition wird beim Kontaktpaar Führungsschiene-Führungswagen mit dem Kontaktverhalten „symmetrisch“ eine genaue Betrachtung bei Aufeinandertreffen der Flächen gewährleistet.

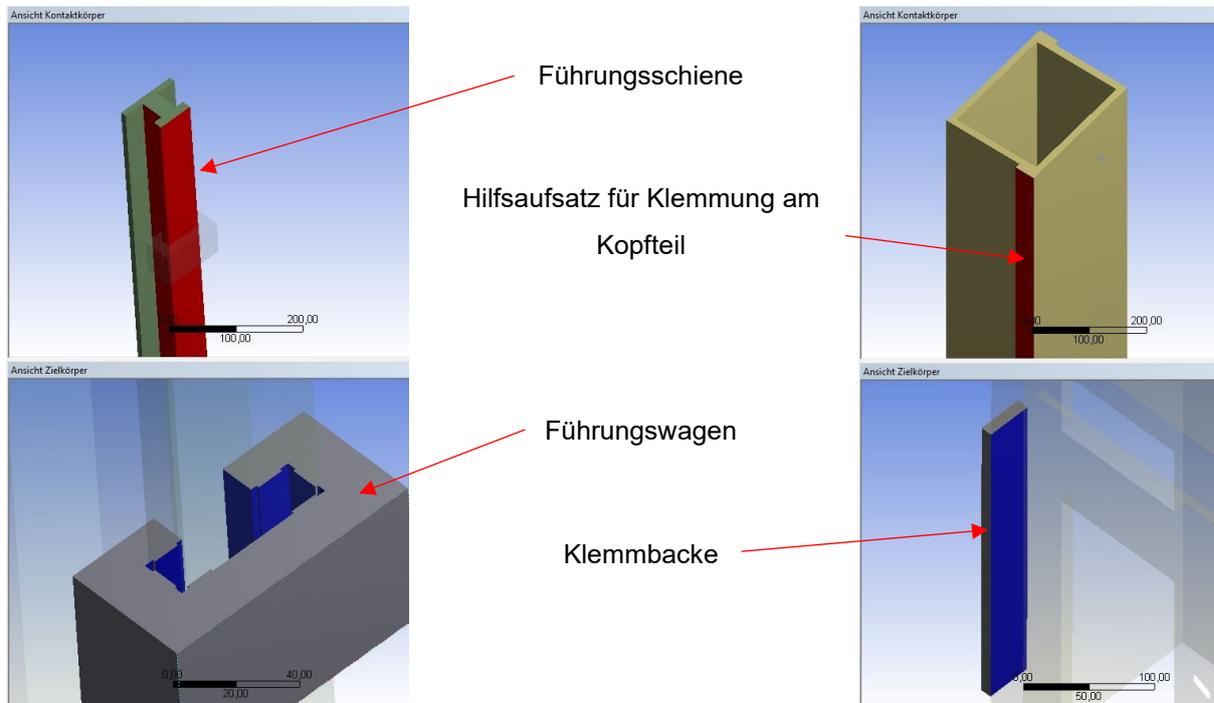


Abbildung 78: Kontaktdefinitionen des Modells (Auszug), Quelle: Eigene Darstellung

<u>Definitionen</u>			
Komponenten	Typ	Reibwert	Verhalten
Führungsschiene/Führungswagen	Reibungsbehaftet	0,05	Symmetrisch
Klemmbacke - Kopfteil	Reibungsbehaftet	0,5	Symmetrisch
Stahlpratzen/Fußplatte/ Bodenplatte	Reibungsbehaftet	0,2	Automatisch
Befestigungswinkel/U-Profil1/Fußplatte	Verbund	-	Automatisch
U-Profil/Bodenplatte	Verbund	-	Automatisch
Bodenplatte/Fußplatte	Reibungsbehaftet	0,2	Automatisch
Führungsschienen/U-Profile	Verbund	-	Automatisch
Führungsschienen/Fußplatte	Reibungsfrei	-	Automatisch

Tabelle 14: Kontaktdefinitionen Gesamtmodell, Quelle: Eigene Darstellung

## 8 ERGEBNISSE

Anschließend zu den Simulationen werden in diesem Kapitel die Ergebnisse der Finiten-Elemente Berechnungen gelistet. Weiters erfolgt eine erste Detailkonstruktion für die Stütze im Anwendungsbereich Aufgabenseite sowie der Abgabenseite.

### 8.1 Ergebnisse der Simulation

<b>Ergebnisse</b>						
Stützenpositionen (Hub)	L = 1200 mm			L = 2100 mm		
Kraftrichtung	X+	X-	Y+/Y-	X+	X-	Y+/Y-
Verschiebung des Kopfteiles bezogen auf die Einspannung in mm	0,20	0,19	0,11	0,44	0,44	0,295
Maximal auftretende Spannungen in N/mm <sup>2</sup>	49	48	40	60	47	40
Erforderliche Pratzenspannkraft in kN	25	25	25	20	20	20

Tabelle 15: Ergebnisse der Gesamtsimulation, Quelle: Eigene Darstellung

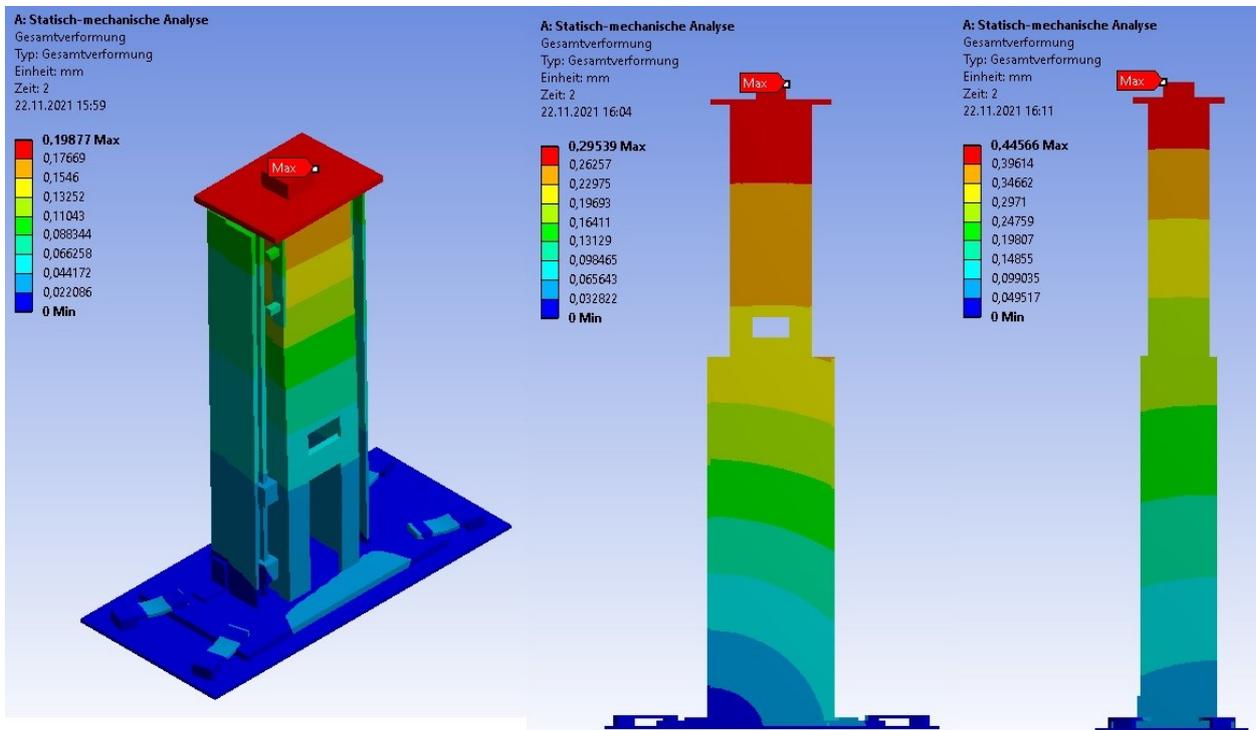


Abbildung 79: Auszug aus den grafischen Simulationsergebnissen, Quelle: Eigene Darstellung

## 8.2 Detailkonstruktion

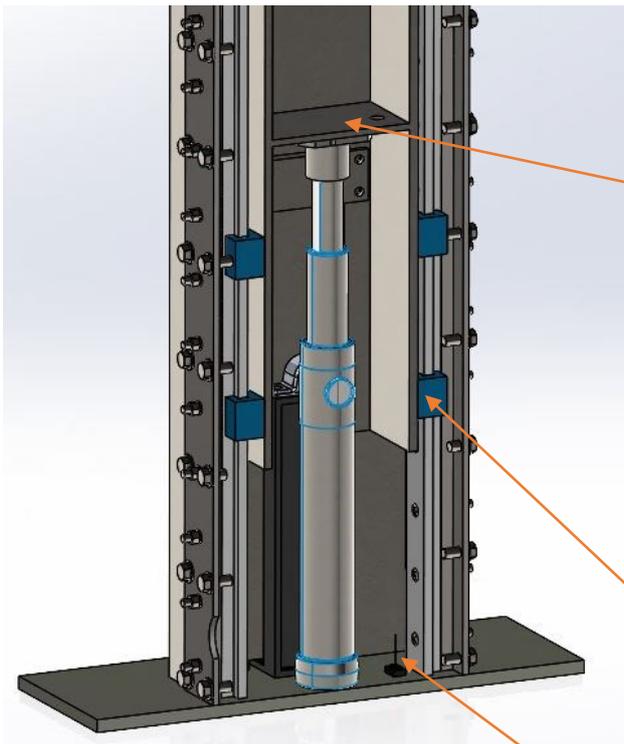


Abbildung 80: Detailansicht Teleskopzylinder und Gleitführungssystem, Quelle: Eigene Darstellung

Um einen größtmöglichen Verstellbereich der Stütze zu erzielen, müssen bei Integration eines Teleskopzylinders einige konstruktive Maßnahmen getroffen werden. Für die Befestigung des Hydraulikzylinders am Kopfteil der Stütze bedarf es einer Flanschplatte inmitten des Formrohres. Damit diese Platte angebracht werden kann wird das Profil mit Ausnehmungen (Abbildung 74) versehen und mit Stützenblechen verschraubbar gemacht.

Die Führungsschlitten werden am Kopfteil so positioniert, dass ein maximaler Verstellbereich gegenüber der erforderlichen Steifigkeit erreicht wird.

Die Implementierung eines Wegmesssystems im Hydraulikzylinder ist nicht möglich, daher wird an der Fußplatte ein Messsystem installiert, welches den Abstand zur Kopfplatte misst. Als Methode wird die Lasertechnologie verwendet.

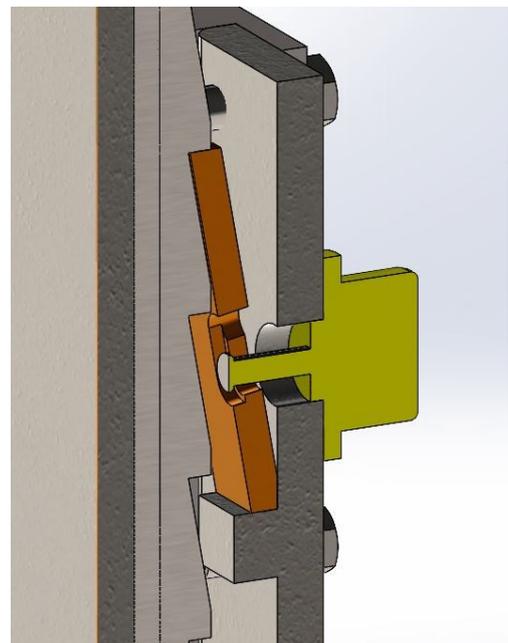
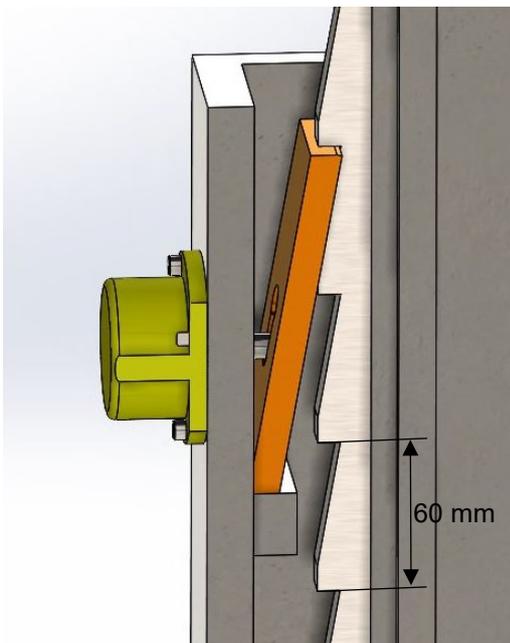
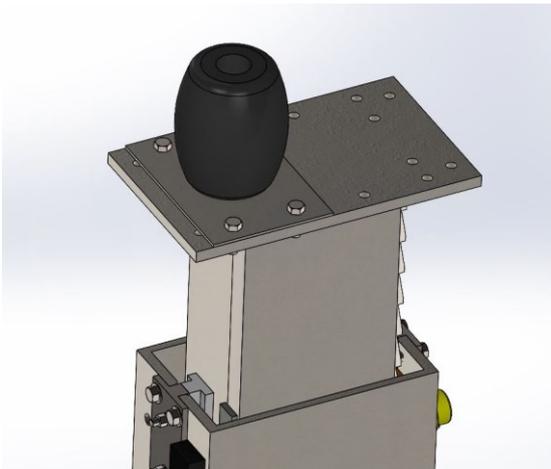


Abbildung 81: Detailansicht Absenksicherung, Quelle: Eigene Darstellung

## Ergebnisse

Mithilfe des Berechnungsmodells in Kapitel 7.3 können geeignete Geometrien der Komponenten für die Absenksicherung gewählt werden. Beispielsweise wurde die Größe des Sicherungsbleches verlängert und die Ausnehmung in der Mitte verändert, um die resultierenden Spannungen zu reduzieren. Der Abstand der Hakenelemente auf der Liste wird mit 60 mm gewählt. Diese Teilung gewährleistet eine ausreichende Steifigkeit bei Vertikalbeanspruchung. Wird die Stütze im Einsatzfall so positioniert, dass das Sicherungsblech knapp oberhalb eines Hakenelementes anliegt, käme es im ungünstigsten Fall zu einer maximalen Absenkung der Stütze von 60 mm. Dieser Wert wird als ausreichend eingestuft, da die entstehende Schwerpunktverschiebung zu keinem Kippen der Siebmaschine führen sollte.



Als Lösung einer möglichst flexiblen Einsatzweise bei unterschiedlichen Maschinengrößen, ist die Fertigung von diversen Adapterplatten. Auf diesen Platten erfolgt eine zentrale Anbringung der Führungsrohre, an denen die Marshmallow-Federn aufgesteckt werden können. Um eine hohe Flexibilität bei der Montage der Adapterplatten auf der Stütze zu garantieren, wird die Kopfplatte mit einer großen Anzahl an Bohrbildern gefertigt.

Abbildung 82: Detailansicht Aufnahme der Marshmallow-Federn, Quelle: Eigene Darstellung

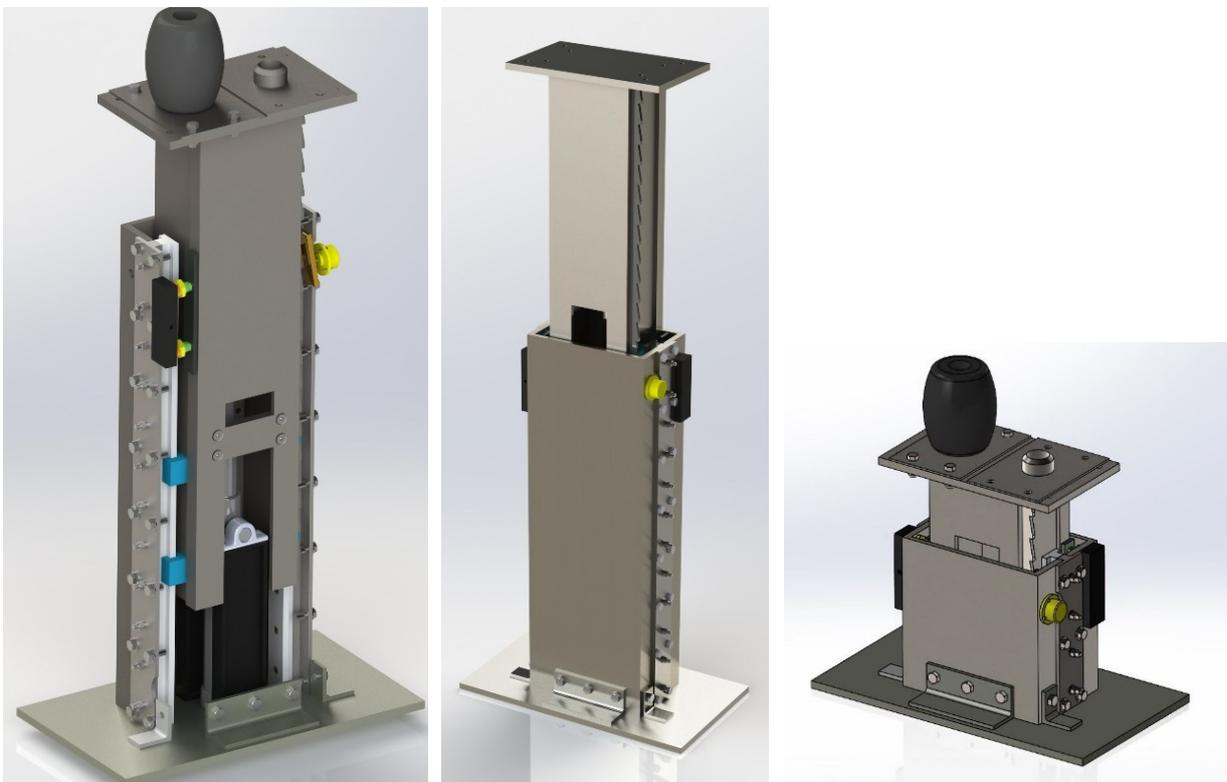


Abbildung 83: Detailkonstruktionen der Stützen, Quelle: Eigene Darstellung

## 8.3 Amortisationsrechnung

Da das neue Stützenkonzept gegenüber den bestehenden Stützelementen bzw. Maschinenstützen um vieles komplexer aufgebaut ist, wird nachfolgend eine Wirtschaftlichkeitsrechnung durchgeführt. Diese soll Herstellkosten und zu erwartende Ersparnisse durch die Effizienzsteigerung gegenüberstellen.

### 8.3.1 Herstellkosten

<b>Kalkulation Herstellkosten Binder + Co 2021</b>							
<b>K.Nr.:</b>	-			<b>Anfragedatum:</b>			
<b>Kunde:</b>	Intern			<b>Anfragenummer:</b>			
<b>Datum:</b>	17.11.2021			<b>Bearbeiter:</b>	Fuchs Armin		
<b>Bezeichnung:</b>	<b>Hydraulikstützen 4 Stück</b>						
	Stundensatz						EURO
<b>Arbeitskosten:</b>	var.	fix	AfA	Euro / Std	Std	davon var.	g e s a m t
Zuschnitt: <b>600</b>	46,5	14,1	4,4	65,0	6,0	279	<b>390</b>
Zuschnitt: <b>870</b>	46,5	14,1	4,4	65,0	4,0	186	<b>260</b>
Langhalle: <b>820</b>	46,5	14,1	4,4	65,0	6,0	279	<b>390</b>
Rundhalle: <b>830</b>	46,5	14,1	4,4	65,0	8,0	372	<b>520</b>
Mechanik: <b>400</b>	46,5	14,1	4,4	65,0	6,0	279	<b>390</b>
Sandstrahlen: <b>850</b>	46,5	14,1	4,4	65,0	3,0	140	<b>195</b>
Anstrich: <b>860/861/862/863</b>	46,5	14,1	4,4	65,0	2,0	93	<b>130</b>
Verpackung/Verladung: <b>180</b>	42,2	13,9	3,9	60,0		0	<b>0</b>
AV / Programmierung: <b>371</b>		97,0	3,0	100,0	3,0	291	<b>300</b>
Qualität u. Dokumentation: <b>366</b>		166,6	13,4	180,0		0	<b>0</b>
TB (Konstruktion, Projektierung): <b>353</b>		72,0	3,0	75,0		0	<b>0</b>
TB (Projektleitung): <b>162</b>		101,0	9,0	110,0		0	<b>0</b>
Außenmontage: 900	53,9	29,2	1,9	85,0		0	<b>0</b>
IBN + Service Anlagenbau: <b>358</b>		72,3	2,7	75,0		0	<b>0</b>
					<b>Zwischensumme 1</b>	35	<b>1 919</b>
							<b>2 575</b>

## Ergebnisse

<b>Materialkosten:</b>			
Lagermaterial (vom Zuschnitt und Verbindungsmittel), (Achtung auf Verschnitt 12%) U-Profile, Formstahl, Bleche, Flachstahl, Winkel, Schrauben, etc.	ca. 300	kg	589
Materialgemeinkosten (MGK)	5,9%		35
Farbe und Beschichtungen	6,0	m <sup>2</sup>	800
Zuschlag für Einkauf und Lagerwirtschaft	5,9%		47
<b>Sonstige Fremdbezüge:</b>			
	Stück		
Teleskopzylinder	4		832
Führungsschlitten	12		3 900
Führungsschiene	8		192
Distanzleiste	8		192
Einschraubzylinder	16		2 928
Verteilerblock	8		300
Wegmesssystem	4		360
Sicherheitsmagnet	4		80
Steuerungstechnik	1		1 500
Hydraulikaggregat	1		10 000
diverses			1 200
<b>Zwischensumme 2</b>			<b>22 955</b>
<b>Zinsen</b>	<b>2,1%</b>	<b>536</b>	
<b>VVK</b>	<b>5,8%</b>	<b>1 481</b>	
<b>Risiko</b>	<b>5,0%</b>	<b>1 276</b>	
<b>Garantie</b>	<b>0,0%</b>	<b>0</b>	
<b>Gewinn</b>	<b>6,0%</b>	<b>1 532</b>	
	<b>Umsatz</b>		<b>0</b>
	<b>DB III</b>		<b>6 763</b>
	<b>HSK</b>		<b>25 530,00</b>

### 8.3.2 Aufwände und Potential

Arbeitsaufwände und Potential						
Geleistete Stunden 2021						
	Stunden [h]	Stundensatz [€/h]	Kosten [€]	Abdeckungsgrad [%]	Geschätzte Verbesserung [%]	Ersparnis [€]
Probelaufphase / Prüfstands Aufbau (Szenario 1)	2350,72	50,00	117 536,00	60	20	14 104,32
Zusatzaufwände (Szenario 2)	448,88	50,00	22 444,00	85	100	19 077,40
<b>Summe</b>	<b>2799,6</b>		<b>139 980,00</b>			<b>33 181,72</b>

$$\text{Amortisationsdauer} = \frac{\text{Anschaffungskosten}}{\text{Jährlicher Rückfluss}} = \frac{\text{Herstellkosten}}{\text{Ersparnis}} = \frac{€25\,530,00}{€33\,181,72} = 0,77 \text{ Jahre}$$

## 9 FAZIT UND AUSBLICK

Aufgrund der Schwingweitenmessungen und anschließenden analytischen Berechnungen an mehreren Siebmaschinenstützen, war es möglich, brauchbare Werte für folgende Finite-Elemente-Simulationen zu generieren. Anhand dieser Ergebnisse konnten unterschiedliche Technologien zu Erfüllung der gewünschten Anforderungen ausgewählt werden. Dadurch entstand ein plausibles Einzelstützenkonzept, das einen hohen Grad an Flexibilität, mit ausreichender Steifigkeit bietet. Zusätzlich hat sich die Hydraulik als geeignete Technologie bestätigt. Die Vorteile liegen in der hohen Kraftdichte und einer großen Auswahl an diversen Hydraulik-Aktoren. Dabei ist es empfehlenswert, Elektromotor und Pumpeneinheit nicht unmittelbar an einer Stütze anzubringen, sondern das Aggregat separat zu platzieren. Weiteres bietet die mechanische Absenksicherung einen Schutz bei Systemausfällen oder Leckagen an der Hydraulik.

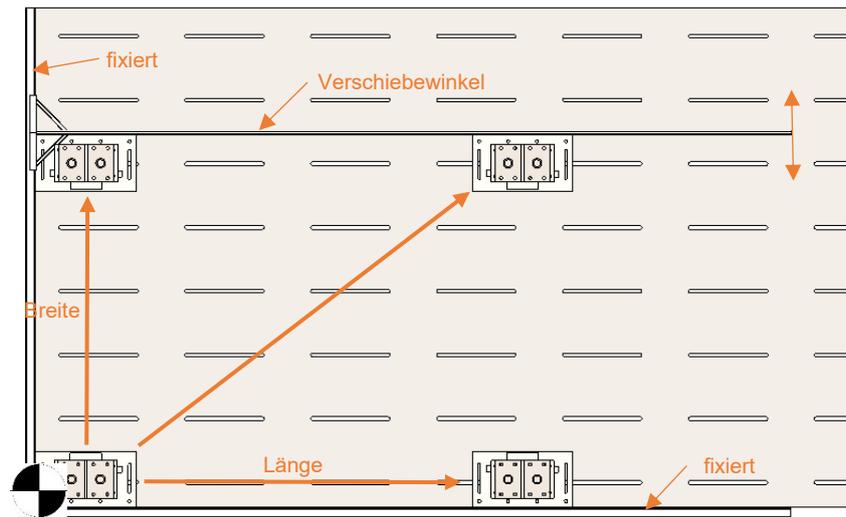
Die Recherche und Angebotseinholung von Führungselementen erwiesen sich als äußerst hilfreich. Die Simulationen veranschaulichen die Sinnhaftigkeit dieser Technologie, wengleich Positionierungsmöglichkeit und die Kosten als negative Faktoren herausstechen. Eine weitere Herausforderung ist die Implementierung eines smarten Wegmesssystems zur Anzeige der momentanen Stützenhöhe. Hierzu bedarf es noch zusätzliche Abstimmungen in Punkto Messsicherheit und Interface.

Mit dem Einsatz zweier unterschiedlicher Verstellbereiche kann die Aufnahme vieler Maschinentypen gewährleistet werden. Da sich die Hubposition der Stütze variabel einstellen lässt, konnte bei Betrachtung ausgewählter Maschinen sämtliche erforderlichen Neigungen laut Aufstellplan erreicht werden (1. Stützenpaar  $L = 350 - 550$  mm, 2. Stützenpaar  $L = 1200 - 2100$  mm). Dies führt zu einem hohen Abdeckungsgrad und somit großer Aufwandsreduktion beim Prüfstandsaufbau. Wie die Wirtschaftlichkeitsrechnung zeigt, belaufen sich die Arbeitsaufwände (Suchzeiten, Transportzeiten, Montagezeiten) laut den aufgezählten Szenarien im heurigen Jahr (2021) auf beinahe 2800 Stunden. Trotz der hohen Investitionskosten der Stützen, tritt eine schnelle Amortisation ein, wie das Ergebnis zeigt.

In Hinblick auf die Effizienzsteigerung des Prüfstandaufbauprozesses, wird das Potential allein durch flexiblere Maschinenstützen nicht zur Gänze ausgeschöpft. Die Mitarbeiter\*innen haben trotzdem die Pflicht die genaue Stützenposition auf der Prüfstandplatte aufzuzeichnen und sie danach exakt auszurichten. Daher wäre es sinnvoll, ein Gesamtprüfstandkonzept zu entwickeln, welches den Prozess weiter beschleunigt, körperliche Aufwände reduziert und den Ablauf standardisiert.

In der nachfolgenden Abbildung sind einige Gedanken dazu zusammengefasst.

Die Prüfstandsplatte wird an den Außenkanten mit Stahlprofilen ausgestattet. Davon sollten mindestens zwei Seiten fest mit der Platte verschweißt sein. Dadurch entsteht die Möglichkeit, eine Stütze in dieser Ecke zu fixieren und als einheitlichen Ausgangspunkt zu definieren. Alle weiteren Stützen werden nach dieser ausgerichtet.



Die Profilstähle entlang der Prüfstandsplatte sollen als Führungshilfen dienen, die Stützen in Rechtwinkeligkeit und Parallelität einrichten zu können. Dazu wird ein Verschiebewinkel benötigt, welcher für das Positionieren der Stützen der Siebmaschinenbreite verantwortlich ist. Dabei muss der Verschiebewinkel gut geführt sein, um eine einfache Handhabung zu gewährleisten. Die maßliche Ausrichtung der Stützen soll über ein Wegmesssystem erfolgen, welches über ein Interface integriert werden soll.

Wäre eine ausreichend genaue Ein- bzw. Ausrichtung der Stützen aufgrund dieses Konzeptes möglich, würde es zu einer weiteren Effizienzsteigerung (min. 30%) im Prüfstandsaufbau führen.

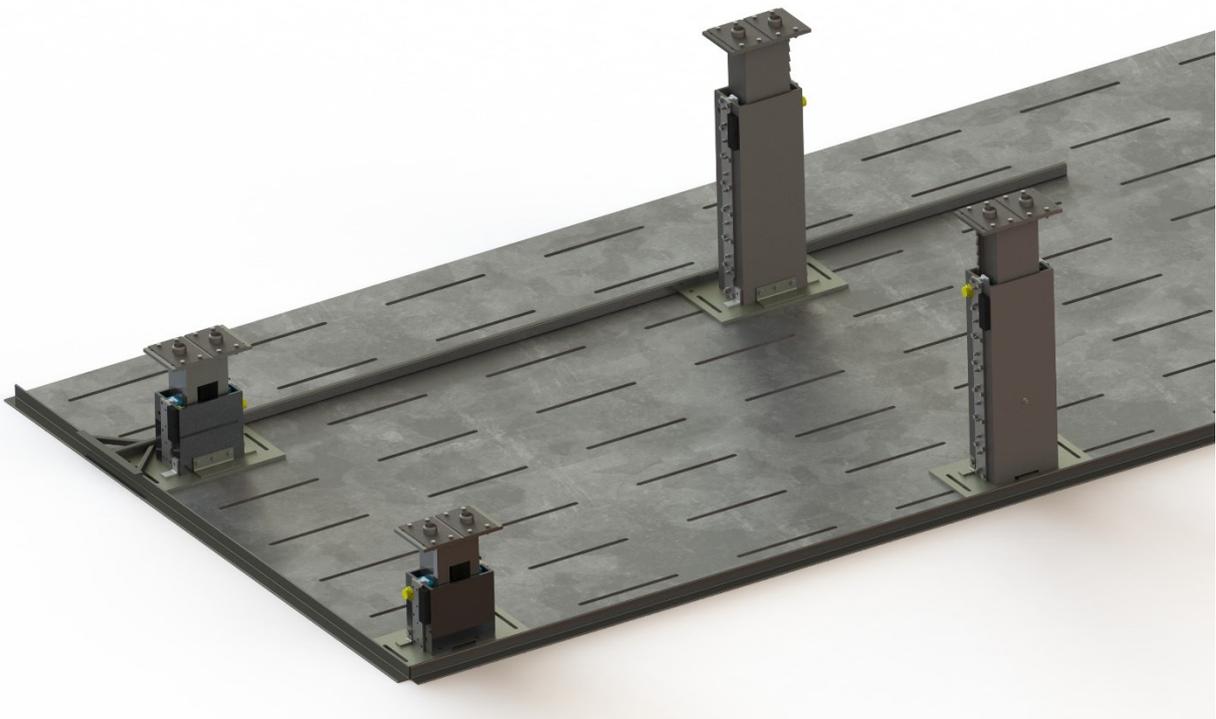


Abbildung 84: Gesamtpfingstands-konzept, Quelle: Eigene Darstellung

## **LITERATURVERZEICHNIS**

### **GEDRUCKTE WERKE (25)**

Christof Gebhardt (2017): Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench – Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik, 3. Auflage, Carl Hanser, München

Eigner/Roubanov/Zafirov/Apostolov/Gilz/Keßler/Menges/Sinderman/Ernst/Schäfer (2014): Modellbasierte virtuelle Produktentwicklung, 1. Auflage, Springer Vieweg, München

Vajna/Weber/Zeman/Hehenberger/Gerhard/Wartzack (2017): CAx für Ingenieure – Eine praxisbezogene Einführung, 3. Auflage, Springer-Vieweg Berlin

Bernd Klein (2012): FEM – Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau, 9. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden

Klaus Schier (2011): Finite Elemente Modelle der Statik und Festigkeitslehre, 1. Auflage, Springer, Berlin

Knothe/Wessels (2017): Finite Elemente – Eine Einführung für Ingenieure, 5. Auflage, Springer Vieweg, Berlin

Peter Steinke (2015): Finite-Elemente-Methode – Rechnergestützte Einführung, 5. Auflage, Springer Vieweg, Berlin

Matthies/Renius (2014): Einführung in die Ölhydraulik – Für Studium und Praxis, 8. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

Gebhardt/Weber (2020): Hydraulik-Fluid-Mechatronik – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Messtechnik und virtuelles Engineering, 7. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

Will/Gebhardt (2014) Hydraulik – Grundlagen, Komponenten, Systeme, 6. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

Merkle/Schrader/Thomas (2004): Hydraulik - Grundstufe, 2. Auflage, Springer Vieweg, Berlin Heidelberg New York

Watter (2017): Hydraulik und Pneumatik – Grundlagen und Übungen, Anwendungen und Simulation, 5. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

Bauer (2016): Ölhydraulik – Grundlagen, Bauelemente, Anwendungen, 11. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

Findeisen/Helduser (2015): Ölhydraulik – Handbuch der hydraulischen Antriebe und Steuerungen, 6. Auflage, Springer Vieweg, Berlin Heidelberg

Bernstein (2014): Messelektronik und Sensoren – Grundlagen der Messtechnik, Sensoren, analoge und digitale Signalverarbeitung, 1. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

Magnus/Popp/Sextro (2021): Schwingungen – Grundlagen, Modelle, Beispiele, 11. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

Guicking (2016): Schwingungen – Theorie und Anwendungen in Mechanik, Akustik, Elektrik und Optik, 1. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

Brommundt/Sachau (2014): Schwingungslehre mit Maschinendynamik, 2. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

Jäger/Mastel/Knaebel (2016): Technische Schwingungslehre – Grundlagen Modellbildung, Anwendungen, 9. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

Theumert/Fleischer (2007): Entwickeln, Konstruieren, Berechnen, 1. Auflage, Vieweg & Sohn, Wiesbaden

Feldhusen/Grote/Pahl/Beitz (2013): Konstruktionslehre – Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung, 8. Auflage, Springer Vieweg, Berlin Heidelberg

Parthier (2016): Messtechnik – Grundlagen und Anwendungen der elektrischen Messtechnik, 8. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

Parthier (2008): Messtechnik – Grundlagen und Anwendungen der elektrischen Messtechnik, 4. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

Hering/Schönfelder (2018): Sensoren in Wissenschaft und Technik – Funktionsweise und Einsatzgebiete, 2. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

Leon (2019): Messtechnik – Grundlagen, Methoden und Anwendungen, 11. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden

## **ONLINE-QUELLEN (23)**

O.V. Binder-co.at, <https://www.binder-co.at/903/Ueber-uns>, [Stand 28.11.2021]

O.V. Spaceclaim.com, [http://www.spaceclaim.com/de/Solutions/Design/Simulation\\_Driven\\_Design.aspx](http://www.spaceclaim.com/de/Solutions/Design/Simulation_Driven_Design.aspx), [Stand 02.08.2021]

O.V. Maschinenbau-wissen.de, <https://www.maschinenbau-wissen.de/skript3/fluidtechnik/hydraulik/207-hydraulik-grundlagen>, [Stand 16.08.2021]

O.V. NZ-Hydraulikzylinder.com, <https://nz-hydraulikzylinder.com/static/5f47ba19aebd8Technische-Informationen---Flssigkeiten-9d63cd1955ad8a9b3f9f08739cfac5db.pdf>, [Stand 17.07.2021]

O.V. Haehnchen.de, <https://www.haenchen.de/technische-information/hydraulikzylinder/berechnung/knickungsfaelle.html>, [Stand 16.08.2021]

O.V. Ahp.de, <https://de.ahp.de/produkte-und-service/service/technischer-support/ahpinformiert/grundlegendes-zu-hydraulikzylindern/anwendungssituationen-von-hydraulikzylindern/>, [Stand 18.08.2021]

O.V. Roemheld.de, <https://www.roemheld-gruppe.de/shop/de/rs-hydraulik-schieber-dw-5117.html>, [Stand 20.08.2021]

Schubert (2006), Docplayer.org, <https://docplayer.org/5466058-8-messung-nichtelektrischer-groessen.html>, [Stand 21.08.2021]

O.V. Hbm.com, <https://www.hbm.com/de/7163/die-wheatstonesche-brueckenschaltung-kurz-erklart/>, [Stand 23.08.2021]

Katharina Juschkat (2019), <https://www.konstruktionspraxis.vogel.de/was-ist-ein-hydraulikzylinder-definition-funktion-und-anwendungsbeispiele-a-757056/>, [Stand 12.08.2021]

O.V. Firestoneip.com, [https://www.firestoneip.com/content/dam/fsip/pdfs/marsh-mellow-springs/MMDM\\_A4\\_2008.pdf](https://www.firestoneip.com/content/dam/fsip/pdfs/marsh-mellow-springs/MMDM_A4_2008.pdf), [Stand 11.09.2021]

Michael Welsch (2015), [https://www.researchgate.net/profile/Michael-Welsch-3/publication/283045331\\_Bewertung\\_von\\_Spannungsspitzen\\_und\\_Singularitaeten\\_in\\_FEM-\\_Rechnungen/links/5627528108aed3d3f139efbc/Bewertung-von-Spannungsspitzen-und-Singularitaeten-in-FEM-Rechnungen.pdf](https://www.researchgate.net/profile/Michael-Welsch-3/publication/283045331_Bewertung_von_Spannungsspitzen_und_Singularitaeten_in_FEM-_Rechnungen/links/5627528108aed3d3f139efbc/Bewertung-von-Spannungsspitzen-und-Singularitaeten-in-FEM-Rechnungen.pdf), [Stand 23.09.2021]

O.V. Reo.com, <https://www.manualslib.com/manual/1533234/Reo-Reovib-Smw-4000.html>, [Stand 20.11.2021]

O.V. Pts-Automation.de, <https://www.pts-automation.de/wp-content/uploads/2019/08/Handbuch-Lineartechnik.pdf>, [Stand 15.10.2021]

O.V. Deinhammer.at, <https://www.deinhammer.at/gleitsysteme-gleitfuehrungen/>, [Stan 15.10.2021]

O.V. Deinhammer.at, <https://deinhammer.at/dkLf3/#1547725564073-8aebae9c-5e4b>, [Stand 29.10.2021]

O.V. Schweizer-fn.de, <https://schweizer-fn.de/stoff/reibwerte/reibwerte.php>, [Stand 08.11.2021]

O.V. Espressif.com, [https://www.espressif.com/sites/default/files/documentation/0a-esp8266ex\\_datasheet\\_en.pdf](https://www.espressif.com/sites/default/files/documentation/0a-esp8266ex_datasheet_en.pdf), [Stand 20.11.2021]

O.V. Invesense.tdk.com, <https://invesense.tdk.com/download-pdf/mpu-9250-datasheet/>, [Stand 20.11.2021]

O.V. Arduino.cc, <https://www.arduino.cc/en/software>, [Stand 28.11.2021]

O.V. Hytec-Hydraulik, <https://www.hytec-hydraulik.de/downloads/ch-307b-datenblatt.pdf>, [Stand 28.11.2021]

O.V. Roemheld-gruppe.de, <https://www.roemheld-gruppe.de/shop/de/b1-460-einschraubzylinder/einschraubzylinder-einfach-wirkend.html>, [Stand 28.11.2021]

O.V. Maschinenbauwissen.de, <https://www.maschinenbauwissen.de/skript3/mechanik/festigkeitslehre/134-knicken-euler>, [Stand 15.01.2022]

**ABBILDUNGSVERZEICHNIS**

Abbildung 1: Anforderungen an die Anlagen, Quelle: Binder+Co .....	2
Abbildung 2: Links...BIVITEC-Siebmaschine, rechts...Kreisschwing-Siebmaschine, Quelle: Binder+Co ...	2
Abbildung 3: Links...Recycling-Siebmaschine, rechts...Linearschwing-Siebmaschine, Quelle: Binder+Co	2
Abbildung 4: Siebmaschine Seitenansicht (rechts), Quelle: Binder+Co .....	3
Abbildung 5: Siebmaschine Ansicht Abgabenseite, Quelle: Binder+Co .....	3
Abbildung 6: Szenario1 – Maschinenstützen im Lieferumfang enthalten, Quelle: Binder+Co.....	4
Abbildung 7: Szenario 2 – keine Maschinenstützen im Lieferumfang enthalten, Quelle: Binder+Co .....	5
Abbildung 8: Prüfprotokoll bei der internen Abnahme, Quelle: Binder+Co .....	6
Abbildung 9: Aufstellplan der Maschine für die Probelaufphase, Quelle: Binder+Co .....	7
Abbildung 10: Links...Winkelpersatz (schlecht), Mitte... keine ausreichende Konzentrität (schlecht), rechts...Ausrichtung passend, Quelle: Eigene Darstellung .....	8
Abbildung 11: Notwendiger Einsatz weiterer Stützelemente (rot) zu den Originalstützen (orange), Quelle: Binder+Co .....	9
Abbildung 12: Auszug von diversen Lagerplätzen für die Stützelemente, Quelle: Binder+Co .....	9
Abbildung 13: Mögliche Zeitersparnis durch den CAE Prozess, Onlinequelle: Spaceclaim, [02.08.2021]	11
Abbildung 14: Schritte der FEM, Quelle: Steinke (2015), S.4. ....	13
Abbildung 15: Schrittweise Modellbildung eines Zug-Druck-Stabes v.o.n.u., Quelle: Schier (2011), S. 49. .....	15
Abbildung 16: Zug-Druck-Stab Beispiel mithilfe einer FEM-Software, Quelle: Eigene Darstellung.....	17
Abbildung 17: Ergebnis der Simulation Zug-Druck-Stab, Quelle: Eigene Darstellung.....	17
Abbildung 18: Komponenten eines Hydrauliksystems, Quelle: Gebhardt/Weber (2020), S. 8.....	19
Abbildung 19: Zahnradpumpe in Schnittdarstellung, Quelle: Will/Gebhardt (2014), S. 166. ....	20
Abbildung 20: Wirkungsprinzip Hydraulikanlage, Quelle: Gebhardt/Weber (2020), S. 9.....	21
Abbildung 21: Herleitung der Viskosität nach „Newton“, Quelle: Gebhardt/Weber (2020), S. 19.....	22
Abbildung 22: Viskositäts-Temperaturverhalten, Quelle: Gebhardt/Weber (2020), S. 21. ....	23
Abbildung 23: Viskositäts-Druck-Verhalten, Quelle: Gebhardt/Weber (2020), S. 21.....	23
Abbildung 24: Auszug aus Hydrauliköldataenblatt, Onlinequelle: NZ-Hydraulikzylinder, [17.07.2021] .....	24
Abbildung 25: Normzylinder einfachwirkend, Zylinder (1), Kolben (2), Filter (3), Quelle: Matthies/Renius (2014), S. 97. ....	25
Abbildung 26: Gleichlauf-Teleskopzylinder, Quelle: Matthies/Renius (2014), S. 99.....	26

## Abbildungsverzeichnis

---

Abbildung 27: Doppeltwirkender Zylinder, a...Ausfahren, b...Einfahren, Quelle: Will/Gebhardt (2014), S. 201.....	27
Abbildung 28: Eulersche Knickfälle, $L$ beschreibt in dieser Abbildung die Knicklänge, Onlinequelle: Maschinenbauwissen, Mechanik [15.01.2022] .....	28
Abbildung 29: Einbaufälle, Onlinequelle: Haenchen, Technische-Information, [02.08.2021] .....	29
Abbildung 30: Magnetostriktiver Sensor, a...Funktionsprinzip, b...Beispielsensor, Quelle: Gebhardt/Weber (2020), S. 192. ....	32
Abbildung 31: Auszug aus dem Aufstellplan, Draufsicht der Siebmaschine, Förderrichtung (FR), Stütze (P), Quelle: Binder+Co .....	33
Abbildung 32: Beispiel eines Hydraulik-Aktors für Querkräfte, Onlinequelle: Roemheld, [18.08.2021].....	34
Abbildung 33: Messkette zum Erfassen einer nichtelektrischen physikalischen Größe, Quelle: Partier (2016), S.158.....	35
Abbildung 34: DMS-Halbrücke mit Messschaltung (Dehnungsmessstreifen überproportional gezeichnet), Quelle: Parthier (2016), S. 203.....	38
Abbildung 35: Ersatzschaltbild einer Messschaltung, Quelle: Parthier (2016), S. 207. ....	38
Abbildung 36: Links prinzipieller und rechts Schematischer Aufbau, Quelle: Gevatter (2006), S. 131. ....	39
Abbildung 37: Messungen mittels mobilen Schwingweitenmessgeräts, Quelle: Eigene Darstellung .....	42
Abbildung 38: Schematische Abbildung, Draufsicht einer Siebmaschine, Förderrichtung...FR, Hintere Stützen...H, Vordere Stützen...V, Verschiebungen und Kräfte in der x- bzw. y-Achse, Quelle: Eigene Darstellung .....	42
Abbildung 39: Messmittel mit Auswerteeinheit (Selbstbau), Quelle: Eigene Darstellung .....	45
Abbildung 40: Links...Messung Reovib SWM 4000, rechts...Messung MPU-9250, Quelle: Eigene Darstellung .....	46
Abbildung 41: Einfaches Feder-Masse-Dämpfer System, Quelle: Jäger/Mastel/Knaebel (2016), S.100..	47
Abbildung 42: Vergrößerungsfunktion der Kraft bei Maschinenschwingung, Quelle: Dresig/Holzweißig (2016), S. 194.....	49
Abbildung 43: Nichtlineares Dämpfungsverhalten und Kennwerte der Marshmallow-Federn, Onlinequelle: Firestoneip, S. 49, [11.09.2021] .....	51
Abbildung 44: Diagramm zur Ermittlung des Isolationsgrades, ca. 95,5%, Onlinequelle: Firestoneip, S. 8, [11.09.2021].....	51
Abbildung 45: Visualisierung der Messwerte, Quelle: Eigene Darstellung .....	53
Abbildung 46: Links...reale Stütze, rechts... vereinfachtes CAD-Modell, Quelle: Eigene Darstellung.....	55
Abbildung 47: Ausschnitt der Vernetzung aus dem Stützenmodell, Quelle: Eigene Darstellung .....	56

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 48: Definition der Kontaktflächen, Quelle: Eigene Darstellung .....	57
Abbildung 49: Simulationsmodell zur Ermittlung der Reaktionskräfte, Quelle: Eigene Darstellung .....	58
Abbildung 50: Auftretende Spannungsspitzen bei Verschiebung in x-Richtung, Quelle: Eigene Darstellung .....	59
Abbildung 51: Auftretende Spannungsspitzen bei Verschiebung in y-Richtung, Quelle: Eigene Darstellung .....	59
Abbildung 52: 1...Rundzylinder, 2...Schiebereinheit, 3...Teleskopzylinder, Quelle: Eigene Darstellung .	62
Abbildung 53: Einfachwirkender Teleskopzylinder, Onlinequelle: Hytec-hydraulik, [06.11.2021] .....	64
Abbildung 54: 1...Kopfteil, 2...Fußteil, 3...entstehender Abstand (schlecht), F...Querbelastung in x- oder y-Richtung, Quelle: Eigene Darstellung .....	66
Abbildung 55: Schematische Abbildung eines Flanschzylinders, Quelle: Eigene Darstellung .....	66
Abbildung 56: Integration der Flanschzylinder im Kopfteil der Stütze, Quelle: Eigene Darstellung.....	67
Abbildung 57: Linearführung Schema, Onlinequelle: Pts-Automation, [15.10.2021] .....	68
Abbildung 58: Entstehende Kontaktfläche bei Erhöhung der Last, links...Kugel, rechts...Rolle, Onlinequelle: Pts-Automation, [15.10.2021] .....	68
Abbildung 59: Empfohlene statische Tragsicherheit bei unterschiedlichen Einsatzszenarien, Onlinequelle: Pts-Automation, [15.10.2021] .....	69
Abbildung 60: Koordinatensystem für die Berechnung von $F_{0combi}$ , Onlinequelle: Pts-Automation, [15.10.2021] .....	70
Abbildung 61: Gleitführungssystem (T-Form), Onlinequelle: Deinhammer [15.10.2021] .....	71
Abbildung 62: Konzept einer elektromechanischen Absenksicherung, Quelle: Eigene Darstellung .....	72
Abbildung 63: Funktionsweise des Mechanismus (Schnittansicht), Quelle: Eigene Darstellung .....	73
Abbildung 64: Simulationsmodell, Steifigkeitserhöhung durch Klemmzylinder, Quelle: Eigene Darstellung .....	74
Abbildung 65: Ergebnisse durch die Querkräfte bei Einsatz von Flanschzylindern, Quelle: Eigene Darstellung .....	75
Abbildung 66: Auszug aus Profilwagendatenblatt, Onlinequelle: Bosch Rexroth, [29.10.2021] .....	76
Abbildung 67: Definition der Tragzahlen und Tragemomente, Onlinequelle: Bosch Rexroth, [29.10.2021]	76
Abbildung 68: Datenblattauszug der Produktserie „DKLF2“ von Gleitführungselemente, Onlinequelle: Deinhammer, [29.10.2021] .....	76
Abbildung 69: Einsatzkriterien der Gleitelemente, Onlinequelle: Dein Hammer, [01.11.2021] .....	78

## Abbildungsverzeichnis

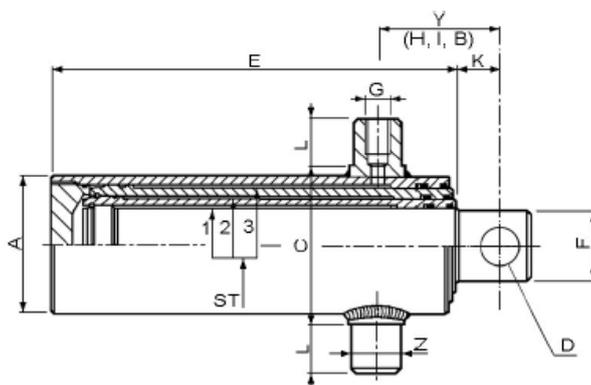
---

Abbildung 70: Simulationsmodell mit Gleitführungssystem, Quelle: Eigene Darstellung .....	78
Abbildung 71: Maximal auftretende Spannungen in N/mm <sup>2</sup> , links...x-Richtung, rechts...y-Richtung, Quelle: Eigene Darstellung .....	79
Abbildung 72: Links...Simulationsmodell mit vereinfachter Geometrie, rechts...inklusive Vernetzung, Quelle: Eigene Darstellung .....	80
Abbildung 73: Auftretende Spannungsspitzen in N/mm <sup>2</sup> , Quelle: Eigene Darstellung .....	81
Abbildung 74: Konzept zur Klemmung (Vorderes U-Profil ausgeblendet), Quelle: Eigene Darstellung ....	82
Abbildung 75: Konzept zur Klemmung (Detailansicht), Quelle: Eigene Darstellung .....	83
Abbildung 76: Simulationsmodell der Stütze, Quelle: Eigene Darstellung .....	84
Abbildung 77: Vernetzung des Modells (Auszug), Quelle: Eigene Darstellung .....	85
Abbildung 78: Kontaktdefinitionen des Modells (Auszug), Quelle: Eigene Darstellung .....	86
Abbildung 79: Auszug aus den grafischen Simulationsergebnissen, Quelle: Eigene Darstellung .....	87
Abbildung 80: Detailansicht Teleskopzylinder und Gleitführungssystem, Quelle: Eigene Darstellung .....	88
Abbildung 81: Detailansicht Absenksicherung, Quelle: Eigene Darstellung .....	88
Abbildung 82: Detailansicht Aufnahme der Marshmallow-Federn, Quelle: Eigene Darstellung .....	89
Abbildung 83: Detailkonstruktionen der Stützen, Quelle: Eigene Darstellung .....	89
Abbildung 84: Gesamtprüfstandskonzept, Quelle: Eigene Darstellung .....	93
Abbildung 85: Datenblatt Teleskopzylinder, Onlinequelle: Hytec-Hydraulik, [28.11.2021] .....	103
Abbildung 86: Datenblatt Einschraubzylinder, Onlinequelle: Roemheld, [28.11.2021] .....	104

## TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 1: Wichtige Komponenten einer Siebmaschine, Quelle: Eigene Darstellung.....	3
Tabelle 2: Vorteile und Möglichkeiten der Hydraulik, Quelle: Eigene Darstellung .....	18
Tabelle 3: Physikalische Wirkprinzipien, Quelle: Schubert (2006), S. 8.2, leicht modifiziert. ....	36
Tabelle 4: Messung 1, Quelle: Eigene Darstellung .....	43
Tabelle 5: Messung 2, Quelle: Eigene Darstellung .....	43
Tabelle 6: Messung 3, Quelle: Eigene Darstellung .....	45
Tabelle 7: Ergebnisse, Quelle: Eigene Darstellung.....	59
Tabelle 8: Anforderungen an die Stütze, Quelle: Eigene Darstellung.....	60
Tabelle 9: Punktlasten der Stütze, Quelle: Eigene Darstellung .....	62
Tabelle 10: Ergebnisse Simulation mit Klemmzylinder, Quelle: Eigene Darstellung .....	75
Tabelle 11: Ergebnisse der Simulation bei Einsatz von Gleitführungen, Quelle: Eigene Darstellung .....	79
Tabelle 12: Komponentenauswahl bei Erstsimulation der Absenksicherung, Quelle: Eigene Darstellung	80
Tabelle 13: Netzdefinitionen Gesamtmodell, Quelle: Eigene Darstellung .....	85
Tabelle 14: Kontaktdefinitionen Gesamtmodell, Quelle: Eigene Darstellung.....	86
Tabelle 15: Ergebnisse der Gesamtsimulation, Quelle: Eigene Darstellung .....	87

## Anhang 1

**Einfachwirkender Teleskopzylinder CH-310/H**

- Y(H): 110mm
- 1. Stufe ST 1: 68mm
- 2. Stufe ST 2: 88mm
- 3. Stufe ST 3: 107mm
- A: 128mm
- C: 148mm
- D: 36mm
- E: 418mm
- F: 65mm
- K: 40mm
- L: 45mm
- Z: 45mm
- G: 1/2

**Eigenschaften:**

- Hub: 895mm
- Druckkraft: 179,8kN (etwa 17,9 Tonnen) bei 200bar
- Max. Hubgeschwindigkeit: 0,2m/s
- Max. Betriebsdruck: 200 bar
- Prüfdruck: 300 bar
- Temperaturbereich: -30°C bis +90°C

**Bestellnummer: CH-310/H****Werkstoffe:**

- Stange: CK45 verchromt f7 Ra<0,2  
Chromschicht min. 20 µm  
Korrosionsbeständigkeit: 209 Stunden  
NSS ISO 9227 Klasse 9 (ISO 4540) Vickershärte 900 HV
- Rohr: ST 52.3 BK DIN 2393/C Toleranz H9 Ra<0,8µm
- Führung: Stahl 38 MF5 mit Salzbadnitrierung

**Dichtungen:**

- Stange: Polyurethan – Kompaktlippendichtung + Abstreifer

**Konservierung:** schwarze Grundierfarbe, RAL 9005**Empfehlungen:**

Der Zylinder darf auf keinen Fall als mechanischer Anschlag dienen!  
Keine Schweißarbeiten am Zylinder vornehmen.

**Ersatzteile:**

Dichtungssatz Bestellnummer CH-DI-RT37

[www.hytec-hydraulik.de](http://www.hytec-hydraulik.de)

Hytec Hydraulik OHG  
Harkker Weg 2a  
38350 Helmstedt

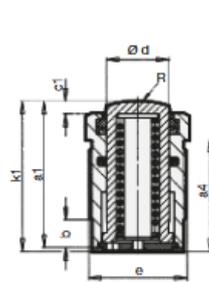
Tel.: 05351 52352-0  
Fax: 05351 52352-18  
email: [info@hytec-hydraulik.de](mailto:info@hytec-hydraulik.de)



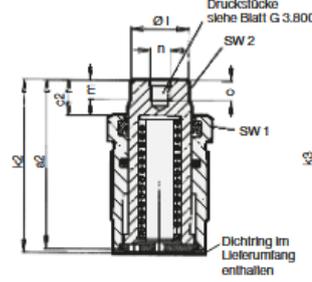
**Einschraubzylinder**  
einfach wirkend mit Federrückzug und Doppelabstreifer  
max. Betriebsdruck 500 bar



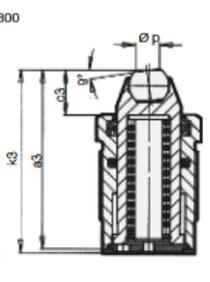
**Ausführung ohne Kolbengewinde**



**Ausführung mit Kolbengewinde**



**Ausführung mit Pendeldruckstück**



**Beschreibung**

Diese Einschraubzylinder können in Vorrichtungskörper bis zum Sechskant versenkt werden. Bei Spannreihen werden engste Zylinderabstände ermöglicht, da das Hydrauliköl durch Bohrungen zugeführt wird und nur ein Anschluss notwendig ist. Die Abdichtung erfolgt durch den mitgelieferten Dichtring am Grund der Einschraubbohrung. Die Plungerbauweise verhindert das Eindringen von Flüssigkeiten in den Federraum. Der Doppelabstreifer schützt die Kolbenführung und ergibt zusammen mit der Stepseal-Dichtung eine besonders leckölarne Abdichtung.

**Werkstoff**

Kolbenwerkstoff: Einsatzstahl, gehärtet  
Gehäuse: Automatenstahl, brüniert

**Wichtige Hinweise!**

Einschraubzylinder sind im eingefahrenen Zustand nicht belastbar.

Betriebsbedingungen, Toleranzen und sonstige Angaben siehe Blatt A 0.100.

**Zubehör und Anwendungsbeispiele**

siehe Rückseite

Kolben $\varnothing d$	[mm]	12	16	20	25	32	
Hub	[mm]	10	12	15	16	20	
Spannkraft bei	100 bar	[kN]	1,1	2,0	3,1	4,9	8
	500 bar	[kN]	5,7	10,1	15,7	24,6	40
Federrückzugkraft min.	[N]	28	50	78	123	200	
Mindestdruck	[bar]	10	10	10	10	10	
Ölbedarf/10 mm Hub	[cm <sup>3</sup> ]	1,13	2,01	3,14	4,91	8,04	
a1	[mm]	37	45,5	55	58	85	
a2	[mm]	44	51,5	64,5	67	96	
a3	[mm]	44,5	53	68,5	71	98	
a4	[mm]	25	33	42	44,5	71,5	
b	[mm]	7	8	8	11	12	
c1	[mm]	3	3,5	4	5	7	
c2	[mm]	10	9,5	13,5	14	18	
c3	[mm]	10,5	11	17,5	18	20	
$\varnothing d$	[mm]	12	16	20	25	32	
e	[mm]	M 22x1,5	M 26x1,5	M 30x1,5	M 38x1,5	M 48x1,5	
f min./max.	[mm]	16/24,5	20/32,5	24/41,5	28/44	42/70	
g max.	[mm]	8	9	9	11	13	
$\varnothing h$ min./max.	[mm]	9/12	12/16	14/20	18/25	22/32	
i min.	[mm]	31	34	40	52	62	
k1	[mm]	38	46,5	56	59,5	87	
k2	[mm]	45	52,5	65,5	68,5	98	
k3	[mm]	45,5	54	69,5	72,5	100	
$\varnothing l$	[mm]	11	15	19	23	30	
m	[mm]	5,5	5,5	6	7	9	
n	[mm]	M 6	M 6	M 8	M 8	M 12	
o	[mm]	6	6	8	8	12	
$\varnothing p$	[mm]	7,2	7,2	10,5	10,5	20,0	
R	[mm]	20	25	32	40	50	
SW 1	[mm]	24	27	32	41	50	
SW 2	[mm]	10	13	17	19	24	
Anzugsmoment	[Nm]	40	50	60	80	225	
Masse	[kg]	0,08	0,15	0,22	0,38	0,97	
Bestell-Nr. Ausf. ohne Kolben-Gew.		1460-100	1461-100	1462-100	1463-100	1464-100	
Bestell-Nr. Ausf. mit Kolben-Gew.		1460-101	1461-101	1462-101	1463-101	1464-101	
Bestell-Nr. Ausf. mit Pendeldruckst.		1460-110	1461-110	1462-110	1463-110	1464-110	
Bestell-Nr. extra Dichtring		3000-840	3000-841	3000-842	3000-843	3000-527	

**Einschraubbohrung**

