



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg  
*Hamburg University of Applied Sciences*

## **Bachelorarbeit**

Nathanael Bösch

# **Konstruktion eines hydraulischen Holzspalters**

# **Nathanael Bösch**

## **Konstruktion eines hydraulischen Holzspalters**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau: Entwicklung und Konstruktion  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:  
Umformtechnik Stade  
Ohle Kamp 12  
21684 Stade-Wiepenkathen

Erstprüfer: Professor Frank Helmut Schäfer  
Zweitprüfer: Dipl. Ing Niels Eiben

Abgabedatum: 17.08.2023

# **Zusammenfassung**

## **Name des Studenten**

Nathanael Bösch

## **Thema der Bachelorthesis**

Konstruktion eines hydraulischen Holzspalters

## **Stichworte**

VDI-Richtlinie 2221, Schweißkonstruktion, SPS, Hydraulik

## **Kurzzusammenfassung**

Durch Anwenden der VDI-Richtlinie 2221 - Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte wird in dieser Bachelorarbeit eine Konstruktion entwickelt, die bei der mechanischen Brennholzaufarbeitung unterstützen soll. Die Anforderungen an die Konstruktion sind Vorgaben aus dem zu erwartenden Arbeitsumfeld, für die diese Konstruktion entwickelt wird. Ziel ist eine deutliche Arbeitserleichterung sowie die Steigerung der Sicherheit. Bestandteil der Arbeit sind auch die Auswahl der Komponenten, auslegungsbezogene Berechnungen und Erstellung der CAD-Dateien sowie die Fertigung der Konstruktion anhand der zuletzt genannten Dateien.

## **Name of Student**

Nathanael Bösch

## **Title of the paper**

Construction of a hydraulic log splitter

## **Keywords**

VDI guideline 2221, welded construction, PLC, hydraulics

## **Abstract**

By applying the VDI Guideline 2221 - Methodology for Developing and Designing Technical Systems and Products, this bachelor's thesis develops a construction aimed at assisting in mechanical firewood processing. The requirements for the design are based on specifications from the expected working environment for which this construction is being developed. The goal is to significantly facilitate work and enhance safety. The work also includes component selection, design-related calculations, creation of CAD files, and manufacturing of the design based on the aforementioned files.

## Danksagung

Zuallererst möchte ich mich bei meinem Erstprüfer Herrn Prof. Dr.-Ing habil. Frank Schäfer bedanken, der mich während der Bachelorarbeit betreut hat. Mein Dank gilt ebenso meinem Zweitprüfer Herrn Dipl.-Ing. Niels Eiben, der diese Aufgabe gerne und direkt übernommen hat.

Ich möchte meiner aufrichtigen Dankbarkeit gegenüber der Firma Umformtechnik Stade und dem Schweißer Pascal Pahlke Ausdruck verleihen, die mich während der Fertigstellung dieser Bachelorarbeit tatkräftig unterstützt haben.

An die Firma Umformtechnik Stade richte ich meinen herzlichen Dank für ihre großzügige Unterstützung mit Materialien und entsprechenden Maschinen. Diese Möglichkeiten haben maßgeblich dazu beigetragen, die Ausrichtung meiner Bachelorarbeit zu formen und die erfolgreiche Entwicklung meines Projekts zu ermöglichen.

Besonders bin ich Pascal Pahlke zu großer Dankbarkeit verpflichtet für seine außergewöhnliche Hingabe und Hilfe. Seine Einblicke, Fachkompetenz und aktive Mitarbeit waren entscheidend für die Umsetzung meiner Arbeit. Seine Bereitschaft, seine Erfahrungen zu teilen und wertvolle Vorschläge zu machen, haben mein Verständnis erheblich bereichert und zur Gesamtqualität dieser Arbeit beigetragen.

# Inhaltsverzeichnis

|                                                                |        |
|----------------------------------------------------------------|--------|
| Danksagung .....                                               | II     |
| Inhaltsverzeichnis .....                                       | I      |
| Abbildungsverzeichnis.....                                     | III    |
| Tabellenverzeichnis .....                                      | IV     |
| Liste der Formelzeichen .....                                  | V      |
| 1 Einleitung.....                                              | - 1 -  |
| 1.1 Umformtechnik Stade .....                                  | - 1 -  |
| 1.2 Motivation .....                                           | - 1 -  |
| 1.3 Funktion eines Holzspalters .....                          | - 1 -  |
| 1.4 Aufgabenbeschreibung .....                                 | - 2 -  |
| 2 Grundlagen.....                                              | - 3 -  |
| 2.1 Konstruktionsmethodik nach VDI-Richtlinie 2221 .....       | - 3 -  |
| 3 Methodisches Konstruieren .....                              | - 4 -  |
| 3.1 Klären und präzisieren der Aufgaben-/ Problemstellung..... | - 4 -  |
| 3.1.1 Anforderungsliste .....                                  | - 4 -  |
| 3.2 Ermitteln von Funktionen und deren Strukturen.....         | - 7 -  |
| 3.2.1 Funktionsanalyse .....                                   | - 7 -  |
| 3.2.2 Funktionsstruktur .....                                  | - 8 -  |
| 3.2.3 Zu lösenden Teilfunktionen.....                          | - 10 - |
| 3.3 Suche und Auswahl von Lösungsprinzipien.....               | - 11 - |
| 3.3.1 Morphologischer Kasten .....                             | - 11 - |
| 4 Gliedern und gestalten der Module .....                      | - 13 - |
| 4.1 Gliedern der Module .....                                  | - 13 - |
| 4.2 Auslegung der Antriebe.....                                | - 13 - |
| 4.3 Auslegung der Hydraulikkomponenten.....                    | - 15 - |
| 4.4 Auslegung der Stützkonstruktion .....                      | - 26 - |
| 4.5 Auslegung der Kolbenaufnahme .....                         | - 30 - |
| 4.5.1 CAD-Konstruktion.....                                    | - 34 - |
| 4.6 Auslegung der Steuerung .....                              | - 40 - |
| 5 Fertigung.....                                               | - 45 - |
| 5.1 Zuschnitt.....                                             | - 45 - |

|       |                                    |        |
|-------|------------------------------------|--------|
| 5.2   | Kanten .....                       | - 47 - |
| 5.3   | Verschweißen .....                 | - 48 - |
| 5.4   | Montage .....                      | - 54 - |
| 6     | Produkteinsatz.....                | - 58 - |
| 6.1   | Bedienelemente .....               | - 58 - |
| 6.2   | Bedienungsanleitung.....           | - 59 - |
| 6.2.1 | Aufstellung und Montage.....       | - 59 - |
| 6.2.2 | Betrieb .....                      | - 59 - |
| 7     | Zusammenfassung und Ausblick ..... | - 60 - |
|       | Literaturverzeichnis.....          | - 61 - |

## Abbildungsverzeichnis

|                                                                                                           |        |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| Abbildung 1: Generelles Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren (VDI-Richtlinie 2221, 1993-05 S.9)..... | - 3 -  |
| Abbildung 2: Vorgehensmodell dieser Arbeit .....                                                          | - 4 -  |
| Abbildung 3: Black Box Systematik.....                                                                    | - 8 -  |
| Abbildung 4: Symbole der Funktionsstruktur .....                                                          | - 9 -  |
| Abbildung 5: Flussorientierte Funktionsstruktur .....                                                     | - 10 - |
| Abbildung 6: Morphologischer Kasten .....                                                                 | - 12 - |
| Abbildung 7: Elektromotor, Bauform B35 [1] .....                                                          | - 15 - |
| Abbildung 8: Zapfwellengetriebe mit Hydraulikpumpe [2].....                                               | - 16 - |
| Abbildung 9: Hydraulikpumpe HK CBTF 310 F1Z 0A [3] .....                                                  | - 17 - |
| Abbildung 10: Schaltbild Differentialdruck-Ventil [5] .....                                               | - 21 - |
| Abbildung 11: Differentialdruckventil A-VRSP01-CC-34-L [5] .....                                          | - 23 - |
| Abbildung 12: Anschlussplatte HKES3B38X3F und Magnetventil HK 41 3203 0302 C1 Q [6],[7] .....             | - 24 - |
| Abbildung 13: Hydraulikplan .....                                                                         | - 25 - |
| Abbildung 14: Stützprofil.....                                                                            | - 27 - |
| Abbildung 15: Abmessungen der geräteseitigen Kupplungspunkte (DIN 730-1, 2003-01 S.12) [9] ..             | - 34 - |
| Abbildung 16: CAD-Modell Dreipunktaufnahme .....                                                          | - 35 - |
| Abbildung 17: CAD-Modell Schwenkzapfen .....                                                              | - 36 - |
| Abbildung 18: CAD-Modell Grundplatte .....                                                                | - 37 - |
| Abbildung 19: CAD-Modell Spaltkeil .....                                                                  | - 38 - |
| Abbildung 20: Ausrichtungsnut mit entsprechender Materialüberlappung.....                                 | - 39 - |
| Abbildung 21: CAD-Modell Gesamtkonstruktion .....                                                         | - 40 - |
| Abbildung 22: Kapazitiver Näherungssensor LSI-R18M-F5-LD [10] .....                                       | - 41 - |
| Abbildung 23: Variablendeklaration der SPS.....                                                           | - 43 - |
| Abbildung 24: Steuerungsteil der SPS .....                                                                | - 44 - |
| Abbildung 25: Erklärung der Schaltsymbole .....                                                           | - 44 - |
| Abbildung 26: Zuschnitt der Stützkonstruktion .....                                                       | - 46 - |
| Abbildung 27: Kanten der Schwenkzapfenblende .....                                                        | - 47 - |
| Abbildung 28: Verschweißen des Grundgerüsts .....                                                         | - 48 - |
| Abbildung 29: Fertigung der Zylinderaufnahme .....                                                        | - 49 - |
| Abbildung 30: Fertigung des Schwenkzapfens .....                                                          | - 50 - |
| Abbildung 31: Fertigung der Grundplatte .....                                                             | - 51 - |
| Abbildung 32: Fertig verschweißter Spaltkeil.....                                                         | - 52 - |
| Abbildung 33: Holzspalter nach Beendigung aller Schweißarbeiten .....                                     | - 53 - |
| Abbildung 34: Parallelschaltung der Hydraulikpumpen.....                                                  | - 54 - |
| Abbildung 35: Steuerblock .....                                                                           | - 55 - |
| Abbildung 36: Anschluss Saugleitung und Ölablassschraube .....                                            | - 55 - |
| Abbildung 37: Innenleben des Schaltkastens.....                                                           | - 56 - |
| Abbildung 38: Fertig montierter Holzspalter .....                                                         | - 57 - |
| Abbildung 39: Bedienelemente Schaltschrank.....                                                           | - 58 - |

## Tabellenverzeichnis

|                                                                                       |        |
|---------------------------------------------------------------------------------------|--------|
| Tabelle 1: Anforderungsliste .....                                                    | - 6 -  |
| Tabelle 2 Rahmenbedingungen Zapfwellenantrieb .....                                   | - 13 - |
| Tabelle 3: Kennwerte Zapfwellengetriebe und Pumpe.....                                | - 16 - |
| Tabelle 4: Kennwerte Hydraulikpumpe.....                                              | - 18 - |
| Tabelle 5: Knickfälle nach Euler [4] .....                                            | - 19 - |
| Tabelle 6: Kennwerte Differentialdruckventil .....                                    | - 23 - |
| Tabelle 7: Kennwerte Anschlussplatte und Magnetventil .....                           | - 24 - |
| Tabelle 8: Fertigungstoleranzen nach ISO 2768-1.....                                  | - 30 - |
| Tabelle 9: Maße für geräteseitige Kupplungspunkte (DIN 730-1, 2003-01 S.12) [9] ..... | - 34 - |
| Tabelle 10: SPS-Variablen .....                                                       | - 42 - |
| Tabelle 11: Zuordnung Bedienelemente.....                                             | - 58 - |

## Liste der Formelzeichen

| Formelzeichen |   | Einheit          | Erklärung                                   |
|---------------|---|------------------|---------------------------------------------|
| $A$           | - | $mm^2$           | - Querschnittsfläche der Stützkonstruktion  |
| $A_k$         | - | $mm^2$           | - Fläche des Hydraulikzylinders             |
| $A_{press}$   | - | $mm^2$           | - Pressfläche des Hydraulikzylinders        |
| $A_{Schraub}$ | - | $mm^2$           | - Querschnittsfläche Schraube               |
| $A_s$         | - | $mm^2$           | - Fläche der Hydraulikstange                |
| $A_{st}$      | - | $mm^2$           | - Innenfläche der Stützkonstruktion         |
| $a$           | - | $mm$             | - Hebelarm Hydraulische Kraft               |
| $a_b$         | - | $mm$             | - maximaler Randfaserabstand                |
| $B$           | - | $mm$             | - Profiltiefe außen                         |
| $b_{press}$   | - | $mm$             | - Klemmbreite Zylinder                      |
| $b$           | - | $mm$             | - Profiltiefe innen                         |
| $d_k$         | - | $mm$             | - Kolbeninnendurchmesser                    |
| $d_{k,min}$   | - | $mm$             | - Mindestinnendurchmesser Hydraulikkolben   |
| $d_s$         | - | $mm$             | - Durchmesser Kolbenstange                  |
| $d_{s,min}$   | - | $mm$             | - Mindestdurchmesser Kolbenstange           |
| $d_{schraub}$ | - | $mm$             | - Mindestdurchmesser Schraube               |
| $E$           | - | $\frac{N}{mm^2}$ | - Elastizitätsmodul Stahl                   |
| $F$           | - | $N$              | - Spaltkraft                                |
| $F_K$         | - | $N$              | - Hydraulische Kraft                        |
| $F_{krit}$    | - | $N$              | - Kritische Knicklast                       |
| $F_{press}$   | - | $N$              | - Presskraft auf Zylinderfläche             |
| $F_{Schraub}$ | - | $N$              | - Zugkraft Schraube                         |
| $f$           | - | $mm$             | - Stärke Flachstahl                         |
| $g$           | - | $mm$             | - Breite Flachstahl                         |
| $H$           | - | $mm$             | - Außenbreite Stützprofil                   |
| $h$           | - | $mm$             | - Innenbreite Stützprofil                   |
| $h_{st}$      | - | $mm$             | - Höhe Stützprofil                          |
| $I$           | - | —                | - Übersetzungsverhältnis Zapfwellengetriebe |
| $I_k$         | - | $mm^4$           | - Flächenträgheitsmoment Kolbenstange       |
| $I_{Netz}$    | - | $A$              | - maximale Stromstärke                      |
| $I_Y$         | - | $mm^4$           | - Flächenträgheitsmoment Stützstruktur      |
| $i$           | - | —                | - Anzahl der spannungsführenden Phasen      |
| $i_s$         | - | —                | - Anzahl der Schrauben zur Zylinderpressung |
| $l_s$         | - | $mm$             | - Länge Kolbenstange                        |
| $P_T$         | - | $kW$             | - Leistung Zapfwelle                        |
| $P_{el}$      | - | $kW$             | - Leistung Elektromotor                     |
| $M_A$         | - | $Nm$             | - Anzugsdrehmoment Schraube                 |
| $M_{by}$      | - | $Nmm$            | - Biegemoment                               |

| Formelzeichen |   | Einheit            | Erklärung                                                     |
|---------------|---|--------------------|---------------------------------------------------------------|
| $n_{el}$      | - | $\frac{1}{min}$    | - Antriebsdrehzahl Elektromotor                               |
| $n_{T,min}$   | - | $\frac{1}{min}$    | - Leerlaufdrehzahl Zapfwelle                                  |
| $n_{T,max}$   | - | $\frac{1}{min}$    | - Maximaldrehzahl Zapfwelle                                   |
| $n_{p,T}$     | - | $\frac{1}{min}$    | - Drehzahl Zapfwellenpumpe                                    |
| $P_{el}$      | - | $kw$               | - Elektrische Antriebsleistung                                |
| $P_{el,max}$  | - | $kw$               | - maximale elektrische Leistung                               |
| $p_a$         | - | $\frac{N}{mm^2}$   | - Druck auf Zylinderaußenfläche                               |
| $Q_1$         | - | $\frac{dm^3}{min}$ | - Rücklaufvolumenstrom aus Zylinder                           |
| $Q_{el}$      | - | $\frac{dm^3}{min}$ | - Volumenstrom elektrisch angetriebene Pumpe                  |
| $Q_{ges}$     | - | $\frac{dm^3}{min}$ | - kombinierter Volumenstrom für Differentialdruckventil       |
| $Q_T$         | - | $\frac{dm^3}{min}$ | - Volumenstrom Zapfwellenpumpe                                |
| $Q_{T,max}$   | - | $\frac{dm^3}{min}$ | - maximaler Volumenstrom Zapfwellenpumpe                      |
| $R_{e,s}$     | - | $\frac{N}{mm^2}$   | - Streckgrenze Schrauben                                      |
| $r_a$         | - | —                  | - Außenradius Hydraulikzylinder                               |
| $r_i$         | - | —                  | - Innenradius Hydraulikzylinder                               |
| $S_{B,s}$     | - | —                  | - Sicherheitsfaktor Spannungsbruch der Schrauben              |
| $S_k$         | - | —                  | - Sicherheitsfaktor gegen Knicken                             |
| $S_R$         | - | —                  | - Sicherheitsfaktor gegen Rutschen des Zylinders              |
| $S_S$         | - | —                  | - Sicherheitsfaktor gegen Spannungsversagen                   |
| $s$           | - | $mm$               | - Knicklänge Eulerstab                                        |
| $t$           | - | $mm$               | - Blechstärke Stützprofil                                     |
| $U_{Netz}$    | - | $V$                | - Netzspannung                                                |
| $V_{g,el}$    | - | $cm^3$             | - Verdrängungsvolumen elektrisch angetriebene Pumpe           |
| $V_{g,T}$     | - | $cm^3$             | - Verdrängungsvolumen Zapfwellenpumpe                         |
| $V_{öl}$      | - | $dm^3$             | - Ölvolumen                                                   |
| $v_{diff}$    | - | $\frac{mm}{s}$     | - Kolbenausfahrgeschwindigkeit bei differential Schaltung     |
| $v_{el}$      | - | $\frac{mm}{s}$     | - Kolbenausfahrgeschwindigkeit bei elektrischem Antrieb       |
| $v_{T,max}$   | - | $\frac{mm}{s}$     | - maximale Kolbenausfahrgeschwindigkeit bei Zapfwellenbetrieb |
| $v_{T,min}$   | - | $\frac{mm}{s}$     | - minimale Kolbenausfahrgeschwindigkeit bei Zapfwellenbetrieb |
| $W_{by}$      | - | $mm^3$             | - Biege widerstandsmoment Stützkonstruktion                   |

| Formelzeichen  |   | Einheit          | Erklärung                                        |
|----------------|---|------------------|--------------------------------------------------|
| $y_s$          | - | $mm$             | - Flächenschwerpunkt Stützkonstruktion           |
| $\Delta d$     | - | $mm$             | - zulässige Maßabweichung Kolbeninnendurchmesser |
| $\Delta p$     | - | $bar$            | - Systemdruck                                    |
| $\eta_{ges}$   | - | —                | - Wirkungsgrad Zahnradpumpe                      |
| $\mu$          | - | —                | - Reibungskoeffizient Stahl auf Stahl            |
| $\nu$          | - | —                | - Querkontraktionszahl Stahl                     |
| $\sigma_b$     | - | $\frac{N}{mm^2}$ | - Biegespannung                                  |
| $\sigma_{ges}$ | - | $\frac{N}{mm^2}$ | - Gesamtspannung                                 |
| $\sigma_x$     | - | $\frac{N}{mm^2}$ | - Normalspannung                                 |
| $\sigma_{zul}$ | - | $\frac{N}{mm^2}$ | - zulässige Spannung                             |

# 1 Einleitung

## 1.1 Umformtechnik Stade

Gegründet im Jahre 1975 begann die Firma UMFORMTECHNIK STADE, wie bereits durch den Namen angekündigt, die Fertigung von Tiefzieh- und Kantteilen. Diverse Patente, wie beispielsweise ein Patent, welches Tiefziehen der Dachbleche von Übersee-Kühlcontainern beschreibt, ermöglichten die schnelle Etablierung am Markt. Mit dem Motto „Andere reden nur Blech, wir formen es“ warb der Firmengründer schon früh mit einer hohen Prozess- und Servicequalität. Dies führte zu einem sehr diversifizierten Kundenkreis. Vertretende Branchen sind beispielsweise der allgemeine Maschinenbau, die Schienen- Nutzfahrzeugbranchen, die Rüstungsindustrie aber auch umformtechnische Nischen wie das Bauwesen. Die hohe Flexibilität des Unternehmens führt zu besonders guten Beziehungen in die Nutzfahrzeugbranche, deren Produkte stets auf die Kundenwünsche angepasst werden. Namhafte Kunden wären hier beispielsweise FELDBINDER und KÖGEL. Die Schienenfahrzeugbranche ist durch ALSTOM und SIEMENS MOBILITY vertreten. Für letztere werden nahezu alle Zugkarosserieteile in Stade gefertigt. Eine Erweiterung der Kompetenzen führte zudem zur Übernahme von Schweiß- und Zerspanungsdienstleistungen.

Mit seinen 50 Mitarbeitern ist der Betrieb klein. Der hohe Anteil an voll- und halbautomatisierten Fertigungsprozessen ermöglicht jedoch das Fortbestehen des Betriebes in Zeiten der wirtschaftlichen Unsicherheit, internationaler Konkurrenz und Krisen.

Teil dieses Betriebes wurde ich durch meine Tätigkeit im Vorpraktikum, einer Übernahme als Werkstudent sowie das Absolvieren meines Hauptpraktikums in ebendiesem.

## 1.2 Motivation

Aufgrund der Vielzahl an Hydraulikpressen in verschiedenen Leistungsklassen, die teilweise noch aus der Zeit der Firmengründung stammen, bat mich mein Vorgesetzter mein Wissen auf dem Gebiet der SPS-Steuerung zu vertiefen. Alle Pressen verfügen über alte Relaissteuerungen, die stückweise durch modernere, flexiblere und besser an Fertigungsprozesse anzupassende SPS-Steuerungen auszutauschen sind. Augenmerk dieser Entwicklung sind Werkzeuge, die den Umstellungswinkel tiefgezogener Werkstücke messen und anhand dieser Messungen automatisiert tiefer fahren und somit Änderungen in der Materialstärke und -güte kompensieren können. Firmenintern als Smart Tools bezeichnet, sollen diese Werkzeuge die Prozesssicherheit und Produktivität erhöhen. Eine direkte Verbindung der Maschinen und Werkzeuge mit der Fertigungsleitung ermöglicht zudem eine bessere Steuerung der Produktionskette.

Dieses doch sehr umfangreiche Projekt plane ich innerhalb meiner Masterarbeit zu beleuchten. Um jedoch bereits einen Einblick in die nötigen Methoden und Techniken zu gewinnen, ergab sich nun auf Umwegen die Konstruktion eines Holzspalters, der mit einer derartigen SPS-Steuerung ausgestattet ist. Die Wahl, dass es nun genau ein Holzspalter sein soll, fiel aufgrund meines Bedarfes für ein derartiges Gerät in Verbindung mit dem aufgrund meiner Ansprüche doch sehr hohen Anschaffungspreis.

## 1.3 Funktion eines Holzspalters

Die Aufgabe eines Holzspalters besteht darin, das Brennholz entlang der Faserrichtung durch das Einschneiden und Aufweiten mittels eines Keils aufzuspalten. Aufgrund der anisotropen

Eigenschaften des Holzes ist diese Form der Holzerkleinerung sowohl die effektivste als auch die energiesparendste Methode. Grund für das Spalten des Holzes ist die Oberflächenvergrößerung, um sowohl das schnelle Trocknen als auch eine saubere Verbrennung des Brennholzes zu ermöglichen.

Im Gegensatz zu der konventionellen Methode des Holzspaltens, welche unter Ausnutzung der kinetischen Energie einer sich schnell bewegenden keilförmigen Axt, das Holz spaltet erfolgt dies bei maschinellen Holzspaltern aus Sicherheitsgründen meist langsam mit einer entsprechenden höheren Druckkraft. Die Klassifizierung der Leistung solcher Maschinen erfolgt anhand der vorhandenen Spaltkraft welche, zur Freude eines jeden Physikers, in Tonnen angegeben wird. Es lässt sich sagen, dass für den üblichen Gebrauch eine Spaltkraft von 6 Tonnen vollkommen ausreichend ist. Sofern Stücke größeren Durchmessers und mit nichtlinearen Faserverläufen durch Astansätze oder ähnliches gespalten werden sollen, empfiehlt sich eine Spaltkraft von 8 Tonnen. Für professionelle Anwender werden Holzspalter mit einer Spaltkraft von bis zu 50 Tonnen angeboten. Diese sind meist in der Lage, Stücke großen Durchmessers unter Verwendung entsprechender Spaltkreuze in einem Arbeitsgang in mehrere Teile zu spalten. Erweiterungen dieser Maschinen sind oftmals auch automatische Ablängeinheiten, sodass die Maschine ganze Baumstämme vollautomatisch verarbeiten kann.

#### 1.4 Aufgabenbeschreibung

Aufgabe dieser Bachelorthesis ist die Konstruktion und Fertigung eines hydraulischen, SPS gesteuerten Holzspalters. Es sind die Komponenten entsprechend den Anforderungen und Belastungen auszuwählen. Entsprechende Arbeitsschritte sind zu dokumentieren. Grundlage des Entwicklungsprozesses hat die VDI-Richtlinie 2221 zu sein.

## 2 Grundlagen

### 2.1 Konstruktionsmethodik nach VDI-Richtlinie 2221

Grundlage des in dieser Bachelorarbeit geschilderten Konstruktionsprozesses ist in erster Linie die VDI-Richtlinie 2221. Mit dem Titel: „Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte“, schafft diese Richtlinie einen klar strukturierten Rahmen, in dem Produkte erarbeitet und entwickelt werden.

Der Produktentwicklungsprozess wird nach Empfehlung der VDI-2221 Blatt 2 in klar definierte Phasen eingeteilt. Jede dieser Phasen liefert über unterschiedliche Methoden Arbeitsergebnisse, die neben der Vollendung auch die Kontrolle und Analyse des Prozesses ermöglichen. Abbildung 1 stellt eine typische Vorgehensweise anhand dieser Richtlinie dar.

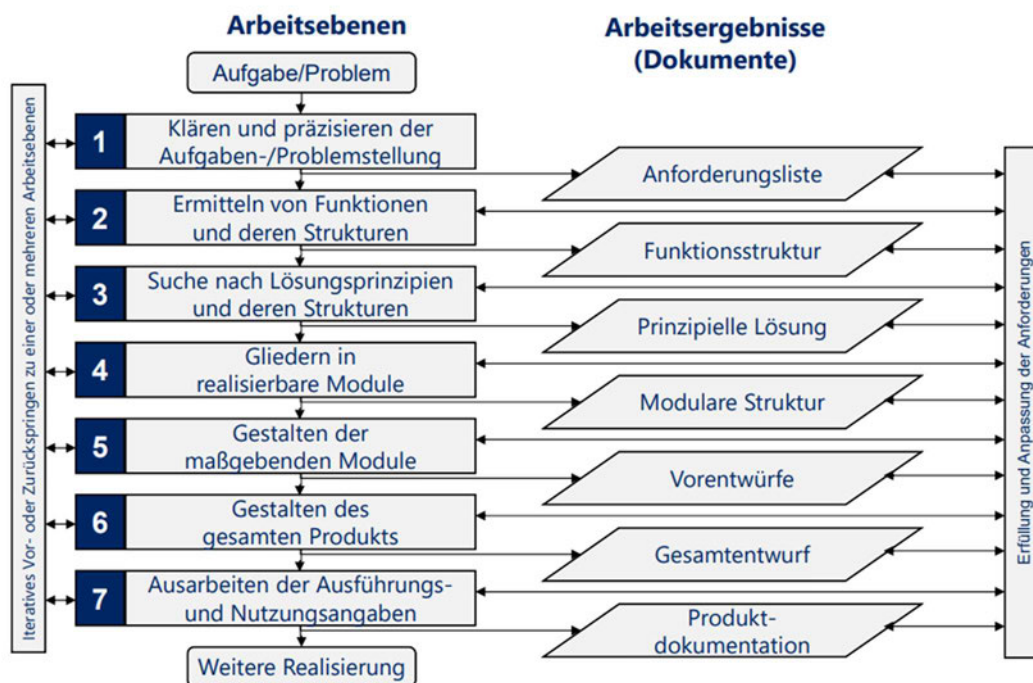


Abbildung 1: Generelles Vorgehen beim Entwickeln und Konstruieren (VDI-Richtlinie 2221, 1993-05 S.9)

Zur Gewährung von Adaptivität rät die VDI 2221 die Auswahl und Benennung der Arbeitsebenen an das jeweilige Projekt bzw. Produkt anzupassen. Diese werden zwar in der Richtlinie anhand mehrerer Beispiele vorgeschlagen, jedoch nicht vorgeschrieben.

Das an diesen Prozess angepasste Vorgehensmodell ist in der folgenden Abbildung 2 dargestellt. Entsprechend dieses Modelles wird mit der Präzisierung der Aufgabenstellung begonnen, welche als Arbeitsergebnis die Anforderungsliste hervorbringt. Aufgrund dieser Anforderungen lassen sich entsprechende Funktionen ermitteln, welche in der Funktionsstruktur erkennbar werden. Daraufhin werden entsprechende Lösungen über den morphologischen Kasten dargestellt und ausgewählt. Abschließend erfolgt eine Gliederung und Gestaltung der entsprechenden Module, welche dann zusammen den Gesamtentwurf ergeben.

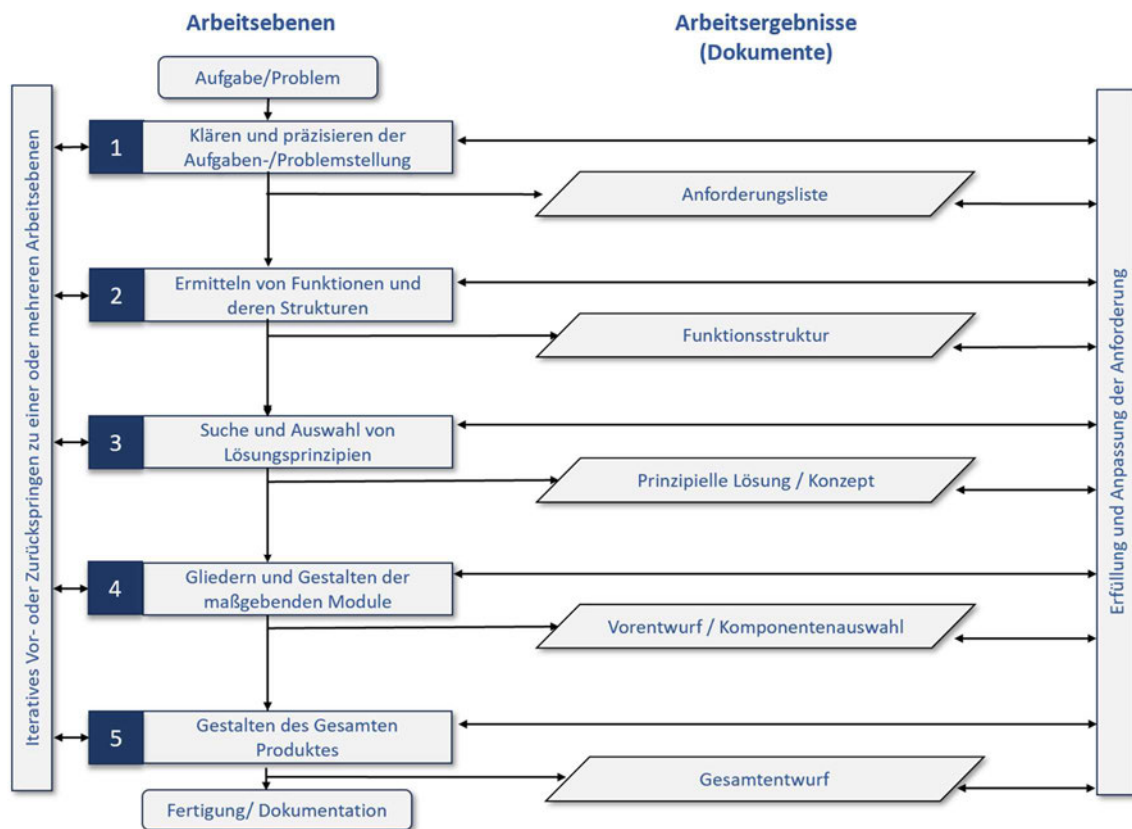


Abbildung 2: Vorgehensmodell dieser Arbeit

### 3 Methodisches Konstruieren

#### 3.1 Klären und präzisieren der Aufgaben-/ Problemstellung

Der erste Schritt im Vorgehensmodell ist die Konkretisierung der Aufgabenstellung. Wie bereits in Kapitel 1 erwähnt, ist die Aufgabe dieser Bachelorthesis die Konstruktion und Fertigung eines hydraulischen, SPS gesteuerten Holzspalters. Anhand dieser Aufgabenstellung wird im Folgenden nun die für dieses Projekt gültige Anforderungsliste beschrieben.

##### 3.1.1 Anforderungsliste

Als Grundlage des gesamten Konstruktionsprozesses dient die Anforderungsliste. Die Anforderungen werden meist in Zusammenarbeit mit dem Kunden oder Auftraggeber für das zu entwickelnde Produkte ermittelt. Dieser ist in der modernen Produktentwicklung Vertreter aller Personen oder Gruppen, die in irgendeiner Form in Kontakt zu dem zu entwickelnden Produkt stehen. Die Interessen dieser sogenannten Stakeholder sind über den ganzen Produktlebenszyklus zu beachten. So spielen neben direkt auf die Funktionserfüllung des Produktes bezogene Anforderungen weiterhin Umweltbedingung, rechtliche Vorgaben, oder aber wirtschaftliche, soziale und fertigungstechnische Aspekte Beachtung. Über die Gewichtung der einzelnen Forderungen bzw. die Unterteilung in

zwingend zu erfüllende Forderungen und Wünsche mit unterschiedlichen Prioritäten wird ein fester Rahmen geschaffen, in dem das Produkt entwickelt wird. Um jedoch das Anpassen an im Konstruktionsprozess gewonnene Erkenntnisse oder anderweitig geänderte Anforderungen zu ermöglichen, kann die Anforderungsliste jederzeit überarbeitet und ergänzt werden. Änderungen sind jedoch zwingend zu dokumentieren und nach Möglichkeit zu beschreiben. Abschluss eines jeden Projektes ist die Betrachtung des Erfüllungsgrades der Anforderungen.

Die für dieses Projekt geltende Anforderungsliste ist in der folgenden Tabelle 1 zu betrachten. Es wird im kurzen auf die Entstehung einiger Anforderungen eingegangen. Es gilt zu erwähnen, dass eine Anforderungsliste üblicherweise lösungsneutral zu definieren ist. Aufgrund den in der Einleitung geschilderten Vorgaben ist dies jedoch nur begrenzt möglich.

Tabelle 1: Anforderungsliste

| Anforderungsliste                                                        |                                                      |                              |                             |                                                                |                                 |
|--------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------|------------------------------|-----------------------------|----------------------------------------------------------------|---------------------------------|
| <b>Projektbezeichnung:</b> Konstruktion eines hydraulischen Holzspalters |                                                      |                              | Erstellt:                   | 16.03.2023                                                     |                                 |
|                                                                          |                                                      |                              | Erstellt von:               | Nathanael Bösch                                                |                                 |
| <b>Kontext:</b> Bachelorarbeit                                           |                                                      |                              | Klassifizierung der Wünsche | F: Festanforderung<br>W(1): sehr wichtig<br>W(4): wenn möglich |                                 |
| Laufnr.                                                                  | Anforderung                                          | Anmerkung/<br>Änderungsgrund | Werte, Daten                | F/W                                                            | Erstelldatum/<br>Änderungsdatum |
| <b>1</b>                                                                 | <b>Allgemein</b>                                     |                              |                             |                                                                |                                 |
| 1.1                                                                      | kompakte Bauweise                                    | Leistungsabhängig            |                             | W                                                              | 05.06.2023                      |
| 1.2                                                                      | transportabel                                        | manuell beweglich            |                             | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 1.3                                                                      | CE- Zertifizierung                                   |                              |                             | W(3)                                                           | 12.06.2023                      |
| 1.4                                                                      | Fertigung mit vorhandenen Mitteln/Maschinen          | ohne Drittfirmen             |                             | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 1.5                                                                      | Betrieb der Maschine in üblichen Umgebungstemperatur |                              | max. 45 °C,<br>min. -15 °C  | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 1.6                                                                      | ergonomische Arbeitshöhe                             | bei Kurzholz                 | 800mm                       | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 1.7                                                                      | Wartungsarm                                          | Wartungsintervall            | 100 H                       | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 1.8                                                                      | Geräuscharm                                          |                              | <40 dB                      | W(2)                                                           | 08.06.2023                      |
| 1.9                                                                      | Korrosionsbeständig                                  | Medium:Wasser                |                             | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 1.10                                                                     | Dreipunktabindung Traktor                            | DIN-ISO 730                  | Kat. 2                      | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 1.11                                                                     | niedrige Masse                                       | Gewichtskraft                | 3000N                       | W(3)                                                           | 05.06.2023                      |
| <b>2</b>                                                                 | <b>Funktionen</b>                                    |                              |                             |                                                                |                                 |
| <b>2.1</b>                                                               | <b>Antrieb</b>                                       |                              |                             |                                                                |                                 |
| 2.1.1                                                                    | Antrieb über Traktorzapfwelle                        | DIN 9611                     | 250-540 1/min               | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.1.2                                                                    | Antrieb über Elektromotor                            | Netzanschluss                | CEE 16A                     | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.1.3                                                                    | Antriebsänderung ohne Umbau                          |                              |                             | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.1.4                                                                    | Keine Rückkopplung der beiden Antriebe               |                              |                             | F                                                              | 15.06.2023                      |
| <b>2.2</b>                                                               | <b>Hydraulik</b>                                     |                              |                             |                                                                |                                 |
| 2.2.1                                                                    | hohe Verfahrensgeschwindigkeit des Kolbens           | Geschwindigkeit              | 50 mm/s                     | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.2.2                                                                    | einfacher Austausch von Komponenten möglich          | Schraubverbindung            |                             | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.2.3                                                                    | elektische Steuerung des Ventils                     |                              |                             | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.2.4                                                                    | Belastung oft unter Volllast                         |                              |                             | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.2.5                                                                    | Leckage frei                                         |                              |                             | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.2.6                                                                    | Hohe Spaltkraft                                      |                              | 15 Tonnen                   | F                                                              | 05.06.2023                      |
| <b>2.3</b>                                                               | <b>Elektrik</b>                                      |                              |                             |                                                                |                                 |
| 2.3.1                                                                    | Bedienung über Fußpedal                              |                              |                             | F                                                              | 15.06.2023                      |
| 2.3.2                                                                    | Steuerung mittels SPS                                | Wago Compact 100             |                             | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.3.3                                                                    | Fahrwegbegrenzung Hydraulikzylinder                  |                              | 160000h                     | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.3.4                                                                    | Notaus                                               |                              |                             | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.3.5                                                                    | Spannungsversorgung über Traktor                     | Spannung                     | 12V                         | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.3.6                                                                    | Stundenzähler                                        |                              |                             | W(4)                                                           | 02.07.2023                      |
| 2.3.7                                                                    | Beleuchtung                                          |                              |                             | W(1)                                                           | 05.06.2023                      |
| 2.3.8                                                                    | Geräuscharm                                          |                              | <40 dB                      | W(3)                                                           | 05.06.2023                      |
| <b>2.4</b>                                                               | <b>Mechanik</b>                                      |                              |                             |                                                                |                                 |
| 2.4.1                                                                    | Holzsechtlänge Maximal 1010mm                        |                              |                             | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.4.2                                                                    | Sicherheit der Stützkonstruktion                     | Ss                           | 2,5                         | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 2.4.3                                                                    | Spaltkreuz                                           | 4-teilig                     |                             | W(2)                                                           | 05.06.2023                      |
| 2.4.4                                                                    | Höhenverstellbarer Hydraulikzylinder                 | min. 2 Arbeitshöhen          |                             | F                                                              | 08.06.2023                      |
| <b>3</b>                                                                 | <b>Dokumentation</b>                                 |                              |                             |                                                                |                                 |
| 3.1.1                                                                    | Schaltplan                                           | zu Reperaturzwecken          |                             | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 3.1.2                                                                    | Hydraulikplan                                        | für Fertigung                |                             | F                                                              | 01.07.2023                      |
| 3.1.3                                                                    | Bedienungsanleitung                                  |                              |                             | F                                                              | 05.06.2023                      |
| 3.1.4                                                                    | Abgabe                                               | Frist                        | 24.08.2023                  | F                                                              | 05.06.2023                      |

Die Gliederung der Anforderungen teilt diese in drei Hauptgruppen auf. Die erste dieser Gruppen beschreibt allgemeine Anforderung, die beispielsweise Umgebungsbedingungen wie Temperaturen und korrosive Medien erwähnen. Weiterhin ist die von mir gesetzte Vorgabe zu erfüllen, dass alle Fertigungsschritte ohne Zuhilfenahme eines Drittunternehmens durchzuführen sind. Der Zukauf von Komponenten ist selbstverständlich nicht untersagt und sogar notwendig. Aufgrund der zu erwartenden saisonalen Verwendung des Produktes ist es nach Möglichkeit platzsparend

unterzubringen und hierfür auch manuell zu bewegen. Weiterhin soll das Bewegen der Maschine auch über die genormte Dreipunktaufhängung eines Traktors möglich sein.

Wünschenswert wäre auch die Möglichkeit einer CE-Zertifizierung, wie es bei Geräten dieser Art möglich ist.

Untergruppe 2 bezieht sich bereits auf Kernfunktionen des zu entwickelnden Produktes. Diese sind unter anderem durch meinen Arbeitgeber gestellte Anforderungen. So zum Beispiel die Verwendung eines hydraulischen Wirkprinzips und die Steuerung des Aggregates mittels einer SPS-Steuerung des Herstellers WAGO. Das zu verwendende Modell ist hierbei der Wago Compact Controller 100.

Weiterhin soll das Holzspalten bis zu einer Holzscheitlänge von 1m möglich sein. Die hierbei aufzubringende Kraft soll der Gewichtskraft von 15 Tonnen entsprechen. Wünschenswert ist die mögliche Montage eines Spaltkreuzes, welches das Vierteln der Holzstücke in einem Arbeitsgang ermöglicht.

Der Antrieb des Spalters soll sowohl über einen Elektromotor als auch über den Zapfwellenabtrieb eines Traktors ermöglicht werden. Die Antriebsformen sind nicht zeitgleich zu verwenden und ohne Umbaumaßnahmen sowie unter Betrachtung der Sicherheit des Nutzers zu wechseln.

Die dritte und letzte Untergruppe beinhaltet hauptsächlich Anforderungen an die Dokumentation des Projektes und Produktes. Diese sind sowohl für spätere Reparaturen als auch für die Abgabe der Bachelorarbeit notwendig.

### 3.2 Ermitteln von Funktionen und deren Strukturen

Ziel dieser Arbeitsebene ist eine klare Definition der Produktfunktionen, um die entsprechenden Anforderungen zu erfüllen.

Die Motivation des Funktionsdenken findet sich in der Loslösung von bereits bestehenden Gedankenmustern durch Abstraktion zur Entwicklung innovativer Produkte. Weiterhin ermöglicht es das bessere Verständnis der einzelnen Subsysteme und deren Wechselwirkungen im Gesamtsystem.

#### 3.2.1 Funktionsanalyse

Die DIN EN ISO 8402 definiert den Begriff Funktion als festgelegte Beziehung zwischen den Eingängen und den Ausgängen eines Systems.

Diese Definition beschreibt die grundlegende Eigenschaft von Funktionen, die in vielen technischen Anwendungen von Bedeutung ist. Eine Funktion ist demnach eine bestimmte Operation zwischen den Eingangsgrößen eines Systems und den dazugehörigen Ausgangsgrößen. Prinzipiell können daher Funktionen verschiedene Formen annehmen und beispielsweise speichernde, leitende oder ändernde Operatoren annehmen. Sie können auch anhand der Umsatzarten unterteilt werden. Funktionen werden in der durch die VDI-2221 beschriebenen „Objekt-Verb-Form“ dargestellt. Sie nennt als Beispiel die Funktion „Energie bereitstellen“.

In der Technik und Ingenieurwissenschaft wird der Begriff Funktion häufig verwendet, um die Leistung und Eigenschaften von Produkten oder Systemen zu beschreiben. Durch die genaue Festlegung der Funktionen eines Systems können die Anforderungen und Ziele der Entwicklung präzise formuliert werden.

Eine unvoreingenommene, von Lösungsansätzen befreite Betrachtung der Funktionen ist zumeist eine schwierige Aufgabe. Um diese zu vereinfachen, hilft es die Funktion zu abstrahieren. Die VDI 2221 beschreibt dies mittels der Black Box Darstellung. Zu erkennen ist diese in Abbildung 3.

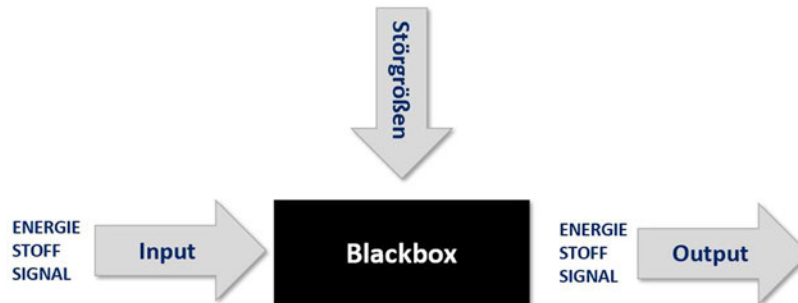


Abbildung 3: Black Box Systematik

Die im Raum stehende Fragestellung versucht hierbei zu ermitteln, was denn die Funktion oder Aufgabe des Systems sei. Nach Klärung dieser Frage sind alle Ein- und Ausgangsgrößen, die zur Erfüllung der Systemfunktion benötigt werden zu ermitteln. Diese sogenannten Umsatzgrößen werden folgendermaßen unterschieden:

Energie: Alle Formen der Energie, wie beispielsweise elektrische-, mechanische-, thermische Energie

Stoff: Rohstoffe, Verbrauchsmaterialien, Werkstücke

Signal: Steuerimpulse, Daten, Messgrößen

Zusätzlich sind diverse Störgrößen, die das System bei der Erfüllung seiner Aufgaben behindern können wie beispielsweise Umwelteinflüsse, zu betrachten. Eine weitergehende Betrachtungsweise berücksichtigt neben den bereits genannten Immissionen auch die Emissionen als Störgrößen.

### 3.2.2 Funktionsstruktur

Für die Entwicklung dieses Produktes und die Darstellung der Funktionen wird die flussorientierte Funktionsstruktur gewählt. Gründe für diese Entscheidung sind die kompakten Energie-, Stoff- und Informationsflüsse.

Im Gegensatz zur hierarchischen Struktur, bei der die Organisation in verschiedene Abteilungen oder Hierarchieebenen unterteilt ist, legt die flussorientierte Funktionsstruktur den Fokus auf die sequenzielle Abfolge von Aktivitäten und deren Wechselwirkungen. Bei der Erstellung einer flussorientierten Funktionsstruktur werden die verschiedenen Funktionen oder Aktivitäten identifiziert, die für die Durchführung eines Prozesses erforderlich sind. Anschließend werden diese Funktionen in einer logischen Reihenfolge angeordnet, um den Fluss des Prozesses darzustellen.

Hierzu sind in den Vorwegen die entsprechenden Symbole bzw. Operatoren zu erklären. Dies geschieht in der folgenden Abbildung 4.

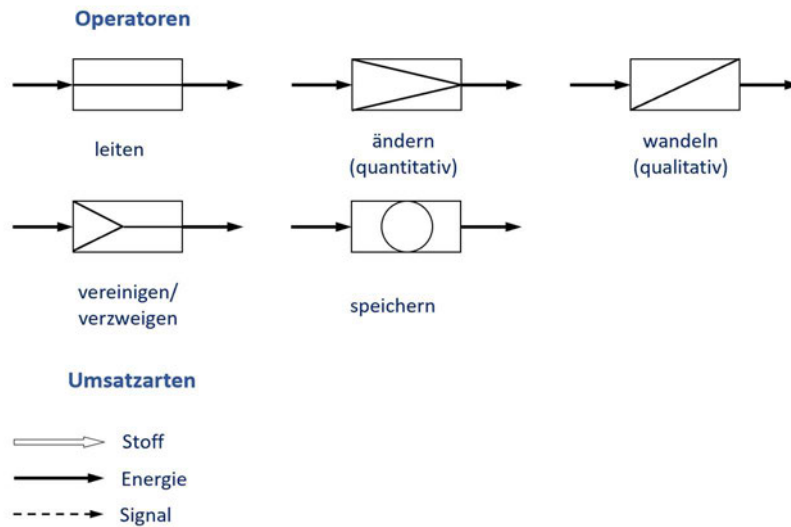


Abbildung 4: Symbole der Funktionsstruktur

Die vollendete Funktionsstruktur, wie sie in Abbildung 5 zu erkennen ist, beinhaltet unter anderem die Hauptfunktionen des Holzspalters. Diese ist das Holzspalten, d.h. das Wandeln des Stammholzes zu gespaltenem Holz. Voraussetzung dieser Funktion ist, dass durch die Subfunktion „Energie wandeln“ die elektrische bzw. die Bewegungsenergie der Traktorzapfwelle in hydraulische Energie umgewandelt wird. Die hydraulische Energie kann wiederum in die Bewegung des Spaltkeils gewandelt werden. Dieser Spaltkeil wird weiterhin durch die Bedienbefehle gesteuert.

Zu beachten ist, dass in einer flussorientierten Funktionsstruktur auf jeden Operator ein Zustand zu folgen hat.

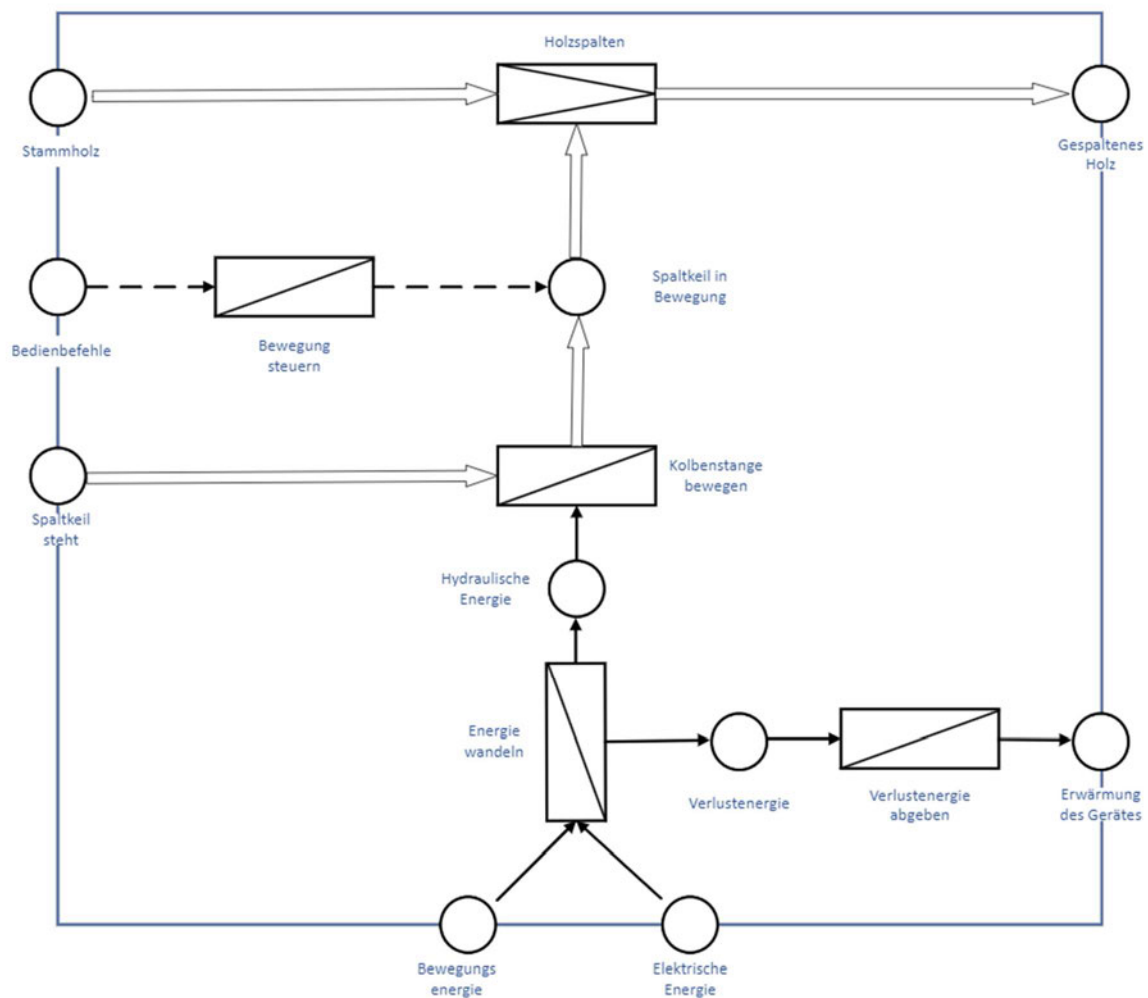


Abbildung 5: Flussorientierte Funktionsstruktur

Es ließen sich nun selbstverständlich immer mehr Funktionsebenen hinzufügen, die die Funktionen immer weiter detaillieren und somit die Funktionsstruktur erweitern würden. Hierauf wurde jedoch verzichtet, um die Übersichtlichkeit der Struktur zu erhalten.

Auch sind durch entsprechende Vorgaben viele dieser Teilfunktionen bereits mit entsprechenden Lösungsvarianten definiert. Daher werden im Folgenden die noch zu lösenden Teilfunktionen des Produktes aufgeführt.

### 3.2.3 Zu lösenden Teilfunktionen

Die im Fokus der methodischen Aufarbeitung stehenden Teilfunktionen sind die folgenden:

-Höhenverstellung des Hydraulikzylinders am Grundgerüst

Diese Funktion folgt aus der Anforderung, dass durch den Holzspalter verschiedene Holzlängen verarbeitet werden sollen. Zeitgleich soll ergonomisches Arbeiten gewährleistet werden.

-Führung des Spaltkeiles entlang des Grundgerüsts

Zur Begrenzung der zum Gerüst orthogonalen Freiheitsgrade bei gleichzeitiger Reibungsminimierung sind entsprechende Lösungsprinzipien auszuwählen.

-Kombination des elektrischen und des zapfwellenbetriebenen Antriebes

Beide Antriebsformen sind laut Anforderungsliste erforderlich. Sie werden jedoch nicht zeitgleich genutzt.

### 3.3 Suche und Auswahl von Lösungsprinzipien

Aufbauend auf den zu lösenden Teilfunktionen sind entsprechende Lösungsprinzipien zu finden. Die Kombination dieser Prinzipien anhand verschiedener Leitideen ergibt eine Auswahl möglicher Konzepte. Diese Auflistung und Auswahl erfolgen üblicherweise unter Verwendung von Methoden wie dem morphologischen Kasten. Ziel ist hierbei die Unvoreingenommene Bewertung und Kombination der einzelnen Lösungsprinzipien.

#### 3.3.1 Morphologischer Kasten

Der morphologische Kasten ist eine Methode zur systematischen Analyse und Kombination verschiedener Funktionen oder Elemente, um neue Lösungen oder Varianten zu generieren.

Um einen morphologischen Kasten zu erstellen, werden die verschiedenen Funktionen in einem Raster oder einer Tabelle aufgeführt. Jede Funktion wird in einer eigenen Zeile aufgelistet, während die verschiedenen möglichen Lösungen, meist basierend auf physikalischen Prinzipien, in den Spalten aufgeführt werden.

Durch die systematische Kombination der verschiedenen Optionen für jede Funktion können neue Lösungen oder Varianten generiert werden. Dabei wird in jeder Kombination jeweils eine Option aus jeder Zeile ausgewählt. Auf diese Weise entstehen neue Konfigurationen oder Kombinationen, die möglicherweise innovative Lösungen oder Ansätze darstellen.

Der morphologische Kasten dient dazu, den Lösungsraum zu erweitern, indem er die Kreativität fördert, die Vielfalt der Lösungsmöglichkeiten aufzeigt und die systematische Analyse ermöglicht. Er kann auch bei der Bewertung und Auswahl von Lösungsoptionen helfen, indem verschiedene Kombinationen hinsichtlich ihrer Vor- und Nachteile bewertet werden.

Aufgrund des bereits eingeschränkten Lösungsraumes ist der morphologische Kasten nicht sehr umfangreich. Er beinhaltet jedoch zu allen Teilfunktionen mögliche Lösungen. Aufgrund des Umfangs erübrigt sich die methodische Konzeptauswahl mit anschließender analytischer Konzeptbewertung unter Verwendung von Methoden, wie beispielsweise der Nutzwertanalyse. Die folgende Abbildung 6 zeigt den für dieses Projekt verwendeten morphologischen Kasten.

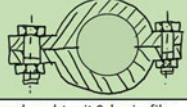
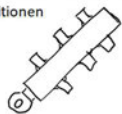
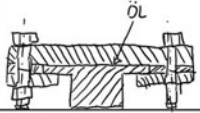
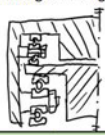
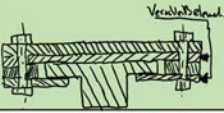
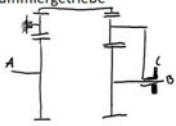
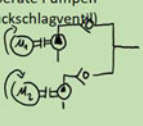
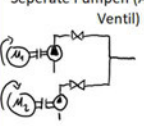
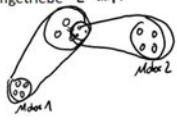
| Teilfunktionen              | Mögliche Realisierung                                                                                                        |                                                                                                                         |                                                                                                                           |                                                                                                                         |
|-----------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
|                             | Lösungsvorschlag 1                                                                                                           | Lösungsvorschlag 2                                                                                                      | Lösungsvorschlag 3                                                                                                        | Lösungsvorschlag 4                                                                                                      |
| Anbindung Hydraulikzylinder | Kraftschlüssige Verbindung (geschraubt)<br> | Formschluss an mehreren Positionen<br> | Verschraubung am Gerüst<br>             | Arretierung über Profilschiene<br>   |
| Führung des Spaltkeils      | Verschraubt mit Schmierfilm<br>             | Führung über Kugellager<br>            | Führung über Verschleißelemente<br>     | Schweißkonstruktion ungeschmiert<br> |
| Kombination der Antriebe    | Summiergetriebe<br>                         | Seperate Pumpen (Rückschlagventil)<br> | Seperate Pumpen (Absperhahn/Ventil)<br> | Riemengetriebe<br>                   |

Abbildung 6: Morphologischer Kasten

Die gewählten Lösungen der Teilfunktionen sind bereits im morphologischen Kasten markiert. So wird zur Anbindung des Hydraulikzylinder eine kraftschlüssige Verbindung mittels eines zweigeteilten und verschraubbaren Schwenkzapfens realisiert. Diese Wahl ist bedingt durch den geringsten Fertigungsaufwand bei gleichzeitig höchster Flexibilität. Weiterhin wird die Führung des Spaltkeils entlang des Grundgerüsts unter Verwendung von reibungsmindernden Verschleißelementen aus Polyoxymethylen (POM) realisiert. Vorteilhaft ist hierbei wieder die Reduzierung des Fertigungsaufwandes und der Verzicht auf Schmiermittel.

Die Kombination der Antriebsformen erfolgt durch zwei separate Pumpen in Parallelschaltung. Hierbei ist aus Sicherheitsgründen zu beachten, dass durch den Einbau von Rückschlagventilen sich die nicht angetriebene Pumpe nicht wie ein Motor verhält. Auch hier überwiegt dieses Konzept den Getriebevarianten, da Kosten und Fertigungsaufwand reduziert werden.

## 4 Gliedern und gestalten der Module

### 4.1 Gliedern der Module

Das Produkt wird anhand der Hauptfunktionen in 5 Hauptmodule eingeteilt. Diese sind zum einen das Antriebsmodul, dann das Hydraulikmodul, welches alle Hydraulikkomponenten umfasst und weiterhin die Stützkonstruktion. Die Aufnahme des Hydraulikzylinders wird als separates Modul betrachtet. Das letzte Modul beschreibt alle Steuerung- und Schaltschrankkomponenten.

### 4.2 Auslegung der Antriebe

Wie bereits in den Anforderungen geschildert ist ein kombinierter Antrieb bestehend aus einem Elektromotor und einer Traktorzapfwelle der Zapfwellenform 1 nach DIN 9611 zu realisieren.

Da letztere bereits vorhanden bzw. durch die Norm beschrieben ist, sind in der folgenden Tabelle die Rahmenbedingungen des Antriebes geschildert.

*Tabelle 2 Rahmenbedingungen Zapfwellenantrieb*

|                             |               |
|-----------------------------|---------------|
| Drehzahl                    | 250-540 1/min |
| Antriebsleistung (Leerlauf) | Ab 10 KW      |

Die Pumpe ist so zu wählen, dass ein Traktor mit einer an der Zapfwelle anliegenden Leistung von  $P_T = 10\text{kw}$  diese bei Leerlaufdrehzahl betreiben kann. Die Leerlaufdrehzahl der Zapfwelle beträgt hierbei wie in der obigen Tabelle 2 erkennbar  $n_{T,min} = 250 \frac{1}{min}$ . Die Pumpenkennlinie einer Zahnradpumpe gibt zu erkennen, dass eine derart niedrige Drehzahl nicht im Betriebsbereich der Pumpe liegt. Daher wird ein Getriebe zwischengeschaltet werden müssen.

Der übliche Drehzahlbereich von Zahnradpumpen liegt zwischen  $750 \frac{1}{min}$  und  $2500 \frac{1}{min}$ . Das Getriebe ist so auszuwählen, dass das vollständige Drehzahlband einer Zapfwelle der Zapfwellenform 1 nach DIN 9611 mit einer Maximaldrehzahl von  $n_{T,max} = 540 \frac{1}{min}$  ausgenutzt werden kann, ohne die Pumpe zu beschädigen.

Anhand dieser Drehzahlen lässt sich daher der zulässige Übersetzungsbereich ermitteln.

$$\frac{n_{min}}{n_{min}} \leq I \leq \frac{n_{max}}{n_{max}}$$
$$\frac{750 \frac{1}{min}}{250 \frac{1}{min}} \leq I \leq \frac{2500 \frac{1}{min}}{540 \frac{1}{min}}$$
$$3 \leq I \leq 4,6$$

Das zulässige Übersetzungsverhältnis liegt zwischen 3 und 4,6. Zapfwellengetriebe sind aufgrund des hohen Bedarfes weitläufig erhältlich. Ein Standardübersetzungsverhältnis, das in dem zulässigen Wertebereich liegt, beträgt  $I = 3,8$ .

Die Getriebeausgangsdrehzahl bzw. die Pumpendrehzahl bei Leerlauf ergibt sich daher zu:

$$n_{p,T} = I \cdot n_{T,min}$$

$$n_{p,T} = 3,8 \cdot 250 \frac{1}{\text{min}} = 950 \frac{1}{\text{min}}$$

Üblicherweise werden Zapfwellengetriebe mit angeflanschten Hydraulikpumpen verkauft. Daher wird die Auswahl der Pumpen-Getriebe-Kombination in Kapitel 4.3 vorweggenommen.

Für die elektrisch angetriebene Pumpe ist zunächst der antreibende Elektromotor auszuwählen. Laut den Anforderungen erfolgt die Spannungsversorgung unter Verwendung einer haushaltsüblichen CEE-Steckdose mit einer maximalen Stromstärke von 16 Ampere und drei Spannungsführenden Phasen mit jeweils einer auf die Nullphase bezogenen Spannung von 230 Volt.

Die maximal zur Verfügung stehende Leistung dieser Drehstromversorgung ergibt sich daher zu:

$$p_{el,max} = i \cdot U_{Netz} \cdot I_{Netz}$$

$$p_{el,max} = 3 \cdot 230V \cdot 16A = 11,04 \text{ kW}$$

Bei der Auswahl des Motors sind zudem der Anlaufstrom und die tatsächliche Wirkleistung zu berücksichtigen. Firmenintern wird, um ohne eine Sternschaltung in der Anlaufphase auszukommen, stets folgende Daumenregel verwendet:

$$p_{el} \approx \frac{p_{el,max}}{2}$$

Die mögliche Motorleistung  $p_{el}$  ergibt sich daher zu:

$$p_{el} \approx \frac{11,04 \text{ kW}}{2} \approx 5,5 \text{ kW}$$

Es wird daher ein Motor mit einer Motorleistung von 5,5 kW verwendet. Um das Drehzahlband der handelsüblichen Zahnradpumpen abzudecken, wird eine Motordrehzahl von  $n_{el} = 1410 \frac{1}{\text{min}}$  ausgewählt.

Um den Motor am Grundgerüst und die Pumpe am Motor zu befestigen, wird die Bauform B35 benötigt. Diese zeichnet sich sowohl durch einen wellenseitigen Flansch als auch durch verschraubbare Füße an der Unterseite des Gehäuses aus.

Abbildung 7 stellt den verwendeten Motor dar. Der Wellendurchmesser der Antriebswelle dieses Modelles beträgt 28 mm



Abbildung 7: Elektromotor, Bauform B35 [1]

#### 4.3 Auslegung der Hydraulikkomponenten

Zunächst wird das Zapfwellengetriebe mit der zugehörigen Pumpe ausgewählt. Die Pumpe ist so zu wählen, dass sie durch einen Traktor mit einer an der Zapfwelle anliegenden Leistung von  $P_T = 10\text{ kW}$  bei Leerlaufdrehzahl betrieben werden kann.

Für die Auswahl der Hydraulikpumpe ist weiterhin sowohl die Nenndrehzahl als auch das Schluckvolumen relevant. Die Pumpe wird mit der Getriebeausgangsdrehzahl  $n_{p,T} = 950 \frac{1}{\text{min}}$  angetrieben. Da der Großteil der handelsüblichen Hydraulikzylinder einen maximalen Betriebsdruck von 200 bar vorsieht, wird für dieses System ein Betriebsdruck  $\Delta p = 200 \text{ bar}$  gewählt. Der Wirkungsgrad einer Zahnradpumpe setzt sich aus dem volumetrischen und dem hydro-mechanischen Wirkungsgrad. Mangels genauer Zahlen wird er mit  $\eta_{ges} = 0,8$  angenommen.

Es ist zunächst der Volumenstrom bei Leerlaufdrehzahl zu bestimmen.

$$Q_T = \frac{P_T \cdot \eta_{ges}}{\Delta p}$$

$$Q_T = \frac{10\text{ kW} \cdot 0,85}{200 \text{ bar}} = 25,5 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$$

Das geometrische Verdrängungsvolumen der Zapfwellenpumpe ergibt sich zu:

$$V_{g,T} = \frac{Q_T}{n_{p,T}}$$

$$V_{g,T} = \frac{25,5 \frac{dm^3}{min}}{950 \frac{1}{min}} = 26,8 \text{ cm}^3$$

Es wird, wie bereits erwähnt ein Zapfwellengetriebe mit bereits angeflanschter Hydraulikpumpe benötigt. Anhand der bestimmten Kennwerte wird die in Abbildung 8 dargestellte Baugruppe ausgewählt.



Abbildung 8: Zapfwellengetriebe mit Hydraulikpumpe [2]

Die Kennwerte dieser Baugruppe werden in Tabelle 3 geschildert.

Tabelle 3: Kennwerte Zapfwellengetriebe und Pumpe

|                         |                    |
|-------------------------|--------------------|
| Verdrängungsvolumen     | 25 cm <sup>3</sup> |
| Maximaler Betriebsdruck | 200 bar            |
| Übersetzungsverhältnis  | 3,8                |

Der maximale Volumenstrom bei einer maximalen Zapfwellendrehzahl von  $n_{T,max} = 540 \frac{1}{min}$  ergibt sich zu:

$$Q_{T,max} = V_{g,T} \cdot n_{T,max} \cdot I$$

$$Q_{T,max} = 25 \text{ cm}^3 \cdot 540 \frac{1}{min} \cdot 3,8 = 51,3 \frac{dm^3}{min}$$

Die Auswahl der elektrisch angetriebenen Pumpe erfolgt anhand der gleichen Vorgehensweise und Annahmen. Ausgehend von der maximalen elektrischen Leistung  $P_{el} = 5,5 \text{ kW}$  ergibt sich der Volumenstrom für einen elektrischen Antrieb zu:

$$Q_{el} = \frac{P_{el} \cdot \eta_{ges}}{\Delta p}$$

$$Q_{el} = \frac{5,5 \text{ kW} \cdot 0,85}{200 \text{ bar}} = 14,03 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$$

Das geometrische Verdrängungsvolumen der elektrisch angetriebenen Pumpe ergibt sich unter Verwendung der Antriebsdrehzahl des Elektromotors  $n_{el} = 1410 \frac{1}{\text{min}}$  zu:

$$V_{g,el} = \frac{Q_{el}}{n_{el}}$$

$$V_{g,el} = \frac{13,2 \cdot 1000}{1410} = 9,95 \text{ cm}^3$$

Die ausgewählte Pumpe ist das Modell HK CBTF 310 F1Z 0A des Zulieferers HANSAFLEX.



Abbildung 9: Hydraulikpumpe HK CBTF 310 F1Z 0A [3]

Tabelle 4 listet die für weitere Berechnungen nötigen Kennwerte der Pumpe auf.

*Tabelle 4: Kennwerte Hydraulikpumpe*

|                         |                    |
|-------------------------|--------------------|
| Verdrängungsvolumen     | 10 cm <sup>3</sup> |
| Maximaler Betriebsdruck | 200 bar            |

Der Volumenstrom bei Verwendung dieser Pumpe bei elektrischem Antrieb mit der Drehzahl  $n_{el} = 1410 \frac{1}{min}$  ergibt sich zu:

$$Q_{el} = V_{g,el} \cdot n_{el}$$

$$Q_{el} = 10 \text{ cm}^3 \cdot 1410 \frac{1}{min} = 14,1 \frac{dm^3}{min}$$

Die Verbindung des Motors mit der Pumpe erfolgt über einen Motorflansch und eine Elastomerkupplung. Da es sich hierbei um genormte, vorausgelegte Verbindungselemente handelt, entfällt eine weitere Berechnung dieser Verbindung.

Der in den folgenden Zeilen auszuwählende Hydraulikzylinder soll, den in der ISO 3320 aufgeführten Maßen entsprechen.

Aus der Anforderungsliste geht eine geforderte Spaltkraft von 15 Tonnen hervor. Diese einer Masse entsprechenden Angabe bezeichnet folgende hydraulische Kraft:

$$F = m \cdot g$$

$$F = 15000kg \cdot 9,81 \frac{N}{Kg} = 147kN$$

In Verbindung mit dem Betriebsdruck von  $\Delta p = 200 \text{ bar}$  lässt sich der benötigte Kolbendurchmesser  $d_k$  des Hydraulikzylinders bestimmen.

$$d_k = \sqrt{\frac{4F}{\Delta p \cdot \pi}}$$

$$d_{k,min} = \sqrt{\frac{4 \cdot 147150N}{200bar \cdot \pi}} = 96,8mm$$

Der normativ vorgesehene, nächstgrößere Kolbendurchmesser beträgt  $d_k = 100mm$ .

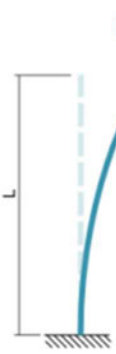
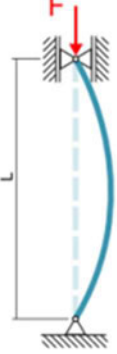
Ausgehend von dem tatsächlichen Kolbendurchmesser  $d_k$  und dem Systemdruck  $\Delta p = 200 \text{ bar}$  lässt sich nun die durch den Hydraulikzylinder aufgebrachte Kraft berechnen.

$$F_K = A_k \cdot \Delta p$$

$$F_K = \frac{(100mm)^2}{4} \cdot \pi \cdot 200bar = 157kN$$

Die Hublänge des Hydraulikzylinders geht aus der Anforderungsliste mit  $l_s = 1000\text{mm}$  hervor. Die Kolbenstange ist aufgrund ihrer Länge daher auf Knickung auszulegen. Vorliegend, aufgrund der Einspannbedingungen, ist der Euler-Knickfall 2 zu betrachten. Beschrieben durch ein Festlager an der oberen Einspannung und ein Loslager mit dem Freiheitsgrad entlang der Stabachse.

Tabelle 5: Knickfälle nach Euler [4]

| Knickfälle                          | Fall 1                                                                            | Fall 2                                                                            | Fall 3                                                                             | Fall 4                                                                              |
|-------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|                                     |  |  |  |  |
| Knicklängenbeiwert                  | $\beta = 2$                                                                       | $\beta = 1$                                                                       | $\beta = \frac{1}{2}\sqrt{2} \approx 0,7$                                          | $\beta = 0,5$                                                                       |
| Knicklänge s<br>$s = \beta \cdot L$ | $s = 2 \cdot L$                                                                   | $s = L$                                                                           | $s \approx 0,7 \cdot L$                                                            | $s = 0,5 \cdot L$                                                                   |
| kritische Knicklast                 | $F_{\text{krit}} = \frac{\pi^2}{4L^2} EI$                                         | $F_{\text{krit}} = \frac{\pi^2}{L^2} EI$                                          | $F_{\text{krit}} = \frac{2\pi^2}{L^2} EI$                                          | $F_{\text{krit}} = \frac{4\pi^2}{L^2} EI$                                           |

Die Knicklänge geht aus Tabelle 34 mit  $s = l_s = 1000\text{mm}$  hervor und entspricht der maximalen Ausfahrlänge der Kolbenstange. Der Elastizitätsmodul des Werkstoffes der Kolbenstange beträgt  $E = 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ . Der Sicherheitsfaktor gegen das Knicken soll idealerweise  $S_k = 3$  betragen.

Das Mindestflächenträgheitsmoment der Kolbenstange berechnet sich zu

$$I_{k,\min} = \frac{F_K \cdot S_k \cdot s^2}{E \cdot \pi^2}$$

Das axiale Flächenträgheitsmoment der Kolbenstange berechnet sich aus:

$$I_k = \frac{\pi \cdot d_{s,\min}^4}{64}$$

Der benötigte Kolbenstangendurchmesser  $d_{s,\min}$  berechnet sich daher folgendermaßen:

$$d_{s,\min} = \sqrt[4]{\frac{F_K \cdot S_k \cdot s^2 \cdot 64}{E \cdot \pi^3}}$$

$$d_{s,\min} = \sqrt[4]{\frac{157000\text{N} \cdot 3 \cdot (1000\text{mm})^2 \cdot 64}{210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \pi^3}} = 46,4\text{mm}$$

Der berechnete Kolbenstangendurchmesser beträgt  $d_{s,min} = 46,4mm$ . Es wird daher der normativ vorgegebene Kolbenstangendurchmesser  $d_s = 50mm$  gewählt. In Verbindung mit dem bereits ermittelten Kolbeninnendurchmesser von  $d_k = 100mm$  wird ein doppelwirkender Hydraulikzylinder mit der Bezeichnung 100/50 mit einem Hub von 1000mm benötigt. Das gewählte Modell wird vom Hersteller HYDRAULIK TECHNIK 24 bezogen. Das Besondere an den durch diesen Hersteller vertriebenen Hydraulikzylindern ist der maximale Nenndruck in Höhe von 250 bar. Andere Hersteller vertreiben Hydraulikzylinder mit einem maximalen Nenndruck, der dem Betriebsdruck  $\Delta p = 200 bar$  entspricht. Der Gebrauch solcher Kolben würde daher in einem Betrieb ohne Sicherheitsfaktor münden.

Ausgehend von der nun bestimmten Zylindergeometrie lassen sich nun die Zylinderausfahrgeschwindigkeiten den Antriebsarten entsprechend ermitteln.

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

Bei Betrieb des Hydraulikaggregates mit der zapfwellenangetriebenen Pumpe bei Maximaldrehzahl mit dem Volumenstrom  $Q_{T,max} = 51,3 \frac{dm^3}{min}$  führt zu einer Ausfahrgeschwindigkeit der Kolbenstange in Höhe von:

$$v_{T,max} = \frac{Q_{T,max}}{A_k}$$

$$v_{T,max} = \frac{51,3 \frac{dm^3}{min}}{\frac{(100mm)^2}{4} \cdot \pi} = 108,9 \frac{mm}{s}$$

Die minimale Ausfahrgeschwindigkeit ergibt sich unter Verwendung des Mindestvolumenstroms  $Q_T = 25,5 \frac{dm^3}{min}$  zu:

$$v_{T,min} = \frac{25,5 \frac{dm^3}{min}}{\frac{(100mm)^2}{4} \cdot \pi} = 54,1 \frac{mm}{s}$$

Beide Werte liegen in einem vertretbaren Rahmen. Dementsprechend sind keine Drosselemente zur Verringerung der Ausfahrgeschwindigkeit nötig.

Äquivalent zu dieser Berechnung ergibt sich die Ausfahrgeschwindigkeit des Kolbens bei elektrischem Antrieb mit einem Volumenstrom von  $Q_{el} = 14,1 \frac{dm^3}{min}$  zu:

$$v_E = \frac{Q_{el}}{A_k}$$

$$v_{el} = \frac{14,1 \frac{dm^3}{min}}{\frac{(100mm)^2}{4} \cdot \pi} = 29,9 \frac{mm}{s}$$

Aus der Anforderungsliste geht eine Mindestausfahrgeschwindigkeit des Kolbens von 50 mm/s hervor. Diese ist in der Kombination mit der elektrischen Leistungsbegrenzung und der geforderten Spaltkraft nicht zu erreichen. Ein Kompromiss, um die Ausfahrgeschwindigkeit zu erhöhen, ist die Verwendung eines druckagitierten 3-2 Wege Ventils. Diese werden auch als Differentialdruckventile oder Eilgangventile bezeichnet. In Abbildung 10 ist das hydraulische Schaltbild zu erkennen. Ein derartiges Ventil führt während des Ausfahrens den aus P1 zurückströmenden Volumenstrom  $Q_1$  wieder in den Zylinder über den Anschluss P2. Bei Erreichen des Umschaltdruckes  $p_u$ , wird der Volumenstrom  $Q_1$  wieder in den Tank zurückgeführt. Eine Erhöhung der Rückstellgeschwindigkeit ist hierbei nicht vorgesehen.

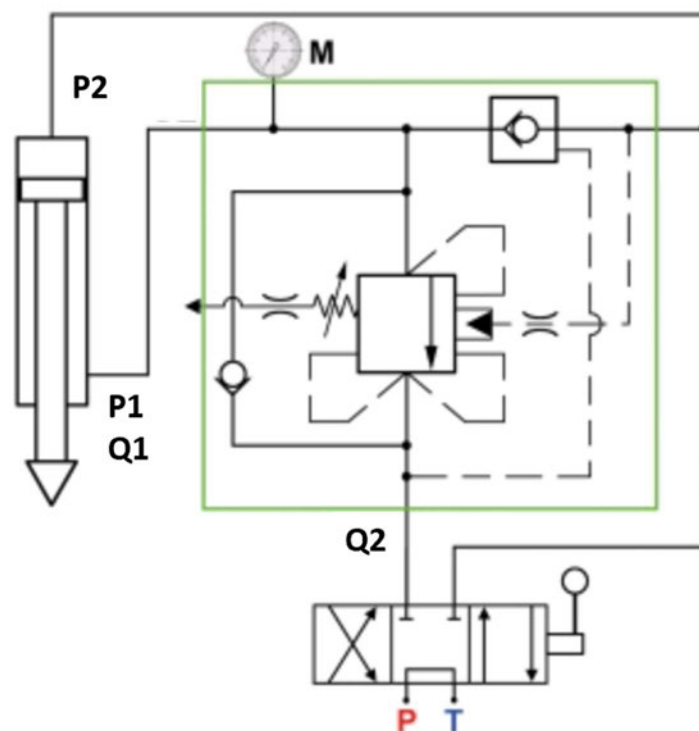


Abbildung 10: Schaltbild Differentialdruck-Ventil [5]

Bei elektrischem Betrieb mit einem Volumenstrom von  $Q_{el} = 14,1 \frac{dm^3}{min}$  und einer Ausfahrgeschwindigkeit von  $v_{el} = 29,9 \frac{mm}{s}$  ergibt sich der Rücklaufvolumenstrom  $Q_1$  zu:

$$Q_1 = v_{el} \cdot (A_k - A_s)$$

$$Q_1 = 29,9 \frac{mm}{s} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot ((100mm)^2 - (50mm)^2) = 10,57 \frac{dm^3}{min}$$

Der aus dieser Verschaltung resultierende Volumenstrom ergibt sich zu:

$$Q_{ges} = Q_1 + Q_{el}$$

$$Q_{ges} = 10,57 \frac{dm^3}{min} + 14,1 \frac{dm^3}{min} = 24,58 \frac{dm^3}{min}$$

Dieser kombinierte Volumenstrom führt zu einer geänderten Ausfahrgeschwindigkeit von:

$$v_{diff} = \frac{Q_{ges}}{A_k} = \frac{24,58 \frac{dm^3}{min}}{\frac{(100mm)^2}{4} \cdot \pi} = 52,2 \frac{mm}{s}$$

Die in der Anforderungsliste geforderte Ausfahrgeschwindigkeit wird durch die Verwendung des Differentialdruckventils erreicht. Bei Erreichen des Umschaltdrucks bewegt der Kolben sich wieder mit der Geschwindigkeit  $v_{el} = 29,9 \frac{mm}{s}$ .

Da der erhöhte Volumenstrom bei gleichbleibendem Druck zu einer Erhöhung der hydraulischen Leistung führen würde, ist der Umschaltdruck anhand der maximalen, durch den Elektromotor erzeugten, Leistung zu berechnen.

$$p_u = \frac{P_{el} \cdot \eta_{ges}}{Q_{ges}}$$

$$p_u = \frac{5,5 kW \cdot 0,85}{24,58 \frac{dm^3}{min}} = 114,1 bar$$

Um eine Überlastung des elektrischen Motors zu verhindern, ist der Umstelldruck des Differentialdruckventils auf 110 bar einzustellen.

Das Differentialventil wird analog zum Magnetventil anhand des maximal möglichen Volumenstromes  $Q_{T,max} = 51,3 \frac{dm^3}{min}$  ausgewählt.

Die folgende Abbildung 11 zeigt das gewählte Ventil.



Abbildung 11: Differentialdruckventil A-VRSP01-CC-34-L [5]

Die folgende Tabelle 6 dient zur Darstellung der Ventilkennwerte. Umschaltdruck liegt innerhalb des Einstellbereichs. Der maximale Volumenstrom ist mehr als ausreichend.

Tabelle 6: Kennwerte Differentialdruckventil

|                           |                                      |
|---------------------------|--------------------------------------|
| Einstellbarer Schaltdruck | 60-350 bar                           |
| Maximaler Volumenstrom    | $160 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$ |

Als sicherheitsrelevantes Bauteil ist zudem ein Druckbegrenzungsventil auszuwählen. Auch hier sind der maximal zu erwartende Volumenstrom  $Q_{max}$  und der einzustellende Betriebsdruck  $\Delta p$  zur Auswahl der Komponente heranzuziehen. Das gewählte Druckbegrenzungsventil ist in der Anschlussplatte des Magnetventils verbaut und wird über HansaFlex bezogen. Ebenso wird das Magnetventil ausgewählt, dass der Bauform der Anschlussplatte entsprechen muss. Die Auswahl des Ventils richtet sich zusätzlich nach der Betriebsspannung der Steuerung. Beide Komponenten sind in der folgenden Abbildung 12 dargestellt.

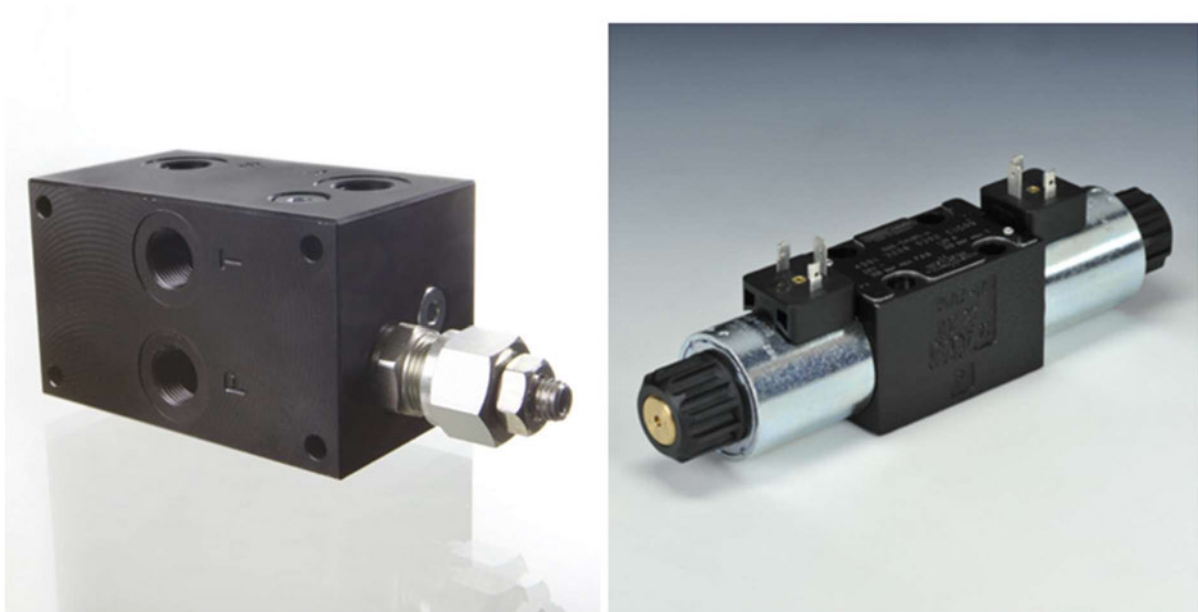


Abbildung 12: Anschlussplatte HKES3B38X3F und Magnetventil HK 41 3203 0302 C1 Q [6],[7]

Die folgende Tabelle 7 dient zur Darstellung der Ventilkennwerte.

Tabelle 7: Kennwerte Anschlussplatte und Magnetventil

|                        |                       |
|------------------------|-----------------------|
| Druckeinstellbereich   | 60-350 bar            |
| Maximaler Volumenstrom | $80 \frac{dm^3}{min}$ |
| Bauform                | NG 6                  |
| Ventilart              | 4/3 Wege-Ventil       |
| Nennspannung           | 24 V DC               |
| Schaltüberdeckung      | Positiv               |

Da die beiden Zahnradpumpen sich in einer Parallelschaltung befinden, muss sichergestellt werden, dass das Öl der angetriebenen Pumpe nicht über die andere Pumpe zurück in den Tank gelangt. Dies ist zu beachten, da das Eintreten dieser Situation, die nicht angetriebene Pumpe in einen durch den Ölstrom angetriebenen Motor wandeln würde. Dies birgt das Risiko der Beschädigung der Pumpe und Gefährdung des Nutzers durch das ungeschützte Drehen einer Antriebswelle. Weiterhin würde nur ein sehr geringer Öldruck aufgebaut werden können. Um das Risiko einer Fehlbedienung sowie den Komfort des Nutzers zu erhöhen, soll dieser Vorgang automatisch geschehen. Es werden daher entsprechende Rückschlagventile verbaut, die bei Druckbeaufschlagung den Rücklauf in die jeweils andere Pumpe unterbinden.

Um auf eine Ölkühlung verzichten zu können ist ein entsprechendes Ölvolumen zu wählen, sodass zum einen der Einfluss der thermischen Leistung auf ein größeres Volumen verteilt wird und die entstehende Wärme über die Tankoberfläche dissipieren kann. Die innerbetrieblich verfügbaren Hydraulikaggregate verfügen bei gleicher Motorleistung über ein ungekühltes Ölvolumen von 30

Litern. Aufgrund des Ölvolumens des Zylinders und der gewünschten Sicherheit gegen Überhitzung wird daher ein Ölvolumen von ca. 50 Litern gewählt.

Eine explizite Berechnung der erwartungsgemäß entstehenden Wärme wird aufgrund der mangelnden Datenlage nicht durchgeführt. Relevant wären beispielsweise die Reibkennwerte aller Hydraulikkomponenten. Diese werden aber durch den Händler nicht angeboten.

Das in den Tank zurückfließende Öl ist unter Verwendung eines Ölrucklauffilters zu reinigen, um die Beschädigung der Pumpen oder das Verstopfen der Magnetventile durch sich im Öl befindende Stoffe zu verhindern. Die folgende Abbildung 13 zeigt den für dieses Projekt erstellten Hydraulikplan.

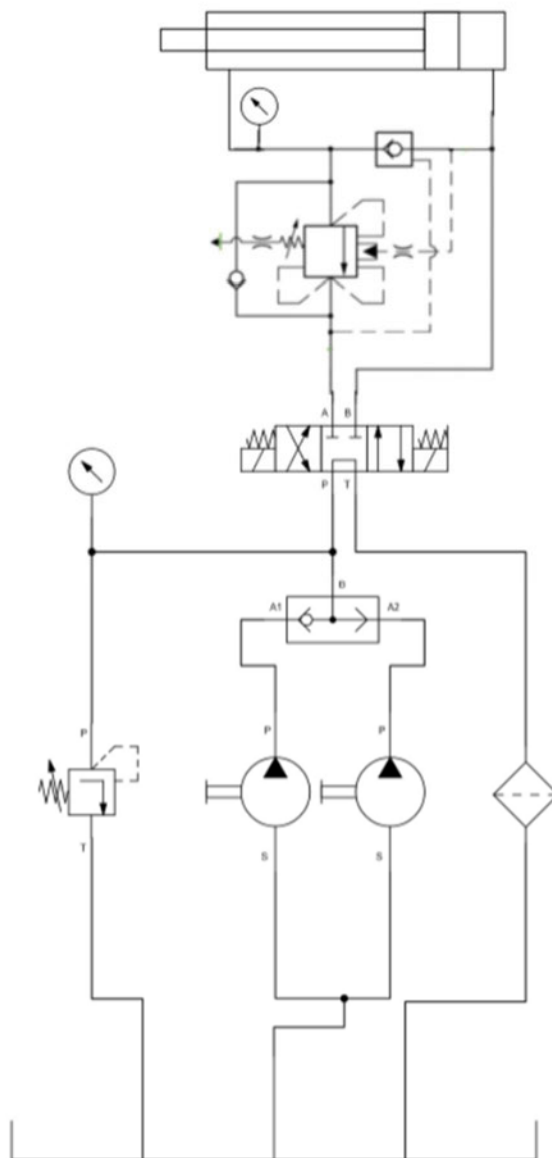


Abbildung 13: Hydraulikplan

#### 4.4 Auslegung der Stützkonstruktion

Für die Dimensionierung der Stützkonstruktion maßgebliche Kennwerte sind die zu erwartenden hydraulische Kraft von  $F_K = 157000N$  und deren Hebelarm  $a = 150mm$ . Der ursprüngliche Wunsch, dass die Konstruktion aus einem Normprofil gefertigt werden soll, verfällt zugunsten der im Konzept gewählten Kombination des Öltanks mit der Stützkonstruktion. Eine entsprechende Verwendung eines Rechteckhohl-Normprofiles wäre zwar möglich, ist jedoch aufgrund der zwingenden Abnahme einer gesamten Verkaufslänge (6000 mm) für eine Einzelfertigung nicht praktikabel.

Als Führungsschiene des Spaltkeils ist zudem ein Flachstahl auf der Vorderseite des Hohlprofiles anzubringen. Hierfür stünde ein Flachstahl 10x250x3000 mm aus S700 zur Verfügung. Es wird, um eine gute Führung des Spaltkeils zu gewährleisten, die Außenbreite der Konstruktion auf  $H = 150mm$  begrenzt. Diverse Restbestände an Großformattafeln mit  $t = 8mm$  und unbekannter Materialgüte können zur Konstruktion verwendet werden. Es wird die Annahme getroffen, dass es sich bei dem Material um S235 handelt. Zur Vereinfachung der Berechnung gilt für die gesamte Stahlkonstruktion  $\sigma_{zul} = 235 \frac{N}{mm^2}$ .

Das in Kapitel 4.2 beschriebene Ölvolumen in Höhe von  $V_{öl} = 50L$  ist von der Stützstruktur vollständig aufzunehmen. Es gilt daher, unter Verwendung der benötigten Stützhöhe  $h_{St} = 2000mm$  und der Profillinienfläche  $A_{St}$  die Profiltiefe  $b$  zu bestimmen.

Es gilt:

$$h = H - 2 \cdot t$$

$$V_{öl} = h_{St} \cdot A_{St} = h_{St} \cdot h \cdot b$$

$$b = \frac{V_{öl}}{h_{St} \cdot h}$$

$$b = \frac{50L}{2000mm \cdot 134mm} = 186,6mm$$

Die Profilaußentiefe summiert sich aus der Profillinientiefe sowie der zweimaligen Materialstärke zu:

$$B = b + 2 \cdot t$$

Es wird eine Profilaußentiefe von  $B = 200mm$  gewählt. Entsprechend ergibt sich die Profiltiefe zu  $b = 184mm$ . Dieser Wert ist kleiner als der aus dem geforderten Ölvolumen berechnete Wert für die Profiltiefe. Diese Abweichung wird jedoch akzeptiert. Die folgende Abbildung 14 stellt das verwendete Profil und die zugehörige Führungsschiene dar. Die entsprechenden Maße und deren Bezeichnungen sind der Abbildung entnehmbar.

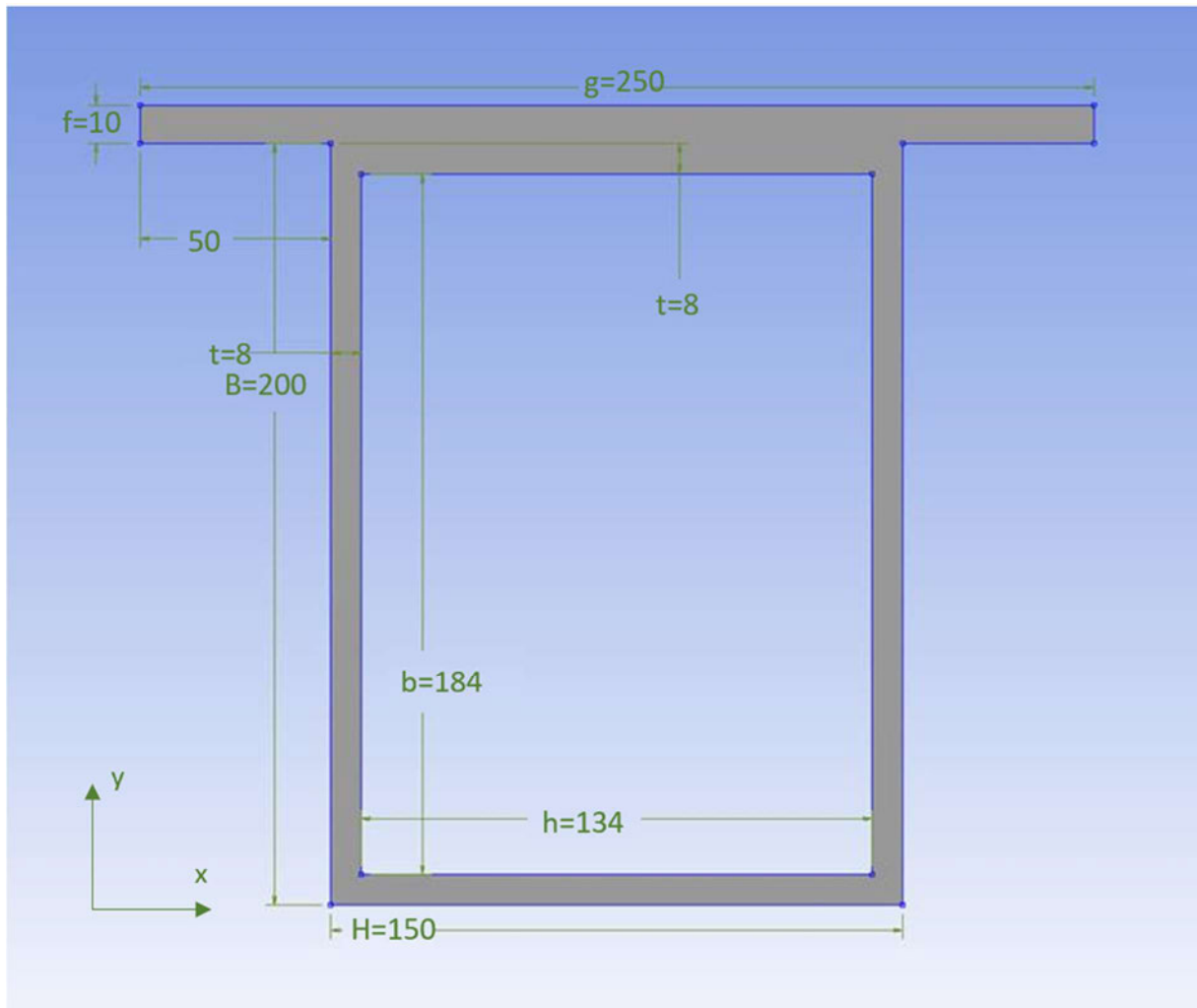


Abbildung 14: Stützprofil

Um die gewählte Geometrie beziehungsweise deren Sicherheit gegen die vorherrschenden Belastungen zu untersuchen, ist die vorherrschende Spannung zu ermitteln. Die Konstruktion gilt als sicher, sofern der Sicherheitsfaktor gegen Spannungsversagen  $S_S = 2,5$  überschreitet.

Die Belastung der Stützkonstruktion ergibt sich aus der Normalspannung und der Biegespannung, die durch die Hydraulische Kraft resultieren.

$$\sigma_{ges} = \sigma_x + \sigma_b$$

Für die Biegespannung  $\sigma_b$  gilt:

$$\sigma_b = \frac{M_{by}}{W_{by}}$$

Das Biegemoment  $M_{by}$  berechnet sich zu:

$$M_{by} = F_{hyd} \cdot a$$

$$M_{by} = 157000N \cdot 150mm = 23,55 \cdot 10^6 Nmm$$

Um das Biege­wider­stand­moment  $W_{by}$  des in Abbildung 14 abge­bil­de­ten Pro­fils zu er­mit­tern, sind zu­nächst das Flächenträgheitsmoment  $I_y$  sowie der Flächenschwerpunkt  $y_s$  mit folgenden Rechnungen zu ermitteln.

Der Flächenschwerpunkt  $y_s$  ergibt sich in verkürzter Form zu:

$$y_s = \frac{\sum x_i \cdot A_i}{\sum A_i}$$

$$y_s = \frac{f \cdot g \cdot B + f^2 \cdot \frac{g}{2} + B^2 \cdot t + h \cdot B \cdot t}{2(B \cdot t + h \cdot t) + f \cdot g}$$

$$y_s = \frac{f \cdot g \cdot b + f^2 \cdot l + B^2 \cdot t + h \cdot B \cdot t}{4(B \cdot t + h \cdot t) + 2f \cdot g}$$

$$y_s = 133,47 \text{ mm}$$

Das Flächenträgheitsmoment  $I_y$  ergibt sich aus der Summe der einzelnen Flächenträgheitsmomente, sowie deren Steineranteile zu:

$$I_y = \sum I_{y,i} + A_i \cdot y_{s,i}^2$$

$$I_y = \frac{H \cdot B^3 - h \cdot b^3}{12} + (B \cdot H - b \cdot h) \cdot \left(\frac{B}{2} - y_s\right)^2 + \frac{g \cdot t^3}{12} + g \cdot f \cdot \left(B - y_s + \frac{f}{2}\right)^2$$

$$I_y = \frac{(150 \cdot 200^3 - 134 \cdot 184^3) \text{ mm}^4}{12} + (150 \cdot 200 - 134 \cdot 184) \text{ mm}^2 \cdot \left(\frac{150}{2} - 133,47\right)^2 \text{ mm}^2$$

$$+ \frac{250 \cdot 10^3 \text{ mm}^4}{12} + 250 \cdot 10 \text{ mm}^2 \cdot \left(150 - 133,47 + \frac{10}{2}\right)^2 \text{ mm}^2$$

$$I_y = 49235958 \text{ mm}^4$$

Das Biege­wider­stand­moment  $W_{by}$  ergibt sich aus dem Flächenträgheitsmoment  $I_y$  und dem maximalen Randfaserabstand  $a_b$  zu:

$$W_{by} = \frac{I_y}{a_b} = \frac{I_y}{y_s}$$

$$W_{by} = \frac{49235958 \text{ mm}^4}{133,47 \text{ mm}} = 368905 \text{ mm}^3$$

Die Biegespannung  $\sigma_b$  ergibt sich daher zu:

$$\sigma_b = \frac{M_{by}}{W_{by}}$$

$$\sigma_b = \frac{23,55 \cdot 10^6 \text{ Nmm}}{368905 \text{ mm}^3} = 63,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Zugspannung berechnet sich aus dem Quotienten der Fläche und der auf die Fläche wirkenden Kraft zu:

$$\sigma_x = \frac{F}{A}$$

Die für die Berechnung zugrunde liegende Querschnittsfläche ergibt sich aus der Summe der Einzelflächen zu:

$$A = f \cdot g + B \cdot H - (b \cdot h)$$

$$A = 7844 \text{ mm}^2$$

Die Zugspannung ergibt sich daher zu:

$$\sigma_x = \frac{F_{hyd}}{A}$$

$$\sigma_x = \frac{157000 \text{ N}}{7844 \text{ mm}^2} = 20,02 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Gesamtspannung  $\sigma_{ges}$  beträgt:

$$\sigma_{ges} = 20,02 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} + 63,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 83,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Sicherheit gegen Spannungsversagen  $S_s$  ergibt aus der zulässigen Spannung  $\sigma_{zul}$  und der Gesamtspannung  $\sigma_{ges}$  aus der folgenden Formel:

$$S_s = \frac{\sigma_{zul}}{\sigma_{ges}}$$

$$S_s = \frac{235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{83,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 2,8$$

Die Sicherheit gegen Spannungsversagen soll laut der Anforderungsliste größer als 2,5 sein. Die erreichte Sicherheit  $S_s = 2,8$  erfüllt diese Anforderung. Die Geometrie der Stützkonstruktion ist daher der Belastung angepasst.

#### 4.5 Auslegung der Kolbenaufnahme

Eine große Herausforderung, die sich im Zuge des Projektes hervorgehoben hat, ist die Verbindung des Hydraulikzylinders mit der Stützkonstruktion. Auf die Anforderungsliste hinweisend ist eine Lösung zu entwickeln, die es ermöglicht, den Zylinder in seiner Höhe zu verstellen. In Kapitel drei fiel die Entscheidung, die Verbindung mittels Kraftschluss herzustellen. Die erforderliche Presskraft berechnet sich anhand der Coloumb'schen Haftreibung und unter Berücksichtigung eines Sicherheitsfaktors  $S_R = 1,5$  gegen das axiale Verrutschen zu:

$$F_{press} = \frac{F_{hyd}}{\mu} \cdot S_R$$

Der Reibungskoeffizient Stahl-Stahl trocken wird mangels näherer Informationen bezüglich der Oberflächenrauheit mit  $\mu = 0,12$  angenommen.

Die Presskraft beträgt daher:

$$F_{press} = \frac{157000N}{0,12} \cdot 1,5 = 1962,5 \text{ kN}$$

Um die Funktion des Hydraulikzylinders nicht einzuschränken, ist die durch die Kraft hervorgerufene Verformung möglichst gering zu halten. Eine normative Angabe der maximal zulässigen Verformung wurde nicht gefunden. Es wird daher die Annahme getroffen, dass die in der ISO 2768-1 beschriebenen Fertigungstoleranzen ein Anhaltswert für die zulässige Verformung liefern. Im Zusammenhang zu dieser Annahme muss zudem angenommen werden, dass der Zylinder genau auf Sollmaß gefertigt wurde und daher das Toleranzfeld in seiner Gänze zur Verfügung steht.

Die ISO 2768-1 unterscheidet in vier unterschiedliche Toleranzklassen. Für die Fertigung von Hydraulikzylindern ist Toleranzklasse m zu betrachten. Das zu betrachtende Grenzmaß ist der Kolbeninnendurchmesser mit einem Sollmaß von  $d_k = 100\text{mm}$ . Tabelle 3 beschreibt anhand dieses Nennmaßes ein Toleranzfeld von  $\pm 0,3\text{mm}$ .

Tabelle 8: Fertigungstoleranzen nach ISO 2768-1

| Toleranzklasse |           | Grenzabmaße für Nennmaßbereiche |                 |                  |                    |                     |                      |                       |                       |
|----------------|-----------|---------------------------------|-----------------|------------------|--------------------|---------------------|----------------------|-----------------------|-----------------------|
| Kurzzeichen    | Benennung | von 0,5 <sup>1)</sup><br>bis 3  | über 3<br>bis 6 | über 6<br>bis 30 | über 30<br>bis 120 | über 120<br>bis 400 | über 400<br>bis 1000 | über 1000<br>bis 2000 | über 2000<br>bis 4000 |
| f              | fein      | ± 0,05                          | ± 0,05          | ± 0,1            | ± 0,15             | ± 0,2               | ± 0,3                | ± 0,5                 | —                     |
| m              | mittel    | ± 0,1                           | ± 0,1           | ± 0,2            | ± 0,3              | ± 0,5               | ± 0,8                | ± 1,2                 | ± 2                   |
| c              | grob      | ± 0,2                           | ± 0,3           | ± 0,5            | ± 0,8              | ± 1,2               | ± 2                  | ± 3                   | ± 4                   |
| v              | sehr grob | —                               | ± 0,5           | ± 1              | ± 1,5              | ± 2,5               | ± 4                  | ± 6                   | ± 8                   |

<sup>1)</sup> Für Nennmaße unter 0,5 mm sind die Grenzabmaße direkt an dem (den) entsprechenden Nennmaß(en) anzugeben.

Die in diesem Fall als maximal zulässig angenommene Verformung beträgt daher  $\Delta d = -0,3\text{mm}$ . Die aus Flächenpressung resultierende Verformung innerhalb des Zylinderrohres wird ohne Berücksichtigung des Zylinderinnendruckes betrachtet, da dieser der Belastung entgegenwirken würde und ohnehin nicht konstant ist. Der Zylinderinnendruck hängt von der Position des Dichtungssatzes und der Belastung durch das zu spaltende Holz ab.

Zur weiteren Berechnung wird die Zylinderfläche als ein unendlich langes Rohr approximiert. Diese Vereinfachung ermöglicht zur Berechnung der Durchmessererweiterung  $\Delta d$  die Verwendung folgender Formel. (Holzmann/Meyer/Schumpich, 2014 S.377 [8])

$$\Delta d = -2r \frac{p_a}{E} \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} \left[ \frac{r_i^2}{r^2} (1 + \nu) + 1 - \nu \right]$$

Mit  $r = r_i$  gilt wiederum:

$$\Delta d = -2r_i \frac{p_a}{E} \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} [(1 + \nu) + 1 - \nu]$$

Der Druck auf der Zylinder Außenwand berechnet sich anhand folgender Formel:

$$p_a = \frac{F_{press}}{A_{press}} = \frac{F_{press}}{\pi \cdot d_a \cdot b_{press}}$$

Das Einsetzen von  $p_a$  in die Formel zur Berechnung von  $\Delta d_i$  und das daraufhin folgende Umstellen dieser Gleichung liefert die Formel zu Berechnung der Mindestklemmbreite  $b_{press}$ .

$$\Delta d = -2r_i \frac{p_a}{E} \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} [(1 + \nu) + 1 - \nu]$$

$$b_{press} = -2r_i \frac{F_{press}}{E \cdot \Delta d \cdot \pi \cdot 2r_a} \frac{r_a^2}{r_a^2 - r_i^2} [(1 + \nu) + 1 - \nu]$$

Das Zylinderrohr ist aus dem Werkstoff E355 gefertigt. Entsprechend beträgt der E-Modul  $E = 210000 \frac{N}{mm^2}$  und die Querkontraktionszahl  $\nu = 0,3$ . Der Zylinderaußenradius beträgt  $r_a = 57,5 \text{ mm}$ . Der Zylinderinnenradius beträgt  $r_i = 50 \text{ mm}$ .

Das Einsetzen der entsprechenden Werte liefert:

$$b_{press} = -2 \cdot 50 \text{ mm} \frac{1962500 \text{ N}}{210000 \frac{N}{mm^2} \cdot -0,3 \text{ mm} \cdot \pi \cdot 2 \cdot 57,5 \text{ mm}} \frac{57,5^2 \text{ mm}^2}{57,5^2 - 50^2 \text{ mm}^2} \cdot [(1 + 0,3) + 1 - 0,3]$$

$$b_{press} = 70,7 \text{ mm}$$

Um eine entsprechende Klemmkraft aufzubringen, ist zudem die Verschraubung der beiden Schwenkzapfen-Hälften auszulegen. Dies soll hier in vereinfachter Form stattfinden, ohne Berücksichtigung von Setzkräften oder Krafteinleitungsfaktoren. Da es sich um eine Durchgangverschraubung handelt, können die Schrauben als Zugstäbe angenommen werden. Zur Kraftübertragung werden vier Schrauben verwendet.

Die Schraubkraft ergibt sich daher zu:

$$F_{Schraub} = \frac{F_{press}}{i_s} = \frac{1875kN}{4} = 490,63kN$$

Die in der Schraube resultierende Spannung ergibt sich zu:

$$\sigma_s = \frac{F_{Schraub}}{A_{Schraub}}$$

Aufgrund der erwartungsgemäß hohen Beanspruchung der Schraubverbindung wird die Verwendung von Schrauben der Güte 12.9 als ratsam angesehen. Die Streckgrenze dieser Schrauben beträgt  $R_{e,s} = 1080 \frac{N}{mm^2}$ . Der Sicherheitsfaktor gegen Spannungsbruch soll  $S_{B,s} = 1,2$  betragen.

Der für die Schraube benötigten Durchmesser  $d_{schraub}$  ermittelt sich folgendermaßen:

$$d_{schraub} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{B,s} \cdot F_{Schraub}}{R_{e,s} \cdot \pi}}$$
$$d_{schraub} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,2 \cdot 490,63kN}{1080 \frac{N}{mm^2} \cdot \pi}} = 26,36mm$$

Anhand des in DIN 912 aufgeführten Kerndurchmesser müsste daher eine Verschraubung mit M33 gewählt werden. Die zu einer Schraube der Festigkeitsklasse 12.9 gehörende Mutter der Festigkeitsklasse 12 wird zwar in der DIN 934 beschrieben, ist aber in der Größe M33 nicht käuflich zu erwerben. Es werden daher Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 verwendet. Unter Verwendung von  $R_{e,s} = 900 \frac{N}{mm^2}$  ergibt sich der benötigte Kerndurchmesser für diese Festigkeitsklasse zu:

$$d_{schraub,10.9} = 28,2mm$$

Dieser Wert wird von einer Schraube mit der Bezeichnung M33 erreicht.

Das zulässige Anzugsdrehmoment beträgt bei einem angenommenen Reibungskoeffizienten zwischen Schraubenkopf und Kopfauflage von  $\mu_s = 0,12$  nach VDI-2230 für eine M33 Schraube  $M_A = 2747Nm$ .

Das Erreichen und Prüfen eines derartig großen Anzugsdrehmoments ist mit den vorhandenen Mitteln schwer beziehungsweise nicht zu erreichen. Auch ist diese Rechnung nicht entsprechend der VDI-2230 durchgeführt worden. Es werden daher zusätzlich Schweißpunkte auf der Zylinderrohroberfläche angebracht, sodass neben der kraftschlüssigen Verbindung eine schwächere formschlüssige Verbindung koexistiert. Diese ermöglichen zudem den positionstreu Einbau des Zylinders bei Änderung der Einspannlänge. Im Betrieb werden für Kurzholz und Langholz zwei unterschiedliche Einspannlängen vorgesehen.

Aufgrund des Kopfdurchmessers der Schrauben wird die Breite des Schwenkzapfens beziehungsweise die Klemmbreite auf 100mm erhöht, um die Montage mit einem Schraubenschlüssel zu ermöglichen. Die Ergänzung weiterer Schrauben zur Senkung der Schraubkraft

wird als nicht praktikabel angesehen, da die Baugröße hierdurch erhöht wird, was zu Problemen in der Fertigung des Bauteils durch höheren Schweißverzug führen würde.

Die weitere Konstruktion des Schwenzapfens orientiert sich nach DIN 6020-2. Der Durchmesser der Schwenzapfenaufnahme  $d_s = 50 \text{ mm}$ , welcher durch diese DIN definiert wird, ist daher nicht auf Abscherung zu berechnen.

#### 4.5.1 CAD-Konstruktion

In diesem Kapitel wird die Konstruktion des Holzspalters beschrieben. Auf eine vollständige Beschreibung aller Einzelteile wird verzichtet. Es werden aber einige fertigungs- und funktionsrelevante Teile hervorgehoben. Zur Verwendung kamen AutoCad Inventor 2023 sowie Creo Parametric.

Für die Konstruktion der Dreipunktaufhängung wird die folgende aus der DIN 730-1 entnommene Abbildung 15 verwendet.

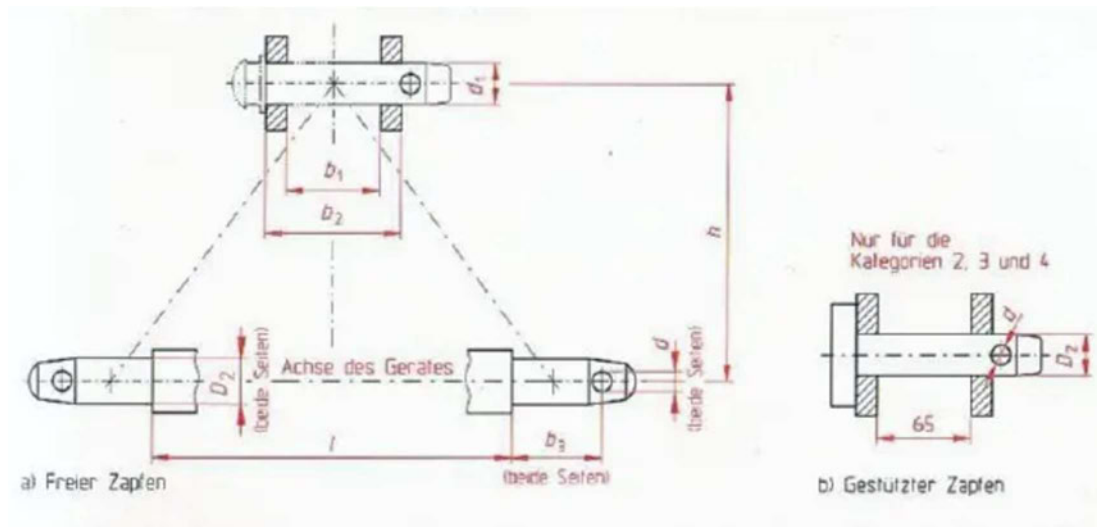


Abbildung 15: Abmessungen der geräteseitigen Kupplungspunkte (DIN 730-1, 2003-01 S.12) [9]

Die folgende Tabelle 9 führt die entsprechenden Maße auf.

Tabelle 9: Maße für geräteseitige Kupplungspunkte (DIN 730-1, 2003-01 S.12) [9]

| Ab-<br>mes-<br>sung    | Beschreibung                                             | Kategorie        |                  |                    |                    |                    |
|------------------------|----------------------------------------------------------|------------------|------------------|--------------------|--------------------|--------------------|
|                        |                                                          | 1                | 2                | 3                  | 4L                 | 4H                 |
| Obere Kupplungspunkte  |                                                          |                  |                  |                    |                    |                    |
| $d_1$                  | Durchmesser der Bohrung für den Oberlenkerbolzen         | $19,3^{+0,2}_0$  | $25,7^{+0,2}_0$  | $32^{+0,25}_0$     | $45,2^{+0,3}_0$    | $45,2^{+0,3}_0$    |
| $b_1$                  | Lichte Weite des Jochs                                   | 44,5 min.        | 52 min.          | 52 min.            | 65 min.            | 65 min.            |
| $b_2$                  | Äußere Breite des Jochs                                  | 69 max.          | 86 max.          | 95 max.            | 132 max.           | 132 max.           |
| Untere Kupplungspunkte |                                                          |                  |                  |                    |                    |                    |
| $D_2$                  | Durchmesser Unterlenkerbolzen                            | $22^{+0}_{-0,2}$ | $28^{+0}_{-0,2}$ | $36,6^{+0}_{-0,2}$ | $50,8^{+0}_{-1,1}$ | $50,8^{+0}_{-1,1}$ |
| $b_3$                  | Abstand der Bohrung für den Klappstecker                 | 39 min.          | 49 min.          | 52 min.            | 68 min.            | 68 min.            |
| $l$                    | Spannweite (Spreizmaß) für die Unterlenker <sup>1)</sup> | $683 \pm 1,5$    | $825 \pm 1,5$    | $965 \pm 1,5$      | $1166,5 \pm 1,5$   | $1166,5 \pm 1,5$   |
| Andere Abmessungen     |                                                          |                  |                  |                    |                    |                    |
| $d$                    | Durchmesser der Bohrung für den Klappstecker             |                  |                  |                    |                    |                    |
|                        | Oberlenkerbolzen                                         | 12 min.          | 12 min.          | 12 min.            | 17,5 min.          | 17,5 min.          |
|                        | Unterlenkerbolzen                                        | 12 min.          | 12 min.          | 17 min.            | 17,5 min.          | 17,5 min.          |
| $h$                    | Masthöhe <sup>2)</sup>                                   | $460 \pm 1,5$    | $610 \pm 1,5$    | $685 \pm 1,5$      | $685 \pm 1,5$      | $1100 \pm 1,5$     |

<sup>1)</sup> Es ist möglich, diese Abmessungen für spezielle Geräte zu verändern. Wenn ein geringerer Abstand zwischen den unteren Kupplungspunkten notwendig ist, sind die folgenden Werte zu bevorzugen: 400 mm für Kategorie 1; 683 mm für Kategorie 2; 825 mm für Kategorie 3; 920 mm für Kategorie 4.

<sup>2)</sup> Es können zusätzliche Masthöhen für spezielle Geräte und U-Rahmen-Kuppler nach anderen Normen (z.B. 483 mm für Kategorie 2 und 559 mm für Kategorie 3 nach SAE J 715 vorgesehen werden. Diese zusätzlichen Masthöhen sollen in einem Bereich von +200 mm der in der Tabelle angegebenen Masthöhe liegen.

Die folgende Abbildung 16 zeigt die entsprechend ausgeführte Konstruktion. Erwähnenswert ist die Ergänzung der Räder zur manuellen Bewegung der Konstruktion. Das dritte, lenkbare Rad ist je nach Bedürfnis einklappbar, da es andernfalls den Anbau an die Dreipunkthydraulik verhindern würde. Durch entsprechende Wellen, welche mit Splinten gesicherten werden, ist eine Arretierung in zwei Positionen möglich. Ober- und Unterlenkerbolzen werden zugekauft.

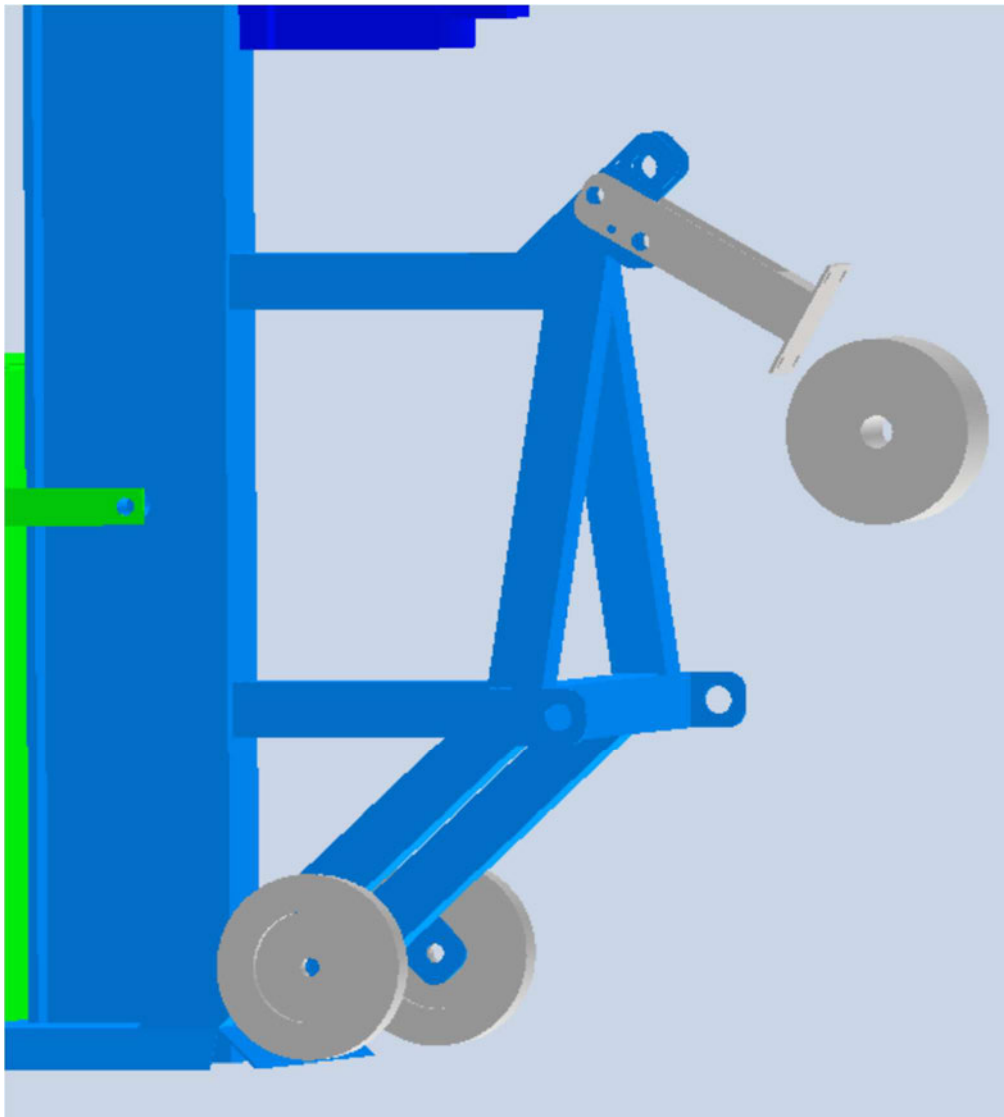
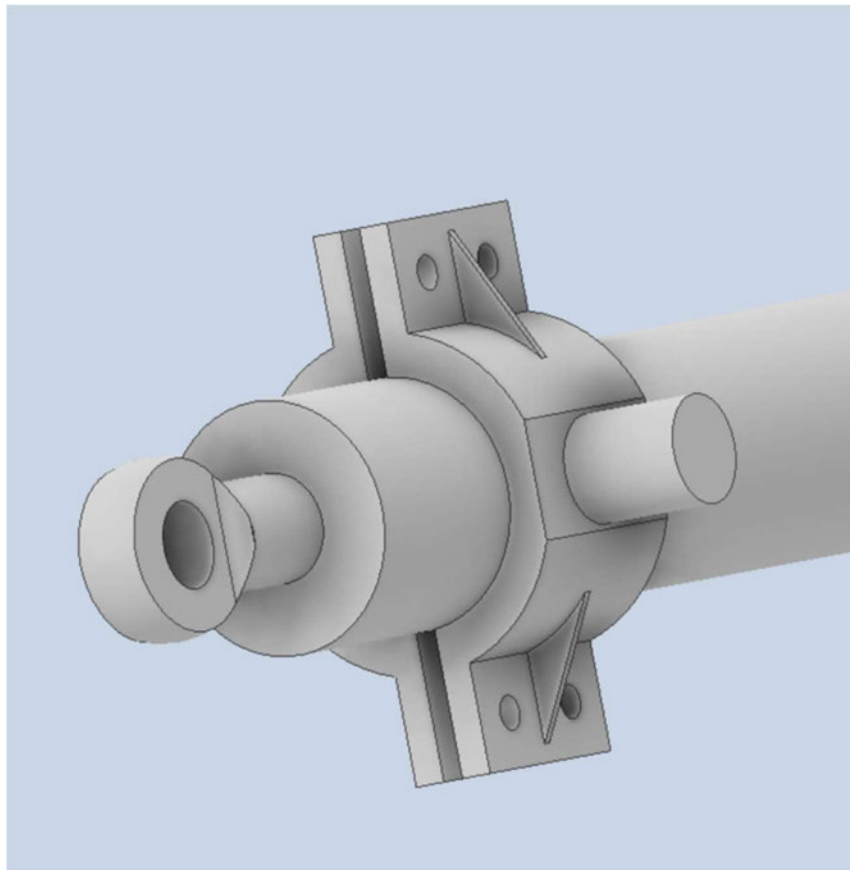


Abbildung 16: CAD-Modell Dreipunktaufnahme

Aufgrund der limitierten, zur Verfügung stehenden, zerspanungstechnischen Möglichkeiten wird der in Kapitel 4.5 ausgelegte Schwenkzapfen als Schweißkonstruktion gefertigt. Hierzu wird der in Abbildung 17 dargestellte Schwenkzapfen entlang der Zylinderachse in 10mm starke Elemente segmentiert, die dann in entsprechender Blechstärke ausgeschnitten werden können. Nach dem Anfasen der umlaufenden Kanten werden diese dann verschweißt.



*Abbildung 17: CAD-Modell Schwenkzapfen*

Zum Ausrichten der Elemente und zur Minimierung des Schweißverzuges werden im Zuschnitt entsprechende Bohrungen auf der Stirnseite angebracht, sodass alle Einzelelemente über zwei Wellen verbunden werden. Diese sind im CAD-Modell jedoch nicht zu erkennen. Um eine plane Auflage der Wellen sowie der Schraubenelemente zu gewährleisten, werden die Funktionsebenen plangefräst. Abschließend werden die zur Schwenkzapfenaufnahme dienenden Wellen angeschweißt.

Die Grundplatte des Holzspalters ist das Element, das mit der größten Rücksicht zu gestalten ist. Zur Gewichtseinsparung wird die Wahl einer massiven, relativ dicken Stahlplatte vermieden. Stattdessen soll die entsprechende Biegesteifigkeit mit geringem Materialeinsatz erreicht werden. Die Umsetzung dieses Gedankens ist in Abbildung 18 zu erkennen.

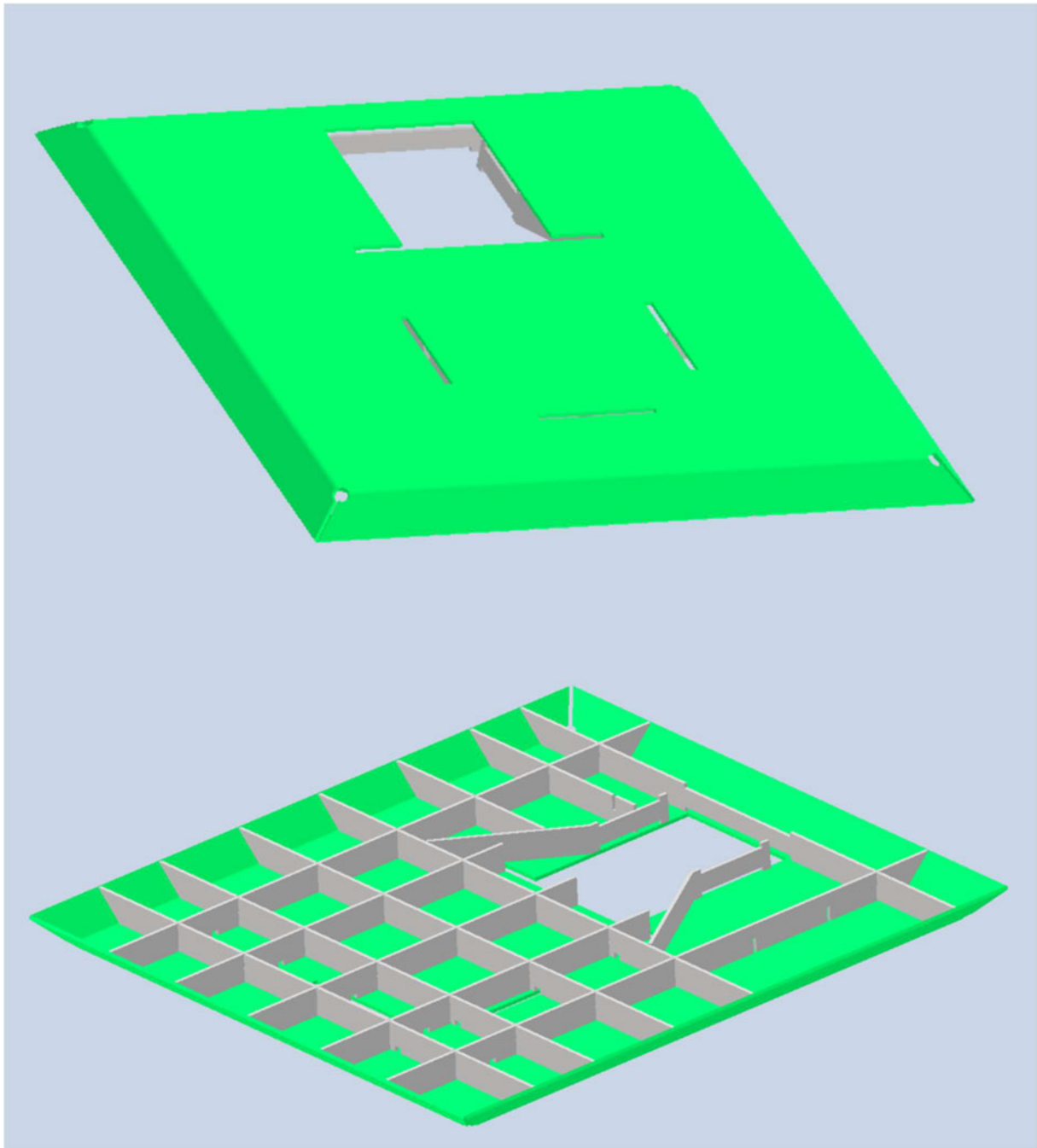
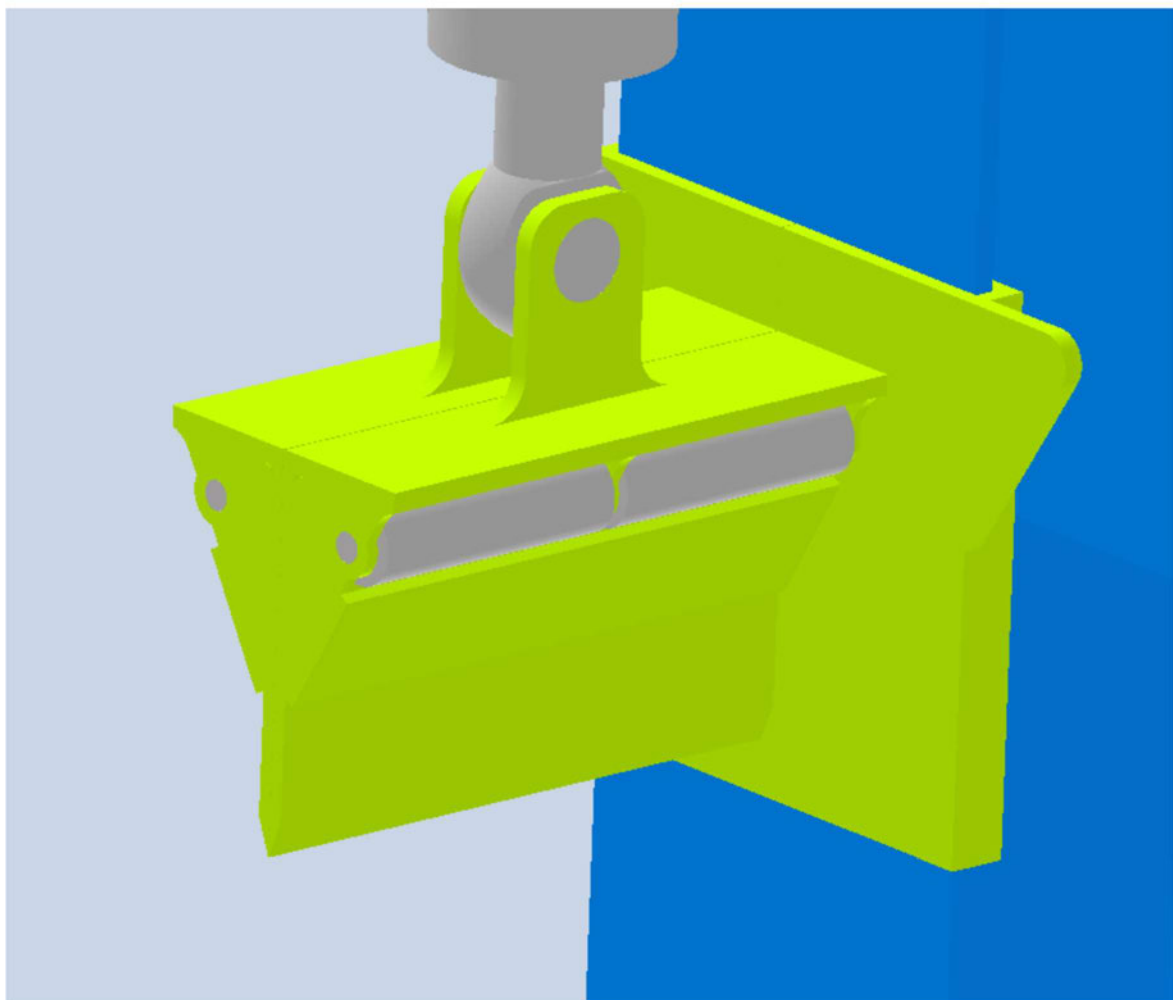


Abbildung 18: CAD-Modell Grundplatte

Die Steifigkeit der Grundplatte wird erhöht, indem die Unterseite mit einem ineinander gesteckten und verschweißtem Untergerüst verstärkt wird. Augenmerk ist hierbei auf die Anbindung der Grundplatte an das Grundgerüst zu richten. Die Verarbeitung unterschiedlicher Materialstärken stellt sowohl fertigungstechnisch als auch spannungstechnisch hierbei eine große Herausforderung dar. Um dieses Problem zu kompensieren, wird durch entsprechende Elemente in der Grundplattenkonstruktion die Schweißnahtlänge am Grundgerüst signifikant erhöht. Weiterhin wird

in der Gesamtkonstruktion die Krafteinleitung auf die Grundplatte durch ein Versteifungselement auf der Oberseite verbessert. Entsprechende Aussparungen in der Grundplatte ermöglichen zudem die spätere Ausrichtung und Befestigung des Spalttisches.

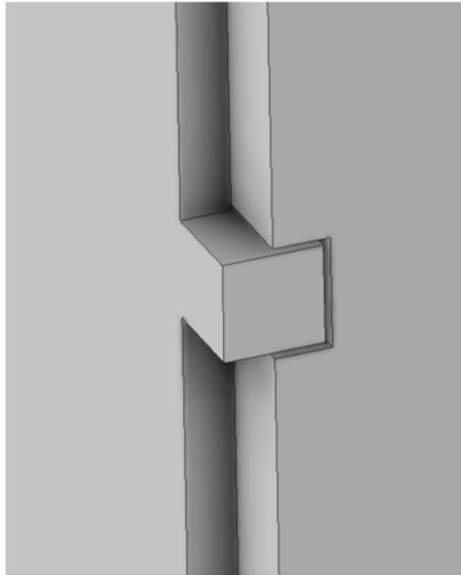
Der Spaltkeil, ebenfalls eine Schweißkonstruktion, zeichnet sich durch zwei Spaltstufen aus. Die erste Spaltstufe dient lediglich zum Einschneiden ins Material, während die zweite Stufe durch die Keilform das Holz spaltet. Zur Reduzierung der Reibung sind an den Keilseiten drehbar gelagerte Rollen angebracht. Positiver Nebeneffekt dieser Ergänzung ist zudem die optische Aufbesserung der Konstruktion. Bei der Konstruktion des Spaltkeils ist zudem zu beachten, dass die Lagerung des Hydraulikzylinders den rotatorischen Freiheitsgrad des Zylinders um die Augen-Achse nicht einschränkt. Andernfalls könnte die entstehende Verformung die Kolbenstange oder den Dichtsatz beschädigen. Zu erkennen ist dieses Bauteil in Abbildung 19.



*Abbildung 19: CAD-Modell Spaltkeil*

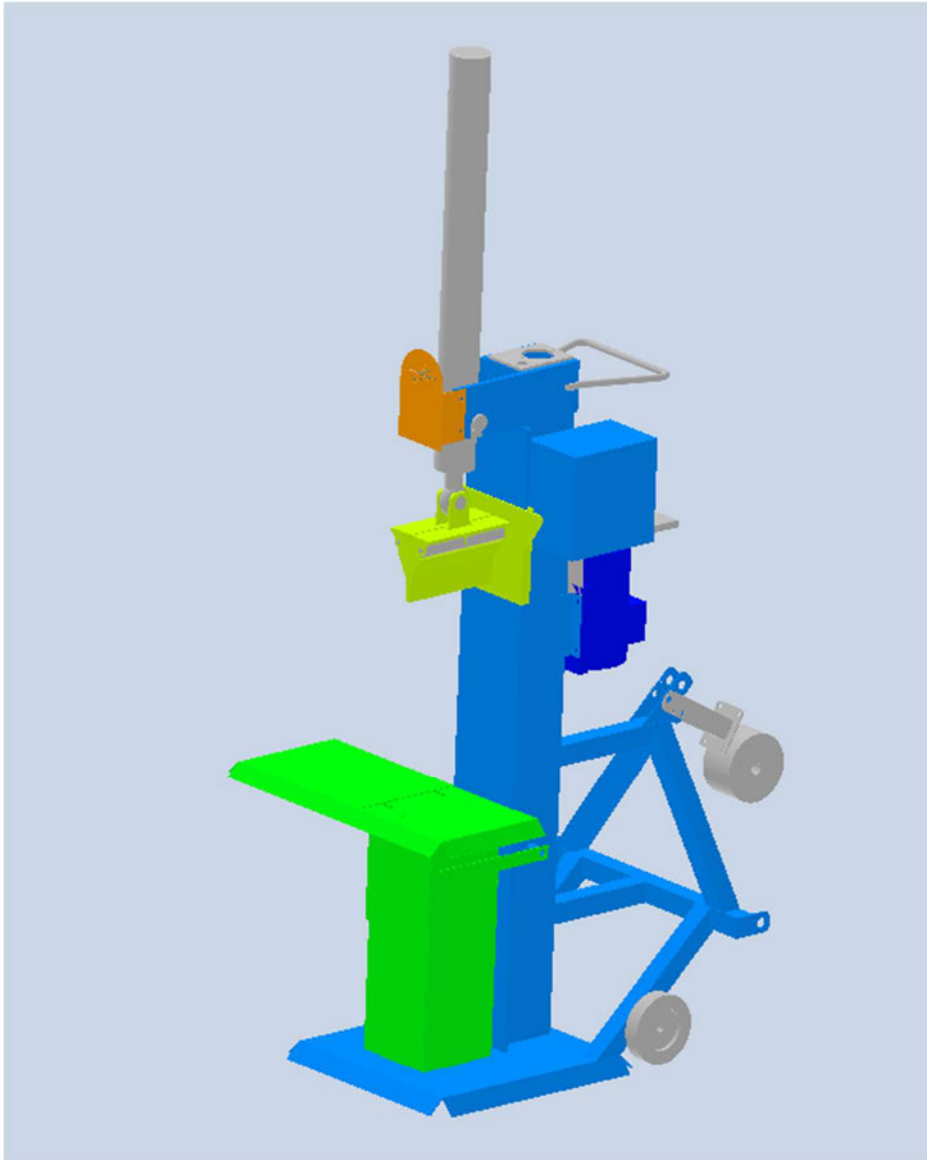
Um das spätere Ausrichten und Fügen der einzelnen Komponenten zu vereinfachen, werden an den Bauteilen Nuten und entsprechende Nasen angebracht. Abbildung 20 stellt diese anhand eines Beispiels dar. Weiterhin ist diese Form der Verbindung so ausgelegt, dass stets eine halbe

Materialstärke Überlappung existiert, um das spätere Schweißen zu ermöglichen. Sofern das derartige Ausrichten der Komponenten nicht zweckmäßig ist, werden die Bauteilpositionen durch Gravuren an den entsprechenden Stellen gekennzeichnet.



*Abbildung 20: Ausrichtungsnut mit entsprechender Materialüberlappung*

Die folgende Abbildung 21 zeigt das CAD-Modell der Gesamtkonstruktion. Da für die meisten Komponenten, die zugekauft werden, keine CAD-Modelle verfügbar sind, fehlen diese im Gesamtmodell. Entsprechende Bauteile zur Befestigung der Hydraulikkomponenten müssen im Zuge der Montage gezeichnet, beziehungsweise gefertigt werden, da die Dimension dieser Teile oft nicht durch den Zulieferer angegeben werden.



*Abbildung 21: CAD-Modell Gesamtkonstruktion*

#### 4.6 Auslegung der Steuerung

Die Steuerung, wie bereits beschrieben, wird unter Verwendung einer SPS realisiert. Im Speziellen soll der WAGO- Compact Controller 100 verwendet werden. Die Wahl dieses Modells ist Vorgabe meines Arbeitgebers. Vorteile dieses Gerätes sind neben der kompakten Bauweise die Vielzahl an Verwendungsmöglichkeiten. Weiterhin überzeugt der niedrige Einkaufspreis und die Möglichkeit der Steuerungsprogrammierung mit einer kostenlos verfügbaren Software. Es ist dem Hersteller gelungen, eine SPS zu vermarkten, die in der Zugänglichkeit und Bedienung Micro-Prozessoren wie Arduino oder RaspberryPI ähnelt.

Bei der genannten Software handelt es sich um Codesys. Codesys ist eine integrierte Entwicklungsumgebung für speicherprogrammierbare Steuerungen nach dem IEC 61131-3. Diese Norm beschreibt unter anderem eine Vielzahl von text- oder grafikbasierten Programmiersprachen.

Der WAGO Compact Controller wird mit einer Spannung von 24V-DC betrieben. Es gilt daher die auf den Phasen L1 bis L3 anliegenden 230 V-AC mittels eines Transformators nutzbar zu machen. Das gewählte Modell ist ein Siemens LOGO! POWER 24V - 6EP3333-6SB00-0AY0 mit einem Nennausgangsstrom von 4 Ampere.

Ebenso gilt es die traktorseitig zur Verfügung stehende Bordspannung von 12V unter Verwendung eines Spannungswandlers auf die benötigten 24V umzuwandeln. Die Wahl zwischen den beiden Spannungsversorgungen ist über einen Wahlhebel zu treffen. Dies verhindert sowohl Beschädigungen am Transformator durch Stromrückläufe als auch Spannung an den ungenutzten Steckern, die bei einer direkten Parallelschaltung vorkommen könnte.

Der Elektromotor wird innerhalb dieser Steuerung nicht über einen Schütz geschaltet. Stattdessen wird ein Motorschutzschalter PKZM0-16 XTPR016BC1 des Herstellers EATON zur direkten Überlastsicherung des Motors verwendet. Zur Endabschaltung werden zwei Kapazitive Näherungssensoren des Herstellers EATON mit der Modellbeschreibung LSI-R18M-F5-LD verwendet. Einer dieser Sensoren ist in der folgenden Abbildung 22 zu erkennen.



*Abbildung 22: Kapazitiver Näherungssensor LSI-R18M-F5-LD [10]*

Die Sensoren geben das Signal „True“, sofern der Spaltkeilschlitten sich in dem Sensorbereich befindet.

Die Steuerung soll zwei Betriebsmodi ermöglichen, zwischen denen mittels eines Wahlschalters W1 gewechselt werden kann.

Betriebsmodus 1: Einrichten

-Bei Betätigung des Fußpedales S2 soll der Hydraulikkolben herunterfahren, solange die untere Endabschaltung S5 nicht betätigt wird, oder das Fußpedal losgelassen wird. Das Betätigen des Drucktasters S4 soll diese Bewegung negieren.

-Analog soll der Hydraulikkolben bei Betätigung des Drucktasters S3 herunterfahren.

-Der Drucktaster S4 soll, wenn betätigt, den Hydraulikkolben nach oben verfahren, solange die obere Endabschaltung S6, Fußpedal S2 oder Drucktaster S3 nicht betätigt werden.

-Das Verfahren des Hydraulikzylinders erfolgt über das Magnetventil. Die Beschaltung von R1 soll das Herabfahren des Zylinders hervorrufen und R2 dient zum Hochfahren des Zylinders.

Betriebsmodus 2: Automatik

-Solange Fußpedal S2 oder Drucktaster S3 betätigt werden soll der Hydraulikkolben herunterfahren. Bei Erreichen der unteren Endabschaltung S5 soll der Kolben stoppen. Das Loslassen von S2 oder S3 soll das Hochfahren des Zylinders auslösen.

-Mit Erreichen der oberen Endabschaltung S6 soll das Verfahren des Kolbens gestoppt werden.

Tabelle 10 stellt die den Sensoren und Aktuatoren zugeordneten Bezeichnungen nochmals dar.

*Tabelle 10: SPS-Variablen*

| Sensor/Aktuator           | Bezeichnung |
|---------------------------|-------------|
| Wahlschalter Betriebsmodi | W1          |
| Fußpedal (senken)         | S2          |
| Drucktaster (senken)      | S3          |
| Drucktaster (heben)       | S4          |
| Endabschaltung unten      | S5          |
| Endabschaltung oben       | S6          |
| Magnetventil (senken)     | R1          |
| Magnetventil (heben)      | R2          |

Es gilt zu erwähnen, dass mit der Wahl dieser Steuerungsform die Möglichkeit der CE-Zertifizierung entfällt. Diese schreibt nämlich die Verwendung einer Zweihandsteuerung zur Minimierung der Quetschgefahr vor. Aus Gründen der Ergonomie und mangels bisherigen Interesses einer Vermarktung dieses Produktes wurde diese Entscheidung jedoch bewusst getroffen.

Ohne vertiefend auf die Grundlagen der SPS-Programmierung einzugehen, wird im Folgenden auf das grobe Vorgehen bei der Programmierung einer SPS eingegangen.

Die IEC 61131-3 bestimmt vier zur Verfügung stehende Programmiersprachen. Die in diesem Fall verwendete Sprache ist der sogenannte Kontaktplan (KOP). Diese Sprache ist dem Stromlaufplan elektrischer Relais-Steuerungen nachempfunden. Integriert wurde diese Sprache in den IEC 61131 Standard, um den praktizierenden Steuerungstechnikern den Übergang in die SPS-Programmierung zu vereinfachen. Es handelt sich hierbei um eine rein graphische Form des Programmierens, welche unter Verwendung von Verbindungslinien, Kontakten und Spulen einfache, auf booleschen Variablen beruhende, logische Prozesse darstellen kann. Durch das Hinzufügen von Funktionsbausteinen werden weiterhin Möglichkeiten geschaffen, um beispielsweise zeitliche Prozesse zu steuern oder andere Variablenformen für Zählprozesse oder ähnliches zu verwenden.

Zu Beginn einer solchen Steuerung sind zunächst die in den Prozessen referenzierbaren und verwendeten Variablen zu deklarieren. Hierzu wird jeder Variablen der entsprechende Datentyp (BOOL, integer...), eine Adresse und ggfs. ein Startwert zugewiesen. Durch eventuelle Kommentare kann das Verständnis des Nutzers verbessert werden.

Die Adressen der Variablen sind die Schnittstelle der Software mit der Hardware der Steuerung. So hat jeder Ein- und Ausgang der Steuerung seine eigene Adresse. Unter Verwendung dieser Adressen

ist die Steuerung beispielsweise in der Lage zu erkennen, welcher Sensor betätigt wurde oder welcher Aktuator zu betätigen ist. Die Adressen sind der Dokumentation der zu programmierenden Steuerung zu entnehmen.

Eine bei der Entwicklung zu treffende Entscheidung ist es, ob die entsprechenden Ein- oder Ausgangssignale digital oder analog sind. Bei den in dieser Steuerung vorkommenden Signalen handelt es sich ausschließlich um digitale Signale, welche die beiden Booleschen Zustände TRUE und FALSE kennen. Dementsprechend werden sowohl alle Variablen mit dem Typ BOOL definiert als auch nur die digitalen Eingänge der SPS verwendet. Abbildung 23 zeigt den Deklarationsteil des Programms. Neben den bereits aufgeführten In- und Output Variablen werden zudem interne Variablen aufgeführt. Diese werden verwendet um Zwischenergebnisse der einzelnen Netzwerke zwischenspeichern, da es zu Fehlern führt, wenn mehrere Netzwerke die gleiche Ausgangsvariable aufweisen.

```
1  PROGRAM PLC_PRG
2  VAR
3      //Input
4      W1 AT %IX0.3: BOOL ; // Wahlhebel Automatik (0=Einrichten; 1= Automatik)
5
6      S2 AT %IX0.0: BOOL; //(Fusspedal; 1=runter)
7      S3 AT %IX0.1: BOOL; //(Schalter manuell runter)
8      S4 AT %IX0.2: BOOL; //(Schalter manuell hoch)
9
10     S5 AT %IX0.5: BOOL; //(Hoeenschalter unten)
11     S6 AT %IX0.4: BOOL; //(Hoeenschalter oben)
12     // Output
13     R1 AT %QX0.2: BOOL; //(Ventil runter)
14     R2 AT %QX0.0: BOOL; //(Ventil hoch)
15     //Systemvariablen
16     W3 : BOOL; //Übergangsvariable V1
17     W2 : BOOL; //Übergangsvariable V1
18     X1 : BOOL; //Übergangsvariable V2
19     X2 : BOOL; //Übergangsvariable V2
20     X3 : BOOL; //Übergangsvariable V2
21     X4 : BOOL; //Übergangsvariable V2
22
23 END_VAR
24
```

Abbildung 23: Variablendeklaration der SPS

Der zweite Abschnitt der Steuerung in KOP ist die Steuerung als solche mit allen Verbindungen, Kontakten und Spulen. In diesem Fall ist die Steuerung eine relativ simple. Es werden lediglich Kontakte und Spulen so wie deren Negationen verwendet. Dieser Teil ist in Abbildung 24 dargestellt.

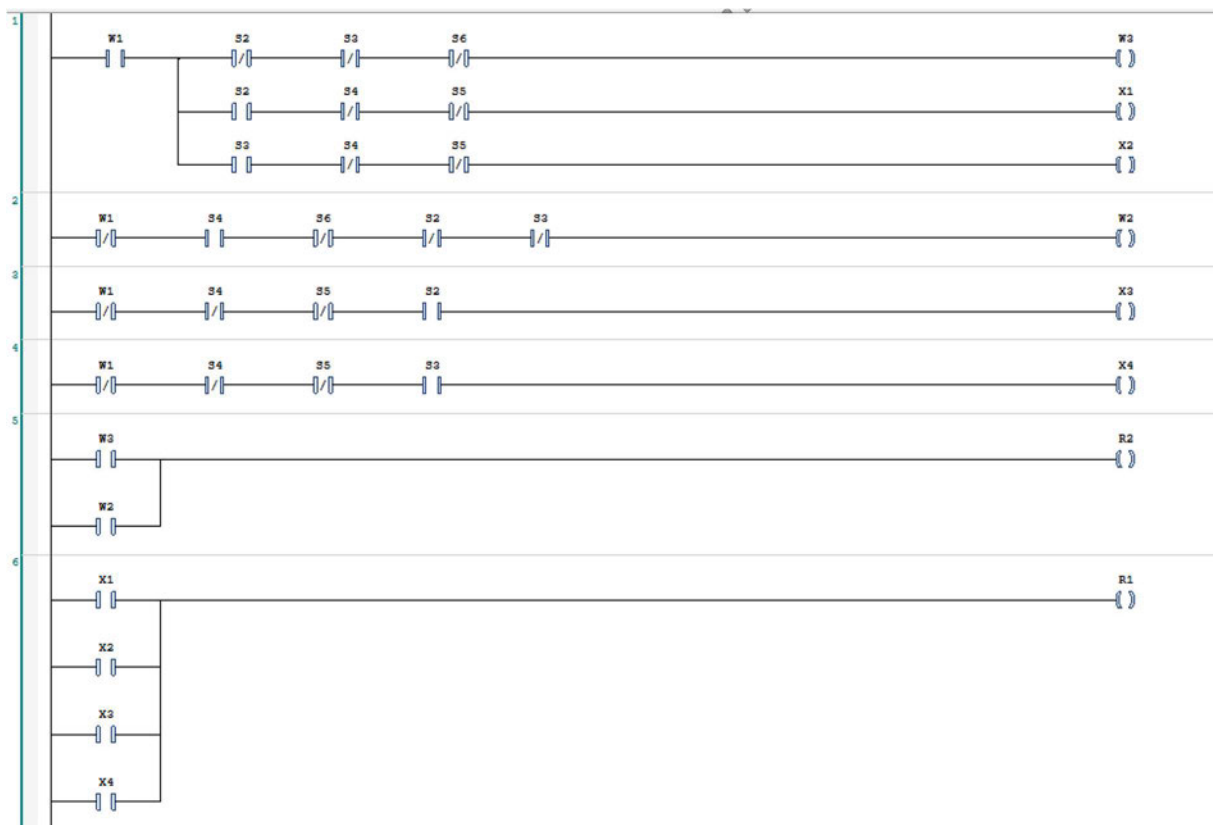


Abbildung 24: Steuerungsteil der SPS

Analog zur Darstellung eines Stromlaufplanes stellt die linksseitige, senkrechte Linie ein positives Spannungspotenzial dar. Das Potenzial auf der rechten Seite beträgt 0V. Bildlich gesprochen fließt der Strom von links nach rechts. Abhängig von den entlang der „Kabeln“ eingebauten Kontakten ermöglicht oder verhindert das Drücken der Knöpfe und das subsequente Ändern der Variablenwerte somit das Fließen des Stromes zu den Spulen am Ende des „Kabels“. Die Spulen sind wiederum die Relais, die innerhalb der Steuerung die Stromversorgung von Aktautoren, wie in diesem Fall, den Magnetventilen ermöglichen. Zum besseren Verständniss dient Abbildung 24 zur Erklärung der Symbole.

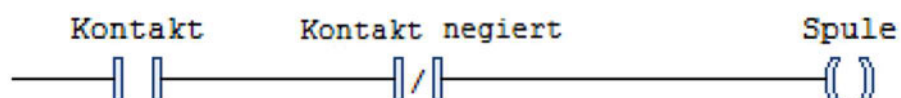


Abbildung 25: Erklärung der Schaltsymbole

Offensichtlich ist diese Form der Darstellung ungeeignet, um komplexere Steuerungen zu programmieren, da ein System mit dutzenden Sensoren digitaler und analoger Natur schnell unübersichtlich wird. Bezogen auf das vorliegende Projekt ist KOP jedoch aufgrund der Simplizität die meines Erachtens nach vorteilhafteste Sprache.

## 5 Fertigung

Die Fertigung erfolgt in der bereits in Kapitel 1.1. erwähnten Firma. Der vorhandene Maschinenpark wurde großzügigerweise zur Verfügung gestellt. Verwendung fanden die Laserschneidanlage, eine Portalfräse, eine Radialbohrmaschine, eine 1200t Tiefziehpresse, eine Kantbank sowie selbstverständlich auch Schweißgeräte und diverse Handwerkzeuge.

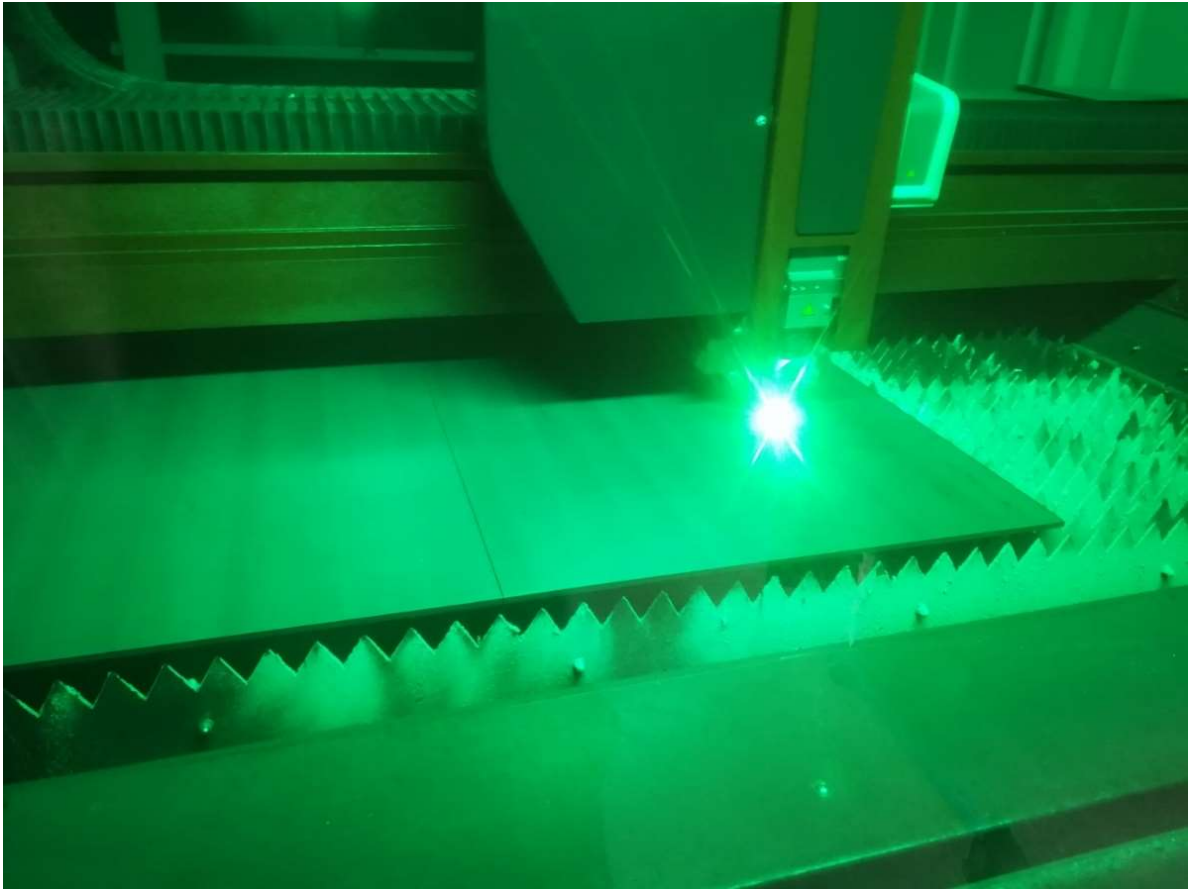
### 5.1 Zuschnitt

Der Zuschnitt erfolgte wie bereits angedeutet mit einer CO<sub>2</sub>-Faserlaser-Schneidanlage aus dem Hause BYSTRONIC. Als neueste Maschine im Bestand von UMFÖRMTECHNIK STADE besitzt diese ein hochmodernes Software-Paket. Sie ist zusätzlich in der Lage Stahl bis zu einer Stärke von 30mm verlässlich zu schneiden.

Alle für den Zuschnitt notwendigen Dateien können direkt aus dem CAD-Programm als DXF-Datei exportiert werden. Die Software der Laseranlage erstellt zu diesen Dateien automatisch Schnittpläne, welche entsprechend den Nutzerwünschen angepasst werden können. Zu beachtende Aspekte sind hierbei beispielsweise die Verlegung von Anschnittspunkten an nicht funktionale Kanten, da der eventuell entstehende Grat an einer Anschlagsfläche bei späteren Produktionsschritten zu Problemen führen kann. Auch ist beispielsweise die Drehrichtung der Zuschnitte bei Kantteilen zu beachten, da eine entsprechende Variation aufgrund der aus dem Walzvorgang entstandenen anisotropen Eigenschaften des Materials zu Winkelungenauigkeiten bei Serienfertigungen führt.

In Abhängigkeit der Werkstoffwahl und Materialstärke wählt die Software die Schneidparameter aus. Diese sind beispielsweise die Laserleistung, die Schnittgeschwindigkeit, die Art und Menge des Schneidgases sowie die Position des Fokuspunktes.

Die folgende Abbildung 26 zeigt den Zuschnitt der Einzelteile für die Fertigung der Stützkonstruktion. Die Materialstärke dieser Teile beträgt 8mm.



*Abbildung 26: Zuschnitt der Stützkonstruktion*

## 5.2 Kanten

Die Anzahl der zu kantenden Teile ist in diesem Projekt recht beschränkt. Die wenigen benötigten Teile wurden jedoch unter Verwendung einer CNC-gesteuerten 400-Tonnen Abkantbank durchgeführt. Beispielhaft stellt Abbildung 27 das Kanten der Schwenkzapfenblende dar.



*Abbildung 27: Kanten der Schwenkzapfenblende*

### 5.3 Verschweißen

Die anfallenden Schweißarbeiten bilden offensichtlich den Hauptteil der zu verrichtenden Arbeiten. Aufgrund der an die Qualität des Projekts gestellten Ansprüche wurden alle Schweißnähte durch einen gelernten Schweißer gefertigt. Bedingt durch die Vielzahl an Schweißnähten mit teils hohen Materialstärken ist Schweißverzug trotz sorgfältig überlegter Schweißreihenfolge nicht ausgeblieben. Die während der Arbeiten gesammelten Erfahrungen würden jedoch sicherlich zu Minimierung des Schweißverzuges bei einer erneuten Fertigung des Produktes beitragen. Dies geschähe durch Vorspannen und dem Ändern der Schweißreihenfolge sowie auch der Änderung einiger Bestandteile der Konstruktion.

Im Folgenden sollen einige Zwischenschritte der Schweißarbeiten durch Bilder dargestellt werden.

Die Folgende Abbildung 34 zeigt das Verschweißen der Führungsschiene an das bereits fertiggestellte Hohlprofil zu Formung des Grundgerüsts. Zu erkennen ist die Vielzahl an Schweißpunkten, die in Verbindung mit der Schweißreihenfolge den Schweißverzug minimieren sollen.



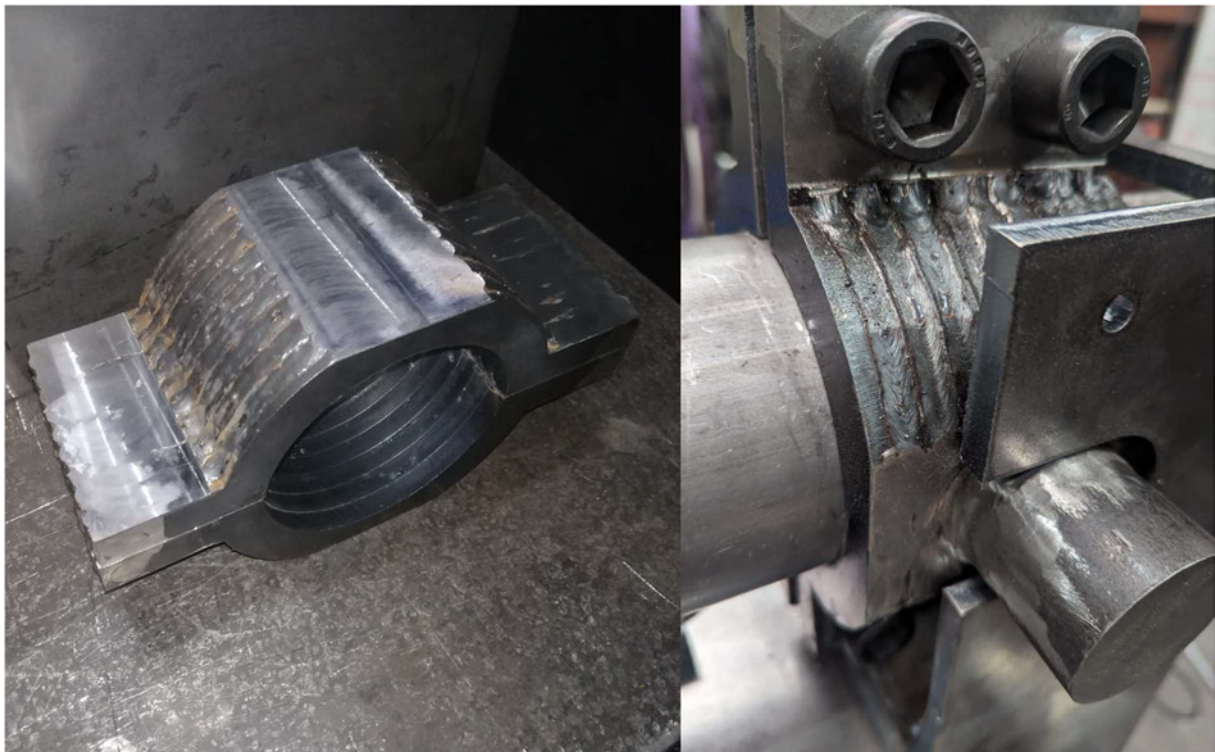
Abbildung 28: Verschweißen des Grundgerüsts

Nach der Fertigung des Grundgerüsts ist die Zylinderaufnahme zu fertigen. Diesen Vorgang stellt Abbildung 29 dar. Zur Minimierung des aus dem Schweißverzug resultierenden Parallelitätsfehlers der beiden Hälften wird unter Verwendung von Distanzblechen eine dem Verzug entgegengesetzte Vorspannung bzw. Verformung aufgebracht. Zur Ausrichtung der beiden Elemente wird zudem eine Welle mit den Maßen des Schwenkzapfens eingepasst, sodass der Hydraulikzylinder im fertigen Zustand parallel zum Grundgerüst montiert werden kann.



*Abbildung 29: Fertigung der Zylinderaufnahme*

Wie in Kapitel 4.5.1 bereits geschildert werden die beiden Schwenkzapfenhälften durch das Fügen mehrerer 10mm starker Elemente gefertigt. Grund für diese Entscheidung ist der Verzicht auf aufwändige Zerspanungsarbeiten. Die bereits gefügten und daraufhin plangefrästen Elemente sind auf der linken Hälfte der Abbildung 30 zu erkennen. Der rechte Teil der Abbildung stellt den bereits fertiggestellten Schwenkzapfen mitsamt angeschweißten Wellen und den dazugehörigen Verschraubungen dar. Selbstverständlich wurden alle Einzelteile mehr als ausreichend angefast, um die Festigkeit des Bauteils zu gewährleisten.



*Abbildung 30: Fertigung des Schwenkzapfens*

Die vorherig erwähnten Wellen zur Ausrichtung der einzelnen Komponenten sind auf der linken Abbildungshälfte durch angeschliffenen Teilflächen auf der Stirnseite des Schwenkzapfens zu erkennen.

In Kapitel 4.5.1 wurde zudem auch auf die Konstruktion der Grundplatte eingegangen. Die folgende Abbildung 31 zeigt die Unterseite der fertigen Grundplatte, welche bereits an das Grundgerüst und die Dreipunktaufnahme angeschweißt wurde. Auf dem Bild ist zudem ersichtlich, dass aufgrund des hohen Energieeintrages durch das Schweißen leichte Verzüge in der Grundplatte entstanden sind. Glücklicherweise führen diese jedoch nicht zu einem instabilen Stand des Spalters. Auf einen aufwendigen Richtprozess kann daher verzichtet werden.



*Abbildung 31: Fertigung der Grundplatte*

Der fertig verschweißte Spaltkeil ist in Abbildung 32 zu erkennen. Aufgrund der Konstruktion kam es erwartungsgemäß zu Schweißverzug. Dieser führte zu einer Biegung der Rückplatte. Da es aus funktionaler Sicht notwendig ist, dass diese Platte gerade ist, wurde das Bauteil durch die Verwendung einer Tiefziehpresse gerichtet. Die gerichtete Rückseite ist auf diesem Bild bereits zu erkennen.



Abbildung 32: Fertig verschweißter Spaltkeil

Abbildung 33 zeigt den Spalter nach Beendigung aller Schweißarbeiten. Der Antriebsmotor und die Pumpen sind bereits montiert



*Abbildung 33: Holzspalter nach Beendigung aller Schweißarbeiten*

#### 5.4 Montage

Die Montage aller Einzelkomponenten des Holzspalters erfolgt nach Beschaffung aller Hydraulikkomponenten. Alle Komponenten wurden nach dem hydraulischen Schaltbild in Kapitel 4.3 durch Schläuche verbunden. Eine Herausforderung hierbei ist die Vielzahl an verschieden Gewindeformen innerhalb der Hydraulik. Insbesondere die Parallelschaltung zweier Pumpen verschiedener Bauformen, mit zusätzlichem Einbau von zwei Rückschlagventilen, führt zu einer Aneinanderreihung unterschiedlicher Reduzierstücke. Abbildung 34 stellt dies dar.



Abbildung 34: Parallelschaltung der Hydraulikpumpen

Der Steuerblock des Holzspalters ist in der folgenden Abbildung 35 zu erkennen. Abbildung 37 stellt die Schnittstellen des Öltanks dar.

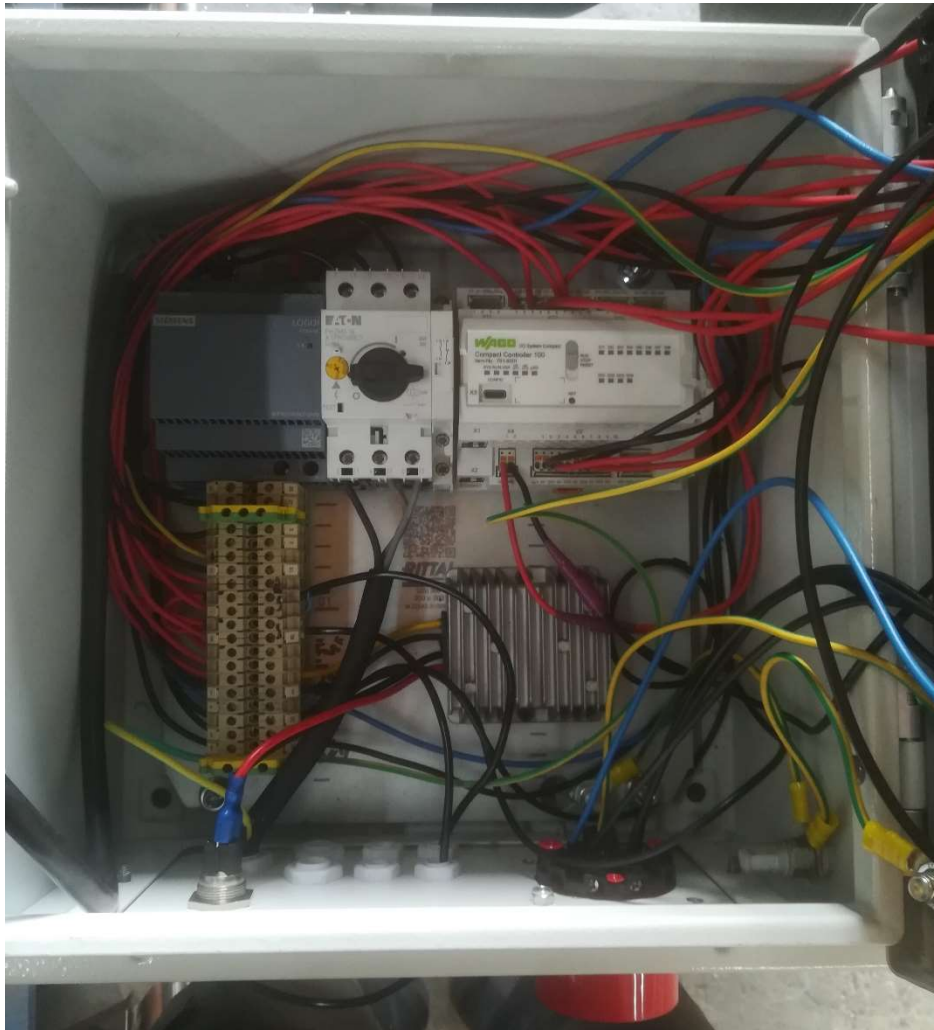


*Abbildung 35: Steuerblock*



*Abbildung 36: Anschluss Saugleitung und Ölablassschraube*

Die Größe bzw. das Layout des Schaltschranks ist dem Umfang der Komponenten nicht angemessen gewählt. Entsprechend ist kein Platz für den Einbau von Kabelkanälen. Das Resultat dieses Fehlers ist in Abbildung 37 zu erkennen.



*Abbildung 37: Innenleben des Schaltkastens*

Mit der Montage des Schaltkastens und der Befüllung des Öltanks ist der Holzspalter einsatzbereit. Abbildung 38 zeigt den fertig montierten Holzspalter. Die Lackierarbeiten werden erst nach einer Probelaufphase durchgeführt, sodass eventuelle Änderungen und Verbesserungen weiterhin möglich sind.



Abbildung 38: Fertig montierter Holzspalter

## 6 Produkteinsatz

### 6.1 Bedienelemente

In diesem Kapitel soll kurz auf die für den Nutzer relevanten Bedienelemente eingegangen werden.

Abbildung 39 zeigt den Schaltschrank beziehungsweise die Bedienelemente des Holzspalters.



Abbildung 39: Bedienelemente Schaltschrank

Der Schaltschrank dient zur Bedienung und Einrichtung der Maschine. Neben dem Schaltschrank existiert zudem ein Fußpedal. Tabelle 11 ordnet allen Elementen des Schaltkastens entsprechend der Nummerierung in Abbildung 39 eine Funktion zu.

Tabelle 11: Zuordnung Bedienelemente

| Lauf Nummer | Beschreibung                                 |
|-------------|----------------------------------------------|
| 1           | Wahlhebel Steuerspannung Traktor/Netzbetrieb |
| 2           | Wahlhebel Einrichten/Automatik               |
| 3           | Taster manuell hoch                          |
| 4           | Taster manuell runter                        |
| 5           | Taster (rastend) Beleuchtung                 |
| 6           | Hauptschalter Elektromotor                   |
| 7           | Notaus                                       |
| 8           | Betriebsstundenzähler                        |

Zu erwähnen ist die in Kapitel 4.6 nicht erwähnte Ergänzung der Beleuchtung. Diese wurde dort nicht erwähnt, da die Beleuchtung nicht über die SPS geschaltet wird. Stattdessen ist diese hartverdrahtet.

## 6.2 Bedienungsanleitung

### 6.2.1 Aufstellung und Montage

Die Aufstellung und Montage dürfen ausschließlich unter Aufsicht einer eingewiesenen Person durchgeführt werden.

Die Maschine darf ausschließlich auf ebenen und festen Untergrund aufgestellt werden. Alternativ ist die Maschine fest mit der Dreipunkthydraulik eines geeigneten Traktors zu verbinden. Zum Spalten von kürzeren Holzstücken ist der Spalttisch auf die Grundplatte aufzusetzen und zu verschrauben. Der Hydraulikzylinder ist mit Lösen des Schwenkzapfens auf die maximale Höhe zu bringen und anschließend durch Verschrauben des Schwenkzapfens zu arretieren. Die Endschalter des Hydraulikzylinders sind entsprechend der vorhandenen Scheitlängen einzustellen. Der untere Endschalter muss zwingend so eingestellt werden, dass der Spaltkeil den Spalttisch nicht berührt.

### 6.2.2 Betrieb

Der Holzspalter sieht zwei Antriebsformen vor. Bei elektrischem Antrieb ist der Wahlhebel der Steuerspannung auf „Netzbetrieb“ zu stellen. Nach Einstecken des Netzsteckers ist der Spalter betriebsbereit. Alternativ ist beim Antrieb des Spalters über einen Traktor der Wahlhebel der Steuerspannung auf „Traktorbetrieb“ zu stellen. Nach Einstecken des 2-Poligen 12V Steckers in die Bordsteckdose des Traktors liegt die Steuerspannung an. Das Einschalten der Zapfwelle treibt die Hydraulikpumpe an.

Durch das Schalten des Betriebsmodiwahlschalters lassen sich nun im Einrichtmodus die Endschalter einrichten. Durch wahlweises Betätigen des Fußpedales S2 oder des Tasters S3 fährt der Hydraulikzylinder aus. Durch Betätigen des Tasters S4 fährt der Hydraulikzylinder ein.

Im Automatikmodus fährt der Hydraulikzylinder bis Erreichen des Endschalters automatisch ein. Durch wahlweises Betätigen des Fußpedales S2 oder des Tasters S3 fährt der Hydraulikzylinder aus, bis der untere Endschalter erreicht wird. Das Loslassen des Fußpedales oder des Tasters S3 führt zum Einfahren des Zylinders.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel der vorliegenden Bachelorarbeit war die Konstruktion eines SPS-gesteuerten hydraulischen Holzspalters, der die Brennholzaufbereitung vereinfacht.

Die Konstruktion wurde unter Anwendung der Methodiken aus der VDI-Richtlinie 2221 entwickelt. Zunächst wurden die Anforderungen an die Vorrichtung in einer Anforderungsliste festgehalten. Durch Abstraktion konnte eine Funktionsstruktur ermittelt werden, welche als Grundlage zur Lösungsfindung diente. Lösungen wurden mithilfe des morphologischen Kasten gesammelt und anschließend ausgewählt. Ein Teil der in der Anforderungsliste aufgeführten Wünsche konnte nicht erfüllt werden. Beispielsweise ist eine CE-Zertifizierung des Holzspalters aufgrund der gewählten Bedienung nicht möglich.

Die Anwendung der VDI-Richtlinie war sehr hilfreich bei der Gestaltung des Gesamtsystems, jedoch wurde sie durch viele im Vorwege definierte Teillösungen eingeschränkt. Glücklicherweise ist die VDI-2221 mit diesem Bewusstsein gestaltet worden und ermöglicht eine freie Anpassung der Methoden an den Produktentwicklungsprozess.

Das Gliedern des Holzspalters in mehrere Module vereinfachte die Auslegung und Gestaltung der einzelnen Komponenten. Zentrale Komponenten wurden entsprechend durch Berechnungen ausgelegt. Andere Komponenten wurden anhand der verfügbaren Materialien gestaltet. Der Testlauf der Maschine belegt die richtige Gestaltung aller Komponenten.

Die Fertigung und Montage aller Komponenten waren erfolgreich, jedoch sind einige Erkenntnisse zur Vereinfachung der Fertigung gewonnen worden. Insbesondere eine stärkere Berücksichtigung des Schweißverzuges bei der Konstruktion einiger Komponenten würde Arbeitsschritte einsparen und zu besseren Ergebnissen führen. Auch die Anordnung der Steuerungskomponenten ist überarbeitungswürdig.

Alle Pflicht-Anforderungen wurden erfüllt. Wünsche wie eine CE-Zertifizierung oder die Montage eines Spaltkreuzes sind offengeblieben. Ein Spaltkreuz wird jedoch nachträglich noch hinzugefügt werden.

In Zusammenarbeit mit meinem Arbeitgeber wird die Serienfertigung des Holzspalters in Betracht gezogen. Hierbei sind vorrangig Möglichkeiten der Material- und Kosteneinsparung auszuschöpfen. Diese waren bisher nicht primärer Bestandteil der Konstruktion. Eine entsprechende Auflistung der Fertigungs- und Materialkosten wurde daher nicht angefertigt. Viele Komponenten ließen sich zur Kosteneinsparung deutlich umgestalten. Auch die Steuerung würde ohne eine SPS gestaltet werden. Weiterhin wäre neben andern sicherheitsrelevanten Funktionen die Steuerung so zu gestalten, dass eine CE-Zertifizierung möglich ist.

Das in der Einleitung erwähnte Ziel, Kompetenzen auf dem Gebiet der SPS-Programmierung und der Gestaltung von Hydraulikaggregaten zu gewinnen, wurde meines Erachtens nach erfüllt. Die Hürden eine Masterarbeit auf diesem Gebiet zu Schreiben wurden durch dieses Projekt genommen.

## Literaturverzeichnis

- [1] DWEMA: *Online-Shop*. URL: <https://shop.dwema.de/Elektromotor-Drehstrom-55kW-S6-1500-min-Welle-28mm-112M-B35FussFlansch> (Zugriff: 25.07.2023)
- [2] Hydraulikmeister: *Online-Shop*. URL: <https://www.hydraulikmeister.de/Zapfwellengetriebe-mit-Stummel-und-25ccm-Pumpe> (Zugriff: 27.07.2023)
- [3] HANSA-FLEX: *Online-Shop*. URL: [https://shop.hansa-flex.de/de\\_DE/hydraulikkomponenten/pumpen/zahnradpumpen/gruppe-2/hk-cbtf-310-f1z-0a/p/HKCBTF310F1Z0A](https://shop.hansa-flex.de/de_DE/hydraulikkomponenten/pumpen/zahnradpumpen/gruppe-2/hk-cbtf-310-f1z-0a/p/HKCBTF310F1Z0A) (Zugriff: 27.07.2023)
- [4] Maschinebau-Wissen: *Eulersche Knickfälle*. URL: <https://www.maschinenbau-wissen.de/skript3/mechanik/festigkeitslehre/134-knicken-euler> (Zugriff: 20.07.2023)
- [5] FK-Soehnchen: *Online-Shop*. URL: [https://www.fk-soehnchen.de/hydraulik/holzspalter/Differenz-Eilgangventil-A-VRSP01-CC-34-L-160l-350bar-Differenz-Eilgangventil-A-VRSP01-CC-34-L-160l-350bar.html?gclid=Cj0KCQjw27mhBhC9ARIsAIFsETHDPGMrlLYakSMzDi0MEKVEcWKZvI2R\\_7iNdTFrCcIjaWZtH2ArZGwaAq3VEA](https://www.fk-soehnchen.de/hydraulik/holzspalter/Differenz-Eilgangventil-A-VRSP01-CC-34-L-160l-350bar-Differenz-Eilgangventil-A-VRSP01-CC-34-L-160l-350bar.html?gclid=Cj0KCQjw27mhBhC9ARIsAIFsETHDPGMrlLYakSMzDi0MEKVEcWKZvI2R_7iNdTFrCcIjaWZtH2ArZGwaAq3VEA) (Zugriff: 27.07.2023)
- [6] HANSA-FLEX: *Online-Shop*. URL: [https://shop.hansa-flex.de/de\\_DE/hydraulikkomponenten/ventile/anschlussgrundplatten-f%C3%BCr-wegeventile-cetop/anschlussgrundplatten-ng-06/hk-es3-b38-x3-f/p/HKES3B38X3F](https://shop.hansa-flex.de/de_DE/hydraulikkomponenten/ventile/anschlussgrundplatten-f%C3%BCr-wegeventile-cetop/anschlussgrundplatten-ng-06/hk-es3-b38-x3-f/p/HKES3B38X3F) (Zugriff: 27.07.2023)
- [7] HANSA-FLEX: *Online-Shop*. URL: [https://shop.hansa-flex.de/de\\_DE/hydraulikkomponenten/ventile/wegeventile-cetop/magnetwegeventile-ng6-typ-41/hk-41-3203-0302-c1-q/p/HK4132030302C1Q](https://shop.hansa-flex.de/de_DE/hydraulikkomponenten/ventile/wegeventile-cetop/magnetwegeventile-ng6-typ-41/hk-41-3203-0302-c1-q/p/HK4132030302C1Q) (Zugriff: 28.07.2023)
- [8] Holzmann/Meyer/Schumpich: *Technische Mechanik Festigkeitslehre; 11. Auflage*. Berlin: Springer Vieweg, 2014. ISBN 978-3-6580-6040-4
- [9] Scribd: KAT 1-3 Maße. URL: <https://de.scribd.com/document/372441708/KAT-1-3-Ma%C3%9Fe> (Zugriff: 11.07.2023)
- [10] Klöckner-Möller: *Sensor-Katalog*. URL: [https://www.klocknermoeller.com/limit-switches/pdf/g05002\\_ah1300-040\\_ls-titan\\_gb.pdf](https://www.klocknermoeller.com/limit-switches/pdf/g05002_ah1300-040_ls-titan_gb.pdf) (Zugriff: 29.07.2023)