



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN  
Vienna | Austria



## Diplomarbeit

# Parametrisierung des Verstellmechanismus für den ebenen Leitapparat

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs (Dipl.-Ing.) eingereicht an der TU Wien, Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften,

von

**Christoph STIERBERGER, BSc.**

████████████████████

██

unter der Leitung von

Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Georg Kartnig

Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung, E307

und

Dipl.-Ing. Dr. techn. Klaus Decker

Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung, E307

Dipl.-Ing. Markus Pruscha

Andritz Hydro GmbH

Wien, August 2020

---

Christoph, Stierberger

Ich nehme zur Kenntnis, dass ich zur Drucklegung dieser Arbeit nur mit Bewilligung der  
Prüfungskommission berechtigt bin.

### *Eidesstattliche Erklärung*

Ich erkläre an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen von mir selbstständig erstellt wurde. Alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, sind in dieser Arbeit genannt und aufgelistet. Die aus den Quellen wörtlich entnommenen Stellen, sind als solche kenntlich gemacht.

Das Thema dieser Arbeit wurde von mir bisher weder im In- noch Ausland einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt. Diese Arbeit stimmt mit der von den Begutachterinnen/Begutachtern beurteilten Arbeit überein.

---

Wien, am 05.08.2020

*Stadt und Datum*

---

*Unterschrift*

Aus Gründen der Lesbarkeit wird bei Personenbezeichnungen die männliche Form gewählt, es ist jedoch immer die weibliche Form mitgemeint.

# Danksagung

Die vorliegende Diplomarbeit wäre in dieser Form nicht denkbar gewesen, wenn mir nicht einige Menschen mit Rat und Tat beigestanden hätten.

Ich bedanke mich bei meiner Familie für ihre Unterstützung und Aufmunterung während meiner Studienzeit in Wien. Insbesondere bei meinen Eltern, welche mir meine Ausbildung überhaupt erst ermöglicht haben.

Herzlich bedanken möchte ich mich bei meinen Diplomarbeitbetreuern, Herrn Dipl.-Ing. Markus Pruscha und Herrn Dipl.-Ing. Niklas Matthias Leitner der ANDRITZ HYDRO GmbH in Linz, für deren stetige Betreuung und fachliche Anregungen während meiner Zeit als Diplomand, sowie allen weiteren Kollegen der Abteilung EM in Linz die mich in meiner Arbeit unterstützt haben.

Im Besonderen bedanke ich mich bei Herrn Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Georg Kartnig und Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Klaus Decker vom Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung der Technischen Universität Wien für die bereitwillige Betreuung meiner Diplomarbeit.

Des Weiteren gilt mein Dank Herrn Karl Oberhumer von Siemens Industry Software GmbH für seine raschen Hilfestellungen bei meinen Fragen zu *HEEDS*.

Abschließend bedanke ich mich bei meinen Studienkollegen, die mit mir den Weg durch das Studium bestritten haben.

## Kurzfassung

Nicht selten kommt es im Anlagenbau vor, dass Fehler in der Bauteilauslegung erst während der Montage auf der Baustelle entdeckt werden. Diese Fehler, z.B. Kollisionen mit anderen Bauteilen, müssen in diesem späten Stadium des Projektes rasch und unter Umständen sehr kostspielig beseitigt werden.

Kernthema dieser Diplomarbeit war es, ein Parametriktool zu entwickeln, welches eine gute Voraussetzung für die Kinematik des Leitapparates bei Wasserkraftwerken ermöglicht sowie die dazugehörigen Hydraulikzylinder und Sicherheitselemente in der Anfangsphase eines Projektes liefert. Dafür wurden alle benötigten Parameter mit analytischen Funktionen berechnet. Unter der Zuhilfenahme eines Design of Experiments wurde eine Funktion entwickelt, welche anhand einer Bauteilgeometrie und vorgegebener Belastung eine Kerbspannung liefert. Weiterführend werden über eine definierte Schnittstelle alle Parameter in ein CAD-System implementiert.

Mit dieser Arbeitskette sollen die Fehlerhäufigkeit und die Durchlaufzeit gesenkt werden, um somit direkt zu einer Förderung der Wirtschaftlichkeit und der Konkurrenzfähigkeit des Unternehmens beizutragen.

# Abstract

It is not uncommon in plant engineering that errors in component design are only discovered during assembly on the construction site. These errors, e.g. collisions with other components, must be eliminated quickly and possibly very costly at this late stage of the project.

The core topic of this master thesis was to develop a parametric tool allowing a good preliminary design of the guide vane mechanism for hydroelectric power plants and provides the hydraulic cylinders and safety elements in the initial phase of a project. For this purpose, all required parameters were calculated with analytical functions. With the help of a Design of Experiment a function was developed, which delivers a notch stress based on a component geometry and a given load. Further on all parameters are implemented into a CAD system via a defined interface.

The aim of this work chain is to reduce the error frequency and throughput time in order to contribute directly to promoting the profitability and competitiveness of the company.

## Symbolliste

$A_{\text{profil}}$	Maximale Querschnittsfläche des Leitschaufelblattes	[mm <sup>2</sup> ]
$A$	Querschnittsfläche der hydraulikzylinderstange	[mm <sup>2</sup> ]
$B_0$	Höhe des Leitschaufelblattes	[mm]
$D_2$	Austrittsdurchmesser am Laufrad	[mm]
$D_a$	Außendurchmesser Hydraulikzylinder	[mm]
$D_{\text{pc}}$	Kolbendurchmesser Hydraulikzylinder	[mm]
$D_{\text{pr}}$	Kolbenstangendurchmesser Hydraulikzylinder	[mm]
$D_{\text{reg}}$	Bolzenkreisdurchmesser am Regelring	[mm]
$D_z$	Leitschaufelstiel Teilkreisdurchmesser	[mm]
$E$	Elastizitätsmodul	[MPa]
$F_{\text{link}}$	durch das Leitschaufelmoment auf den Lenker übertragene Kraft	[kN]
$F_{\text{rbact}}$	wirkende Hydraulikzylinderkraft pro Regelringbolzen	[kN]
$F_{\text{reg}}$	durch den Hebel auf die Leitschaufel eingeleitete Kraft	[kN]
$F_{\text{servo}}$	wirkende Hydraulikzylinderkraft	[kN]
$F_{\text{stat}}$	Kraft auf das Leitschaufelblatt infolge der statischen Höhe	[kN]
$H$	Fallhöhe	[m]
$H_{\text{dyn}}$	dynamische Fallhöhe	[m]
$H_{\text{lever}}$	Länge des Hebels	[mm]
$H_{\text{stat}}$	statische Fallhöhe	[m]
$I_{\text{min}}$	minimales Flächenträgheitsmoment des Leitschaufelblattes bezogen auf die Rotationsachse der Leitschaufel	[mm <sup>4</sup> ]
$J$	polares Flächenträgheitsmoment der Hydraulikzylinderstange	[mm <sup>4</sup> ]
$L_{\text{BA}}$	Länge Lager A	[mm]
$L_{\text{BB}}$	Länge Lager B	[mm]
$L_{\text{BC}}$	Länge Lager C	[mm]
$L_{\text{K}}$	Länge der Kolbenstange in mittlerer Position	[mm]
$L_{\text{rod}}$	Länge des Biegelebkens	[mm]
$M_{\text{close}}$	Leitschaufelmoment in „Geschlossen“ Stellung bezogen auf die Rotationsachse der Leitschaufel	[Nm]

<b>Q</b>	Volumenstrom durch das Laufrad	[m <sup>3</sup> /s]
<b>R<sub>1</sub></b>	Abstand Leitschaufeldrehpunkt zu Leitschaufelnase	[mm]
<b>R<sub>2</sub></b>	Abstand Leitschaufeldrehpunkt zu Leitschaufelschwanz	[mm]
<b>R<sub>servo</sub></b>	Radius von Turbinenwellenachse zu Hydraulikzylinderauge am Regelring	[mm]
<b>S<sub>buckling</sub></b>	Sicherheitsfaktor gegen Knickung der Kolbenstange	[-]
<b>S<sub>ELC</sub></b>	Sicherheitsfaktor für den Lastfall ELC	[-]
<b>S<sub>NLC</sub></b>	Sicherheitsfaktor für den Lastfall NLC	[-]
<b>S<sub>prestress</sub></b>	Faktor für die Vorspannung der Leitschaufeln in „Geschlossen“ Stellung	[-]
<b>S<sub>servo,fric</sub></b>	Verlustfaktor für die Hydraulikzylinderkraft infolge innerer Reibung	[%]
<b>T<sub>fric</sub></b>	gesamtes Lagerreibungsmoment	[Nm]
<b>d<sub>wgi</sub></b>	Durchmesser i an der Position i der Leitschaufel	[mm]
<b>g</b>	Erdbeschleunigung	[m/s <sup>2</sup> ]
<b>i<sub>min</sub></b>	Trägheitsradius der Hydraulikzylinderstange	[mm]
<b>l<sub>wi</sub></b>	Position i an der Leitschaufel	[mm]
<b>l<sub>k</sub></b>	Knicklänge der Hydraulikzylinderstange	[mm]
<b>n</b>	Drehzahl des Laufrades	[min <sup>-1</sup> ]
<b>n<sub>q</sub></b>	spezifische Drehzahl des Laufrades	[min <sup>-1</sup> ]
<b>p<sub>bearing</sub></b>	maximal zulässige Lagerpressung	[MPa]
<b>p<sub>max</sub></b>	maximaler Hydraulikzylinderdruck	[bar]
<b>p<sub>min</sub></b>	minimaler Hydraulikzylinderdruck	[bar]
<b>q<sub>0</sub></b>	Streckenlast auf das Leitschaufelblatt	[MPa]
<b>t<sub>max</sub></b>	maximale Dicke des Leitschaufelblattes	[mm]
<b>z<sub>0</sub></b>	Anzahl der Leitschaufeln	[-]
<b>z<sub>s</sub></b>	Anzahl der Hydraulikzylindern	[-]
<b>α<sub>max</sub></b>	maximaler Öffnungswinkel der Leitschaufel	[deg]
<b>β</b>	Winkel zwischen Hebelachse und Biegeelenkerachse	[deg]



---

$\gamma_{h0}$	Winkel zwischen der Hebelachse und der Radialen durch den Leitschaufelstiel in „Geschlossen“ Stellung	[deg]
$\mu$	Reibungskoeffizient für die Materialpaarung „Compound - Steel“	[-]
$\mu_{steel}$	Reibungskoeffizient für die Materialpaarung „Steel - Steel“	[-]
$\rho$	Dichte des Wassers	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_{uts}$	Zugfestigkeit	[MPa]
$\sigma_{ys}$	Streckgrenze	[MPa]
$\tau_{uts}$	Scherfestigkeit	[MPa]

## Nomenklatur

<b>Abaqus</b>	verwendetes CAE-System für die Finite Elemente Rechnungen
<b>AH</b>	Andritz Hydro GmbH
<b>BL</b>	Biegeelenker
<b>CAE</b>	Computer-Aided Engineering
<b>cl</b>	Vorgang „Schließen“
<b>DoE</b>	Design of Experiments
<b>ELC</b>	Exceptional Load Case
<b>GV</b>	Leitschaufel
<b>KoRiLi</b>	Konstruktionsrichtlinie
<b>lever</b>	Hebel
<b>max</b>	maximaler Wert der Größe
<b>NLC</b>	Normal Load Case
<b>NX12</b>	verwendetes CAx-System von Siemens
<b>op</b>	Vorgang „Öffnen“
<b>PaCS</b>	Parametric Calculation Sheet - Bezeichnung des Optimierungstools
<b>RMS-Verfahren</b>	Root-Mean-Square Verfahren
<b>servo</b>	Formelbezeichnung für Hydraulikzylinder
<b>ÜM-Verfahren</b>	Übertragungsmatrizen Verfahren

## Inhaltsverzeichnis

<b>Danksagung</b>	<b>I</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>II</b>
<b>Abstract</b>	<b>III</b>
<b>Symbolliste</b>	<b>IV</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>VII</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Problemstellung . . . . .	3
1.2 Zielsetzung . . . . .	4
1.3 Forschungsfragen . . . . .	5
<b>2 Grundlagenteil</b>	<b>6</b>
2.1 Theoretischer Hintergrund zur Berechnung . . . . .	9
2.2 Vorauslegung der Kinematik . . . . .	11
<b>3 Berechnung der einzelnen Komponenten</b>	<b>12</b>
3.1 Berechnung der Auflagerkräfte und Reibmomente . . . . .	12
3.2 Berechnung der notwendigen Hydraulikzylinderkraft . . . . .	15
3.3 Auslegung der minimal benötigten Arbeit des Hydraulikzylinders . . . . .	17
3.3.1 Berücksichtigung der Kolbenstangenschiefstellung . . . . .	19
3.3.2 Knickung des Hydraulikzylinders . . . . .	24
3.4 Auslegung des Biegeelenkers . . . . .	25
3.5 Auslegung des Hebels . . . . .	27
3.5.1 Bauform mit Biegeelenker . . . . .	27
3.5.2 Bauform ohne Biegeelenker . . . . .	29
3.6 Auslegung des Scherbolzens . . . . .	31
<b>4 Optimierungsprozess</b>	<b>32</b>
4.1 Vergleich der bisherigen Ausführungen und Optimierung . . . . .	33
4.2 Optimierung der Kinematik mit HEEDS . . . . .	34
4.3 Entwicklung analytischer Funktion . . . . .	37
4.4 Optimierung des Biegeelenkers mit HEEDS . . . . .	41
<b>5 Design of Experiments (DoE)</b>	<b>42</b>
5.1 Vorbereitung der Studie . . . . .	42
5.1.1 Skizze des Biegeelenkers in Abaqus . . . . .	45
5.2 Abaqus Modell . . . . .	46
5.3 Durchführung mit HEEDS . . . . .	48
5.4 Auswertung und Vergleich . . . . .	50
<b>6 Auslegungstool</b>	<b>52</b>
<b>7 Umsetzung im CAD</b>	<b>56</b>
7.1 Parametermodell der Baugruppe . . . . .	56

---

7.2 Importieren der Parameter . . . . .	60
<b>8 Zusammenfassung der Ergebnisse</b>	<b>64</b>
<b>9 Beantwortung der Forschungsfragen</b>	<b>66</b>
<b>10 Anhang</b>	<b>67</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>80</b>
<b>Literatur</b>	<b>83</b>

## 1 Einleitung

Die Nutzung der Wasserkraft hat in Österreich in einem weiten Bereich von Leistungsklassen eine lange Tradition. Sie stellt eine der wichtigsten Formen der alternativen und CO<sub>2</sub>-neutralen Energieproduktion dar und ist sowohl in Form von Groß- als auch Kleinwasserkraftwerken in großem Umfang etabliert.

In Laufwasser-, Speicher- und Pumpspeicherkraftwerken wird die kinetische Energie des Wassers genutzt und in Turbinen der Wasserkraftwerke in elektrische Energie umgewandelt.

Dabei strömt Wasser durch eine oder mehrere Turbinen, die einen Generator antreiben, welcher wiederum Strom erzeugt.[8]

Wie in Abbildung 1 und Abbildung 2 ersichtlich, wird der elektrische Strom in Österreich zum überwiegenden Anteil aus Wasserkraft gewonnen, wobei der Anteil im Jahr 2019 mehr als 60% betrug.

Das weltweite technisch nutzbare Potential der Wasserkraft beträgt etwa 11.000 TWh pro Jahr, tatsächlich werden davon etwa 3.200 TWh pro Jahr genutzt. In Europa beträgt der tatsächlich genutzte Anteil etwa 97 % am wirtschaftlich nutzbaren Anteil, wobei mögliche Kleinkraftwerke (<1 MW) nicht berücksichtigt sind. Diese stellen jedoch etwa noch einmal 1/4 des gesamten angeführten Potentials dar [9].

Zur Erschließung der restlichen nutzbaren Potentiale werden von Turbinenbauern, wie der Andritz Hydro GmbH (AH) im Zuge der Angebotsphasen präzise Vorauslegungen gefordert. Um diesen Anspruch gerecht zu werden, kommt es vermehrt zum Einsatz moderner Parametriktools zur Auslegung einzelner Kraftwerkskomponenten.

Die vorliegende Arbeit behandelt ein neuartiges Berechnungstool zur mechanischen Vorauslegung des Leitapparates bei Wasserkraftwerken.

Energie- und Stromerzeugungsmix in Österreich

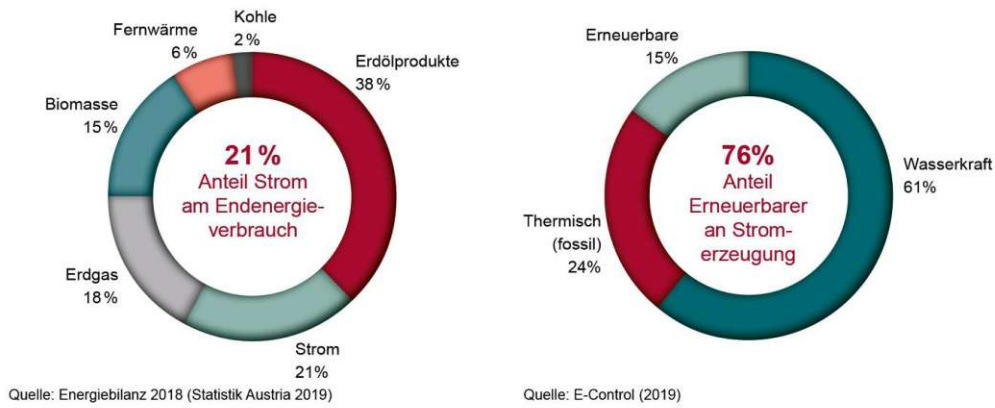


Abbildung 1: Stromerzeugungsmix in Österreich [9]

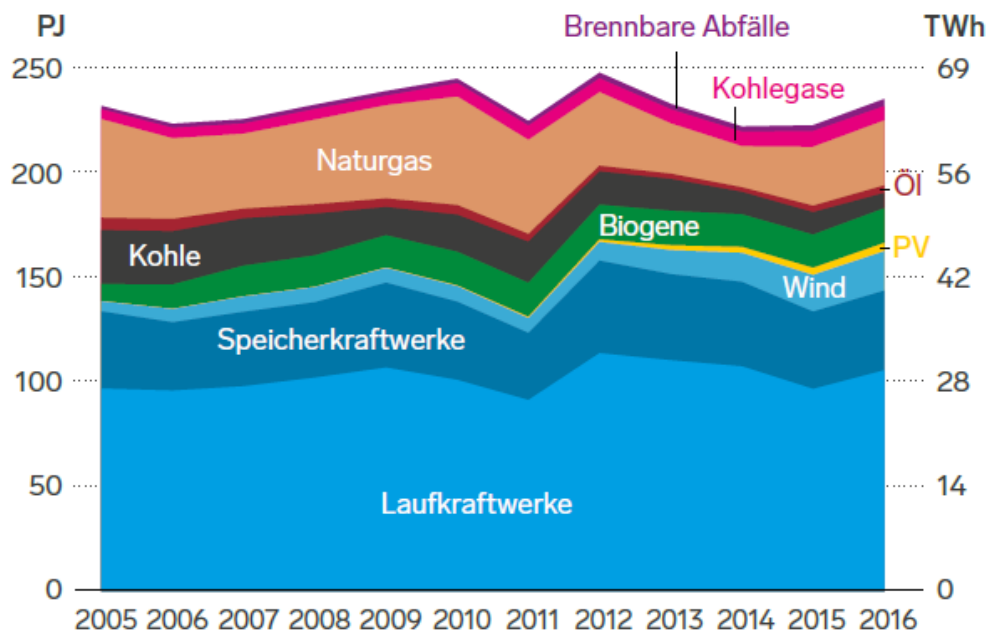


Abbildung 2: Bruttostromerzeugung in Österreich [2]

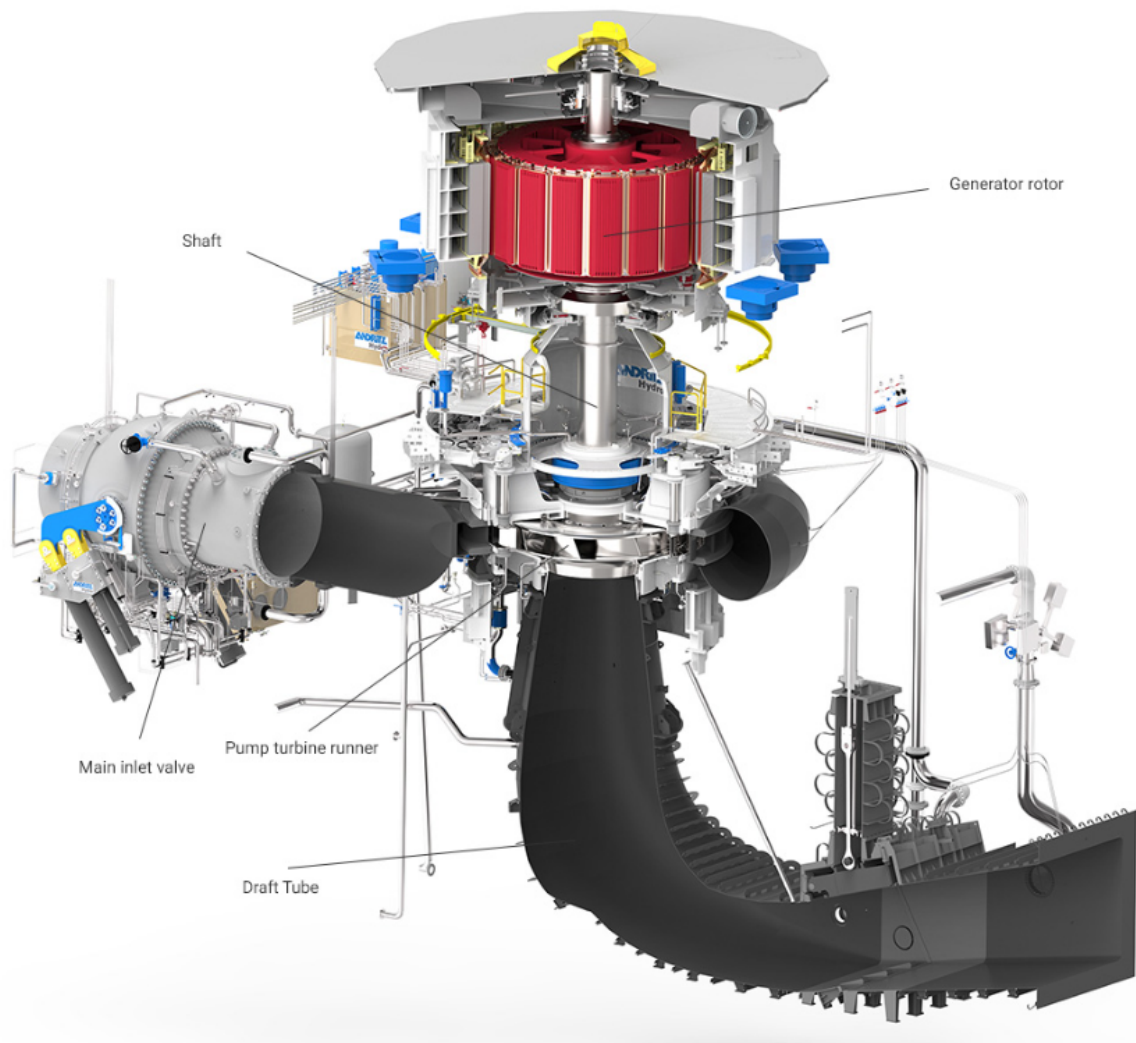


Abbildung 3: Schematische Darstellung einer Pumpspeichieranlage - Vianden, Luxembourg [1]

## 1.1 Problemstellung

Die in Abbildung 3 ersichtliche schematische Darstellung eines Wasserkraftwerks veranschaulicht die Komplexität einer Gesamtanlage. Die Umsetzung eines Großprojektes dieser Art erfordert eine detailreiche Planung, sodass im Zuge der Umsetzung etwaige Probleme bei Fertigung oder Montage vermieden werden können. Mit der sogenannten „Rule of ten“ (Abbildung 4) lässt sich sehr deutlich veranschaulichen, wie stark die von Fehlern verursachten Kosten mit fortschreitendem Projektstatus zunehmen.

Die Zielsetzung digitale Auslegungsprozesse zu etablieren, dient insbesondere der Vermeidung von kostspieligen Fehlern in der Planungs- und Entwicklungsphase.

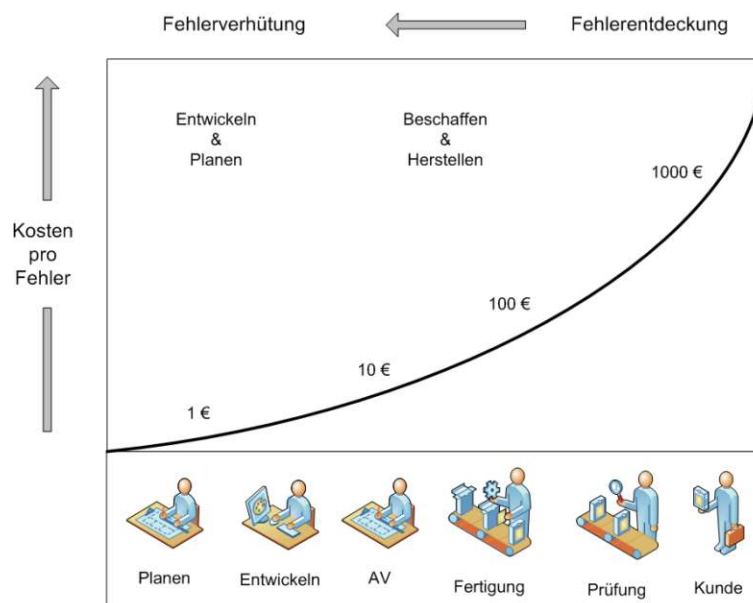


Abbildung 4: Rule of Ten[3]

## 1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Diplomarbeit war es, ein Parametriktool zu erstellen, welches durch Eingabe der Hauptanlagendaten eine Vorauslegung der Bauteile für den Leitapparat und eine Vordimensionierung der Hydraulikzylinder für die notwendige Verstellung liefert..

Die aus dem Tool gewonnenen Ergebnisse sollen anschließend in ein CAD/CAE System übertragen und in eine parametrisierte Baugruppe eingelesen werden (Abbildung 5).

Zusätzlich soll unter Verwendung eines Optimierungsprogramms die Kinematik der auszulegenden Komponente soweit verändert werden, dass das benötigte Ölvolumen für den Hydraulikzylinder der Antriebseinheit minimal wird. Ergebnis dieser Prozessschritte ist eine solide Vorauslegung der Leitapparatkinematik, die als Basis für die nachfolgende Projektschritte dient. Dadurch soll es zu einer kostensenkenden Verkürzung der Vorprojektierungsphase und gleichzeitiger Senkung der Fehlerhäufigkeit kommen.



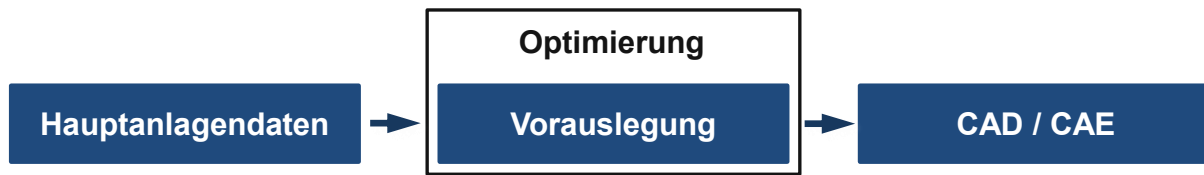


Abbildung 5: Ablauf der Vorauslegung

Die Schritte aus Abbildung 5 gliedern sich in:

- Hauptanlagendaten
  - Leitschaukelgeometrie
  - Hydraulische Momente als Ergebnis von Prüfstandmessungen
- Vorauslegung / Optimierung
  - Abmessungen der Hebel-Lenker-Verbindung
  - Berechnung aller Parameter für die Modellerstellung unter Berücksichtigung von vorgeschriebenen Sicherheitsfaktoren und Festigkeitskennwerten
  - Vorauslegung der Hydraulikzylinder
  - Optimierung der Hebel-Lenker-Verbindung um das benötigten Regelvolumen für die Hydraulikzylinder zu reduzieren, bei Einhaltung aller Sicherheitsfaktoren
- CAD / CAE
  - Übergabe der berechneten Parameter in eine parametrisierte CAD-Baugruppe

### 1.3 Forschungsfragen

- Ist mit einem mathematischen Optimierungsverfahren eine Idealauslegung der Antriebseinheit hinsichtlich Ölhaushalt der Antriebseinheit möglich?
- Führt der Einsatz eines parametrisierten Modells zu Effizienzvorteilen (Zeitersparnis, Kostenreduktion)?
- Lässt sich die Optimierung bei unterschiedlichen Bauarten von Wasserkraftanlagen beliebig einsetzen?

## 2 Grundlagenteil

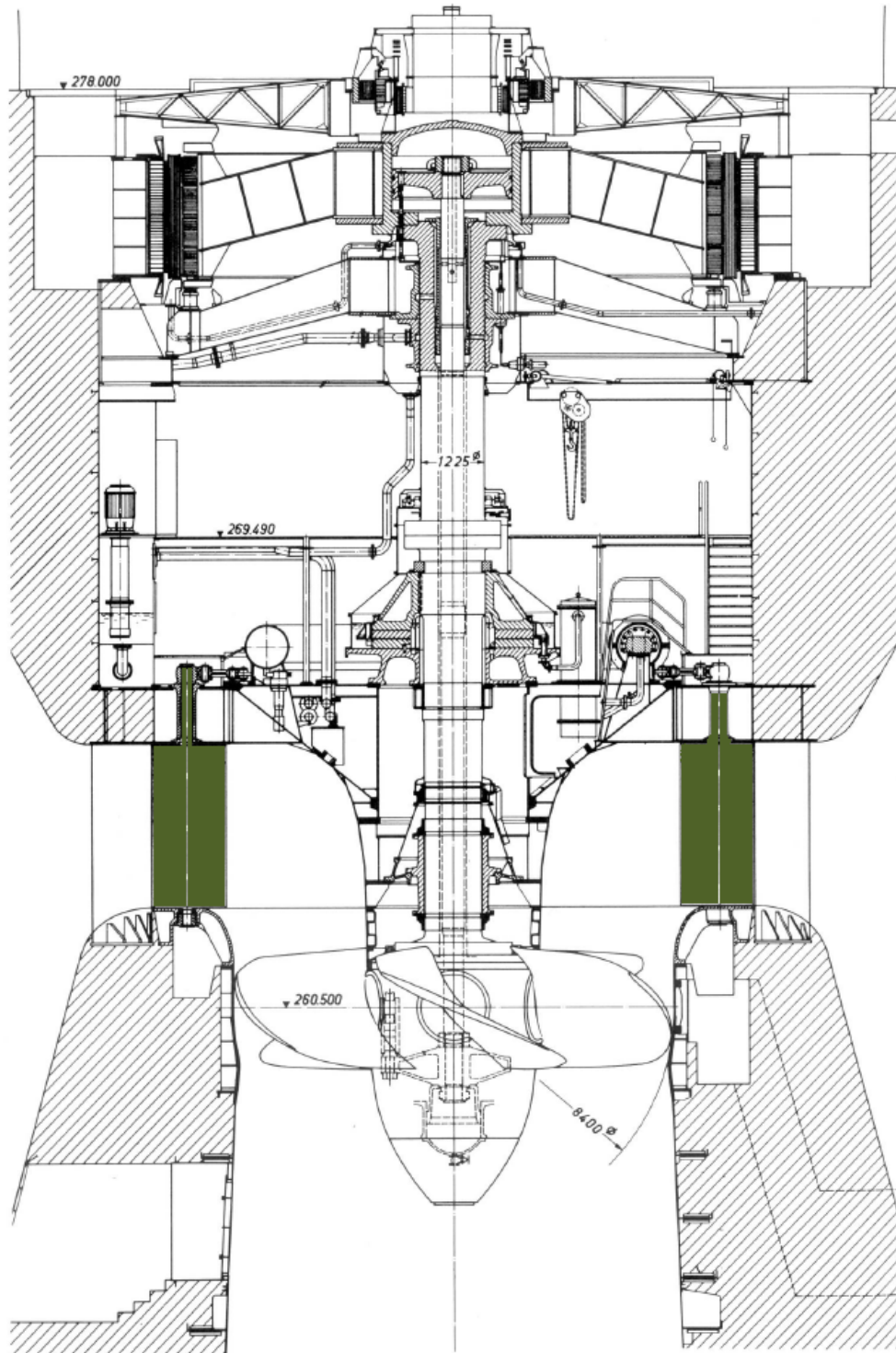


Abbildung 6: Turbinenschnitt eines Maschinensatzes [10]

Zur Regelung des Durchflusses von Überdruckmaschinen (Kaplan- und Francis-Laufräder) wird ein Leitapparat verwendet. Wie in Abbildung 6 ersichtlich, befindet er sich unmittelbar vor dem Laufrad am Turbineneintritt (Leitschaufeln sind grün hervorgehoben). Die Verstellung der Leitschaufeln (Guide Vane) erfolgt über eine Hebel-Lenker-Verbindung (Lever Link Connection), die einerseits am Leitschaufelstiel und andererseits am Regelring (Regulating Ring) befestigt ist (Abbildung 7).

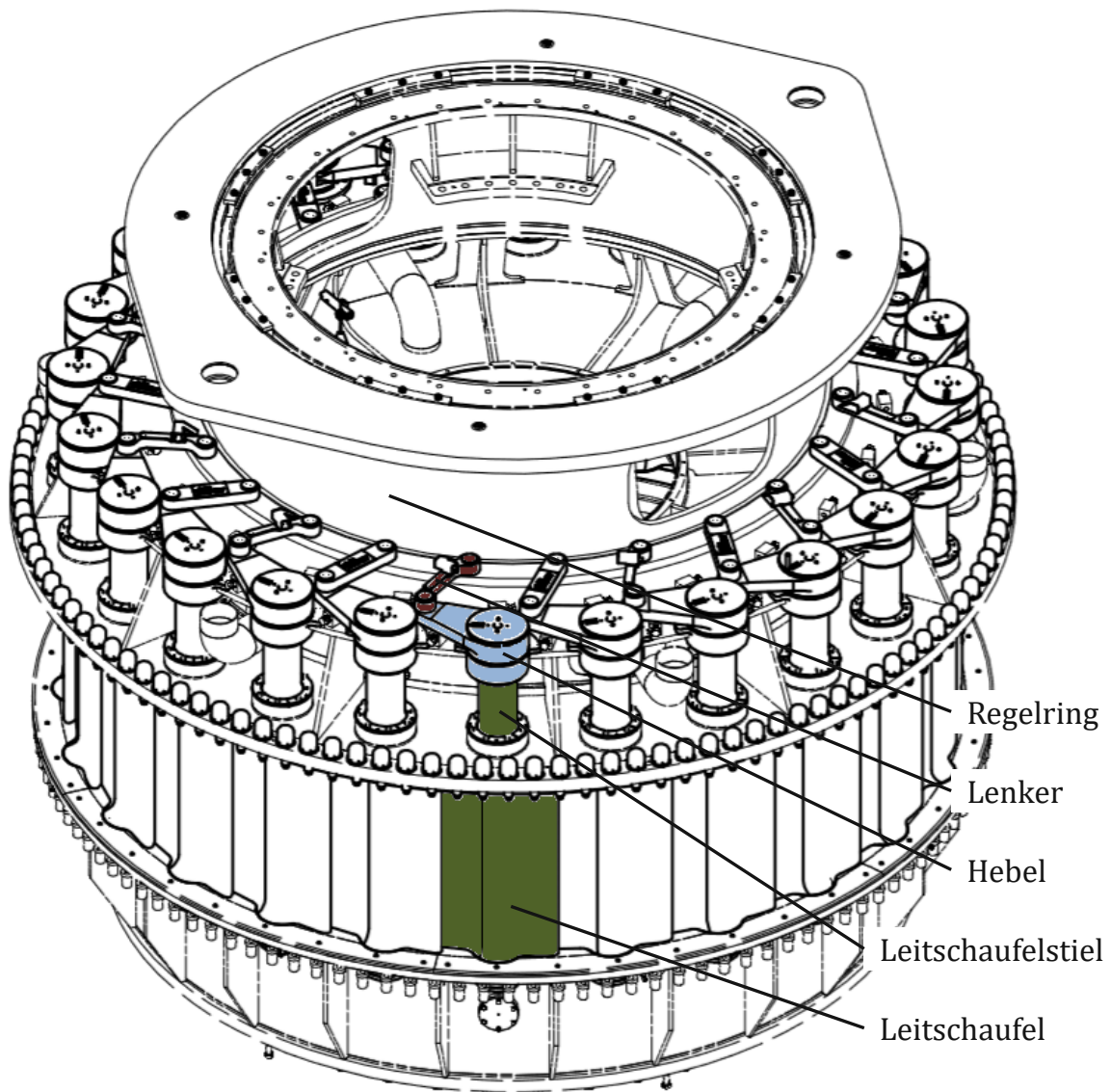


Abbildung 7: 3D-CAD Baugruppe eines Leitapparates

Wie in Abbildung 8 und Abbildung 9 ersichtlich, wird der Regelring mit linearen Hydraulikzylindern verdreht. In der „Geschlossen“-Stellung (Abbildung 8 links) dient der Leitapparat zusätzlich als Absperrorgan und verhindert eine Wasserzufuhr zum Laufrad.

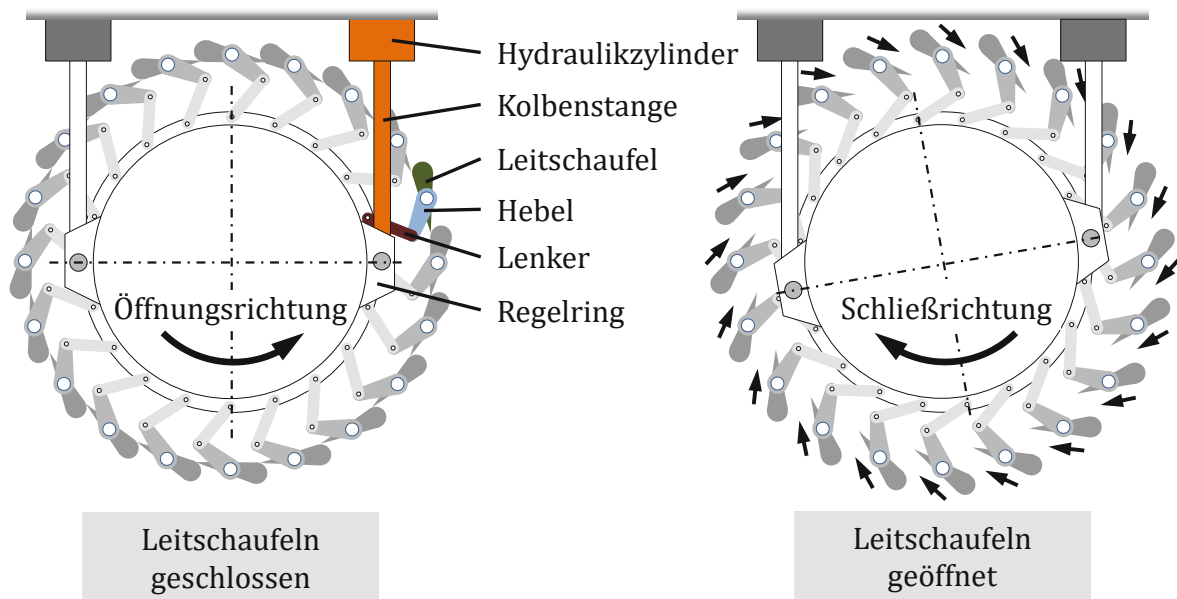


Abbildung 8: Funktionsweise Leitapparat

Da es mitunter beim Schließen des Leitapparates zum Einklemmen von Fremdkörpern kommen kann, muss mit geeigneten Sicherheitselementen gewährleistet werden, dass es zu keiner Schädigung der Leitschaufeln kommt. Dabei soll bei einer eindeutig definierten Kraft oder einem Moment ein mechanisches Sicherheitselement auslösen, da sich dieses im Schadensfall einfacher als eine beschädigte Leitschaufel tauschen lässt. Als Sicherheitselemente können Reibkupplungen, Scherbolzen oder Biegeknäuel zum Einsatz kommen.

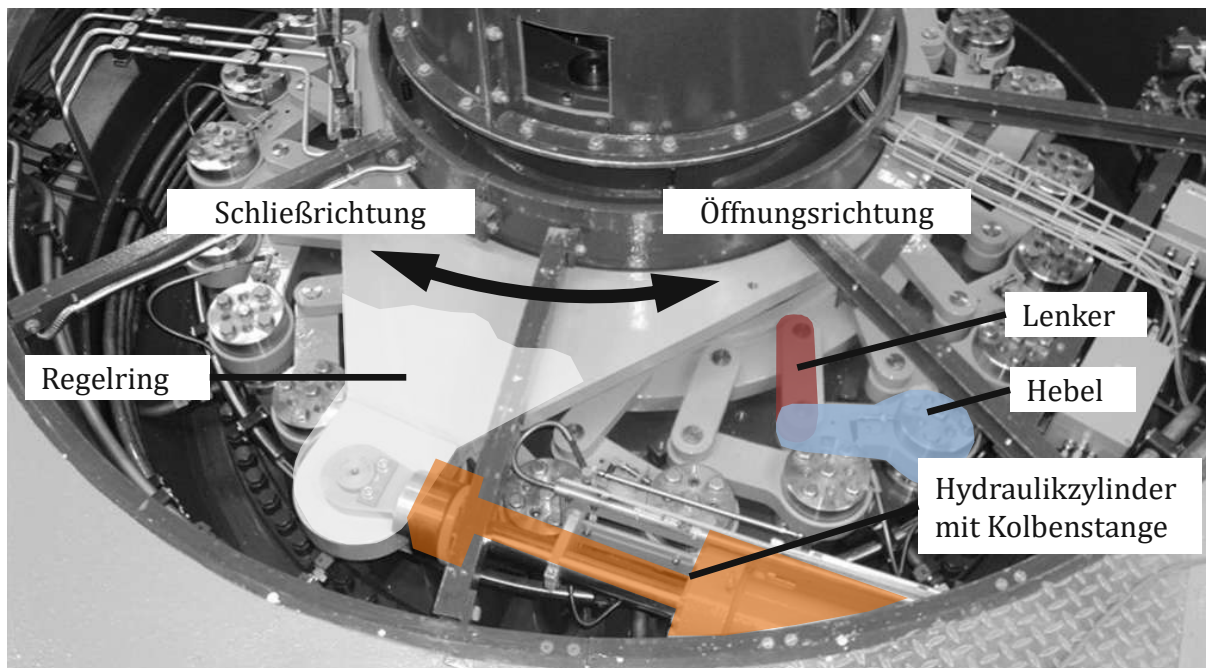


Abbildung 9: Leitapparat[4]

## 2.1 Theoretischer Hintergrund zur Berechnung

Um eine Verstellung des Leitapparates zu ermöglichen, muss das durch den Linearantrieb übertragene Moment jenes der durch die hydraulische Strömung auf die Leitschaufeln wirkende überwinden. Das Leitschaufelmoment ist abhängig von:

- der Leitschaufelgeometrie ( $B_0, R_1, R_2$  aus Abbildung 10)
- der statischen Fallhöhe in der „Geschlossen“-Stellung ( $H_{\text{stat}}$ )
- dem Durchfluss in der „Geöffnet“-Stellung ( $Q$ )



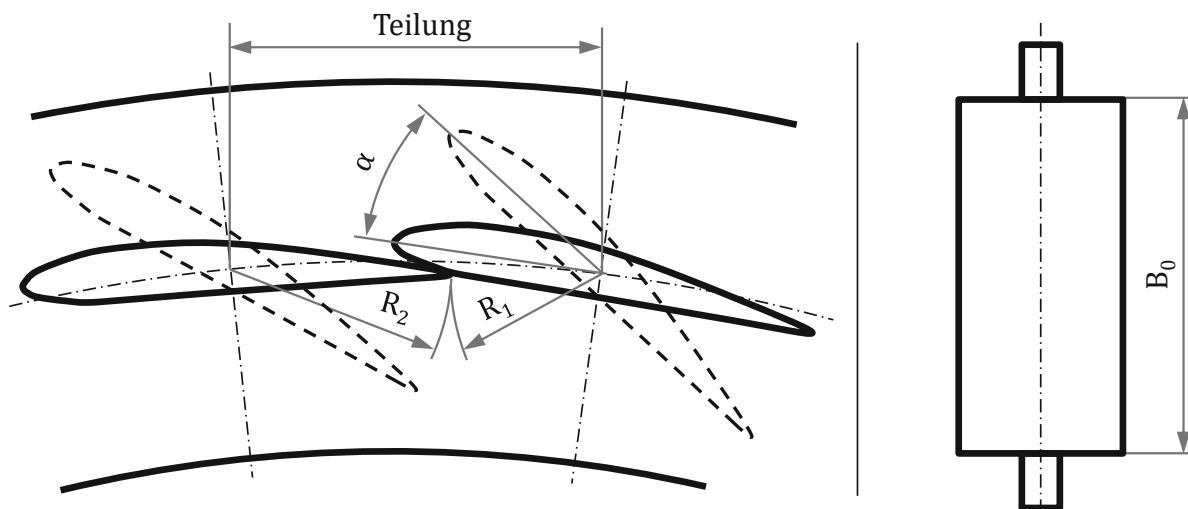


Abbildung 10: Leitschaukelgeometrie

Die Leitschaukelmomente  $T_{GV}$  werden in Abhängigkeit des Öffnungswinkels  $\alpha$  an den internen Prüfständen von AH im Modellversuch ermittelt und anschließend auf die tatsächliche Anlage skaliert.

Für die Ermittlung der minimal benötigten Hydraulikzylinderkraft müssen zusätzlich zu dem hydraulischen Moment auch die Reibmomente in den Leitschaukellagern berücksichtigt werden.

In Abbildung 11 sind die Verläufe der auftretenden Momente, bezogen auf die Leitschaukelachse, grafisch dargestellt. Die blaue strichlierte Linie steht für das hydraulische Moment, welches auf die Leitschaukel wirkt. Die Änderung des Vorzeichens ist von der Geometrie der Leitschaukel abhängig und wie diese vom Wasser angeströmt wird. Je nach Bewegungsrichtung der Leitschaukel wird zu diesem hydraulischen Moment das Reibmoment der Lagerkräfte addiert oder davon subtrahiert (rote Linie). Der Bereich zwischen den beiden roten Linien wird als das sogenannte „Reibband“ bezeichnet. Die beiden violetten Linien stellen die Hydraulikzylinderkräfte, umgerechnet auf ein Drehmoment um die Leitschaukelachse, dar. Diese Linien der Hydraulikzylinderkraft müssen über den gesamten Verstellbereich, jeweils für den Lastfall Normal Load Case (NLC) und Exceptional Load Case (ELC), einen nach internen Vorgaben von AH festgelegten Sicherheitswert einhalten. Beim Lastfall NLC handelt es sich um jenen für den überwiegenden Betrieb im optimalen Betriebspunkt der Anlage bei  $H_{stat}$ , wohingegen der Lastfall ELC eine Erhöhung des dynamischen Druckes während des Schließvorganges abdeckt.

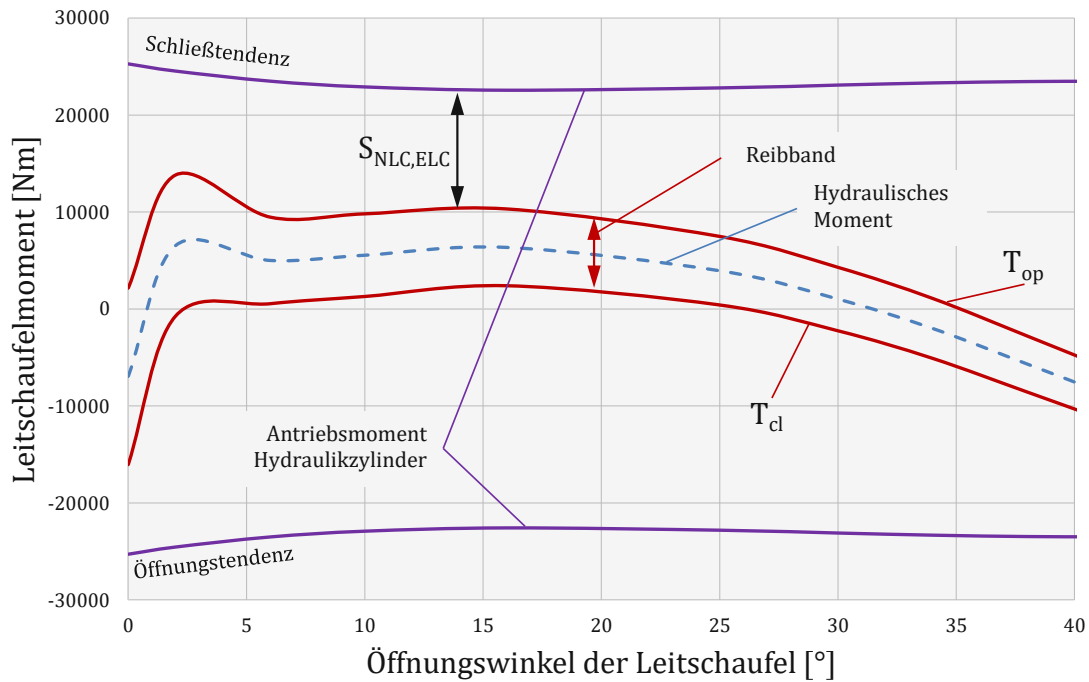


Abbildung 11: Einwirkende Momente auf die Leitschaukel

## 2.2 Vorauslegung der Kinematik

Die bisherige Auslegung der Leitapparatkinematik ist in der firmeninternen Konstruktionsrichtlinie (KoRiLi) vorgeschrieben. In dieser sind in Abhängigkeit der Leitschaufelanzahl  $z_0$  und des Leitschaukelstielteilkreisdurchmesser  $D_z$  die Längen für Hebel  $H_{\text{lever}}$  und Lenker  $L_{\text{rod}}$  vordefiniert, um eine sichere und effiziente Kraftübertragung zu gewährleisten.

In dem nachfolgenden Kapitel wird auf die Auslegung der einzelnen Komponenten eingegangen.

### 3 Berechnung der einzelnen Komponenten

In den nachfolgenden Abschnitten wird der prinzipielle Ablauf der Berechnung erläutert. Hier wird ausgehend von der Belastung der Leitschaufel die minimal notwendige Kraft für den Hydraulikzylinder ermittelt und die Bauteildimensionierung durchgeführt. Ein detailliertes Rechenbeispiel kann dem Anhang entnommen werden. In diesem Beispiel sind alle Werte frei gewählt und repräsentieren kein aktuelles oder ausgeführtes Projekt von AH.

#### 3.1 Berechnung der Auflagerkräfte und Reibmomente

Für die Ermittlung der Reibmomente müssen zunächst die Auflagerkräfte bestimmt werden. Die Lagerreaktionen A, B und C, (Abbildung 12), wurden in der „Geschlossen“-Stellung mit dem hydrostatischen Druck  $p_{\text{stat}}$  und der durch den Hebel eingeleitete Kraft  $F_{\text{reg}}$  als einwirkende Größen nach dem Übertragungsmatrizenverfahren<sup>1</sup> ermittelt. Diese Berechnung wurde aus einer bestehenden Auslegungsrechnung übernommen.

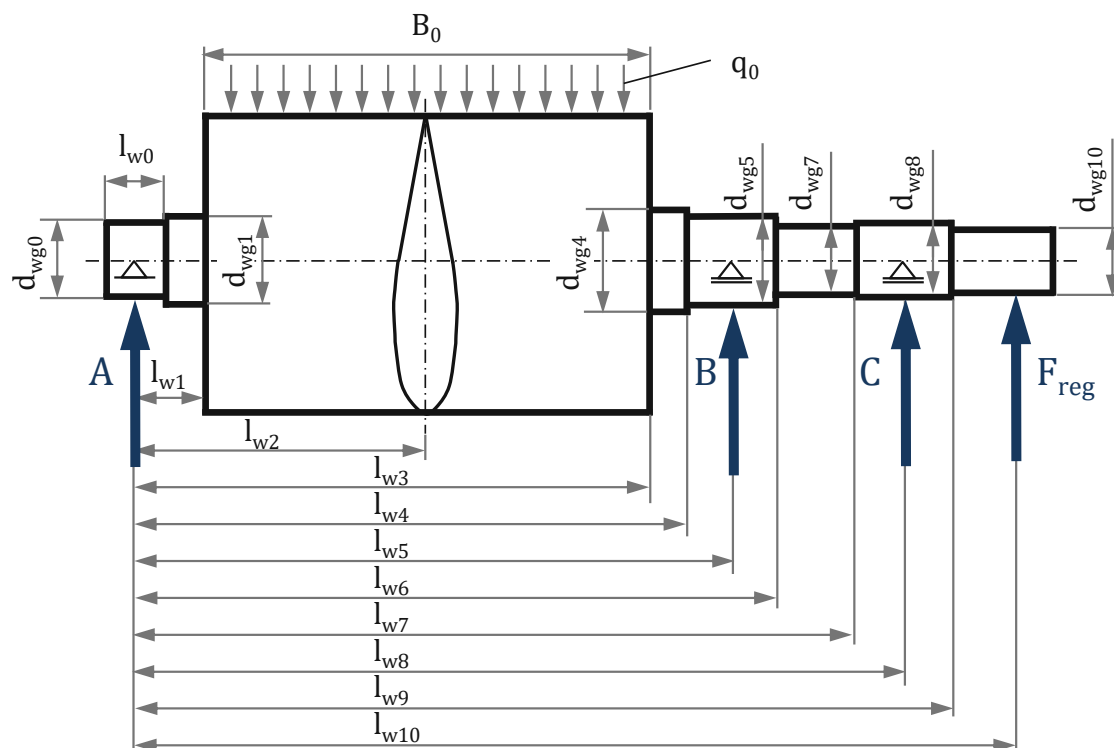


Abbildung 12: Vereinfachte Skizze der Leitschaufel für die Auflagerberechnung

<sup>1</sup>Für mehr Details über das Übertragungsmatrizenverfahren siehe [12]



Mit dem hydrostatischen Druck

$$p_{\text{stat}} = \rho \cdot g \cdot H \quad (1)$$

folgt mit der Umfangslänge einer Leitschaukel

$$q_0 = p_{\text{stat}} \cdot \frac{D_z \cdot \pi}{z_0} \quad (2)$$

die einwirkende Streckenlast  $q_0$  pro Leitschaukel, welche als konstant über das Leitschaukelblatt angenommen wird.

Die eingeleitete Kraft durch den Hebel folgt in Anlehnung an Abbildung 14 aus

$$F_{\text{reg}} = \frac{T_{\text{cl,op}}}{H_{\text{lever}}} \quad (3)$$

mit der Summe aus dem gesamten hydraulischen Moment in „Geschlossen“-Stellung und je nach Drehrichtung den dazugehörigen Reibmomente in den Lagern

$$T_{\text{cl,op}} = M_{\text{close}} \pm T_{\text{fric}}. \quad (4)$$

Für den Vorgang „schließen“ ist das Reibmoment  $T_{\text{fric}}$  abzuziehen, für den Vorgang „öffnen“ zu addieren.

Das Moment in „Geschlossen“-Stellung ( $\alpha = 0^\circ$ ) ist

$$M_{\text{close}} = \underbrace{\rho \cdot g \cdot H_{\text{stat}}}_{\text{Druck}} \cdot \underbrace{B_0 \cdot (R_1 - R_2)}_{\text{Fläche}} \cdot \underbrace{\frac{1}{2} \cdot (R_1 + R_2)}_{\text{Hebelarm}}$$

$$M_{\text{close}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot g \cdot H_{\text{stat}} \cdot B_0 \cdot (R_1^2 - R_2^2) \quad (5)$$

und daraus das gesamte Reibmoment in den Lagern

$$T_{\text{fric}} = \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot (F_A \cdot d_{\text{wg0}} + F_B \cdot d_{\text{wg5}} + F_C \cdot d_{\text{wg8}}). \quad (6)$$

Da allerdings für die Ermittlung der Lagerkräfte durch das Übertragungsmatrizen Verfahren (ÜM-Verfahren) alle einwirkenden Kräfte notwendig sind, liegt hier für die Bestimmung von

$F_{\text{reg}}$  ein iteratives Problem vor. Aus diesem Grund wurde die Kraft solange variiert, bis die Summe der statischen Kräfte

$$\Sigma F = F_A + F_B + F_C + q_0 \cdot B_0 + F_{\text{reg}} = 0 \quad (7)$$

ist.

Ein Vergleich zwischen dem ÜM-Verfahren und einer exakten Rechnung mittels ABAQUS brachte, für die selbe Geometrie und Belastungen an der Leitschaufel, folgende Abweichung

	ÜM-Verfahren	CAE	Abweichung	
Lagerkraft in A	-437,9 kN	-483,0 kN	45,1 kN	+9 %
Lagerkraft in B	-665,5 kN	-563,7 kN	-101,8 kN	-18 %
Lagerkraft in C	86,7 kN	95,1 kN	-9,4 kN	+10 %
$\Sigma$	-1016,7 kN	-950,6 kN	-66,1 kN	-7 %

Tabelle 1: Vergleich der Auflagerkräfte zwischen ÜM-Verfahren und CAE Rechnung

Obwohl eine Abweichung deutlich erkennbar ist und die Rechnung mittels CAE das genauere Ergebnis liefert, wurde seitens AH die Bestimmung der Auflagerkräfte durch das Matrizenverfahren für in Ordnung befunden und für die weiteren Auslegungen verwendet.

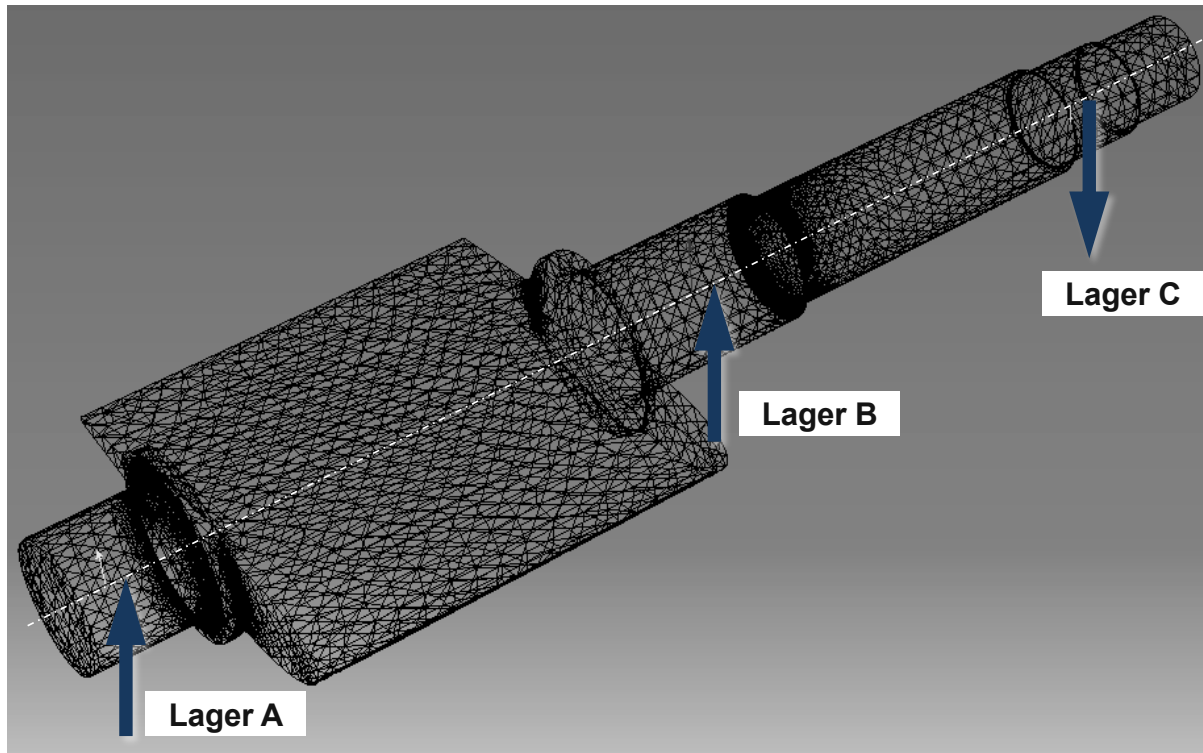


Abbildung 13: Darstellung der Auflagerkräfte in CAE

### 3.2 Berechnung der notwendigen Hydraulikzylinderkraft

Für den Öffnungsvorgang ergibt sich das auf die Leitschaukel einwirkende Moment zu

$$T_{\text{op}} = T_{\text{GV}} + T_{\text{fric}} \quad (8)$$

Mit  $T_{\text{GV}}$  wird das hydraulische Moment auf die Leitschaukel in Abhängigkeit des Öffnungswinkels  $\alpha$  bezeichnet (Abbildung 11).

Während für den Schließvorgang

$$T_{\text{cl}} = T_{\text{GV}} - T_{\text{fric}} \quad (9)$$

gilt.

Die minimal notwendige Hydraulikzylinderkraft leitet sich anhand Abbildung 14 folgendermaßen her

$$F_{\text{servo}} = \underbrace{\frac{T_{\text{cl,op}}}{H_{\text{lever}} \cdot \sin(\beta)}}_{\text{Lenkerkraft}} \cdot \underbrace{\cos(\psi - 90^\circ) \cdot z_{\text{GV}}}_{\text{gesamte Umfangskraft}} \cdot \underbrace{\frac{R_{\text{reg}}}{R_{\text{servo}} \cdot z_s}}_{\text{Kraft pro Hydraulikzylinder}}$$

$$F_{\text{servo}} = \frac{T_{\text{cl,op}} \cdot \cos(\psi - 90^\circ) \cdot R_{\text{reg}} \cdot z_{\text{GV}}}{z_s \cdot R_{\text{servo}} \cdot H_{\text{lever}} \cdot \sin(\beta)} \quad (10)$$

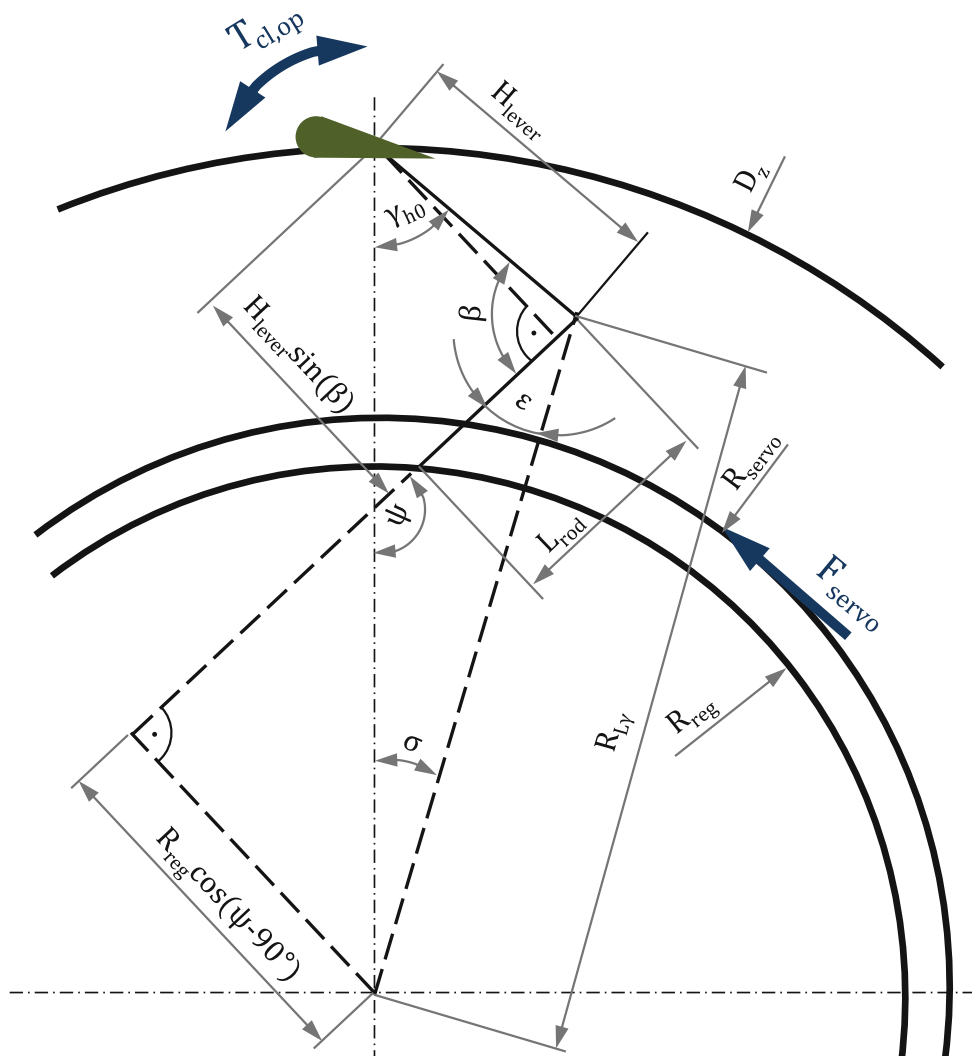


Abbildung 14: Skizze für die Umrechnung des Leitschaukelmoments auf die Hydraulikzylinderkraft

Die Winkel  $\varepsilon$  und  $\psi$  in Abbildung 14 definieren zugleich die geometrischen Grenzen für  $H_{\text{lever}}$ ,  $L_{\text{rod}}$  und  $\gamma$ . Demzufolge müssen diese so gewählt werden, dass  $\varepsilon \neq 0^\circ$  und  $90^\circ < \psi < 180^\circ$  gilt.

### 3.3 Auslegung der minimal benötigten Arbeit des Hydraulikzylinders

Bei der Auslegung des Hydraulikzylinders sind zwei Aspekte wesentlich. Einerseits muss, mit Sicherheitsfaktoren behaftet, das Moment groß genug sein, um den Regelring zu verstellen, und des Weiteren muss die Sicherheit gegen Knickung der Kolbenstange ausreichend groß sein. Zusätzlich wurde auch die Anordnung der Hydraulikzylinderen berücksichtigt sowie die Reduktion der Umfangskraft infolge einer Schiefstellung der Kolbenstange.

In Abbildung 15 sind die möglichen Anordnungen dargestellt. Diese sind:

- zwei Hydraulikzylinderen auf der selben Seite (Variante 1)
- ein einzelner Hydraulikzylinder (Variante 2a)
- zwei Hydraulikzylinderen gegenüber mit gleichem Drehsinn (Variante 2b)
- mehrere Hydraulikzylinderen kreisförmig, innenliegend (Variante 3)

Lediglich bei der ersten Variante sind die Kräfte für beide Verstellrichtungen gleich groß, bei den anderen ist jeweils darauf zu achten, welche Kolbenfläche für „Schließen“ beziehungsweise „Öffnen“ mit Druck beaufschlagt wird.

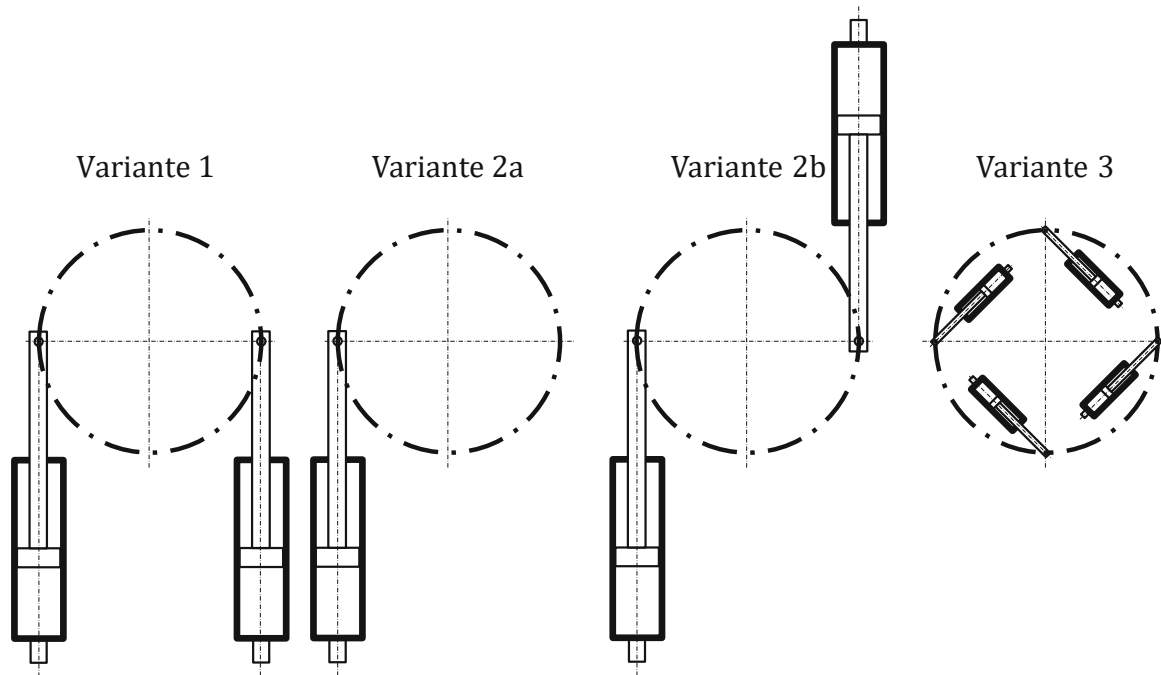


Abbildung 15: Mögliche Anordnungen der Hydraulikzylinderen

Durch die vorher bestimmte minimal nötige Hydraulikzylinderkraft zuzüglich eines Sicherheitsbeiwertes und des vertraglich festgelegten minimalen Druckes  $p_{\min}$  des Drucksystems ergibt sich die notwendige gesamte Kolbenfläche zu

$$A_{\text{tot}} = \frac{F_{\text{servo}} \cdot S_{\text{NLC}}}{p_{\min}} \quad (11)$$

Durch Umformen der gesamten Kolbenfläche

$$A_{\text{tot}} = \frac{(2 \cdot D_{\text{pc}}^2 - d_{\text{rod}}^2) \cdot \pi}{4} \quad (12)$$

folgt der Kolbendurchmesser für die Anordnung 1 zu

$$D_{\text{pc}} = \sqrt{\frac{2 \cdot A_{\text{tot}}}{\pi} + 0,5 \cdot d_{\text{rod}}^2} \quad (13)$$

wobei der Kolbenstangendurchmesser aus der Knickrechnung (siehe nachfolgend) kommt.

Dadurch liegt für diesen Anordnungsfall ein iteratives Problem vor.

Für die anderen drei Anordnungsfälle ergibt sich der Kolbendurchmesser nach

$$D_{pc} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{tot}}{z_s \cdot \pi}}. \quad (14)$$

Mit den so bestimmten Hydraulikzylindergrößen lässt sich nun mit der Hydraulikzylinderkraft und durch Umformen von 10 sowie Ersetzen von  $T_{cl}$  durch  $T_{servo}$  der tatsächliche Sicherheitsfaktor

$$S = \frac{T_{cl}}{T_{servo}} \quad (15)$$

ermitteln. Dieser muss über dem intern festgelegten Mindestwert liegen.

### 3.3.1 Berücksichtigung der Kolbenstangenschiefstellung

Die Bestimmung der notwendigen Hydraulikzylinderkraft aus 3.2 ist nur gültig, wenn die Wirkungslinie des Hydraulikzylinders genau tangential wie in Abbildung 15 wirkt. Nachfolgend wird erläutert, wie eine Schiefstellung einerseits durch die Verdrehung des Regelringes und andererseits durch eine baubedingte schiefe Einbaulage berücksichtigt wird.

Für die Anordnungen 1 und 2 wird die Hydraulikzylinderkraft zunächst mit

$$\delta_{1,2} = \operatorname{atan} \left( \frac{y_{1,2}}{x_{1,2}} \right) \quad (16)$$

und

$$F_{x1,2} = F_{servo} \cdot \cos(\delta_{1,2}) \quad (17)$$

$$F_{y1,2} = F_{servo} \cdot \sin(\delta_{1,2}) \quad (18)$$

in Richtung des Hauptkoordinatensystems zerlegt, Abbildung 16, und die Kraftkomponenten der beiden Hydraulikzylindern addiert.

$$F_x = F_{x1} + F_{x2} \quad (19)$$

$$F_y = F_{y1} + F_{y2} \quad (20)$$

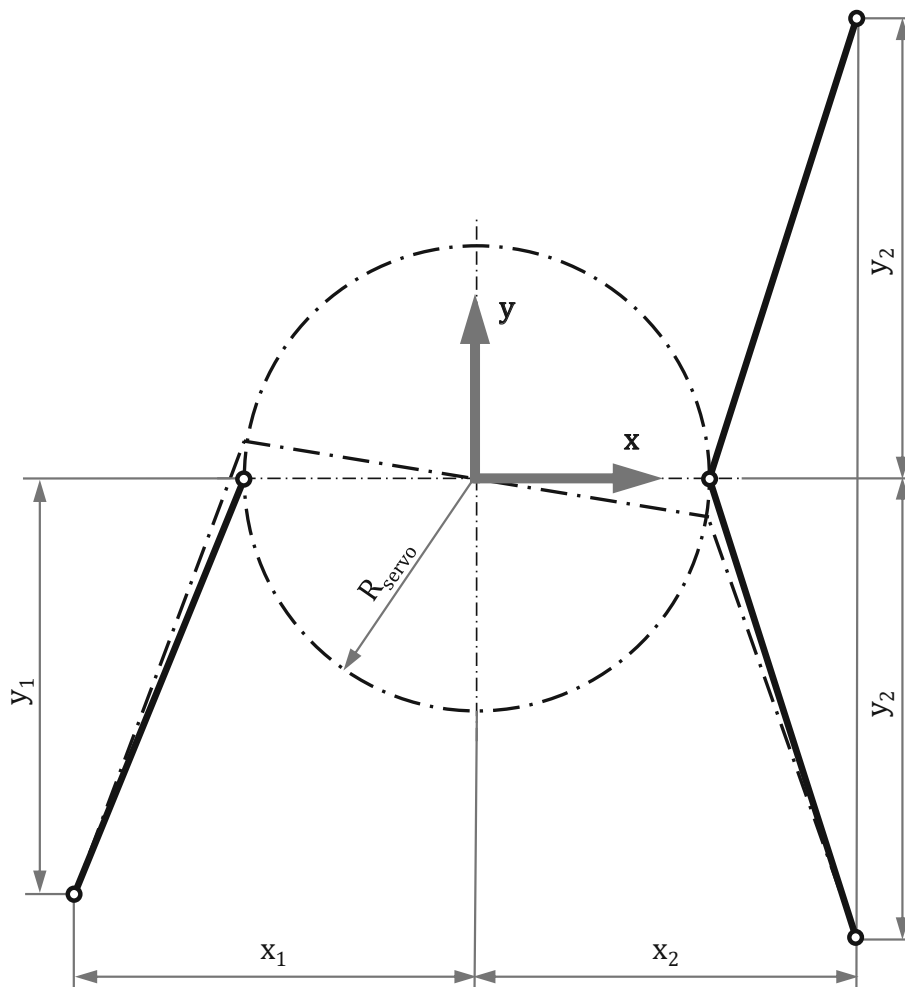


Abbildung 16: Anordnung der Hydraulikzylinder bei Schiefstellung

Mit Hilfe einer Transformationsmatrix werden die Kräfte von der Hauptachsenrichtung in jene der Radialrichtung  $F_R$  und Umfangsrichtung  $F_U$  gedreht, Abbildung 17.

$$F_R = F_x \cdot \cos(\varphi) - F_y \cdot \sin(\varphi) \quad (21)$$

$$F_U = F_x \cdot \sin(\varphi) + F_y \cdot \cos(\varphi).$$

Der Winkel  $\varphi$ , welcher sich über den Verstellbereich ändert, ergibt sich zu

$$\varphi_i = \alpha - \Omega_i \quad (22)$$



Dabei ist  $\alpha$  jener Winkel, um welchen die Anschlusspunkte des Hydraulikzylinders am Regelring in „Geschlossen“-Stellung verdreht sind, und  $\Omega_i$  der Verdrehwinkel des Regelringes über den Verstellbereich.

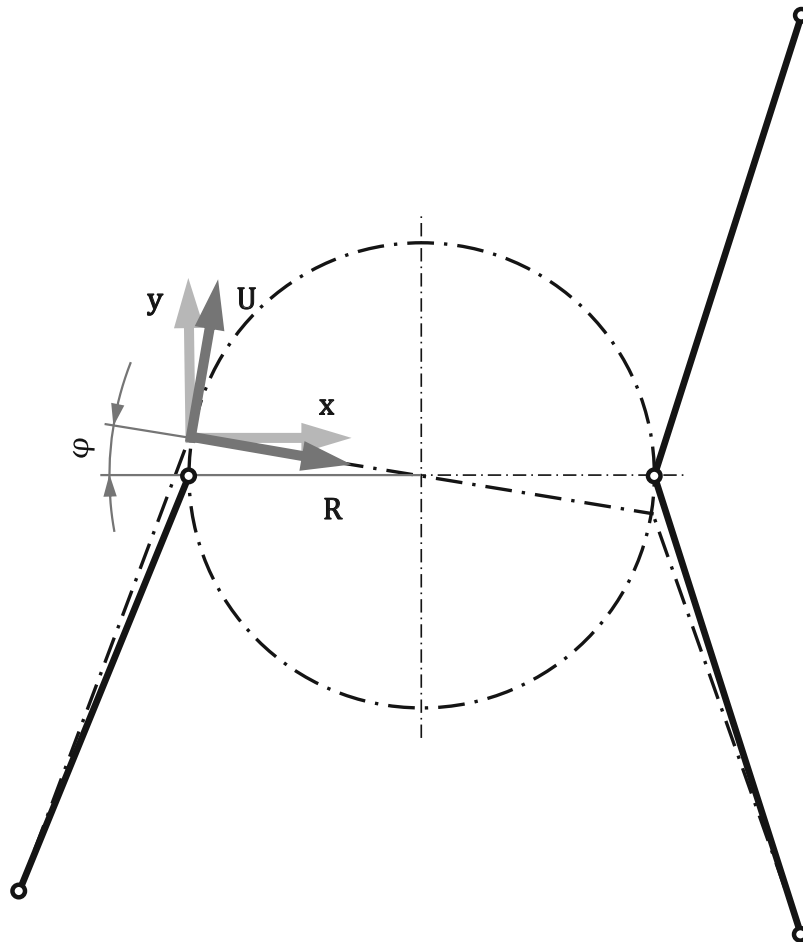


Abbildung 17: Transformation der Kräfte

Wie aus Abbildung 18 ersichtlich, ergibt sich für die Anordnung 3 mit innenliegenden Hydraulikzylindern die Umfangs- und Radialkomponente der Hydraulikzylinderkraft zu

$$\begin{aligned} F_R &= F_s \cdot \cos(\varphi) \\ F_U &= F_s \cdot \sin(\varphi) \end{aligned} \quad (23)$$

und der Winkel  $\varphi$  zwischen der radialen Linie und der Hydraulikzylinderachse zu

$$\varphi = \arccos \left( \frac{\left(\frac{D_{s1}}{2}\right)^2 + R_{\text{servo}}^2 - L_{s,cl}^2}{2 \cdot R_{\text{servo}} \cdot \frac{D_{s1}}{2}} \right). \quad (24)$$

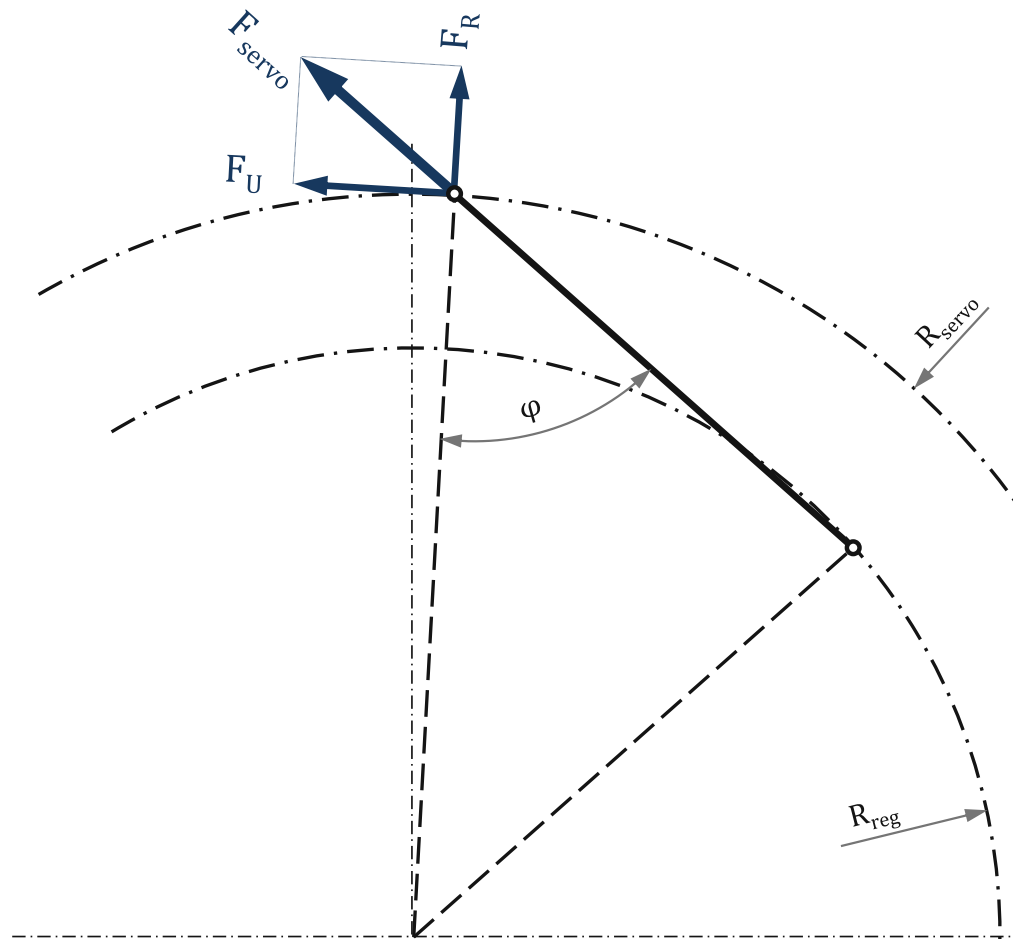


Abbildung 18: Winkel  $\varphi$  zwischen der Hydraulikzylinderkraft und der radialen Komponente

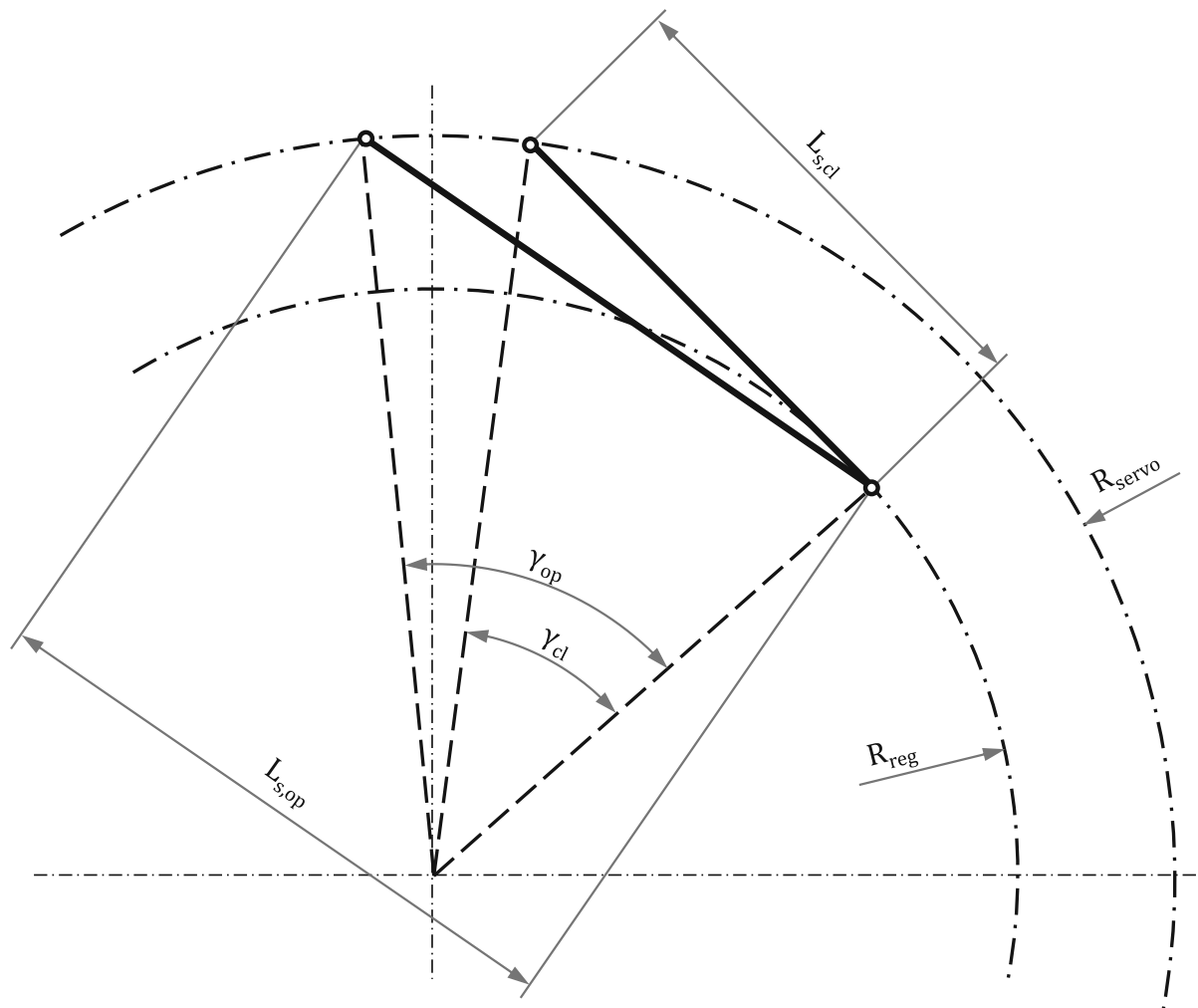


Abbildung 19: Geometrie bei Anordnung 3 der Hydraulikzylinder

Da der Winkel  $\varphi$  und dadurch auch die Komponenten der Hydraulikzylinderkraft ihren Betrag über den Verstellwinkel  $\Omega$  des Regelringes ändern, wurde  $\varphi$  für beide Endstellungen ermittelt und mit

$$step = \frac{\varphi_{op} - \varphi_{cl}}{9} \quad (25)$$

die Schrittweite für 10 Positionen festgelegt. Für diese 10 Positionen wurde jeweils die Hydraulikzylinderkraft ermittelt und analog zu den Anordnungen 1 und 2 auf ein Drehmoment um die Leitschaukelachse zurückgeführt.

### 3.3.2 Knickung des Hydraulikzylinders

Sämtliche in diesem Unterkapitel vorkommenden Formeln und Werte sind aus [13] übernommen.

Bei der Überprüfung der Knicksicherheit wird zwischen dem Euler Knicken im elastischen Bereich und dem Knicken im unelastischen Bereich nach Tetmajer unterschieden. Kriterium dafür ist der sogenannte Schlankheitsgrad und wird wie folgt ermittelt

$$\lambda = \frac{l_k}{i_{\min}} \quad (26)$$

mit  $l_k$  als die Knicklänge des Ersatzsystems und  $i_{\min}$  als minimalen Trägheitsradius. Die von AH interne Berechnungsvorschrift Für Knickung der Hydraulikzylinderstange schreibt die Verwendung des zweiten Eulerfalles für eine beidseitig gelenkig gelagerte Stange vor. Das Ersatzsystem aus Hydraulikzylinder und Hydraulikzylinderstange wird mit der Knicklänge  $l_k$  aus Summe von Hydraulikzylinderstange und halben Hub gebildet.

Der Trägheitsradius bestimmt sich über das polare Flächenträgheitsmoment und der Querschnittsfläche der Hydraulikzylinderstange

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{J}{A}} \quad (27)$$

Der Grenzschlankheitsgrad liegt je nach verwendetem Werkstoff bei

$$\lambda_p \approx \begin{cases} 104,4 & , \text{ für S235} \\ 85,3 & , \text{ für S355} \end{cases}$$

Ist der nach 26 ermittelte Schlankheitsgrad größer als  $\lambda_p$ , so liegt Knickung nach Euler vor und die Knicksicherheit ergibt sich aus

$$S_{\text{Euler}} = \frac{F_k}{F_{\text{servo}}} \quad (28)$$

wobei

$$F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{l_k^2} \quad (29)$$

gilt.

Für die Knickung nach Tetmajer folgt die Sicherheit aus

$$S_{\text{Tetmajer}} = \frac{\sigma_k}{\sigma_{\text{rod}}} \quad (30)$$

wobei hier die zulässige Knickspannung der Kolbenstange

$$\sigma_k = a - b \cdot \lambda \quad (31)$$

mit den Werkstoffkonstanten  $a$  und  $b$  in  $\text{N}/\text{mm}^2$  aus Tabelle 2 ermittelt wird.

S235	$a = 310$	$b = 1,14$	$\lambda_p = 103$
S355	$a = 335$	$b = 0,62$	$\lambda_p = 84$

Tabelle 2: Knickung nach Tetmajer - Werkstoffkonstanten

Für die Druckspannung in der Kolbenstange folgt

$$\sigma_{\text{rod}} = \frac{F_{\text{servo}}}{A_{\text{rod}}} \quad (32)$$

Die Sicherheiten sollten im Maschinenbau nach [13] in den angeführten Bereichen liegen

$\nu \approx 5-10$  im elastischen Bereich (Euler)

$\nu \approx 3-8$  im unelastischen Bereich (Tetmajer)

### 3.4 Auslegung des Biegeleikers

Der Biegeleiker muss so dimensioniert werden, dass einerseits für den Dauerfestigkeitsnachweis die Spannungsamplitude in der Kerbe (Abbildung 20) einen zulässigen Wert nicht überschreitet, er andererseits, da es sich um ein Sicherheitselement handelt, bei einer definierten Last versagt. Die Zug- bzw. Druckkraft auf den Lenker ist von dem auf die Leitschaukel wirkenden

Moment für „Öffnen“ beziehungsweise „Schließen“ abhängig.

$$F_{\text{linkcl,op}} = \frac{T_{\text{cl,op}}}{H_{\text{lever}} \cdot \sin(\beta)} \quad (33)$$

Mittels CAE und dem aufgebracht Lastkollektiv werden die maximalen Zug- und Druckspannungen nach Mises ermittelt. Daraus folgt mit

$$\sigma_A = \frac{\sigma_{\text{zug}} - \sigma_{\text{druck}}}{2} \quad (34)$$

die maximale Spannungsamplitude. In weiterer Folge wurde mit einem Design of Experiments (DoE) eine Ersatzfunktion entwickelt, welche durch Eingabe der Geometrie und der Belastungen eine Näherung der Spannungsamplitude liefert.

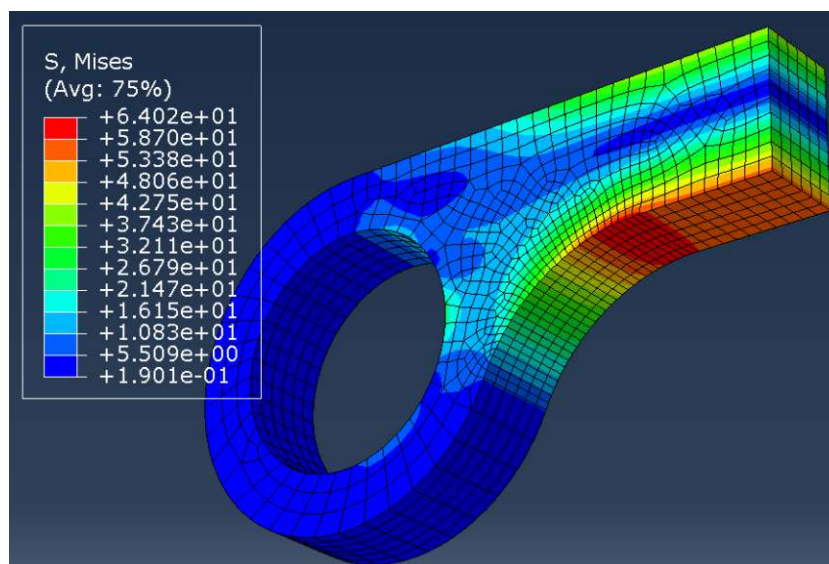


Abbildung 20: Spannungszustände am Biegeanker

Die Größe der Knicklast, bei welcher der Biegeanker versagen muss, liegt nach internen Vorgaben vor und wurde mit einem bestehenden Berechnungsfile ermittelt.

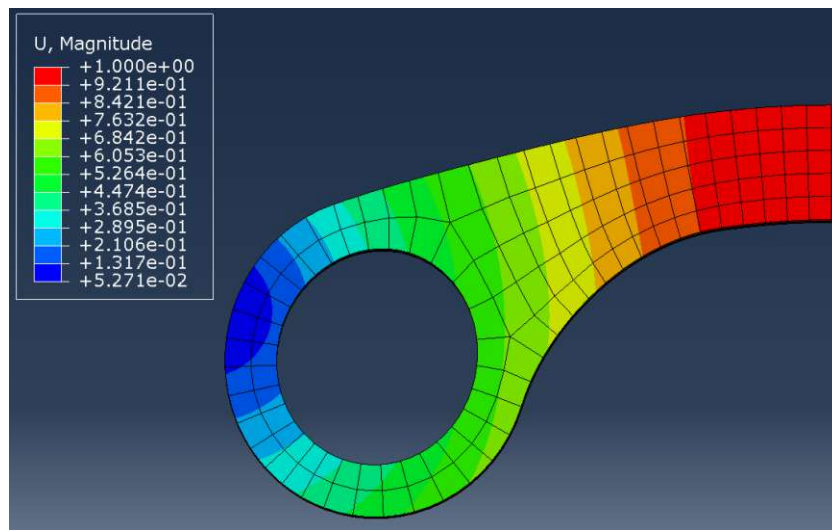


Abbildung 21: Ausknicken des Biegeleikers

### 3.5 Auslegung des Hebels

#### 3.5.1 Bauform mit Biegeleiker

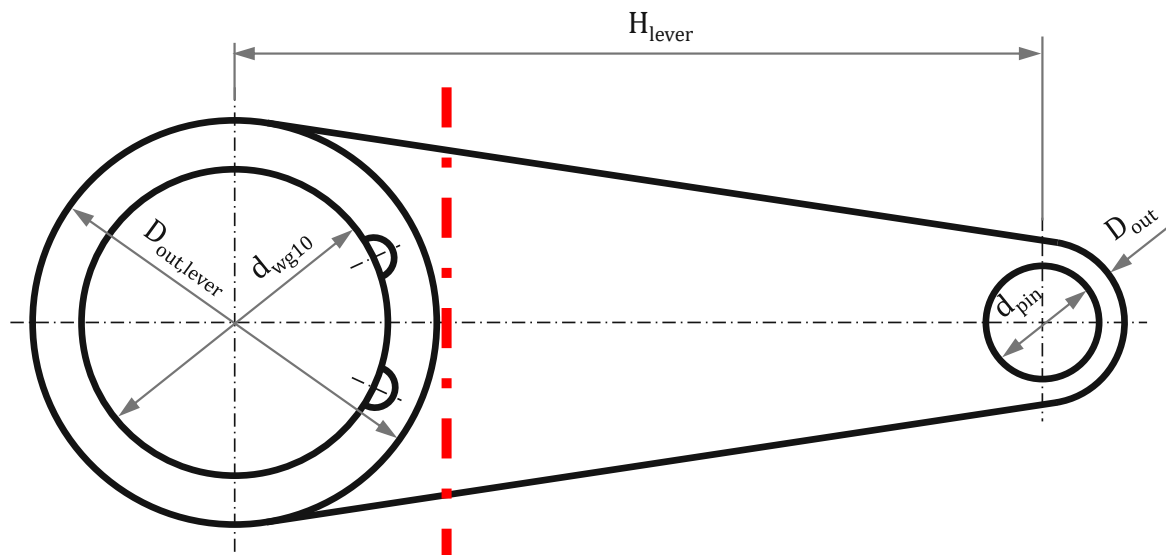


Abbildung 22: Skizze des Hebels für die Bauform mit Biegeleiker

Für die Vorauslegung wurde zunächst die Geometrie des Hebels (Abbildung 22) durch Abschätzungen bestimmt. Die Durchmesser rechts in der Skizze,  $D_{\text{out}}$  und  $d_{\text{pin}}$ , sind die gleichen, wie für den Biegeelenker. Links in der Skizze ist der Innendurchmesser  $d_{\text{wg10}}$  jener des Leitschaufelstiels. Der Außendurchmesser entspricht

$$D_{\text{out,lever}} = d_{\text{wg10}} + 2 \cdot s_{\text{min}} \quad (35)$$

mit

$$s_{\text{min}} = 1,2 \cdot d_{\text{pin,GV}}. \quad (36)$$

Dabei ist  $d_{\text{pin,GV}}$  der Durchmesser des Stiftes, mit dem der Hebel und die Leitschaufel form-schlüssig verbunden sind, und folgt aus

$$A_{\text{pin,GV}} = \frac{T_{\text{GV,max}}}{\frac{d_{\text{wg10}}}{2} \cdot \tau_{\text{uts}} \cdot n_{\text{pin}}} \quad (37)$$

mit  $l_{\text{pin,GV}} / d_{\text{pin,GV}} \approx 2,5-3$ .

$$d_{\text{pin,GV}} = \sqrt{\frac{A_{\text{pin,GV}}}{2,5-3}} \quad (38)$$

Die Überprüfung hinsichtlich der Festigkeit erfolgte in dem durch die rote Linie markierten Bereich (Abb. 22) über die Forderung der Widerstandsmomente

$$W_{\text{b,min}} > W_{\text{b,erf}} \quad (39)$$

wobei sich  $W_{\text{b,erf}}$  ergab durch

$$W_{\text{b,erf}} = \frac{T_{\text{GV,max}} \cdot \frac{d_{\text{wg10}}}{D_{\text{out,lever}}}}{\sigma_{\text{b,min}}}. \quad (40)$$



## 3.5.2 Bauform ohne Biegeelenker

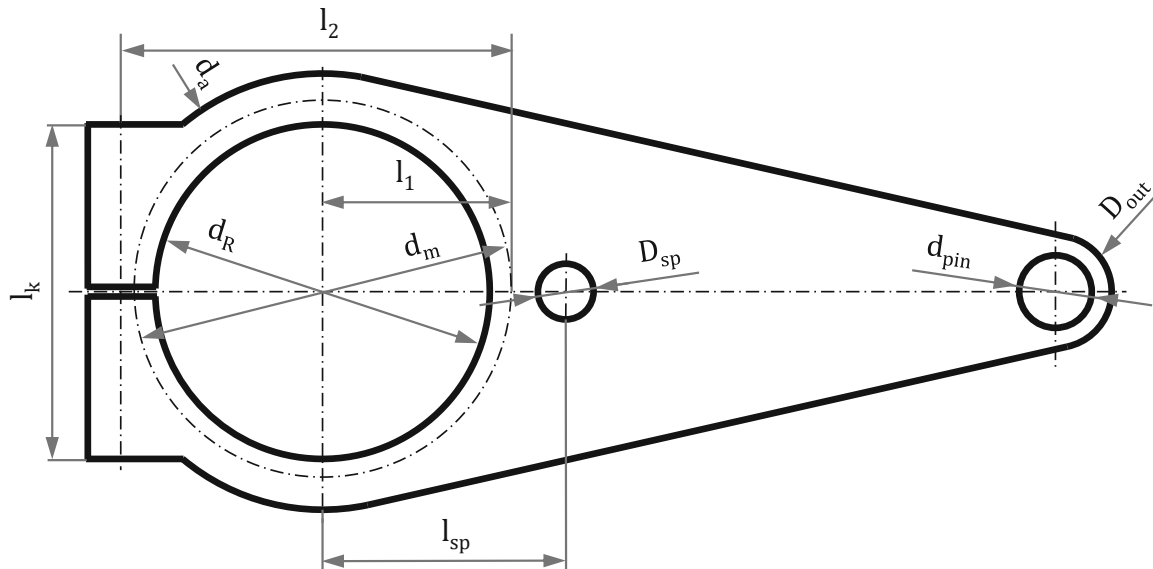


Abbildung 23: Skizze des Hebels für die Bauform ohne Biegeelenker

Bei der Bauform ohne Biegeelenker wird durch eine Klemmschraube am linken Ende des Hebels in Abbildung 23 ein Reibmoment erzeugt, welches groß genug sein muss, damit es für den Lastfall NLC zu keinem Durchrutschen kommt. Als Sicherheitselement wird hier ein Scherbolzen verwendet. Bei einer Erhöhung des auftretenden Momentes über den Lastfall NLC hinaus bis zum von AH festgelegten Auslösemoment wird die gesamte zusätzlich auftretende Kraft vom Scherbolzen übernommen. Dies verhindert ein Durchrutschen des Hebels.

Die Klemmkraft berechnet sich nach

$$F_k = \frac{T_{\text{fric,min}} \cdot l_1}{l_2 \cdot d_r \cdot \mu_{\text{steel}}} \quad (41)$$

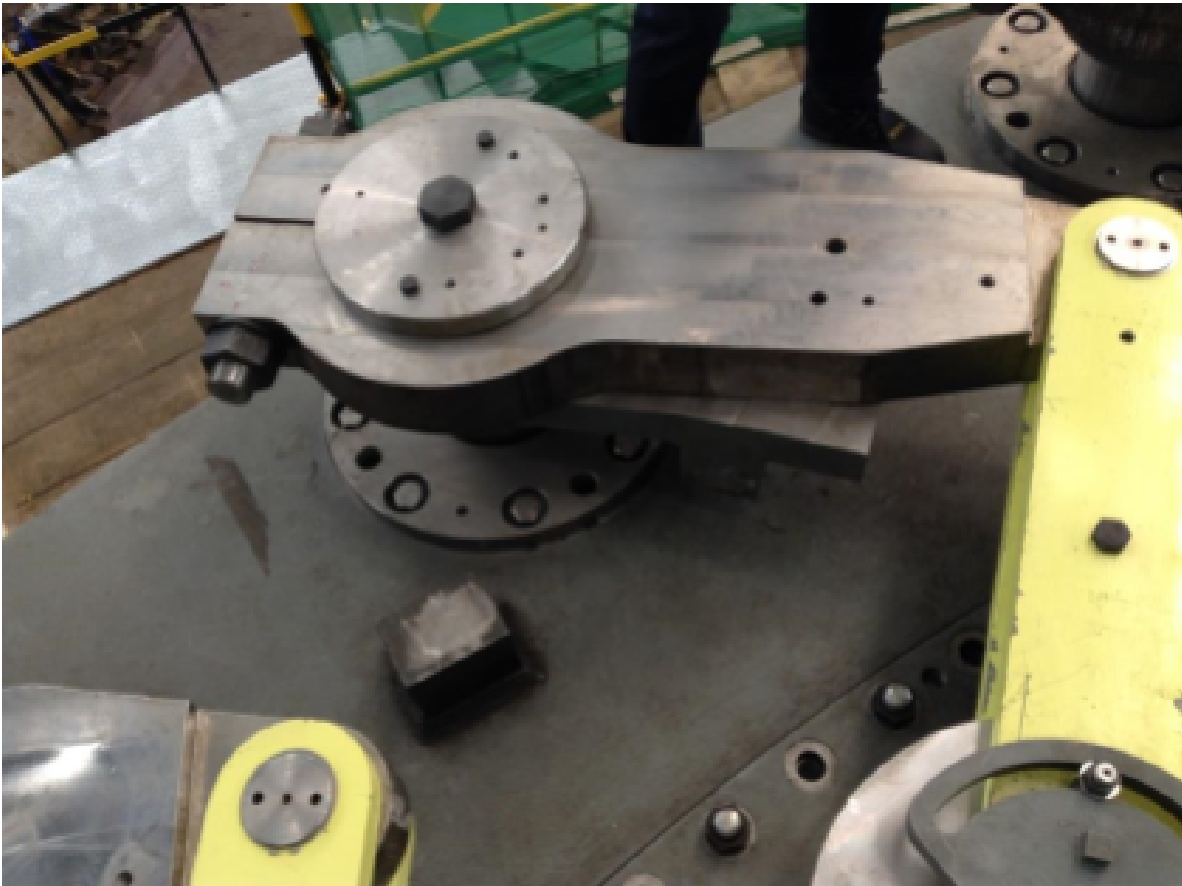


Abbildung 24: Zusammenbau von Leitapparat und Hebel-Lenker-Verbindung [7]

### 3.6 Auslegung des Scherbolzens

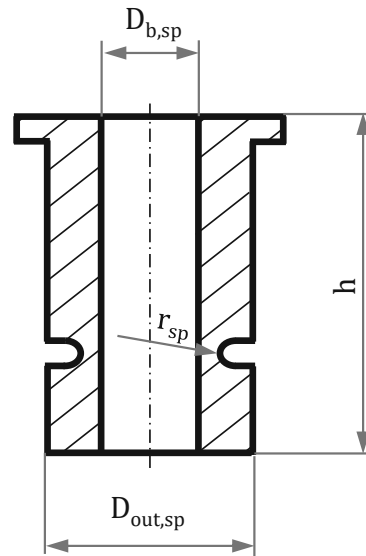


Abbildung 25: Skizze eines Scherbolzens

Die auf den Scherbolzen einwirkende Scherkraft wird gemäß Abbildung 23 durch

$$F_{sp} = \frac{T_{GV,max}}{l_{sp}} \quad (42)$$

umgerechnet. Mit einer zulässigen Scherspannung folgt der minimale Querschnitt zu

$$A_{sp} = \frac{F_{sp}}{\tau_{uts,SP}} \quad (43)$$

Mit einem gewählten Bohrungsdurchmesser folgt der minimale Kerbendurchmesser zu

$$D_{shear} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{sp}}{\pi} + D_{bsp}^2} \quad (44)$$

und weiteres mit einem Rundungsradius der Außendurchmesser zu

$$D_{out,sp} = D_{shear} + 3 \cdot r_{sp}. \quad (45)$$

Höhe und Abmessung des Bundes sind von der Geometrie des Hebels abhängig.

## 4 Optimierungsprozess

Das Kernthema dieser Diplomarbeit war es, die Kinematik des Leitapparates soweit zu optimieren, dass das verdrängte Ölvolumen des Linearantriebes ein Minimum annimmt. Die Reduzierung im benötigten Volumen führt dazu, dass seitens der Hydraulik kleinere Druckspeicher, Tanks und Rohrleitungen verbaut werden können, was direkt zu einer Kostenersparnis in Beschaffung und Wartung führt.

Das verdrängte Volumen ist von der gewählten Anordnung abhängig:

für Anordnung 1

$$V_{\text{servo}} = \frac{(2 \cdot d_{\text{pc}}^2 - d_{\text{rod}}^2) \cdot \pi}{4} \cdot \text{Stroke}_{\text{max}} \quad (46)$$

für Anordnung 2 und 3

$$V_{\text{servo}} = \frac{d_{\text{pc}}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \text{Stroke}_{\text{max}} \cdot z_s \quad (47)$$

Für die Optimierung wurde die Gleichung 10 umgeformt in einen konstanten und einen variablen Term

$$F_{\text{servo}} = \underbrace{\frac{T_{\text{cl}} \cdot R_{\text{reg}} \cdot z_{\text{GV}}}{z_s \cdot R_{\text{servo}}}}_{\text{konstant}} \cdot \underbrace{\frac{\cos(\psi - 90^\circ)}{H_{\text{lever}} \cdot \sin(\beta)}}_{\text{variabel}} \quad (48)$$

Durch geometrische Überlegung erkennt man aus Abbildung 14, dass die Winkel  $\beta$  und  $\psi$  nur von den variablen Größen  $H_{\text{lever}}$ ,  $L_{\text{rod}}$  und  $\gamma_{h0}$  abhängen, weshalb versucht wurde, aus diesen drei Größen einen Zusammenhang, insbesondere ein Verhältnis zwischen Hebel- und Lenkerlänge, zu finden.

$$R_{L\gamma} = \sqrt{\left(\frac{D_z}{2}\right)^2 + H_{\text{lever}}^2 - 2 \cdot \frac{D_z}{2} \cdot H_{\text{lever}} \cdot \cos(\gamma_{h0} - \alpha)} \quad (49)$$

$$\psi = \arccos\left(\frac{\left(\frac{D_{\text{reg}}}{2}\right)^2 + L_{\text{rod}}^2 - R_{L\gamma}^2}{2 \cdot \frac{D_{\text{reg}}}{2} \cdot L_{\text{rod}}}\right) \quad (50)$$

$$\epsilon = \arccos \left( \frac{L_{\text{rod}}^2 + R_{L\gamma}^2 - \left(\frac{D_{\text{reg}}}{2}\right)^2}{2 \cdot R_{L\gamma} \cdot L_{\text{rod}}} \right) \quad (51)$$

$$\rho_i = \arccos \left( \frac{H_{\text{lever}}^2 + R_{L\gamma}^2 - \left(\frac{D_z}{2}\right)^2}{2 \cdot R_{L\gamma} \cdot H_{\text{lever}}} \right) \quad (52)$$

$$\beta = \rho_i - \epsilon. \quad (53)$$

Das Verhältnis zwischen den Längen sollte eine Funktion in Abhängigkeit der Fallhöhe und des Durchflusses sein.

$$\text{Ratio} = \frac{L_{\text{rod}}}{H_{\text{lever}}} = f_{(H,Q)}. \quad (54)$$

Dafür wurde das Optimierungsprogramm *HEEDS*[5] von Siemens verwendet.

#### 4.1 Vergleich der bisherigen Ausführungen und Optimierung

Zunächst wurde an bestehenden Referenzanlagen das Verhältnis der Längen zwischen Lenker und Hebel bestimmt. Bei der Auswertung zeigte sich, dass es keinen allgemein gültigen Zusammenhang der Verhältnisse gibt. Aus diesem Grund wurde in weiterer Folge in einer Excel Arbeitsmappe die Berechnung für das Gesamtarbeitsvermögen des Hydraulikzylinders

$$W = F_{\text{servo,max}} \cdot \text{Stroke}_{\text{max}} \quad (55)$$

aufgestellt (siehe dazu Rechenbeispiel im Anhang). Dieses Berechnungsfile wurde danach in das Programm *HEEDS* implementiert. Der Ablauf wird in Kapitel 4.2 genauer erläutert.

## 4.2 Optimierung der Kinematik mit HEEDS

Grundsätzlich gliedert sich der Vorgang des Programms in folgende Schritte

- Öffnen der hinterlegten Excel Arbeitsmappe
- Ändern der definierten Parameter der Leitapparatkinematik ( $H_{\text{lever}}$ ,  $L_{\text{rod}}$  und  $\gamma_{h0}$ , Abbildung 14)
- Anpassung des dafür benötigten Hydraulikzylinders (Kolbendurchmesser  $D_{pc}$  und Kolbenstangendurchmesser  $D_{pr}$ )
- Ausgabe des aktuellen Arbeitsvermögens
- Speichern der geänderten Arbeitsmappe und Werte für das Postprocessing

Die Abbildungen 26 bis 28 dienen zur Veranschaulichung des Optimierers

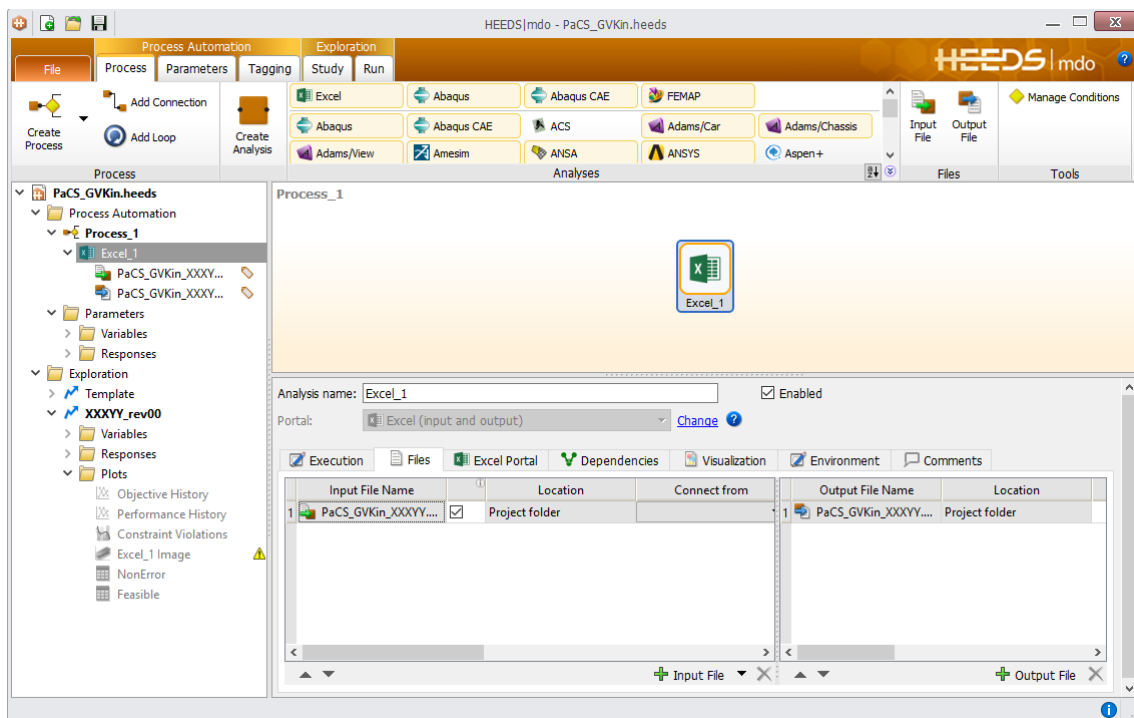


Abbildung 26: HEEDS - Process Tab

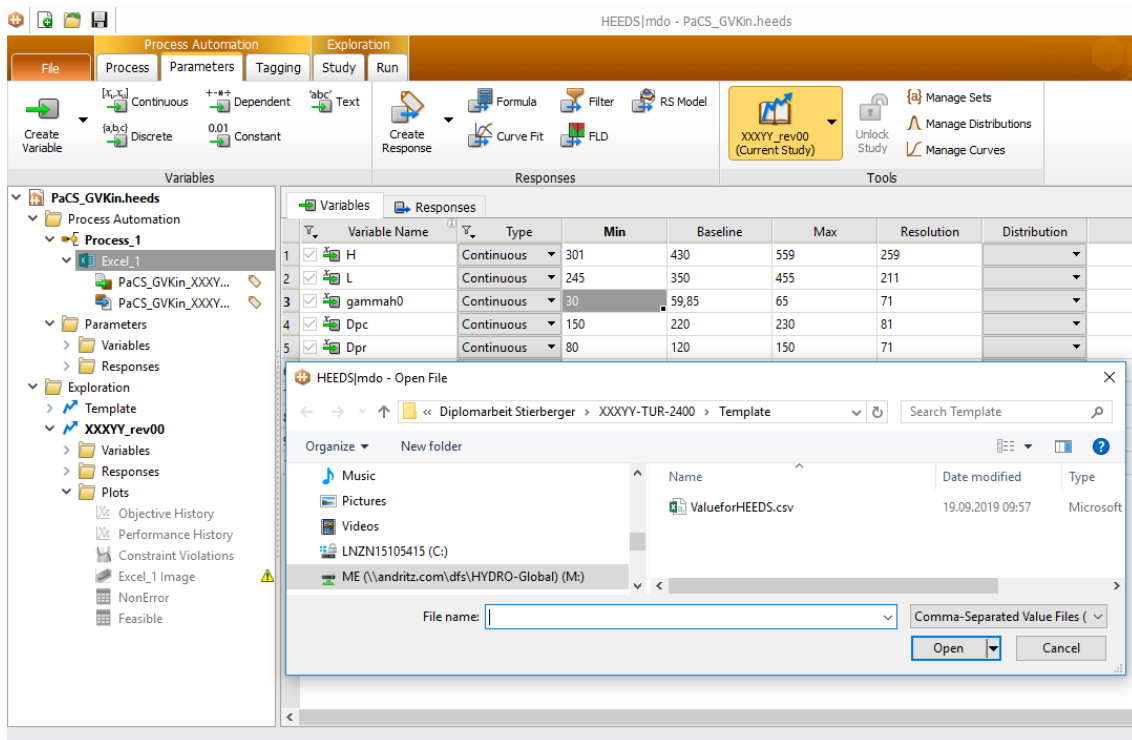


Abbildung 27: HEEDS - Parameter Tab

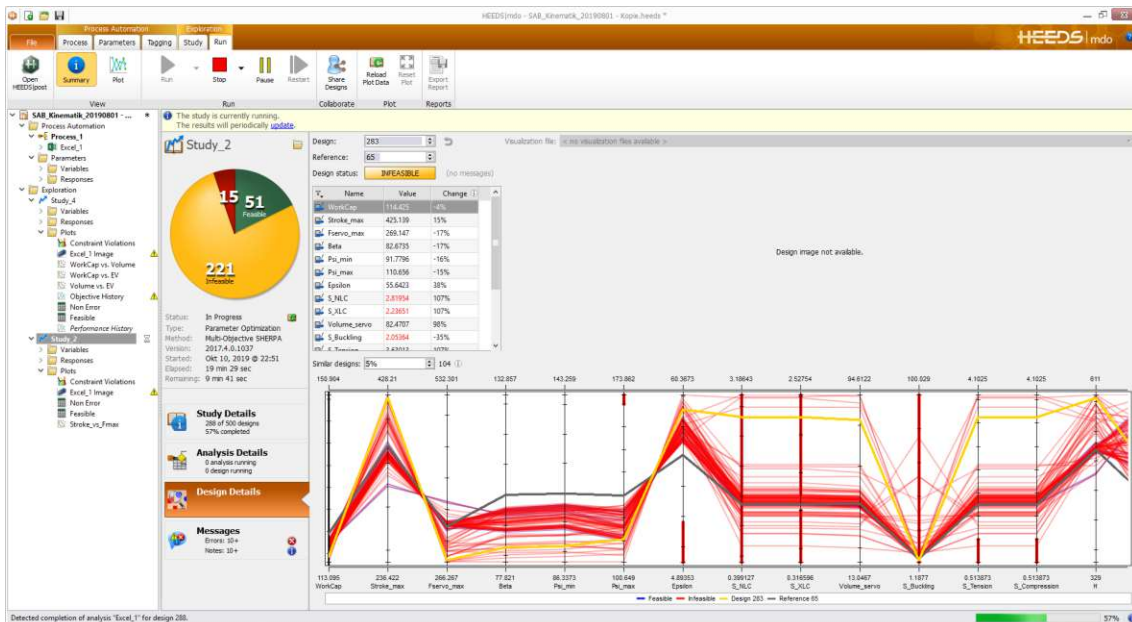


Abbildung 28: HEEDS - Run Tab

Hierbei wurden für jede Referenzanlage aus Tabelle 3 2000 Evaluierungen durchgeführt und das Ergebnis in der Form einer Pareto Front ausgegeben. Nachdem jede Anlage ihre eigene Charakteristik besitzt, können unterschiedliche Formen einer Pareto Front entstehen. Dies veranschaulicht Abbildung 29, welche das Ergebnis von vier Referenzanlagen aus dieser Tabelle zeigt. In diesen Diagrammen ist auf der x-Achse das Arbeitsvermögen und auf der y-Achse die minimal notwendige, gesamte Hydraulikzylinderkraft aufgetragen. Jeder blaue Punkt stellt ein mögliches Design der Kinematik, unter Einhaltung der Randbedingungen dar. Der graue, umrandete Kreis repräsentiert das Baseline Design. Mit diesen 4 Fällen wird veranschaulicht, dass bei allen eine Reduzierung des Arbeitsvermögens und dadurch eine Kostensenkung möglich gewesen wäre.

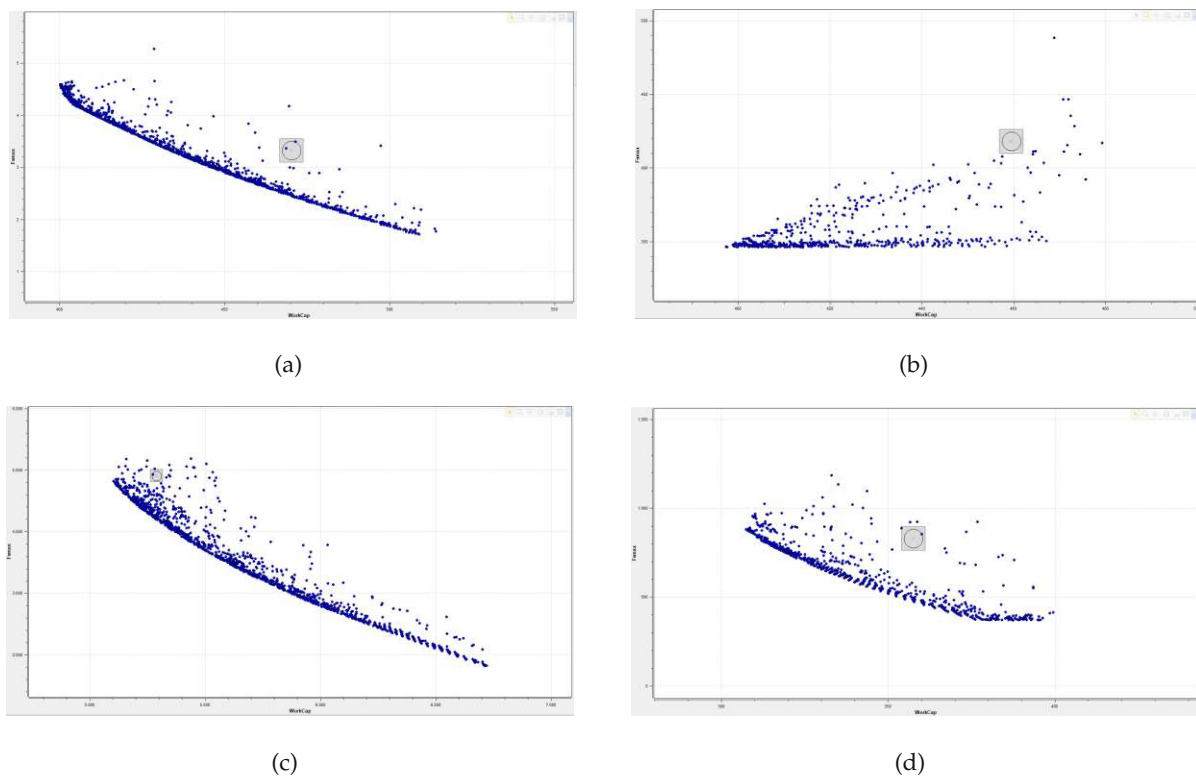


Abbildung 29: Verschiedene Formen einer Paretofront

„Ein Pareto-Optimum (...) ist ein Zustand, in dem es nicht möglich ist, eine (Ziel-)Eigenschaft zu verbessern, ohne zugleich eine andere verschlechtern zu müssen“ [6].

Dies lässt sich am Beispiel von Abbildung 29-d sehr gut erklären. Die Grenzlinie der Optima sinkt mit einer negativen Steigung und geht danach in eine waagrechte Linie über. Die Verbes-



serung des Arbeitsvermögens  $W$  ist annähernd unter gleicher Hydraulikzylinderkraft bis zum Knickpunkt möglich. Danach erfolgt eine weitere Verringerung von  $W$  nur unter Zunahme von  $F_{\min}$ . Im umgekehrten Fall, eine Minimierung von  $F_{\min}$  bedeutet automatisch eine Steigerung von  $W$ .

### 4.3 Entwicklung analytischer Funktion

Aus den Paretofronten wurde für jede Anlage individuell das ideale Verhältnis bestimmt. Mit diesen neu gefundenen Verhältnissen wurde eine analytische Funktion der Form

$$H_{\text{lever}} = \alpha \cdot H^{\beta} \cdot Q^{\gamma} \quad (56)$$

für die optimale Hebellänge ermittelt. Die Wahl für die beiden Parameter  $H$  und  $Q$  liegt darin begründet, dass diese die einwirkenden Momente definieren und zugleich, wie in Abbildung 30 gezeigt, die Bauart des Laufrades festlegen. Der Volumenstrom  $Q$  ist hier implizit über die spezifische Drehzahl

$$n_q = n \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H_{\text{stat}}^3}}} \quad (57)$$

mit der tatsächlichen Drehzahl  $n$  des Laufrades gegeben.

Dabei wurden unter Verwendung der Solver Funktion in Excel die Werte für  $\alpha$ ,  $\beta$  und  $\gamma$  variiert und mit dem Root-Mean-Square Verfahren (RMS-Verfahren) die Abweichung zum tatsächlichen Wert bestimmt.

Hierbei wurde mit der analytischen Funktion ein IST-Wert ermittelt

$$x_{\text{IST}} = \alpha \cdot H^{\beta} \cdot Q^{\gamma} \quad (58)$$

und danach die Summe der quadratischen Mittel der Differenzen zum SOLL-Wert

$$\Sigma = \frac{(x_{\text{IST}} - x_{\text{SOLL}})^2}{n} \quad (59)$$

gebildet. Je kleiner die Summe ist, desto genauer entspricht das Ergebnis der analytischen Funktion dem wahren Wert.

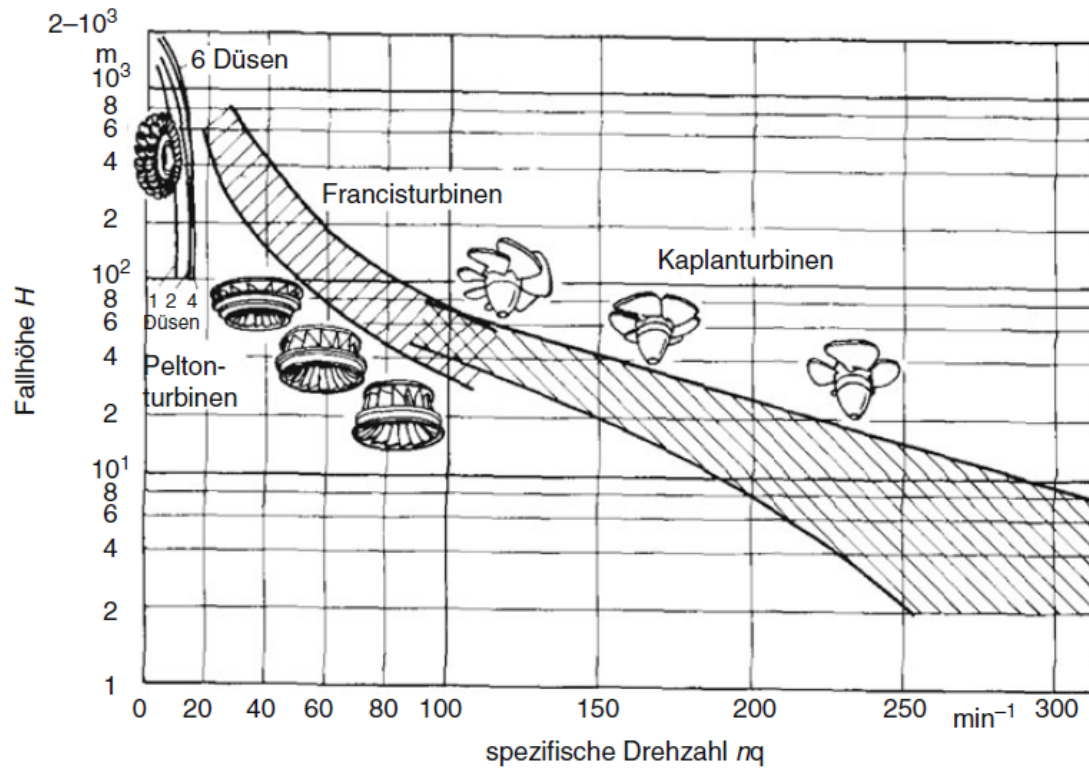


Abbildung 30: Turbinenbauart in Abhängigkeit der Fallhöhe und spezifischen Drehzahl[11]

Projekt	H <sub>stat</sub>	Q	L/H ausgeführt	L/H optimiert	Differenz	Abweichung
1	125,50 m	153,25 m <sup>3</sup> /s	0,6712	0,6950	0,00057	-4 %
2	141,00 m	205,30 m <sup>3</sup> /s	0,4135	0,7214	0,09479	-74 %
3	222,63 m	29,56 m <sup>3</sup> /s	0,5830	0,5057	0,00598	+13 %
4	66,10 m	110,00 m <sup>3</sup> /s	0,5940	0,6550	0,00372	-10 %
5	122,80 m	221,62 m <sup>3</sup> /s	0,7285	0,7625	0,00115	-5 %
6	208,90 m	107,00 m <sup>3</sup> /s	0,974 6	0,6457	0,10817	+34 %
7	56,00 m	90,50 m <sup>3</sup> /s	0,4980	0,5677	0,00486	-14 %
8	39,00 m	505,40 m <sup>3</sup> /s	0,7530	0,5830	0,02891	+23 %
9	30,00 m	810,00 m <sup>3</sup> /s	0,6639	0,6970	0,00110	-5 %
10	647,30 m	38,50 m <sup>3</sup> /s	0,4135	0,4233	0,00010	-2 %
11	105,90 m	89,11 m <sup>3</sup> /s	0,4175	0,6671	0,06230	-60 %
12	35,89 m	90,00 m <sup>3</sup> /s	0,6395	0,5570	0,00688	+13 %
13	39,20 m	97,00 m <sup>3</sup> /s	0,7806	0,6304	0,02256	+19 %
14	73,60 m	104,11 m <sup>3</sup> /s	0,5089	0,6755	0,02774	-33 %
15	227,43 m	53,85 m <sup>3</sup> /s	0,6441	0,6895	0,00207	-7 %
16	30,98 m	175,00 m <sup>3</sup> /s	0,8667	0,6452	0,04905	+26 %
Summe					0,4199	

Tabelle 3: Ergebnis der RMS Rechnung

Da allerdings die prozentuellen Abweichungen (Tabelle 3) zu groß waren, wurde die Entscheidung getroffen, Abstand von einer allgemeinen analytischen Funktion zu nehmen und dafür die Kinematikoptimierung für jedes Projekt separat durchzuführen.

Die nachfolgende Tabelle 4 zeigt anhand von sechs Referenzanlagen aus Tabelle 3, plus zusätzlich vier unabhängigen Testanlagen, das Ergebnis einer separaten Optimierung. In Tabelle 5 ist die Einsparung am benötigten Regelvolumen gelistet. Im Fall der ersten Anlage führte die Optimierung zu einer Erhöhung des benötigten Ölvolumens, da die ausgeführte Anlage einen Sicherheitswert unterhalb des von AH festgelegten Wertes hat.

Anlagendaten		Ausgeführte Anlage					
H <sub>stat</sub>	Q	H	L	$\gamma_{h0}$	D <sub>pc</sub>	D <sub>pr</sub>	V <sub>servo</sub>
56 m	90,5 m <sup>3</sup> /s	560 mm	400 mm	60 °	360 mm	150 mm	119,5 Liter
222,63 m	29,56 m <sup>3</sup> /s	230 mm	220 mm	60 °	210 mm	90 mm	9,8 Liter
77,8 m	271,6 m <sup>3</sup> /s	550 mm	630 mm	74,83 °	450 mm	200 mm	133,5 Liter
125,5 m	153,25 m <sup>3</sup> /s	350 mm	400 mm	53,32 °	320 mm	130 mm	40,4 Liter
66,1 m	110 m <sup>3</sup> /s	430 mm	350 mm	59,85 °	220 mm	120 mm	26,6 Liter
39,2 m	97 m <sup>3</sup> /s	558,4 mm	393,7 mm	39,5 °	405 mm	80 mm	121,7 Liter
39 m	505,4 m <sup>3</sup> /s	975 mm	600 mm	30 °	400 mm	170 mm	457,8 Liter
684 m	68,3 m <sup>3</sup> /s	500 mm	335,2 mm	40 °	500 mm	250 mm	142,0 Liter
122,8 m	193,1 m <sup>3</sup> /s	475 mm	450 mm	63,14 °	530 mm	200 mm	185,6 Liter
108,9 m	89,11 m <sup>3</sup> /s	360 mm	290 mm	48 °	260 mm	160 mm	23,6 Liter

Anlagendaten		Optimierte Anlage					
H <sub>stat</sub>	Q	H	L	$\gamma_{h0}$	D <sub>pc</sub>	D <sub>pr</sub>	V <sub>servo</sub>
56 m	90,5 m <sup>3</sup> /s	580 mm	422 mm	61 °	362 mm	121,2 mm	123,4 Liter
222,63 m	29,56 m <sup>3</sup> /s	297 mm	190 mm	54 °	200,4 mm	91,5 mm	8,8 Liter
77,8 m	271,6 m <sup>3</sup> /s	550 mm	300 mm	60°	450 mm	215 mm	106,2 Liter
125,5 m	153,25 m <sup>3</sup> /s	419 mm	381 mm	57,5 °	278 mm	132 mm	34,4 Liter
66,1 m	110 m <sup>3</sup> /s	498 mm	343 mm	53 °	200 mm	112 mm	20,8 Liter
39,2 m	97 m <sup>3</sup> /s	690mm	385 mm	40,5 °	348 mm	79 mm	102,8 Liter
39 m	505,4 m <sup>3</sup> /s	975 mm	600 mm	30 °	389 mm	171 mm	433,0 Liter
684 m	68,3 m <sup>3</sup> /s	350 mm	258 mm	30,5 °	488 mm	250 mm	107,2 Liter
122,8 m	193,1 m <sup>3</sup> /s	457 mm	460 mm	55 °	493,61 mm	161 mm	158,2 Liter
108,9 m	89,11 m <sup>3</sup> /s	394 mm	215 mm	42 °	228 mm	116 mm	23,0 Liter

Tabelle 4: Vergleich zwischen ausgeführten Anlagen und deren Optimierung

Differenz	
$V_{\text{servo}}$	$V_{\text{servo}}$
3,93 Liter	3 %
-1,04 Liter	-11 %
-27,26 Liter	-20 %
-6,01 Liter	-15%
-5,76 Liter	-22 %
-18,93 Liter	-16 %
-24,83 Liter	-5 %
-34,8 Liter	-25 %
-27,39 Liter	-15 %
-0,60 Liter	-3%

Tabelle 5: Differenz Hydraulikzylindervolumen und Abweichung

#### 4.4 Optimierung des Biege lenkers mit HEEDS

Da in der Kinemattkette, vom Regelring bis zur Leitschaukel, der Biege lenker als Sicherheits-element agiert, ist dieser das schwächste Glied. Demzufolge müssen alle übrigen Bauteile eine höhere Belastung ertragen. Die Auslösekraft, bei welcher der Biege lenker versagt, ist nach internen Vorgaben eindeutig festgelegt.

Daraufhin wurde wiederum mit *HEEDS* die Geometrie des Lenkers variiert, um eine möglichst kleine Auslösekraft zu erhalten. Dies geschah unter Berücksichtigung der Kriterien aus Kapitel 3.4.

## 5 Design of Experiments (DoE)

Hintergrund des DoE ist, einen experimentellen Zusammenhang zwischen Eingangsvariablen und Ausgangsvariablen zu finden und daraus eine Ersatzfunktion, genannt Surrogatefunktion, zu erstellen. Durch Bildung einer solchen Funktion ist es möglich, je nach deren Güte, ohne lange Rechenzeit in einem CAE-Programm eine gute Näherung des tatsächlichen Ergebnisses zu erhalten.

Im konkreten Fall stellten die Geometrie und Belastung des Bauteils die Eingangsvariablen und die Spannungsamplitude in der Kerbe die Ausgangsvariable dar.

### 5.1 Vorbereitung der Studie

Durch Ermittlung der Kleinst- und Größtwerte anhand von zehn ausgeführten Biegeelkern, wurde zunächst der Designbereich für die Studie festgelegt. Nachdem die Ersatzfunktion nur für Geometrien in diesem Bereich ein Ergebnis liefert, wurde dieser nach oben und unten um circa 20 Prozent erweitert.

Des Weiteren ist es wichtig, ein robustes CAE Modell zu erstellen, da während dem DoE die Parameter zufällig variiert werden und es, wie man in Tabelle 6 erkennen kann, durchaus passiert, dass der Innenradius größere Werte als der Außenradius annimmt. Solche Fehler im Modellaufbau führen zu einer hohen Anzahl an ErrorDesigns und sind zu vermeiden. Als Abhilfe wurden die Parameter in Verhältnisse (Tabelle 7) zueinander gesetzt. Die nachfolgenden Formeln beschreiben die Umrechnung von Verhältnissen auf die Geometrie des  $\frac{1}{4}$  Modells.

depth	inner radius	length	outer radius	transition	width	min. Load	max. Load
70 mm	45 mm	400 mm	67,5 mm	70 mm	41 mm	-78380 N	64192 N
72 mm	37,5 mm	350 mm	60 mm	60 mm	36 mm	-86129 N	80050 N
50 mm	33 mm	220 mm	47 mm	40 mm	32,5 mm	-40483 N	31569 N
70 mm	37,5 mm	450 mm	60 mm	60 mm	39,5 mm	-68233 N	66796 N
85 mm	55 mm	300 mm	75 mm	50 mm	31,5 mm	-65473 N	43489 N
64 mm	40,5 mm	385 mm	60 mm	120 mm	46 mm	-51220 N	45417 N
55 mm	41 mm	400 mm	56 mm	80 mm	35 mm	-29063 N	9003 N
67 mm	37,5 mm	446 mm	65 mm	90 mm	48 mm	-70800 N	25070 N
100 mm	50 mm	630 mm	85 mm	85 mm	77 mm	-124000 N	121280 N
40 mm	32,5 mm	350 mm	60 mm	70 mm	55 mm	-55575 N	44489 N

Tabelle 6: Designgrenzen als Abmessungen ausgeführter Biegeanker

Ratio IR/OR	Ratio W/D	Ratio T/OR	Ratio D/IR	p
0,666667	1,17143	1,03704	0,77778	11,97 MPa
0,62500	1,00000	1,00000	0,96000	15,95 MPa
0,70213	1,30000	0,85106	0,75758	12,27 MPa
0,62500	1,12857	1,00000	0,93333	13,00 MPa
0,73333	0,74118	0,66667	0,77273	7,00 MPa
0,67500	1,43750	2,0000	0,79012	9,88 MPa
0,73214	1,27273	1,42857	0,67073	6,44 MPa
0,57692	1,43284	1,38462	0,89333	14,09 MPa
0,58824	1,54000	1,00000	1,00000	12,40 MPa
0,54167	2,75000	1,16667	0,61538	21,38 MPa

Tabelle 7: Designgrenzen als Verhältnis zueinander

$$\text{RatioIR/OR} = \frac{\text{innerradius}}{\text{outerradius}} \quad (60)$$

$$\text{RatioW/D} = \frac{\text{width}}{\text{depth}} \quad (61)$$

$$\text{RatioT/OR} = \frac{\text{transition}}{\text{outerradius}} \quad (62)$$

$$\text{RatioD/IR} = \frac{\text{depth}}{\text{innerradius}} \quad (63)$$

$$p = \frac{\text{Load1}}{\text{RatioD/IR} \cdot \text{innerradius}^2} \quad (64)$$

Dabei sind die Abmessungen in Abbildung 31 ersichtlich, „depth“ steht für die Dicke des Lenkers,  $p$  ist die Flächenpressung im Regelbolzenauge und „Load1“ der Absolutwert der Druckkraft (min. Load) aus 6.

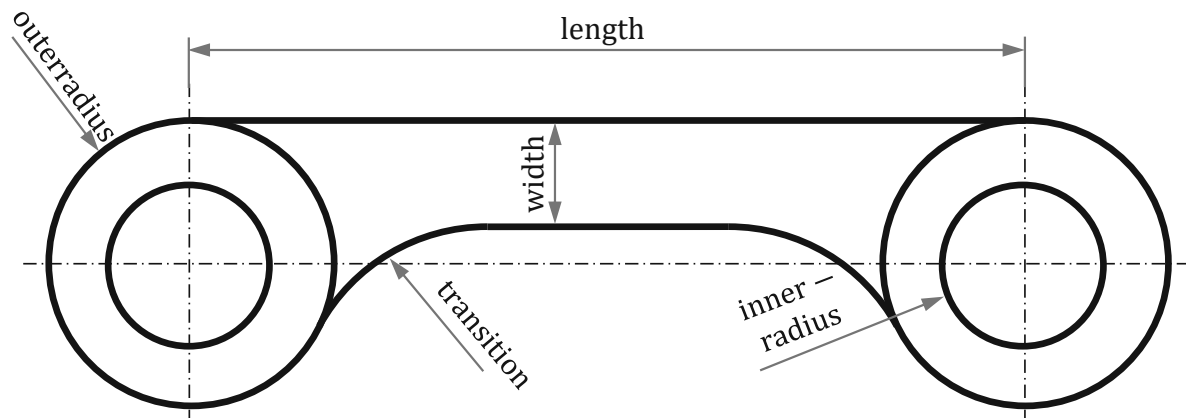


Abbildung 31: Begriffe des Biege lenkers



## 5.1.1 Skizze des Biegelekkers in Abaqus

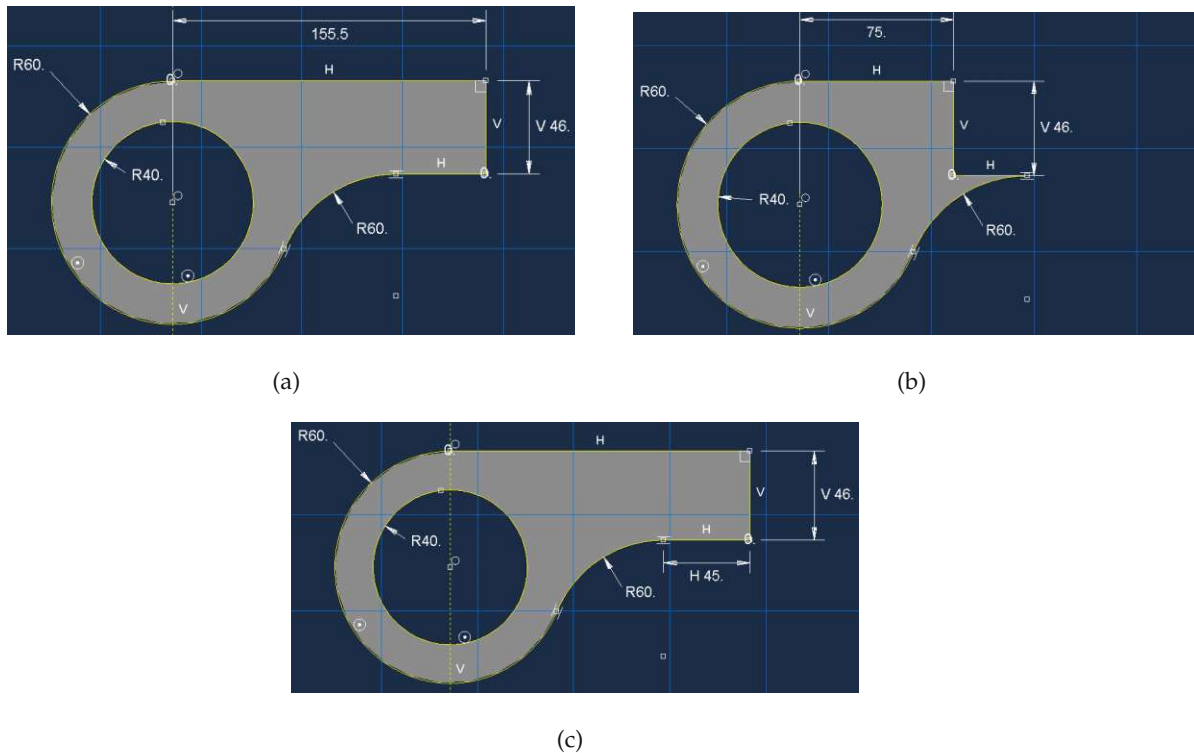


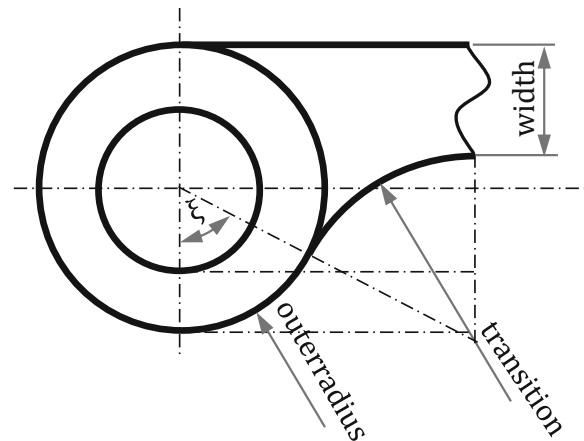
Abbildung 32: Skizzen des Biegelekkers in Abaqus

Für ein robustes CAE-Modell in einer DoE Studie ist es wichtig, eine stabile Skizze zu erstellen. Wie man in Abbildung 32 erkennen kann, könnte eine Verkürzung der Biegelekkerslänge unter Beibehalten oder Vergrößern der anderen Parameter zu einer unbrauchbaren Skizze führen. Aus diesem Grund wurde, wie in Abbildung 32 c, die Länge auf der unteren Seite definiert. Dadurch kann eine Geometrie, wie in Abbildung 32 b, nicht mehr entstehen. Damit dennoch für die spätere Eingabe der Ersatzfunktion die tatsächliche Biegelekkerslänge verwendet werden kann, wurde diese auf die Ersatzlänge wie folgt umgerechnet

$$l = \frac{L_{\text{rod}}}{2} - (\text{outerradius} + \text{transition}) \cdot \sin(\xi) \quad (65)$$

mit

$$\xi = \arccos\left(1 - \frac{2 \cdot \text{outerradius} - \text{width}}{\text{outerradius} + \text{width}}\right) \quad (66)$$

Abbildung 33: Bestimmung des Winkels  $\xi$ 

## 5.2 Abaqus Modell

Für ein genaueres Ergebnis wurde eine Kontaktsimulation durchgeführt. Dabei wird, wie in Abbildung 35 dargestellt, die Belastung nicht über eine Einzelkraft, sondern über eine analytische Fläche mit der Steifigkeit  $EI \rightarrow \infty$ , welche quasi den Regelbolzen darstellt, aufgebracht. Da eine Kontaktsimulation mehr Rechenzeit in Anspruch nimmt, wurde der Biegeanker als Doppelt symmetrisches Modell erstellt, (Abbildung 34). In einem Rechengang wurde die Belastung für Zug und Druck aufgebracht und anschließend im Postprocessing mit  $\sigma_A = \frac{\sigma_{\text{zug}} - \sigma_{\text{druck}}}{2}$  die maximale Spannungsamplitude nach Mises in der Kerbe gebildet, (Abbildung.36).

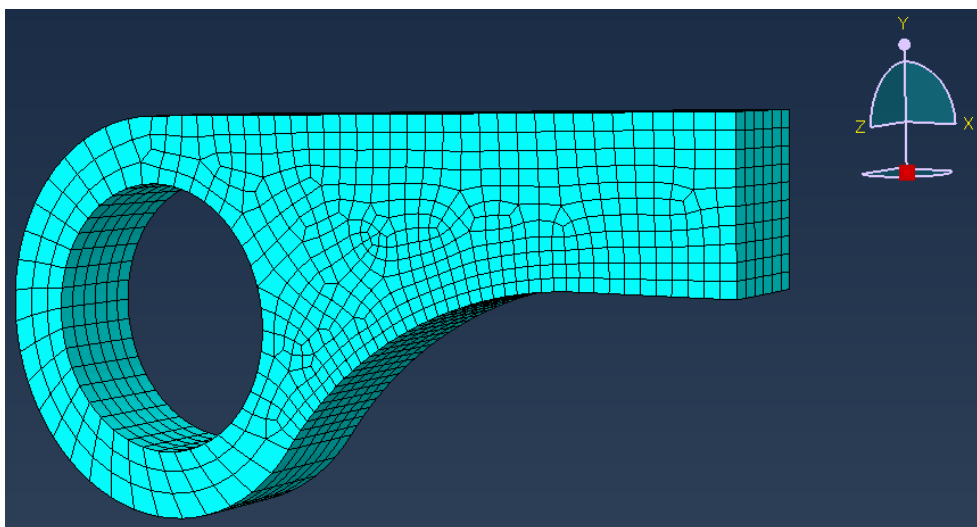


Abbildung 34: Vernetztes CAE Modell des Biegeankers

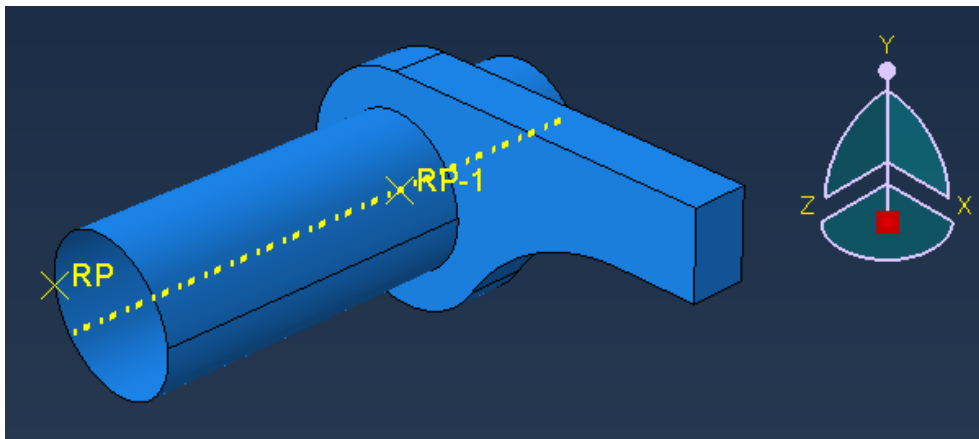


Abbildung 35: CAE Modell des Biegeelkers mit analytischer Fläche

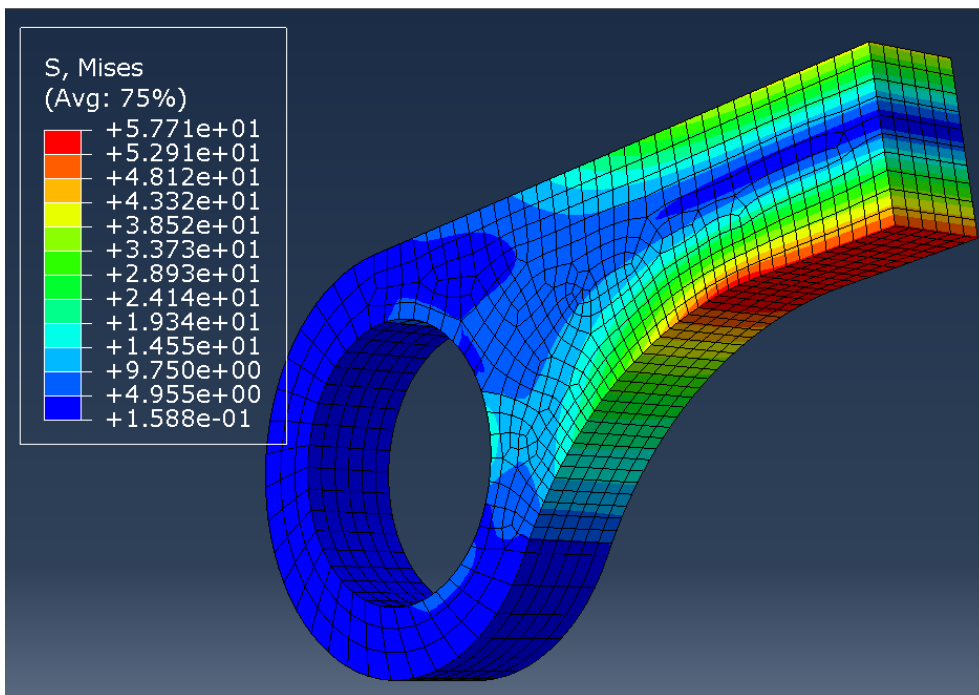


Abbildung 36: CAE Modell des Biegeelkers im Postprocessing

### 5.3 Durchführung mit HEEDS

Das DoE wurde ebenfalls mit dem Optimierungsprogramm *HEEDS* durchgeführt. Der Ablauf gliedert sich wie folgt

- Öffnen des CAE-Files, Änderung der Geometrie und Belastung, erstellen des Input Files für den Abaqus Solver
- Starten des Abaqus Solvers, einlesen des Input Files, Rechnung
- Auswertung und Ausgabe der vorher definierten Werte

Von Seiten des Supports wird als Studienumfang für ein erfolgreiches DoE ein Umfang von  $3^x$  Rechnungen empfohlen, wobei  $x$  für die Anzahl der veränderlichen Parameter steht. Dies würde bei dieser Studie einen Umfang von  $3^8 = 6561$  ausmachen.

Im Postprocessing von HEEDS wurde im Anschluss an die Studie mit allen erfolgreichen „Success Designs“ eine Ersatzfunktion erstellt. Die Genauigkeit dieser Ersatzfunktion wird im Programm durch die automatische Auswertung der Kreuzvalidierung ermittelt. Durch Erhöhung des Studienumfanges oder Ausschließen einzelner Success Desgins kann man die Abweichung senken. Aus zeitlichen Gründen wurde das DoE nach 1790 erfolgreichen Rechnungen beendet. Diese ergaben in der Kreuzvalidierung eine Abweichung von 17,4 Prozent und wurden von AH akzeptiert.

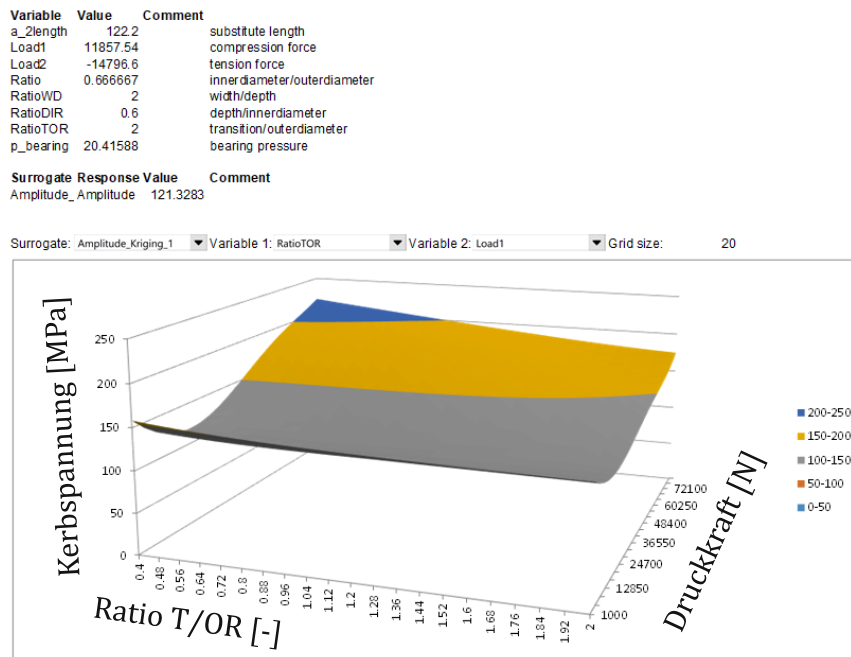


Abbildung 37: Ergebnis der DOE als Surrogate Funktion in Excel

Die Surrogate Funktion wird von *HEEDS* direkt in der Form einer Excel Arbeitsmappe exportiert. In Abbildung 37 sieht man die umgerechneten Eingangsvariablen und die Spannungsamplitude als Response Value. Zusätzlich lassen sich 3-dimensionale Plots erstellen, um den Einfluss zweier Parameter auf die Spannungsamplitude zu veranschaulichen. In diesem Fall ist der Einfluss zwischen dem Verhältnis vom Rundungsradius  $T$  und Außenradius des Biegekerbes ( $\text{Ratio } T/OR$ ) und der Druckkraft aufgezeichnet.

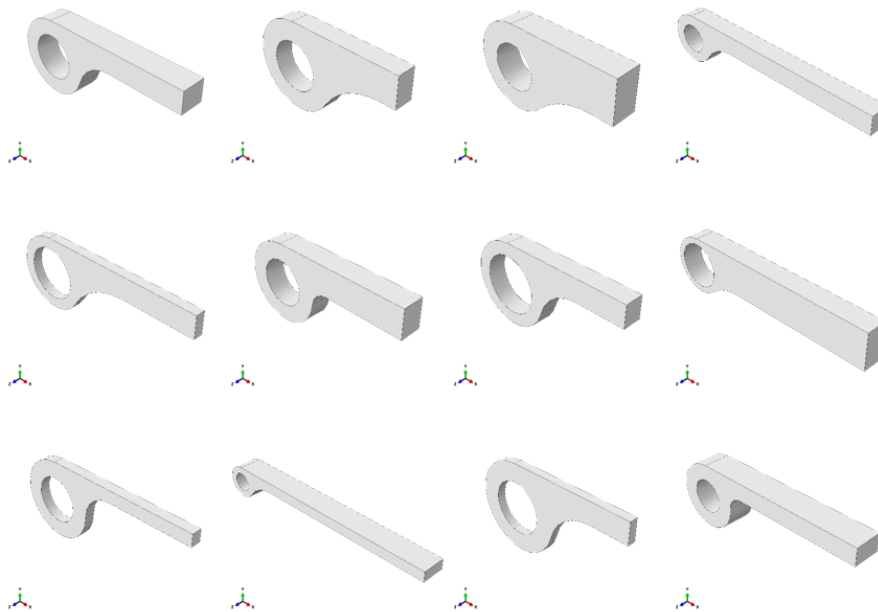


Abbildung 38: Verschiedene Modelle des Biegeelkers während der DoE Studie

#### 5.4 Auswertung und Vergleich

Für die Auswertung und Beurteilung wurden die Spannungsamplituden in der Kerbe jeweils mit der Surrogate Funktion und der exakten Abaqus Rechnung ermittelt und gegenübergestellt. Dieser Vergleich wurde, wie in Tabelle 8 erkennbar, bereits während der Studie durchgeführt, um die Verbesserung der Funktion zu verfolgen. Mit einer Erhöhung von 900 auf 1200 Success Designs ist eine Verschlechterung der mittleren Abweichung festzustellen. Mit einer weiteren Ausweitung auf ungefähr das doppelte von 1790 Designs nahm die mittlere Abweichung um circa ein Drittel ab.

Seitens AH wurde diese mittlere Abweichung von 15 Prozent für eine Vorauslegung akzeptiert und somit der Studienumfang nicht weiter vergrößert.

Testprojekt	Abaqus Solver	DOE Surrogate 900 Success	Differenz	DOE Surrogate 1200 Success	Differenz
1	117 MPa	100 MPa	-15 %	107 MPa	-9 %
2	116 MPa	200 MPa	+72 %	209 MPa	+80 %
3	231 MPa	167 MPa	-28 %	189 MPa	-18 %
4	102 MPa	102 MPa	0 %	150 MPa	+47 %
5	158 MPa	112 MPa	-29 %	63 MPa	-60 %
6	291 MPa	284 MPa	-2 %	294 MPa	+1 %
7	366 MPa	371 MPa	+1 %	294 MPa	-20 %
8	245 MPa	202 MPa	-18 %	207 MPa	-16 %
9	257 MPa	272 MPa	+6 %	280 MPa	9 %
10	387 MPa	230 MPa	-41 %	271 MPa	-30 %
11	204 MPa	148 MPa	-27 %	144 MPa	-29 %
12	112 MPa	69 MPa	-38 %	72 MPa	-36 %
13	126 MPa	119 MPa	-6 %	128 MPa	+2 %
Durchschnittliche Abweichung			+22 %		+27 %

Testprojekt	Abaqus Solver	DOE Surrogate 1650 Success	Differenz	DOE Surrogate 1790 Success	Differenz
1	117 MPa	120 MPa	+3 %	126 MPa	+8 %
2	116 MPa	187 MPa	+61 %	181 MPa	+56 %
3	231 MPa	195 MPa	-16 %	190 MPa	+2 %
4	102 MPa	111 MPa	+9 %	104 MPa	-4 %
5	158 MPa	108 MPa	-32 %	152 MPa	-14 %
6	291 MPa	274 MPa	-6 %	249 MPa	-4 %
7	366 MPa	373 MPa	+2 %	352 MPa	-9 %
8	245 MPa	200 MPa	-18 %	224 MPa	-9 %
9	257 MPa	242 MPa	-6 %	233 MPa	-9 %
10	387 MPa	278 MPa	-28 %	288 MPa	-26 %
11	204 MPa	157 MPa	-23 %	136 MPa	-33 %
12	112 MPa	86 MPa	-23 %	119 MPa	+6 %
13	126 MPa	116 MPa	-8 %	119 MPa	-6 %
Durchschnittliche Abweichung			+18 %		+15 %

Tabelle 8: Auswertung der Surrogate Funktion und Vergleich mit dem exakten Ergebnis aus der CAE Rechnung

## 6 Auslegungstool

Die zentrale Funktion für die Vorauslegung und den Optimierungsprozess bildet das in Excel erstellte Auslegungstool, bezeichnet als Parametric Calculation Sheet (PaCS). Dieses ist in verschiedene Arbeitsblätter unterteilt. Die wichtigsten sind

- General  
Hier erfolgt die Eingabe der notwendigen Parameter für die Auslegung. Sollten einzelne Parameter wie exakte Sicherheitswerte, Reibungskoeffizienten oder auch Bauteildimensionen noch nicht bekannt sein, so werden voreingestellte Standardwerte übernommen.
- Worktable  
Hier sind alle Berechnungen der einzelnen Komponenten hinterlegt. Es werden alle Werte von der Eingabeseite übernommen und die Berechnung durchgeführt.
- ASM-Group  
Alle berechneten Bauteildimensionen werden aus dem „Worktable“ übernommen und nach Komponenten gelistet. Eine manuelle Änderung der gerechneten Werte ist nachträglich noch möglich.
- Transfer  
Auf diesem Arbeitsblatt werden alle Parameter von der „ASM-Group“ übernommen und über eine Buttonfunktion als Expression-File für das CAD-System exportiert.

Für die einfachere Handhabung wurden Buttons erstellt, mit welchen Makros für das automatische Importieren der Daten aus einem externen Übergabefile beziehungsweise die in Kapitel 3.1 beschriebene Iteration ausgeführt werden.



Parametric Calculation (PC) Tool				
2400				V 0.1
Project: Template			User Input	Precalculated
Rev	Date	Modifications	Done by	Checked by
<b>Transfer to other sheets</b>				
General				
GEN ProjectName File Name of NX Control File GEN RotationDirection	Template 900990406 -1	Project Name NX Control File Name Rotation spiral case (1 cw; -1 ccw)	Template [-] 900990406 [-] rot_sc -1 [-]	1
Main Data				
maximum height during normal operating maximum (design head;runaway head)		Maximum gross head $H_{gmax}$ Design head $H_k$ Density of water $\rho$ Acceleration due to gravity $g$ Reference diameter for guide vane torque $D$ Guide Vane circle diameter $D_z$ Regulating Ring bolt circle $D_{reg}$ max. guide vane opening $\alpha_{max}$ Angle between lever axis and rad. Axis in cl. Po: $\gamma_{a0}$ Length of lever $H_{lever,pre}$ Length of link $L_{link,pre}$		30 [m] [m] 996,9 [kg/m <sup>3</sup> ] 9,786 [m/s <sup>2</sup> ] 8600 [mm] 10000 [mm] 8000 [mm] 50 [°] 60 [°] 500 [mm] 350 [mm]
				39 996,9 9,786     500,00 350,00
Safety Factor - Kinematic				
		Safety factor for normal load case $S_{NLC}$ Safety factor for extrem load case $S_{ELC}$ Safety factor against buckling $S_{buckling}$ loss of servomotor force due to int. Friction $S_{servo,fric}$ Pre-stressing Factor $S_{prestress}$ Servomotor length Factor $S_{servolength}$		[-] [-] [-] [-] [-] [-]
Materials - Kinematic				
		Name of Bending Link Material Yield strength bending link $\sigma_{ys,BL}$ Ultimate tensile strength bending link $\sigma_{uts,BL}$ allowable stress amplitude bending link $\sigma_A$  Name of guide vane Material Yield strength guide vane $\sigma_{ys,GV}$ Ultimate tensile strength guide vane $\sigma_{uts,GV}$  Name of piston rod Material Yield strength piston rod $\sigma_{ys,PR}$ Ultimate tensile strength piston rod $\sigma_{uts,PR}$  Name of lever Material Yield strength lever $\sigma_{ys,LEV}$ Ultimate tensile lever $\sigma_{uts,LEV}$  Name of regulating ring Material Yield strength regulating ring $\sigma_{ys,RR}$ Ultimate tensile strength regulating ring $\sigma_{uts,RR}$  Name of taper pin Material allowable surface preassure $P_{TP}$ Yield strength tapping pin $\sigma_{ys,TP}$ Ultimate tensile strength tapping pin $\sigma_{uts,TP}$  Name of shear pin Material Ultimate shearing strength $T_{uts,SP}$  Youngs modulus $E$ Friction Coefficient BL bearing $\mu_{BL}$ Friction Coefficient GV radial bearing $\mu_{GV}$ Friction Coefficient clamping lever $\mu_{CL}$		S235 [-] 235 [MPa] 360 [MPa] 70 [MPa]  G-X4CrNi13-4 [-] 550 [MPa] 760 [MPa]  S355 [-] 355 [MPa] 470 [MPa]  S355 [-] 355 [MPa] 470 [MPa]  S355 [-] 355 [MPa] 470 [MPa]  S355 [-] 65 [MPa] 355 [MPa] 470 [MPa]  AL 2024-T351 [-] 283 [MPa]  206000 [MPa] 0,15 [-] 0,15 [-] 0,2 [-]

Abbildung 39: Beispiel des General Sheet im PaCS

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar. The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



SPI - Shear Pin		MANUAL	Calculated
<b>Main Countour</b>			
SPIpTotalLength	100,0 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	100,0 [mm]
SPIpUpperSocketHeight	10,0 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	10,0 [mm]
SPIpUpperSocketOuterDiameter	50,0 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	50,0 [mm]
SPIpShankDiameter	40,0 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	40,0 [mm]
<b>Groove</b>			
SPIpGrooveInnerDiameter	35,0 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	35,0 [mm]
SPIpGroovePositionFromLowerSocketSurface	45,0 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	45,0 [mm]
SPIpGrooveInnerRadius	1,0 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	1,0 [mm]
SPIpGrooveAngle	8,0 [degrees]	<input type="text" value="AUTO"/>	8,0 [degrees]
<b>Shear Pin Bore</b>			
Screw Size	16,0 [M]	<input type="text" value="AUTO"/>	16,0 [M]
SPIpThreadSize	M16 x 2 (String)	<input type="text" value="M16 x 2 (String)"/>	M16 x 2 (String)
SPIpThreadDepth	30,0 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	30,0 [mm]
SPIpThreadBoreDepth	36,0 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	36,0 [mm]
SPIpHoleDiam	12,0 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	12,0 [mm]
SPIpHoleDepth	82,0 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	82,0 [mm]
<b>Chamfer and Edge Blend</b>			
SPIpShankEdgeBlendRad	0,6 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	0,6 [mm]
SPIpSocketHeadChamferLength	2,0 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	2,0 [mm]
SPIpSocketHeadChamferAngle	45,0 [degrees]	<input type="text" value="AUTO"/>	45,0 [degrees]
SPIpShankChamferLength	3,0 [mm]	<input type="text" value="AUTO"/>	3,0 [mm]
SPIpShankChamferAngle	30,0 [degrees]	<input type="text" value="AUTO"/>	30,0 [degrees]
TSL - Taperd Sleeve/Tapered Pin		MANUAL	Calculated
EPI - Eccentric Pin		MANUAL	Calculated
Bending Link		MANUAL	Calculated
CLI -Clapming Lever Inner Part		MANUAL	Calculated
CLO -Clapming Lever Outer Part		MANUAL	Calculated
GVL - Guide Vane Link		MANUAL	Calculated
Link		MANUAL	Calculated
Servomotor		MANUAL	Calculated
Regulating Ring		MANUAL	Calculated

Abbildung 40: Beispiel des ASM-Group Sheet im PaCS

Summary of general data		
Dynamic head	$H_k$	39 [m]
Density of water	$\rho$	996,9 [kg/m <sup>3</sup> ]
Acceleration due to gravity	$g$	9,786 [m/s <sup>2</sup> ]
Youngsmodulus	$E$	206000 [Mpa]
Number of guide vanes	$z_0$	0 [-]
Minimal principle moment of inertia of guide vane blade	$I_{min}$	0 [mm <sup>4</sup> ]
Dimensions of the guide vane acc. to sketch	$l_{w0}$	135 [mm]
	$l_{w1}$	165 [mm]
	$l_{w2}$	0 [mm]
	$l_{w3}$	2010 [mm]
	$l_{w4}$	2035 [mm]
	$l_{w5}$	2170 [mm]
	$l_{w6}$	2305 [mm]
	$l_{w7}$	-135 [mm]
	$l_{w8}$	0 [mm]
	$l_{w9}$	135 [mm]
	$l_{w10}$	3435 [mm]
	$d_{wg0}$	0 [mm]
	$d_{wg1}$	300 [mm]
	$d_{wg2}$	profil [mm]
	$d_{wg3}$	profil [mm]
	$d_{wg4}$	440 [mm]
	$d_{wg5}$	390 [mm]
	$d_{wg6}$	390 [mm]
	$d_{wg7}$	355 [mm]
	$d_{wg8}$	370 [mm]
	$d_{wg9}$	370 [mm]
	$d_{wg10}$	330 [mm]
List of materials		
Guide Vane Kinematic minimum required servomotor capacity		
Kinematic precalculation and control values		
Calculation bearing forces		
Hydraulic moments, required servomotor force, guide vane stress & deflection		
Charts hydraulic torque for NLC & ELC / servomotor force / guide vane stress / guide vane deflection		
Servomotor Required capacity and safety against buckling		
Structure Analysis dimensioning of the guide vane mechanism		
Results for further Calculation and Report Summary of Guide Vane Torques / Forces acting on regulating ring		

Abbildung 41: Beispiel des Worktable Sheet im PaCS

## 7 Umsetzung im CAD

Um die berechnete Kinematik hinsichtlich Kollisionen für die beiden Endstellungen überprüfen zu können, wurde eine vereinfachte Baugruppe des Leitapparates modelliert und über Parametersteuerung mit der Berechnung aus dem Excel Sheet verknüpft.

Dies ermöglicht eine erste Abschätzung. Als CAD-System wurde NX12 von Siemens verwendet.

### 7.1 Parametermodell der Baugruppe

In Abbildung 42 ist die Baugruppe, bestehend aus Leitschaukel, Hebel-Lenker-Verbindung und Regelring, dargestellt. Im Folgenden wird die Parametrisierung der Bauteile anhand des Biegeelenkers erklärt. Die Modellierung der übrigen Bauteile erfolgte analog.

Die Modellierung lehnt sich an das Top-Down Prinzip an, bei welchem ausgehend von der übergeordneten Baugruppe auf die Unterbaugruppen, beziehungsweise auf die Einzelteile referenziert wird. Demzufolge wurden alle notwendigen Parameter der Bauteile in der Parameterliste, in NX12 als „Expressions“ bezeichnet (Abbildung 44), der Hauptbaugruppe eingegeben.

Im Einzelteilmodell des Biegeelenkers wurden in der Parameterliste über den Befehl „Create/Edit Interpart Expression“ jene für das Bauteil relevanten Parameter aus der übergeordneten Hauptbaugruppe verlinkt. Die restliche Modellerstellung erfolgte, wie in den meisten Systemen üblich, über die Erstellung einer Skizze und deren Extrusion. Der Unterschied zwischen einem herkömmlichen CAD Modell und einem Parameter-gesteuerten liegt nun darin, dass in der Skizze keine Maße sondern die Parameternamen eingegeben werden, (Abbildung 32).



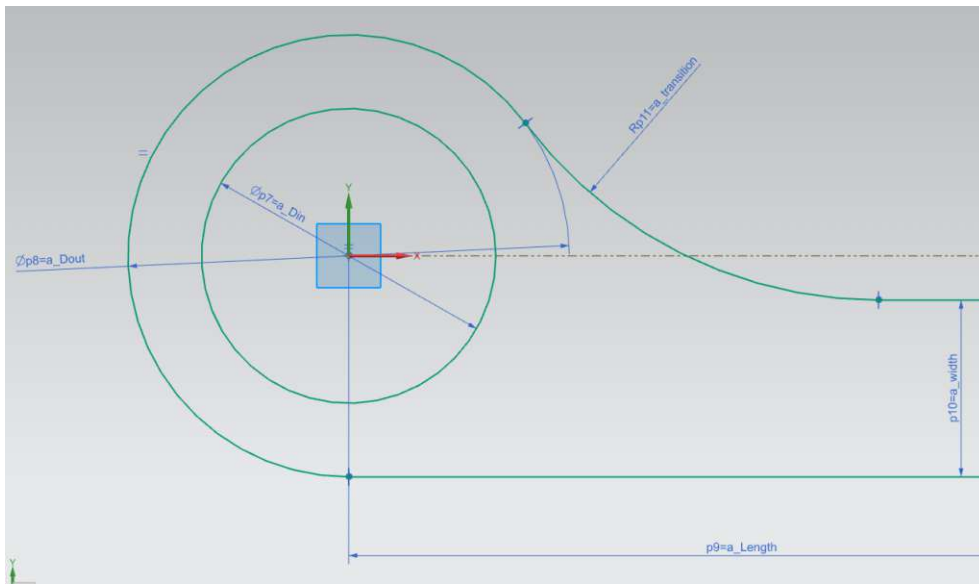


Abbildung 43: Parameterskizze des Biegeelenkers

Name	Formula	Value	Units	Dimensionality
1				
2			mm	Length
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				
16				
17				
18				
19				

Abbildung 44: Parameterliste

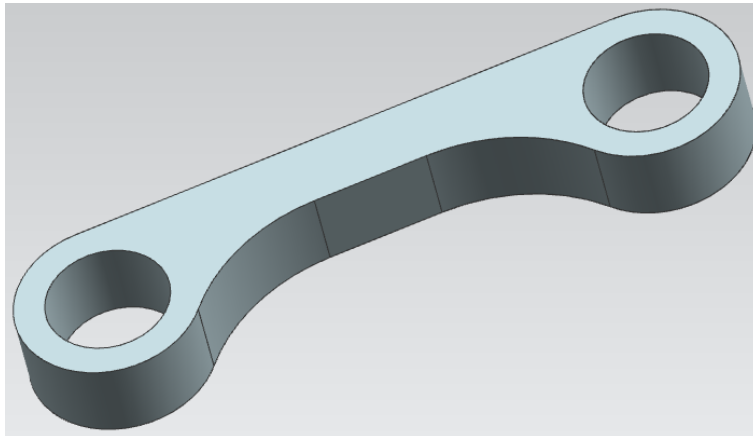


Abbildung 45: CAD Modell eines Biegeelenkers

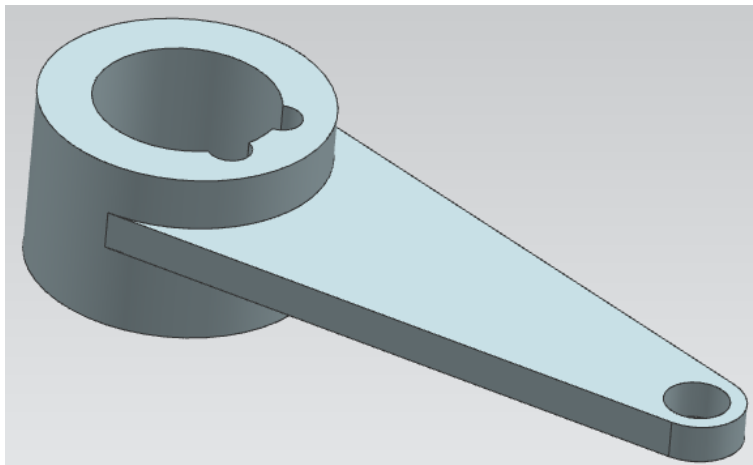


Abbildung 46: CAD Modell eines Hebels für die Ausführung mit Biegeelenker

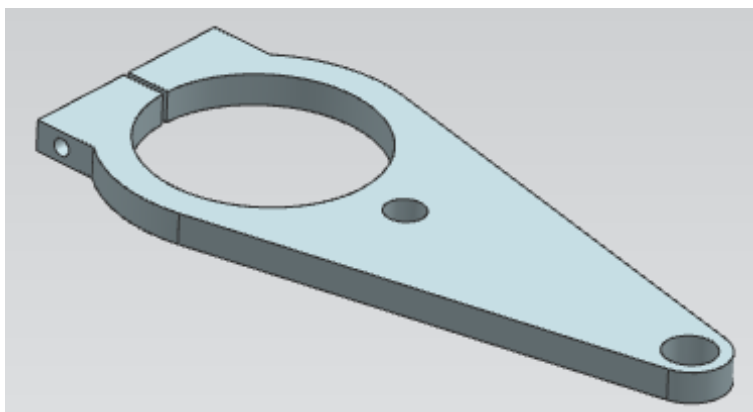


Abbildung 47: CAD Modell eines Hebels für die Ausführung ohne Biegeelenker

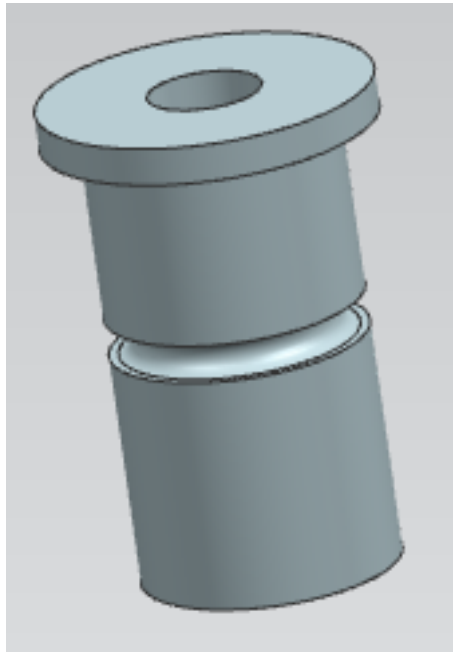


Abbildung 48: CAD Modell eines Scherbolzens

## 7.2 Importieren der Parameter

Die in Kapitel 7.1 erstellte Baugruppe soll nun als Template für zukünftige Projekte dienen und mit weiteren Bauteilen ergänzt werden. Um daher künftig auch schnell eine Baugruppe generieren zu können, wurden in der NX12 Oberfläche zusätzliche User Buttons erstellt, mit welchen sich durch ein hinterlegtes Python Script alle Parameter automatisch einlesen lassen, Button „Create GV“ (Abbildung 49). Mit „GV Close“ und „GV Open“ lassen sich die beiden Endpositionen darstellen (Abbildung 50). Nachfolgend ist der Python Code aufgelistet.



Abbildung 49: Zusätzliche Buttons in der Benutzeroberfläche



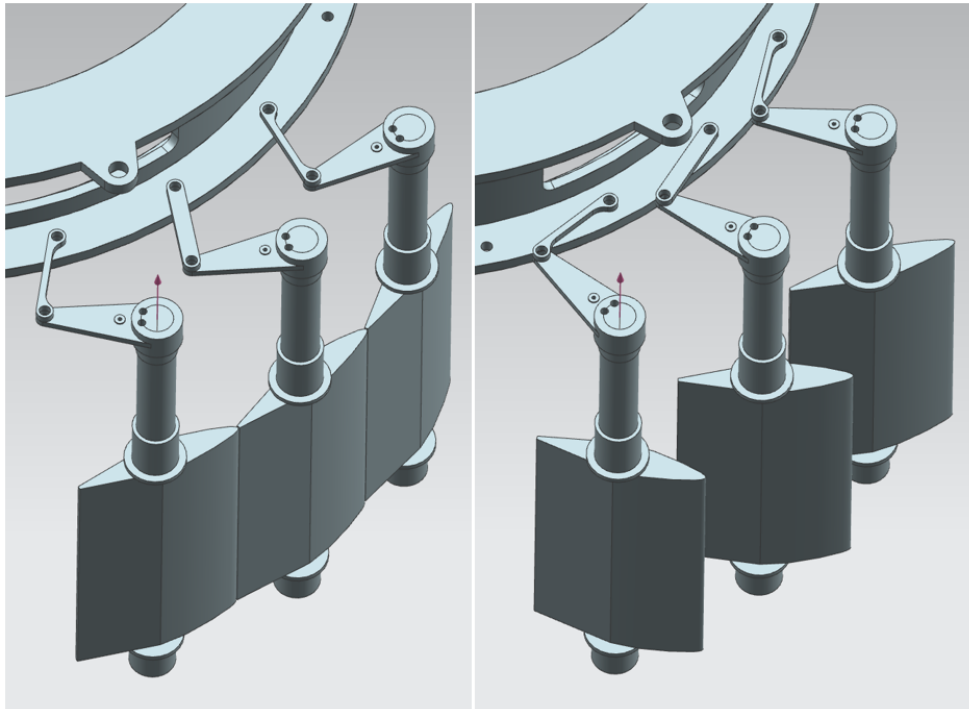


Abbildung 50: Leitapparat in geschlossener und geöffneter Position

```

1 ' NX 10.0.3.5
2 ' Journal created by ravchr06 on Wed Jul 11 13:21:52 2018 W. Europe Daylight Time
3 '
4 Option Strict Off
5 Imports System
6 Imports NXOpen
7
8 Module NXJournal
9 Sub Main (ByVal args() As String)
10
11 Dim theSession As NXOpen.Session = NXOpen.Session.GetSession()
12 Dim workPart As NXOpen.Part = theSession.Parts.Work
13
14 Dim displayPart As NXOpen.Part = theSession.Parts.Display
15
16 Dim FileName As String
17
18 FileName = workPart.Leaf
19 FileName = replace(FileName, "/", "-")
20 'Msgbox (FileName)

```

```
21
22 'Import Expressions from file
23
24 ' -----
25 '   Menu: Tools->Expressions ...
26 ' -----
27 theSession.Preferences.Modeling.UpdatePending = False
28
29 Dim markId4 As NXOpen.Session.UndoMarkId
30 markId4 = theSession.SetUndoMark(NXOpen.Session.MarkVisibility.Visible, "Expression
31   ")
32 Dim expModified1 As Boolean
33 Dim errorMessages1() As String
34 Dim PathNameExpList As String
35
36 PathNameExpList = "C:\temp\" & FileName & ".exp"
37
38 On Error GoTo MissingFile
39
40 workPart.Expressions.ImportFromFile(PathNameExpList, NXOpen.ExpressionCollection.
41   ImportMode.Replace, expModified1, errorMessages1)
42
43 On Error GoTo 0
44
45 theSession.Preferences.Modeling.UpdatePending = False
46
47 Dim nErrs2 As Integer
48 'nErrs2 = theSession.UpdateManager.DoUpdate(markId4)
49
50 Dim markId9 As NXOpen.Session.UndoMarkId = Nothing
51 markId9 = theSession.SetUndoMark(NXOpen.Session.MarkVisibility.Visible, "Update
52   Session")
53
54 theSession.UpdateManager.DoInterpartUpdate(markId9)
55
56 theSession.UpdateManager.DoAssemblyConstraintsUpdate(markId9)
57
58 Exit Sub
```

```
57  
58 MissingFile:  
59 MsgBox ("Filename " & PathNameExpList & " not found")  
60  
61 End Sub  
62  
63 End Module
```

Listing 1: Python Code zum Importieren der Parameter

Da für die vorliegende Arbeit ein Zeitplan von sechs Monaten vorgesehen war, stellt die Einbindung in das CAD-System hiermit den Abschluss der festgelegten Arbeitskette aus Abbildung 5 dar. Durch diese Vorgehensweise ist es künftig möglich einen raschen Entwurf des Leitapparates mit bereits optimierter Kinematik zu erhalten, wodurch es zu einer großen Kostensenkung kommt.

Durchaus könnte man hier direkt mit einer Folgearbeit anschließen, die Parametrisierung und Modellierung der Bauteile vertiefen um fertigungstechnische gerechte Detailzeichnung samt Stückliste zu generieren.

## 8 Zusammenfassung der Ergebnisse

### Ergebnis aus der Kinematikoptimierung

In Tabelle 4 ist ein Vergleich von zehn Anlagen zwischen deren Baseline Design und einer Optimierung angeführt. Bei allen wurden die Optimierung der Kinematik sowie die Dimension des Hydraulikzylinders an die Grenzen gelegt, damit alle internen Vorgaben und Sicherheitswerte erfüllt werden. Die Optimierung der ersten Vergleichsanlage ergab eine Vergrößerung des Hydraulikzylindervolumens. Dies liegt darin begründet, dass für das ursprüngliche Design der Sicherheitswert unter dem vorgeschriebenen lag. Die Optimierung führte in diesem Fall zu einer Erhöhung des benötigten Hydraulikzylindervolumens. Dies verdeutlicht, dass das Parametrisierungstool auch dazu verwendet werden kann, die vorgeschriebenen Sicherheitswerte zu erreichen.

Die durchschnittliche Optimierungsdauer mit *HEEDS* liegt zwischen 45 und 60 Minuten, je nach verfügbarer Rechnerleistung des PCs. Da mit einer Optimierung eine Reduzierung des benötigten Hydraulikzylindervolumens von bis 25% erreicht werden kann, sollte diese auf jeden Fall bei zukünftigen Projekten angewendet werden.

Allerdings sollte beachtet werden, dass teilweise die Lenker stark verkürzt werden und dadurch kein Biegeelenker mehr verwendet werden kann.

### Ergebnis aus DOE

Wie in Tabelle 8 ersichtlich, ergab der Vergleich zwischen der Surrogate-Funktion und dem exakten Ergebnis eine Abweichung von rund 15%. Diese Abweichung ist für eine erste Vorauslegung durchaus vertretbar, da wie in Abbildung 37 gezeigt durch Eingabe der Geometrie und Belastung, die Ersatzfunktionen einen Spannungswert für die Kerbspannung liefert. Eine exakte Berechnung mittels Abaqus würde mit demselben Modell aus dem DoE circa 20 Minuten dauern. Die Rechenzeit variiert je nach PC-Leistung.

Durch Erweiterung mit zusätzlichen Designs könnte man die Abweichung durchaus senken, allerdings sollte dabei eine Abwägung zwischen Aufwand und Nutzen gemacht werden.

Durch diese erfolgreich gewonnene Funktion könnte man Überlegungen anstellen, ein DoE auch bei weiteren Bauteilen anzuwenden.

### Ergebnis aus Import in NX12

Das Importieren der Parameter in das Template Modell der Baugruppe bringt den Vorteil einer schnellen Visualisierung der Geometrie hinsichtlich Kollisionen in den beiden Endpositionen. Kollisionen mit diversen Anbauten am Turbinendeckel oder etwaigen Rohrleitungen für die Ölversorgung der Lager oder Drainageleitungen werden hierbei nicht berücksichtigt und sind separat zu untersuchen.

Bei den verwendeten Komponenten der Template Baugruppe handelt es sich nur um erste Entwürfe. Änderungen beziehungsweise Ergänzungen durch den Konstrukteur sind notwendig. Künftig könnten die Baugruppe um den Turbinendeckel erweitert oder auch die Bauteile detaillierter gestaltet werden.

## 9 Beantwortung der Forschungsfragen

- Ist mit einem mathematischen Optimierungsverfahren eine Idealauslegung der Antriebs-einheit hinsichtlich Ölhaushalt möglich?
  - Ja, das benötigte Ölvolumen lässt sich durch den Einsatz eines Optimierungsver-fahrens reduzieren. Wie in Tabelle 5 angeführt, wären für die getesteten Referenz-anlagen Einsparungen von bis zu -25% möglich.
- Führt der Einsatz eines parametrisierten Modells zu Effizienzvorteilen (Zeitersparnis, Kostenreduktion)?
  - Ja, durch den Einsatz eines parametrisierten Modells lassen sich frühzeitig etwai-ge Kollisionen der Bauteile aufdecken. Dies verhindert im späteren Projektstatus Kosten- und Zeitintensive Korrekturen.
- Lässt sich die Optimierung bei unterschiedlichen Bauarten von Wasserkraftanlagen be-liebig einsetzen?
  - Ja, die Optimierung lässt sich für alle Bauarten mit einem ebenen Leitapparat an-wenden.

## 10 Anhang

Zum besseren Verständnis ist nachfolgend ein Rechenbeispiel angeführt, in welchem die grundlegende Überlegung der Kinematikrechnung veranschaulicht wird.

Bei allen Werten und Faktoren handelt es sich um frei gewählte. Diese repräsentieren in keiner Weise jene, welche bei AH verwendet werden!

The following calculation for the guide vane mechanism is used to check the Excel calculation and to better understand them.

All occurring values and factors, with the exception of constants, are freely selected and do not originate from any completed or ongoing project of ANDRITZ HYDRO GmbH!

#### chosen values

$H_{\text{lever}} := 450\text{mm}$	... length of lever
$L_{\text{rod}} := 380\text{mm}$	... length of bending link

#### given values

$H_{\text{stat}} := 70\text{m}$	... static head
$H_{\text{dyn}} := 100\text{m}$	... dynamic head
$D_2 := 3500\text{mm}$	... runner outlet diameter
$D_z := 4200\text{mm}$	... guide vane circle diameter
$D_{\text{reg}} := 3000\text{mm}$	... regulating ring bolt circle diameter
$\gamma_{h0} := 50^\circ$	... inclination between lever axis and radial in closed position
$E := 206000\text{MPa}$	... youngs modulus
$\mu := 0.15$	... friction coefficient for steel - compound
$z_{\text{link}} := 1$	... number of links
$\rho := 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	... density of water
$g_{\text{grav}} := 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	... acceleration due gravity
$z_0 := 20$	... number of guide vanes
$B_0 := 1000\text{mm}$	... distributor height
$R_1 := 350\text{mm}$	... distance guide vane axis to nose
$R_2 := 320\text{mm}$	... distance guide vane axis to tail



$L_{BA} := 100\text{mm}$	... length bearing A
$L_{BB} := 100\text{mm}$	... length bearing B
$L_{BC} := 100\text{mm}$	... length bearing C
$A_{\text{profil}} := 63975\text{mm}^2$	... crosssection area of the guide vane blade
$I_{\text{min}} := 69035994\text{mm}^4$	... min. moment of inertia, guide vane blade
$t_{\text{max}} := 130\text{mm}$	... max. thickness of the guide vane blade

... length of the guide vane  
acc. to sketch

... diameter of the guide vane  
acc. to sketch

$l_{w0} := 77.25\text{mm}$	$d_{wg0} := 180\text{mm}$
$l_{w1} := 97.75\text{mm}$	$d_{wg1} := 240\text{mm}$
$l_{w2} := 663.75\text{mm}$	$d_{wg2} := 0\text{mm}$
$l_{w3} := 1229.75\text{mm}$	$d_{wg3} := 0\text{mm}$
$l_{w4} := 1249.25\text{mm}$	$d_{wg4} := 240\text{mm}$
$l_{w5} := 1351.5\text{mm}$	$d_{wg5} := 180\text{mm}$
$l_{w6} := 1453.75\text{mm}$	$d_{wg6} := 180\text{mm}$
$l_{w7} := 1961.25\text{mm}$	$d_{wg7} := 150\text{mm}$
$l_{w8} := 1998.75\text{mm}$	$d_{wg8} := 160\text{mm}$
$l_{w9} := 2036.25\text{mm}$	$d_{wg9} := 160\text{mm}$
$l_{w10} := 2107.4\text{mm}$	$d_{wg10} := 125\text{mm}$

$S_{NLC} := 1.4$	... safety factor for normal load case
$S_{ELC} := 1.1$	... safety factor for exceptional load case
$S_{\text{Buckling}} := 3$	... safety factor against buckling
$S_{\text{servofric}} := 7.5\%$	... loss factor in the servomotor due internal friction

... guide vane opening angle

$$\alpha_i := \begin{pmatrix} 0^\circ \\ 2^\circ \\ 6^\circ \\ 10^\circ \\ 16^\circ \\ 25^\circ \\ 30^\circ \\ 34^\circ \\ 38^\circ \\ 41^\circ \end{pmatrix}$$

... guide vane torque due to hydraulic stream

$$M_i := \begin{pmatrix} 6951 \\ 6544 \\ 5008 \\ 5550 \\ 6356 \\ 3948 \\ 1020 \\ -2004 \\ -5679 \\ -8466 \end{pmatrix} \text{ N}\cdot\text{m}$$

... friction torque in the guide vane bearings

$$T_{\text{fric}} := \begin{pmatrix} 7773 \\ 6218 \\ 3817 \\ 3645 \\ 3385 \\ 3023 \\ 2798 \\ 2643 \\ 2470 \\ 2332 \end{pmatrix} \text{ N}\cdot\text{m}$$

$i := 1..10$  ... calculation steps

	0	
0	50	
1	48	
2	44	
3	40	
4	34	°
5	25	
6	20	
7	16	
8	12	
9	9	

$$\gamma_i := \gamma_{h0} - \alpha_i =$$

- $F_A := -216.14\text{kN}$  ... bearing load A
- $F_B := -334.76\text{kN}$  ... bearing load B
- $F_C := 27.96\text{kN}$  ... bearing load C
- $F_{\text{req}} := 34.24\text{kN}$  ... introduced force from lever

... calculated bearing loads from external spreadsheet

## servomotor data

$R_{\text{servo}} := 1600\text{mm}$  ... radius of servomotor connection on regulating ring

$p_{\text{min}} := 130\text{bar}$  ... min. operating pressure

$p_{\text{max}} := 150\text{bar}$  ... max. operating pressure

$z_s := 2$  ... number of servomotors

$L_k := 2500\text{mm}$  ... length of piston rod in middle position

start calculation of the guide vane kinematic

$$R_{L\gamma_i} := \sqrt{\left(\frac{D_z}{2}\right)^2 + H_{\text{lever}}^2 - 2 \times \frac{D_z}{2} \times H_{\text{lever}} \times \cos(\gamma_{h0} - \alpha_i)} =$$

	0
0	1843.27
1	1829.71
2	1803.59
3	1778.95
4	1745.17
5	1702.81
6	1684.19
7	1672.04
8	1662.47
9	1657.04

×mm

$$\psi_i := \arccos\left[\frac{\left(\frac{D_{\text{reg}}}{2}\right)^2 + L_{\text{rod}}^2 - R_{L\gamma_i}^2}{2 \times \frac{D_{\text{reg}}}{2} \times L_{\text{rod}}}\right] =$$

	0
0	151.65
1	146.76
2	138.86
3	132.51
4	124.84
5	116.3
6	112.82
7	110.61
8	108.91
9	107.95

°

$$\varepsilon_i := \arccos\left[\frac{L_{\text{rod}}^2 + R_{L\gamma_i}^2 - \left(\frac{D_{\text{reg}}}{2}\right)^2}{2 \times R_{L\gamma_i} \times L_{\text{rod}}}\right] =$$

	0
0	22.74
1	26.71
2	33.17
3	38.43
4	44.87
5	52.16
6	55.18
7	57.11
8	58.6
9	59.45

°

$$\sigma_i := \operatorname{asin} \left[ \frac{L_{\text{rod}}}{R_{L\gamma_i}} \times \sin(\psi_i) \right] =$$

	0
0	5.62
1	6.54
2	7.97
3	9.06
4	10.3
5	11.54
6	12
7	12.28
8	12.49
9	12.6

 $\times$

$$\eta_i := \operatorname{sign} \left[ \operatorname{asin} \left[ \frac{H_{\text{lever}}}{R_{L\gamma_i}} \times \sin(\gamma_i) \right] \right] \times \operatorname{asin} \left[ \frac{H_{\text{lever}}}{R_{L\gamma_i}} \times \sin(\gamma_i) \right] =$$

	0
0	10.78
1	10.53
2	9.98
3	9.36
4	8.29
5	6.41
6	5.24
7	4.25
8	3.23
9	2.43

 $\times$

$$\rho_i = \beta_i + \varepsilon_i \quad \rho_i := \operatorname{acos} \left[ \frac{H_{\text{lever}}^2 + R_{L\gamma_i}^2 - \left( \frac{D_z}{2} \right)^2}{2 \times R_{L\gamma_i} \times H_{\text{lever}}} \right] =$$

	0
0	119.22
1	121.47
2	126.02
3	130.64
4	137.71
5	148.59
6	154.76
7	159.75
8	164.77
9	168.57

 $\times$

$$\beta_i := \rho_i - \varepsilon_i =$$

	0
0	96.49
1	94.76
2	92.85
3	92.21
4	92.84
5	96.43
6	99.58
7	102.64
8	106.17
9	109.12

$$\Omega_{\text{new}} := \eta_i - \sigma_i =$$

	0
0	5.16
1	3.99
2	2.01
3	0.3
4	-2
5	-5.13
6	-6.76
7	-8.03
8	-9.26
9	-10.17

$$\Omega_{\text{ai}} := \left( \Omega_{\text{new}} - \Omega_{\text{new}_0} \right) \cdot (-1) =$$

	0
0	0
1	1.17
2	3.15
3	4.86
4	7.16
5	10.29
6	11.92
7	13.19
8	14.42
9	15.33

rotation angle of regulating ring

$$\text{Stroke} := \left| R_{\text{servo}} \cdot \sin\left(\frac{\Omega_{\text{ai}_9}}{2}\right) \right| \cdot 2 = 427 \text{ mm}$$

operating moments and forces

$$GVT_{cl} := M_i - T_{fric} =$$

	0
0	-822
1	326
2	1191
3	1905
4	2971
5	925
6	-1778
7	-4647
8	-8149
9	-10798

Nxm

$$GVT_{op} := M_i + T_{fric} =$$

	0
0	14724
1	12762
2	8825
3	9195
4	9741
5	6971
6	3818
7	639
8	-3209
9	-6134

Nxm

$$F_{rescl} := \frac{GVT_{cl}}{H_{lever} \cdot \sin(\beta_i)} =$$

	0
0	-1838.43
1	726.96
2	2649.94
3	4236.48
4	6610.35
5	2068.58
6	-4006.96
7	-10583.12
8	-18854.74
9	-25396.27

$$N F_{circl} := \overrightarrow{(F_{rescl} \cdot \cos(\psi_i - 90^\circ))} =$$

	0
0	-873
1	399
2	1743
3	3123
4	5426
5	1854
6	-3693
7	-9906
8	-17837
9	-24160

N

$$F_{radcl} := \overrightarrow{(F_{rescl} \cdot \sin(\psi_i - 90^\circ))} =$$

	0
0	-1618
1	608
2	1996
3	2863
4	3776
5	917
6	-1554
7	-3726
8	-6110
9	-7828

N

$$F_{\text{resop}} := \frac{GVT_{\text{op}}}{H_{\text{lever}} \cdot \sin(\beta_i)} = \begin{matrix} & 0 \\ 0 & 32931 \\ 1 & 28458 \\ 2 & 19635 \\ 3 & 20449 \\ 4 & 21673 \\ 5 & 15589 \\ 6 & 8604 \\ 7 & 1455 \\ 8 & -7425 \\ 9 & -14427 \end{matrix} \text{ N} \quad F_{\text{circop}} := \overrightarrow{(F_{\text{resop}} \cdot \cos(\psi_i - 90^\circ))} = \begin{matrix} & 0 \\ 0 & 15640 \\ 1 & 15601 \\ 2 & 12918 \\ 3 & 15075 \\ 4 & 17789 \\ 5 & 13975 \\ 6 & 7931 \\ 7 & 1362 \\ 8 & -7024 \\ 9 & -13724 \end{matrix} \text{ N}$$

$$F_{\text{radop}} := \overrightarrow{(F_{\text{resop}} \cdot \sin(\psi_i - 90^\circ))} = \begin{matrix} & 0 \\ 0 & 28980 \\ 1 & 23801 \\ 2 & 14788 \\ 3 & 13817 \\ 4 & 12381 \\ 5 & 6908 \\ 6 & 3337 \\ 7 & 512 \\ 8 & -2406 \\ 9 & -4447 \end{matrix} \text{ N}$$

$$F_{\text{servocl}} := F_{\text{circop}} \cdot \frac{D_{\text{reg}}}{2 \cdot R_{\text{servo}}} = \begin{matrix} & 0 \\ 0 & -16.37 \\ 1 & 7.47 \\ 2 & 32.69 \\ 3 & 58.56 \\ 4 & 101.73 \\ 5 & 34.77 \\ 6 & -69.25 \\ 7 & -185.73 \\ 8 & -334.45 \\ 9 & -453 \end{matrix} \text{ *N}$$



$$F_{\text{servoop}} := F_{\text{circop}} \times 0 \times \frac{D_{\text{reg}}}{2 \times R_{\text{servo}}} = \begin{array}{|c|c|} \hline & 0 \\ \hline 0 & 293.24 \\ \hline 1 & 292.51 \\ \hline 2 & 242.21 \\ \hline 3 & 282.65 \\ \hline 4 & 333.54 \\ \hline 5 & 262.03 \\ \hline 6 & 148.71 \\ \hline 7 & 25.54 \\ \hline 8 & -131.7 \\ \hline 9 & -257.33 \\ \hline \end{array} \text{ *kN}$$

### Servomotor Layout Design

$$F_{\text{servoreq}} := \min(F_{\text{servocl}}) = -452.998 \text{ *kN} \quad \dots \text{ min. required servomotor force}$$

$$A_{\text{req}} := \frac{|F_{\text{servoreq}}| \times S_{\text{NLC}} \times (1 + S_{\text{servofric}})}{P_{\text{min}}} = 5.244 \times 10^4 \text{ *mm}^2 \quad \dots \text{ min. required servomotor area}$$

$$D_{\text{pc\_predesign}} := \sqrt{\frac{4 \times A_{\text{req}}}{\pi \times z_s}} = 182.7 \text{ *mm} \quad \dots \text{ min. piston diameter}$$

$$D_{\text{pc}} := 190 \text{ mm} \quad \dots \text{ chosen piston diameter}$$

$$F_{\text{servomax}} := \frac{D_{\text{pc}}^2 \times \pi}{4} \times p_{\text{max}} = 425.293 \text{ *kN} \quad \dots \text{ max. servomotor force}$$

$$d_{\text{rod\_predesign}} := \sqrt[4]{\frac{(3 \times 64 \times F_{\text{servomax}} \times L_k^2)}{\pi^3 \times E}} = 94.545 \text{ *mm} \quad \dots \text{ min. piston rod diameter}$$

$$d_{\text{rod}} := 100 \text{ mm} \quad \dots \text{ chosen piston rod diameter}$$

$$J_{\text{rod}} := \frac{\pi \times d_{\text{rod}}^4}{64} = 4.909 \times 10^6 \text{ *mm}^4 \quad \dots \text{ polar moment of inertia piston rod}$$

$$A_{\text{rod}} := \frac{\pi \times d_{\text{rod}}^2}{4} = 7.854 \times 10^3 \text{ mm}^2 \quad \dots \text{ area of pistonrod}$$

$$i_{\text{min}} := \sqrt{\frac{J_{\text{rod}}}{A_{\text{rod}}}} = 25 \text{ mm} \quad \dots \text{ radius of inertia}$$

$$L_{\text{buck}} := L_k + 0.5 \text{ Stroke} = 2713 \text{ mm} \quad \dots \text{ buckling length}$$

$$\lambda := \frac{L_{\text{buck}}}{i_{\text{min}}} = 108.53 \quad \dots \text{ slenderness factor}$$

$$\sigma_{\text{tet}} := (335 - 0.62 \times \lambda) \text{ MPa} = 268 \text{ MPa} \quad \dots \text{ allowable tension according to Tetmajer}$$

$$\sigma_k := \frac{\pi^2 \times E}{\lambda^2} = 173 \text{ MPa} \quad \dots \text{ compression tension}$$

$$\sigma_d := \frac{D_{\text{pc}}^2 \times \pi}{4} \times p_{\text{max}} = 54.15 \text{ MPa}$$

$$S_{\text{buck}} := \frac{\sigma_k}{\sigma_d} = 3.187 \quad \dots \text{ safety against buckling}$$

$$F_u := z_s \times \frac{D_{\text{pc}}^2 \times \pi}{4} \times p_{\text{min}} = 737.175 \text{ kN} \quad \dots \text{ circumference force}$$

$$F_{\text{rb}} := \frac{F_u \times R_{\text{servo}}}{D_{\text{reg}}} = 39315.985 \text{ N} \quad \dots \text{ regulating bolt force}$$

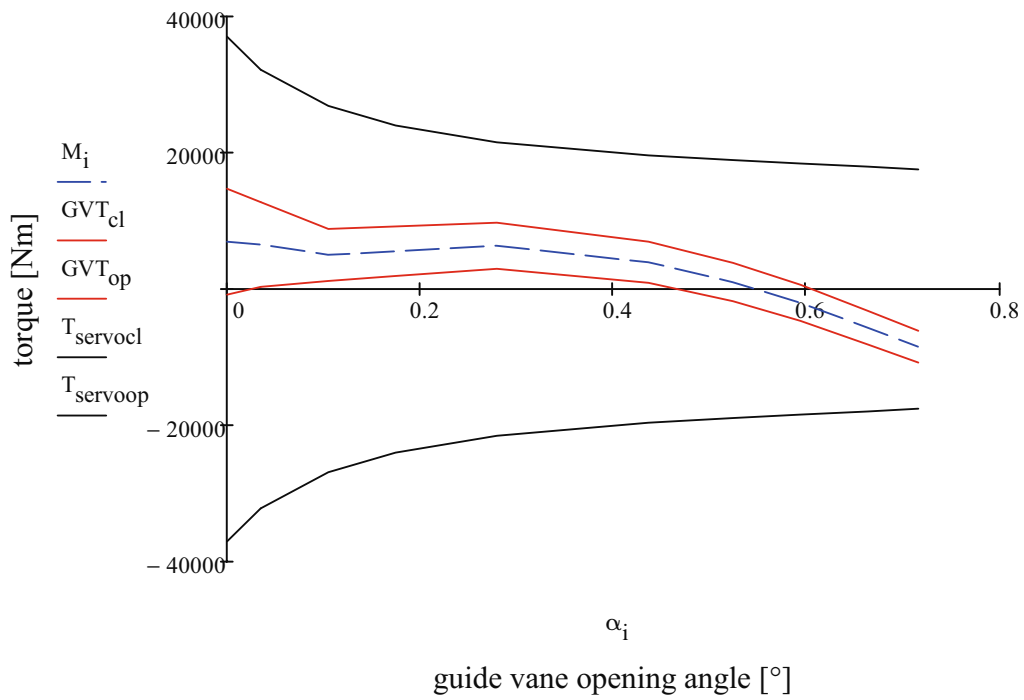
$$T_{\text{servo}i} := -F_{\text{rb}} \times H_{\text{lever}} \times \frac{\sin(\beta_i)}{\cos(\psi_i - 90^\circ)} = \dots \text{ torque due to servomotor force}$$

	0	
0	-3.701 · 10 <sup>4</sup>	
1	-3.216 · 10 <sup>4</sup>	
2	-2.686 · 10 <sup>4</sup>	
3	-2.398 · 10 <sup>4</sup>	
4	-2.153 · 10 <sup>4</sup>	
5	-1.961 · 10 <sup>4</sup>	
6	-1.893 · 10 <sup>4</sup>	
7	-1.844 · 10 <sup>4</sup>	
8	-1.796 · 10 <sup>4</sup>	
9	-1.757 · 10 <sup>4</sup>	

$$T_{\text{servoop}} := F_{\text{rb}} \cdot H_{\text{lever}} \cdot \frac{\sin(\beta_i)}{\cos(\psi_i - 90^\circ)} = \quad \text{Nm} \quad \dots \text{torque due to servomotor force}$$

	0
0	$3.701 \cdot 10^4$
1	$3.216 \cdot 10^4$
2	$2.686 \cdot 10^4$
3	$2.398 \cdot 10^4$
4	$2.153 \cdot 10^4$
5	$1.961 \cdot 10^4$
6	$1.893 \cdot 10^4$
7	$1.844 \cdot 10^4$
8	$1.796 \cdot 10^4$
9	$1.757 \cdot 10^4$

Guide Vane Torques



## Abbildungsverzeichnis

1	Stromerzeugungsmix in Österreich [9] . . . . .	2
2	Bruttostromerzeugung in Österreich [2] . . . . .	2
3	Schematische Darstellung einer Pumpspeichieranlage - Vianden, Luxembourg [1] . . . . .	3
4	Rule of Ten[3] . . . . .	4
5	Ablauf der Vorauslegung . . . . .	5
6	Turbinenschnitt eines Maschinensatzes [10] . . . . .	6
7	3D-CAD Baugruppe eines Leitapparates . . . . .	7
8	Funktionsweise Leitapparat . . . . .	8
9	Leitapparat[4] . . . . .	9
10	Leitschaufelgeometrie . . . . .	10
11	Einwirkende Momente auf die Leitschaufel . . . . .	11
12	Vereinfachte Skizze der Leitschaufel für die Auflagerberechnung . . . . .	12
13	Darstellung der Auflagerkräfte in CAE . . . . .	15
14	Skizze für die Umrechnung des Leitschaufelmoments auf die Hydraulikzylinderkraft . . . . .	16
15	Mögliche Anordnungen der Hydraulikzylindern . . . . .	18
16	Anordnung der Hydraulikzylindern bei Schiefstellung . . . . .	20
17	Transformation der Kräfte . . . . .	21
18	Winkel $\varphi$ zwischen der Hydraulikzylinderkraft und der radialen Komponente . . . . .	22
19	Geometrie bei Anordnung 3 der Hydraulikzylindern . . . . .	23
20	Spannungszustände am Biegeelenker . . . . .	26
21	Ausknicken des Biegeelenkers . . . . .	27
22	Skizze des Hebels für die Bauform mit Biegeelenker . . . . .	27
23	Skizze des Hebels für die Bauform ohne Biegeelenker . . . . .	29
24	Zusammenbau von Leitapparat und Hebel-Lenker-Verbindung [7] . . . . .	30
25	Skizze eines Scherbolzens . . . . .	31
26	HEEDS - Process Tab . . . . .	34
27	HEEDS - Parameter Tab . . . . .	35
28	HEEDS - Run Tab . . . . .	35
29	Verschiedene Formen einer Paretofront . . . . .	36
30	Turbinenbauart in Abhängigkeit der Fallhöhe und spezifischen Drehzahl[11] . . . . .	38
31	Begriffe des Biegeelenkers . . . . .	44
32	Skizzen des Biegeelenkers in Abaqus . . . . .	45
33	Bestimmung des Winkels $\xi$ . . . . .	46
34	Vernetztes CAE Modell des Biegeelenkers . . . . .	46
35	CAE Modell des Biegeelenkers mit analytischer Fläche . . . . .	47
36	CAE Modell des Biegeelenkers im Postprocessing . . . . .	47
37	Ergebnis der DOE als Surrogate Funktion in Excel . . . . .	49
38	Verschiedene Modelle des Biegeelenkers während der DoE Studie . . . . .	50
39	Beispiel des General Sheet im PaCS . . . . .	53
40	Beispiel des ASM-Group Sheet im PaCS . . . . .	54
41	Beispiel des Worktable Sheet im PaCS . . . . .	55
42	Vereinfachte Baugruppe des Leitapparates . . . . .	57
43	Parameterskizze des Biegeelenkers . . . . .	58
44	Parameterliste . . . . .	58
45	CAD Modell eines Biegeelenkers . . . . .	59

---

46	CAD Modell eines Hebels für die Ausführung mit Biegeelenker . . . . .	59
47	CAD Modell eines Hebels für die Ausführung ohne Biegeelenker . . . . .	59
48	CAD Modell eines Scherbolzens . . . . .	60
49	Zusätzliche Buttons in der Benutzeroberfläche . . . . .	60
50	Leitapparat in geschlossener und geöffneter Position . . . . .	61

## Tabellenverzeichnis

1	Vergleich der Auflagerkräfte zwischen ÜM-Verfahren und CAE Rechnung . . . .	14
2	Knickung nach Tetmajer - Werkstoffkonstanten . . . . .	25
3	Ergebnis der RMS Rechnung . . . . .	39
4	Vergleich zwischen ausgeführten Anlagen und deren Optimierung . . . . .	40
5	Differenz Hydraulikzylindervolumen und Abweichung . . . . .	41
6	Designgrenzen als Abmessungen ausgeführter Biegeelenker . . . . .	43
7	Designgrenzen als Verhältnis zueinander . . . . .	43
8	Auswertung der Surrogate Funktion und Vergleich mit dem exakten Ergebnis aus der CAE Rechnung . . . . .	51

## Literatur

- [1] URL: <https://www.andritz.com/products-en/hydro/markets/large-new-installations>, 11-10-2019.
- [2] *Energie in Österreich 2018 - Zahlen, Daten, Fakten*. Bundesministerium für Nachhaltigkeit und Tourismus, 11-10-2019.
- [3] URL : <https://www.sixsigmablackbelt.de/wp-content/uploads/2013/05/Fehlerkosten-10-er-Regel.png>, 08-10-2019.
- [4] URL: <https://naguassembly.ch/portfolio.php?lin=deu>, 08-10-2019.
- [5] URL : <https://www.plm.automation.siemens.com/global/de/products/simcenter/simcenter-heads.htm>, 08-10-2019.
- [6] URL: <https://de.wikipedia.org/wiki/Pareto-Optimum>, 11-10-2019.
- [7] URL : <https://muskratfalls.nalcoreenergy.com/wp-content/uploads/2015/08/Independent-Engineers-China-Andritz-Hydro-Plant-March-2015-Site-VisitReported-August-2015.pdf>, 16-10-2019.
- [8] URL: <https://www.erneuerbare-energie.at/wasserkraft>, 14-03-2020.
- [9] URL: <https://oesterreichsenergie.at/stromerzeugung-231.html>, 14-03-2020.
- [10] Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. C. Bauer. *VORLESUNGSSKRIPTUM Hydraulische Maschinen und Anlagen I & II*. TU Wien - Institut für Energietechnik und Thermodynamik - E302, 10.2016.
- [11] Prof. Dr.-Ing. Valentin Crastan. *Elektrische Energieversorgung 2*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2012. ISBN 978-3-642-19855-7.
- [12] Robert Gasch. *Strukturmechanik - Das Verfahren der Übertragungsmatrizen*. Springer, Berlin, Heidelberg, 02.10.2012. ISBN 978-3-540-88976-2.
- [13] Univ. Prof. Dr. Georg Kartnig. *Skriptum zur Vorlesung Grundlagen der Konstruktionslehre*. TU Wien - Institut für Konstruktionswissenschaften und Produktentwicklung E307, 2019.