



OTTO VON GUERICKE  
UNIVERSITÄT  
MAGDEBURG

MB

FAKULTÄT FÜR  
MASCHINENBAU

## **Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg**

Fakultät für Maschinenbau - Institut für Mechanik

## **Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrttechnik**

Institut für Systemleichtbau

### **Masterarbeit**

von

Fabian Bähge

## **Untersuchung und Entwurf von Aktuatormechanismen für formvariable Tragflügel-Hinterkanten eines UAV zur spannweitig differenzierten Ansteuerung**

### **Gutachter:**

Prof. Dr.-Ing. Hans Peter Monner - IFME, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg

Prof. Dr.-Ing. Daniel Juhre - IFME, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg

### **Betreuer:**

Dipl.-Ing. Jan Tikalsky - Institut für Deutsche Luft- und Raumfahrt, Braunschweig

August 2023



Deutsches Zentrum  
für Luft- und Raumfahrt

## Institut für Mechanik

Studiengang: Maschinenbau–Produktentwicklung (MB–PE)

Aufgabe zur Masterarbeit

für Herrn Fabian Bähge

Matr–Nr: 233466

Thema: Thema (Kurzbezeichnung)

engl.

Erläuterung zur Aufgabenstellung:

Hinweise:

Die Aufgabenstellung sollte nur **ein Blatt** umfassen und keine Firmenlogos o.ä. enthalten.

---

Beginn der Arbeit:

Abgabe der Arbeit:

Erstgut–  
achter: apl. Prof. Rüdiger Bähr, IFQ, Otto–von–Guericke–Universität Magdeburg

Zweitgut–  
achter: Firmenbetreuer

Magdeburg, XX.XX.20XX

Verantwortlicher Hochschullehrer

---

Die Arbeit ist nach der Gestaltungsrichtlinie (FMB 03–01) und der Anleitung zur Bearbeitung von Abschlussarbeiten (FMB 03–02) auszuführen und in zweifacher Ausfertigung **fristgerecht im Prüfungsamt** der FMB, hilfswise im Campus Service Center, einzureichen. Das Abgabedatum muss amtlich dokumentiert werden! Die Arbeit kann einer Plagiatsprüfung unterzogen werden.

Kenntnisnahme  
Student/Studentin

## **Kurzfassung**

In der heutigen Zeit ist die Reduktion der Treibstoffemissionen für die Luftfahrt von enormer Bedeutung, welche durch die Verwendung von adaptiven Flügeln umgesetzt werden kann. Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer spannweitig differenzierten Aktuatorik, mit dessen Hilfe ein bereits vorhandener Flugzeugprototyp auf adaptive Flügel umgerüstet werden soll. Im Fokus steht hierbei die Flügelspitze, da sie die konstruktiv schwierigste Stelle für den Tragflügel darstellt. Ein wesentliches Merkmal ist hierbei die geschlossene Hautstruktur des Flügels. Im Zuge dieser Arbeit werden die genauen Randbedingungen und Einschränkungen aufgezeigt und mögliche Wirkprinzipien vorgestellt. Dabei wird das systematische Vorgehen für die Auswahl und die Gestaltung der Baugruppe dokumentiert. Im Vordergrund steht die Ermittlung einer technischen Lösung, welche auch wirtschaftlich sinnvoll ist, jedoch werden auch nicht umsetzbare Ansätze beleuchtet.

Letztendlich hat sich ergeben, dass der Bauraum für die geplanten Deformationsenergien unzureichend ist. Daraufhin wurde ein Alternativentwurf auf Basis von angepassten Randbedingungen erstellt. Dieser Entwurf erfüllt nicht die Vorgaben, stellt jedoch eine attraktive Ausweichvariante dar, welche eine Vielzahl von Vorteilen mit sich bringt. Im Verlauf dieses Projektes haben sich einige Änderungen ergeben, welche, aufgrund des Zeitfortschritts, nicht aufgenommen worden sind. Diese mindern die Gültigkeit des Alternativentwurfs jedoch nicht.

## **Abstract**

In today's world, the reduction of fuel emissions, which can be realized by the use of adaptive wings, is very important. The aim of this work is the development of a spanwise differentiated actuator system, with the help of which an already existing aircraft prototype is to be converted to adaptive wings. The focus is on the wingtip because it's the most difficult point for the wing in terms of design. A key feature here is the closed skin structure of the wing. In the course of this work, the exact boundary conditions and limitations will be shown and possible principles of action presented. The systematic procedure for the selection and design of the assembly is documented. The focus is to find a technical solution that is also economically useful, but approaches that cannot be implemented are also examined.

Ultimately, it was found that the design space was insufficient for the planned deformation energies. As a result, an alternative design was created based on adjusted boundary conditions. This design does not meet the specifications, but it is an attractive alternative that offers a number of advantages. In the course of this project, some changes have arisen which, due to the time progress, have not been included. These changes do not reduce the validity of the alternative draft.

## **Selbstständigkeitserklärung**

Hiermit erkläre ich, Fabian Bätghe, dass ich die vorliegende Masterarbeit selbstständig und ohne unerlaubte Hilfe angefertigt, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und die benutzten Quellen wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Die Arbeit wurde bisher in gleicher oder ähnlicher Form keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch nicht veröffentlicht.

---

Magdeburg, 01.08.2023

## **Sperrvermerk**

Die vorliegende Masterarbeit beinhaltet in Kapitel 1.1, 1.2, 2.2 und 2.4 vertrauliche Informationen des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt. Diese Kapitel sind daher nur den Gutachtern sowie den Mitgliedern des Prüfungsausschusses zu Prüfungszwecken zugänglich zu machen. Veröffentlichungen und Vervielfältigungen der betroffenen Kapitel sind ohne ausdrückliche Genehmigung des Unternehmens nicht gestattet.

Dieser Sperrvermerk gilt 3 Jahre ab dem Einreichungsdatum der Arbeit beim Prüfungsamt.

---

Magdeburg, 01.08.2023

---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Aufgabenstellung</b> .....	<b>I</b>
<b>Kurzfassung</b> .....	<b>II</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>III</b>
<b>Selbstständigkeitserklärung</b> .....	<b>IV</b>
<b>Sperrvermerk</b> .....	<b>V</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>VI</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b> .....	<b>VIII</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b> .....	<b>XI</b>
<b>Formelzeichenliste/-verzeichnis</b> .....	<b>XII</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Ziel der Arbeit .....	2
1.2 Einteilung des Tragflügels .....	4
1.3 Randbedingungen und Lastenheft für den Aktuator .....	8
1.4 Stand der Technik .....	9
1.4.1 Formvariable Flügelvorderkante .....	9
1.4.2 Formvariable Hinterkante.....	10
<b>2 Hauptteil</b> .....	<b>16</b>
2.1 Methodisches Konstruieren nach VDI2221 .....	16
2.2 Ermittlung des Bauraums .....	16
2.3 Konzeptfindung .....	20
2.3.1 Funktionsstruktur.....	20
2.3.2 Morphologischer Kasten .....	21
2.3.3 Vorauswahl der Antriebe.....	22
2.3.4 Lösungskonzepte .....	26
2.3.5 Auswahl eines Konzeptes.....	31
2.4 Konstruktionsphase .....	36
2.4.1 Ermittlung der mechanischen Größen .....	38
2.4.2 Antrieb .....	58
2.4.3 Horn .....	59
2.4.4 Lagerung .....	62
2.4.5 Anpassen des notwendigen Aktuatormoments .....	66
2.4.6 Variation der Antriebsposition .....	67
2.4.7 Kupplung / Getriebe .....	68
2.4.8 Fazit Horn.....	75
2.5 Vordimensionierung der adaptiven Rippe .....	75
<b>3 Schlussfolgerungen</b> .....	<b>78</b>
<b>4 Zusammenfassung und Ausblick</b> .....	<b>80</b>

---

<b>5</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>I</b>
	<b>Anhänge .....</b>	<b>A</b>



---

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Auswirkungen auf Auftrieb durch adaptive Formänderung [6] .....	2
Abbildung 2: Prototyp „Proteus“ .....	3
Abbildung 3: Öffnung der Hautstruktur [5] .....	4
Abbildung 4: Schematischer Aufbau des Tragflügels .....	5
Abbildung 5: NACA0012 – Ausgangszustand [8] .....	5
Abbildung 6: NACA0012 im verformten Zustand (Take-off) [8] .....	6
Abbildung 7: Steifigkeit der Hautstruktur gegen vertikale Verschiebung .....	7
Abbildung 8: Schematische Darstellung der Deformationsbreite .....	7
Abbildung 9: „slats“ und „flaps“ [10] .....	9
Abbildung 10: Konzept einer formvariablen Flügelvorderkante [11] .....	10
Abbildung 11: „high lift system“ eines Airbus A320 [12] .....	11
Abbildung 12: Design von aktiv deformierbaren Rippen eines „flap“ [4] .....	11
Abbildung 13: Konzept eines „tab-like“ Aktuatorsystems [6] .....	12
Abbildung 14: Adaptiver Rippenmechanismus [6] .....	12
Abbildung 15: Prinzip-Skizze des Hornkonzepts [5] .....	13
Abbildung 16: konventionelle (links) und hornbasierte (rechts) Anordnung .....	14
Abbildung 17: Gürtel-Rippen-Konzept [13] .....	14
Abbildung 18: Aktives Element des Gürtel-Rippen-Konzepts [13] .....	15
Abbildung 19: Konvertierung der Segmente in STEP-Format .....	17
Abbildung 20: Oberflächenkontur des linken Tragflügels (gesamter Datensatz) .....	17
Abbildung 21: reduziertes Flächenmodell des linken Tragflügels .....	18
Abbildung 22: Freiformanalyse .....	19
Abbildung 23: Volumenmodell des linken Tragflügels .....	19
Abbildung 24: Bauraum des Flügelsegments .....	20
Abbildung 25: Funktionsstruktur .....	21
Abbildung 26: Pneumatischer Muskel (Fa. Festo) [15] .....	22

---

Abbildung 27: Arbeitsbereich Pneumatischer Muskel 10mm (Fa. Festo) [15].....	22
Abbildung 28: elektrischer Hubzylinder [17] .....	23
Abbildung 29: Übersicht von Arbeitsbereichen für Antriebe [18].....	24
Abbildung 30: Skizze – Lösungskonzept: Fachwerk 1.0.....	26
Abbildung 31: Skizze – Lösungskonzept: Fachwerk 1.1.....	27
Abbildung 32: Skizze – Lösungskonzept: Schwellkörper und Linearaktuator unverformt .....	28
Abbildung 33: Skizze – Lösungskonzept: Schwellkörper und Linearaktuator verformt .....	29
Abbildung 34: Nocken [19].....	30
Abbildung 35: Skizze – Lösungskonzept: Nocken.....	30
Abbildung 36: Skizze – Hornkonzept .....	37
Abbildung 37: Verformungsenergie an der Tragflügelhinterkante.....	38
Abbildung 38: Ersatzmodell Horn 1 .....	39
Abbildung 39: vereinfachtes Kontaktmodell zwischen Haut und Horn .....	40
Abbildung 40: Modellanpassung .....	40
Abbildung 41: Skizze – Einfluss der Kontaktstelle auf Formänderungsenergie .....	41
Abbildung 42: Biegelinie [21].....	42
Abbildung 43: Torsionsarbeit für Kontakt mit vereinfachtem Modell .....	45
Abbildung 44: Vergleich - translatorische und rotatorische Verformungsenergie.....	46
Abbildung 45: Ersatzmodell Horn 2.....	46
Abbildung 46: Ersatzmodell mit kreisförmigem Kontakt.....	47
Abbildung 47: Kräfte infolge der Kontaktänderung bei Rotation .....	48
Abbildung 48: Verwendete Größen bei der Berechnung .....	48
Abbildung 49: Torsionsarbeit für Kontakt mit Kreisprofil .....	50
Abbildung 50: Elliptische Profilform im Kontakt .....	51
Abbildung 51: schematische Darstellung der Hilfstabelle .....	51
Abbildung 52: Torsionsarbeit für Kontakt mit Ellipsenprofil.....	53
Abbildung 53: Erweitertes ellipsenförmiges Profil.....	54
Abbildung 54: Torsionsarbeit für Kontakt mit erweitertem Ellipsenprofil .....	55

---

Abbildung 55: Vergleich des Hebelarm-Verschiebungs-Verhältnis.....	56
Abbildung 56: Vergleich des Torsionsmomentverlaufs.....	56
Abbildung 57: Verlauf der Verschiebungen über den Drehwinkel.....	57
Abbildung 58: Skizze zur Festigkeitsberechnung.....	59
Abbildung 59: Skizze zur Berechnung der Lagerkräfte.....	62
Abbildung 60: Berechnungsmodell zur Ermittlung der Lagerkräfte.....	63
Abbildung 61: Modell zur Berechnung des Reibmoments.....	66
Abbildung 62: Erweiterung des Holms zur Lagerung des Servomotors.....	68
Abbildung 63: Zahnradpaarung mit parallelen Zahnradachsen.....	69
Abbildung 64: schematische Darstellung der Kegelradpaarung.....	70
Abbildung 65: Skizze zur ungleichförmigen Übersetzung.....	71
Abbildung 66: Push-pull-cable [29].....	73
Abbildung 67: Skizze zum Verlegen des Push-pull-cable.....	74
Abbildung 69: Horn mit Umschlingungsgetriebe.....	75
Abbildung 68: Vereinfachtes Ersatzmodell der Adaptiven Rippe.....	76

## **Tabellenverzeichnis**

Tabelle 1: Übersicht zu Schrittmotoren [16] .....	26
Tabelle 2: Beschreibung der Bewertungskriterien .....	31
Tabelle 3: Bestimmen der Gewichtungsfaktoren .....	32
Tabelle 4: Ergebnisse der Bewertung .....	33
Tabelle 5: Werkstoffdaten und Berechnungsergebnisse .....	61

## Formelzeichenliste/-verzeichnis

<u>Formelzeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Beschreibung</u>
$a$	$mm$	Abstand zum Ellipsenmittelpunkt
$a_{Horn}$	$mm$	Hebelarm am Horn
$a_{Akt}$	$mm$	Hebelarm am Antrieb
$b$	$mm$	Kleine Halbachse der Ellipse
$b_{ef}$	$mm$	Effektive Zahnbreite
$b_{Kr}$	$mm$	Zahnbreite
$c_1$	$N/mm$	Steifigkeit an Tragflügelhinterkante gegen $u_y$
$c_2$	$N/mm$	Steifigkeit an Hornspitze gegen $u_y$
$c_{Kopf}$	[ ]	Kopfspiel
$c_{2,neu}$	$N/mm$	Angepasste Steifigkeit an der Hornspitze
$c_{Flügelspitze}$	$N/mm$	Steifigkeit des Profilquerschnitts an der Flügelspitze
$c_{Flügelwurzel}$	$N/mm$	Steifigkeit des Profilquerschnitts an der Flügelwurzel
$c_{Profil}$	$N/mm$	Steifigkeit des gesamten Profilquerschnitts
$d$	$mm$	Rohrdurchmesser
$d_{ae}$	$mm$	Kopfkreisdurchmesser
$d_h$	$mm$	Horndurchmesser
$d_{h,vorl}$	$mm$	Vorläufiger Durchmesser zur Iteration
$d_{K1}$	$mm$	Durchmesser Kegelrad 1
$d_{K2}$	$mm$	Durchmesser Kegelrad 2
$d_m$	$mm$	Mittlerer Teilkreisdurchmesser
$F_1$	$N$	Kraft an der Traflügelhinterkante

---

<u>Formelzeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Beschreibung</u>
$F_2$	$N$	Kraft an der Hornspitze
$F_A$	$N$	Lagerkraft A
$F_{A,ges}$	$N$	Gesamte Lagerkraft am Lager A
$F_{Akt}$	$N$	Hebelkraft am Antrieb
$F_{Akt,ers}$	$N$	Ersatzaktuatorkraft
$F_{a,neg}$	$N$	Axialkraft im Kontakt negativ
$F_{a,pos}$	$N$	Axialkraft im Kontakt positiv
$F_{A,r}$	$N$	Lagerkraft A infolge der Reibung
$F_{B,h}$	$N$	Horizontale Lagerkraft B
$F_{B,v}$	$N$	Vertikale Lagerkraft B
$F_{B,v,ges}$	$N$	Gesamte Radialkraft Lager B
$F_{B,v,r}$	$N$	Vertikale Lagerkraft B infolge Reibung
$F_{Horn}$	$N$	Hebelkraft am Horn
$F_{mt}$	$N$	Nennumfangskraft
$F_N$	$N$	Normalkraft im Kontakt zwischen Horn und Haut
$F_R$	$N$	Reibkraft im Kontakt zwischen Horn und Haut
$F_{res}$	$N$	Resultierende Kraft
$F_{r,h}$	$N$	Horizontale wirkende Reibkraft
$F_{r,neg}$	$N$	Radialkraft im Kontakt negativ
$F_{r,pos}$	$N$	Radialkraft im Kontakt positiv
$F_v$	$N$	maximale Kraft an der Hornspitze
$F_y$	$N$	Querkraft an der Tragflügelhinterkante
$F_z$	$N$	Horizontale Zugkraft durch Kontakt

---

<u>Formelzeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Beschreibung</u>
$h_{ae}$	mm	Kopfhöhe
$h_{fe}$	mm	Fußhöhe
$h_{Holm}$	mm	Höhe des hinteren Holms
$h_{Holm,Flügelspitze}$	mm	Höhe des hinteren Holms an der Flügelspitze
$h_{Holm,Flügelwurzel}$	mm	Höhe des hinteren Holms an der Flügelwurzel
$h_{ze}$	mm	Zahnhöhe
$i$	[ ]	Übersetzungsverhältnis
$l_1$	mm	Abstand hinterer Holm zur Tragflügelhinterkante
$l_2$	mm	Abstand hinterer Holm zum Kontakt
$l_A$	mm	Maximaler Abstand Lager-Hornspitze
$l_{A,h,1}$	mm	Abstand zwischen Gelenk 1 und 2
$l_{A,h,2}$	mm	Abstand zwischen Gelenk 2 und 3
$l_{A,h,3}$	mm	Abstand zwischen Gelenk 3 und 4
$l_{A,v,1}$	mm	Abstand zwischen Gelenk 1 und Drehpunkt
$l_{A,v,2}$	mm	Abstand zwischen Gelenk 2 und Drehpunkt
$l_{A,v,3}$	mm	Abstand zwischen Gelenk 3 und Drehpunkt
$l_B$	mm	Lagerabstand
$l_h$	mm	Abstand vom hinteren Holm bis zur Hornspitze
$L_H$	mm	Horizontaler Hebel
$L_{H,Ellipse}$	mm	Horizontaler Hebel-Ellipsenmodell
$L_{H,Kreis}$	mm	Horizontaler Hebel-Kreismodell
$L_{V,Ellipse}$	mm	Vertikaler Hebel-Ellipsenmodell
$L_{V,Kreis}$	mm	Vertikaler Hebel-Kreismodell

---

<u>Formelzeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Beschreibung</u>
$M_{Akt}$	$Nm$	Antriebsmoment
$m_{e,1}$	[ ]	Äußeres Modul Kegelrad 1
$m_{e,2}$	[ ]	Äußeres Modul Kegelrad 2
$m_{m,1}$	$m_{m,1}$	Mittleres Modul Kegelrad 1
$M_{Horn}$	$Nm$	Notwendiges Torsionsmoment am Horn
$M_{kont}$	$Nm$	Mögliches Dauerbetriebsmoment des Servomotors
$M_{N,Ellipse}$	$Nm$	Torsionsmoment aus Normalkraft-Ellipsenmodell
$M_{N,Kreis}$	$Nm$	Torsionsmoment aus Normalkraft-Kreismodell
$M_{N,Rohr}$	$Nm$	Torsionsmoment aus Normalkraft-Rohrmodell
$M_{res}$	$Nm$	Resultierendes Biegemoment
$M_{R,Rohr}$	$Nm$	Torsionsmoment aus Reibungskraft-Rohrmodell
$M_{R,Kreis}$	$Nm$	Torsionsmoment aus Reibungskraft-Kreismodell
$M_{R,Rohr}$	$Nm$	Torsionsmoment aus Reibungskraft-Rohrmodell
$M_t$	$Nm$	Torsionsmoment
$M_{t,Gl}$	$Nm$	Gleitlagerreibmoment
$M_{t,Kreis}$	$Nm$	Torsionsmoment-Kreismodell
$M_{t,neu}$	$Nm$	Angepasstes Torsionsmoment
$M_{t,neu2}$	$Nm$	Angepasstes Torsionsmoment 2. Iteration
$M_{t,Rohr}$	$Nm$	Torsionsmoment-Rohrmodell
$p$	[ ]	Zahnteilung
$R$	$mm$	Abstand von Rotationsachse zu Kontakt-Rohrmodell
$R_0$	$mm$	Initialer Abstand von Rotationsachse zum Kontakt
$R_e$	$mm$	Äußere Teilkegellänge



---

<u>Formelzeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Beschreibung</u>
$R_e$	$mm$	Mittlere Teilkegellänge
$R_i$	$mm$	Innere Teilkegellänge
$R_{Kreis}$	$mm$	Abstand von Rotationsachse zu Kontakt-Kreismodell
$R_{p0,2}$	$MPa$	Streckgrenze
$r_k$	$mm$	Radius des Kreisprofils
$S_{vorh}$	[ ]	Vorhandener Sicherheitsfaktor
$u$	[ ]	Zähnezahlverhältnis
$u_1$	$mm$	Verschiebung an der Tragflügelhinterkante
$u_2$	$mm$	Verschiebung an der Hornspitze
$u_y$	$mm$	Verschiebung der Tragflügelhinterkante
$u_{y,max}$	$mm$	Maximale vertikale Verschiebung
$v_u$	$mm/s$	Umfangsgeschwindigkeit
$w_1$	$mm$	Verschiebung aus Biegelinie-Tragflügelhinterkante
$w_2$	$mm$	Verschiebung aus Biegelinie an Hornspitze
$W_{Akt}$	$J$	Antriebsenergie
$W_{Horn}$	$J$	Verformungsenergie des Horns
$W_b$	$mm^3$	Axiales Widerstandsmoment
$W_d$	$J$	Deformationsenergie durch Hautverformung
$W_{ges}$	$J$	Gesamte Deformationsenergie aus Hautsteifigkeit
$W_p$	$mm^3$	Polares Widerstandsmoment
$W_{t,Ellipse}$	$Nm$	Gesamte Torsionsmoment-Ellipsenmodell
$W_{t,Ellipse2}$	$Nm$	Gesamte Torsionsmoment-Ellipsenmodell 2
$W_{t,Kreis}$	$Nm$	Gesamte Torsionsmoment-Kreismodell

---

<u>Formelzeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Beschreibung</u>
$W_{t,Rohr}$	$Nm$	Gesamte Torsionsmoment-Rohrmodell
$x(\delta)$	$mm$	Abstand Rotationsachse-Kontakt-Ellipse
$x_G$	$mm$	x-Wert im globalen Koordinatensystem
$y(\delta)$	$mm$	Vertikaler Abstand Rotationsachse-Kontakt-Ellipse
$y'$	$mm$	Theoretisch mögliche y-Werte bei Winkel $\delta$
$Y_{fa}$	[ ]	Formfaktor
$y_G$	$mm$	y-Wert im globalen Koordinatensystem
$Y_{sa}$	[ ]	Spannungskorrekturfaktor
$Y_K$	[ ]	Kegelradfaktor
$Y_\beta$	[ ]	Schrägenfaktor
$Y_\varepsilon$	[ ]	Überdeckungsfaktor
$Z$	$mm$	Profilverlängerung
$z_1$	[ ]	Zähnezahl Kegelrad 1
$z_2$	[ ]	Zähnezahl Kegelrad 2
$z_v$	[ ]	Zähnezahl des Ersatzstirnrads
$z'_g$	[ ]	Grenzzähnezahl des Ersatzstirnrads
$z'_{gk}$	[ ]	Grenzzähnezahl
$\alpha_n$	°	Eingriffswinkel
$\beta_m$	°	Schrägungswinkel
$\gamma_a$	°	Winkel zwischen Achse-Servomotor und Hornachse
$\delta$	°	Drehwinkel des Horns
$\delta_A$	°	Teilkegelwinkel
$\delta_{Akt}$	°	Torsionswinkel des Antriebs

---

<u>Formelzeichen</u>	<u>Einheit</u>	<u>Beschreibung</u>
$\delta_b$	°	Kopfkegelwinkel
$\delta_f$	°	Fußkegelwinkel
$\delta_{Horn}$	°	Torsionswinkel des Horns
$\varepsilon_a$	[ ]	Profilüberdeckung
$\vartheta_a$	°	Kopfwinkel
$\vartheta_f$	°	Fußwinkel
$\mu$	[ ]	Reibungskoeffizient allgemein
$\mu_L$	[ ]	Gewählter Lagerreibungskoeffizient
$\rho$	$g/cm^3$	Dichte
$\sigma_b$	$MPa$	Biegespannung
$\sigma_{f0}$	$MPa$	Zahnfußspannung
$\sigma_{VM}$	$MPa$	Van-Mises-Vergleichsspannung
$\Sigma$	°	Achswinkel der Kegelräder
$\tau$	$MPa$	Torsionsspannung
$\varphi$	°	Aktueller Kontaktwinkel
$\varphi_0$	°	Startwinkel bei Kontakt
$\psi_b$	[ ]	Breitenverhältnis
$\omega_{Akt}$	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Antriebs



---

# 1 Einleitung

Ein wesentliches Ziel der Luftfahrt ist die Reduzierung des Treibstoffverbrauchs. Das kann auf viele verschiedene Arten umgesetzt werden, z.B. durch effizientere Antriebstechnologien, neue Treibstoffvarianten mit höherem Brennwert, der Reduzierung der Masse durch Leichtbau- und Werkstoffentwicklungen oder durch die Reduzierung des Luftwiderstands durch Form- und Oberflächenoptimierungen. Eine Verringerung des Treibstoffverbrauchs hat nicht nur ökologische, sondern auch ökonomische Motivationen, da über die Lebensdauer eines Flugzeugs von mehreren Jahrzehnten bereits durch eine minimale Verbesserung eine enorme Menge an Treibstoff eingespart werden kann. Dies lässt sich leicht vor Augen führen, da Großraumflugzeuge, wie z.B. die Boeing 747, ein Tankfassungsvermögen von über 200.000 Liter umfassen. Weltweit sind Wachstumsraten der Luftfahrt von jährlich zwei bis fünf Prozent zu erwarten. Diese steigende Nachfrage kombiniert mit dem ambitionierten Ziel, bis zum Jahr 2050 die Netto-Emissionen um 50 Prozent im Vergleich zum Jahr 2005 zu reduzieren, setzt die Fluggesellschaften weltweit unter Druck [1]. Ein langfristiges Ziel besteht daher in der ständigen Reduzierung der Treibstoffemissionen bzw. des Treibstoffverbrauchs. Dieses Ziel kann glücklicherweise über eine Vielzahl von potenziellen Verbesserungen umgesetzt werden. Es wird z.B. an der Verwendung von elektrischen Antrieben in Flugzeugen gearbeitet um die Umweltauswirkungen der Luftfahrt zu reduzieren [1]. Dazu wird auch an der Verwendung von Wasserstoff als Treibstoff geforscht [2] und auch die Anwendbarkeit von Brennstoffzellen an Bord eines Flugzeugs vorangetrieben [3]. Neben dem Leichtbau und der Verwendung von hochleistungsfähigen Werkstoffen zur Gewichtsreduktion bietet eine Optimierung des Strömungswiderstands das Potenzial zur direkten, messbaren Einsparung von Treibstoff. Mit Hilfe von formvariablen Strukturen kann dies umgesetzt werden. Die Verwendung von adaptiven Flügeln ist eine Möglichkeit um während des Betriebs die Form optimal an die äußeren Umstände anzupassen, wodurch sie Einsparpotenzial gegenüber starren Flügelkonstruktionen haben [4]. Die fixe Flügelkontur ist eine Kompromisslösung und gewährt während des Betriebs für einen großen Arbeitsbereich eine gute, jedoch keine optimale Gleitzahl, da sich die Flugbedingungen bereits aufgrund der Gewichtsreduktion infolge des Treibstoffverbrauchs ändern [5]. Aufgrund der vielen Parameter sind verschiedene Flugzeuge notwendig um den jeweiligen Anforderungen entsprechen zu können. Die Kosten für das Design, Herstellung und Wartung kann durch das Verwenden eines einzelnen Flugzeugs mit formvariabler Hautstruktur als Ersatz für eine kleine Flotte deutlich reduziert werden.

## 1.1 Ziel der Arbeit

Um die langfristigen Ziele für die Reduzierung der Treibstoffemissionen umsetzen zu können, bietet die formvariable Strukturänderung ein Potenzial, welches genutzt werden sollte. In Abbildung 1 ist schematisch die Auswirkung der adaptiven Formänderung auf den Auftrieb über die Flügelspannweite aufgeführt.

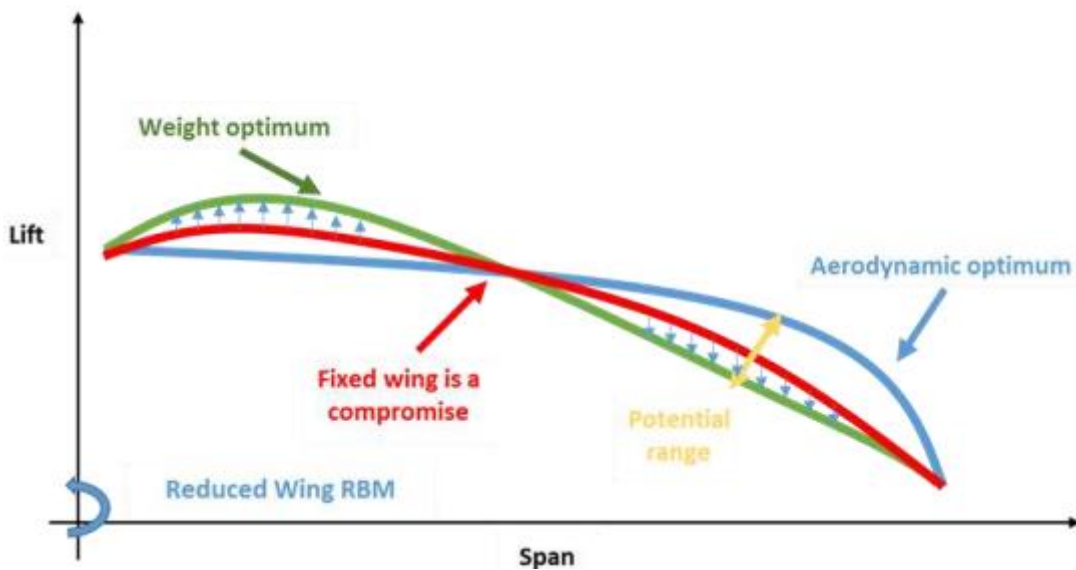


Abbildung 1: Auswirkungen auf Auftrieb durch adaptive Formänderung [6]

Um das Einsparpotenzial von formvariablen Flügeln gegenüber starren Flügeln aufzeigen zu können, soll die Performance zweier formidentischer Flügel, einer formstarr und der andere adaptiv, direkt miteinander verglichen werden. Die Strömungswiderstandsdifferenz soll im Anschluss an dieser Arbeit durch Messungen am konstruktiv überarbeiteten Prototyp „Proteus“, siehe Abbildung 2, nachgewiesen werden. Bei diesem handelt es sich um ein ca. 35 Kilogramm schweres Miniaturflugzeug mit etwa 2,5 Meter Spannweite, welches mit bis zu 300 km/h ausschließlich im Unterschallbereich geflogen wird.

Das Ziel dieser Arbeit ist in erster Linie von konstruktiver Natur und beschäftigt sich mit dem Entwurf, der Machbarkeitsprüfung und der Gestaltung der Aktorik, welche innerhalb der Flügel verbaut werden soll. Dabei ist die bestehende Geometrie der Flügel nicht zu verändern. Der zu verformende Bereich soll sich auf die Tragflügelhinterkante und ihre direkte Umgebung beschränken. Weiterhin bezieht sich der Entwurf auf die Flügelspitze, da dort die Umsetzung

aufgrund des geringen Bauraums am schwierigsten ist. Die genauen Randbedingungen werden in Kapitel 1.3 beschrieben.



**Abbildung 2: Prototyp „Proteus“**

Die adaptive Ausführung des Flügels bringt folgende Änderungen mit sich:

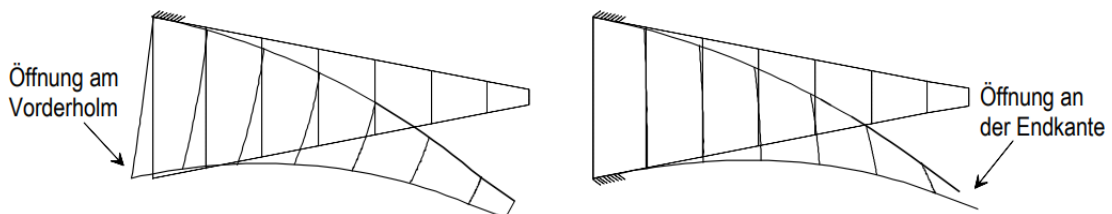
1. Entfernung des Querruders
2. Ausführung der Flügelaußenhaut ohne Öffnung

Dabei wird prognostiziert, dass durch den vollständigen Verzicht auf die Querruder eine signifikante Verringerung des Luftwiderstands während des Manövrierens erzielt werden kann, da die Strömung nun sanft umgelenkt wird.

Ersatzweise wird die Flügelaußenhaut durch im Inneren befindliche Aktuatoren so deformiert, dass durch die Formänderung des Flügels eine Steuerung ermöglicht wird. Während sich beim Ausschlag des Querruders ein Spalt bildet, welcher der Strömung eine zusätzliche Wirkfläche

für eine unerwünschte Gegenkraft bietet, bleibt die Kontur des formvariablen Flügels geschlossen. Um die Tragweite dieser Effekte zu überprüfen, sind Messungen erforderlich. Dazu sollen die Flügel des Miniaturflugzeugs „Proteus“ umgebaut werden.

Eine erhebliche Herausforderung ist, neben den geringen Bauraum, der Verzicht auf das Öffnen der Flügelaußenhaut, siehe Abbildung 3.



**Abbildung 3: Öffnung der Hautstruktur [5]**

Das Verformen der Hautstruktur ruft zwangsläufig eine Relativbewegung der oberen zur unteren Flügelhaut hervor, siehe Abbildung 6, welche die Flügel-Hinterkante ausgleichen muss ohne zu versagen. MÜLLER geht sogar so weit, dass eine Öffnung der Hautstruktur notwendig ist [5].

Dies ist bei einer starren Hinterkante wahrscheinlich zutreffend, jedoch werden die obere und die untere Flügelhaut bei diesem Projekt über eine hochelastische Klebverbindung gefügt, die eine Relativbewegung zulässt [7].

Durch die fehlende Öffnung der Hautstruktur ist das Profil des Flügels an der Tragflügelhinterkante vollständig geschlossen, wodurch sich die untere Hautstruktur aufgrund von Druckkräften wölben kann. Um dem entgegenzuwirken muss die Haut versteift, also dickwandiger, ausgeführt werden. Dies hat ein erhöhtes Gewicht, aber auch eine erheblich größere Deformationsenergie aufgrund der Steifigkeitserhöhung zur Folge. Es wird davon ausgegangen, dass der dadurch fehlende Spalt eine weitere Reduzierung des Luftwiderstands hervorruft und spätere Messergebnisse dies verdeutlichen werden. Dabei wird es sich als schwierig erweisen den quantitativen Einfluss dem jeweiligen Ereignis, d.h. dem Verzicht auf die Querruder oder dem dadurch fehlenden Spalt, zuzuordnen.

## 1.2 Einteilung des Tragflügels

Die Hautstruktur des Tragflügels ist in erster Linie kein Bestandteil dieser Arbeit, jedoch ist sie für die Auslegung der Aktorik essenziell. Sie gibt Aufschluss über die notwendige



Verformungsarbeit und begrenzt den zulässigen Bauraum, welcher im Kapitel 2.2 ermittelt wird. Zuerst soll der Aufbau des Tragflügels von „Proteus“ anhand von Abbildung 4 erläutert werden.

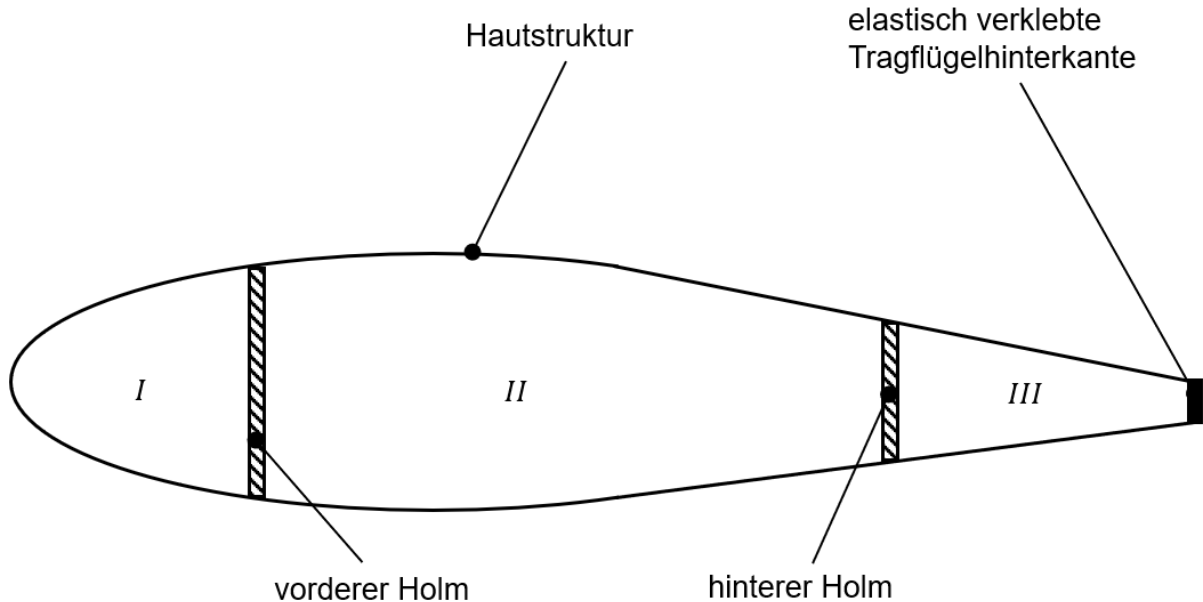


Abbildung 4: Schematischer Aufbau des Tragflügels

Der vordere und der hintere Holm sind fest mit der Flügelhaut verbunden. Damit bilden sich drei geschlossene Profile *I, II, III*. Bereich *I* ist für diese Arbeit eher uninteressant, während Bereich *II* den wesentlichen Teil des verwendbaren Bauraums darstellt. Bereich *III* präsentiert den zu verformenden Bereich. Als Nächstes soll die Frage beantwortet werden, welche Verformungen die Aktuatoren leisten müssen.

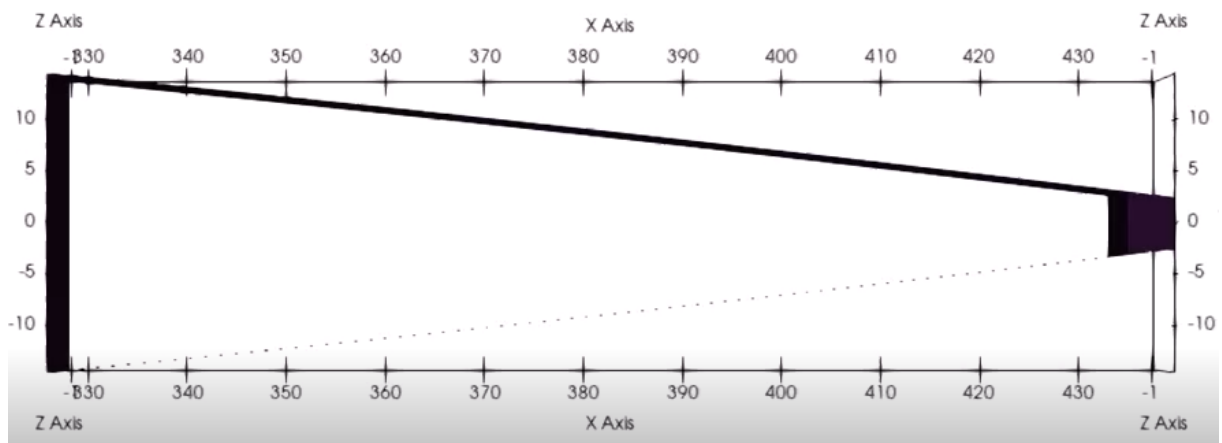
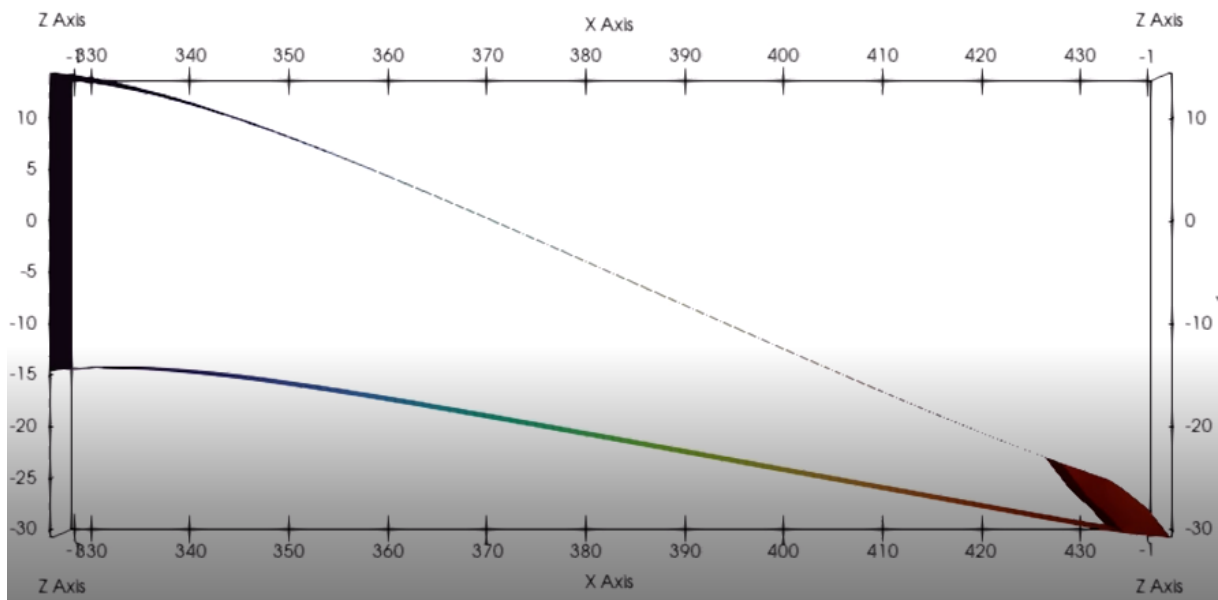


Abbildung 5: NACA0012 – Ausgangszustand [8]

Die maximale Verformung findet während des Startvorgangs statt. Die *Abteilung Adaptive Flügel* des Zentrums für Deutsche Luft- und Raumfahrt hat die notwendige Verformung der Tragflügelhinterkante für den erforderlichen Auftrieb anhand der vergleichbaren Daten eines NACA0012-Profiles ermittelt, siehe Abbildung 5. Das verformte Profil kann in Abbildung 6 betrachtet werden. Anhand der in die Länge gezogenen Hinterkante lässt sich bereits erahnen, dass die obere Flügelhaut Zugkräfte erfährt, während auf die untere Flügelhaut Druckkräfte wirken. Daraus ergibt sich der Wunsch für das Lastenheft, dass der Aktuator nach Möglichkeit ein gewisses Maß an Zugspannung in die untere Hautstruktur einbringt. Dadurch kann die Haut dünner gestaltet werden, da dem Stabilitätsproblem, also dem Wölben der Haut, durch die Zugspannungen entgegengewirkt werden kann. Demzufolge wird auch die notwendige Verformungsenergie reduziert [8].



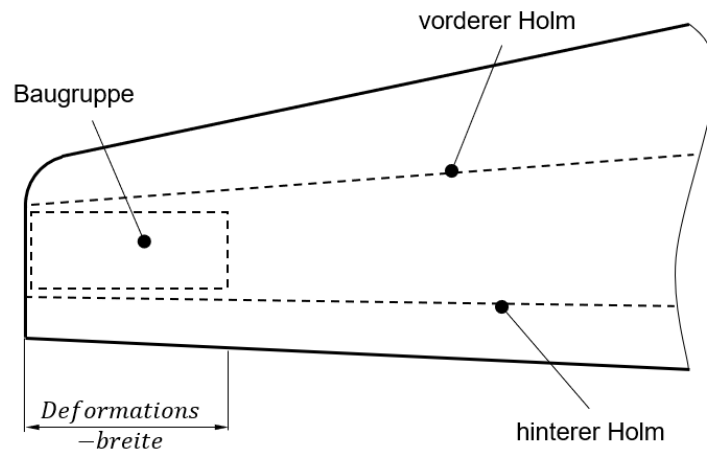
**Abbildung 6: NACA0012 im verformten Zustand (Take-off) [8]**

Anhand dieser Verformung der Steifigkeitsverlauf der Hautstruktur berechnet worden. Dabei ist ein Glasfaserverbund mit Fasern, die in verschiedene Richtungen ausgerichtet sind, das Material der Wahl. Entgegen der Erwartung hat sich ergeben, dass sich die errechnete Steifigkeit des Materials für diese Verformung quasilinear verhält, siehe Abbildung 7. Daraus ergibt sich für die Konstruktion eine Steifigkeit von 26,29 N/mm pro Millimeter Deformationsbreite. Der verwendete Begriff Deformationsbreite beschreibt die spannweiteige Breite, die deformiert werden soll und ist schematisch in Abbildung 8 zur Veranschaulichung dargestellt. Anhand der Steifigkeit ist die aufzubringende Kraft bzw. Energie relativ einfach zu ermitteln und kann in das später gewählte Wirkprinzip überführt werden.



**Abbildung 7: Steifigkeit der Hautstruktur gegen vertikale Verschiebung**

Die in Abbildung 7 dargestellte Steifigkeit bezieht sich auf die Flügelwurzel, also in der Nähe des Rumpfes, und ist wesentlich höher als der zu erwartende Wert in der Nähe der Flügelspitze.



**Abbildung 8: Schematische Darstellung der Deformationsbreite**

### 1.3 Randbedingungen und Lastenheft für den Aktuator

Ein wichtiger Bestandteil dieser Arbeit ist die Dokumentation der Randbedingungen, unter denen die Konstruktion funktionsfähig sein muss. Diese begrenzen den Rahmen für mögliche Lösungen. Da sich diese im Laufe eines Projekts ändern können, wird ein Lastenheft geführt, siehe Anhang 1. In Abbildung 8 lässt sich erkennen, dass die Baugruppe ein ähnliches Ausmaß wie die Deformationsbreite annehmen soll um genug Bauraum für weitere Aktoren zu lassen. Das Lastenheft soll an dieser Stelle noch einmal zusammengefasst werden. Für den Aktuator ist eine konservative, mechanische Lösung gefordert, welche zuverlässig und einfach sein soll, d.h. Technologie wie Piezoelektrische Aktuatoren oder Formgedächtnislegierungen sind nicht zulässig. Die Flügel sind spiegelsymmetrisch, weshalb nur der linke Flügel zur Bauraumermittlung eingescannt wird. Dieser Scan stellt verbindlich den für die Konstruktion verwendbaren Bauraum dar. Das Gewicht soll so gering wie möglich gehalten werden und im Idealfall 25% der gesamten Flügelmasse nicht überschreiten. Wünschenswert ist eine Überhöhung der oberen Hautstruktur, dessen exakte Geometrie jedoch noch nicht festgelegt worden ist. Mit dieser Maßnahme wird eine spätere Ablösung der Strömung von der Profilloberfläche erhofft, wodurch bei einer geringen Erhöhung des Widerstands ein verhältnismäßig höherer Anstieg des Auftriebs entsteht. Dieser zusätzliche Auftrieb nimmt vor allem während des Startens und Landens eine wichtige Rolle ein, da diese Vorgänge dann mit einer geringeren Geschwindigkeit erfolgen können. Durch das Einbauen einer zusätzlichen Aktorik in den Flügel wird das Gewicht zwangsläufig zunehmen, sodass Maßnahmen zur Steigerung des Auftriebs, bzw. zur Senkung des Gewichts, von großem Interesse sind. Festgelegt ist eine Speisespannung von 8V Gleichstrom für den Aktuator. Die zu konstruierende Aktorik soll in der Lage sein 100mm der Flügellänge zu deformieren. Der Entwurf soll in der Nähe der Flügelspitze angeordnet sein, da hier der Bauraum besonders gering ist. Damit die Funktionsfähigkeit garantiert werden kann, wird für die Konstruktion die Steifigkeit der Flügelwurzel verwendet. Diese sehr konservative Annahme liegt deutlich über dem zu erwartenden Wert. Die maximale Verformung soll in weniger als 1 Sekunde erreicht sein. Die Forderung nach der Kalibrierbarkeit der Antriebe lässt im Wesentlichen nur einen Formschluss zur Energieübertragung zu, da die Nullstellung des Antriebs zu keinerlei Verformung der Außenhaut führen soll. Um eine möglichst exakte Steuerung zu ermöglichen, soll die Verformung über den Weg gesteuert sein, eine kraftbasierte Steuerung ist nicht akzeptiert. Das Steuerelement selbst ist nicht Gegenstand dieser Arbeit.

## 1.4 Stand der Technik

Es gibt verschiedene Möglichkeiten um Einfluss auf die Gestalt eines Flügels, auch „morphing“ genannt, zu nehmen. Dadurch kann der Auftrieb erhöht, der Widerstand reduziert oder auch die Lautstärke gesenkt werden. Dabei handelt es sich um eine interdisziplinäre Thematik, da das Ergebnis aus der Kombination von Materialien, Verformungsmechanismen, Aktuatoren und weiteren Komponenten besteht. Ein Überblick zu diesem gewaltigen Themenkomplex soll an dieser Stelle vorgenommen werden.

Morphing-Konzepte können nach WANG et al. [9] in folgende Kategorien eingeteilt werden:

- Veränderung der Planform (spannweitig, konstant oder differenziert)
- Transformation außerhalb der Ebene (Verdrehung, spannweite Biegung)
- Anpassung der Profilform (Wölbung und Dicke)

Im Zuge dieser Arbeit liegt der Fokus auf der Verformung der Tragflügelhinterkante. Nach LI et al. [4] lässt sich die Anpassung der Tragflügelhinter- (trailing edge) als auch der -vorderkante (leading edge) zur Anpassung der Profilform zuordnen.

Da eine gewisse thematische Ähnlichkeit vorliegt, werden nachfolgend beide Wirkprinzipien beleuchtet.

### 1.4.1 Formvariable Flügelvorderkante

Die Geschwindigkeit ist beim Start und der Landung von entscheidender Bedeutung, da sie ausschlaggebend für den Auftrieb ist. Dieser entsteht durch die Luft, welche die Tragflügel umströmt. Konstruktiv kann dieser Auftrieb mit bestimmten Maßnahmen erhöht werden. Die sogenannten „slats“ werden ausgefahren um den Auftrieb des Flugzeugs beim Landen zu erhöhen, siehe Abbildung 9.

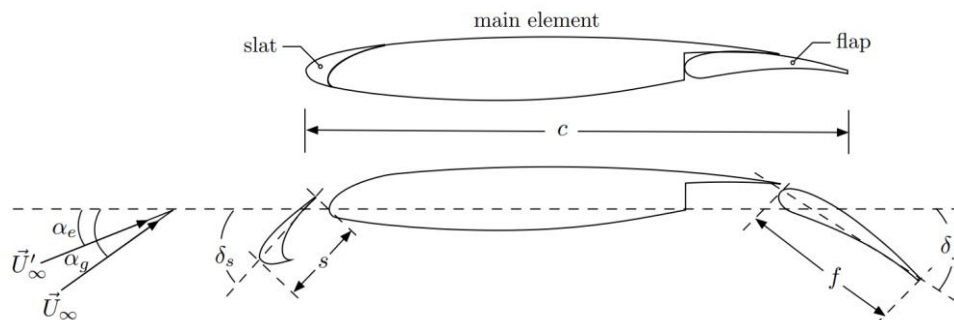


Abbildung 9: „slats“ und „flaps“ [10]

Das hat eine Reduktion der notwendigen Anfluggeschwindigkeit zur Folge, allerdings erhöht sich dadurch drastisch die wahrnehmbare Lautstärke [10]. Auch der Widerstand erhöht sich. Eine Lösung ohne diese ungünstigen Nebeneffekte ist wünschenswert, wobei die formvariable Tragflügelvorderkante eine solche Möglichkeit bietet. Eine sogenannte „smart droop-nose“, siehe Abbildung 10, kann bei der Erhöhung des Auftriebs und der Reduzierung des Widerstands helfen. Dazu wird die Hautstruktur den Umständen angepasst, sodass diese glatt und spaltfrei manipuliert wird. Diese positiven Effekte werden ohne eine Verstärkung der akustischen Reize erreicht [11].

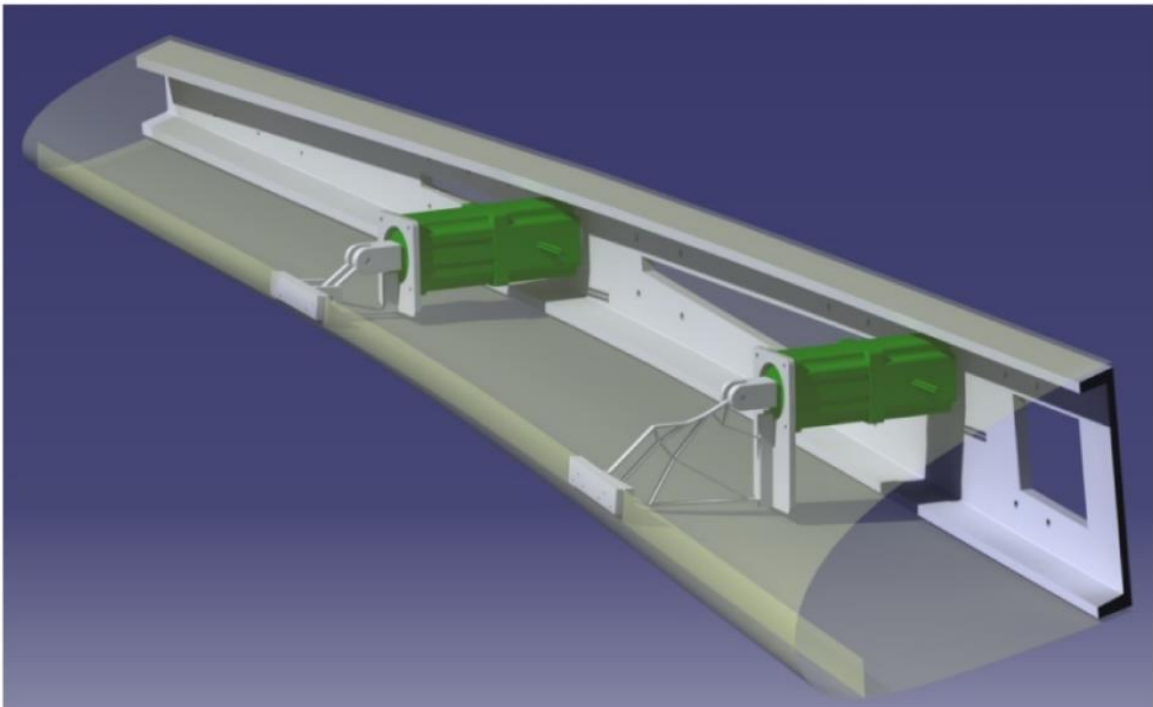


Abbildung 10: Konzept einer formvariablen Flügelvorderkante [11]

### 1.4.2 Formvariable Hinterkante

Ähnlich wie bei der Vorderkante gilt es auch die Hinterkante zu optimieren, indem der sogenannte Auftriebsbeiwert, das Verhältnis von Auftrieb zum Strömungswiderstand des Körpers, positiv beeinflusst wird. In Abbildung 11 ist ein „high lift system“ dargestellt, welches interessanterweise dazu dient, den Widerstand zu erhöhen. Hierbei handelt es sich um eine starre, inflexible Konstruktion, die ihre Geometrie nicht verändern kann. Das Ziel besteht darin, die Anfluggeschwindigkeit beim Landen, und damit auch die Länge der Landebahn, zu verringern. Dabei soll ein maximaler Auftriebskoeffizient, d.h. das Verhältnis von Auftriebskraft zur

Wirkfläche, erzielt werden. Für das Erreichen der Gleitzonen ist ein gewisser Widerstand erforderlich, weshalb ein ausreichender Luftwiderstand während dieser Flugphase sehr wichtig ist [12].



Abbildung 11: „high lift system“ eines Airbus A320 [12]

Eine formvariable Hinterkante kann eine spannweitig konstante und differenzierte Manipulation erreichen, die eine glatte und spaltfreie Hautoberfläche gewährt. Die in Abbildung 9 sichtbaren „flaps“ können um solch eine verformbare Hinterkante ergänzt werden. Dadurch können sie als Ersatz für ein Querruder eingesetzt werden [4], siehe Abbildung 12.

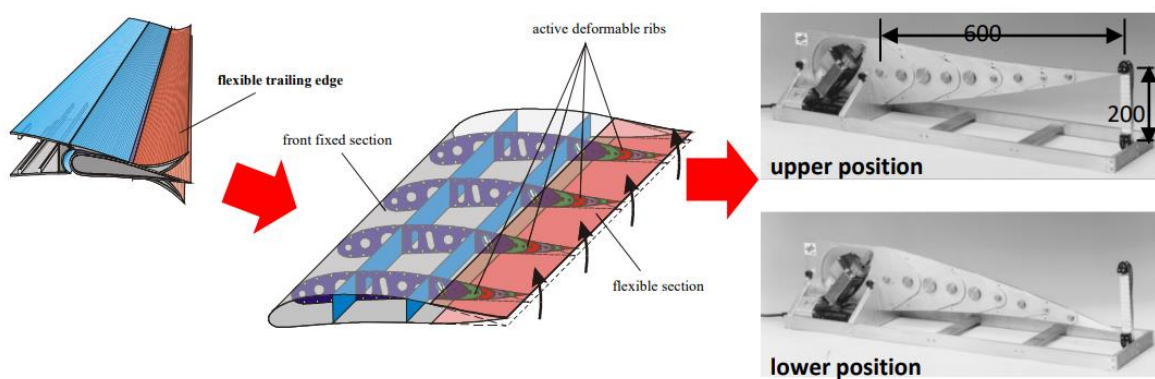


Abbildung 12: Design von aktiv deformierbaren Rippen eines „flap“ [4]

Im Nachfolgenden wird ein Auszug von aktuellen Systemkonzepten für adaptive Tragflügel vorgestellt.

### 1.4.2.1 Adaptive Rippen

Dieses Konzept nach ANDREUTTI et al. [6] nutzt elektromechanische Aktuatoren, welche sowohl synchron als auch individuell die Kontur der Hautstruktur in verschiedene Winkel über einen linearen Aktuator oder einen rotierenden Aktuator verändern können, siehe Abbildung 13, links. Rechts daneben ist eine Rippe, bestehend aus 4 Blöcken, dargestellt.

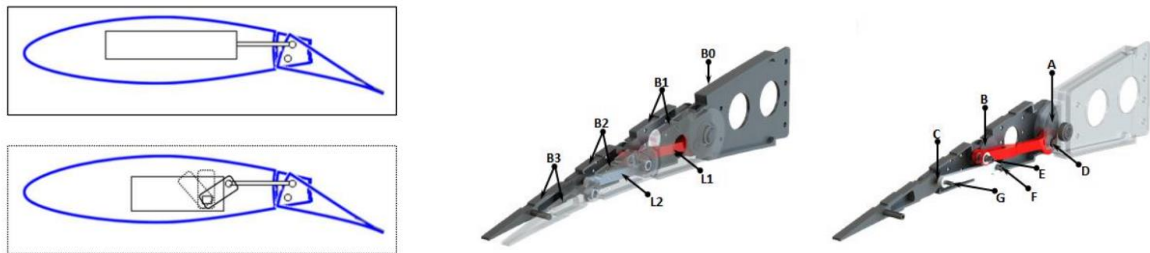


Abbildung 13: Konzept eines „tab-like“ Aktuator-Systems [6]

Identisch zur Aufgabenstellung liegt der Fokus der Verformung im Bereich der Tragflügelhinterkante. Ähnlich wie bei dem menschlichen Finger werden die 4 steifen Elemente gelenkig miteinander kombiniert und ergeben eine formvariable Rippe, welche zusätzlich in der Lage ist, die Hautstruktur abzustützen.

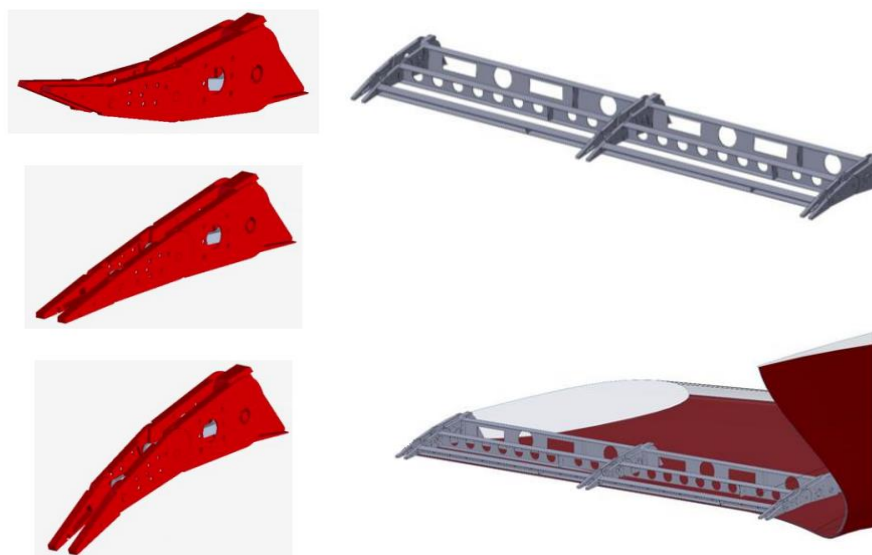


Abbildung 14: Adaptiver Rippenmechanismus [6]



Durch günstige Anordnung von Linearaktuatoren zwingen ihre Axialkräfte die steifen Elemente zu einer Rotation um ihr Gelenk, siehe Abbildung 14. Die Summe der Verformungen eines jeden einzeln angesteuerten Gelenks ergibt die Gesamtverformung der Hautstruktur. Nach ANDREUTTI et al. [6] wird für das andauernde Halten einer bestimmten Position das Verwenden von mechanischen Blockaden empfohlen. Die steife Kopplung der Rippen miteinander lässt keine differenzierte Ansteuerung zu.

### 1.4.2.2 Hornkonzept

Bei dem Hornkonzept nach MÜLLER [5] handelt es sich um eine asymmetrische, hornähnliche Struktur, welche durch Torsion um seine Längsachse gedreht wird. Durch das parallele Anordnen dieser Hörner, von denen jedes einzeln angesteuert werden kann, ist spannweitig differenziert oder einheitlich eine Verformung möglich, siehe Abbildung 15.

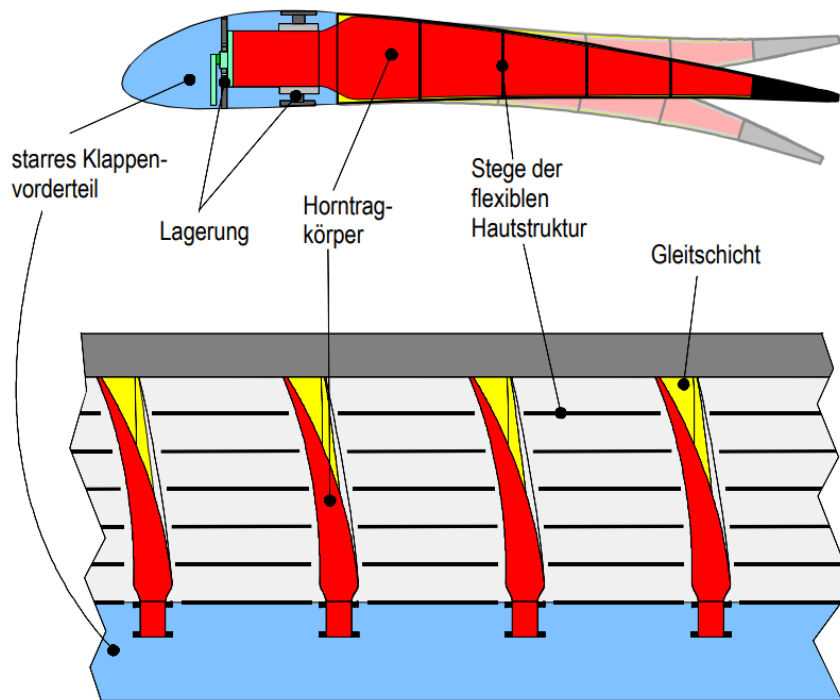


Abbildung 15: Prinzip-Skizze des Hornkonzepts [5]

Die Form des Horns sorgt beim Rotieren für eine vertikale Verformung der Haut. Dieses Wirkprinzip ist energetisch sehr günstig, da das Moment aus den Vertikalkräften nur zu einem geringen Teil vom Aktuator kompensiert werden muss, während ein Großteil von der Lagerung aufgenommen wird. Das Horn kann über einen rotierenden Antrieb gedreht werden oder über

eine Kombination von Linearaktuatoren mit Hebeln zum gewünschten Ergebnis führen, siehe Abbildung 16.

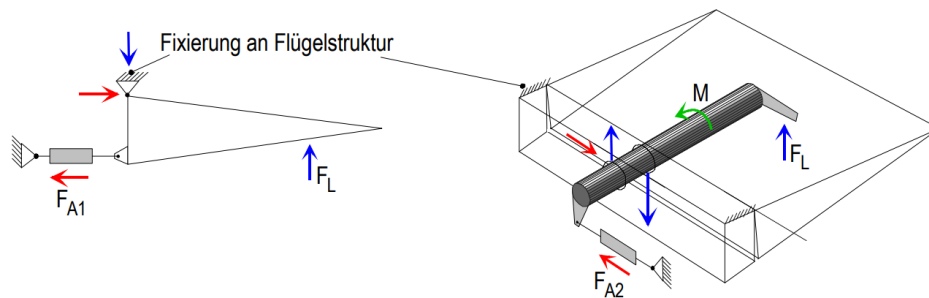


Abbildung 16: konventionelle (links) und hornbasierte (rechts) Anordnung

### 1.4.2.3 Gürtel-Rippen-Konzept

Bei diesem Konzept nach CAMPANILE UND SACHAU entstand aus der Aufgabe, ein Struktursystem mit einstellbarer Verformung für den „flap“ einer Airbus A340 zu entwickeln [13]. In diesem Design bildet die Hautstruktur einen geschlossenen Gurt. Die obere und die untere Hautstruktur sind über Speichen mit einander verbunden, sodass der Hub des Aktuators eine Wölbung der Tragfläche hervorruft, siehe Abbildung 17.

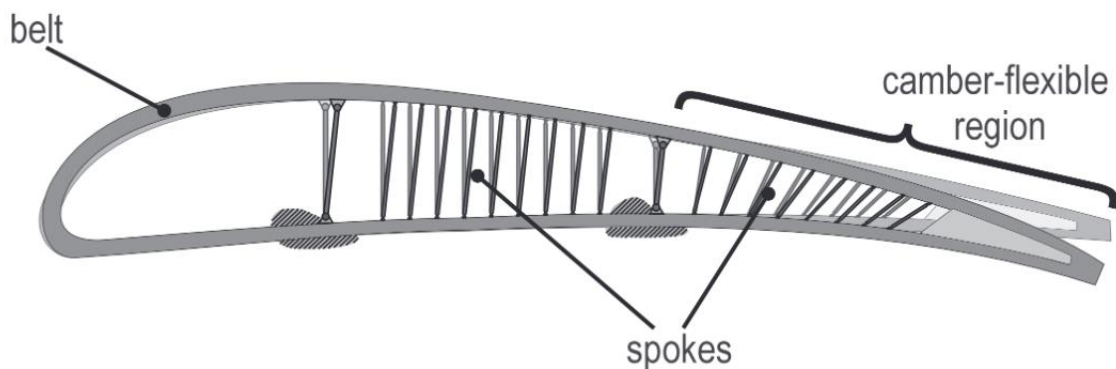
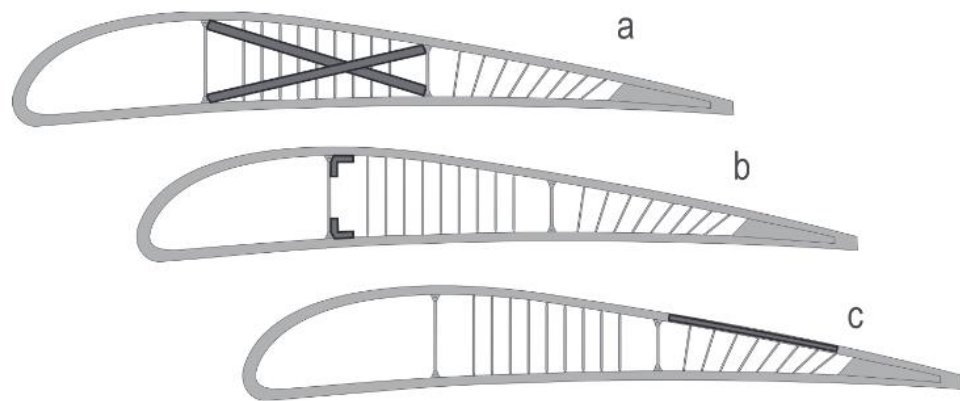


Abbildung 17: Gürtel-Rippen-Konzept [13]

Mit diesem Design ist eine Entfernung von einer mechatronischen Lösung hin zu einer strukturbasierten Lösung anvisiert worden, wodurch Gewicht eingespart werden kann. Über Speichen wird eine definierte Flexibilität ermöglicht. In Abbildung 18 sind verschiedene Möglichkeiten für die Gestaltung eines aktiven Elements dargestellt.



**Abbildung 18: Aktives Element des Gürtel-Rippen-Konzepts [13]**

- a) Anordnung für Aktuatoren, die lediglich Zugkräfte bereitstellen können
- b) Direkte Winkelveränderung der Speichen über Drehaktuatoren oder sogenannte „active hinges“
- c) Eingebettete, aktive Materialien wie Formgedächtnislegierungen oder piezoelektrische Aktuatoren

Eine besondere Herausforderung hierbei ist die Ermittlung der Gesamtsteifigkeit, welche sich aus einer Vielzahl von Speichen und deren momentaner Position zusammensetzt. Diese kann nur noch numerisch gelöst werden.

## 2 Hauptteil

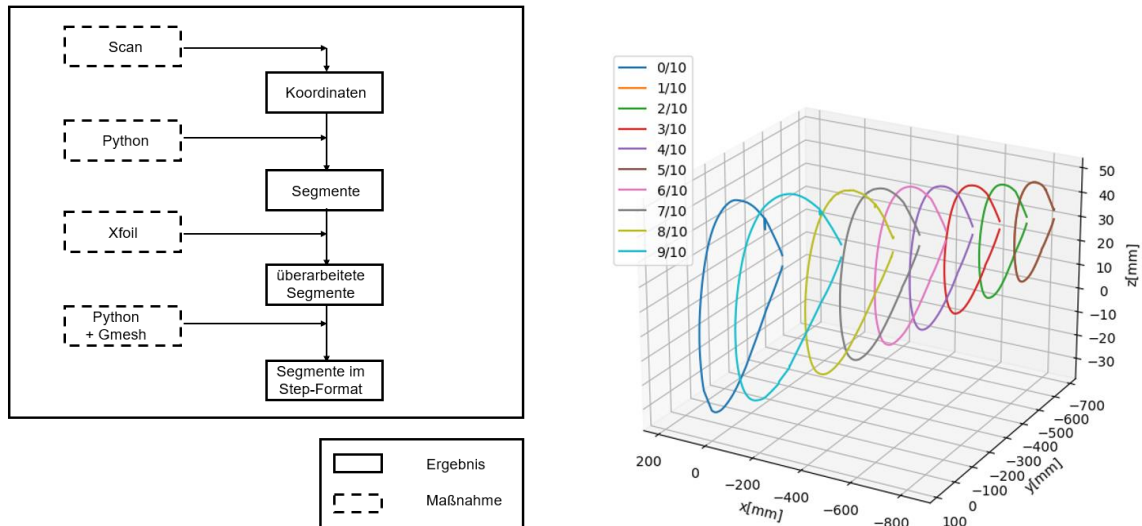
Das Vorgehen für die Konstruktion lehnt sich an der VDI2221 für das methodische Entwickeln und Konstruieren von technischen Systemen an. Diese Richtlinie dient lediglich als Orientierung und wird nicht vollumfänglich verwendet.

### 2.1 Methodisches Konstruieren nach VDI2221

Zunächst soll eine Übersicht zum Vorgehen nach VDI2221 vorgestellt und zusammengefasst werden, siehe Anhang 2 [14]. Diese bildet einen guten Leitfaden für das weitere Vorgehen bei der Konzeptentwicklung. Die Aufgabenstellung und die Randbedingungen, bzw. das Lastenheft, wurden bereits in Kapitel 1.3 ausführlich beschrieben. Aus diesem Grund wird hierauf nicht noch einmal eingegangen. Die notwendigen Funktionen der Baugruppe werden in Form einer Funktionsstruktur ausgearbeitet. Diese bildet übersichtlich die Prozesse ab, welche innerhalb der Systemgrenzen stattfinden. Nach dem Erfassen dieser Prozessabläufe müssen jeweils Lösungen für die Umsetzung jeder einzelnen Funktion gefunden werden. Der Morphologische Kasten ist ein geeignetes Werkzeug für die Generierung einer Vielzahl von möglichen Konzepten, indem die Einzellösungen der Funktionen in Tabellenform angeordnet werden. Über schrittweises Verknüpfen der Einzellösungen ergeben sich Gesamtkonzepte, welche im Anschluss über objektive Bewertungsverfahren beurteilt werden. Es wird im Detail dazu in Kapitel 2.3 eingegangen. Bevor die Konzeption beginnt, wird im nächsten Kapitel zunächst der vorhandene Bauraum erfasst.

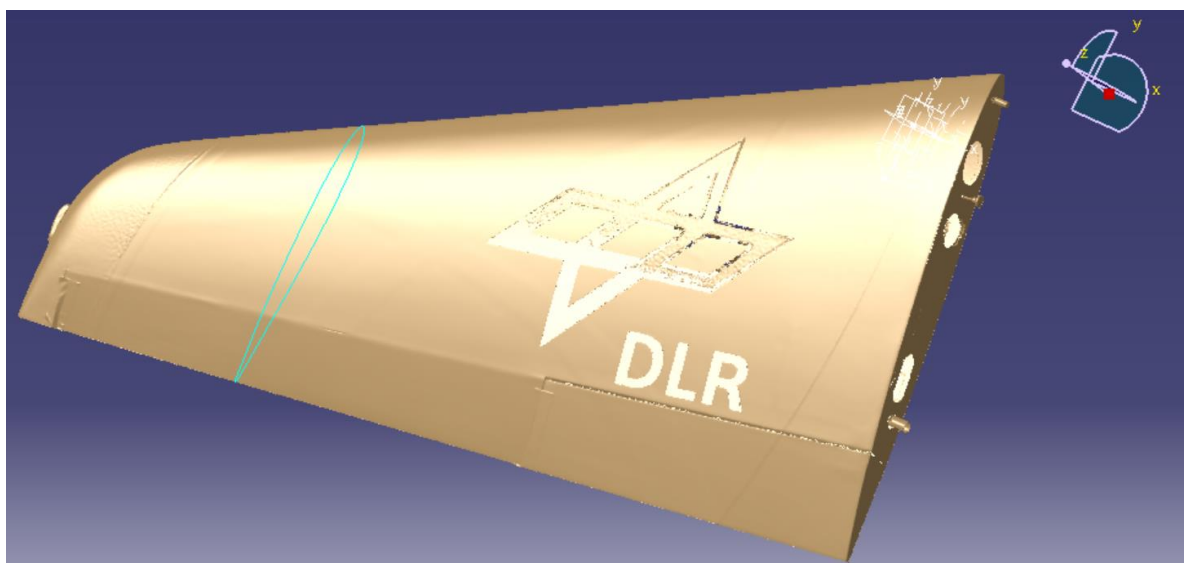
### 2.2 Ermittlung des Bauraums

Um die Konstruktion sicher unterzubringen, ist die Festlegung des vorhandenen Bauraums essenziell. Über ein optisches Messverfahren ist die Außenkontur des linken Flügels gemessen worden. Daraus ergibt sich eine enorme Anzahl von Koordinaten, welche zur konstruktiven Verwendung im Programm „Catia“ in ein verständliches Format konvertiert werden müssen. Der schematische Vorgang zur Erstellung der Step-Dateien, welche die Segmente des Flügels beinhalten, ist in Abbildung 19 (links) dargestellt. Der Scan des Flügels und die Reduzierung der enormen Datenmenge mittels Python, siehe Abbildung 19 (rechts), sind von der *Abteilung Adaptive Flügel* bereitgestellt worden. Diese deutliche Reduktion der Daten erfolgte durch die Erstellung von Segmenten, indem Schnitte durch das Profil gelegt worden sind. Alle dem Schnitt zugehörigen Koordinaten sind erfasst und als Segment abgespeichert worden. Die überschaubare Menge an Segmenten beschreibt zusammen die Kontur des Flügels.



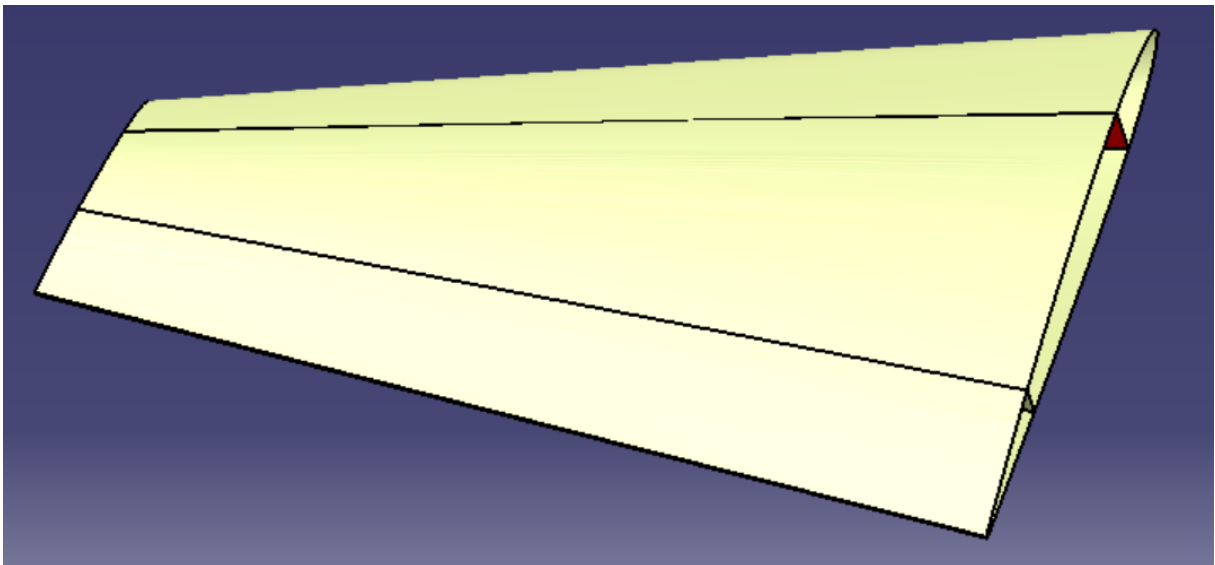
**Abbildung 19: Konvertierung der Segmente in STEP-Format**

Bevor die Überführung in Catia beginnen kann, soll die Qualität der Segmente überprüft werden, welche nur aus einer Teilmenge der Datensätze bestehen. Dies erfolgt mit Hilfe des Programms Xfoil, welches den sogenannten Curvature-Wert aus der Krümmung des Linienvorlaufs je Knoten errechnet. Je niedriger dieser Wert ist, desto geringer ist der zu erwartende Strömungswiderstand an diesem Knoten. Jedes Segment muss dazu einzeln untersucht werden. Das Programm Gmesh ist in erster Linie zum Aufbau eines Knotennetzes gedacht. Es ist aber auch in der Lage Step-Dateien zu erzeugen. Aus diesem Grund werden die notwendigen Segmente über Gmesh, ausgeführt über das Programm Python, in ein Step-Format konvertiert, sodass es im Anschluss in Catia eingelesen werden kann.



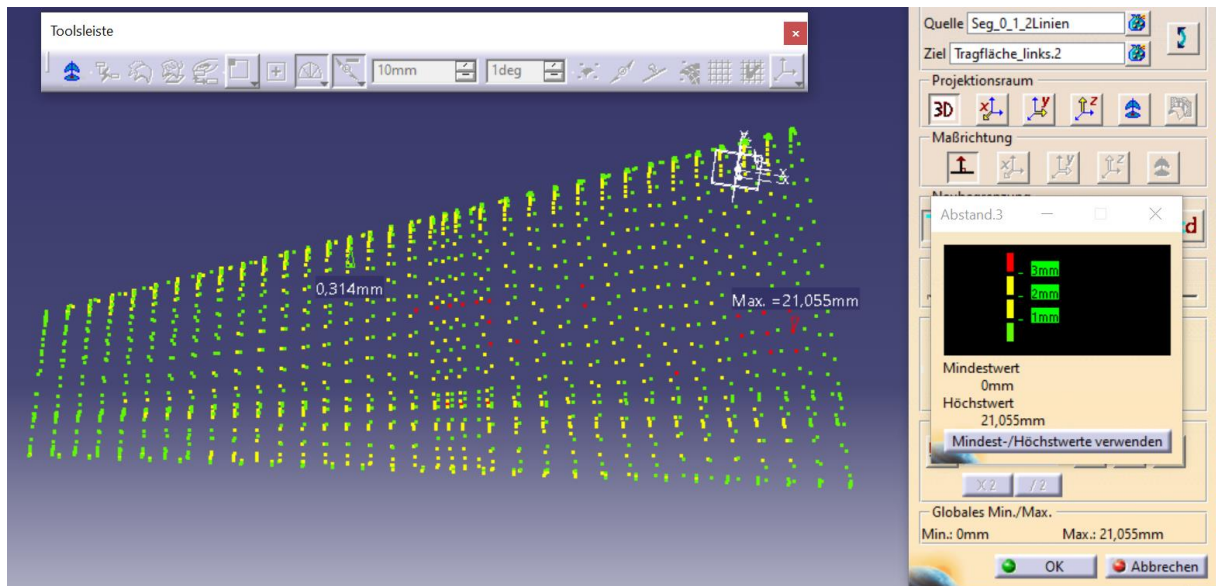
**Abbildung 20: Oberflächenkontur des linken Tragflügels (gesamter Datensatz)**

In Abbildung 20 wird der Detailgrad der originalen Ursprungsdaten und die Notwendigkeit der Komprimierung deutlich. Ein für die Anwendung reduziertes Format ist daher erwünscht. Für die Bauraumermittlung war die Verwendung von lediglich zwei Segmenten das zielführendste Vorgehen. Dazu wurde das Segment der Flügelwurzel und der Flügelspitze benutzt um ein reduziertes Flächenmodell zu erzeugen, siehe Abbildung 21. Dieses nutzt einen Bruchteil der ursprünglichen Datenmenge und ist für die weitere Anwendung ein ausreichendes Hilfsmittel. Es muss noch überprüft werden, ob durch die starke Vereinfachung für dessen Erzeugung signifikante Differenzen in der Geometrie zu verzeichnen sind. Dazu wird eine Freiformanalyse durchgeführt.



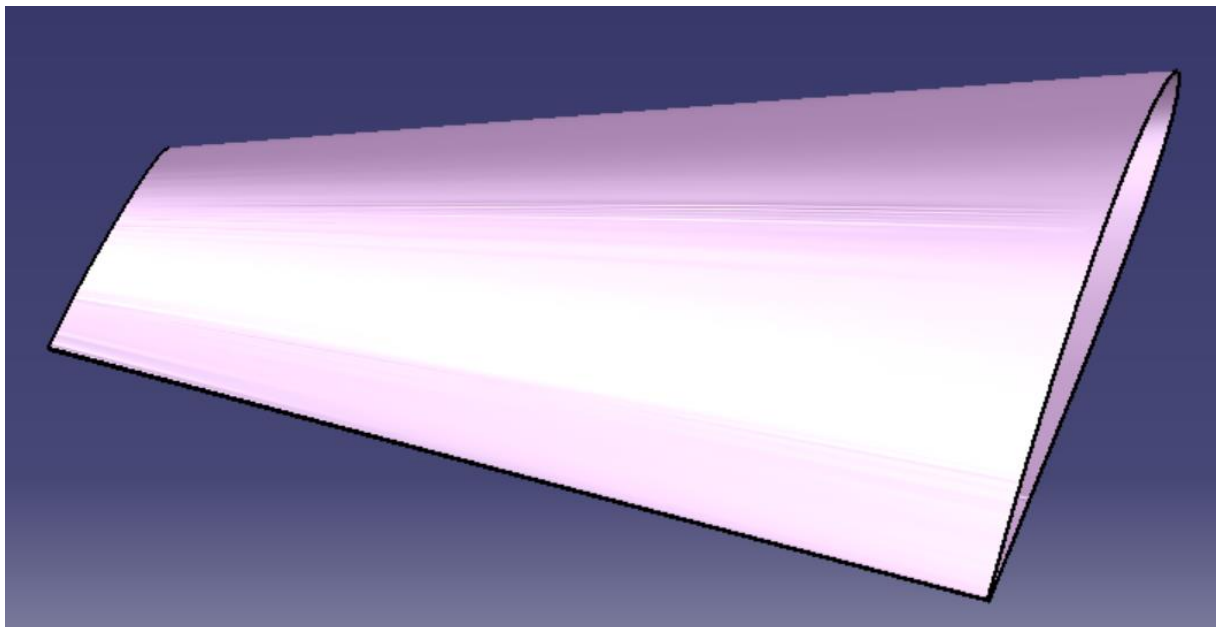
**Abbildung 21: reduziertes Flächenmodell des linken Tragflügels**

Durch das Übereinanderlegen der Originalflächenkontur mit dem reduzierten Modell kann Catia die Abstände zueinander quantifizieren, siehe Abbildung 22. Die grünen Punkte stellen Abstände von weniger als 1mm dar, gelb markiert einen Abstand zwischen 1 mm bis 2 mm. Rot markiert sind die Stellen, welche einen Abstand von mehr als 2 mm aufweisen. Diese treten an der Flügeloberseite in der Nähe des schwarzen DLR-Schriftzugs auf, bzw. am Fahrwerk an der Flügelunterseite. Es wird davon ausgegangen, dass diese Lokalstellen keinen nennenswerten Einfluss auf das Gesamtergebnis haben, da in ihrer direkten Umgebung keine signifikanten Abstände zwischen dem reduzierten und dem originalen Modell zu verzeichnen sind. Es wird davon ausgegangen, dass es sich um Messfehler durch den schwarzen Schriftzug oder sprunghafte Vertiefungen am Fahrwerk handeln muss.



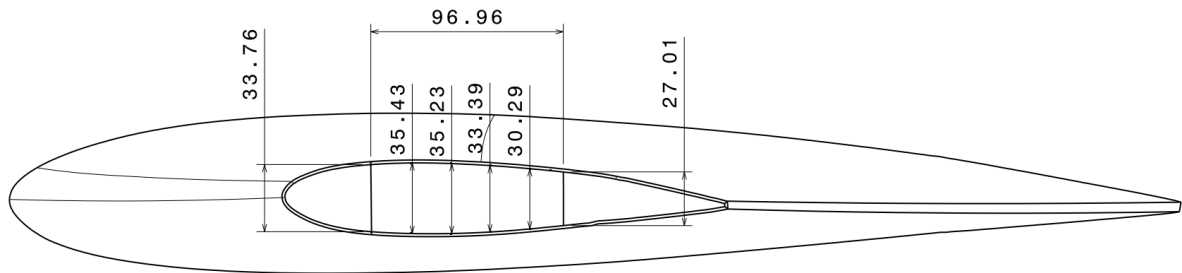
**Abbildung 22: Freiformanalyse**

Das Ergebnis des reduzierten Flächenmodells wird als ausreichend erachtet, sodass daraus ein Volumenmodell erstellt werden kann. Dazu wird die Fläche um die Hautdicke aus der Vorgabe des Lastenhefts extrudiert. Zu beachten ist dabei, dass das Volumen von außen nach innen modelliert wird, da das Flächenmodell die Außenkontur des Flügels darstellt, siehe Abbildung 23.



**Abbildung 23: Volumenmodell des linken Tragflügels**

Als Ergebnis kann nun auch die wichtigste Größe, nämlich die Bauhöhe, in Abbildung 24 festgehalten werden.



**Abbildung 24: Bauraum des Flügelsegments**

Mit der Fertigstellung des Volumenmodells und der Erfassung der wichtigsten geometrischen Daten ist die Vorarbeit abgeschlossen und es kann mit der Konzeption begonnen werden.

## 2.3 Konzeptfindung

Für die systematische Generierung von Konzepten werden die Abläufe innerhalb des Systems über eine Funktionsstruktur beschrieben. Darauf aufbauend wird ein morphologischer Kasten erstellt um eine breite Auswahl an Lösungskonzepten zu finden und gegebenenfalls mit anderen recherchierten Lösungsvarianten zu ergänzen. Im Anschluss werden über ein Bewertungssystem alle Möglichkeiten miteinander verglichen um sich für das am besten geeignete Konzept zu entscheiden.

### 2.3.1 Funktionsstruktur

Zunächst sollen die Abläufe innerhalb des Systems in Abbildung 25 dargestellt werden. Die Funktionsstruktur präsentiert anschaulich, wie die erdachten Prozesse für die Konstruktion erfolgen und ineinandergreifen sollen. Die Objektivität für die Lösungsfindung soll davon nicht beeinflusst werden. Dazu wird die Allgemeingültigkeit über Energie-, Stoff-, und Signalfloss gekennzeichnet. Die Systemgrenze ist die gedachte Trennlinie zwischen der Baugruppe und seiner Umgebung. Zunächst muss die Position der Flügelaußenhaut erfasst werden. Ein Signal verlässt die Systemgrenzen und überprüft über ein Soll/Ist-Vergleich, ob die erfasste Position mit dem Sollwert übereinstimmt. Wird eine Differenz erfasst, wird ein Signal gesendet, sodass eine Verformung eingeleitet wird. Die neu entstandene Position wird wiederum erfasst und der Vorgang wiederholt sich. Wenn Soll- und Ist-Wert übereinstimmen, soll die Position gehalten werden. Die Überprüfung bleibt jedoch fortwährend aktiv.



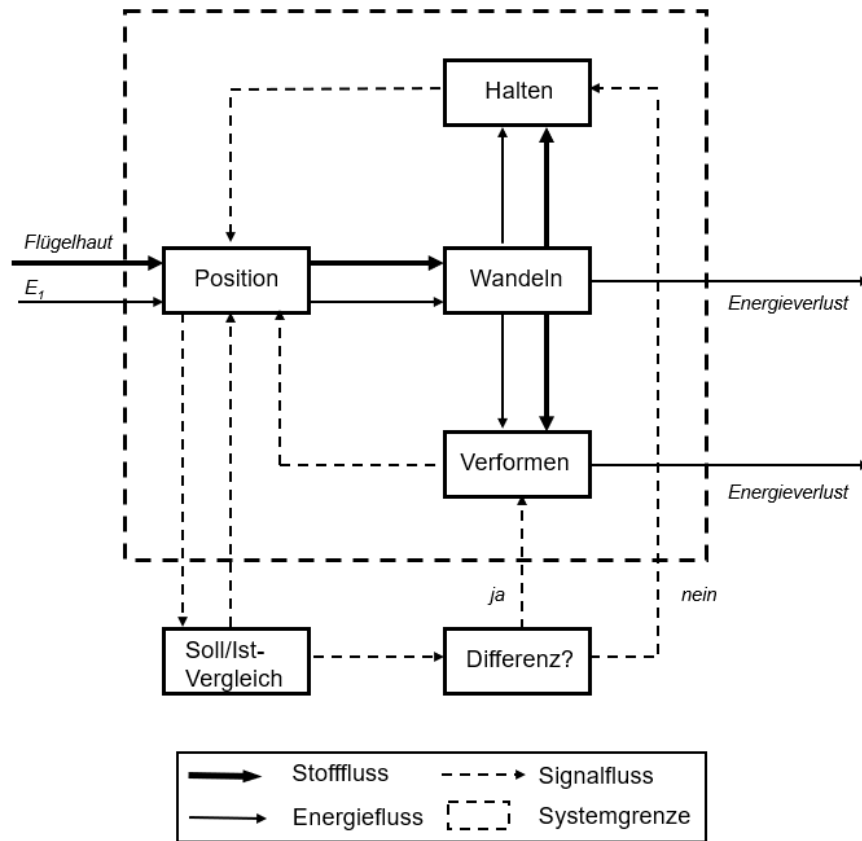


Abbildung 25: Funktionsstruktur

### 2.3.2 Morphologischer Kasten

Aus der Funktionsstruktur kann nun der morphologische Kasten abgeleitet werden. Dazu werden die in der Funktionsstruktur identifizierten Funktionen in Tabellenform untereinander angeordnet. Verbindet man die Zeilen nacheinander, ergeben sich schematisch entwickelte Lösungskonzepte. Nicht jedes dieser Konzepte ist für die Anwendung tauglich, daher muss die Plausibilität geprüft werden. Um die Auswahl übersichtlich zu halten, werden Lösungsmöglichkeiten, wie z.B. Energiequellen aus Feuer oder Kernreaktoren, bereits im Vorfeld ausgeschlossen, da sie vermutlich keine Anwendung in einem Flugzeug finden werden. An dieser Stelle wird eine Vereinfachung vorgenommen, die Hand in Hand mit der Vorgabe des Lastenhefts geht. Durch ein weggesteuertes Wirkprinzip kann auf eine Messeinrichtung für die jeweilige Position der Hautstruktur verzichtet werden, da die genaue Position des Aktuators diese Information bereits beinhaltet. Voraussetzung dafür ist eine möglichst steife Verbindung zwischen der Hautstruktur und dem Aktuator. Der abgeleitete Morphologische Kasten befindet sich in Anhang 2 und bildet eine Hilfestellung für das Kapitel 2.3.4.

### 2.3.3 Vorauswahl der Antriebe

Um die Auswahl überschaubar zu halten, wird an dieser Stelle ein Auszug von möglichen Aktuator-Technologien vorgestellt, welche für die Konstruktion in Betracht kommen. Wirkprinzipien wie Formgedächtnislegierungen, Piezokeramiken oder magnetostruktive Aktoren werden nicht aufgeführt, da sie vom Lastenheft ausgeschlossen werden.

#### 2.3.3.1 Pneumatischer Muskel

Bei einem pneumatischen Muskel handelt es sich um ein Membran-Kontraktions-System, bei dem ein fluidisch dichter, flexibler Schlauch von festen Fasern in Rautenform umspinnnt ist, siehe Abbildung 26 und dem menschlichen Muskel nachempfunden ist. [15]

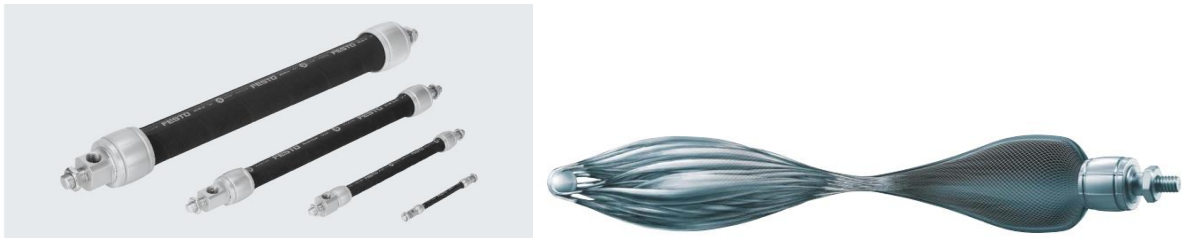


Abbildung 26: Pneumatischer Muskel (Fa. Festo) [15]

Das einströmende Medium verformt die Gitterstruktur in Umfangsrichtung, wodurch eine axiale Zugkraft entsteht. Damit sorgt die Gitterstruktur für eine Verkürzung bei steigendem Innendruck.

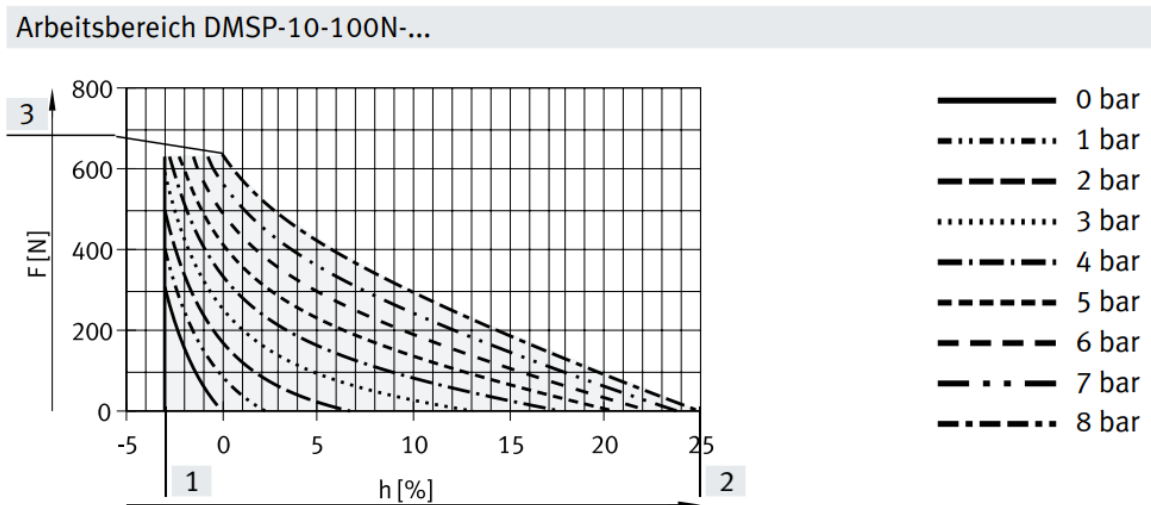


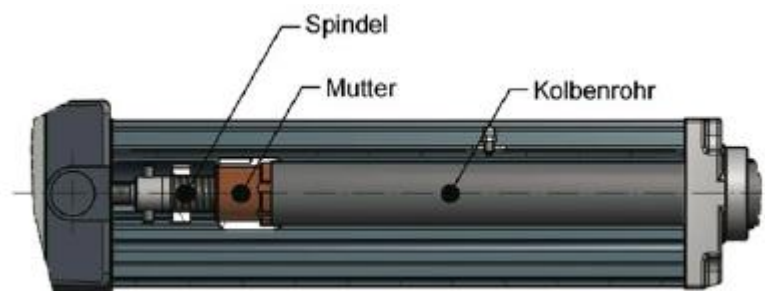
Abbildung 27: Arbeitsbereich Pneumatischer Muskel 10mm (Fa. Festo) [15]

Ein Muskel mit einer Nennweite von 10mm und einem Relativdruck von 6 bar kann bereits Zugkräfte von über 400N erzeugen, da die gesamte Mantelfläche des Schlauchs als Kolbenfläche dient. In Abbildung 27 wird dies anschaulich an einem Arbeitsbereich für einen Muskel der Firma Festo mit 10mm Nennweite dargestellt. Nachteilig ist jedoch, dass die Zugkraft nicht nur vom Druck, sondern auch von der Kontraktion abhängig ist. Die erzeugbare Zugkraft nimmt mit zunehmender Kontraktion des Muskels ab [16].

### 2.3.3.2 Hubzylinder

Je nach Anwendung und notwendiger Leistungsdichte werden Axialzylinder in elektrischer, pneumatischer und hydraulischer Ausführung verwendet. Während ein Pneumatikzylinder bis zu 8 bar betrieben wird, können Hydraulikzylinder über 250 bar erreichen. Sie haben jedoch den Nachteil, dass bei Leckage Öl austritt. Pneumatikzylinder verlieren lediglich Luft an ihre Umgebung. Beide Zylinder gibt es in unterschiedlichen Bauarten. Der einfach wirkende Zylinder besitzt nur eine Druckkammer und kann daher nur in eine Richtung eine Axialkraft aufbringen. Für den Rückhub sorgt eine mechanische Feder. Ein doppeltwirkender Zylinder hat zwei Druckkammern, wodurch eine Axialkraft in beide Richtungen wirken kann. Dabei ist die Kraft bei der Druckbeaufschlagung der Kolbenstangenseite geringer, da sie über eine kleinere Fläche verfügt. Insbesondere bei großen bewegten Massen muss über eine Endlagendämpfung gewährleistet sein, dass der Zylinderdeckel nicht beschädigt wird [16].

Elektrohubzylinder arbeiten über ein Spindel-Mutter-System und benötigen kein Fluid. Sie können wahlweise mit einem Trapez- oder einer Kugelgewindespindel ausgestattet sein, siehe Abbildung 28.



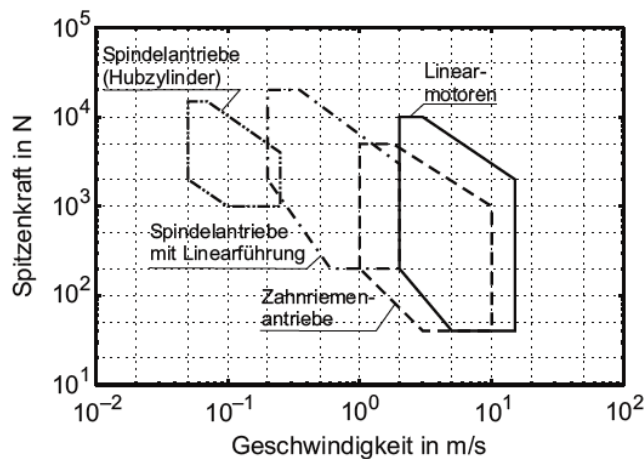
**Abbildung 28: elektrischer Hubzylinder [17]**

Die Hubgeschwindigkeit kann durch den Einsatz von bis zu drei Planetengetriebestufen individuell angepasst werden. Der Antrieb kann mit Drehstrom-, Wechselstrom- und Gleichstrommotoren realisiert werden. Dabei ist die notwendige Hubgeschwindigkeit für die Auswahl

wesentlich. Es gibt sie in koaxialer und paralleler Ausführung oder mit Anbaumöglichkeiten. Die Ausführung beschreibt, wo sich Antrieb, Getriebe und Bremse befinden [17].

### 2.3.3.3 Linearmotor

Hierbei handelt es sich um Direktantriebe für lineare Bewegungen, die ihre Kraft aus dem direkten Zusammenwirken des Motorstroms mit dem Magnetfeld erzeugen.



Bildlich gesprochen entsteht ein Linearmotor aus dem Abwickeln eines rotierenden Motors. Eine Übersicht zum Arbeitsbereich von Linearmotoren ist in Abbildung 29 zu sehen. Für die Regelung eines Linearmotors ist ein zusätzlicher Lineargeber erforderlich, der die Signale zur Verfügung stellen muss [18].

**Abbildung 29: Übersicht von Arbeitsbereichen für Antriebe [18]**

Der Hauptvorteil bei Linearmotoren ist eine hohe Positionierungsgenauigkeit und eine hohe Laufruhe bzw. -güte durch das Fehlen von Übertragungselementen. Dadurch ist auch eine Einsparung von Gewicht, eine höhere Geschwindigkeit, sowie eine höhere Beschleunigung möglich als bei Servomotoren mit einer mechanischen Umsetzung [18].

### 2.3.3.4 Servomotor

Servomotoren sind auf eine hohe Dynamik optimiert und für Positionieraufgaben bestens geeignet. Kennzeichnend für ihren Betrieb sind dynamische Drehzahl- und Drehmomentänderungen, der Betrieb im Stillstand zum Halten von Positionen und kurzzeitiger Betrieb bei Überlast. Grundsätzlich unterscheidet man Synchron- von Asynchron-Servomotoren. Synchron-Servomotoren sind für hochdynamische Anwendungen besonders geeignet, da sie eine sehr geringe Massenträgheit besitzen. Asynchron-Servomotoren kommen dann zum Einsatz, wenn kompakte Bauformen und hohe Maximaldrehzahlen gefordert sind. Da Servomotoren immer am Umrichter betrieben werden, orientiert sich ihre Drehzahl nicht an genormten Netzfrequenzen, sodass das Loslösen davon zu Freiheiten beim Betrieb führt [18]. Zusammengefasst bietet der Synchron-Servomotor eine sehr gute Antriebsmöglichkeit für die zu konstruierende Baugruppe.

---

Servomotoren zeichnen sich in der Regel durch

- schlanke Bauform,
- hohe Leistungs- und Drehmomentdichte,
- geringe Trägheit, hohe Dynamik,
- hohe Überlastbarkeit,
- hoher Wirkungsgrad

aus [18].

### **2.3.3.5 Schrittmotor**

Der Schrittmotor ist eine Sonderbauform eines hochpoligen Synchronmotors, der statt mit einem kontinuierlichen Drehfeld mit Einzelimpulsen oder Impulsfolgen beaufschlagt wird. Dabei legt der Läufer definierte Schritte mit einem mechanischen Schrittwinkel zurück. Jede Umdrehung kann in eine bestimmte Anzahl von Schritten je Umdrehung aufgelöst werden. So können mechanische Drehbewegungen ausgeführt und positioniert werden. Zur Überwachung werden Drehgeber (Encoder) benutzt [16].

Sie zeichnen sich durch

- schrittgenaue Positionierung ohne Geber,
- kostengünstige offene Steuerkette ohne Rückmeldung,
- Drehmoment bei kleinsten Drehzahlen,
- Haltemoment im stromlosen Zustand,
- einfacher Aufbau

aus.

Eine Übersicht zu verschiedenen Schrittmotor-Typen soll eine Einteilung der Einsatzmöglichkeiten bieten, siehe Tabelle 1. Dabei ist für eine mögliche Auswahl besonders der jeweilige Drehmoment-Bereich interessant. An dieser Stelle werden erneut die Vorzüge des Servomotors sichtbar, jedoch sind diese verhältnismäßig kostenintensiv.

Tabelle 1: Übersicht zu Schrittmotoren [16]

Typ	Schrittwinkel [°]	Merkmale	Einsatz	Drehmoment
Klauenpolmotor, „Dosenmotor“	6 ... 45	kostengünstig, geringe Schrittzahl	Bürotechnik, Konsumgüter	mNm-Bereich
Hybridmotor	0,36 ... 15	Läufer mit PM ge- blecht, teuer	industriell, hohe Qualität	bis 10 Nm
PM-Motor	1,8	Scheibenläufer, teuer	industriell	bis 1 Nm
Reluktanzmotor	1,8 ... 30	kostengünstig	selten einge- setzt	bis 0,1 Nm
Servomotor	1/600	teuer	Motion Control	bis 200 Nm

### 2.3.4 Lösungskonzepte

An dieser Stelle werden lediglich ein paar der erdachten Konzepte aufgeführt um die Auswahl überschaubar zu halten.

#### 2.3.4.1 Fachwerk

Das Fachwerk bietet eine attraktive Möglichkeit um große Hebel in Stabkräfte umzuwandeln.

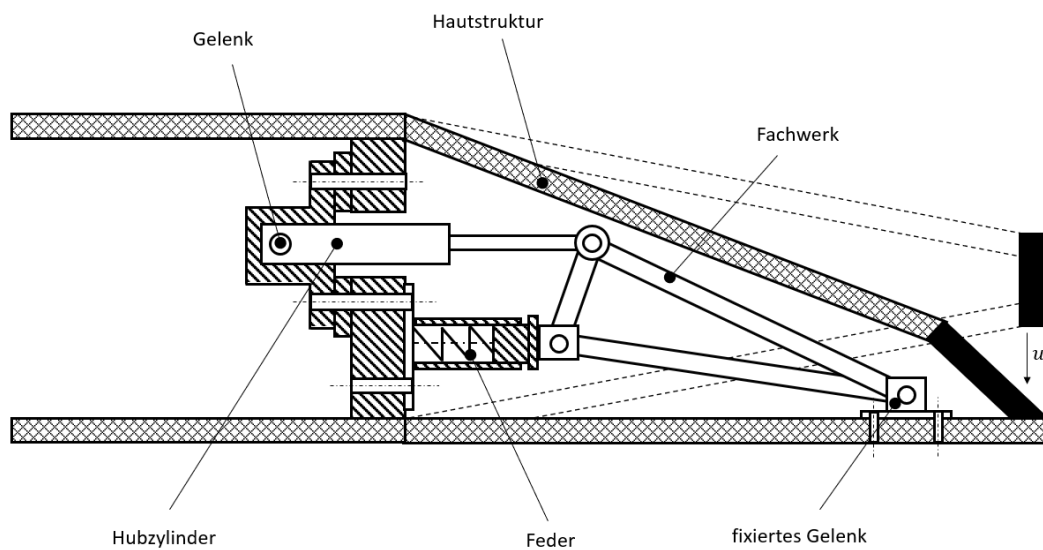
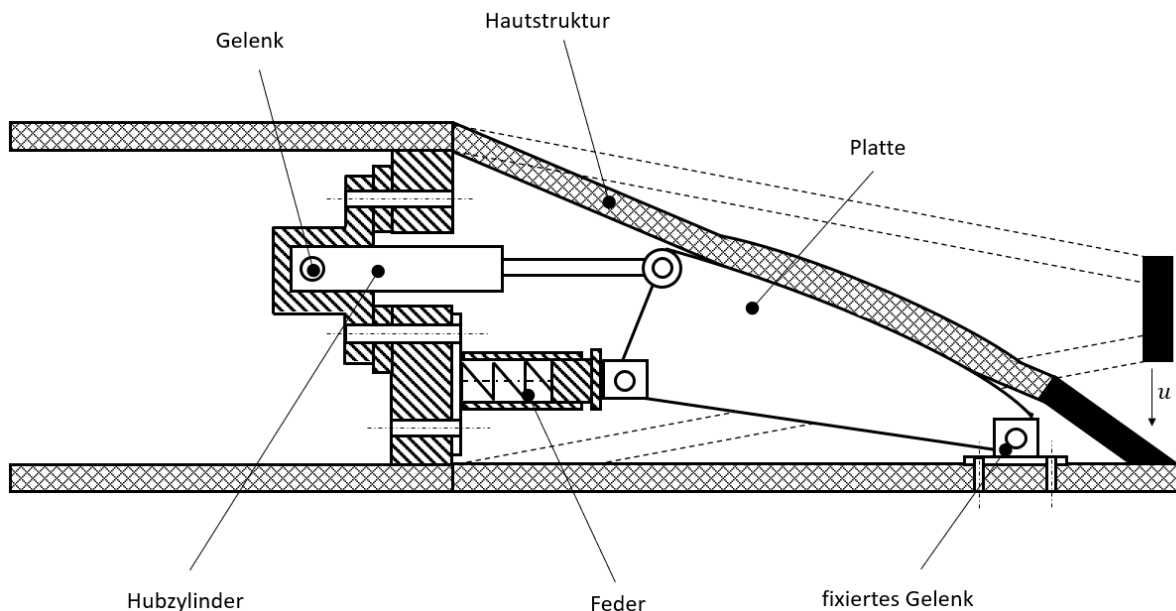


Abbildung 30: Skizze – Lösungskonzept: Fachwerk 1.0

In Abbildung 30 ist schematisch dargestellt wie dieses Prinzip genutzt worden ist um solch eine Konstruktion zu erstellen. Ein Knoten des Fachwerks ist über eine Gelenkverbindung mit der Haut gekoppelt. Eine Druckfeder soll eine Verschiebung des Drehpunkts ermöglichen. Dadurch erfährt die Gelenkverbindung mit der Haut keine reine Kreisbewegung um einen starren Drehpunkt, sondern durch die Überlagerung zweier Verschiebungen eine fast vertikale Bewegung. Die Energie wird über einen gelenkig gelagerten Hubzylinder zur Verfügung gestellt. Der Zweck dieser Feder besteht darin, der simulierten Verformung in Kapitel 1.2 so nahe wie möglich zu kommen um die vorgegebene vertikale Verschiebung zu imitieren. Das Lastenheft gibt als Wunsch vor, die Haut abzustützen und eine Überhöhung an der Flügeloberseite bereitzustellen. Daher wird der erste Entwurf überarbeitet und das Fachwerk durch eine Platte ausgetauscht, siehe Abbildung 31.

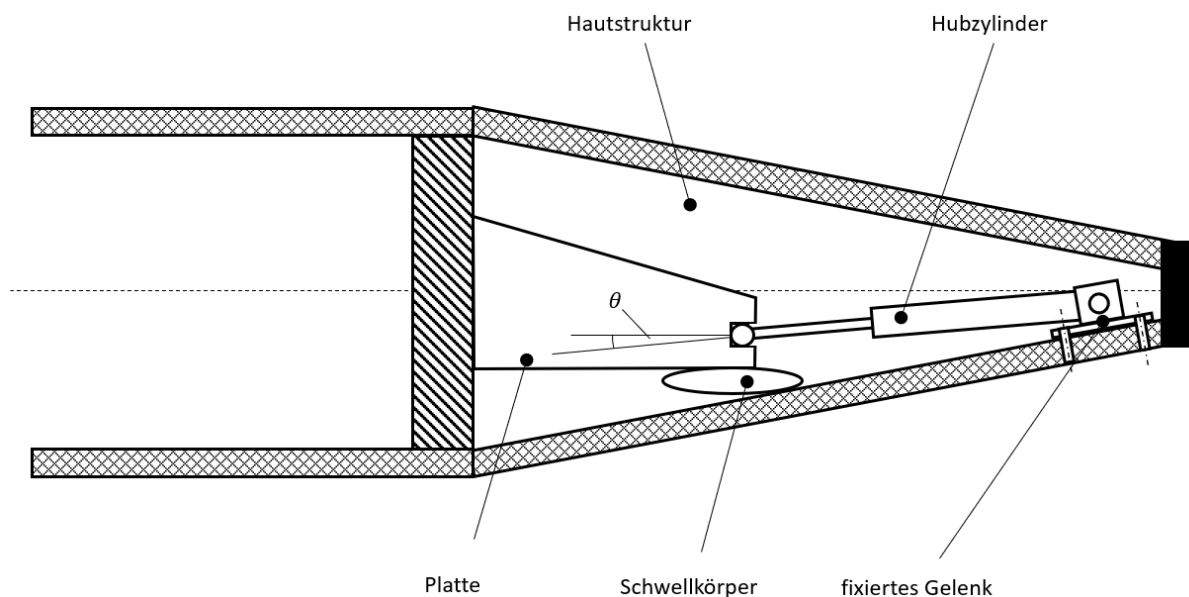


**Abbildung 31: Skizze – Lösungskonzept: Fachwerk 1.1**

In diesem Entwurf soll eine bauchige Platte die Hautstruktur abstützen und damit die Überhöhung der oberen Flügelhautstruktur realisieren. Da nur ein Aktuator für die Konstruktion verwendet werden soll, ist dies eine Kompromisslösung, weil die Form der Überhöhung nicht beeinflusst werden kann. Eine exakte Form ist von der zuständigen Abteilung jedoch nicht vorgegeben worden. Der Vorteil des Fachwerks geht durch die Verwendung einer Platte verloren, jedoch hat diese ein großes Flächenträgheitsmoment entgegen der entstehenden Drehmomente. Zusätzliche Steifigkeit kann über die Dicke der Platte beliebig erzeugt werden, falls notwendig. Die exakte Auslegung der Feder, sowie die Geometrie der Platte stellen hierbei eine Herausforderung dar.

### 2.3.4.2 Kombination Schwellkörper und Linearaktuator

Das hier vorgestellte Konzept widerspricht dem Lastenheft, da mehr als ein Aktuator enthalten ist. Da der Schwellkörper jedoch nur als unterstützendes Element für den Hubzylinder gedacht ist, wird dieser Entwurf dennoch vorgestellt. Am Holm wird eine Rippe fixiert, an deren Spitze sich eine kleine Aussparung befindet. Diese Aussparung dient als Führung für den Hubzylinder und kann natürlich auch anders ausgeführt werden. Der Linearaktuator ist über ein Gelenk mit der unteren Haut verbunden und kann mehr vertikale Kraft aufbringen, je größer der Winkel  $\theta$  ist. Daher soll zunächst der Schwellkörper aufgebläht werden, da der Startwinkel unter Umständen sogar negativ sein könnte, siehe Abbildung 32.

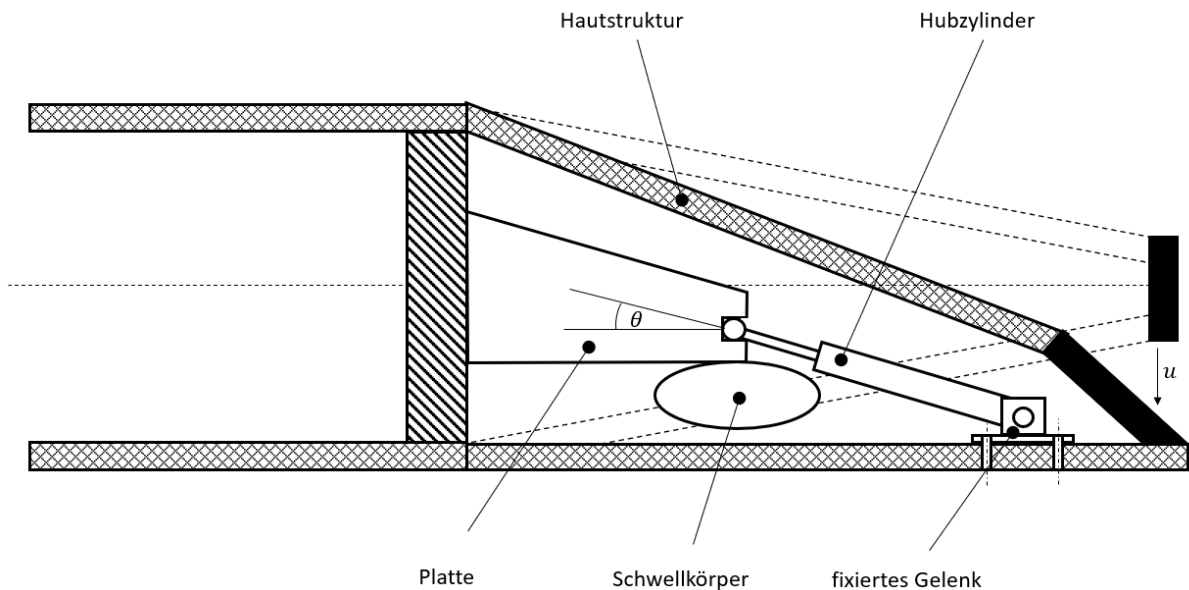


**Abbildung 32: Skizze – Lösungskonzept: Schwellkörper und Linearaktuator unverformt**

Wenn der Hubzylinder zu diesem Zeitpunkt startet, kann dies der gewünschten Verformung sogar entgegenwirken. Er wird erst dazu geschaltet, nachdem ein Mindestwinkel  $\theta > 0$  eingeleitet worden ist, siehe Abbildung 33. Der vertikale Anteil wird mit zunehmender Verformung immer größer. Die endgültige Form der Hautstruktur wird vom Hubzylinder erzeugt, welcher durch den horizontalen Kraftanteil zusätzlich erwünschte Zugspannungen in die untere Flügelhaut einbringt. Das Lastenheft fordert ein weggesteuertes Wirkprinzip, woraus sich ein wesentlicher Nachteil einstellt. Grundsätzlich gibt es pneumatische Hubzylinder, diese sind jedoch kraftgesteuert. Daher sind elektrische, über den Weg gesteuerte Hubzylinder zu verwenden, woraus sich 2 verschiedene Energiequellen für dieses Lösungskonzept ergeben. Eine mögliche Lösung wäre das Installieren einer Pumpe, welche mit elektrischer Energie versorgt



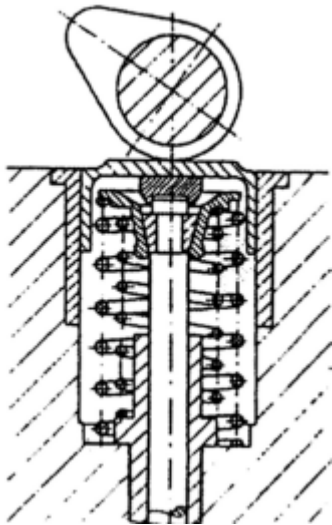
werden kann und Luft aus der Umgebung komprimiert. Diese sind jedoch sehr massiv und schwer, daher für die Anwendung in einem Flugzeug eher ungeeignet.



**Abbildung 33: Skizze – Lösungskonzept: Schwellkörper und Linearaktuator verformt**

Eine weitere Ausweichvariante wären pneumatische Batterien, welche vor dem Start aufgeladen werden müssen. Darunter versteht man Behälter, welche ein Medium mit hohem Druck fassen können. Bei Bedarf kann über ein Ventil die notwendige pneumatische Energie abgeführt und weitergeleitet werden. Auch hier ist das Gewicht durch den Behälter, sowie die Schläuche und Ventile eine Herausforderung. Ein zusätzlicher Nachteil ist der vorwiegend horizontale Kraftanteil des Linearaktuators, von dem nur ein Teil für die gewünschte vertikale Verformung Anwendung findet.

### 2.3.4.3 Nocken



Ein Nocken wird als Steuerelement eingesetzt und findet, z.B. in einem Verbrennungsmotor in Form einer Nockenwelle zur Steuerung der Einspritzdüsen, Anwendung. Im Zusammenhang mit der Aufgabenstellung kann man sich die Hautstruktur als die Feder vorstellen, welche in Abbildung 34 dargestellt ist. Der Nocken kann die Verformung der Hautstruktur direkt einleiten und nutzt Torsion zum Einbringen von Energie. Damit muss der Antrieb den großen Hebelarm, der sich aus dem Abstand vom Holm bis Kräfteinleitungsstelle ergibt, nicht über seine Antriebsleistung kompensieren. Stattdessen wird ein großer Teil dieser Energie von der Struktur über die Lagerstellen aufgenommen.

Abbildung 34: Nocken [19]

In Abbildung 35 ist der Lösungsansatz mit einem Nocken skizziert. Der Nocken wird dazu mit einer gelagerten Welle verbunden. Ein Antrieb bringt ein Torsionsmoment in die Welle ein, woraufhin der Nocken anfängt um die Längsachse der Welle zu rotieren. Eine Platte dient dabei als Schutz für die Hautstruktur und bietet die Möglichkeit auf einen verbesserten tribologischen Kontakt. Dadurch wird die notwendige Antriebsenergie verringert.

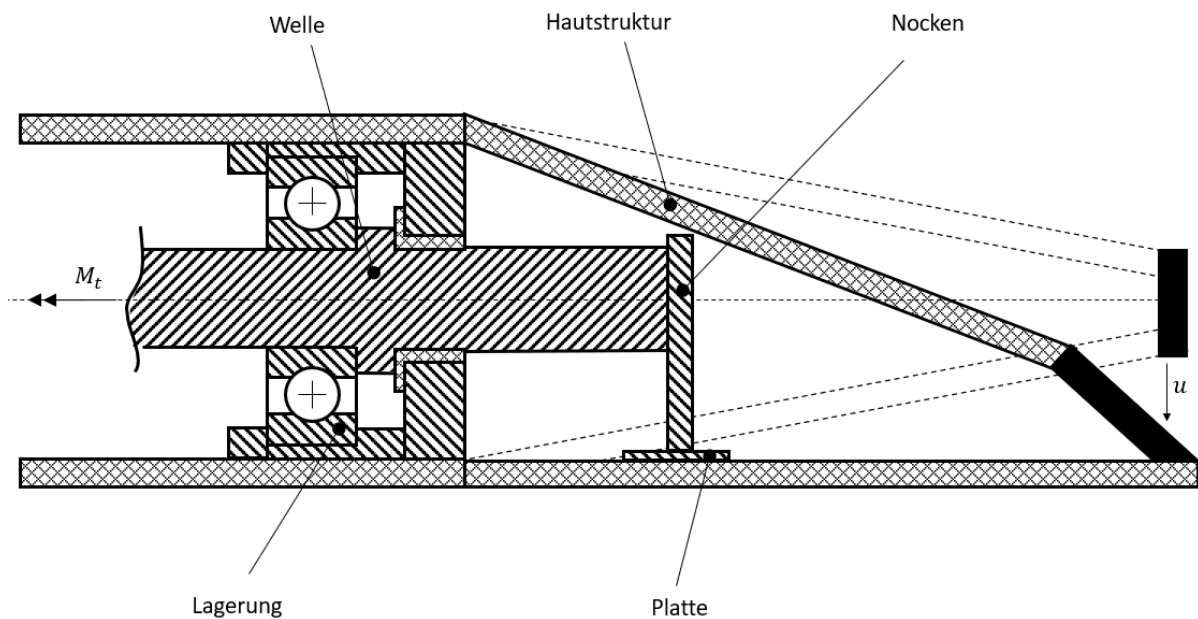


Abbildung 35: Skizze – Lösungskonzept: Nocken

Nachteilig ist das Einbringen der Vertikalkraft in der Nähe des Holms. Wünschenswert ist es die Kraft möglichst nahe an der Hinterkante des Flügels einzuleiten. Dabei kollidiert jedoch der Nocken mit der Hautstruktur, da er sich nicht mit der verformten Hautstruktur mitbewegen kann, sondern in seiner Position verharrt.

### 2.3.5 Auswahl eines Konzeptes

Die vorgestellten Lösungskonzepte sollen miteinander objektiv verglichen werden. Hierfür ist eine Vielzahl von Faktoren zu berücksichtigen, welche in ihrer Priorität variieren. Daher wird auf ein gewichtetes Punktbewertungsverfahren zurückgegriffen und sich daran orientiert [20]. Das Vorgehen dafür unterteilt sich in folgende Schritte:

1. Bewertungskriterien festlegen
2. Gewichtung der Bewertungskriterien bestimmen
3. Eigenschaften der Varianten beschreiben
4. Eigenschaften mit Punkten bewerten
5. Punkte mit Gewichtung multiplizieren
6. Aufsummieren der Resultate aus der Multiplikation von Kriteriengewichten mit den Punktzahlen für jede Variante

#### 2.3.5.1 Festlegen der Bewertungskriterien

Es erfolgt eine Auflistung und Beschreibung der Bewertungskriterien, siehe Tabelle 2.

**Tabelle 2: Beschreibung der Bewertungskriterien**

<b>Bewertungskriterium</b>	<b>Beschreibung</b>
Eigengewicht	Masse der Konstruktion
Produzierbarkeit	Kosten/Aufwand der Konstruktion
Verfügbarkeit	Stellgeschwindigkeit
Instandhaltung	Prüfbarkeit der Bauteile
Funktionalität	Energieaufwand
Sicherheit	Verletzungsgefahr
Zuverlässigkeit	Anzahl der verbauten Teile (Ausfallgefahr)
Steuerbarkeit	Genauigkeit / differenzierte Steuerung
Antriebslage	Position zum Schwerpunkt

Die Position zum Schwerpunkt ist dann günstig, wenn sich der Antriebsstrang vorzugsweise nahe des Schwerpunkts im Bereich *II* des Flügelprofils befindet, siehe Abbildung 4.

### 2.3.5.2 Gewichtung der Bewertungskriterien

Nicht alle der in Tabelle 2 aufgeführten Bewertungskriterien haben dieselbe Priorität. Aus diesem Grund ist es notwendig eine objektive Gewichtung vorzunehmen. Dazu müssen die Bewertungskriterien mit Hilfe eines bestimmten Verfahrens in ein Verhältnis gesetzt werden [20]. Spalte A von Tabelle 3 beschreibt auf einer Skala von 0 bis 5 die Relevanz des jeweiligen Bewertungskriteriums, wobei 0 für keine Relevanz und 5 für sehr hohe Relevanz steht. Die Spalten B bis I sind Hilfsgrößen für die Ermittlung des zugehörigen Gewichtungsfaktors. Der normierte Gewichtungsfaktor beschreibt den prozentualen Anteil des einzelnen Bewertungskriteriums.

**Tabelle 3: Bestimmen der Gewichtungsfaktoren**

Bewertungs-kriterien	A	B	C	D	E	F	G	H	Gewichtungs-faktoren	normierte Gew.-faktoren
	0,25	0,5	0,5	0,5	0,2	1,00	0,20	0,33		
Eigengewicht	4,00	2,00	2,00	2,00	0,80	4,00	0,80	1,33	1,604	16,67%
Produzierbarkeit	2,00	1,00	1,00	1,00	0,40	2,00	0,40	0,67	0,802	8,33%
Verfügbarkeit	2,00	1,00	1,00	1,00	0,40	2,00	0,40	0,67	0,802	8,33%
Instandhaltbarkeit	2,00	1,00	1,00	1,00	0,40	2,00	0,40	0,67	0,802	8,33%
Funktionalität	5,00	2,50	2,50	2,50	1,00	5,00	1,00	1,67	2,005	20,83%
Sicherheit	1,00	0,50	0,50	0,50	0,20	1,00	0,20	0,33	0,401	4,17%
Zuverlässigkeit	5,00	2,50	2,50	2,50	1,00	5,00	1,00	1,67	2,005	20,83%
Antriebslage	3,00	1,50	1,50	1,50	0,60	3,00	0,60	1,00	1,203	12,50%
									<b>9,623</b>	<b>100,00%</b>

Im Fokus steht die Funktionalität, da ein zu hoher Energieverbrauch die Flugzeit reduzieren kann. Außerdem stürzt das Flugzeug beim Verbrauch der vorhandenen Aktuatorenenergie zwangsläufig ab. Die Ausfallgefahr soll so klein wie möglich gehalten werden, weshalb der Zuverlässigkeit ebenfalls eine hohe Priorität eingeräumt worden ist. Die Kosten, Instandhaltung und die Verletzungsgefahr bei der Anwendung stehen nicht im Zentrum, daher wurden die Produzierbarkeit, Instandhaltung und die Sicherheit niedrig bewertet.

### 2.3.5.3 Eigenschaften der Varianten

Die Eigenschaften der Varianten sind bereits detailliert beschrieben worden und können in Kapitel 1.4 und in Kapitel 2.3.4 nachgelesen werden. Es wird nicht noch einmal darauf eingegangen.

### 2.3.5.4 Ergebnis

Die Schritte 4 bis 6 aus Kapitel 2.3.5 werden hier zusammengefasst. Eine Punktevergabe erfolgt analog innerhalb einer Skala von 0 bis 5.

- 0 Ungenügend
- 1 Mangelhaft
- 2 Ausreichend
- 3 Befriedigend
- 4 Gut
- 5 Sehr gut

Die Ergebnisse der jeweiligen Bewertungen werden in Tabelle 4 dargestellt. Nachfolgend wird die Begründung für die Einschätzung der Konzepte aufgeführt. Im Anschluss erfolgt eine Plausibilitätsprüfung, da diese Tabelle nur als eine Entscheidungshilfe fungieren soll.

**Tabelle 4: Ergebnisse der Bewertung**

Bewertungskriterien	Gewichtung	Fachwerk		Schwellkörper Linearaktuator		Nocken		Adaptive Rippen		Horn		Gürtel-Rippe	
Eigengewicht	16,67%	3	0,500	3	0,500	3	0,500	2	0,333	2	0,333	5	0,833
Produzierbarkeit	8,33%	3	0,250	2	0,167	3	0,250	3	0,250	2	0,167	1	0,083
Verfügbarkeit	8,33%	4	0,333	1	0,083	3	0,250	4	0,333	3	0,250	3	0,250
Instandhaltbarkeit	8,33%	1	0,083	1	0,083	4	0,333	1	0,083	3	0,250	5	0,417
Funktionalität	20,83%	2	0,417	1	0,208	2	0,417	2	0,417	4	0,833	4	0,833
Sicherheit	4,17%	4	0,167	3	0,125	4	0,167	4	0,167	4	0,167	4	0,167
Zuverlässigkeit	20,83%	2	0,417	3	0,625	4	0,833	2	0,417	4	0,833	4	0,833
Antriebslage	12,50%	2	0,250	1	0,125	4	0,500	1	0,125	4	0,500	4	0,500
<b>Endbewertung</b>		<b>21</b>	<b>2,42</b>	<b>15</b>	<b>1,92</b>	<b>27</b>	<b>3,25</b>	<b>19</b>	<b>2,13</b>	<b>26</b>	<b>3,33</b>	<b>30</b>	<b>3,92</b>

#### a) Fachwerk

Die Stärken des Fachwerks liegen in seiner Einfachheit und in der verhältnismäßig günstigen Herstellung. Ein schwerwiegender Nachteil ist die Lage des Antriebs, sodass auch eine Wartung sich nur schwer ermöglichen lässt. Zwar wird der kritische Hebelarm durch Stabkräfte handhabbar sein, jedoch erhöht sich die notwendige Energie für den Aktuator durch einen sehr ungünstiges Hebelarmverhältnis. Die Zuverlässigkeit ist durch den verschiebbaren Drehpunkt mittels Feder reduziert.

## **b) Schwellkörper und Linearaktuator**

Dieses Konzept ist am schlechtesten bewertet, da keine nennenswerten Vorteile zu verzeichnen sind. Das Konzept der Pneumatik birgt zusätzliche Verletzungsrisiken und erhöht die Herstellkosten um eine zusätzliche Energiequelle. Auch die Funktionalität reduziert sich dadurch. Die Konstruktion befindet sich vollständig im nicht zugänglichen Bereich, sodass eine Wartung quasi unmöglich ist. Der Hubzylinder kann erst tätig werden, nachdem der Schwellkörper eine ausreichende Deformation bereitgestellt hat. Demzufolge ist die Verfügbarkeit gering.

## **c) Nocken**

Der Nocken besticht ebenfalls durch seine Einfachheit und der günstigen Lage des Antriebs. Dadurch kann zumindest der Antriebsstrang gewartet werden, jedoch ist ein extremer Verschleiß der Kontaktflächen des Nockens nicht zu erwarten, da er für Gleit- bzw. Reibkontakte prädestiniert ist. Aus diesem Grund wurde er für die Instandhaltung dennoch *gut* bewertet. Für dieses Konzept wird, abgesehen vom Antriebsstrang, nur der Nocken rotiert, wodurch er eine besonders hohe Zuverlässigkeit aufweist. Das Nutzen von Torsion zur Einbringung der Energie umgeht das sehr ungünstige Hebelarmverhältnis. Da der Nocken sich mit der deformierten Haut nicht mitbewegen kann, ist der Kontaktpunkt mit der Haut relativ nah am hinteren Holm anstatt in der Nähe der Tragflügelhinterkante. Das reduziert seine Funktionalität deutlich, da mit einer Zunahme des notwendigen Torsionsmoments zu rechnen ist.

## **d) Adaptive Rippe**

Das Verwenden von mehreren Aktuatoren bietet bei der adaptiven Rippe den Vorteil einer genauen Steuerung der Hautkontur. Damit sind jedoch auch höhere Kosten für die Herstellung verbunden. Auch der Energiebedarf steigt stark an, sodass die Funktionalität sinkt. Eine große Anzahl an beweglichen Teilen sind mit einem deutlich höheren Ausfallrisiko verbunden, weshalb die Zuverlässigkeit sinkt. Die gesamte Konstruktion befindet sich im zu verformenden Bereich. Damit ist eine Instandhaltung quasi unmöglich.

## **e) Horn**

Das Horn ist dem Nocken sehr ähnlich, es bietet jedoch ein paar zusätzliche Vorteile. Durch seine Form ist es in der Lage sich mit der Hautstruktur mitzubewegen. Dadurch kann die Kontaktstelle deutlich näher an der Flügelhinterkante vorgesehen werden. Dies hat eine positive Auswirkung auf die notwendige Antriebsenergie, da sich diese reduziert, wodurch die

Funktionalität besonders hervorsteicht. Analog zum Nocken bewegt sich, abgesehen vom Antriebsstrang, lediglich das Horn, sodass eine hohe Zuverlässigkeit zu erwarten ist. Seine Antriebslage ist ebenfalls günstig. Nachteilig ist die Herstellbarkeit, da die Form des Horns komplex ist. Durch die voraussichtlich geringere Widerstandsfähigkeit gegenüber Gleit- und Reibkontakten, wie sie der Nocken aufweist, wird die Instandhaltung etwas geringer bewertet.

#### **f) Gürtel-Rippen**

Bei diesem Konzept sind das extrem geringe Gewicht und die günstige Lage des Antriebs besonders hervorzuheben. Dies bezieht sich jedoch auf die Verwendung eines Linear- oder Rotationsantriebs. Wird hingegen ein eingebetteter Aktuator verwendet, ist die Instandhaltung hierfür kaum möglich, siehe dazu Abbildung 18. Da das Lastenheft einen mechatronischen Antrieb vorgibt, wird dieses Konzept auch dementsprechend bewertet. Aus diesem Grund fällt die Instandhaltung besonders gut aus. Da nur die Speichen eine gewisse Bewegung erfahren und ihr Ausfall sehr unwahrscheinlich ist, wird die Zuverlässigkeit gut bewertet. Durch das Ersetzen des vorderen und des hinteren Holms durch die Speichen sind keine geschlossenen Profile mehr vorhanden, wie in Kapitel 1.2 beschrieben, sodass die Dehnung und Stauchung der Haut weniger Widerstand entgegengesetzt wird. Die Speichen können einer Längenänderung der Haut, hervorgerufen durch die Aktuatoren, kaum einen Widerstand entgegensetzen. Damit ist ein relativ kleiner Energieverbrauch zu erwarten. Die Funktionalität wird daher ebenfalls *gut* bewertet. Ein wesentlicher Nachteil ist die Komplexität für das Design und die Herstellkosten, da die Struktur numerisch exakt ausgelegt werden muss.

### **2.3.5.5 Auswahl und Plausibilitätskontrolle**

Die strikten Bewertungskriterien sollen an dieser Stelle für die Lösungskonzepte, die tatsächlich plausibel erscheinen, um ein paar intuitive Kriterien ergänzt werden, da die Punktbewertung nur eine zusätzliche Hilfestellung für die Entscheidungsfindung darstellt. Die in Betracht gezogenen Lösungsmöglichkeiten sind:

- Gürtel-Rippe (3,92)
- Horn (3,33)
- Nocken (3,25)
- Adaptive Rippe (2,13)

Die adaptive Rippe hat eine relativ geringe Bewertung, jedoch bieten sie eine recht genaue Steuerungsmöglichkeit und Stützwirkung für die Hautstruktur. Die Zuverlässigkeit ist durch den

möglichen Ausfall nur eines der vielen Teile mit *ausreichend* bewertet worden, da dies zu einem deutlichen Verlust der Steuerungsfähigkeit führen kann. Weiterhin ist ein möglichst geringes Spiel im Lastenheft gefordert, sodass geringe Fehler sich bis zum letzten Stellglied aufaddieren. Der Aufwand der Konstruktion und der Herstellung erscheinen ebenfalls als zu groß. Fragwürdig ist auch, ob die segmentweise Verwendung dieses Konzepts zu Wechselwirkungen zwischen den Segmenten führt, wenn die hintere Flügelkante spannweitig differenziert verformt werden soll.

Der Nocken bietet einige Vorteile und ist wegen seiner Einfachheit eine sehr attraktive Lösungsvariante. Er hat jedoch den erheblichen Nachteil, dass er der Haut im Bereich zwischen dem hinteren Holmkasten und der hinteren Flügelkante keine Stützwirkung bietet. Dadurch kann die Tragflügelhinterkante aufgrund der Luftströmung ins Schwingen geraten, was unerwünscht ist. Aus diesem Grund wird er nicht verwendet.

Da das Horn dem Nocken sehr ähnlich ist, aber ein paar Vorteile ihm gegenüber hat, ist das Horn dem Nocken zu bevorzugen. Es hat das identische Wirkprinzip, jedoch kann es die Hautstruktur abstützen und relativ genau verformen. Nachteilig ist jedoch, dass, anders als bei der adaptiven Rippe, die exakte Formgebung eingeschränkt ist.

Am besten ist das Gürtel-Rippe-Konzept bewertet worden. Es bietet diverse Vorteile in vielerlei Hinsichten. Eine Vorgabe des Lastenhefts setzt jedoch eine einfache und zuverlässige Lösung als Forderung voraus. Daher erscheint dieses Prinzip als zu komplex und zu kostenintensiv um verwendet zu werden.

Als Endergebnis wird das Horn als Lösungskonzept verwendet, da es allen Ansprüchen des Lastenhefts entspricht und als ein guter Kompromiss angesehen wird. Der Nocken wird als zweite Vordimensionierung nicht gewählt, da er dem Horn zu sehr ähnelt. Stattdessen wird die Adaptive Rippe näher betrachtet.

## 2.4 Konstruktionsphase

In diesem Abschnitt wird das Hornkonzept konstruktiv umgesetzt. Dieses kann sich aufgrund der Umstände in seiner Gestalt und ursprünglich erdachten Ausführung ändern. Weiterhin soll auch geprüft werden, ob eine Konstruktion mit den Randbedingungen des Lastenhefts gefunden werden kann. Im Wesentlichen bieten sich dafür zwei Lösungsansätze an.

Die erste Möglichkeit besteht darin den leistungsfähigste Aktuator vorzusehen, welcher in den vorhandenen Bauraum passt, sodass eine Energieübertragung gefunden werden muss, welche die notwendige Übersetzung ermöglicht, falls notwendig.

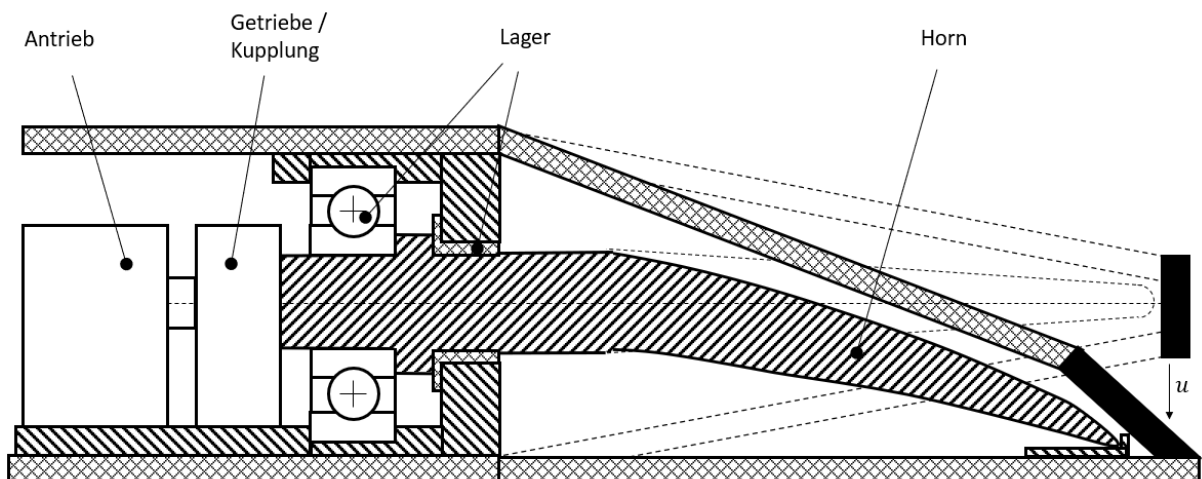
Die zweite Möglichkeit ist, dass zunächst eine Energieübertragung konstruiert wird, zu der im Anschluss ein Aktuator gefunden werden muss, welcher eine ausreichende Leistung bereitstellt, wobei der Bauraum wiederum die Grenzen darstellt.



Es wird sich für die erste Variante entschieden, sodass zunächst ein Antrieb mit möglichst hoher Leistungsdichte gefunden werden muss, bevor mit der Energieübertragung begonnen werden kann. Grund dafür ist die sehr hohe Steifigkeit der zu verformenden Haut und der geringe Bauraum, weshalb von vornherein von der Notwendigkeit eines leistungsstarken Antriebs ausgegangen wird.

Beim Hornkonzept wird Torsion genutzt um die vertikale Verschiebung der Hautstruktur zu erreichen. Der große Vorteil besteht darin, dass sich der ungünstigen Hebelarmverhältnisse teilweise entledigt, da ein Großteil des entstehenden Drehmoments von der Struktur aufgenommen wird und nicht von der Antriebsleistung kompensiert werden muss. In Abbildung 36 ist der schematische Aufbau für die Baugruppe aufgeführt. Die entscheidenden Elemente sind:

- Antrieb
- Horn
- Lagerung
- Kupplung / Getriebe



**Abbildung 36: Skizze – Hornkonzept**

Diese 4 Bauelemente bilden in Summe die Baugruppe, welche ausgelegt werden soll. Dafür werden zunächst über die Verformungsenergie die Kräfte und Momente ermittelt, welche am Horn wirken. Daraufhin kann eine Dimensionierung des Horns beginnen um seinen Durchmesser an den Lagerstellen zu ermitteln. Mit den Kräften können die Lager ausgelegt und ihr Gleit- bzw. Reibungseinfluss auf den Antrieb berücksichtigt werden. Daraus ergibt sich letztendlich das erforderliche Torsionsmoment, welches der Antrieb aufbringen muss. Mit dieser Information und dem vorhandenen Bauraum kann ein Antrieb ausgewählt werden, welcher

den Anforderungen entspricht. Reicht das Drehmoment nicht aus, muss ein Getriebe gefunden bzw. konstruiert werden, welche die erforderliche Übersetzung bereitstellt. Um unnötige Iterationen zu vermeiden, wird nach der Ermittlung der mechanischen Größen überprüft, ob ein ausreichender Antrieb gefunden werden kann.

Aus diesen Vorüberlegungen ergibt sich folgende Reihenfolge:

1. Ermittlung der mechanischen Größen
2. Ermittlung eines Antriebs
3. Auslegung der Horngeometrie
4. Auslegung der Lager
5. Anpassen des Antriebsmoments
6. Dimensionierung des Getriebes

## 2.4.1 Ermittlung der mechanischen Größen

### 2.4.1.1 Vereinfachtes Modell

In Abbildung 37 ist die Verformungsenergie als schraffierte Fläche dargestellt.

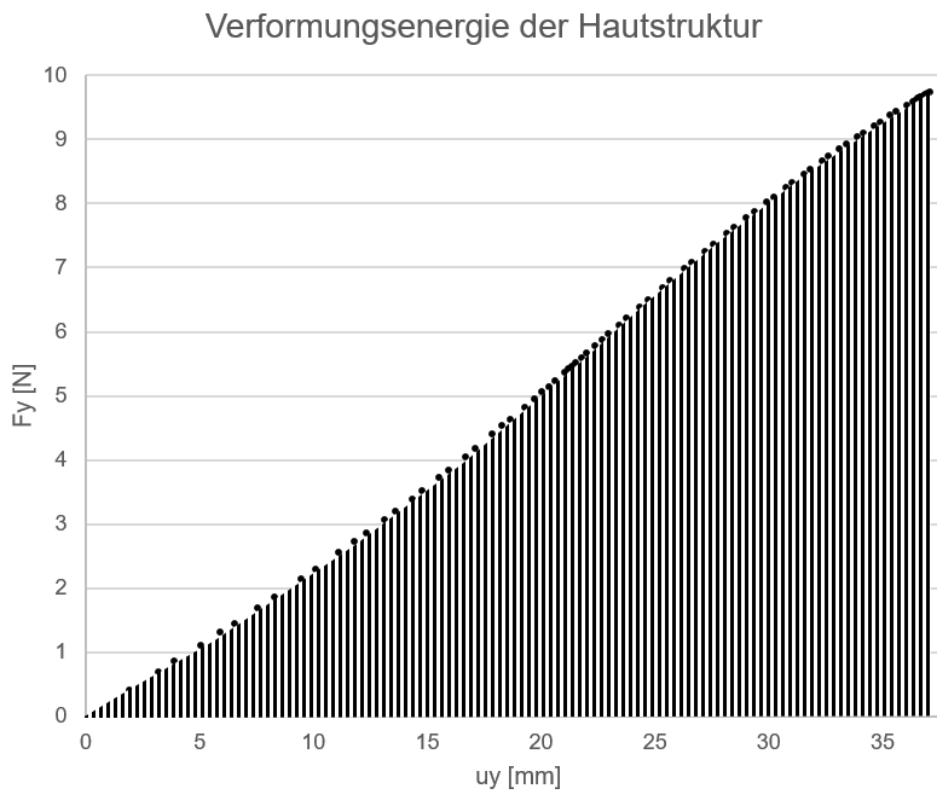


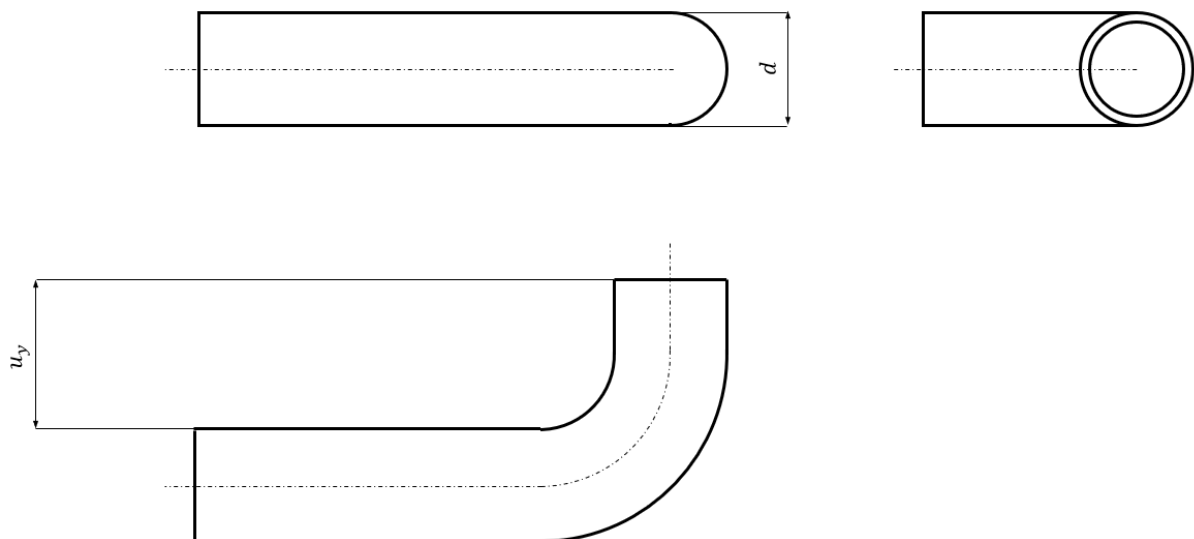
Abbildung 37: Verformungsenergie an der Tragflügelhinterkante

Es muss beachtet werden, dass die abgebildeten Werte für die Kraft für einen Deformationsbereich von 1 mm gelten. Da jedoch ein Bereich von 100 mm verformt werden soll, muss entsprechend mit 100 multipliziert werden. Mit dem Trapezverfahren kann die Fläche unterhalb der Kurve, unter Berücksichtigung der exakten Werte, ausreichend genau integriert werden.

$$W_{ges} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} (F_{y,i} + F_{y,i+1}) (u_{y,i+1} - u_{y,i}) \quad (1)$$

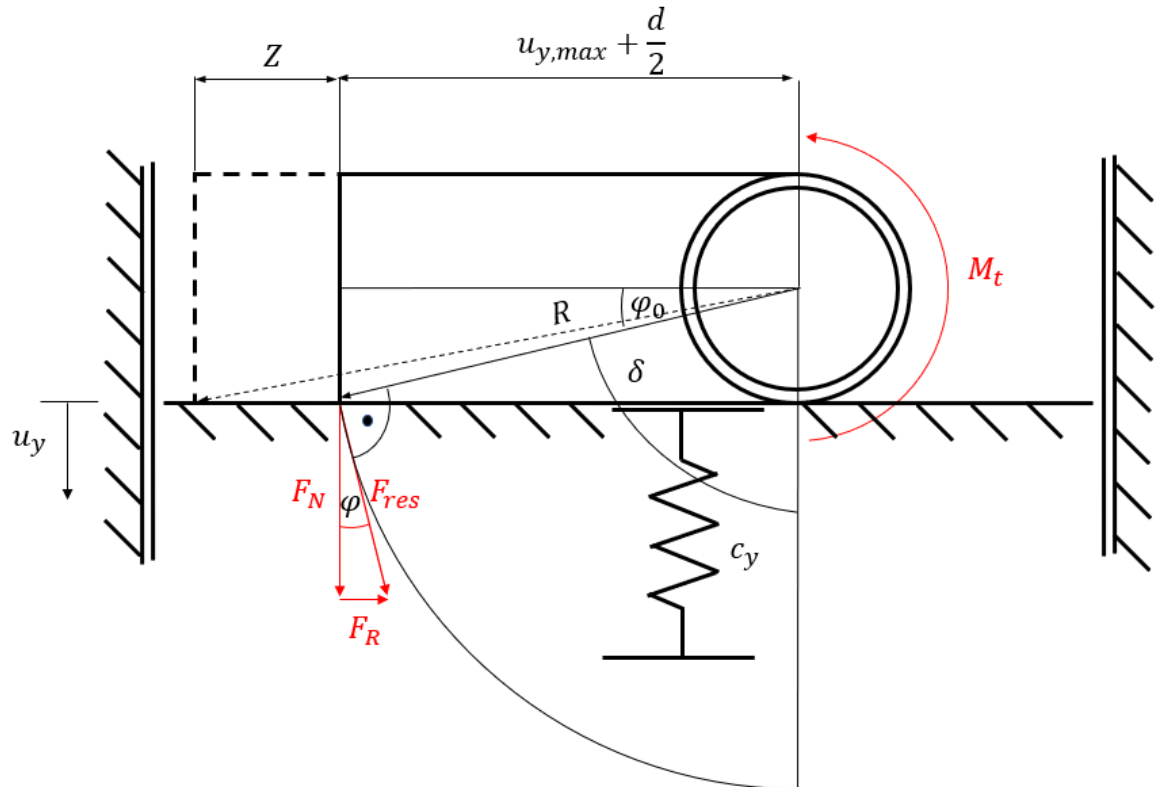
$$W_{ges} = 17,62 J \quad (2)$$

Da zu jeder vertikalen Verschiebung die dazugehörige Verformungsenergie bekannt ist, kann diese nun mit dem Arbeitsvermögen des Horns in Einklang gebracht werden. Dazu wird für eine erste Näherung ein gekrümmtes Rohr als Ersatzmodell verwendet, siehe Abbildung 38.



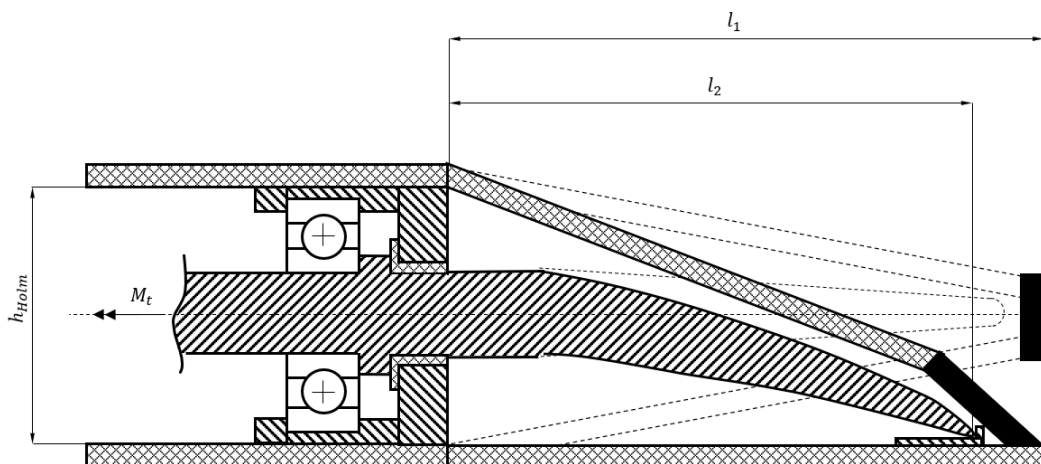
**Abbildung 38: Ersatzmodell Horn 1**

Bei diesem vereinfachten Ansatz soll zunächst der Form des Horns keine nennenswerte Beachtung geschenkt werden. Zusätzlich wird angenommen, dass die Haut ideal steif ist und sich aufgrund der Kraft nicht verformt. Weiterhin bleibt sie in ihrer horizontalen Lage und verschiebt sich lediglich aufgrund der Drehung des Horns vertikal um den Wert  $u_y$ , siehe Abbildung 39. Aus der Kontaktkraft und der Reibung soll auf das Drehmoment des Horns geschlossen werden. Dazu wird zunächst der im Maschinenbau übliche Reibwert  $\mu = 0,1$  angenommen. Der genaue Wert muss nach der Konstruktion der Hautstruktur angepasst werden.



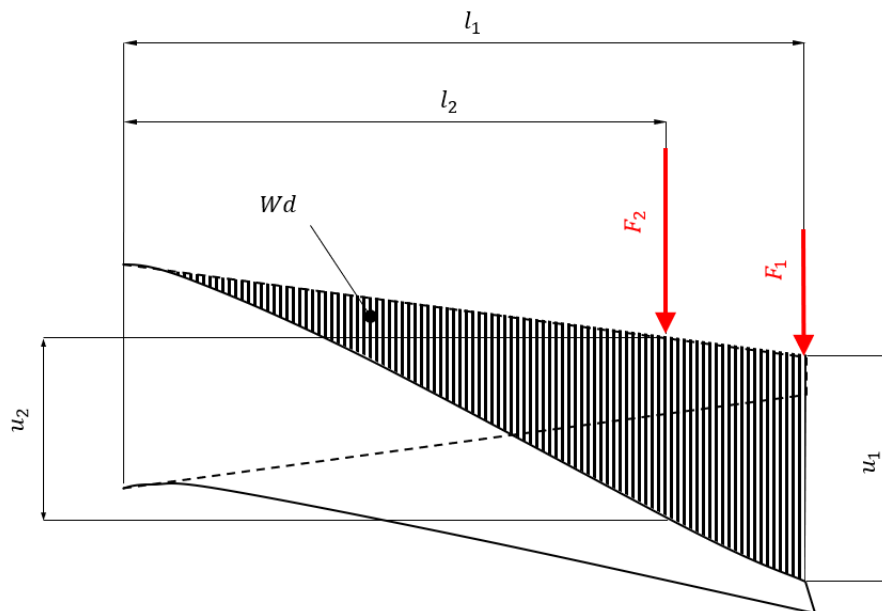
**Abbildung 39: vereinfachtes Kontaktmodell zwischen Haut und Horn**

Für die Berechnung des Drehmoments muss noch eine Änderung vorgenommen werden, da für die ursprüngliche Ermittlung der Steifigkeit eine Verschiebung an der Tragflügelhinterkante angenommen worden ist, siehe Abbildung 6. Da das Horn jedoch nur in der Nähe der Tragflügelhinterkante die vertikale Verformung einbringt, muss eine Anpassung vorgenommen werden, siehe Abbildung 40.



**Abbildung 40: Modellanpassung**

Das Verhältnis von bisheriger Kontaktstelle  $l_1$  zu vorhandener Kontaktstelle  $l_2$  ist mit 1,3 abgeschätzt worden. Nach TIKALSKY [8] ist die Verformungsenergie des Profilssegments in erster Linie von der Höhe und der Breite der Verklebung an der Tragflügelhinterkante abhängig. Demzufolge hat die spitzzulaufende Profilform nur einen untergeordneten Einfluss, daher wird eine Vereinfachung festgelegt. Über die Länge  $l_1$  wird die Steifigkeit als konstant angenommen, sodass sich bei konstanter Verformungsenergie die senkrecht wirkende Kraft linear über den Hebelarm, also die Länge  $l_1$ , verändert. Der Einfluss der Verlängerung des Kontaktprofils um  $Z$  soll überprüft werden, es wird jedoch nicht von einer Verbesserung ausgegangen. Da die erwünschte Formänderung des Profils unverändert bleibt, kann man davon ausgehen, dass die Deformationsenergie  $W_d = F_1 u_1 = F_2 u_2$  identisch ist, siehe Abbildung 41.



**Abbildung 41: Skizze – Einfluss der Kontaktstelle auf Formänderungsenergie**

Durch die konstante Steifigkeit des Profils kann man sich dieses idealisiert als einseitig eingespannten Biegebalken vorstellen. Die unterschiedlich hohen Kräfte ergeben sich aus den unterschiedlichen Kräfteinleitungsstellen, die zum gedachten Drehpunkt, in diesem Fall der hintere Holm, einen unterschiedlichen großen Hebelarm  $l_1$  bzw.  $l_2$  aufweisen. Damit die Verformungsenergie konstant bleibt, muss  $F_1 l_1 = F_2 l_2$  erfüllt sein. Daraus folgt, dass die Kraft  $F_2 = \frac{l_1}{l_2} F_1 = 1,3 \cdot F_1$  beträgt. Eine Annäherung zu der Steifigkeit und der Verformung, die sich an der Stelle  $l_2$  ergibt, kann über die Biegelinie Fall 6 abgeleitet werden, siehe Abbildung 42.

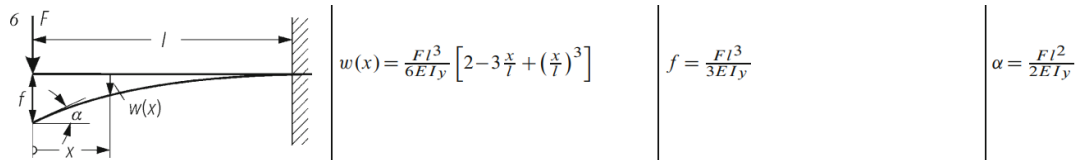


Abbildung 42: Biegelinie [21]

Da der Zusammenhang geometrischer Art ist, kann diese Formel verwendet werden um die Verformung abzuschätzen zu können, die durch  $l_2$  markiert wird. Die Biegesteifigkeit  $EI_y$  kann beliebig sein, da sie bei der Bildung des Verhältnisses entfällt. Hierbei muss betont werden, dass dies nur eine näherungsweise Lösung ist, da sich die Form eines Biegebalkens tendenziell in Abhängigkeit des Kräfteinleitungspunktes ändert. Auch die Form eines idealen Biegebalkens variiert merklich im Vergleich zu Abbildung 6. Dieser Umstand wird hier vernachlässigt.

$$F_1 = 974 \text{ N} \quad (3)$$

$$u_1 = 37 \text{ mm} \quad (4)$$

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{F_1 \frac{l_1^3}{3}}{F_2 \frac{l_1^3}{6} \left( 2 - 3 \frac{l_1 - l_2}{l_1} + \left( \frac{l_1 - l_2}{l_1} \right)^3 \right)} \quad (5)$$

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{F_1 \frac{(130 \text{ mm})^3}{3}}{1,3 \cdot F_1 \frac{(130 \text{ mm})^3}{6} \left( 2 - 3 \frac{130 \text{ mm} - 100 \text{ mm}}{130 \text{ mm}} + \left( \frac{130 \text{ mm} - 100 \text{ mm}}{130 \text{ mm}} \right)^3 \right)} \quad (6)$$

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{u_1}{u_2} \approx 1,17 \quad (7)$$

$$u_{y,max} = u_2 = \frac{w_2}{w_1} u_1 \quad (8)$$

$$u_2 = \frac{1}{1,17} u_1 \quad (9)$$

$$u_2 = \frac{1}{1,17} \cdot 37 \text{ mm} \quad (10)$$

$$u_{y,max} = u_2 \approx 31,8 \text{ mm} \quad (11)$$

$$\frac{1}{2} c_1 u_1^2 = \frac{1}{2} c_2 u_2^2 \quad (12)$$

$$c_2 = c_1 \frac{u_1^2}{u_2^2} \quad (13)$$

$$c_2 = 26,29 \frac{N}{mm} \frac{(37 \text{ mm})^2}{(31,8 \text{ mm})^2} \quad (14)$$

$$c_2 = 35,71 \frac{N}{mm} \quad (15)$$

$$F_2 = c_2 u_2 \quad (16)$$

$$F_2 = 35,71 \frac{N}{mm} \cdot 31,8 \text{ mm} \quad (17)$$

$$F_2 = 1135,6 \text{ N} \quad (18)$$

Aus den Berechnungen ergibt sich eine neue maximale Verformung für die Konstruktion von  $u_{y,max} = 31,8 \text{ mm}$  für die tatsächliche Kontaktstelle mit einer Kraft von 1135,6N. Aus dem Verhältnis  $\frac{F_1}{F_2}$  und  $\frac{u_1}{u_2}$  können die Werte angepasst werden. Es kann mit der Berechnung der restlichen Größen aus Abbildung 39 begonnen werden.

$$R = \sqrt{\left(u_{y,max} + \frac{d}{2}\right)^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2} \quad (19)$$

$$\varphi_0 = \tan^{-1}\left(\frac{\frac{d}{2}}{u_{y,max} + \frac{d}{2}}\right) \quad (20)$$

$$\varphi = \sin^{-1} \left( \frac{u_y + \frac{d}{2}}{R} \right) \quad (21)$$

$$\delta = \varphi - \varphi_0 \quad (22)$$

$$F_R = \mu F_N = \mu F_2 \quad (23)$$

$$\mu = 0,1 \quad (24)$$

$$M_{t,Rohr} = M_{N,Rohr} + M_{R,Rohr} = F_N \cdot R [\cos(\varphi_0 + \delta) + \mu \sin(\varphi_0 + \delta)] \quad (25)$$

$$M_{N,Rohr} = F_N \cdot R [\cos(\varphi_0 + \delta)] \quad (26)$$

$$M_{R,Rohr} = \mu F_N \cdot R [\sin(\varphi_0 + \delta)] \quad (27)$$

$$W_{t,Rohr} = M_{t,Rohr} \cdot \delta [rad] \quad (28)$$

$$\delta [rad] = \delta [grad] \frac{\pi}{180^\circ} \quad (29)$$

Eine Verlängerung des Horns um Z, siehe Abbildung 39, hat erwartungsgemäß eine unerwünschte Vergrößerung des Drehmoments hervorgebracht. Daher wurde der Wert hierfür dauerhaft mit Null festgelegt, da er keine Vorteile mit sich bringt. Durch die Erhöhung der Kontaktkraft ohne Veränderung des Torsionshebelarms steigt das Torsionsmoment  $M_t$  an. Daraus lässt sich schließen, dass ein erhöhter Abstand des Kontaktes von der Tragflügelhinterkante zu einer unerwünschten Erhöhung des Torsions- bzw. Antriebsmoments führt. Da zu jedem Verschiebungswert die Kräfte bekannt sind, kann in Abhängigkeit des Horndrehwinkels  $\delta$  das entsprechende Torsionsmoment  $M_{t,Rohr}$  und die Torsionsenergie  $W_{t,Rohr}$  berechnet werden, siehe Abbildung 43. Bei diesen Parametern hat das Horn sein maximales Torsionsmoment von 24,26 Nm bei einem Torsionswinkel von etwa 42°. Dabei repräsentieren  $M_{N,Rohr}$  das Torsionsmoment aus der Normalkraft und  $M_{R,Rohr}$  das Reibmoment.



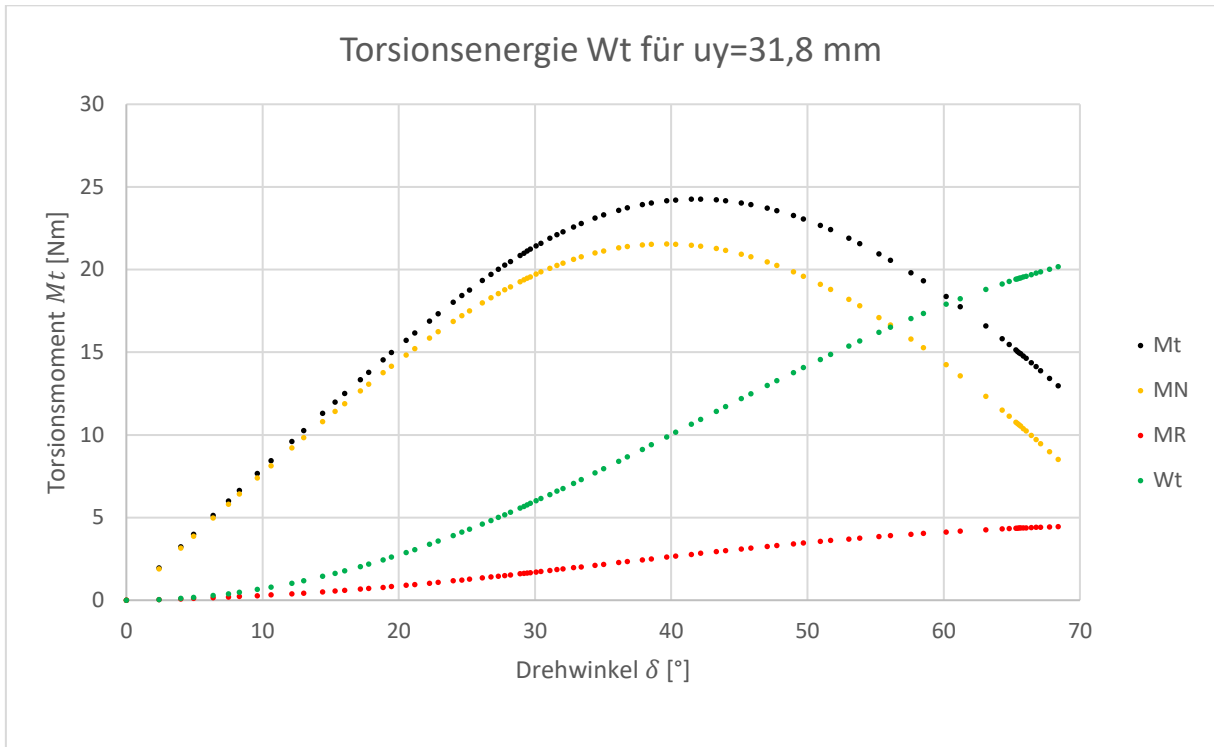


Abbildung 43: Torsionsarbeit für Kontakt mit vereinfachtem Modell

$$\sum_{i=1}^n W_{t,Rohr} = M_{t,i} \cdot \delta [rad], i \quad (30)$$

Die gesamte Torsionsenergie  $W_{t,Rohr}$  unter Vernachlässigung der Reibung beträgt 17,62 J und entspricht der Deformationsenergie, welche das Horn benötigt um eine vertikale Verformung von 31,8 mm zu erreichen. Dies entspricht exakt dem Wert der Verformungsenergie  $W_{ges}$  aus Formel ( 2 ). Damit kann das Berechnungsmodell des Horns als plausibel erachtet werden. In Abbildung 44 ist ein Vergleich der beiden Ansätze dargestellt, welche die Übereinstimmung der Ergebnisse veranschaulicht. Nach der Überprüfung der Ergebnisse kann mit der Auswertung begonnen werden. Das maximale Torsionsmoment des Horns ist mit 24,26 Nm, inklusive der Reibung, sehr hoch gemessen am vorhandenen Bauraum. Aus diesem Grund wir nun ein weiteres Modell erstellt, mit dem die Form des Horns im Kontakt berücksichtigt werden soll. Das Ziel besteht darin das Torsionsmoment durch eine günstige Form zu reduzieren.

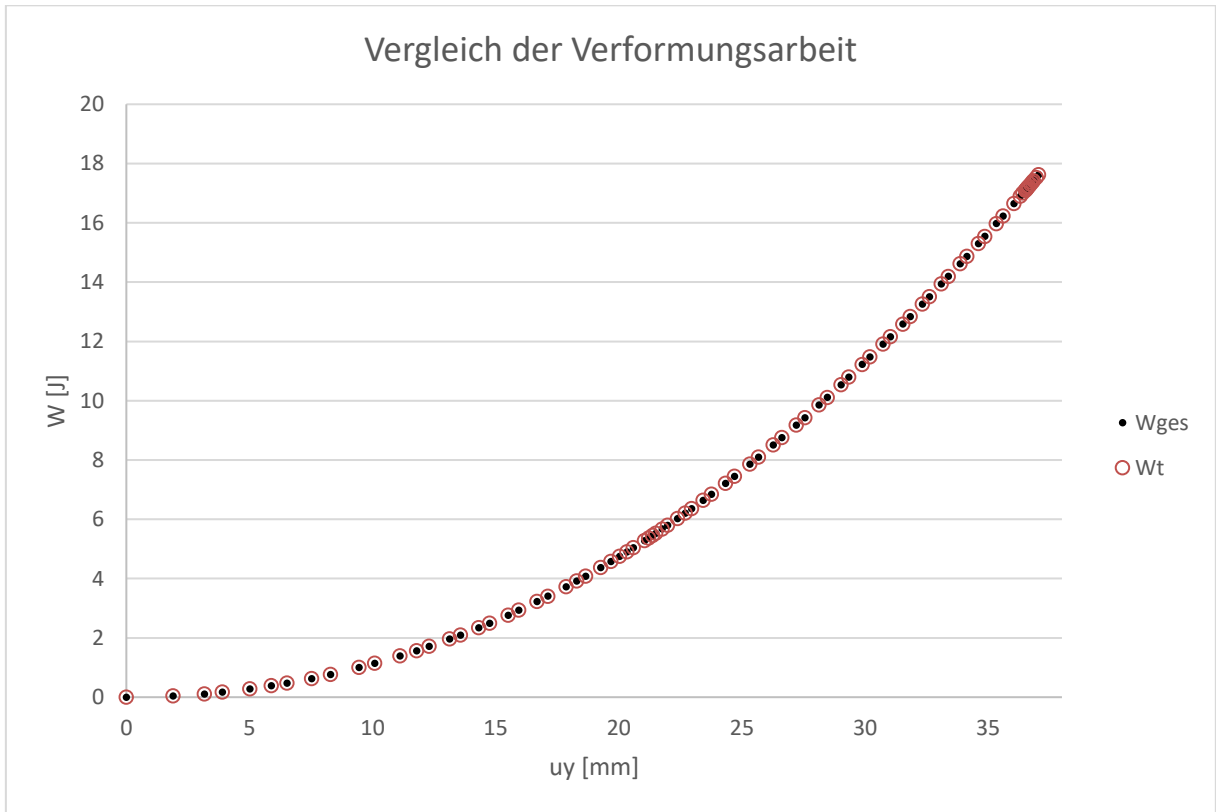


Abbildung 44: Vergleich - translatorische und rotatorische Verformungsenergie

### 2.4.1.2 Kreisförmige Profilform im Kontakt

Schlussendlich soll analog zum vorherigen Modell das Torsionsmoment ermittelt werden, da dies für die Größe des Antriebs entscheidend ist. Um den Hebelarm des Torsionsmodells zu verringern ist der Kontakt kreisförmig gestaltet worden, siehe Abbildung 45.

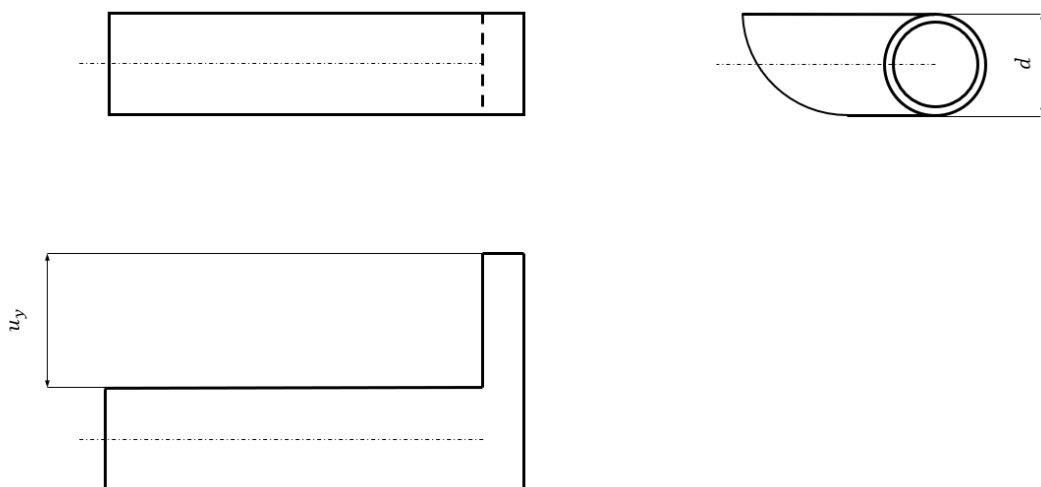
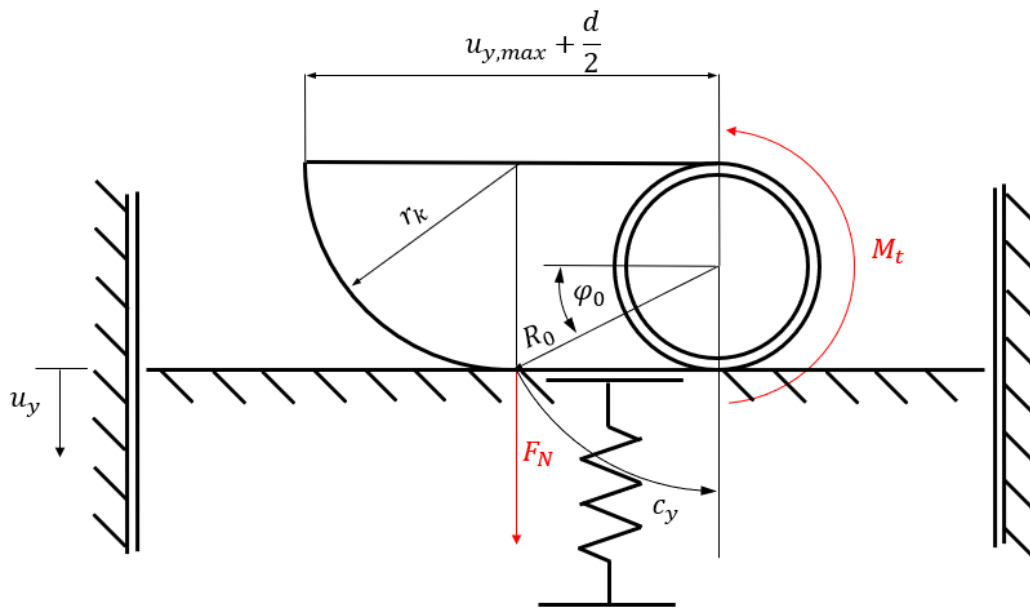


Abbildung 45: Ersatzmodell Horn 2

Hieraus wurde ein Kontaktmodell erstellt, siehe Abbildung 46. Die Randbedingungen sind analog zum vorherigen Modell, jedoch mit dem Unterschied, dass der Kontakt zwischen der Hautstruktur und dem rotierenden Horn entlang der Kreisbahn wandert, siehe Abbildung 47. Daher muss eine Kontaktbedingung getroffen werden. Diese sieht vor, dass die Kontaktstelle zwischen Horn und Hautstruktur senkrecht zum Ursprung des Radius  $r_k$  liegt und relativ zum Drehpunkt des Horns mit dem Radius  $R$  beschrieben werden kann.  $R_0$  gibt hierbei den Startpunkt an, wenn keine Deformation vorliegt.



**Abbildung 46: Ersatzmodell mit kreisförmigem Kontakt**

Anders als im vorherigen Modell wird der Rotationswinkel des Horns  $\delta$  in einem Bereich von  $0^\circ$  bis  $90^\circ$  vorgegeben und die entsprechende vertikale Verschiebung  $u_y$  daraus errechnet, weil dies das Vorgehen analytisch vereinfacht. Damit ergibt sich aber das Problem, dass die neu errechneten Verschiebungen nicht mehr zu den Kräften passen. Aus diesem Grund müssen die Kräfte ebenfalls neu berechnet werden. Dies geschieht über die berechnete Steifigkeit  $c_2$ , welche näherungsweise als konstant angenommen werden kann, wie bereits mit Hilfe von Abbildung 7 aufgezeigt worden ist. Durch die Berechnung der Kräfte mit einer konstanten Steifigkeit ist eine gewisse Fehlerrate zu erwarten, jedoch ist eine gute Annäherung.

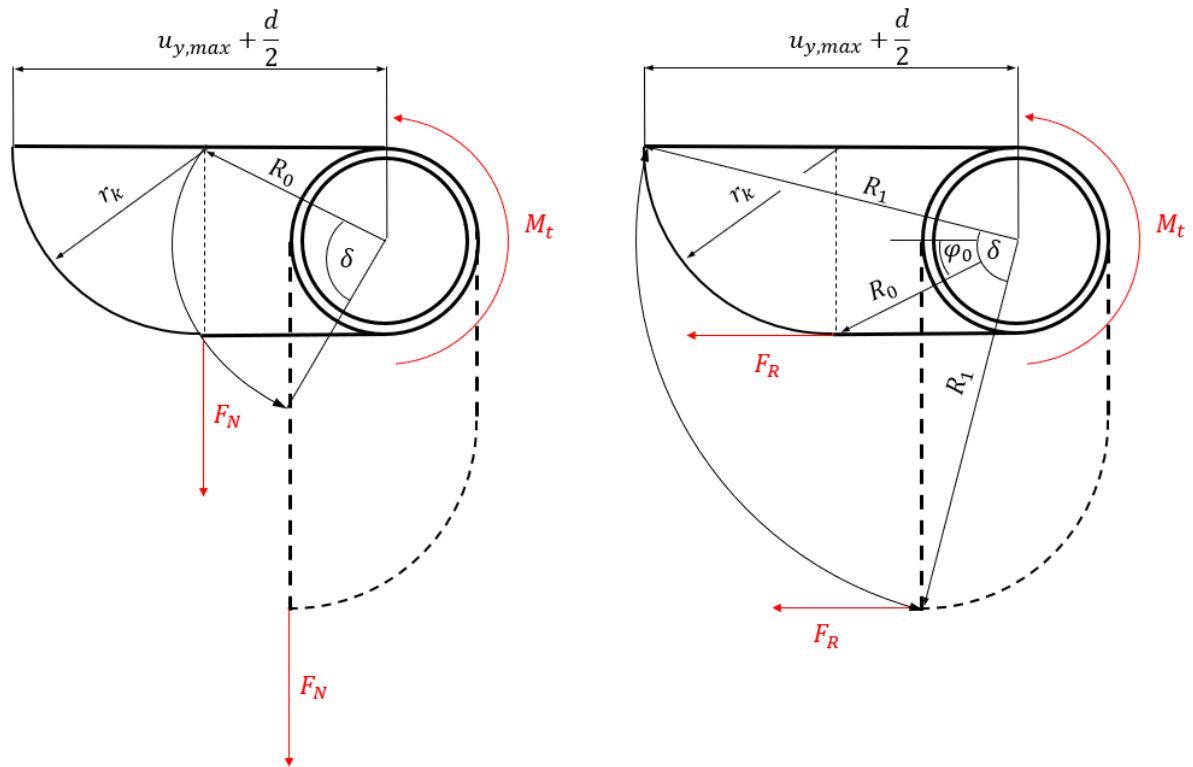


Abbildung 47: Kräfte infolge der Kontaktänderung bei Rotation

Für die Nachvollziehbarkeit sind einige verwendete Größen in Abbildung 48 abgebildet.

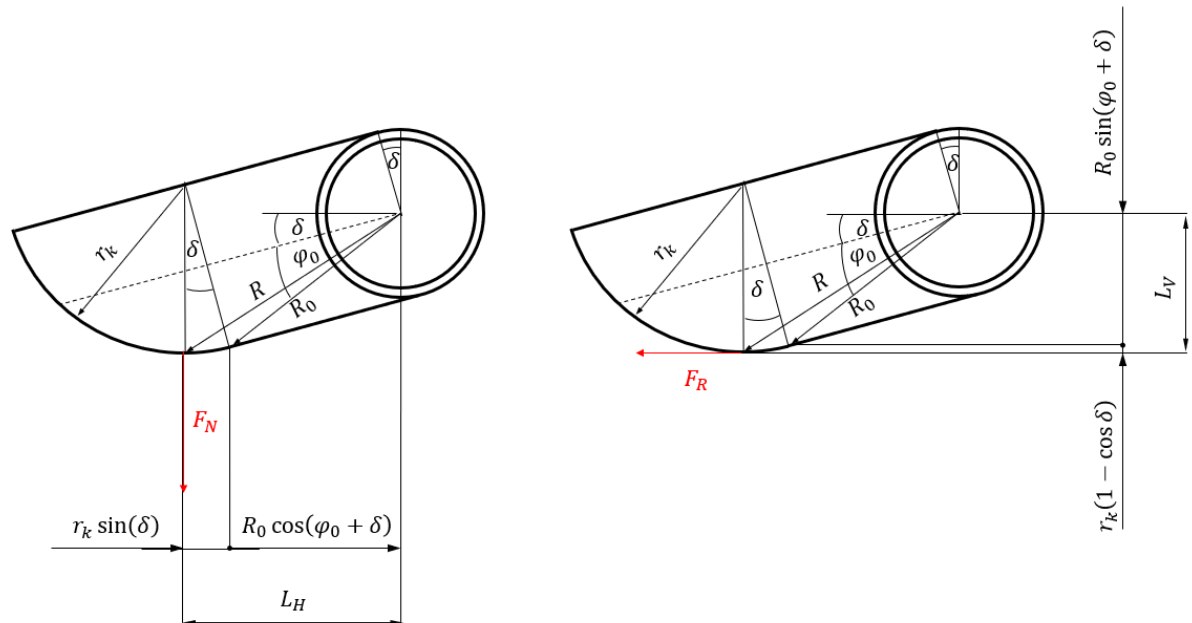


Abbildung 48: Verwendete Größen bei der Berechnung

$$\frac{d}{2} = r_k \quad (31)$$

$$R_0 = \sqrt{\left(u_{y,max} + \frac{d}{2} - r_k\right)^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2} \quad (32)$$

$$R_{Kreis} = \sqrt{\left(R_0 \sin(\varphi_0 + \delta) + r_k(1 - \cos \delta)\right)^2 + \left(R_0 \cos(\varphi_0 + \delta) + r_k \sin \delta\right)^2} \quad (33)$$

$$u_y = R_0 \sin(\varphi_0 + \delta) + r_k(1 - \cos \delta) - \frac{d}{2} \quad (34)$$

$$F_R = \mu F_N = \mu c_2 u_2 \quad (35)$$

$$W_{t,Kreis} = M_{t,Kreis} \cdot \delta [\text{rad}] \quad (36)$$

$$M_{t,Kreis} = M_{N,Kreis} + M_{R,Kreis} = F_N L_{H,Kreis} + F_R L_{V,Kreis} \quad (37)$$

$$L_{H,Kreis} = R_0 \cos(\varphi_0 + \delta) + r_k \sin(\delta) \quad (38)$$

$$L_{V,Kreis} = R_0 \sin(\varphi_0 + \delta) + r_k(1 - \cos \delta) \quad (39)$$

Anhand dieser Formeln kann nun für jeden Torsionswinkel  $\delta$  die entsprechenden mechanischen Größen ausgerechnet werden, siehe Abbildung 49. Durch die abgeänderte Form ergibt sich ein neues maximales Torsionsmoment  $M_{t,Kreis}$  von 18,99 Nm. Das entspricht einer Reduzierung von etwa 22% gegenüber dem Kontaktmodell ohne Verrundung. Damit besteht ein Potenzial für die Wahl einer günstigen Profilform. Zur Überprüfung wurde die gesamte Torsionsenergie  $W_{t,Kreis}$  aufsummiert und ergibt einen Wert von 18,0 J. Der Fehler von etwa 2,1% ist tolerierbar, sodass das Berechnungsmodell als erfolgreich überprüft angesehen wird.

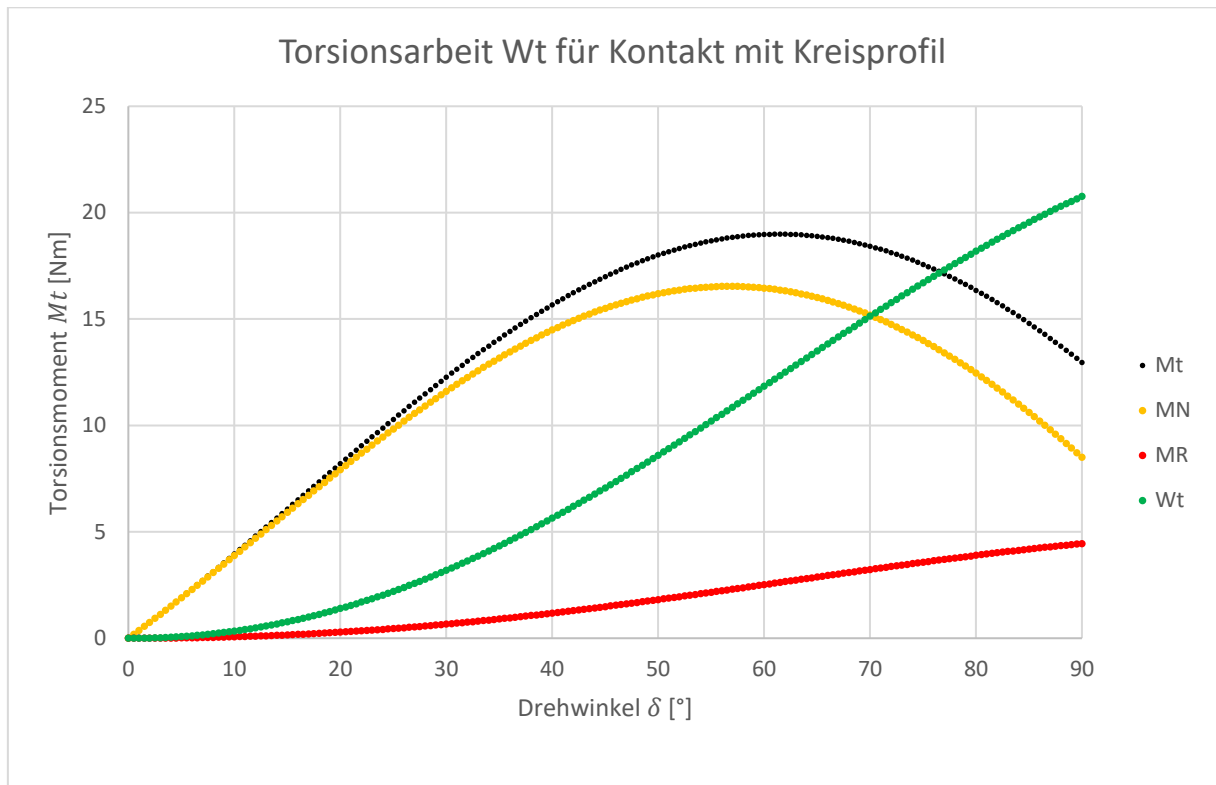
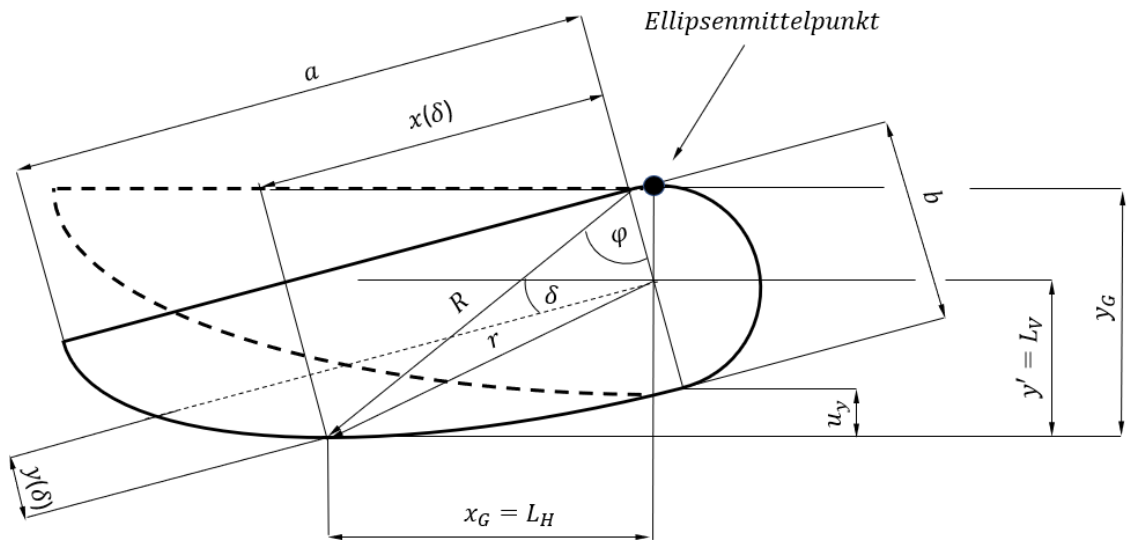


Abbildung 49: Torsionsarbeit für Kontakt mit Kreisprofil

### 2.4.1.3 Ellipsenförmiges Profil im Kontakt

Im nächsten Schritt soll eine noch günstigere Profilform gefunden werden, dazu wird eine Ellipse untersucht. Hierbei handelt es sich um eine deutlich komplexere Geometrie als bei einem Kreis, da die Ellipse über 2 Parameter  $a$  und  $b$  beschrieben wird, siehe Abbildung 50. Wie auch bei dem kreisförmigen Profil wird der Torsionswinkel  $\delta$  vorgegeben. Dazu werden 2 Koordinatensysteme verwendet, da für die Anwendung der Gesetzmäßigkeiten der Ellipse vom Ellipsenmittelpunkt ausgegangen werden muss. Da in Abbildung 50 nur ein Viertel der Ellipse zu sehen ist, muss ihr Ursprung entsprechend positioniert werden. Die Koordinaten des lokalen Koordinatensystems werden in das globale Koordinatensystem zurückgeführt. Um die wandernde Kontaktstelle zu beschreiben, ist eine Kontaktbedingung erforderlich. Diese kann nur numerisch ermittelt werden, da  $y'(x(\delta), y(\delta))$ .

Dabei gilt, dass  $x(\delta = 0) = 0$  und  $x(\delta = 90) = a$ .



**Abbildung 50: Elliptische Profilform im Kontakt**

Dazu wird eine Hilfstabelle erstellt, welche in der ersten Zeile alle möglichen  $x(\delta)$ -Koordinaten in  $0,5^\circ$  Schritten im lokalen Koordinatensystem enthält, siehe Abbildung 51.

	$x_1(\delta)$		$x_n(\delta)$
$\delta$			
$0^\circ$	$y_{1,1}(\delta)$	...	$y_{1,n}(\delta)$
·	·	·	·
·	·	·	·
$90^\circ$	$y_{n,1}(\delta)$	...	$y_{n,n}(\delta)$

**Abbildung 51: schematische Darstellung der Hilfstabelle**

Daraufhin wird in der zugehörigen Spalte für jeden Winkel  $\delta$  die von  $x$  abhängigen  $y$ -Werte berechnet. Damit sind für ein bestimmtes  $x(\delta)$  alle zugehörigen  $y$ -Werte ermittelt, die sich durch die Ellipsenkurve einstellen können. Dieser Vorgang wird spaltenweise für jedes  $x(\delta)$

fortgesetzt. Im Anschluss kann dann zeilenweise die kleinste y-Koordinate identifiziert werden, da an dieser Stelle zwangsläufig der Kontakt zwischen Haut und Ellipse sein muss. Der der y-Koordinate zugehörige x-Wert wird ausgelesen, sodass im Anschluss das lokale Koordinatenpaar in die globalen Koordinaten  $x_G$  und  $y_G$  überführt werden können. Dazu wird die Gesetzmäßigkeit der Ellipse ausgenutzt, siehe Formel ( 41 ).

$$a = u_{y,max} + \frac{b}{2} \quad (40)$$

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \quad (41)$$

$$y = \frac{b}{a} \sqrt{a^2 - x^2} \quad (42)$$

$$x(\delta) = a \sin \delta \text{ mit } \delta = 0^\circ \dots 90^\circ \quad (43)$$

$$y'(\delta) = \frac{b}{2} \cos \delta + \frac{b}{a} \sqrt{a^2 - x(\delta)^2} \cos \delta + x(\delta) \sin \delta \quad \text{mit } \delta = 0^\circ \dots 90^\circ \quad (44)$$

$$x_G = x(\delta) \cos \delta + \left( \frac{b}{a} \sqrt{a^2 - x(\delta)^2} + \frac{b}{2} \right) \sin \delta \quad (45)$$

$$y_G = y'(\delta) + \frac{b}{2} \quad (46)$$

$$u_y(\delta) = y_G - b \quad (47)$$

$$F_N(\delta) = c_2 u_2(\delta) \quad (48)$$

$$W_{t,Ellipse} = M_{t,Ellipse} \cdot \delta [rad] \quad (49)$$

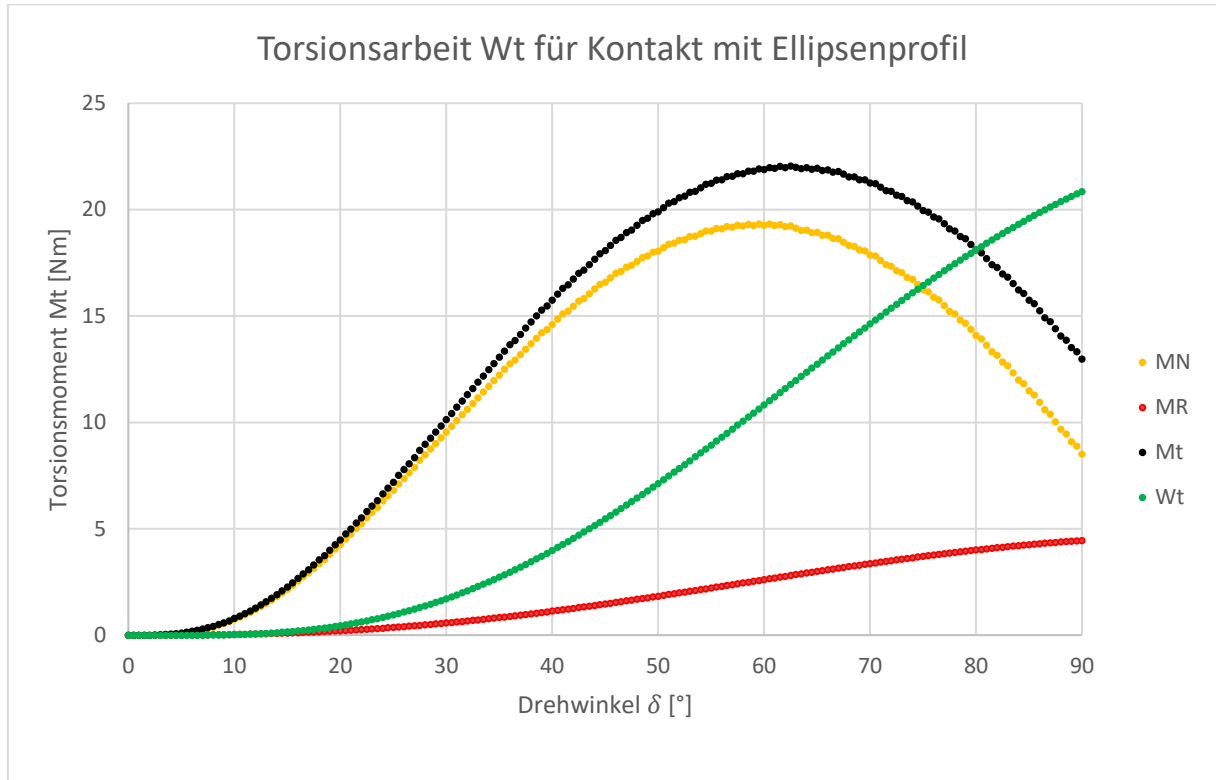
$$M_{t,Ellipse} = M_{N,Ellipse} + M_{R,Ellipse} = F_N L_{H,Ellipse} + F_R L_{V,Ellipse} \quad (50)$$

$$L_{H,Ellipse} = x_G \quad (51)$$

$$L_{V,Ellipse} = y \quad (52)$$



Mit diesen Formeln kann nun analog zum bisherigen Vorgehen das Torsionsmoment und die Torsionsarbeit für die gewählten Parameter  $a = u_{y,max} + \frac{b}{2} = 39,3mm$  und  $b = 15mm$  errechnet werden. Um einen Vergleich zum kreisförmigen Profil zu haben, wurde  $b = d$  eingesetzt.

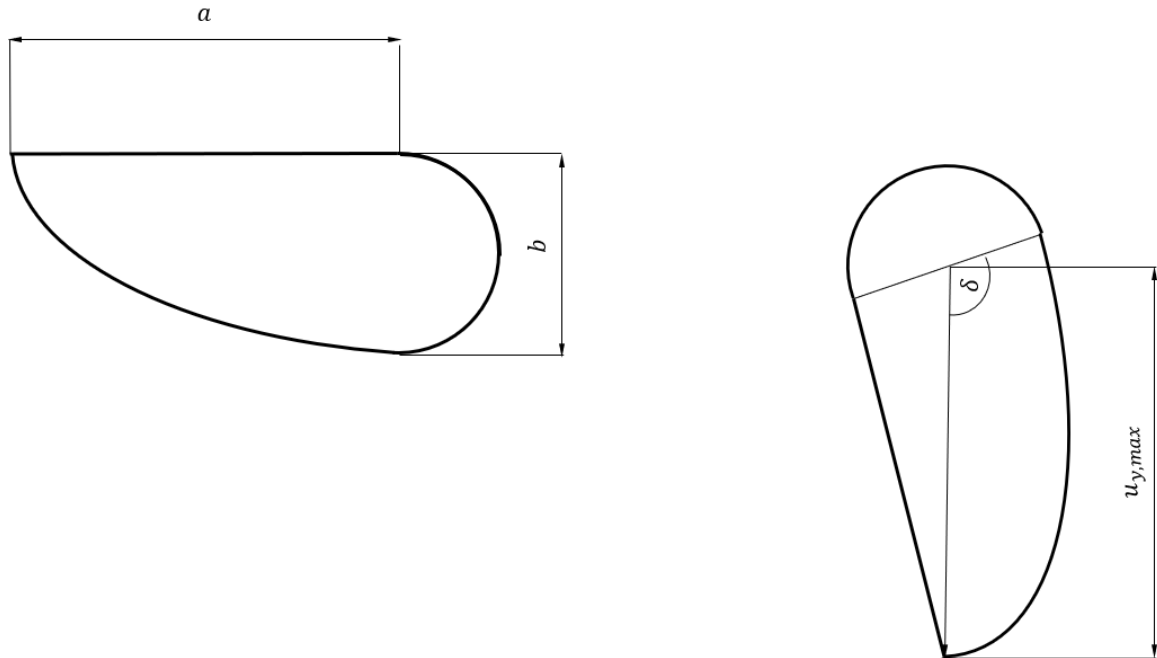


**Abbildung 52: Torsionsarbeit für Kontakt mit Ellipsenprofil**

Bei Vernachlässigung der Reibung stellt sich eine Torsionsarbeit von 18,06 J ein und wird als ausreichend genaue Übereinstimmung angesehen, sodass dieses Modell plausibel erscheint. Unter diesen Parametern stellt sich ein maximales Torsionsmoment von 22,06 Nm bei einem Torsionswinkel 63° ein und ist damit um etwa 16% höher als beim kreisförmigen Profil. Gegenüber dem gebogenen Rohr ist eine Verringerung um etwa 9% zu verzeichnen. Eine weitere Parametervariation wird nicht vorgenommen, da durch das Gleichsetzen von  $b = d$  ähnliche Bedingungen wie beim kreisförmigen Profil geschaffen worden sind.

### 2.4.1.4 Erweitertes ellipsenförmiges Profil im Kontakt

Als letztes wird versucht, die Ellipse um mehr als 90° zu drehen, siehe Abbildung 53.



**Abbildung 53: Erweitertes ellipsenförmiges Profil**

Dieses Berechnungsmodell ist analog zum vorherigen Modell, jedoch muss der maximale Winkel  $\delta$  im Vorfeld berechnet werden. Ist dieser bekannt, ist das Vorgehen identisch und wird aus diesem Grund nicht erneut aufgeführt.

$$\delta_{max} = 90^\circ + \arctan\left(\frac{b}{a}\right) \quad (53)$$

Die kumulierte Torsionsarbeit  $W_{t, Ellipse2}$  ohne Reibung beträgt 18,06 J und wird als hinreichende Überprüfung der Plausibilität erachtet. Das maximale Torsionsmoment stellt sich bei etwa 64° mit einem Wert von 21,76 Nm ein. Eine geringfügige Verbesserung zu der vorherigen Ellipsenform um etwa 1,4% ist zu verzeichnen. Dennoch weist diese Profilform ein deutlich höheres Torsionsmoment als die kreisförmige Profilform auf.

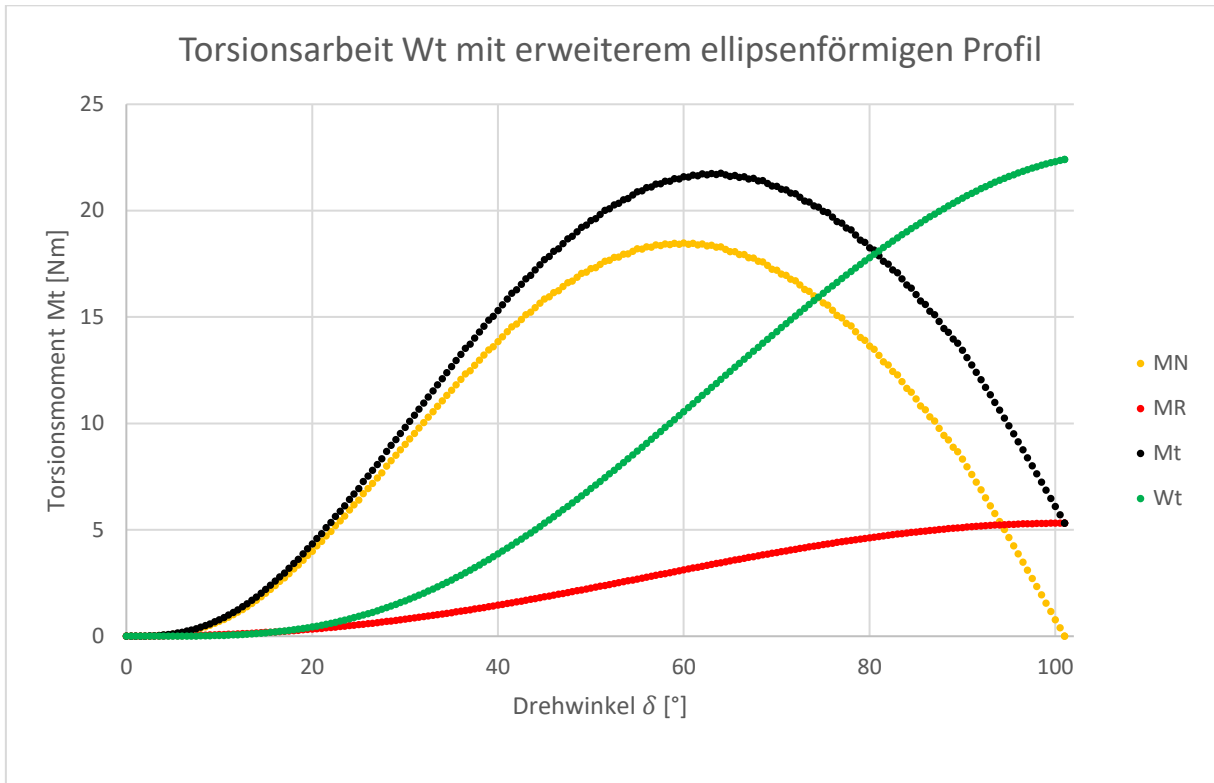


Abbildung 54: Torsionsarbeit für Kontakt mit erweitertem Ellipsenprofil

### 2.4.1.5 Auswertung

Eine Erklärung dafür, dass das kreisähnliche Profil ein günstigeres Verhalten aufweist, wird versucht mit dem Verhältnis von  $\frac{L_H}{u_y}$  zu erklären. Je kleiner dieses Verhältnis ist, desto geringer ist der maßgebliche Hebelarm des Torsionsmoments. Zwischen den beiden Ellipsen sind kaum Unterschiede zu erkennen, jedoch ist das Verhältnis  $\frac{L_H}{u_y}$  bei der zweiten Ellipsenvariante geringfügig besser. Deutlich besser erweist sich das kreisförmige Kontaktprofil, siehe Abbildung 55. Der Verlauf des Torsionsmoments des jeweiligen Profils im direkten Vergleich zueinander abgebildet. Die Vorzüge der Ellipsenprofile liegen vor allem bei einem geringen Torsionsmoment im Anfangsbereich, siehe Abbildung 56.

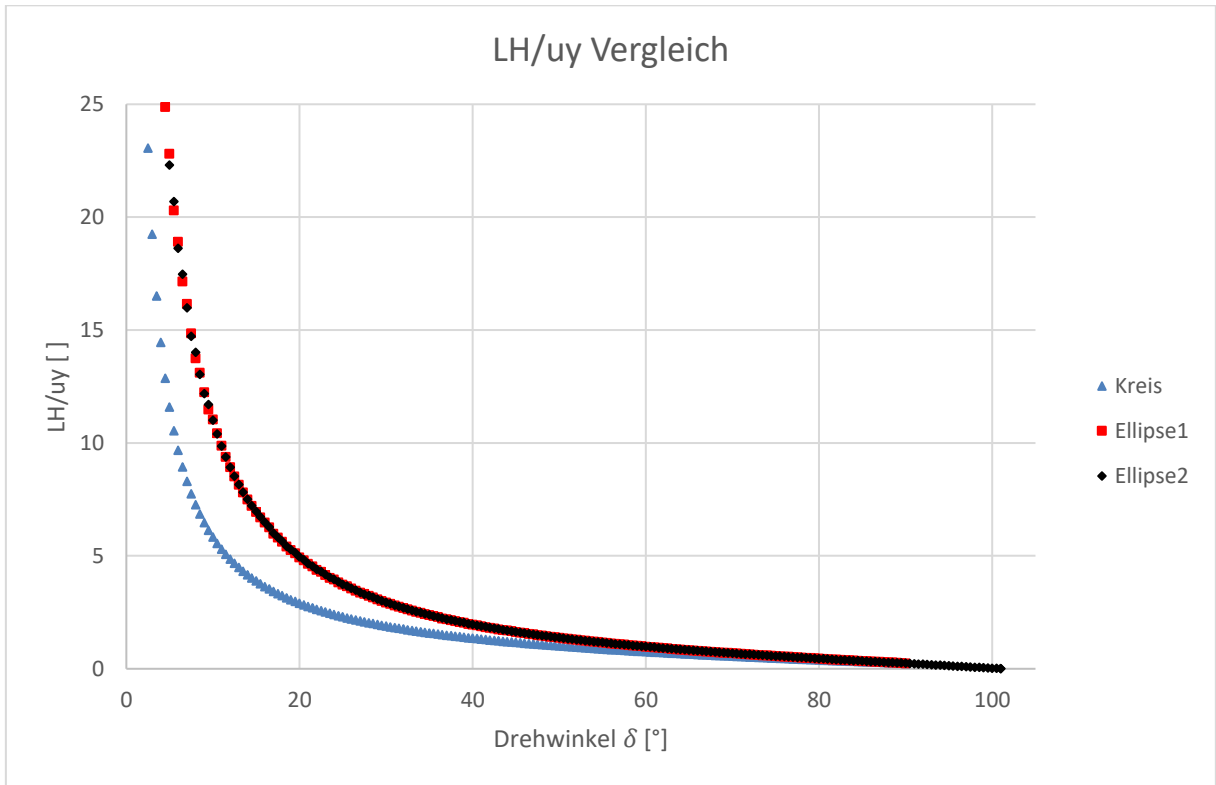


Abbildung 55: Vergleich des Hebelarm-Verschiebungs-Verhältnis

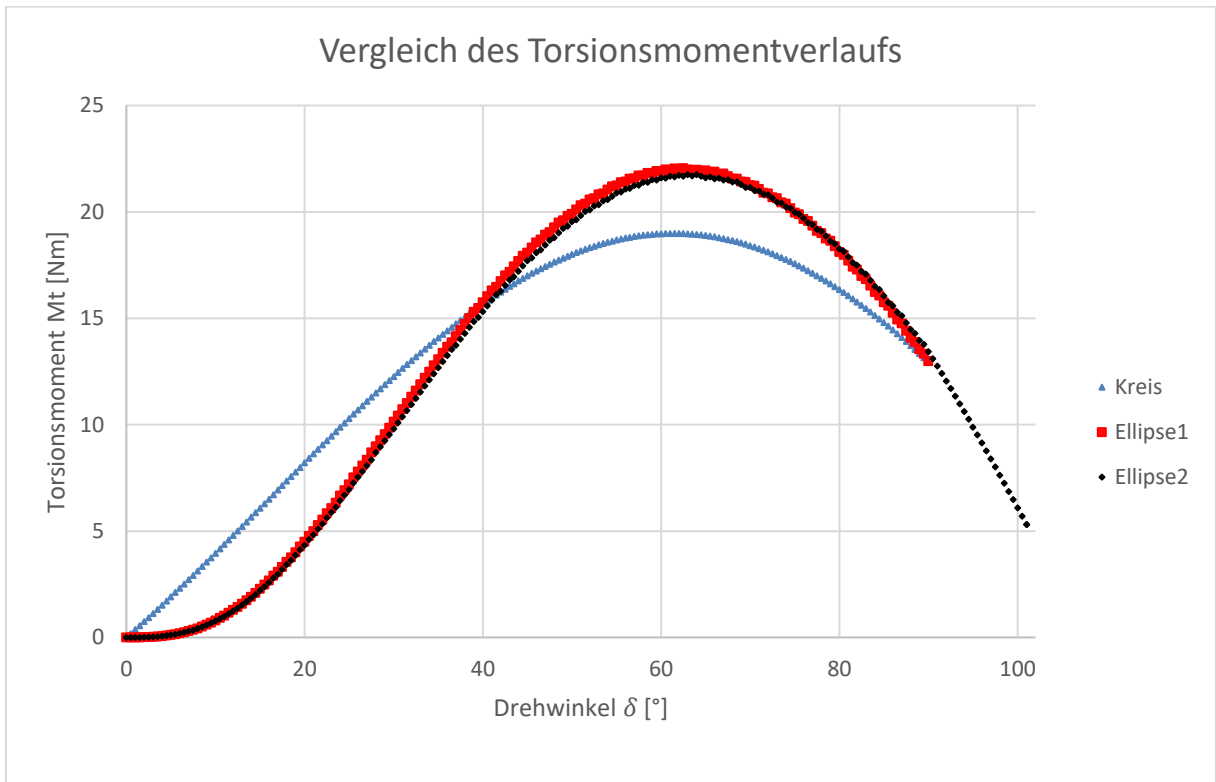
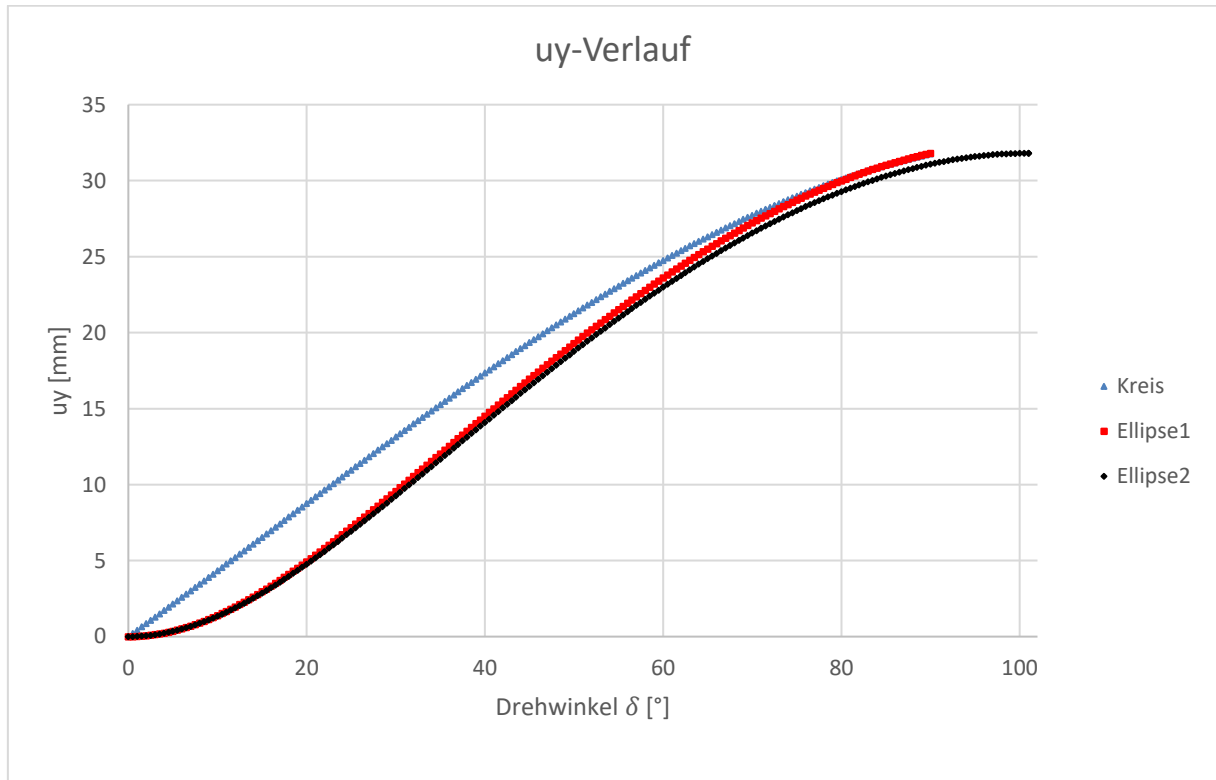


Abbildung 56: Vergleich des Torsionsmomentverlaufs

Setzt man Abbildung 55 und Abbildung 56 in einen gemeinsamen Kontext, stellt sich die Frage, weshalb das Torsionsmoment des Kreisprofils höher ist als bei den Ellipsen, obwohl sein  $\frac{L_H}{u_y}$  in diesem Bereich besser ausfällt. Man muss dabei berücksichtigen, dass das Verschiebung-zu-Drehwinkel-Verhältnis  $\frac{u_y}{\delta}$  von Kreis und Ellipse nicht identisch ist. Das lässt auf eine höhere Verschiebung  $u_y$  beim gleichen Drehwinkel  $\delta$  für das Kreisprofil schließen, siehe Abbildung 57.



**Abbildung 57: Verlauf der Verschiebungen über den Drehwinkel**

Das kreisförmige Profil hat eindeutig die besten Ergebnisse generiert, weshalb sich für diese Form entschieden wird. Es wird zunächst von einem notwendigen Torsionsmoment an der Hornspitze von  $M_{t,Kreis} = 19Nm$  ausgegangen.

Für eine möglichst genaue Aussage bezüglich der mechanischen Größen müssen die Parameter des jeweiligen Kontaktmodells auf die Horngeometrie angepasst werden, z.B. im Hinblick auf den Durchmesser, welcher mit 15 mm angenommen worden ist. Diese Parameter können jedoch im Vorfeld nicht ausgelegt werden, da ihre Dimensionierung von den mechanischen Größen abhängig ist. Nach der Dimensionierung des Horns muss das kreisförmige Profil infolge der Korrektur der Geometrieparameter erneut berechnet werden. Von einer

Parameterstudie zur Ermittlung des idealen Profils wird Abstand genommen, da dies nicht als zielführend erachtet wird. Es wird darauf verwiesen, dass weitere Optimierungen möglich sind.

## 2.4.2 Antrieb

Eine intensive Marktrecherche hat einen Anbieter ergeben, welcher einen Servomotor mit hohem Drehmoment für die definierten Bauraumabmessungen anbietet. An dieser Stelle ist der Umstand klar geworden, dass die Nennspannung von 8V DC des Lastenhefts unzureichend ist.

Daraufhin ist die Nennspannung der Stromversorgung auf 30V DC erhöht worden. Auch für diese Spannung ist kein Servomotor gefunden worden um ein Torsionsmoment von 19 Nm abdecken zu können. Folglich muss der Ausgangswert der Steifigkeit überdacht und angepasst werden, da sonst keine Lösung gefunden werden kann. Nach TIKALSKY [8] ist die Steifigkeit des Profils in erster Linie von der Höhe des Holms  $h_{Holm}$  abhängig. Da die Steifigkeit des Profils an der Flügelwurzel angewendet worden ist, kann eine Approximation vorgenommen werden. Für eine zusätzliche Sicherheit wird  $h_{Holm,Flügelspitze} = 27,01 \text{ mm} \approx 30 \text{ mm}$  aufgerundet.

$$c_{\text{Profil}} \sim 2 \cdot h_{\text{Holm}} \quad [8] \quad (54)$$

$$c_{\text{Flügelspitze}} \approx \frac{1}{2} \frac{h_{\text{Holm,Flügelspitze}}}{h_{\text{Holm,Flügelwurzel}}} c_{\text{Flügelwurzel}} \quad (55)$$

$$c_{\text{Flügelspitze}} \approx \frac{1}{2} \cdot \frac{30 \text{ mm}}{45 \text{ mm}} c_{\text{Flügelwurzel}} \quad (56)$$

$$c_{\text{Flügelspitze}} \approx \frac{1}{3} c_{\text{Flügelwurzel}} \quad (57)$$

Unter dieser Annahme kann die Steifigkeit  $c_2$  gedrittelt werden, da sie linear in die Ergebnisse eingeht. Mit  $c_{2,neu} = \frac{1}{3} c_2$  ergibt sich ein neues Torsionsmoment von  $M_{t,neu} = \frac{1}{3} M_{t,Kreis} = 6,33 \text{ Nm}$ .

Für dieses Abtriebsmoment und dem vorhandenen Bauraum ist ein Servomotor bei dem Händler „KST-Servos“ gefunden worden, welcher den Anforderungen genügen kann. Dazu ist ein Datenblatt des Motors bereitgestellt, siehe Anhang 4 [22].

Für den Startvorgang muss ein Torsionsmoment von  $M_{t,neu} = 6,33 \text{ Nm}$  schnell durchfahren werden und im Anschluss bei etwa  $M_t(\delta = 90^\circ) = 4,32 \text{ Nm}$  gehalten werden. Um einen sicheren Betrieb zu garantieren und den Servomotor nicht zu überhitzen, ist ein Betrieb bis 3 Nm vorzusehen, siehe Anhang 4. Daraus folgt die Notwendigkeit für eine Getriebeübersetzung.

### 2.4.3 Horn

Im nächsten Schritt soll das Horn über seine Festigkeit an seiner Lagerstelle gestaltet werden. Für eine ausreichende Sicherheit wird das maximale Torsionsmoment  $M_{t,neu}$ , sowie die maximale Kontaktkraft  $F_v$  verwendet, welche in Kapitel 2.4.1.2 errechnet worden sind. Das Ziel ist in erster Linie einen guten Kompromiss zwischen einem geringen Durchmesser und einem geringen Gewicht zu finden. Dabei hat das Verhältnis von Festigkeit und Dichte des Werkstoffs den entscheidenden Einfluss. Der Durchmesser soll möglichst klein sein, da der geringe Bau- raum nur sehr wenig Platz für die Lager bereithält. Anhand mehrerer Werkstoffe wird eine Berechnung des Durchmessers an der Lagerstelle vorgenommen und eine Auswahl daraufhin getroffen. Eine Skizze zur Berechnung ist in Abbildung 58 dargestellt. Die horizontalen Kräfte, die sich beim Kontakt zwischen Horn und Hautstruktur ergeben, werden berücksichtigt. Diese entstehen dadurch, dass das Horn Zugspannungen in die Hautstruktur einbringen soll um dessen Wölbung entgegenzuwirken. Die Zugkraft wurde von der *Abteilung Adaptive Flügel* mit  $F_z = 400 \text{ N}$  festgelegt.

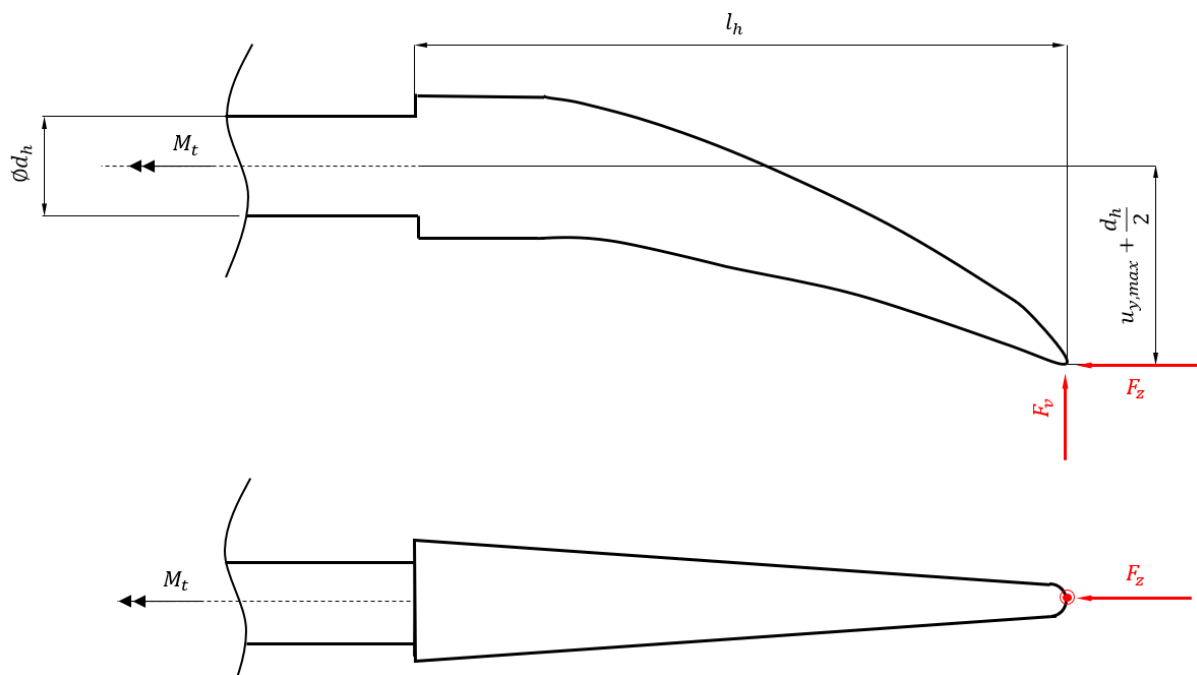


Abbildung 58: Skizze zur Festigkeitsberechnung

Aus der neuen Steifigkeit ergibt sich durch  $F_v = \frac{1}{3} F_N$ , sowie nachfolgende Werte aus Abbildung 58. Die Reibung muss nicht berücksichtigt werden, da über das maximale Torsionsmoment bereits angenommen wird, dass das Horn in seiner Rotation aufgrund der Reibung verhartet. Für  $d_h$  wird über eine erste Iteration  $d_{h,vorl} = 15 \text{ mm}$  festgelegt. Der Wert  $l_h$  entspricht dem Wert von  $l_2$  mit 10% Aufschlag als Sicherheit.

**Werte:**

$$M_{t,neu} = 6,33 \text{ Nm}$$

$$F_v = 378 \text{ N}$$

$$F_z = 400 \text{ N}$$

$$l_h = 85 \text{ mm}$$

$$d_{h,vorl} = 15 \text{ mm}$$

$$u_{y,max} = 31,8 \text{ mm}$$

Um den notwendigen Durchmesser des jeweiligen Werkstoffs zu ermitteln, wird die Van-Mises-Vergleichsspannung  $\sigma_{VM}$  mit der Dehngrenze  $R_{p0,2}$  gleichgesetzt, sodass Verformungen ausschließlich im elastischen Bereich entstehen.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} \quad (58)$$

$$\sigma_{VM} = R_{p0,2} \quad (59)$$

$$\sigma_b = \frac{M_{res}}{W_b} \quad (60)$$

$$\tau = \frac{M_{t,neu}}{W_p} \quad (61)$$

$$M_{res} = F_v l_h + F_z \left( u_{y,max} + \frac{d_{h,vorl.}}{2} \right) \quad (62)$$

$$M_{res} = 378 \text{ N} \cdot 85 \text{ mm} + 400 \text{ N} \left( 31,8 \text{ mm} + \frac{15 \text{ mm}}{2} \right) \quad (63)$$

$$M_{res} = 47,85 \text{ Nm} \quad (64)$$



$$W_b = \frac{\pi d_h^3}{32} \quad (65)$$

$$W_p = \frac{\pi d_h^3}{16} \quad (66)$$

$$R_{p0,2} = \sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} \quad (67)$$

In der nachfolgenden Tabelle werden die Werkstoffdaten, sowie die berechneten Werte aus den oben abgebildeten Formeln zusammengefasst.

**Tabelle 5: Werkstoffdaten und Berechnungsergebnisse**

Werkstoff	$d_h$ [mm]	$R_{p0,2}$ [MPa]	$\sigma_{VM}$ [MPa]	$S_{vorh}$ [ ]	$\rho$ [g/cm <sup>3</sup> ]	$\rho/R_{p0,2}$ [J/kg]	Quelle
EN AW 2024	14	310	178,1	1,74	2,77	8,94	[23]
S355	13	355	222,3	1,59	7,85	22,11	[24]
Al-7075 T651	12	485	282,7	1,71	2,81	5,79	[25]
15CDV6 (1.7734.5)	10	790	488,5	1,61	7,8	9,87	[26]
42CrMo4 (1.7225)	10	900	488,5	1,86	7,72	8,48	[24]

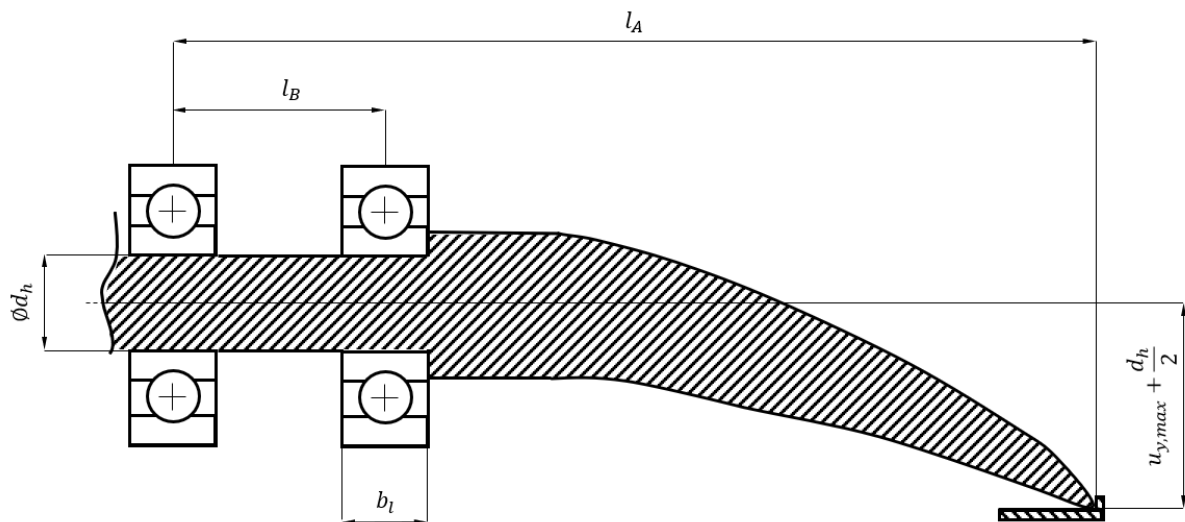
Es sind Durchmesser ermittelt worden, die einen Sicherheitsfaktor von über 1,5 gewährleisten. Einen guten Mittelweg zwischen Durchmesser und geringem Gewicht bildet der Werkstoff Al-7075 T651, der besonders durch sein geringes Dichte-Festigkeit-Verhältnis besticht. Zusätzlich erlaubt seine Festigkeit eine bessere mechanische Bearbeitung für die irreguläre Form des Horns als die hochfesten Werkstoffe. Der Hersteller stuft auch die Zerspanbarkeit als gut ein [25]. Es wird sich für diesen Werkstoff entschieden.

Da der notwendige Durchmesser  $d_h < d_{h,vorl.}$  vorliegt, ist der kritischere Fall bereits berechnet worden und muss nicht iteriert werden.

Die Festigkeit für den Bereich  $l_h$ , siehe Abbildung 58, muss ebenfalls nicht überprüft werden, da die kritischste Stelle bereits in Tabelle 5 überprüft worden ist.

### 2.4.4 Lagerung

Um das notwendige Abtriebsmoment des Aktuators so gering wie möglich zu halten sind Wälzlager bevorzugt zu verwenden. Sie zeichnen sich durch einen sehr geringen Reibwiderstand im Vergleich zu Gleitlagern aus, benötigen jedoch einen deutlich größeren Bauraum. Zudem haben Gleitlager keine Punkt- bzw. Linienkontakte, wodurch sie größere radiale Lagerkräfte aufnehmen können. Eine Berechnung der Lagerkräfte soll überprüfen, ob Wälzlager eingesetzt werden können. Aus der Skizze, siehe Abbildung 59, erfolgt über das Ersetzen der Geometrie durch Kräfte das Berechnungsmodell zur Ermittlung der Lagerkräfte, siehe Abbildung 60.



**Abbildung 59: Skizze zur Berechnung der Lagerkräfte**

Der Lagerabstand  $l_b = 30 \text{ mm}$  ist ebenfalls in Absprache mit der *Abteilung Adaptive Flügel* entstanden, jedoch soll dieser Wert so klein wie möglich gehalten werden um den Holm möglichst wenig zu verändern. Da die Holmbreite nur 6 mm beträgt, muss dieser angepasst werden, damit die Lager eingebaut werden können.

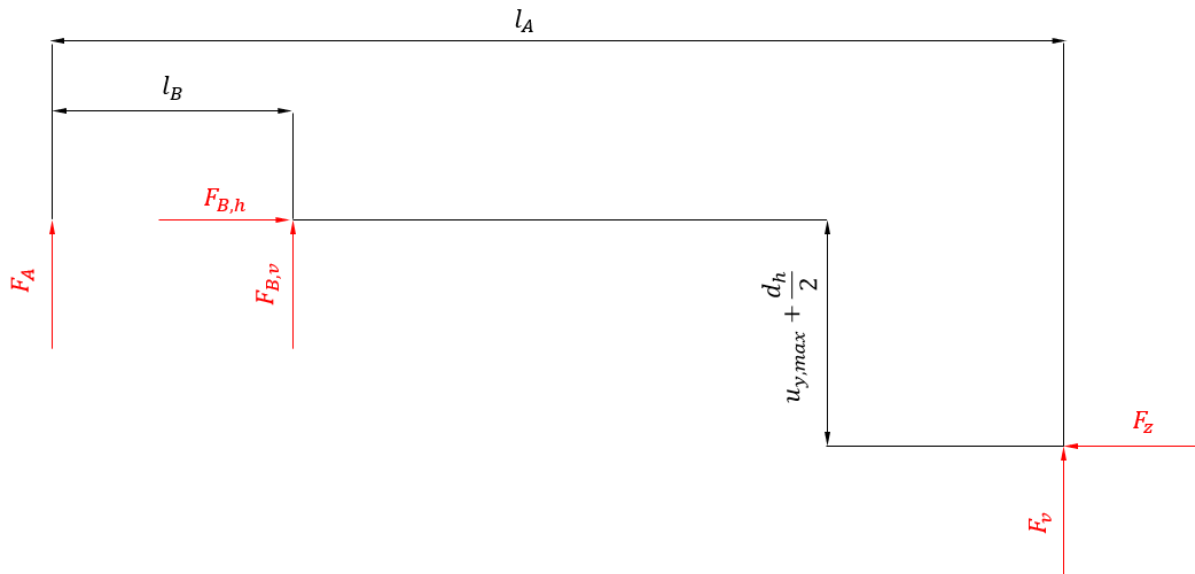


Abbildung 60: Berechnungsmodell zur Ermittlung der Lagerkräfte

**Werte:**

$$F_z = 400 \text{ N}$$

$$F_v = 378 \text{ N}$$

$$F_{r,h} = 38 \text{ N}$$

$$l_A = 120 \text{ mm}$$

$$l_B = 30 \text{ mm}$$

$$u_{y,max} = 31,8 \text{ mm}$$

$$d_h = 12 \text{ mm}$$

$$F_{B,h} = F_z = 400 \text{ N} \quad (68)$$

$$F_A l_B - F_v (l_A - l_B) + F_z \left( u_{y,max} + \frac{d_h}{2} \right) = 0 \quad (69)$$

$$F_A = \frac{F_v (l_A - l_B) - F_z \left( u_{y,max} + \frac{d_h}{2} \right)}{l_B} \quad (70)$$

$$F_A = \frac{378 \text{ N}(120 \text{ mm} - 30 \text{ mm}) - 400 \text{ N} \left( 31,8 \text{ mm} + \frac{12 \text{ mm}}{2} \right)}{30 \text{ mm}} \quad (71)$$

$$F_A = 630 \text{ N} \quad (72)$$

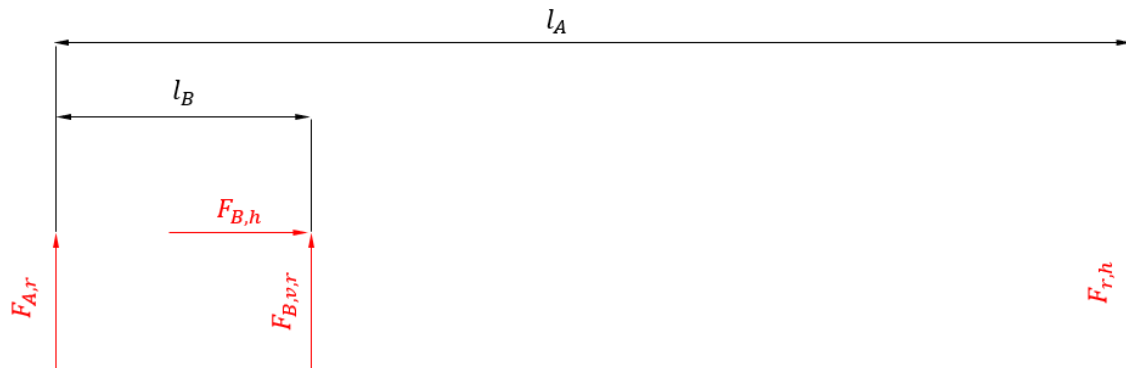
$$F_z \left( u_{y,max} + \frac{d_h}{2} \right) - F_{B,v} l_B - F_v l_A = 0 \quad (73)$$

$$F_{B,v} = \frac{F_v l_A - F_z \left( u_{y,max} + \frac{d_h}{2} \right)}{l_B} \quad (74)$$

$$F_{B,v} = \frac{378 \text{ N} \cdot 120 \text{ mm} - 400 \text{ N} \left( 31,8 \text{ mm} + \frac{12 \text{ mm}}{2} \right)}{30 \text{ mm}} \quad (75)$$

$$F_{B,v} = 1008 \text{ N} \quad (76)$$

Die Lagerkräfte müssen noch um den Reibanteil der Kontaktstelle ergänzt werden.



$$F_{r,h} l_A - F_{B,v,r} l_B = 0 \quad (77)$$

$$F_{B,v,r} = \frac{F_{r,h} l_A}{l_B} \quad (78)$$

$$F_{B,v,r} = \frac{38 \text{ N} \cdot 120 \text{ mm}}{30 \text{ mm}} \quad (79)$$

$$F_{B,v,r} = 152 \text{ N} \quad (80)$$

$$F_{A,r}l_B + F_{r,h}(l_A - l_B) = 0 \quad (81)$$

$$F_{A,r} = \frac{F_{r,h}(l_A - l_B)}{l_B} \quad (82)$$

$$F_{A,r} = \frac{38 \text{ N}(120 \text{ mm} - 30 \text{ mm})}{30 \text{ mm}} \quad (83)$$

$$F_{A,r} = 114 \text{ N} \quad (84)$$

$$F_{B,v,ges} = \sqrt{(F_{B,v})^2 + (F_{B,v,r})^2} \quad (85)$$

$$F_{B,v,ges} = \sqrt{(1008 \text{ N})^2 + (152 \text{ N})^2} \quad (86)$$

$$F_{B,v,ges} \approx 1020 \text{ N} \quad (87)$$

$$F_{A,ges} = \sqrt{(F_{A,v})^2 + (F_{A,r})^2} \quad (88)$$

$$F_{A,ges} = \sqrt{(630 \text{ N})^2 + (114 \text{ N})^2} \quad (89)$$

$$F_{A,ges} \approx 640 \text{ N} \quad (90)$$

Das Lager B ist mit einer Radialkraft von 1020N das höher belastete Lager und wird für die Recherche herangezogen. Da die maximale Last auch über längere Zeit gehalten werden muss, ist die statische Tragzahl für die Auswahl entscheidend. Nadellager weisen eine deutlich höhere statische Tragzahl bei kleinerem Bauraum auf als andere Lager mit Wälzkörpern. Eine Recherche bei dem Hersteller Schaeffler hat ergeben, dass Nadelkränze und Nadelhülsen die kompaktesten Radiallager mit Wälzkörper sind. In diesem Fall können sie nicht verwendet werden, da sie keinen Lagerinnenring aufweisen. Daher muss für ihre Verwendung das Horn und auch die Lagerumgebung gehärtet sein, was nicht möglich ist, da die vorhandene Umgebung aus Glasfasern besteht. Das kleinste Nadellager mit Innenring hat einen

Außendurchmesser von 24 mm. Andere Wälzlager wie Rillenkugellager weisen ähnliche Ausmaße auf, jedoch bei geringerer Tragfähigkeit. Mit  $h_{holm} = 27 \text{ mm}$  ist die Außenabmessung für Wälzlager zu groß. Ihre Verwendung wird an dieser Stelle ausgeschlossen.

Demzufolge müssen zwangsläufig Gleitlager verwendet werden. Ein passendes Gleitlager ist beim Hersteller SKF gefunden worden, siehe Lager-Datenblatt in Anhang 5 [27]. Laut Datenblatt hat dieses PTFE-Verbundgleitlager einen Reibwert zwischen  $\mu = 0,03 \dots 0,25$ . Es wird daher ein Mittelwert von  $\mu_L = 0,15$  gewählt.

### 2.4.5 Anpassen des notwendigen Aktuatormoments

Durch den reduzierten Hordurchmesser  $d_h$  von 15mm auf 12mm erhöht sich das Torsionsmoment  $M_{t,neu2}$  nur unerheblich von 6,33 Nm auf 6,36 Nm. Durch den Einsatz von 2 Gleitlagern ist jedoch mit einem deutlichen Anstieg zu rechnen. Durch 2 Radial- und einen Axialkontakt mit  $\mu_L = 0,15$  muss eine Anpassung vorgenommen werden.

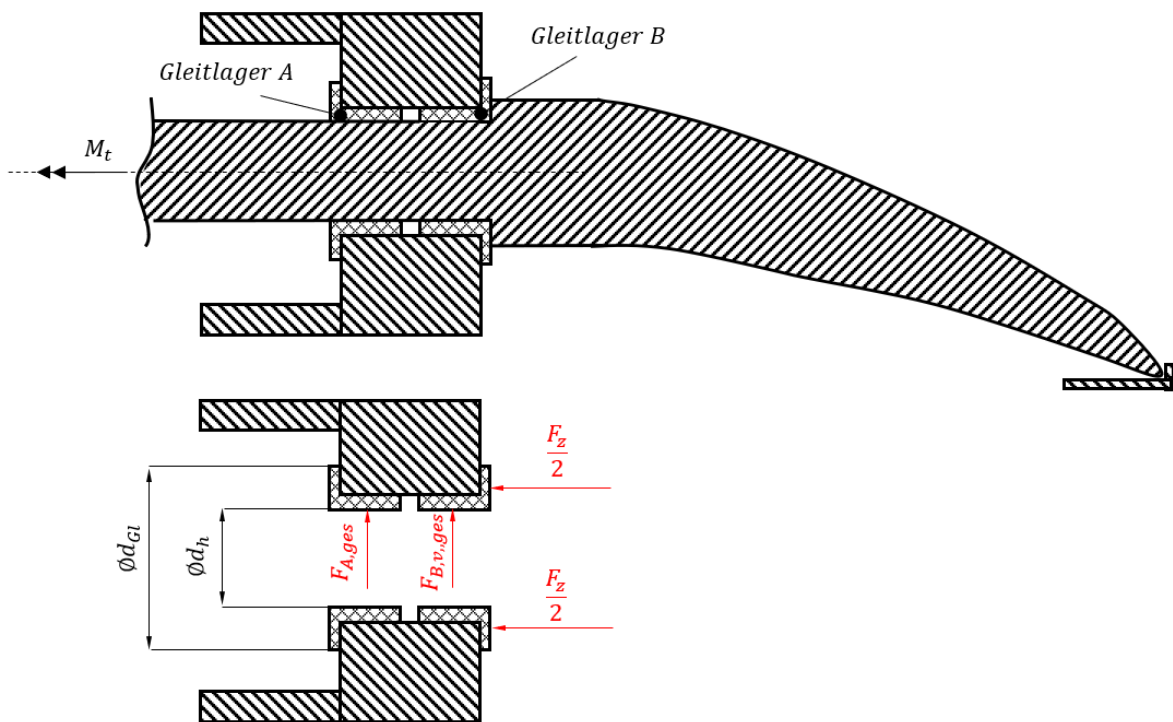


Abbildung 61: Modell zur Berechnung des Reibmoments

$$M_{t,Gl} = \mu_L \left[ (F_{A,ges} + F_{B,v,ges}) \frac{d_h}{2} + F_z \left( \frac{d_h + \frac{(d_{Gl} - d_h)}{2}}{2} \right) \right] \quad (91)$$

$$M_{t,Gl} = 0,15 \left[ (640 \text{ N} + 1020 \text{ N}) \frac{12 \text{ mm}}{2} + 400 \text{ N} \left( \frac{12 \text{ mm} + \frac{(20 \text{ mm} - 12 \text{ mm})}{2}}{2} \right) \right] \quad (92)$$

$$M_{t,Gl} \approx 1,97 \text{ Nm} \quad (93)$$

Das Reibmoment  $M_{t,Gl} = 1,97 \text{ Nm}$  entspricht etwa 31% des Torsionsmoments  $W_t = 6,36 \text{ Nm}$  und veranschaulicht sehr stark, weshalb zunächst die Möglichkeit von Wälzlagern überprüft worden ist. Dieser Wert tritt dann ein, wenn die Vertikalkraft maximal ist, also  $M_{t,Gl}(\delta = 90^\circ)$ . Das Torsionsmoment hat seinen Maximalwert bei einem Winkel von etwa  $62^\circ$ . Diese Ereignisse können somit nie gleichzeitig auftreten, jedoch wird für eine sichere Einschätzung des Abtriebsmoments des Aktuators diese Annahme getroffen.

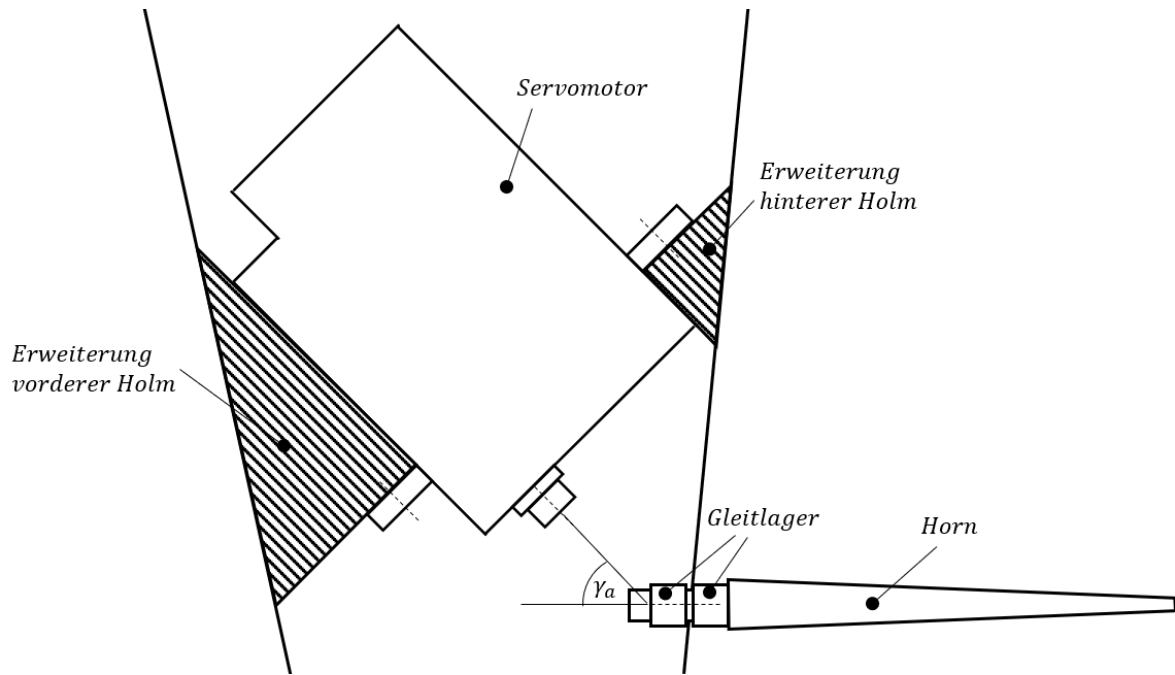
$$M_{Akt} = M_{t,neu2} + M_{t,Gl}(\delta = 90^\circ) \quad (94)$$

$$M_{Akt} = 6,36 \text{ Nm} + 1,97 \text{ Nm} \quad (95)$$

$$M_{Akt} = 8,36 \text{ Nm} \quad (96)$$

#### 2.4.6 Variation der Antriebsposition

Für den gewählten Servomotor ist die entsprechende Befestigung mit dazugehörigem Bohrbild aus Anhang 4 zu entnehmen. Durch die Vorgabe einer minimalen Positionstoleranz ist die Verdrehung des Horns aufgrund von Torsion so klein wie möglich zu halten. Zu diesem Zweck ist das Horn entsprechend kurz auszuführen. Um das zu erreichen, ist eine Schrägstellung des Motors favorisiert. Dazu wird die Rotationsachse des Abtriebs in einem Schrägwinkel  $\gamma_a$  zur Hornlängsachse angeordnet. Damit ist eine zusätzliche Anpassung des vorderen und des hinteren Holms notwendig, siehe Abbildung 62.



**Abbildung 62: Erweiterung des Holms zur Lagerung des Servomotors**

Diese Anordnung erscheint zunächst nicht intuitiv, sie ist jedoch im Hinblick auf die minimale Toleranz sinnvoll. Sie findet nur dann Einsatz, wenn sie die Getriebeauslegung nicht behindert. Die Rotationsachse des Antriebs und des Horns können nicht parallel angeordnet sein, da der Servomotor in diesem Fall mit dem vorderen Holm kollidiert. Ein Durchbruch am vorderen Holm ist nicht möglich, da dieser für die Umsetzung einer Auftriebshilfe, auch droop-nose genannt, vorgesehen ist. Eine Entfernung dieses tragenden Elements an dieser Stelle ist auch konstruktiv nicht zu empfehlen.

Eine Senkrechtstellung, d.h.  $\gamma_a = 90^\circ$  ist möglich, hat jedoch eine Verlängerung des Horns zur Folge. Damit erhöht sich das Gewicht und die Verdrehung des Horns.

### 2.4.7 Kupplung / Getriebe

Der gewählte Servomotor weist bestimmte Arbeitsbereiche auf, in denen er nur vorübergehend betrieben werden darf, siehe Anhang 4. Daher ist es sinnvoll den Antrieb nur bis zum kontinuierlichen Moment  $M_{kont} = 3 \text{ Nm}$  zu verwenden. Daraus ergibt sich für das Getriebe eine notwendige Übersetzung von  $i = \frac{M_{Akt}}{M_{kont}} = 2,77$ . Ein direktes Montieren des Horns an den Servomotor ist damit nicht möglich. Der gewählte Servomotor kann an seinem Abtrieb mit einem Dreharm oder einem Flansch erweitert werden, siehe Anhang 4. Der Dreharm, Item-No. 0825.30, kann aufgrund der geringen Bauhöhe nicht verwendet werden. Der Flansch, Item-No. 0825.11, kann ebenfalls aufgrund der Bauhöhe nicht in der Nähe des hinteren Holms



eingesetzt werden, sondern ausschließlich in der Mitte zwischen hinteren und vorderen Holm bei einem Winkel von  $\gamma_a = 90^\circ$ . Für die Festlegung eines Getriebes bieten sich folgende Möglichkeiten an:

1. Konventionelle Getriebe
2. Zahnradpaarung mit parallelen Achsen
3. Kegelradpaarung
4. Kugelgelenkverbindung
5. Push-pull-cable
6. Umschlingungsgetriebe

### 2.4.7.1 Konventionelle Getriebe

Für die Suche nach einem konventionellen Getriebe, wie z.B. einem Planetengetriebe, sind als Suchparameter eine Bauhöhe von maximal 25 mm und einem Abtriebsmoment von mindestens 9 Nm festgelegt worden. Für diese Parameter konnte kein passendes Getriebe gefunden werden. Damit ist eine Eigenkonstruktion für die Übertragung der Drehenergie des Servomotors auf das Horn zu finden.

### 2.4.7.2 Zahnradpaarung mit parallelen Achsen

Eine Zahnradpaarung mit parallelen Achsen ist schematisch in Abbildung 63 dargestellt. Diese Anordnung des Servomotors ist nicht möglich, siehe Kapitel 2.4.6.

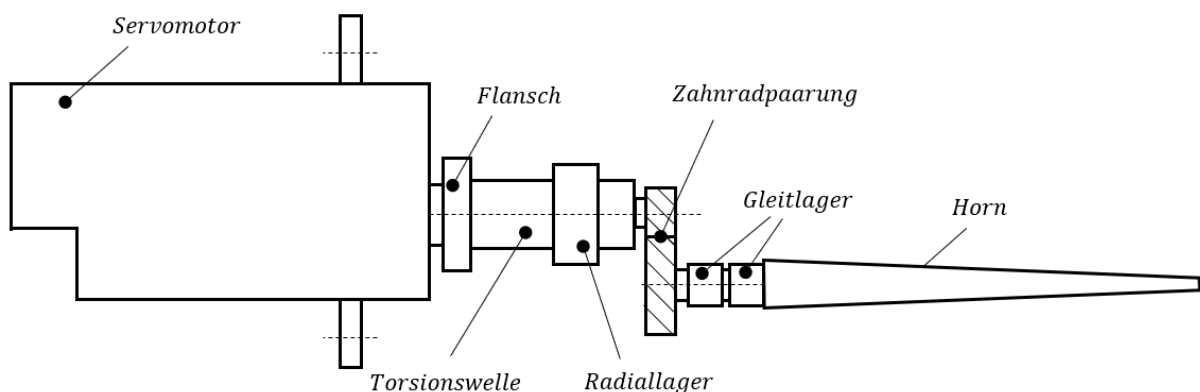
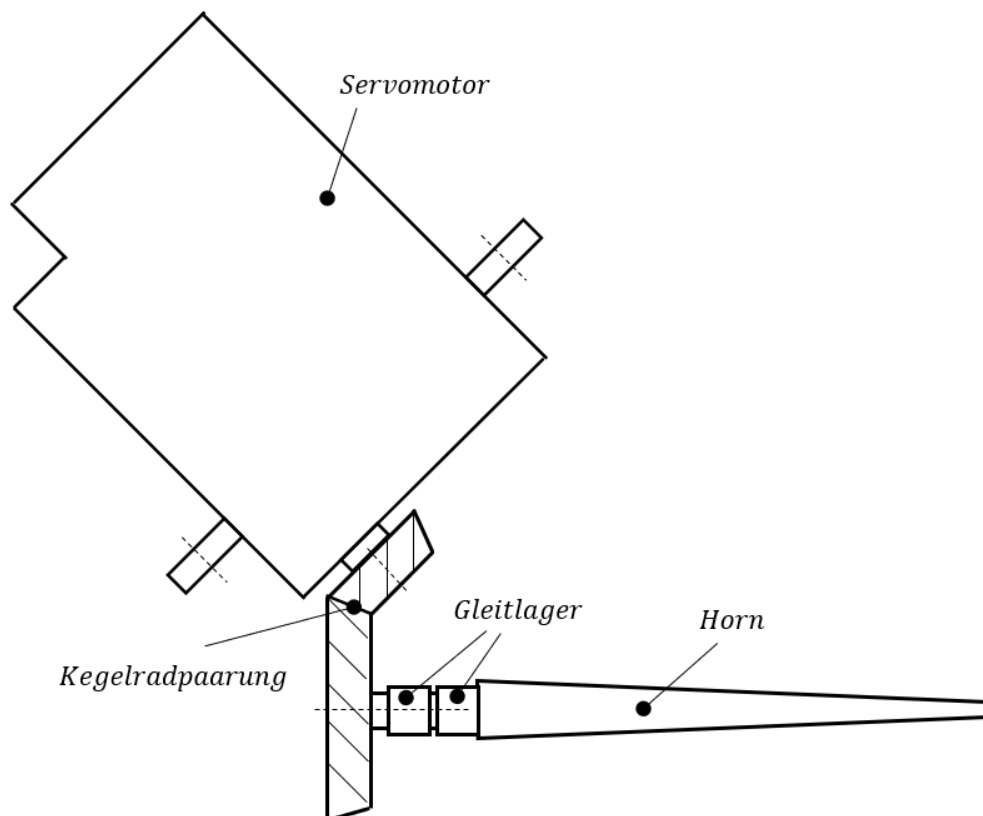


Abbildung 63: Zahnradpaarung mit parallelen Zahnradachsen

Dieser Entwurf wird verworfen, da der Servomotor mit dem vorderen Holm kollidieren würde.

### 2.4.7.3 Kegelradpaarung

Eine Schrägstellung des Servomotors, siehe Abbildung 62, ist in Verbindung mit einer Kegelradpaarung grundsätzlich denkbar. Nachteilig ist, dass der Flansch des Herstellers, Item-No. 0825.11, in der Schrägstellung mit seiner Umgebung kollidiert, da die Bauhöhe zu gering ist. Daher müsste ein Zahnrad gefertigt werden, welches zu der Außenverzahnung des Servomotors passt, siehe Anhang 4. Ein entsprechendes Übersetzungsverhältnis muss ebenfalls erreicht werden. Eine schematische Darstellung der geplanten Konstruktion ist in Abbildung 64 zu erkennen. Ein bedeutender Nachteil, der bereits im Vorfeld auffällt, ist die ungenaue Lagerung der Kegelräder zueinander. Sie benötigen eine exakte Ausrichtung um eine gut funktionierenden Formschluss zu gewährleisten. Dieser Umstand ist nicht erfüllt, jedoch kann bei der Montage eine präzisere Ausrichtung erfolgen, z.B. über das Verwenden von Beilagen. Beim Betrieb können sich die Zahnräder unter Umständen auch selbsttätig korrigieren. Es wird zunächst geprüft, ob die Umsetzung prinzipiell umgesetzt werden kann.



**Abbildung 64: schematische Darstellung der Kegelradpaarung**

Kegelräder werden üblicherweise in einem  $90^\circ$  Winkel zueinander ausgelegt. Der hier gewählte Achswinkel wird mit  $\Sigma = 45^\circ$  festgelegt.

Die Dimensionierung der Zahnräder erfolgt nach Roloff/Matek [24] und ist für beliebige Achswinkel anwendbar, siehe Anhang 6.

Der Eingriffswinkel  $\alpha_n = 20^\circ$  wird üblich verwendet, sowie der Schrägungswinkel  $\beta_m = 0$  aufgrund einer Geradverzahnung [24]. Eine Schrägverzahnung hat eine bessere Laufruhe, da Eingriff und Ablösung der Zähne allmählich erfolgen. Die Notwendigkeit wird hierfür nicht gesehen, daher wird darauf verzichtet. Eine gefräste Ausführung für die Fertigung wird als ausreichend erachtet, da sich nur relativ geringe Umlaufgeschwindigkeiten ergeben und daher keine Fressschäden aufgrund der Fertigungsqualität zu erwarten sind. Für eine erste Iteration wird eine kleinere Übersetzung gewählt.

Der Festigkeitsnachweis, siehe Anhang 6, wird nicht weiterverfolgt, da bereits bei fehlerfreier Verzahnung eine Zahnfußspannung  $\sigma_{f0} = 2670 \frac{N}{mm^2}$  erreicht wird. Dabei ist die Übersetzung von 1,56 kleiner gewählt als sie für den Aktuator  $i = \frac{M_{Akt}}{M_{kont}} = 2,77$  notwendig ist. Die Spannung liegt um ein Vielfaches über den Festigkeitswerten von üblichen Werkstoffen. Damit ist eine Kegelradpaarung nicht möglich.

#### 2.4.7.4 Kugelgelenkverbindung

Dieses Verbindungselement nutzt das Prinzip der ungleichförmigen Übersetzung. Das bedeutet, die Übersetzung ist nicht konstant. Dieses Prinzip ist vor allem in seiner Kinematik herausfordernd. Da das benötigte Drehmoment ebenfalls nicht konstant ist, bietet sich dieses Prinzip an. Der Bauraum ist jedoch unzureichend um dieses Prinzip mit der geforderten Übersetzung von  $i = 2,77$  umsetzen zu können. Dies wird anhand der Skizze in Abbildung 65 deutlich.

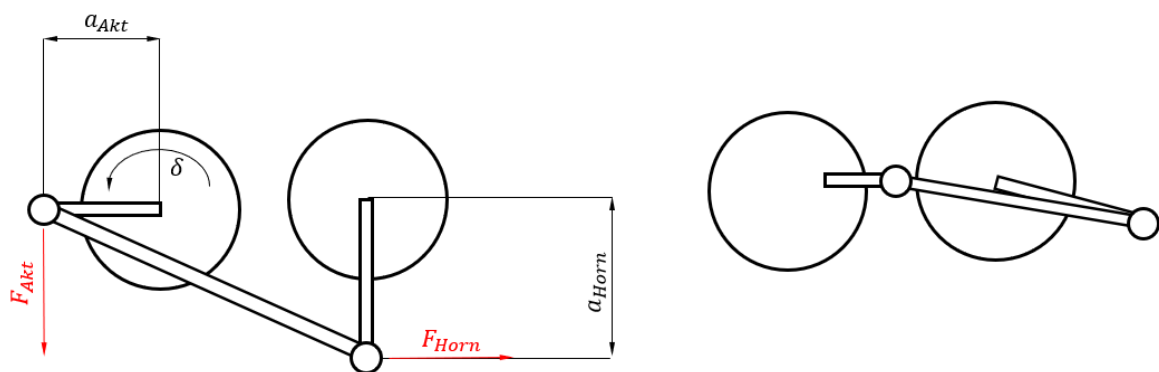


Abbildung 65: Skizze zur ungleichförmigen Übersetzung

$$i = \frac{M_{Horn}}{M_{Akt}} = 2,77 \quad (97)$$

$$i = \frac{F_{Horn} a_{Horn}}{F_{Akt} a_{Akt}} \quad (98)$$

$$F_{Horn} = F_{Akt} \quad (99)$$

$$i = \frac{a_{Horn}}{a_{Akt}} \quad (100)$$

$$a_{Horn} = i \cdot a_{Akt} \quad (101)$$

$$a_{Horn} = 2,77 \cdot a_{Akt} \quad (102)$$

Um eine Übersetzung von  $i = 2,77$  zu erreichen, muss der Hebelarm des Horns mindestens 2,77 länger sein als der Hebel des Antriebs. Damit folgt bei gleicher Energie, dass der Antrieb sich um das identische Verhältnis zusätzlich drehen muss als das Horn.

$$W_{Akt} = W_{Horn} \quad (103)$$

$$M_{Akt} \delta_{Akt} = M_{Horn} \delta_{Horn} \quad (104)$$

$$\delta_{Horn} = 90^\circ \quad (105)$$

$$\delta_{Akt} = \frac{M_{Horn}}{M_{Akt}} \delta_{Horn} = i \cdot \delta_{Horn} \quad (106)$$

$$\delta_{Akt} = 2,77 \cdot 90^\circ \quad (107)$$

$$\delta_{Akt} = 249,3^\circ \quad (108)$$

Der Antrieb kann durch eine Rotation von maximal  $180^\circ$  in eine Richtung drehen. Darüber hinaus weiterzudrehen führt nicht zum gewünschten Ergebnis, da das Horn beim Überschreiten von  $180^\circ$  Drehung in die entgegengesetzte Richtung rotieren würde. Eine Kugelgelenkverbindung wird daher ausgeschlossen.

### 2.4.7.5 Push-pull-cable

Als letzte Möglichkeit wird die Verwendung eines sogenannten „push-pull-cable“ untersucht. Vereinfacht kann man sich darunter ein Seil vorstellen, welches in der Lage ist Druck- und Zugkräfte zu übertragen. Dadurch ist eine ungleichförmige Übersetzung wieder denkbar, da die Übersetzung aus einer Translation anstatt einer Rotation erfolgt. Eine Auswahl verschiedener push-pull-cable bietet der Hersteller Kramar an, siehe Abbildung 66.



**Abbildung 66: Push-pull-cable [28]**

Der Hauptvorteil dieses Bauteils liegt in seiner Flexibilität, die auch komplizierte Verlegungen ermöglicht. Aus diesem Grund wurde eine Anfrage an den Hersteller mit Hilfe einer Skizze getätigt, siehe Abbildung 67. Der Hersteller hat auf Basis der vorhandenen Kräfte eine Auswahl getroffen. Die Flexibilität dieses Kabels hat jedoch Grenzen. Für die geplanten Kräfte kann es aufgrund seiner Form und Baugröße nicht verwendet werden, siehe Anhang 7. Das push-pull-cable bietet für diesen Fall keine Anwendungsmöglichkeit.

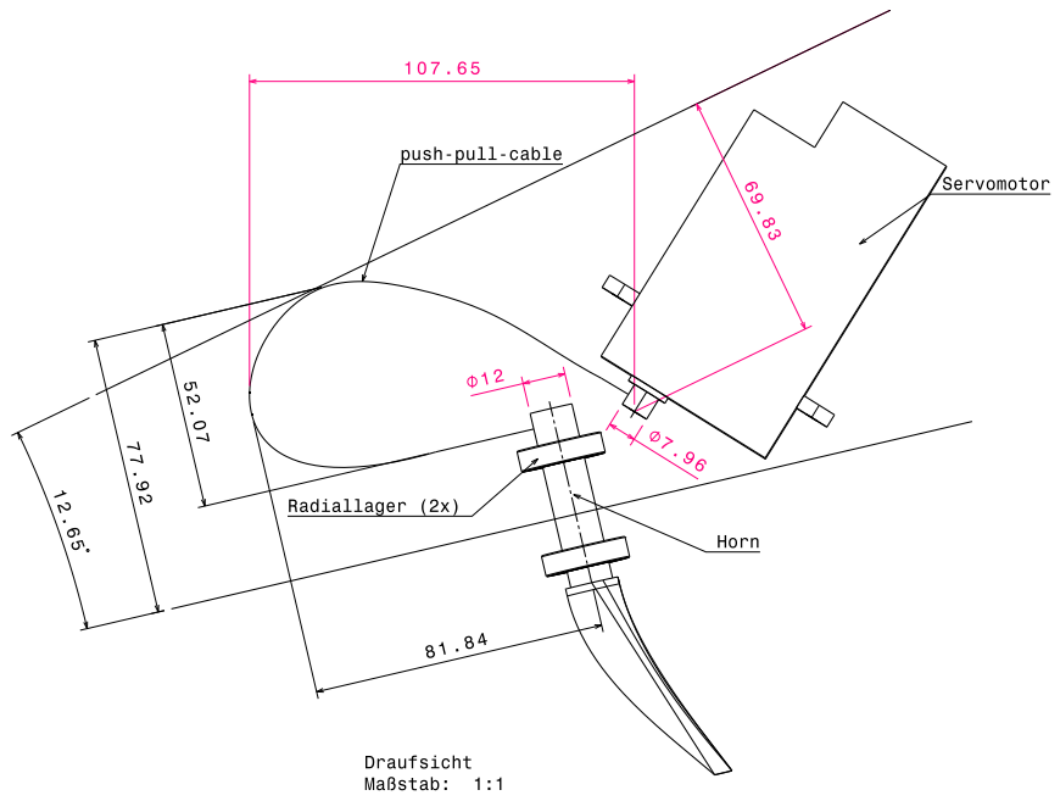


Abbildung 67: Skizze zum Verlegen des Push-pull-cable

### 2.4.7.6 Umschlingungsgetriebe

Bei diesem Getriebe handelt es sich um einen Riemen (Kraftschluss) oder einen Zahnriemen (Formschluss). Sie zeichnen sich durch sehr kleine Bauräume aus und können auch hohe Kräfte übertragen und bieten darüber hinaus auch die Möglichkeit für Übersetzungsverhältnisse an.

In Kombination mit dem gewählten Servomotor können sie jedoch nicht kollisionsfrei vom Motorabtrieb zum Horn geführt werden, siehe Abbildung 68. Weiterhin fordert die Anwendung eines Riemens oder Zahnriemens eine Anordnung, bei der die Achse des Antriebs und die Achse des Horns parallel angeordnet sind. In Abbildung 63 ist erkennbar, dass der Bauraum für den Servomotor für diese Anordnung nicht ausreichend ist. Daher können keine Umschlingungsgetriebe verwendet werden.

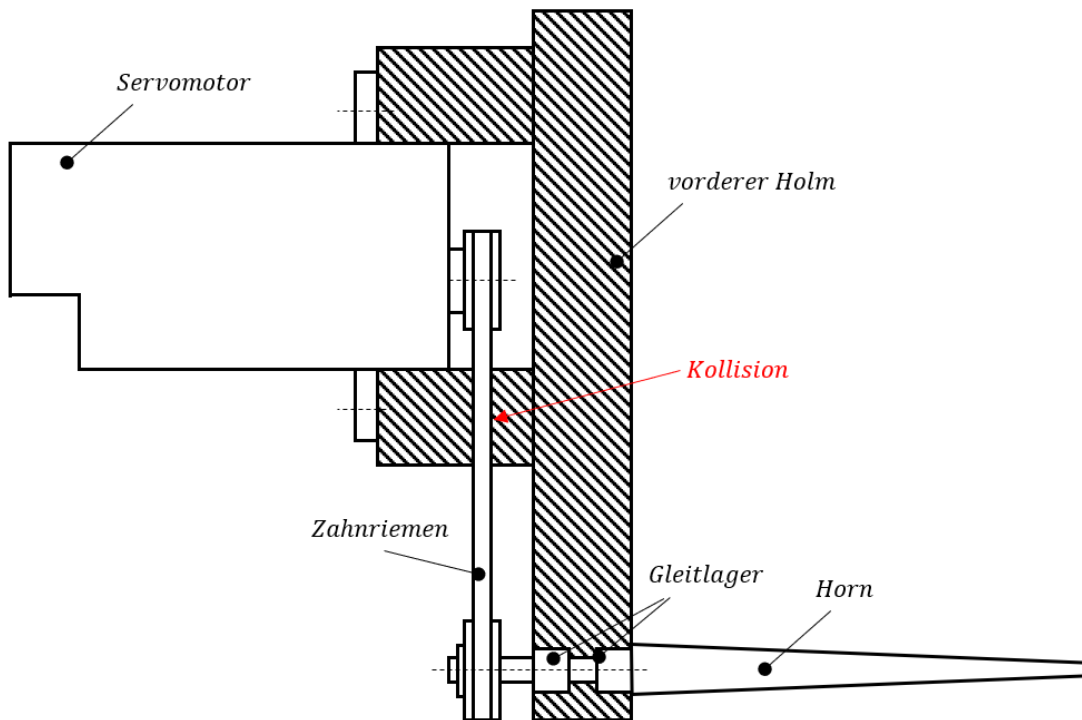


Abbildung 68: Horn mit Umschlingungsgetriebe

### 2.4.8 Fazit Horn

Es konnte für den gewählten Antrieb kein passendes Getriebe gefunden werden. Aus diesem Grund wird das Lösungskonzept Horn für diesen Anwendungsfall als nicht umsetzbar angesehen. Die adaptive Rippe bleibt als letzte Alternative.

## 2.5 Vordimensionierung der adaptiven Rippe

Bei diesem Konzept befinden sich die Linearaktuatoren in dem zu verformenden Bereich des Tragflügels. Das ist der größte Nachteil der adaptiven Rippe, da die Bauhöhe in diesem Bereich zur Tragflügelhinterkante immer kleiner wird. Dadurch wird das Hebelarmverhältnis immer ungünstiger. Es soll anhand eines vereinfachten Modells geprüft werden, ob der Bauraum für diese Anordnung ausreichend ist. Dazu werden für das Modell günstigere Annahmen getroffen. Falls für die ermittelte Kraft aus dem günstigeren Modell kein Aktuator gefunden werden kann, ist eine Umsetzung nicht möglich. Dazu werden folgende Annahmen getroffen:

- Ersatzaktuator aus der Summe der Einzelaktuatoren
- Vernachlässigung der ungünstigen Hebelarmverhältnisse
- Maximaler Hebel zum Drehpunkt

Da Aktuatoren in der Regel bei einer Verkleinerung ihrer Baugröße in einem größeren Maß an Antriebsenergie verlieren, kann der Ersatz durch einen Aktuator als der günstigere Fall angenommen werden. Dazu wird als Ersatz ein Aktuator vorgesehen, welcher die Summe der Einzelaktuatoren darstellt. Zusätzlich wird der Abstand vom Ersatzaktuator zum Drehpunkt  $r_{Akt} = h_{Holm}$  größer ausgeführt, als es in der Realität möglich ist. Damit ergibt sich folgendes Ersatzmodell, siehe Abbildung 69 (unten).

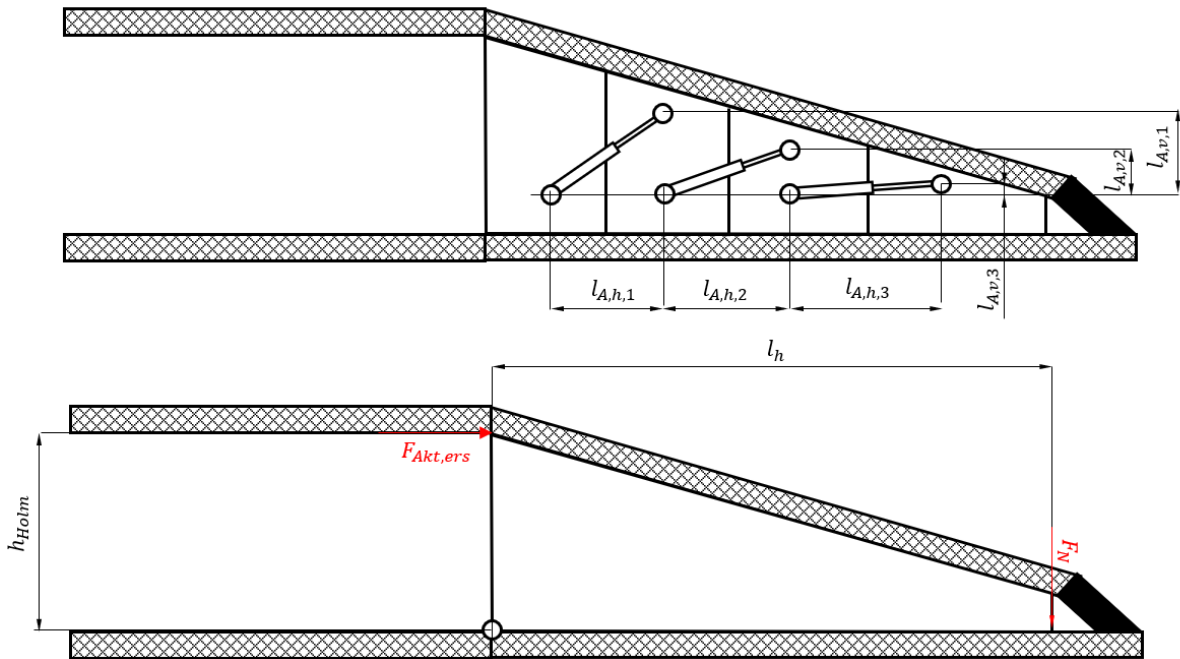


Abbildung 69: Vereinfachtes Ersatzmodell der Adaptiven Rippe

$$l_{A,h,1} < l_{A,h,2} < l_{A,h,3} \quad (109)$$

$$l_{A,v,1} > l_{A,v,2} > l_{A,v,3} \quad (110)$$

$$\frac{l_{A,h,3}}{l_{A,v,3}} > \frac{l_{A,h,2}}{l_{A,v,2}} > \frac{l_{A,h,1}}{l_{A,v,1}} \quad (111)$$

$$F_{Akt,ers} h_{Holm} = F_N l_h \quad (112)$$

$$F_{Akt,ers} = F_N \frac{l_h}{h_{Holm}} \quad (113)$$

$$F_N = F_v = 378 \text{ N} \quad (114)$$



---

$$F_{Akt,ers} = 378 N \frac{85 mm}{27 mm} \quad (115)$$

$$F_{Akt,ers} = 1190 N \quad (116)$$

Die Kraft des Aktuators für den günstigsten Fall, der in der Realität nicht eintreten kann, beträgt 1190 N. Eine Marktrecherche hat ergeben, dass die meisten elektrischen Linearaktuatoren bei 24V Spannung zwar in der Lage sind die Mindestkraft  $F_{Akt,ers}$  aufzubringen, jedoch aufgrund der geringen Bauhöhe nicht für die geplante Konstruktion vorgesehen werden können. Daher wird die Umsetzung der Adaptiven Rippe nicht weiterverfolgt.

### 3 Schlussfolgerungen

In dieser Arbeit sind verschiedene Möglichkeiten für die Entwicklung einer formvariablen Tragflügelhinterkante untersucht worden. Dabei ist eine objektive Auswahl aus den Lösungsmöglichkeiten, die nach VDI2221 erstellt worden sind, und den recherchierten Varianten nach dem aktuellen Stand der Technik getroffen worden. Das Hornprinzip hat sich dabei als bester Kompromiss herausgestellt. Als zweite Variante ist die Adaptive Rippe gewählt worden. Für beide Varianten konnte keine konstruktiv umsetzbare Lösung gefunden werden. Weitere Erkenntnisse werden nachfolgend aufgeführt.

Das Horn verwendet Torsion und ermöglicht durch das Umgehen der ungünstigen Hebelverhältnisse ein energetisch günstiges Prinzip. Dadurch können kleinere Aktuatoren verwendet werden, die durch ihr geringeres Gewicht ein Einsparpotenzial für den Treibstoffverbrauch ermöglichen. Einige Maßnahmen zur Reduktion des Antriebsmoments sind erfolgreich gewesen, jedoch sind sie unzureichend. Das ist auf die sehr hohe Steifigkeit der Hautstruktur in Kombination mit dem sehr geringen Bauraum zurückzuführen, da auch unter Vernachlässigung der Reibung das Antriebsmoment des drehmomentstärksten Servomotors unzureichend ist. Ein konventionelles Getriebe, welches die Anforderungen erfüllt, konnte nicht gefunden werden. Das selbstständige Konstruieren eines Getriebes war ebenfalls erfolglos, verschiedene Varianten dazu führten nicht zum Ziel.

Eine genauere Untersuchung lässt jedoch Rückschlüsse auf interessante Nebenaspekte zu. Dabei haben nähere Betrachtungen des Kontaktes zwischen Horn und Hautstruktur ergeben, dass eine Optimierung der Hornspitze ein Energiesparpotenzial ermöglicht. Weiterhin kann durch eine günstige Formgebung die Reaktionsgeschwindigkeit der Steuerung verbessert werden, indem das Verhältnis von Verschiebung zu Torsionswinkel berücksichtigt wird, siehe Abbildung 57. Das bedeutet, wenn bei gleichbleibendem Torsionswinkel eine größere Verschiebung erreicht werden kann, ist bei konstanter Winkelgeschwindigkeit eine kürzere Reaktionszeit zu erwarten.

Nachteilig gegenüber der adaptiven Rippe ist die zu erwartende Welligkeit der Tragflügelhinterkante, da die Hautstruktur nur an den lokalen Stellen eine Verformung erfährt, an denen sich das Horn im Kontakt mit der Haut befindet. In den Bereichen zwischen den Hörnern wird die Hautstruktur nicht abgestützt, sodass sie sich in diesen Gebieten frei verformen kann.

Die Adaptive Rippe nutzt mehrere miteinander gelenkig verbundene Elemente, die über Linearaktuatoren bewegt werden. Dadurch entstehen sehr ungünstige Hebelarmverhältnisse, die sich zur Tragflügelhinterkante weiter verschlechtern, siehe Abbildung 69. Dies führt zu einem

energetisch ungünstigen Prinzip, welches sich bei einer geringen Bauhöhe nicht anbietet. Eine überschlägige Überprüfung mit einem vereinfachten Ersatzmodell hat dieses Prinzip bereits ausgeschlossen.

Ein wesentlicher Vorteil gegenüber dem Horn ist die Kopplungsmöglichkeit der Adaptiven Rippen. Durch eine Querverbindung von Rippe zu Rippe kann sich die Hautstruktur in diesen Bereich weniger zurückverformen. Damit ist die Tragflügelhinterkante weniger wellig.

## 4 Zusammenfassung und Ausblick

Im Zuge dieser Arbeit konnte das Hornkonzept beim Vergleich mit anderen Lösungsvarianten, die auf dem aktuellen Stand der Technik sind, einiges an Potenzial aufzeigen. Die hohe Steifigkeit aufgrund der geschlossenen Hautstruktur des Tragflügels und der sehr geringe Bau- raum stellen die Hauptgründe für das Ausbleiben einer konstruktiven Lösung dar.

Im Verlauf des Projekts sind Zugproben für die geplante Verklebung der Tragflügelhinterkante von der *Abteilung Adaptive Flügel* vorgenommen worden. Erste Ergebnisse weisen darauf hin, dass die angepasste Steifigkeit für die Berechnungsgrundlage immer noch deutlich zu hoch ist. Eine erneute Auslegung des Antriebsmoments kann mit diesen neuen Werten herangezogen werden. Im Optimalfall kann auf ein Getriebe verzichtet werden. In dem Fall ist der gewählte Servomotor zu überdenken, da sich eine direkte Verbindung mit dem gelagerten Horn als schwierig erweisen kann.

Bei einer Verringerung der Steifigkeit wird empfohlen den Antrieb in Richtung Flügelwurzel zu verschieben und die Deformationsbreite zu erhöhen. An dieser neuen Position ist mehr Bauhöhe verfügbar und ein größerer Aktuator kann verwendet werden. Eine größere Deformationsbreite, und damit weniger Aktuatoren, spart Gewicht und wahrscheinlich auch finanzielle Mittel ein. Zusätzlich kann durch eine erhöhte Deformationsbreite das Horn ebenfalls mehr in Richtung Flügelwurzel positioniert werden. Wenn die Höhe des Holms ausreicht, können dort durch die zusätzliche Bauhöhe Wälzlager anstatt Gleitlager verwendet werden. Mit der dadurch reduzierten Reibung ist ein geringeres Antriebsmoment erforderlich.

Es ist zu beachten, dass für die spannweitig differenzierte Steuerung der Tragflügelhinterkante mehrere Hörner notwendig sind, von den jedes einzeln konstruiert werden muss. Der zusätzliche Aufwand für das Design und die Berechnung müssen im Vorfeld eingeplant werden.

Ein Aufweichen der fixen Randbedingungen lässt einen skizzierten Alternativentwurf zu, welcher auch mit den momentanen Steifigkeiten funktionieren kann, siehe Anhang 8. Dazu ist es notwendig, den Aktuator außerhalb der Deformationsbreite zu positionieren und mit Hilfe des push-pull-cable die Übertragung der Antriebsenergie auf das Horn zu gewährleisten. Aufgrund der zusätzlichen Bauhöhe kann ein größerer Servomotor verwendet werden, welcher in Kombination mit der unregelmäßigen Übersetzung des push-pull-cable ein ausreichendes Antriebsmoment bereitstellen sollte. Dies muss überprüft werden, da die Parameter für diese Arbeit nicht variiert werden durften.

Es ist auch denkbar den Antrieb im Rumpf des Flugzeugs vorzusehen und mit jedem Horn über ein push-pull-cable zu verbinden. Dadurch kann viel Gewicht eingespart werden, eine differenzierte Steuerung ist dann jedoch nicht mehr möglich.

Eine weitere Alternative besteht darin, den zu verformenden Bereich zu erweitern. Durch das Entfernen des hinteren Holms ist kein geschlossenes Kastenprofil mehr vorhanden. Der zu verformende Bereich kann auf die Zone zwischen dem vorderen Holm und der Tragflügelhinterkante erweitert werden. Dadurch sinkt die zu überwindende Steifigkeit sehr stark. Eine deutliche Reduktion des Aktuatormoments ist zu erwarten, was kleinere Antriebe und/oder die Notwendigkeit eines Getriebes vermeidet. Als Folge daraus ist mit einem geringeren Gewicht und der Einsparung von Kosten zu rechnen.

Durch die reduzierten Steifigkeiten wird das Prinzip der adaptiven Rippe wieder denkbar. Nach wie vor stellt der geringe Bauraum in Kombination mit ungünstigen Hebelverhältnisse ein wesentliches Problem dar. Dieses Problem kann mit dem erweiterten Bauraum, durch den entfernten hinteren Holm, lösbar sein.

Je nach zulässiger Welligkeit der Tragflügelhinterkante müssen Maßnahmen vorgenommen werden. Dies kann über die Anzahl der Aktuatoren oder eine Versteifung der Hautstruktur an der Kontaktfläche mit dem Horn erfolgen.

Da das Horn und die Hautstruktur in Wechselwirkung miteinander stehen, ist für eine exakte, optimierte Horngeometrie ein parametrisiertes FE-Modell notwendig. Das Ziel ist die Iteration einer Horngeometrie, welche die Haut nur im gewünschten Kontaktpunkt berührt um zusätzliche Reibungsquellen bestmöglich zu vermeiden.

Die Steigerung des Auftriebs während des Startvorgangs kann durch eine Überhöhung an der oberen Hautstruktur vor der Tragflügelhinterkante erreicht werden. Dazu kann das Horn mit einer Ausbeulung versehen werden, welche bei einer Rotation von  $90^\circ$  die gewünschte Überhöhung erzeugt. Dies bildet eine zusätzliche Reibungsquelle ab. Für die Umsetzung dieser Maßnahme wird ebenfalls eine Untersuchung mit Hilfe eines parametrisierten FE-Modells empfohlen. Die genaue Form und Position der gewünschten Überhöhung ist numerisch zu ermitteln.

---

## 5 Literaturverzeichnis

- [1] C. Müller, K. Kieckhäfer und T. S. Spengler, „The influence of emission thresholds and retrofit options on airline fleet planning: An optimization approach,“ *Energy Policy*, Bd. 112, pp. 242-257, 2018.
- [2] L. Trainelli, F. Salucci, N. Rossi, C. E. D. Riboldi und A. Rolando, „Sizing and performance of hydrogen-driven airplanes,“ XXV AIDAA Congress, Rom, 2019.
- [3] J. W. Pratt, L. E. Klebanoff, K. Munoz-Ramos, A. A. Akhil, D. B. Curgus und B. L. Schenkman, „Proton exchange membrane fuel cells for electrical power generation on-board commercial airplanes,“ *Applied energy*, Bd. 101., pp. 776-796, 2013.
- [4] D. Li, S. Zhao, A. Da Ronch, J. Xiang, J. Drofelnik, Y. Li, ... und R. De Breuker, „A review of modelling and analysis of morphing wings,“ *Progress in Aerospace Sciences*, Bd. 100, pp. 46-62, 2018.
- [5] D. Müller, Das Hornkonzept - Realisierung eines formvariablen Tragflügelprofils zur aerodynamischen Leistungsoptimierung zukünftiger Verkehrsflugzeuge, Stuttgart: Dissertation, 2000.
- [6] G. Andreutti, R. Pecora und M. L. Cascio, „Preliminary Design Process for an Adaptive Winglet,“ *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, Bd. 7., Nr. 1, pp. 83-92, 2018.
- [7] J. Tikalsky, „Aerodynamischer Profilkörper und Flugobjekt“. Deutschland Patent 2476-0803 DE-1, 2023.
- [8] J. Tikalsky, „Ein neues Konzept für formvariable Tragflügelhinterkante,“ in *DLRK 2023*, Braunschweig, im Druck, voraussichtlich 19.09.2023.

- 
- [9] J. Wang, Y. Zhao, F. Xi und Y. Tian, „Design and analysis of a configuration-based lengthwise morphing structure,“ *Mechanism and Machine Theory*, Bd. 147., 2020.
- [10] K. A. Pascioni und L. N. Cattafesta, „Aeroacoustic measurements of leading-edge slat noise,“ in *22nd AIAA/CEAS aeroacoustics conference*, Lyon, 2016.
- [11] S. Vasista, J. Riemenschneider, B. Van de Kamp, H. P. Monner, R. C. Cheung, C. Wales und J. E. Cooper, „Evaluation of a compliant droop-nose morphing wing tip via experimental tests,“ *Journal of Aircraft*, Bd. 54, Nr. 2, pp. 519-534, 2017.
- [12] H. P. Monner, M. Kintscher, T. Lorkowski und S. Storm, „Design of a smart droop nose as leading edge high lift system for transportation aircrafts,“ in *50th AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference 17th AIAA/ASME/AHS Adaptive Structures Conference 11th AIAA*, Palm Springs, 2009.
- [13] L. F. Campanile und D. Sachau, „The belt-rib concept: a structronic approach to variable camber,“ *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Bd. 11, Nr. 3, pp. 215-224, 2000.
- [14] VDI 2221, Blatt 1, Blatt 2: Entwicklung technischer Produkte und Systeme: vorläufige Fassung, 2016.
- [15] Festo Vertrieb GmbH & Co. KG, [Online]. Available: <https://www.festo.com/de/de/a/3733012/?q=muskel~:festoSortOrderScored>. [Zugriff am 28. März 2023].
- [16] H. Haberhauer und M. Kaczmarek, Taschenbuch der Antriebstechnik, München: Carl Hanser Verlag, 2014.
- [17] Grob GmbH Antriebstechnik, Grundlagen linearer Antriebstechnik: Hubgetriebe, Stellantriebe und Elektrohübzylinder, Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag, 2014.

- 
- [18] E. Kiel, Antriebstechnik: Mechantronik für Produktion und Logistik, Aerzen: Springer Verlag, 2007.
- [19] D. Bartel und L. Bobach, *Vorlesungsskript - Mechanische Konstruktionselemente*, Magdeburg: Otto-von-Guericke Universität, 2021.
- [20] J. Feldhusen und K.-H. Grote, Pahl/Beitz Konstruktionslehre: Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung, 8. Hrsg., Berlin: Springer Vieweg, 2013.
- [21] K.-H. Grote, B. Bender und D. Göhlich, *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*, Berlin: Springer Verlag, 2019.
- [22] KST-Servos, [Online]. Available: <https://www.kst-servos.com/produkte/kst-hs-serie/>. [Zugriff am 4 April 2023].
- [23] „Wieland SMH,“ [Online]. Available: [https://www.wieland.com/de/content/download/17162/file/de-aw-2024\\_de.pdf](https://www.wieland.com/de/content/download/17162/file/de-aw-2024_de.pdf). [Zugriff am 8 Mai 2023].
- [24] H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch und J. Voßiek, *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*, 20. Hrsg., Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011.
- [25] „Stauberstahl,“ [Online]. Available: <https://www.stauberstahl.com/werkstoffe/aluminium-7075-gewalzt-datenblatt/#:~:text=3.4365%20%2D%20Aluminium%207075%20Werkstoff%20gewalzt%20%2D%20Datenblatt>. [Zugriff am 8 Mai 2023].
- [26] „Robemetall,“ [Online]. Available: [https://www.robemetall.de/fileadmin/user\\_upload/Datenblatt\\_1.7734\\_\\_15CDV6\\_.pdf](https://www.robemetall.de/fileadmin/user_upload/Datenblatt_1.7734__15CDV6_.pdf). [Zugriff am 8 Mai 2023].



- [27] „SKF,“ [Online]. Available: <https://www.skf.com/de/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/bushings/productid-PCMF%20121407%20E>. [Zugriff am 12 Mai 2023].
- [28] „Kramar,“ [Online]. Available: <https://kramar-controls.com/products-overview/push-pull-cables/>. [Zugriff am 18 Juni 2023].
- [29] D. Schröder, Elektrische Antriebe - Grundlagen: Mit durchgerechneten Übungs- und Prüfungsaufgaben, 4. Hrsg., Berlin: Springer Verlag, 2007.

---

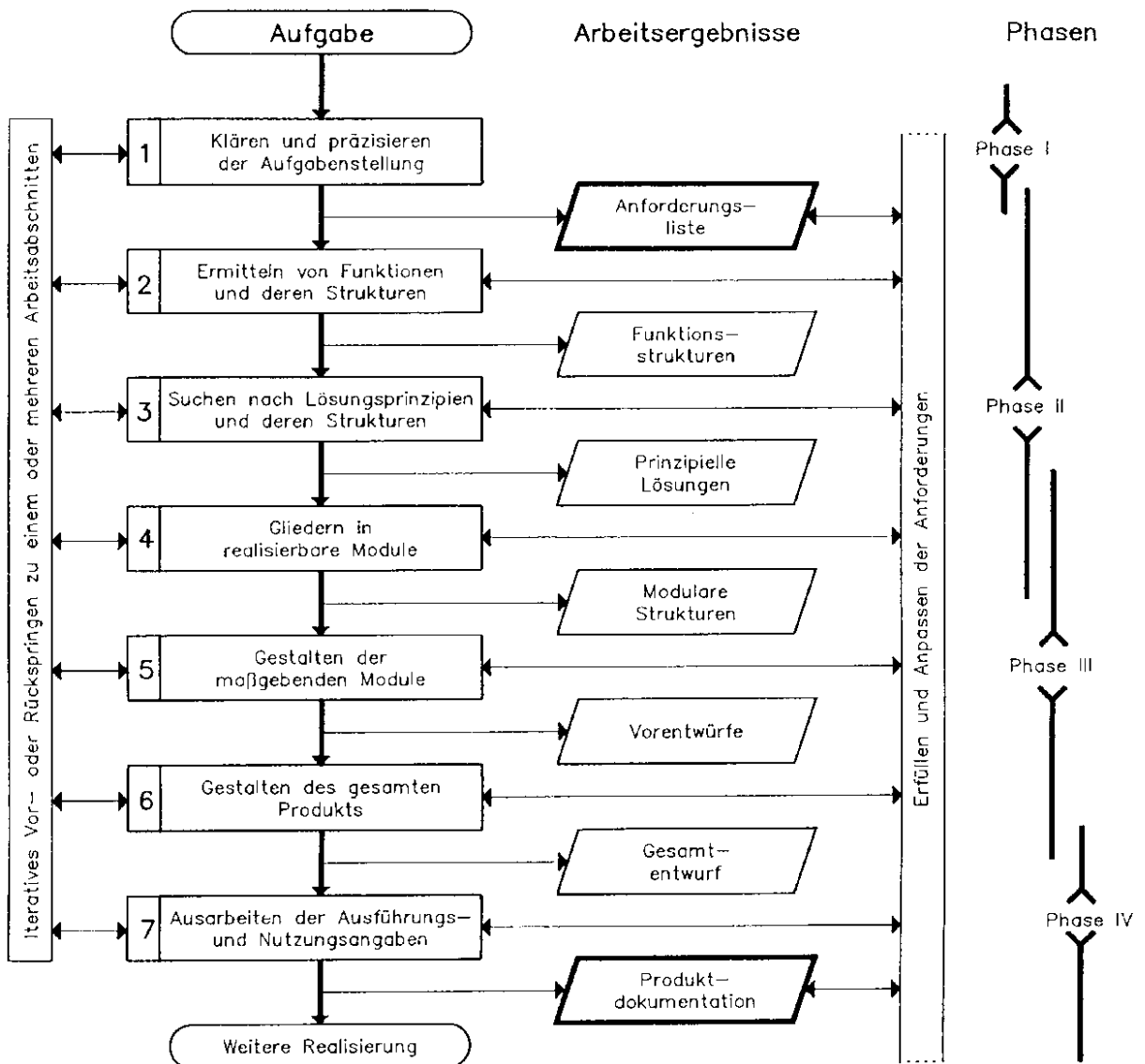
## Anhänge

<b>Anhang 1</b>	<b>Lastenheft .....</b>	<b>B</b>
<b>Anhang 2</b>	<b>VDI 2221 .....</b>	<b>C</b>
<b>Anhang 3</b>	<b>Morphologischer Kasten.....</b>	<b>D</b>
<b>Anhang 4</b>	<b>Motordatenblatt HS25-30-M-5545.....</b>	<b>E</b>
<b>Anhang 5</b>	<b>Datenblatt Gleitlager PCMF 121407 E.....</b>	<b>I</b>
<b>Anhang 6</b>	<b>Kegelradauslegung .....</b>	<b>L</b>
<b>Anhang 7</b>	<b>Push-pull-cable.....</b>	<b>T</b>
<b>Anhang 8</b>	<b>Alternativentwurf .....</b>	<b>V</b>
<b>Anhang 9</b>	<b>Datenträger Anhang .....</b>	<b>W</b>

**Anhang 1 Lastenheft**

Nr.	Datum	Vorgabe	Inhalt
1	23.02.23	W	Stützen der Außenhaut mittels Aktuator-Konstruktion
2	23.02.23	P	Mechanisches Wirkprinzip – keine Piezokeramiken, Formgedächtnislegierung oder vergleichbares
3	23.02.23	P	einfache und zuverlässige Lösung
4	23.02.23	P	Bauraum fix nach Scan der Flügeloberfläche
5	23.02.23	H	maximaler Deformationswinkel (Take-off) 15°
6	23.02.23	W	ausschließlich vertikale Verschiebung nahe der Flügel-Hinterkante
7	27.02.23	W	Masse der Aktuatorik pro Flügel <25% der gesamten Masse des Flügels (Gewicht des Flügels: 2840g)
8	27.02.23	W	Überhöhung der oberen Flügelhautstruktur
9	27.02.23	P	8V DC Speisespannung
10	01.03.23	P	potenzielle Verformungsenergie 26,29 [N/mm] / [mm]
11	01.03.23	P	Stellzeit <1s für maximale Verformung
12	01.03.23	P	Deformationsbreite 100mm
13	01.03.23	P	Hautdicke 1,5mm
14	08.03.23	H	Vertikale Verformung <10mm (3° bis 4° Winkelstellung) während des Fluges mit Betriebsgeschwindigkeit
15	13.03.23	P	Kalibrierbarkeit der Antriebe (falls erforderlich), sodass exakte Bewegung aus Rotationsantrieb erfolgen kann
16	13.03.23	P	Weggesteuertes Wirkprinzip
17	13.03.23	P	Ein Antrieb pro Baugruppe
18	13.03.23	W	Zugspannungen integrieren, ermöglichen mehr Bauraum bei maximaler Deformation
		H	Hinweis
		W	Wunsch
		P	Pflicht

**Anhang 2 VDI 2221**



**Anhang 3 Morphologischer Kasten**

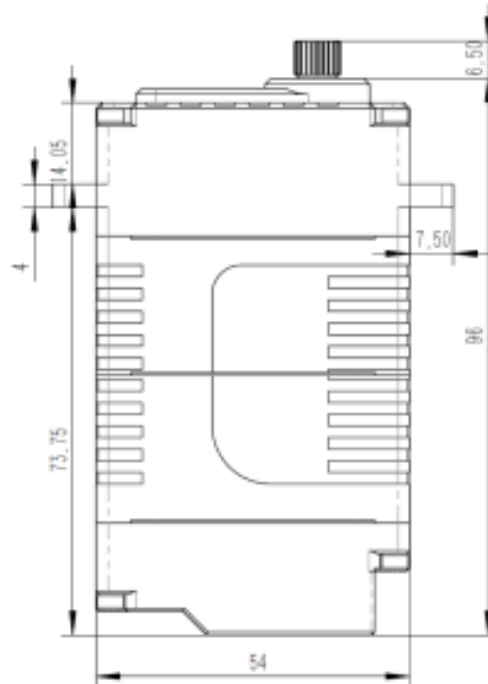
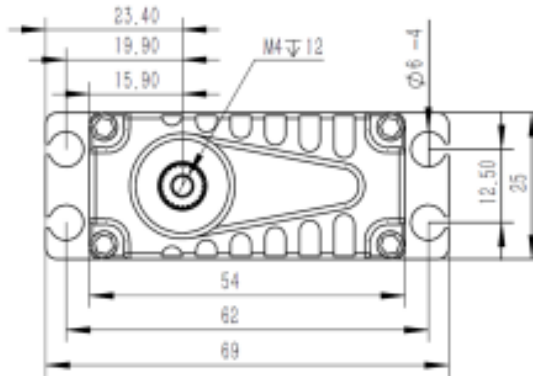
Energie	Mechanisch	Pneumatisch	Hydraulisch	Elektrisch	-	-	-	-
Antrieb	Pneumatischer Muskel	Hubzylinder	Linearmotor	Servomotor	Schrittmotor	-	-	-
Wirkprinzip	Druckkraft	Zugkraft	Biegung	Torsion	Scherung	-	-	-
Hilfselement	Balken	Stab/Fachwerk	Gelenk	Feder	Schraube	Seil	Führung	Versteifung

**Anhang 4    Motordatenblatt HS25-30-M-5545**



www.kstsz.com

**1. Installation Dimensions**



Case Dimensions	54mm*25mm*96mm
Weight	180g

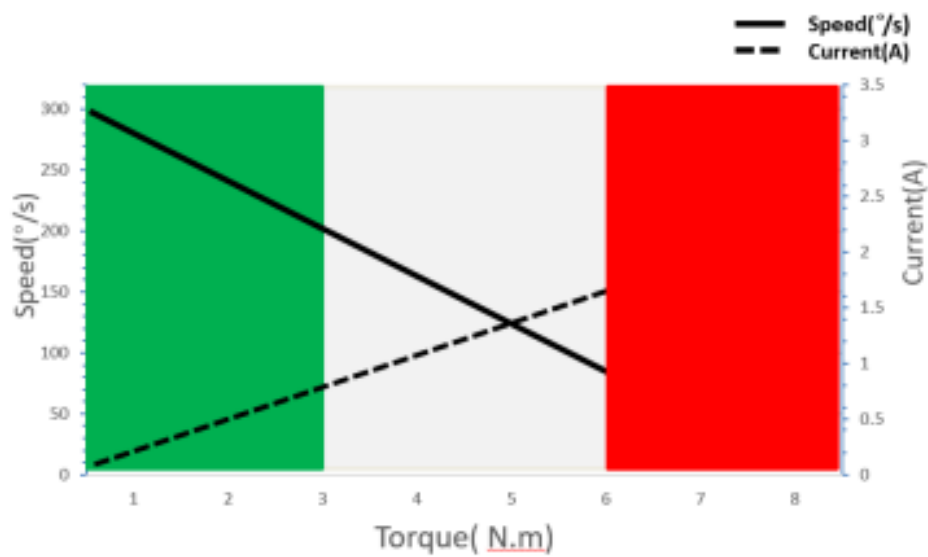


www.kstbz.com

## 2. Operating Data

Rated Voltage	DC30V
Voltage Range	DC24V-30V
Stall Torque	6.0N.m@30V
Rated Torque	3.0N.m@30V
Stall Current	1.80A
Rated Current	0.90A
No-load Speed	300°/s @25°C
Rated Speed	200°/s @25°C
Default Travel Angle	±50° = 100° total travel
Max. Standard Travel Angle	±100° = 200° total travel
Extended Travel Angle (optional)	±165° = 330° total travel
Operating Temperature Range	-30°C.....+65°C
Backlash (mechanical)	≅ 0.5°

## 3. Performance



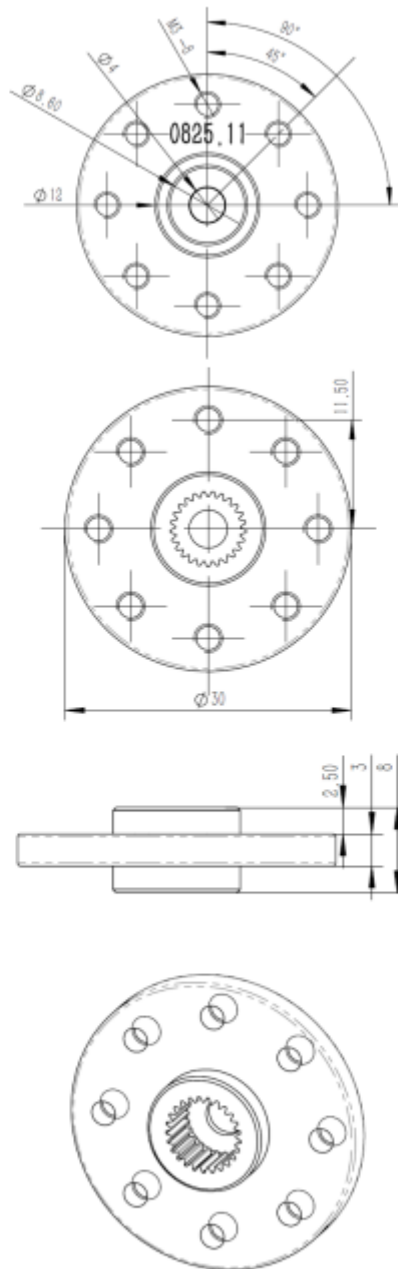
Operation Model:

■ Continuous   
 ■ Short Time<10s Repeat   
 ■ <1s,60s Cool

**KST**<sup>®</sup>

www.kstsz.com

**Item# 0825.11**



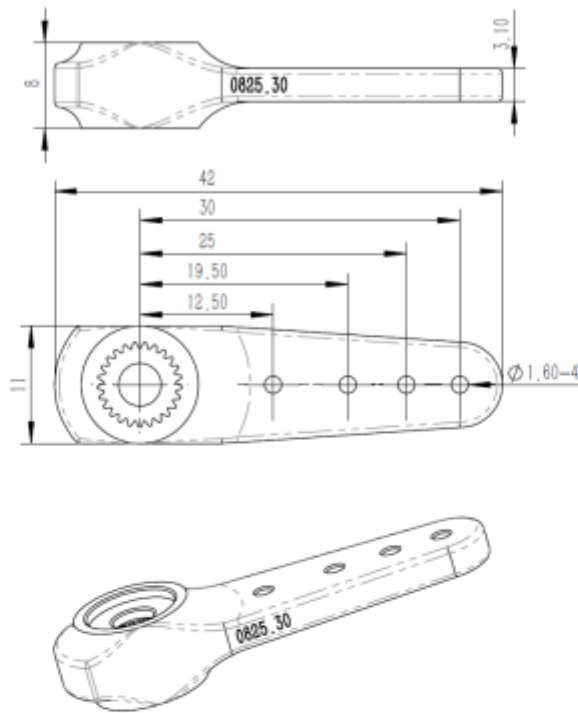
**Item# 0825.30**

Content is subject to change without notice 2020-01

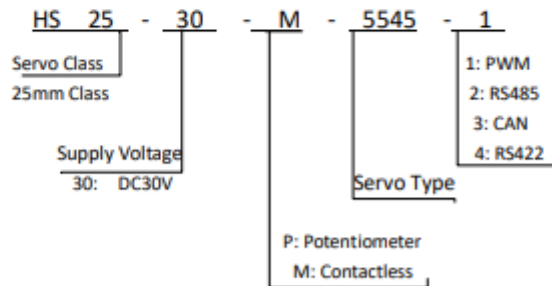




www.kstsz.com



## 09. Item Number System



## Anhang 5      Datenblatt Gleitlager PCMF 121407 E



### PCMF 121407 E



#### Bundbuchse aus PTFE-Verbundwerkstoff

SKF Bundbuchsen aus PTFE-Verbundwerkstoff sind für Schwenk-, Dreh- und Linearbewegungen ausgelegt. Sie nehmen Radiallasten sowie einseitig wirkende Axialbelastungen auf. Trotz der dünnwandigen Ausführung können sie hohe Belastungen aufnehmen. Sie haben eine gute Wärmeableitung und erlauben daher relativ hohe Gleitgeschwindigkeiten.

- Wartungsfrei
- Kostengünstig durch lange Gebrauchsdauer
- Hohe Betriebstemperaturen
- Hohe Tragfähigkeit
- Hohe Gleitgeschwindigkeit und geringe Betriebslagerluft

#### Overview

#### Abmessungen

Bohrungsdurchmesser	12 mm
Außendurchmesser	14 mm
Breite	7 mm
Borddurchmesser	20 mm
Borrdicke	1 mm

#### Leistung

Dynamische Tragzahl, radiale Richtung	4.8 kN
Statische Tragzahl, radiale Richtung	15 kN
Dynamische Tragzahl, axiale Richtung	9.15 kN
Statische Tragzahl, axiale Richtung	28.5 kN

#### Eigenschaften

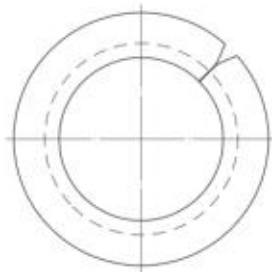
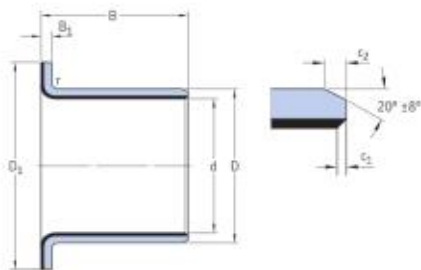
Bauform	Geflanscht
Werkstoff	PTFE-Verbundwerkstoff
Nachschmierfunktion	Ohne



## Technische Daten

Werkstoff	PTFE-Verbundwerkstoff
Betriebstemperatur	min. -200 °C
Betriebstemperatur	max. 250 °C

## Abmessungen



d	12 mm	Bohrungsdurchmesser
D	14 mm	Außendurchmesser
B	7 mm	Breite
D <sub>1</sub>	20 mm	Außendurchmesser Flansch
B <sub>1</sub>	1 mm	Breite Flansch
c <sub>1</sub>	min. 0.1 mm	Länge Kantenabstand - axiale Richtung
c <sub>1</sub>	max. 0.6 mm	Länge Kantenabstand - axiale Richtung
c <sub>2</sub>	min. 0.2 mm	Länge Kantenabstand am Außendurchmesser - axiale Richtung
c <sub>2</sub>	max. 1 mm	Länge Kantenabstand am Außendurchmesser - axiale Richtung
r	max. 1 mm	Radius Flansch/Buchse Außendurchmesser



## Berechnungsdaten

Dynamische Tragzahl, radiale Richtung	C	4.8 kN
Statische Tragzahl, radiale Richtung	$C_0$	15 kN
Dynamische Tragzahl, axiale Richtung	$C_a$	9.15 kN
Statische Tragzahl, axiale Richtung	$C_{0a}$	28.5 kN
Spezifischer dynamischer Belastungsbeiwert	K	80 N/mm
Spezifischer statischer Belastungsbeiwert	$K_0$	250 N/mm
Faktor, abhängig von Werkstoff und Lagertyp	$K_M$	480
Zulässige Gleitgeschwindigkeit	v	max. 2 m/s
Reibungszahl	$\mu$	min. 0.03
Reibungszahl	$\mu$	max. 0.25

## Gewicht

Gewicht Buchse	0.0036 kg
----------------	-----------

## Anhang 6 Kegelradauslegung

### Werte:

$$d_{K1} = 18 \text{ mm}$$

$$d_{K2} = 28 \text{ mm}$$

$$\Sigma = 45^\circ$$

$$\alpha_n = 20^\circ$$

$$\beta_m = 0^\circ$$

Für einen Achswinkel  $< 90^\circ$  gilt:

### Radabmessungen:

Zunächst werden die geometrischen Abmessungen ermittelt.

$$\delta_A = \arctan\left(\frac{\sin \Sigma}{u + \cos \Sigma}\right) \quad (117)$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (118)$$

$$z_1 = \frac{d_{K1}}{m_{e,1}} \quad (119)$$

$$z_1 (i = 1,6) = 34 \dots 16 \quad (120)$$

$$\text{nach Modulreihe 1 für Zahnräder DIN780 [24]:} \quad (121)$$

$$m_{e,1} = m_{e,2} = 1,0 \text{ mm}$$

$$z_1 = \frac{18 \text{ mm}}{1,0 \text{ mm}} \quad (122)$$

$$z_1 = 18 \quad (123)$$

$$z_1 = \frac{d_{K2}}{m_{e,2}} \quad (124)$$

$$z_2 = \frac{28 \text{ mm}}{1,0 \text{ mm}} \quad (125)$$

$$z_2 = 28 \quad (126)$$

$$u = \frac{28}{18} = 1,56 \quad (127)$$

$$\delta_A = \arctan\left(\frac{\sin 45^\circ}{u + \cos 45^\circ}\right) \quad (128)$$

$$\delta_A = \arctan\left(\frac{\sin 45^\circ}{1,56 + \cos 45^\circ}\right) \quad (129)$$

$$\delta_A = 17,35^\circ \quad (130)$$

$$p = \pi \cdot m_{e,1} \quad (131)$$

$$p = 3,14 \cdot 1,0 \text{ mm} \quad (132)$$

$$p = 3,14 \text{ mm} \quad (133)$$

$$m_{m,1} = m_{e,1} \frac{R_m}{R_e} \quad (134)$$

$$R_m = R_e - \frac{b_{Kr}}{2} \quad (135)$$

$$R_e = \frac{d_{K1}}{2 \sin(\delta_A)} \geq 3b_{Kr} \quad (136)$$

$$R_e = \frac{18 \text{ mm}}{2 \sin(17,35^\circ)} \geq 3b_{Kr} \quad (137)$$

$$R_e = 30,17 \text{ mm} \geq 3b_{Kr} \quad (138)$$

$$d_m = d_{K1} - b_{Kr} \sin(\delta_A) \quad (139)$$

$$b_{Kr} = \min[b_{Kr}(R_e); b_{Kr}(m_{e,1}); b_{Kr}(d_{K1}, u)] \quad (140)$$

$$b_{Kr}(R_e) = \frac{R_e}{3} \quad (141)$$

$$b_{Kr}(R_e) = \frac{30,17 \text{ mm}}{3} \quad (142)$$

$$b_{Kr}(R_e) = 10,06 \text{ mm} \quad (143)$$

$$b_{Kr}(m_{e,1}) = 10 \cdot m_{e,1} \quad (144)$$

$$b_{Kr}(m_{e,1}) = 10 \cdot 1,0 \text{ mm} \quad (145)$$

$$b_{Kr}(m_{e,1}) = 10 \text{ mm} \quad (146)$$

$$b_{Kr}(d_{K1}, u) = 0,15 \cdot d_{K1} \sqrt{u^2 + 1} \quad (147)$$

$$b_{Kr}(d_{K1}, u) = 0,15 \cdot 18 \text{ mm} \sqrt{(1,56)^2 + 1} \quad (148)$$

$$b_{Kr}(d_{K1}, u) = 4,99 \text{ mm} \quad (149)$$

$$b_{Kr} = \min[10,06 \text{ mm}; 10 \text{ mm}; 4,99 \text{ mm}] \quad (150)$$

$b_{Kr}$  darf keinen der Werte  $b_{Kr}(R_e)$ ,  $b_{Kr}(m_{e,1})$ ,  $b_{Kr}(d_{K1}, u)$  übersteigen [24] (151)

$$b = 4 \text{ mm}$$

$$R_m = 30,17 \text{ mm} - \frac{4 \text{ mm}}{2} \quad (152)$$

$$R_m = 28,17 \text{ mm} \quad (153)$$

$$m_{m,1} = 1,0 \text{ mm} \frac{28,17 \text{ mm}}{30,17 \text{ mm}} \quad (154)$$

$$m_{m,1} = 0,93 \quad (155)$$

$$d_m = 18 \text{ mm} - 4 \text{ mm} \sin(17,35^\circ) \quad (156)$$

$$d_m = 16,81 \text{ mm} \quad (157)$$

$$R_i = R_e - b_{Kr} \quad (158)$$

$$R_i = 30,17 \text{ mm} - 4 \text{ mm} \quad (159)$$

$$R_i = 26,17 \text{ mm} \quad (160)$$

$$c_{Kopf} = 0,25 m_{e,1} \quad (161)$$

$$c_{Kopf} = 0,25 \cdot 1,0 \text{ mm} \quad (162)$$

$$c_{Kopf} = 0,25 \text{ mm} \quad (163)$$

$$\psi_b = \frac{b_{Kr}}{d_m} \quad (164)$$

$$\psi_b = \frac{4 \text{ mm}}{16,81 \text{ mm}} \quad (165)$$

Richtwert zur Vorwahl der Abmessung für  $u = 1,56$ :  $\psi_b \approx 0,28$  (166)

$$\psi_b = 0,24$$

$$h_{ae} = m_{e,1} = 1,0 \text{ mm} \quad (167)$$

$$h_{fe} = 1,25 m_{e,1} = 1,25 \text{ mm} \quad (168)$$

$$h_{ze} = 2,25 m_{e,1} = 2,25 \text{ mm} \quad (169)$$

$$d_{ae} = d_{K1} + 2h_{ae} \cos(\delta_A) \quad (170)$$

$$d_{ae} = 18 \text{ mm} + 2 \cdot 1,0 \text{ mm} \cdot \cos(17,35^\circ) \quad (171)$$

$$d_{ae} = 19,91 \text{ mm} \quad (172)$$

$$\vartheta_a = \arctan\left(\frac{h_{ae}}{R_e}\right) \quad (173)$$

$$\vartheta_a = \arctan\left(\frac{1,0 \text{ mm}}{30,17 \text{ mm}}\right) \quad (174)$$

$$\vartheta_a = 1,09^\circ \quad (175)$$

$$\delta_b = \delta_a + \vartheta_a \quad (176)$$



$$\delta_b = 17,35^\circ + 1,09^\circ \quad (177)$$

$$\delta_b = 18,44^\circ \quad (178)$$

$$\vartheta_f = \arctan\left(\frac{h_{fe}}{R_e}\right) \quad (179)$$

$$\vartheta_f = \arctan\left(\frac{1,25 \text{ mm}}{30,17 \text{ mm}}\right) \quad (180)$$

$$\vartheta_f = 1,17^\circ \quad (181)$$

$$\delta_f = \delta_a - \vartheta_f \quad (182)$$

$$\delta_f = 17,35^\circ - 1,17^\circ \quad (183)$$

$$\delta_f = 16,18^\circ \quad (184)$$

### **Eingriffsverhältnisse:**

Zur Beurteilung der Eingriffsverhältnisse werden Kegelräder auf gleichwertige Ersatzstirnräder zurückgeführt. Dazu dient die Profilüberdeckung  $\varepsilon_a$ , welche anhand Tabelle 21-2a abgelesen werden kann [24].

$$z_v = \frac{z_1}{\cos(\delta_a)} \quad (185)$$

$$z_v = \frac{18}{\cos(17,35^\circ)} \quad (186)$$

$$z_v = 18,86 \quad (187)$$

$$\varepsilon_a(z_v) = 1,59 \quad (188)$$

Eine Empfehlung sieht vor, dass  $\varepsilon_a \geq 1,25$  sein soll [24]. Dieser Umstand ist erfüllt.

**Grenzzähnezahl und Profilverschiebung:**

Über die Grenzzähnezahl  $z'_{gk}$  wird die Notwendigkeit einer Profilverschiebung überprüft. Dazu wird ebenfalls das Ersatzstirnrad verwendet und dessen Zähnezahl  $z_v = z'_g = 14$  gesetzt, wobei  $z'_g$  die Grenzzähnezahl des Ersatzstirnrads entspricht.

Bei vorhandener Zähnezahl  $z_1 < z'_{gk}$  ist eine Profilverschiebung erforderlich.

$$z'_{gk} = z'_g \cos(\delta_a) \quad (189)$$

$$z'_{gk} = 14 \cdot \cos(17,35^\circ) \quad (190)$$

$$z'_{gk} = 13,36 \quad (191)$$

$$z_1 = 18 > z'_{gk} = 13,36 \quad (192)$$

Es ist keine Profilverschiebung erforderlich.

**Tragfähigkeitsnachweis:**

$$\sigma_{f0} = \frac{F_{mt}}{b_{ef} m_{m,1}} Y_{fa} Y_{sa} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} Y_K \quad (193)$$

$$M_{Akt} = 8,36 \text{ Nm} \quad (194)$$

$$F_{mt} = 2 \frac{M_{Akt}}{d_m} \quad (195)$$

$$F_{mt} = 2 \frac{8,36 \text{ Nm}}{16,81 \text{ mm}} \quad (196)$$

$$F_{mt} \approx 995 \text{ N} \quad (197)$$

$$v_u = \omega_{Akt} \frac{d_{K1}}{2} \quad (198)$$

$$\omega_{Akt} = \frac{200^\circ}{s} = \frac{200^\circ \pi}{180^\circ s} = 1,11 \frac{\pi}{s} \quad (199)$$

$$v_u = 1,11 \frac{\pi \cdot 18 \text{ mm}}{s \cdot 2} \quad (200)$$

$$v_u = 31,38 \frac{mm}{s} \quad (201)$$

$$F_{a,pos} = \frac{F_{mt}}{\cos(\beta_m)} \sin(\delta_a) \tan(\alpha_n) + \cos(\delta_a) \sin(\beta_m) \quad (202)$$

$$F_{a,pos} = \frac{995 N}{\cos(0^\circ)} \sin(17,35^\circ) \tan(20^\circ) + \cos(17,35^\circ) \sin(0^\circ) \quad (203)$$

$$F_{a,pos} = 108N \quad (204)$$

$$F_{a,neg} = \frac{F_{mt}}{\cos(\beta_m)} \sin(\delta_a) \tan(\alpha_n) - \cos(\delta_a) \sin(\beta_m) \quad (205)$$

$$F_{a,neg} = \frac{995 N}{\cos(0^\circ)} \sin(17,35^\circ) \tan(20^\circ) - \cos(17,35^\circ) \sin(0^\circ) \quad (206)$$

$$F_{a,neg} = F_{a,pos} \approx 108N \quad (207)$$

$$F_{r,pos} = \frac{F_{mt}}{\cos(\beta_m)} \cos(\delta_a) \tan(\alpha_n) + \sin(\delta_a) \sin(\beta_m) \quad (208)$$

$$F_{r,pos} = \frac{995 N}{\cos(0^\circ)} \cos(17,35^\circ) \tan(20^\circ) + \sin(17,35^\circ) \sin(0^\circ) \quad (209)$$

$$F_{r,pos} \approx 346N \quad (210)$$

$$F_{r,neg} = \frac{F_{mt}}{\cos(\beta_m)} \cos(\delta_a) \tan(\alpha_n) - \sin(\delta_a) \sin(\beta_m) \quad (211)$$

$$F_{r,neg} = \frac{995 N}{\cos(0^\circ)} \cos(17,35^\circ) \tan(20^\circ) - \sin(17,35^\circ) \sin(0^\circ) \quad (212)$$

$$F_{r,neg} = F_{r,pos} = 360N \quad (213)$$

$$b_{ef} = 0,85 b_{Kr} \quad (214)$$

$$b_{ef} = 0,85 \cdot 4 mm \quad (215)$$

$$b_{ef} = 3,4 mm \quad (216)$$

$$z_{vn} = \frac{z_1}{\cos(\beta_m)^3} \cos(\delta_a) \quad (217)$$

$$z_{vn} = \frac{18}{\cos(0^\circ)^3} \cos(17,35^\circ) \quad (218)$$

$$z_{vm} = 18,86 \quad (219)$$

$$\beta_{vb} = \arcsin(\sin(\beta_m) \cos(\alpha_n)) \quad (220)$$

$$\beta_{vb} = \arcsin(\sin(0^\circ) \cos(20^\circ)) \quad (221)$$

$$\beta_{vb} = 0 \quad (222)$$

Ablezen des Formfaktors  $Y_{fa}$  aus Tabelle 21-20a [24] (223)

$$Y_{fa} = 2,95$$

Ablezen des Spannungskorrekturfaktors  $Y_{sa}$  aus Tabelle 21-20b [24] (224)

$$Y_{sa} = 1,57$$

$$Y_\varepsilon = 0,25 + \varepsilon_{van} \quad (225)$$

$$\varepsilon_{van} = \frac{\varepsilon_{va}}{\cos(\varepsilon_{vb})^2} \quad (226)$$

$$\varepsilon_{van} = \frac{1,59}{\cos(0^\circ)^2} \quad (227)$$

$$\varepsilon_{van} = \varepsilon_{va} = 1,59 \quad (228)$$

$$Y_\varepsilon = 0,25 + 1,59 \quad (229)$$

$$Y_\varepsilon = 1,84 \quad (230)$$

Schrägenfaktor  $Y_\beta$  für Schrägungswinkel  $\beta = 0^\circ$  nach Tabelle 21-20c [24] (231)

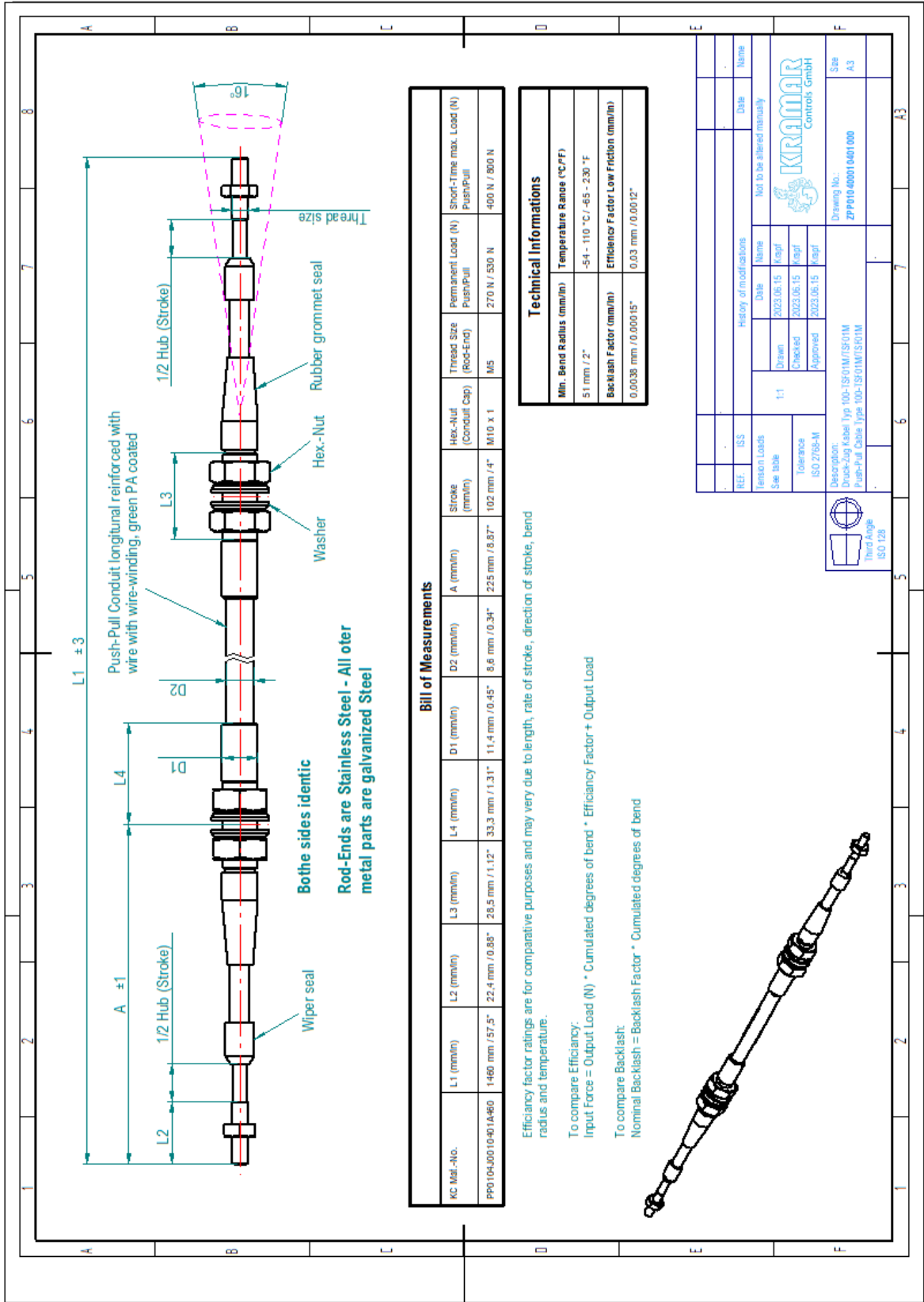
$$Y_\beta = 1$$

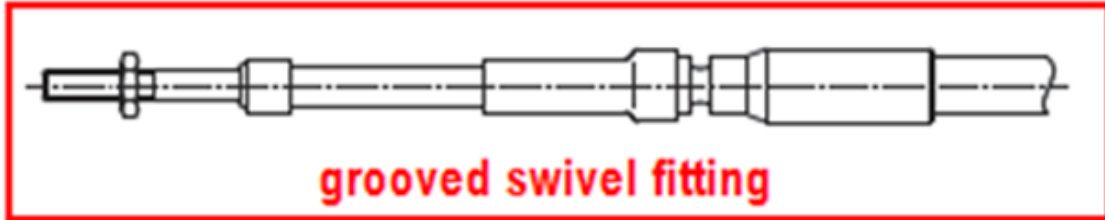
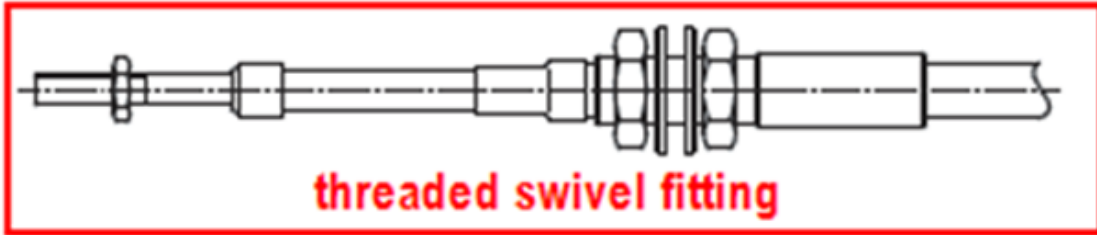
Kegelradfaktor  $Y_K = 1$  [24] (232)

$$\sigma_{f0} = \frac{995 \text{ N}}{3,4 \text{ mm} \cdot 0,93 \text{ mm}} \cdot 2,95 \cdot 1,57 \cdot 1 \cdot 1,84 \cdot 1 \quad (233)$$

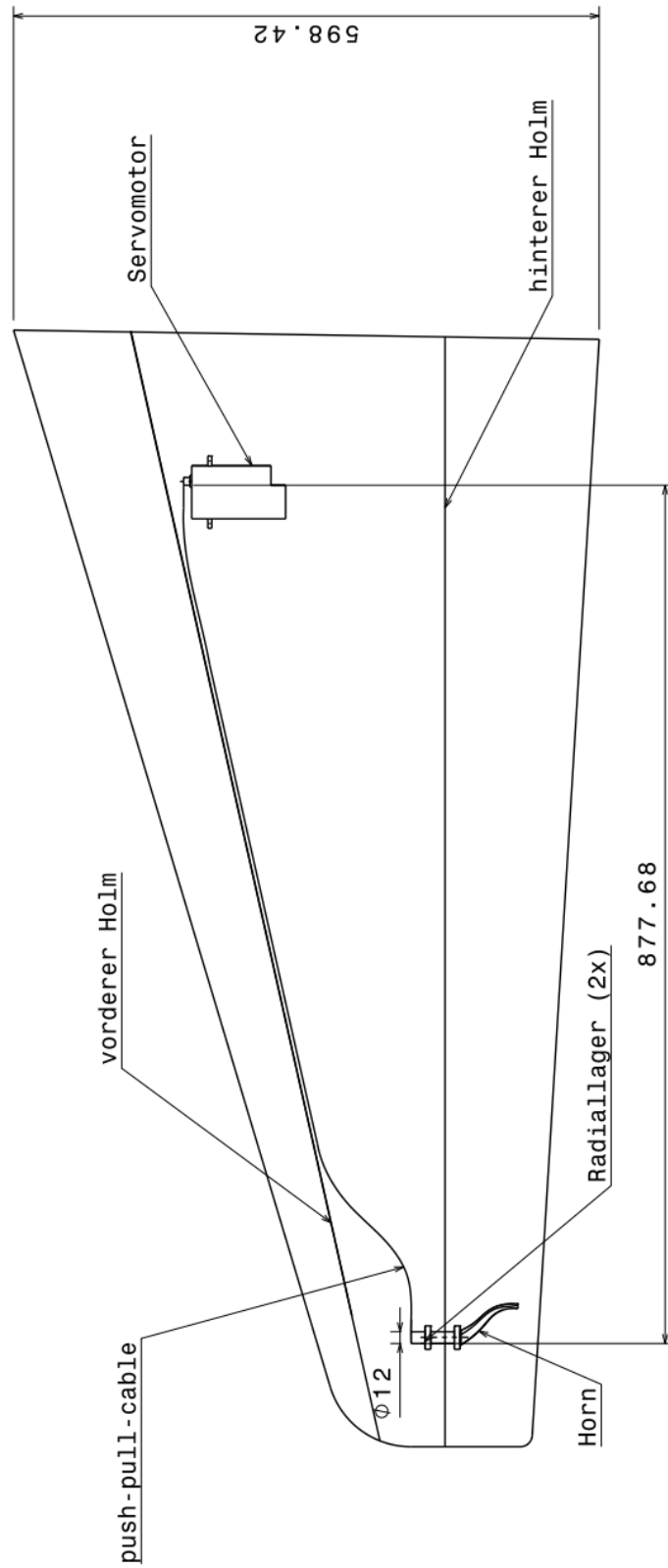
$$\sigma_{f0} \approx 2670 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (234)$$

## Anhang 7 Push-pull-cable





**Anhang 8    Alternativentwurf**



Draufsicht  
Maßstab: 1:5

---

## **Anhang 9      Datenträger Anhang**

- Masterarbeit\_FabianBäthge\_233466.docx
- Masterarbeit\_FabianBäthge\_233466.pdf
- Ordner „CAD“
  - Aktorik-Baugruppe.CATProduct
    - Aktuator.CATProduct
      - Distanzscheibe.CATPart
      - Distanzscheibe.CATProduct
      - Horn.CATPart
      - Horn.CATProduct
      - HS25-30-M-5545.CATPart
      - Passfeder.CATPart
      - Passfeder.CATProduct
      - Servomotor.CATProduct
      - Zahnrad-Horn.CATPart
      - Zahnrad-Horn.CATProduct
      - Zahnrad-Motor.CATPart
      - Zahnrad-Motor.CATProduct
      - 61901.CATPart
    - wing\_left\_reduced.CATPart
    - wing\_left\_V2.CATPart