

**Maximilian Otto Fremerey**

**Entwurf und Validierung eines biologisch  
inspirierten, mechatronischen Antriebssystems  
für aquatische Roboter**

# Berichte aus der Biomechatronik

Herausgegeben von Prof. Dr. Hartmut Witte  
Fachgebiet Biomechatronik an der TU Ilmenau

Band 12

**Entwurf und Validierung  
eines biologisch inspirierten,  
mechatronischen  
Antriebssystems für aquatische  
Roboter**

Maximilian Otto Fremerey



Universitätsverlag Ilmenau

2016

# Impressum

## **Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Angaben sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Diese Arbeit hat der Fakultät für Maschinenbau der Technischen Universität Ilmenau als Dissertation vorgelegen.

Tag der Einreichung: 20. Mai 2015  
1. Gutachter: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. med. (habil.) Hartmut Witte  
(Technische Universität Ilmenau)  
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Albert Baars  
(Hochschule Bremen)  
3. Gutachter: PD Dr.-Ing. habil. Dipl.-Math. Carsten Behn  
(Technische Universität Ilmenau)  
Tag der Verteidigung: 20. Januar 2016

Technische Universität Ilmenau/Universitätsbibliothek

### **Universitätsverlag Ilmenau**

Postfach 10 05 65

98684 Ilmenau

[www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag](http://www.tu-ilmenau.de/universitaetsverlag)

### **Herstellung und Auslieferung**

Verlagshaus Monsenstein und Vannerdat OHG

Am Hawerkamp 31

48155 Münster

[www.mv-verlag.de](http://www.mv-verlag.de)

**ISSN** 1865-9136 (Druckausgabe)

**ISBN** 978-3-86360-137-9 (Druckausgabe)

**URN** urn:nbn:de:gbv:ilm1-2016000277

---

Titelfoto: Dipl.-Biol. Helga Schulze | Bochum

# Abstract

Mobile autonomous underwater vehicles gain importance due to an increasing interest in deep sea exploration. A step forward in the use of these vehicles would include operation in unfavourable conditions, such as those caused by the presence of algae or pollutants. In order to minimise the risk of a failure or malfunction of the autonomous underwater vehicle caused by operation in such an environment, new propulsion systems are required.

Therefore, this thesis introduces the design and validation of a biologically inspired propulsion system for swimming robots. Taking inspiration from the locomotion of steady swimming fishes, the propulsion required is generated by directed deformations, instead of a rotating propeller.

The main novelty of this propulsion system is the generation of thrust using oscillating rigid body elements which are connected by elastic elements, here springs. Considering the state of the art, the challenges are in the reduction of actuators required for locomotion without losing usable thrust while keeping high maneuverability of the robot. For these purposes the contribution of the elastic elements in reducing the demand of electrical power during tail beat cycles is analysed, studying their ability to convert accumulated kinetic energy into potential energy.

The demand for power as well as the locomotor behavior of the propulsion system is analysed using multi-body models, and numeric simulations. Due to systematic parameter research, proper configurations are carved out. Based on these results, a prototype is designed and manufactured subsequently: The experimental platform URMELE 1.0, as a representative of the aquatic robot family URMELE. Its properties are validated using a customized experimental set-up. Results gained by experimentation are compared to simulation data successively.

However, experiments performed confirm that the biologically inspired propulsion system exhibits favourable configurations with regards to the demand of electrical power and its locomotive behaviour, when parameters such as amplitude and spring rate are varied.

# Kurzzusammenfassung

Mit Zunahme der Aktivitäten im Feld der Tiefseeforschung und –erkundung gewinnen autonome Unterwasserroboter an Bedeutung. Die Aufgabenerfüllung dieser mobilen Serviceroboter soll zukünftig verstärkt auch in solchen Gewässern erfolgen, welche dicht bewachsen oder mit Abfällen verunreinigt sind. Dadurch werden Antriebssysteme erforderlich, welche die Gefahr eines Funktionsausfalls aufgrund der Arbeitsumgebung des Roboters minimieren.

Somit erfolgen innerhalb der vorliegenden Arbeit der systematische Entwurf sowie die Validierung eines biologisch inspirierten Antriebssystems, welches analog der Fortbewegung stetig schwimmender Fische den Vortrieb über gerichtete Verformung anstelle der Vollrotation eines Propellers erzeugt.

Die Neuartigkeit dieses Antriebssystems besteht darin, dass der Vortrieb mittels einer variablen Anzahl an wechselsinnig bewegten Starrkörperelementen generiert wird, welche untereinander federnd verkoppelt sind. Unter Einbezug des derzeitigen Standes der Wissenschaft und Technik besteht die Herausforderung in der Reduktion der für die Fortbewegung erforderlichen Anzahl der Aktuatoren unter Beibehaltung eines technisch nutzbaren Vortriebs sowie der Manövrierfähigkeit des Roboters. Zudem sollen die gezielt platzierten Energiespeicher innerhalb des Mechanismus eine Optimierung des Leistungsbedarfs eines schwimmenden aquatischen Roboters ermöglichen: die während der Oszillation auftretende kinetische Energie wird in potentielle und für den nächsten Schlagzyklus nutzbare Energie gewandelt.

Anhand von Mehrkörpermodellen werden daher der Leistungsbedarf sowie das Bewegungsverhalten mittels numerischer Simulationen ermittelt und geeignete Konfigurationen durch systematische Parametervariation herausgearbeitet. Anschließend erfolgt die konstruktive Umsetzung der simulativ gewonnenen Erkenntnisse in der EXPERIMENTAL-PLATTFORM URMELE 1.0, einem Vertreter der aquatischen Roboterfamilie URMELE. Unter Verwendung eines ebenfalls innerhalb dieser Arbeit entworfenen Versuchsstandes wird die Experimentalplattform im Versuch validiert. Die Experimentaldaten werden anschließend mit den Simulationsdaten verglichen. Ausgesuchte Baugruppen werden modifiziert.

Die durchgeführten Untersuchungen bestätigen hierbei, dass sich durch Beeinflussung der das Antriebssystem wesentlich charakterisierenden Parameter, wie beispielsweise Amplitude und Federsteifigkeit, günstige Konfigurationen hinsichtlich des Leistungsbedarfs sowie des Bewegungsverhaltens ergeben.

# Danksagung

Der nachfolgende Abschnitt ist all denjenigen Personen gewidmet, deren Unterstützung zu der vorliegenden Arbeit geführt hat.

Besonders herzlich möchte ich Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. med. (habil.) HARTMUT WITTE für die hervorragende Betreuung danken. Neben den zahlreichen, anregenden Fachgesprächen ermöglichte mir das durch ihn geschaffene Arbeitsumfeld innerhalb des Fachgebiets Biomechatronik die Umsetzung diverser Ideen und Forschungsansätze für die mobile Robotik, welche nun in der Lehre eingesetzt werden bzw. zu neuen Projekten geführt haben.

Ferner möchte ich meinen Kollegen der Fachgebiete Biomechatronik und Arbeitswissenschaften für die hervorragende Zusammenarbeit der letzten Jahre danken. So konnten aufgrund der guten Teamstruktur zahlreiche Projekte erfolgreich beendet werden.

Besonders die nachfolgenden Personen haben durch ihre Mithilfe zur Entstehung der vorliegenden Arbeit beigetragen:

- Frau Dipl.-Biol. DANJA VOGES unterstützte mich bei den Film- und Fotoaufnahmen sowie der Erstellung einiger Abbildungen.
- Herr Dr. rer.-nat. CORNELIUS SCHILLING schlug Korrekturen des Manuskripts vor.
- Herr Dr.-Ing. OLIVER RADLER schuf die Verstärkerschaltung zur Strommessung und schlug ebenfalls Korrekturen des Manuskripts vor.
- Herr M. Sc. STEVEN WEYRICH führte Experimente mit dem Schwimmroboter URMELE LIGHT durch und schuf ein System zur telemetrischen Steuerung der Schwimmroboter.
- Herr Dipl.-Ing. MIKE STUBENRAUCH sowie der Mitarbeiterstab des ZMN unterstützten mich bei der Behandlung der POM-Bauteile zur Vorbereitung auf das Kleben.
- Das Team der mechanischen Werkstatt der Fakultät für Maschinenbau um JÜRGEN BRETSCHNEIDER fertigte zahlreiche mechanische Komponenten für die Roboter und die Versuchsstände.

Nicht zuletzt gilt mein Dank meinen Eltern, welche mich stets bei meinen Entscheidungen unterstützt haben.

# Formelverzeichnis

Aufgrund der in den verschiedenen Domänen teilweise identischen Formelzeichen erfolgt eine formale Unterscheidung:

Sämtliche dem *Gebiet der Statistik zugehörige Formelzeichen* sind in der vorliegenden Arbeit *fett und kursiv* dargestellt. Zur besseren Unterscheidung wird daher auf die kursive Schreibweise der übrigen Formelzeichen verzichtet.

## Großbuchstaben

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
A	[°]	Amplitude einer erzwungenen Schwingung
$A_c$	[mm <sup>2</sup> ]	Klebefläche
$A_F$	[m <sup>2</sup> ]	Fläche Starrkörperelement
$A_k$	[mm <sup>2</sup> ]	Fläche der Koppel
$A_S$	[°]	Soll-Amplitude
$B_{\max}$	[mm]	Breite des Versuchsstandes der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0
$D_{VSA}$	[mm]	Abstand zweier Riemenscheiben Aktuator VSA
DoF		Freiheitsgrad
$E_s, E_i$	[Ws]	Elektrische Energie
$E_{sim}$	[Ws]	Mittels Simulation ermittelte Energie
$E_{exp}$	[Ws]	Mittels Experiment ermittelte elektrische Energie
$E_{exp5}$	[Ws]	Mittels Experiment ermittelte elektrische Energie über 5 Perioden T
F	[N]	Allgemeine Kraft
$F_1$	[N]	Federkraft Baugruppe GEIST
$F_2$	[N]	Federkraft Baugruppe GEIST
$F_c, F_{c\max}$	[N]	Klebkraft
$F_F$	[N]	Zeitlich gemittelte Kraft nach FROUDE
$F_{FM}$	[N]	Kraft auf Flossenmechanismus
$F_{hl}$	[N]	Kraft auf Kraftmessensor Typ F250UFR0H0 von NOVATECH
$F_k$	[N]	Kraft auf Koppel (Baugruppe Antriebsstrang)
$F_{l_{exp}}$	[N]	Lagerreaktionskraft (Experiment)
$F_{Lx}$	[N]	Lagerreaktionskraft (Simulation)
$F_{Ly}$	[N]	Lagerreaktionskraft (Simulation)
$F_V$	[N]	Vortriebskraft
$F_{VSA}$	[N]	Kraft auf Riemen Aktuator VSA
$F_W, F_{Wi}$	[N]	Widerstandskraft
$F_Z$	[N]	Zugkräfte
$H_N$	[mm]	Länge der Blattfeder innerhalb des Flossenmechanismus
$I, I_{mess}$	[A]	Elektrischer Strom in A



Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$I_{exp}$	[Ns]	Mittels Experiment ermittelter Kraftstoß
$I_{exp5}$	[Ns]	Mittels Experiment ermittelter Kraftstoß über 5 Perioden T
$I_K$	[Ns]	Allgemeiner Kraftstoß
$I_{sim}$	[Ns]	Mittels Simulation ermittelter Kraftstoß
IN		Information, Funktionsstruktursymbol
J	[kg · m <sup>2</sup> ]	Massenträgheitsmoment
L	[m]	Charakteristische Länge eines Fischkörpers
$M, M_1$	[Nmm] bzw. [Nm]	Drehmoment
$M_g$	[Nmm]	Drehmoment der Baugruppe GEIST
$M_{Hebel}$	[Nmm]	Drehmoment des Hebels zur Erfassung der Lagerreaktionskraft im Experiment
$M_{Max}$	[Nmm]	Maximales mittels Simulation erzieltetes Drehmoment
$M_{Max}$ Aktuator	[Nmm]	Maximales mittels Simulation erzieltetes Drehmoment zur Aktuatorauslegung
$M_{min}$	[Nmm]	Minimales mittels Simulation erzieltetes Drehmoment
$M_t$	[Nmm]	Torsionsmoment
$M_W, M_{wi}$	[Nm]	Widerstandsmoment
N		Anzahl
$N_p$		Grad eines Polynoms
P	[W]	Elektrische Leistung
<b>P</b>		Statistische Sicherheit
$P_F$	[W]	Zeitlich gemittelte Leistung nach FROUDE
$P_{ges}$	[W]	Gesamtleistung nach LIDTHILL
$P_{sim}$	[W]	Leistung in Simulation
$P_{vor}$	[W]	Leistung Vortrieb nach LIDTHILL
$P_{Wirbel}$	[W]	Wirbelleistung nach LIDTHILL
R	[Ω]	Elektrischer Widerstand
$R_B^2$		Bestimmtheitsmaß
Re		REYNOLDS-Zahl
$R_e$	[N/mm <sup>2</sup> ]	Streckgrenze
$R_g$	[mm]	Veränderliche Hebellänge der Baugruppe GEIST
$R_g'$	[mm]	Hilfslänge Baugruppe GEIST
$R_{s1}, R_{s2}$	[mm]	Radius Servoscheibe BIOLOGICAL INSPIRED JOINT STIFFNESS CONTROL
$R_{VSA}$	[mm]	Radius Riemenscheibe, Aktuator VSA
T	[s]	Periodendauer
U	[V]	Elektrische Spannung
$U_{hl}$	[N]	Erweiterte Messunsicherheit der Kraft $F_{h1}$
$U_{Lexp}$	[V]	Elektrische Spannung Kraftmesssensor Typ F250UFR0H0 von NOVATECH
$U_{Max}$	[V]	Maximale elektrische Spannung
VCC	[V]	Versorgungsspannung
$W_t$	[Mm <sup>2</sup> ]	Widerstandsmoment gegen Torsion

## Kleinbuchstaben

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$a', b', c'$	[mm]	Längen des Aktuators VSA
$a$ <i>Halbweite</i>		Halbweite
$a_r$		Anstieg einer Geraden
$b$	[°]	Offset (eines Winkels)
$b_r$		Absolutes Glied einer Geraden
$c, c_i, c_{VSA}, c_{gi}$	[N/mm]	Federsteifigkeit einer Zug-/Druckfeder
$c_h$		Empfindlichkeitskoeffizient der Länge $h$
$c_m$		Empfindlichkeitskoeffizient der Masse $m_g$
$c_{ti}$	[Nm/°]	Rotatorische Steifigkeit einer Drehfeder
$c_w$		Widerstandsbeiwert
$c_\epsilon$		Empfindlichkeitskoeffizient des Winkels $\epsilon$
$c_\varphi$		Empfindlichkeitskoeffizient des Winkels $\varphi$
$d$	[m]	<i>dorso-ventrale</i> Höhe der Schwanzflosse
$\vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z$		Einheitsvektoren
$f, f_{ab}$	[Hz]	Frequenz
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Erdbeschleunigung
$h$	[mm]	Hilfslänge
$h_s$		Hilfsgröße zur Konstruktion einer Polygonzug-Funktion
$i$		Laufvariable
$l, l_i, l_{VSA}$	[m] bzw. [mm]	Länge eines (Starrkörper-)Elements
$m_g$	[g]	Masse Kalibrierungsgewichte
$m_V$	[kg/m]	Virtuelle Masse je Elementlänge innerhalb des LIGHTHILL-Modells
$n_A$		Anzahl Aktuatoren innerhalb eines Antriebssystems/Roboters
$n_E$		Anzahl Effektivmodule
$n_F$		Anzahl Federn
$p$		Hilfsgröße zur Konstruktion einer Polygonzug-Funktion
$r_{g1}$	[mm]	Hilfslänge zur Auslegung einer Schubkurbel
$r_{g2}$	[mm]	Hilfslänge zur Auslegung einer Schubkurbel
$r_u$	[mm]	Hilfslänge
$r_{vsa}$	[mm]	Radius des abrollenden Elementes, Aktuator VSA
$s$	[m]	Zurückgelegter Weg
$s_f$		Sicherheitsfaktor
$s_g$	[mm]	Zurückgelegter Weg Baugruppe GEIST
$s_n$		Standardabweichung
$t, t_i$	[s]	Zeit in s

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$t_p$		Student-t-Faktor
$u, u_i, u_F$	[m/s]	(Schwimm)-geschwindigkeit
$u_{ix}, u_{iy}$	[m/s]	(Schwimm)-geschwindigkeitskomponenten
$u_c (I)$	[A]	Messunsicherheit des Stroms I
$u_h$	[mm]	Messunsicherheit der Hebellänge h
$u_{h1} (F_{h1})$	[N]	Messunsicherheit der Kraft $F_{h1}$
$u_m(m_g)$	[g]	Messunsicherheit der Masse $m_g$
$u_R (R)$	[ $\Omega$ ]	Messunsicherheit des Widerstands R
$u_U (U)$	[V]	Messunsicherheit der Spannung U
$u_\epsilon (\epsilon)$	[ $^\circ$ ]	Messunsicherheit des Winkels $\epsilon$
$u_\varphi$	[ $^\circ$ ]	Messunsicherheit des Winkels $\varphi$
$u_u$	[m/s]	(Schwimm)-geschwindigkeit Roboter URMELE LIGHT
$v$	[m/s]	Geschwindigkeit Strömungskanal
$w_c$	[%]	Relative Messunsicherheit des Stroms I
$w_i$		Hilfsgröße zur Konstruktion einer Polygonzug-Funktion
$x$	[m] bzw. [mm]	Länge
$\bar{x}$		Mittelwert
$x_{\text{os}}, x_{\text{ob}}$	[mm]	Regelbare Positionen eines Aktuators mit antagonistisch einstellbarer Steifigkeit
$x_g$	[mm]	Federlänge im Einbauzustand
$x_p$		Ergebnis nach N Messungen einer Messgröße x
$y$		Allgemeine Funktion
$y_p$		Funktion eines Polynoms

**Griechische Buchstaben**

<b>Formelzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$\Psi_N$	[°]	Phase
$\alpha$	[°]	Winkelbewegung der Schubkurbel der Baugruppe GEIST 2.0
$\alpha_{VSA}$	[°]	Winkelbewegung des Aktuators VSA
$\gamma$	[°]	Winkel, unter welchem die Feder der Baugruppe GEIST ausgelenkt werden kann
$\gamma_{BG}$	[°]	Hilfswinkel
$\delta_u$	[°]	Winkel Roboter URMELE Light bei Beginn der Messung
$\varepsilon$	[°]	Winkelbewegung
$\varepsilon_{kalib}$	[°]	Winkelbewegung bei der Kalibrierung des Messaufbaus zur Erfassung der Lagerreaktionskraft
$\eta_F$		Effizienz des Schwimmens nach FROUDE
$\theta$	[°]	Verdrehung des Basismoduls der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 während der Experimente
$\kappa_g$	[Nmm/rad]	Rotatorische Steifigkeit der Baugruppe GEIST
$\kappa_E$	[Nmm/rad]	Rotatorische Steifigkeit zwischen zwei Effektormodulen
$\lambda$	[m]	Wellenlänge
$\nu$	[m <sup>2</sup> /s]	Kinematische Viskosität von Wasser
$\pi$		Kreiszahl
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\sigma_c$ zulässig	[N/mm <sup>2</sup> ]	Zulässige Spannung Epoxidkleber
$\sigma_t$ vorhanden	[N/mm <sup>2</sup> ]	Vorhandene Torsionsspannung
$\sigma_t$ zulässig	[N/mm <sup>2</sup> ]	Zulässige Torsionsspannung
$\sigma_z$ vorhanden	[N/mm <sup>2</sup> ]	Vorhandene Zugspannung
$\sigma_z$ zulässig	[N/mm <sup>2</sup> ]	Zulässige Zugspannung
$\phi, \phi_i$	[°]	Winkelbewegung eines Starrkörpers
$\phi_g$	[°]	Winkelbewegung der Baugruppe GEIST
$\phi_E$	[°]	Winkelbewegung zwischen zwei Effektormodulen
$\phi_E$ innen	[°]	Winkelbewegung der inneren Servomotoren des Effektormoduls 2
$\phi_E$ außen	[°]	Winkelbewegung der äußeren Servomotoren des Effektormoduls 2
$\phi_P$	[°]	Maximaler Wertebereich Potentiometer
$\phi_{P1}$	[°]	Initialposition Potentiometer
$\phi_{SM}$	[°]	Winkelbewegung der Abtriebswelle des Servos HSR-5980SG
$\omega$	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit (in SOLIDWORKS® und ADAMS®WORKS)

# Glossar

<b>Begriff</b>	<b>Bedeutung</b>
<i>Anguilliforme</i> Lokomotion	Aalähnliche Fortbewegung – nahezu der gesamte Körper tritt mit dem umgebenden Fluid in Interaktion
<i>Carrangiforme</i> Lokomotion	Heringsähnliche Fortbewegung – das letzte Körperdrittel tritt mit dem umgebenden Fluid in Interaktion
<i>Ostraciiforme</i> Lokomotion	Die oszillierende Schwanzflosse tritt mit dem umgebenden Fluid in Interaktion
<i>Pektorale</i> Flossen	Brustflossen
Schwimmgeschwindigkeit der aquatischen Roboter	Körperlängen pro s, kurz BL/s
<i>Thunniforme</i> Lokomotion	Thunfischähnliche Fortbewegung – Schwanzflosse und der Übergang von Flosse zum Körper treten mit dem umgebenden Fluid in Interaktion

# Abkürzungsverzeichnis

<b>Begriff</b>	<b>Bedeutung</b>
1-Sw, 1-Ad	Simulationsmodell aus Basismodul, einem Effektor modul und einer Flosse
2-Sw, 2-Ad	Simulationsmodell aus Basismodul, zwei Effektor moduln und einer Flosse
3-Sw, 3-Ad	Simulationsmodell aus Basismodul, drei Effektor moduln und einer Flosse
AUV	Autonomous Underwater Vehicle (= Autonomes Unterwasserfahrzeug)
BCF-Lokomotion	Body-Caudal-Fin Locomotion
CPG	Central Pattern Generator (= Biologisch inspirierte Regelstrategie)
DoF	Degree of Freedom (= Freiheitsgrad)
Exp-1	Experimentalvariante aus Basismodul, einem Effektor modul und einer Flosse
Exp-2	Experimentalvariante aus Basismodul, zwei Effektor moduln und einer Flosse
Exp-3	Experimentalvariante aus Basismodul, drei Effektor moduln und einer Flosse
GeiSt	Gelenk mit einstellbarer Steifigkeit
Macepa	"The Mechanically Adjustable Compliance and Controllable Equilibrium Position Actuator"
HMI	Mensch-Maschine Schnittstelle
LiPo-Akkumulator	Lithium-Polymer-Akkumulator
M.I.T.	Massachusetts Institute of Technology
PDMS	Polydimethylsiloxan, ein Silikonwerkstoff
PET	Polyethylenterephthalat, ein Kunststoff
PMMA	Polymethylmethacrylat, ein Kunststoff
PN	Polynom
POM	Polyoxymethylen, ein Kunststoff
PVC	Polyvinylchlorid, ein Kunststoff
PWM	Puls-Weiten-Modulation
URMELE	Unteraktuierter Roboter mit einstellbar elastischen Elementen

Innerhalb der Arbeit und des Literaturverzeichnisses kennzeichnet ein Stern (\*) Zitate und Erkenntnisse aus studentischen Arbeiten bzw. Lehrunterlagen, welche im Fachgebiet Biomechatronik entstanden sind. Diese können bei Bedarf über das Fachgebiet Biomechatronik bezogen werden.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abstract.....</b>	<b>V</b>
<b>Kurzzusammenfassung.....</b>	<b>VI</b>
<b>Danksagung.....</b>	<b>VII</b>
<b>Formelverzeichnis.....</b>	<b>VIII</b>
<b>Glossar.....</b>	<b>XIII</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis.....</b>	<b>XIV</b>
<b>1. Einleitung und Motivation .....</b>	<b>1</b>
1.1 Einordnung der Arbeit - Der Ansatz der „Intelligenten“ Mechanik.....	2
1.2 Präzisierung der Entwicklungsaufgabe.....	3
<b>2. Anforderungen an das Antriebssystem für aquatische Roboter.....</b>	<b>7</b>
2.1 Idee und Prinzip des URMELE.....	9
2.2 Einordnung der Entwicklung des URMELE.....	10
2.3 Einsatzmöglichkeiten des URMELE.....	12
2.4 Aufbau der Arbeit und verwendete Methodik.....	14
<b>3. Aspekte des Standes der Wissenschaft und Technik.....</b>	<b>17</b>
3.1 Begriffsdefinitionen aquatischer Lokomotion.....	17
3.2 Übersicht relevanter biologisch inspirierter aquatischer Roboter.....	20
3.3 Aktuatoren mit einstellbarer Elastizität.....	39
3.4 Fazit des Standes der Wissenschaft und Technik.....	51

<b>4.</b>	<b>Entwurf der Schwimmroboterfamilie URMELE.....</b>	<b>53</b>
4.1	Anforderungskatalog der Roboterfamilie URMELE.....	53
4.2	Funktionsstruktur.....	54
4.3	Machbarkeitsstudie anhand des Roboters URMELE LIGHT.....	55
4.4	Fazit.....	61
<b>5.</b>	<b>Entwurf der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0.....</b>	<b>63</b>
5.1	Simulationsmodell zur Auslegung der Wirkelemente.....	63
5.2	Alternative Modellvorstellungen.....	65
5.3	Ziel der Simulation und Simulationsumgebung.....	67
5.4	Modellaufbau innerhalb SOLIDWORKS® Motion.....	68
5.5	Simulationsdurchführung.....	78
5.6	Auswertung und Interpretation der Ergebnisse.....	80
5.7	Fazit der Modellbildung.....	107
<b>6.</b>	<b>Konstruktion der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0.....</b>	<b>109</b>
6.1	Konstruktion des Basismoduls.....	112
6.2	Konstruktion der Effektormodule, der Flosse und Montage.....	121
6.3	Eigenschaftsabsicherung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0.....	123
6.4	Fazit der Konstruktion .....	127
<b>7.</b>	<b>Entwurf eines Versuchsstandes zur</b>	
	<b>Eigenschaftsvalidierung.....</b>	<b>129</b>
7.1	Mechanische Konstruktion.....	129
7.2	Aufbauten des Versuchsstandes.....	132
7.3	Kalibrieren des Versuchsstandes und Diskussion der Messabweichungen.....	144
7.4	Voruntersuchungen zur Eigenschaftsabsicherung des Versuchsstandes .....	151
7.5	Fazit des Entwurfs eines Versuchsstandes zur Eigenschaftsvalidierung....	158



<b>8.</b>	<b>Experimentelle Untersuchung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0.....</b>	<b>159</b>
8.1.	Ermittlung des Kraftstoßes.....	159
8.2.	Ermittlung der elektrischen Energie.....	161
8.3.	Experimentelle Untersuchung.....	162
8.4.	Auswertung der erforderlichen elektrischen Energie und des resultierenden Kraftstoßes.....	167
8.5.	Fazit der experimentellen Untersuchung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0.....	182
<b>9.</b>	<b>Vergleich ausgewählter Konfigurationen von Simulation und Experiment.....</b>	<b>185</b>
9.1.	Vergleich und Auswertung der erforderlichen Energie.....	186
9.2.	Vergleich und Auswertung des resultierenden Kraftstoßes.....	188
9.3.	Grenzen des Modells und Fazit des Vergleichs.....	190
<b>10.</b>	<b>Konstruktion des Schwimmroboters URMELE 2.0.....</b>	<b>195</b>
10.1.	Entwurf eines Effektormoduls nach dem Prinzip GEIST.....	196
10.2.	Konstruktion der Baugruppe GEIST 2.0.....	211
10.3.	Implementierung der Baugruppe GEIST innerhalb des URMELE 2.0.....	215
10.4.	Konstruktion des Basismoduls URMELE 2.0.....	218
10.5.	Systemintegration des Roboters URMELE 2.0.....	220
10.6.	Fazit der Konstruktion des Roboters URMELE 2.0.....	220
<b>11.</b>	<b>Eigenschaftsabsicherung URMELE 2.0.....</b>	<b>223</b>
11.1.	Experimentelle Untersuchungen.....	223
11.2.	Auswertung.....	224
11.3.	Fazit der Eigenschaftsabsicherung.....	226

<b>12.</b>	<b>Diskussion.....</b>	<b>229</b>
<b>13.</b>	<b>Ausblick.....</b>	<b>233</b>
<b>14.</b>	<b>Zusammenfassung.....</b>	<b>237</b>
	<b>Literaturangaben.....</b>	<b>243</b>
	<b>Anhang.....</b>	<b>253</b>
	Anhangsverzeichnis.....	253

# 1 Einleitung und Motivation

In den letzten Jahren ist eine Zunahme der Aktivitäten hinsichtlich der Tiefseeforschung und -erkundung zu beobachten. Aus ingenieurtechnischer Sicht sind die hierbei dominierenden Bereiche die Rohstoffgewinnung (insbesondere Öl und Gas), das Ziehen von Tiefseekabeln zur Kommunikation und das Verlegen von Pipelines zum Rohstofftransport (ROPER et al., 2011 [71]). Allerdings sind grundsätzliche wissenschaftliche Fragen, wie beispielsweise zur biologischen Produktivität der Ozeane oder aber die Beeinflussung der Erdatmosphäre durch die Meere, noch offen (SCHOFIELD et al., 2013 [73]). Ebenso unklar sind die Auswirkungen auf das Gesamtgefüge aufgrund der durch die zunehmende Überfischung vorgenommenen Eingriffe in das maritime Nahrungsnetz. Daher sind detaillierte Informationen über die Chemie, Biologie, Geologie und Physik der Weltmeere erforderlich, um die Folgen solcher Veränderungen abschätzen zu können (SCHOFIELD et al., 2013 [73]).

Doch bislang sind nur gut rund 5 % aller Ozeanflächen erforscht, wir wissen somit immer noch sehr wenig über globale Zusammenhänge. Zur Klärung erster Phänomene wurden in den letzten Jahren verstärkt Satelliten eingesetzt. Diese liefern für global zusammenhängende Wasserflächen Daten wie z.B. den Salzgehalt, die Meeresspiegelhöhe oder die pflanzliche Biomasse. Doch mit einer räumlichen Auflösung zwischen mehreren und einigen hundert Kilometern sind Messungen durch Satelliten ungenau, zudem liefern sie auch keine Einsicht in die Unterwasserwelt (SCHOFIELD et al., 2013 [73]).

Abhilfe versprechen sogenannte Tiefendrifter, ca. ein Meter lange Unterwasserbojen (Preis pro Stk.  $\approx$  15.000 \$), welche infolge einer elastischen Gummiblase ihren Auftrieb verringern und so periodisch in Tiefen von bis zu 1000 m vordringen und wieder auftauchen. Während der Tauchvorgänge messen Sensoren z.B. den Salzgehalt und die Nährstoffkonzentration des umliegenden Wassers. Derzeit sind rund 3500 Drifter weltweit im Einsatz (SCHOFIELD et al., 2013 [73], bzw. Projekt ARGO [105]). Das Zusammensetzen aller von diesen Systemen übermittelten Daten erlaubt erstmals die globale Darstellung von klimarelevanten Daten der Ozeane, wie z.B. die Veränderungen der Wassertemperatur. Nachteilig ist allerdings, dass sich die Drifter ohne fremde Hilfe nicht horizontal fortbewegen können. Daher sollen in Zukunft verstärkt Gleiter bzw. propellergetriebene autonome Unterwasserfahrzeuge (*engl.* AUV) eingesetzt werden (SCHOFIELD et al., 2013 [73]).

Der Vorteil von Gleitern besteht darin, dass sie über ein Schrägstellen ihrer Flügel einen Teil der Vertikalbewegung in eine Horizontalbewegung umlenken und sich so sägezahnartig durch das Wasser fortbewegen. Geschwindigkeiten bis 0,3 m/s sind so möglich. Die

Wunschvorstellung vieler Ozeanographen und Ingenieure sind aber mobile autonome Unterwasserfahrzeuge, welche ihre Position und somit den Einsatzort in kurzer Zeit auch gegen Strömung wechseln und damit insbesondere solche Bereiche erkunden können, bei denen präzises Navigieren erforderlich ist, z.B. die Erkundung des Meeresbodens. Doch der Vortrieb mittels Propeller kann aufgrund dessen Vollrotation die Funktionsfähigkeit eines autonomen Unterwasserfahrzeuges gefährden, insbesondere in Umgebungen mit Bewuchs oder aber in durch Abfälle verunreinigten Gewässern (vgl. auch Kapitel 2). Daher sind Forschergruppen weltweit an der Entwicklung möglichst solcher Antriebssysteme interessiert, welche den für die Fortbewegung erforderlichen Vortrieb der Unterwasserfahrzeuge mittels biologisch inspirierter Bewegungssysteme generieren. Denn biologische Konstruktionen sind stoffkohärent, sie umgehen die für den Vortrieb mittels Propeller erforderliche Vollrotation durch gerichtete Verformung. Im Fokus der Analyse stehen dabei die an das Medium Wasser besonders gut angepassten Bewegungssysteme der Lebewesen der Kategorie der *Knorpel-* und *Knochenfische*.

Unter Berücksichtigung des Standes der Wissenschaft und Technik dieser sog. alternativen Antriebssysteme soll daher innerhalb der vorliegenden Arbeit ein neuartiges, biologisch inspiriertes Antriebssystem für aquatische Roboter entstehen, welches unter Nutzung entsprechend zu gestaltender Wirkelemente und physisch vorhandener Energiespeicher eine energieoptimierte Fortbewegung ermöglicht. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt auf dem methodischen Entwurf der für solch einen Antriebssystem notwendigen Mechanik, berücksichtigt aber ebenso die für die Umsetzung und Validierung erforderlichen mechatronischen Komponenten aus den Bereichen Elektrotechnik und Informatik. Ziel ist die Validierung der Funktion des entwickelten Antriebssystems anhand von Experimenten.

### **1.1 Einordnung der Arbeit – Der Ansatz der „Intelligenten“ Mechanik**

Mit der Fokussierung auf die Umsetzung einer neuartigen Mechanik eines biologisch inspirierten Antriebssystems für Schwimmroboter unter Berücksichtigung der für die Steuerung der Mechanik erforderlichen Kenntnisse der Domänen Elektrotechnik und Informatik verfolgt die vorliegende Arbeit den von FISCHER und WITTE 1998 initiierten Ansatz der „Intelligenten“ Mechanik. Dieser Ansatz besagt unter anderem, dass die Mechanik und die Steuerung innerhalb des technischen Umsetzungsprozesses eines biologisch inspirierten mobilen Roboters gleichberechtigt in ihrer Bedeutung sein müssen. Die Implementierung der beobachteten Prinzipien allein durch die Methoden der Informatik unter Vernachlässigung der Methoden des Maschinenbaus reicht nicht aus.

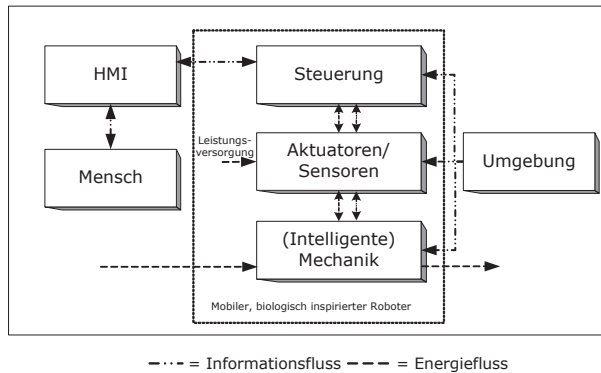
Zudem ermöglicht der bionische Transfer der für die jeweilige Lokomotion bedeutsamen mechanischen Funktionsprinzipien in die Technik in der Regel eine Reduktion des softwareseitigen Steuerungsaufwandes.

Dabei ergab sich der Ansatz der „Intelligenten“ Mechanik als Folge der geschichtlichen Entwicklung der in der (Neuro-)Informatik verwurzelten Anfänge der biologisch inspirierten Robotik. Denn hier war lange Zeit das Paradigma vorherrschend, dass selbst komplexe Bewegungsformen mit einer einfachen Mechanik realisierbar seien, solange die die Mechanik kontrollierenden Steuer- und Regelalgorithmen hinreichend sind. Doch mit zunehmender Entwicklung der mobilen Robotik über reine Labor- und Funktionsmuster hin zu autonomen, ökonomisch nutzbaren Servicerobotern kann dieser steuerungszentrierte Ansatz nicht mehr gehalten werden. Infolge der zahlreichen neuen Anforderungen an biologisch inspirierte Roboter z.B. an eine robuste und energieeffiziente Fortbewegung, sind neue Lösungsansätze und -methoden erforderlich, wie z.B. das Konzept einer „Intelligenten“ Mechanik.

Die Bedeutung der Mechanik innerhalb eines biologisch inspirierten mobilen Roboters wird ferner innerhalb des Ansatz der „morphological computation“ von PFEIFER & LIDA dargestellt, welcher den Ansatz von FISCHER und WITTE weiter zuspitzt und um den Einfluss der Umwelt erweitert. Denn die Verhaltensweise eines beliebigen (biologischen) Systems ist nicht nur das Ergebnis einer internen Kontrollstruktur, sondern ist auch abhängig von der ökologischen Nische, in welcher sich das System bewegt sowie seiner Morphologie, wie z.B. die Gestalt des Körpers bzw. der Extremitäten (PFEIFER et al., 2007 [67]).

## **1.2 Präzisierung der Entwicklungsaufgabe**

In Anlehnung an die Grundstruktur eines allgemeinen mechatronischen Produktes nach Richtlinie VDI 2206 [69] stellt ein zu entwickelnder biologisch inspirierter, mobiler Roboter ein System dar, welches mit seiner Umwelt, hier Mensch und Umgebung, in Wechselwirkung tritt. Abbildung 1 fasst die sich ergebenden Wechselwirkungen zusammen.



**Abbildung 1:** Grundstruktur eines biologisch inspirierten mobilen Roboters und dessen Wechselwirkungen mit seiner Umwelt in Anlehnung an VDI 2206 [69]

Der Schwerpunkt der Arbeit liegt aufgrund der fachlichen Ausrichtung sowie der Historie des Fachgebietes Biomechatronik als Teil der Fakultät für Maschinenbau der TU Ilmenau auf dem Entwurf und der Validierung von mechanischen Elementen und Baugruppen des biologisch inspirierten Antriebssystems eines aquatischen Roboters. Die innerhalb dieser Arbeit verwendeten Steuerfunktionen dienen primär dem Funktionsnachweis eines Gesamtkonstruktes.

Zur zukünftigen Erweiterung des neuartigen Antriebssystems und der damit versehenen mobilen Roboter werden definierte Schnittstellen vorgesehen, welche eine Weiterentwicklung innerhalb der in Abbildung 1 dargestellten Domänen ermöglichen (vgl. MÄMPPEL, 2010 [55]).

Damit wird beispielsweise das spätere Implementieren von speziellen (u.a. biologisch inspirierten) Kontrollansätzen der Regelungs- und Automatisierungstechnik ermöglicht. Als besonders geeignet erscheinen derzeit die Verwendung von recheneffizienten Steuerungsalgorithmen unter Nutzung von CPGs (z.B. IJSPEERT (IJSPEERT, 2008 [40]) bzw. EKEBERG (EKEBERG, 1993 [15]) oder aber neuronaler Netze (z.B. LEWIS et al., 1998 [48]). Zudem ist durch das Hinzufügen verschiedener Sensoren nebst den entsprechenden Programmen zur Auswertung und Interpretation der Daten eine adäquate Interaktion mit der Umgebung zu erwarten. Hierbei sei auf die Vorarbeiten der Arbeitsgruppe VERSCHURE und Mitarbeiter (z.B. WYSS et al., 2004 [98]) verwiesen.

Aber auch die Bedürfnisse des Menschen als Bedien- und letzte Entscheidungsinstanz hinsichtlich der Überwachung der Tätigkeit des Roboters und den daraus erforderlichen Eingriffsmöglichkeiten sind zu berücksichtigen. Hierbei sei auf die Vorarbeiten des

Fachgebietes Arbeitswissenschaften der TU Ilmenau zu alternativen Roboterbedienkonzepten verwiesen (z.B. NOWACK et al., 2011 [126]).

Durch diese Kombination von fortschreitender Erkenntnis auf Hard- und Softwareseite, aber auch der Ergonomie zur Verbesserung der Bedienstrukturen solch eines Roboters kann ein fortlaufend emergentes und aufgabenorientiertes robotisches System erstellt werden.

### **Begriffsdefinitionen**

Das innerhalb dieser Arbeit entwickelte Antriebssystem eines mobilen Roboters stellt eine aus mehreren Komponenten bestehende Baugruppe dar. Die Komponenten dieser Baugruppe sind mit Verweis auf RIEFENSTAHL, 2006 [70]:

- die Kräfte und Momente erzeugenden Aktuatoren (der Antrieb),
- die Transmission, welche die Kräfte und Momente vom Aktuator zum Abtrieb überträgt,
- der Abtrieb, nachfolgend Effektor genannt, an welchem die erzeugten Kräfte und Momente in die Umgebung ausgekoppelt werden. Hierdurch wird eine Bewegung des mobilen Roboters erzeugt.





## 2 Anforderungen an das Antriebssystem für aquatische Roboter

Die wesentlichen Anforderungen zur Realisierung eines neuartigen biologisch inspirierten Antriebssystems sind nachfolgend dargestellt. Zum einen soll der für die Fortbewegung eines autonomen Unterwasserfahrzeuges erforderliche Vortrieb schraubenlos erfolgen; das umzusetzende Antriebsprinzip ist ähnlich des Flossenschlags eines noch näher zu spezifizierenden, aquatischen Lebewesens oszillierend, sprich mit wechselsinniger Bewegung zu gestalten (vgl. hierzu Kapitel 3).

Dabei bietet eine auf biologisch inspirierten Lokomotionsprinzipien basierende Fortbewegung folgenden Vorteil: infolge der oszillierenden Schlagbewegung der vortriebsgenerierenden Elemente eignen sich derartige Antriebssysteme für den Einsatz z.B. in solchen Gewässern, welche durch Pflanzenbewuchs stark verkrautet sind. Denn submerse Pflanzen weisen zumeist lange, zugfeste Sprossachsen auf (SCHILLING, 2010 [72\*]<sup>1</sup>). Aufgrund der gleichsinnigen Rotation herkömmlicher Propellerantriebe bei in der Regel hoher Drehzahl besteht die Gefahr, dass sich solche Pflanzen um die Abtriebswelle wickeln und diese schließlich blockieren: der Roboter wird betriebsunfähig. Ein wechselsinnig bewegtes Antriebssystem hingegen drückt die Pflanzen zur Seite; aufgrund der nicht vorhandenen Vollrotation kommt es zu keinen Verwicklungen. Dieser Vorteil des wechselsinnig bewegten Antriebssystems ermöglicht zudem auch dessen Einsatz in mit Abfällen verunreinigten Gewässern. Denn lange, dünne (Kunststoff-)Folien oder aber Reste von Fischernetzen, Seilen etc. haben eine ähnliche Wirkung auf gleichsinnig rotierenden Wellen schraubenbetriebener Unterwasserfahrzeuge wie Wasserpflanzen (z.B. Tang): sie können im schlimmsten Fall zum Totalausfall des Roboters führen.

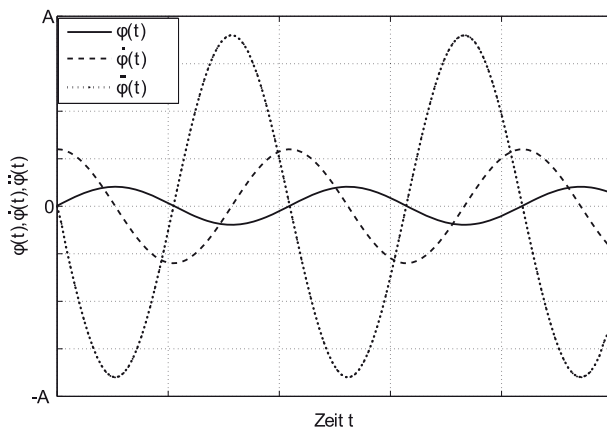
Neben der Erschließung neuer Einsatzgebiete für autonome Unterwasserfahrzeuge ist es ein erklärtes Ziel der vorliegenden Arbeit, einen Beitrag zur Reduktion des Energiebedarfs bei der Fortbewegung eines autonom agierenden, aquatischen Roboters zu liefern. Die Reduktion des Energiebedarfs erfolgt dabei auf zwei Arten:

1. Es soll ein Antriebssystem entwickelt werden, welches mit einer minimalen Anzahl an Aktuatoren einen technisch nutzbaren Vortrieb bei gleichzeitiger Beibehaltung der Manövrierfähigkeit ermöglicht.
2. Die Arbeit legt den Fokus auf eine Modifikation der Transmission zwischen Aktuator und Effektor.

---

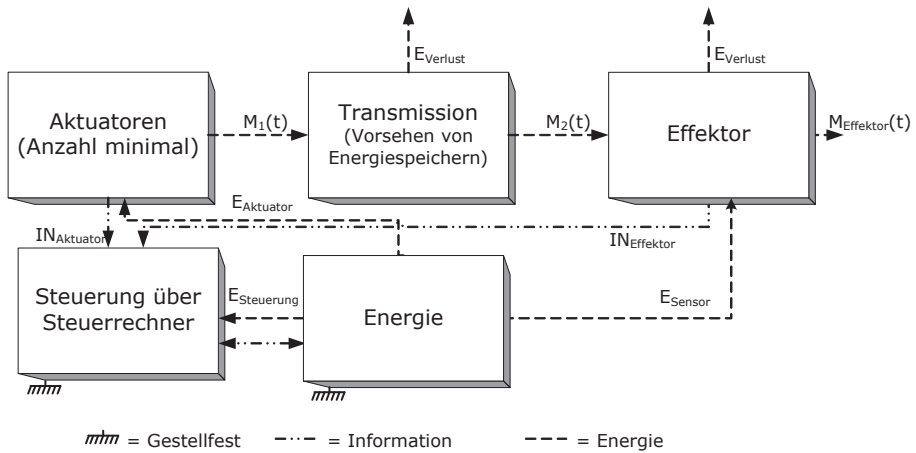
<sup>1</sup> = Vorlesungsskript, Schilling C., 2010

Denn infolge der gewünschten wechselsinnigen Bewegung ergeben sich innerhalb der Transmission zwischen Aktuator und Effektor Möglichkeiten zur Reduktion des Energiebedarfs. Dazu sei auf die in HARPER et al., 1997 [33] beschriebene Darstellung der an einer Fischflosse angreifenden Kräfte innerhalb eines Schlagzyklus verwiesen. Es herrscht eine Abhängigkeit zwischen den dynamischen Auftriebskräften als Folge der oszillierenden Bewegung der Flosse und der sich hieraus ergebenden Bewegung in Vorwärtsrichtung sowie den Trägheitskräften, die aus der beschleunigten Masse der Fischflosse (bzw. je nach *Species* auch des Körpers, vgl. Schwimmmodi in Abschnitt 3.1.1) und des hierdurch bewegten Wassers resultieren. Da es jedoch infolge der Oszillation der Fischflosse zu einem Wechsel zwischen positiver und negativer Beschleunigung kommt (vgl. Abbildung 2), ändert der Beschleunigungsvektor seine Richtung und damit auch der Vektor der Trägheitskräfte. Für HARPER et al. (HARPER et al., 1997 [33]) stellt die negative Beschleunigung eine Bremsung des Systems dar. Diese wird bei den meisten bisher gestalteten Antriebssystemen aquatischer Roboter durch den Aktuator realisiert und erhöht somit den gesamten Energiebedarf pro Schlagperiode.



**Abbildung 2:** Exemplarische Darstellung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$ , der Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\varphi}(t)$  und der Winkelbeschleunigung  $\ddot{\varphi}(t)$  eines mit einer Amplitude  $A$  oszillierenden Körpers

Zur Reduktion des Energiebedarfs des Antriebssystems eines aquatischen Roboters empfehlen HARPER et al. (HARPER et al., 1997 [33]) die Speicherung der für das Abbremsen erforderlichen Energie zur Wiederverwendung innerhalb des nächsten Schlagzyklus. Dieser Empfehlung folgt die vorliegende Arbeit durch die Implementierung von Energiespeichern innerhalb der Transmission: Kinetische Energie wird somit mittels der Energiespeicher in potentielle Energie gewandelt. Nachfolgend ist der Entwurfsprozess eines biologisch inspirierten Antriebssystems eines Unteraktuierten Roboters **Mit** (einstellbar) **EL**astischen **E**lementen, kurz URMELE, dargestellt. Abbildung 3 zeigt das Funktionsprinzip.



**Abbildung 3:** Darstellung der Komponenten des zu entwerfenden biologisch inspirierten Antriebssystems URMELE

## 2.1 Idee und Prinzip des URMELE

Der Entwurf eines neuartigen, biologisch inspirierten Antriebssystems für aquatische Roboter umfasst die Gestaltung eines Mechanismus, welcher unter Verwendung einer minimalen Anzahl an Aktuatoren sowohl Vortrieb als auch ein Manövrieren des mit diesem Antriebssystem versehenen Roboters ermöglicht. Des Weiteren wird durch eine entsprechende Gestaltung der innerhalb der Transmission eingesetzten Wirkelemente und die Verwendung von Energiespeichern eine Möglichkeit geschaffen, die während der Oszillation auftretende kinetische Energie in potentielle, für den nächsten Schlagzyklus nutzbare, Energie zu wandeln. Als Energiespeicher werden Elastizitäten wie z.B. Federn eingesetzt, diese ermöglichen unter Berücksichtigung der fluidischen Umgebung eine günstige Energiebilanz. Denn die bei landgebundenen Organismen und technischen Systemen dominante dynamische Komponente „Gravitation“ wird durch den Auftrieb eines Körpers innerhalb eines Fluids kompensiert. Infolge dieser Dichteneutralität bzw. durch die Richtung der Lateralbewegung senkrecht zum Erdbeschleunigungsvektor reduziert sich die Energiebilanz um die potentielle Energie der Lage und es bleibt der periodische Wandel von kinetischer in potentielle Federenergie. Abbildung 4 zeigt das geplante Konzept des URMELE.

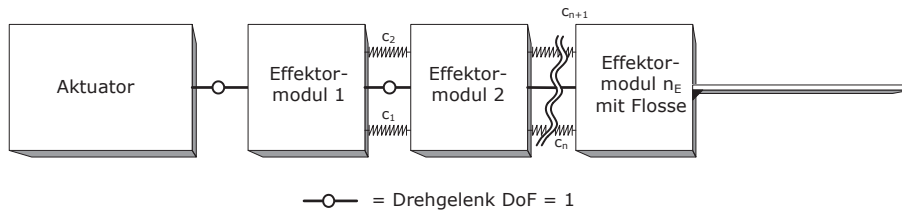


Abbildung 4: Konzeptskizze des geplanten Antriebssystems des URMELE

Das biologisch inspirierte Antriebssystem des URMELE besteht aus mehreren, federnd verkoppelten Starrkörperelementen. Diese Starrkörperelemente unterteilen sich in  $n_E$  sogenannte Effektor-Module und eine am jeweils letzten Effektor-Modul befindliche Flosse. Die Starrkörperelemente sind untereinander mittels Drehgelenken des Freiheitsgrades  $\text{DoF} = 1$  verbunden. Eine Ausnahme stellt die Flosse dar, welche verdreh- und relativbewegungssicher am jeweils letzten Effektor-Modul befestigt ist. Jedes Gelenk wird um zwei, symmetrisch zur Mittellinie angeordnete, Federn ergänzt, bei welchen der Wert  $c$  der Federsteifigkeit beeinflussbar ist. Zur Erzeugung der oszillierenden Bewegung der federnd verkoppelten Starrkörperelemente lenkt ein einzelner Aktuator das jeweilig erste Element mit einer Frequenz  $f$  und einem Winkel  $\varphi(t)$  wechselläufig rotatorisch aus. Durch Verschieben der Nulllage dieser Oszillation um einen Offset  $b$  lassen sich Richtungsänderungen während der Schwimmbewegung vornehmen – unter Verwendung einer minimalen Anzahl an Aktuatoren, hier einem. Die eigentliche Fortbewegung des URMELE erfolgt dabei über eine Schubkraft, welche durch die Druckverteilung auf der Starrkörperoberfläche auftritt. Diese Druckverteilung resultiert aus der periodischen Lateralebewegung der Starrkörperelemente bzw. von Starrkörperelementteilen. Die Herausforderung der vorliegenden Arbeit liegt in der geeigneten Wahl von Körpergeometrie, Werkstoffen und der Ansteuerung des verbleibenden Aktuators, um eine für die Fortbewegung energieeffiziente Kinematik zu realisieren.

Zur Reduktion der Komplexität des Entwurfes werden innerhalb dieser Arbeit zwei-dimensionale Schwimmbewegungen dieses neuartigen Antriebssystems untersucht, eine Tauchbewegung wird nicht betrachtet.

## 2.2 Einordnung der Entwicklung des URMELE

Die geplante Umsetzung des URMELE und die sich hieraus ergebende Abbildung elastischer Phänomene tierischer Lokomotion innerhalb eines technischen Systems nutzt die Erkenntnisse der seit über 40 Jahren stattfindenden Untersuchung der Rolle der Elastizität bei der Lokomotion von Vertebraten und deren Umsetzung in technische Äquivalente.

Denn die Lokomotionsforschung wird seit ca. 1970 (DAWSON et al., 1973 [13]) generell von der Betrachtung elastischer Mechanismen dominiert: 1977 postulierten CAVAGNA et al. die Feder-Masse-Wechselwirkung als einen der „Two basic mechanisms for minimizing energy expenditure“ der (terrestrischen) Lokomotion (CAVAGNA et al., 1977 [8]). Aufgrund dieser Wechselwirkung erfolgt bei periodischer terrestrischer Lokomotion ein permanenter Wandel von potentieller Energie der Lage in kinetische Energie und Federenergie. Über die Speicherung der kinetischen Energie als potentielle Energie der Lage am oberen Umkehrpunkt und als Federenergie in den Sehnen am unteren Umkehrpunkt reduziert sich der Energieeintrag in das System. 1986 machte BLICKHAN dieses Abstraktionsmodell „Feder-Masse“ mathematisch handhabbar (vgl. BLICKHAN, 1989 [4]), 1993 konnten FULL & BLICKHAN zeigen, dass bei einer Spanne der Körpermasse von Fauchschabe (Invertebrat) bis Pony (Vertebrat) die Massen-normierte Steifigkeit der Beinfedern vergleichbar ist, sogar unabhängig von Beinzahl und Gangart (BLICKHAN & FULL, 1993 [6]). WITTE et al. führten 1997 zudem den Nachweis elastischer Energiespeicherung innerhalb des Bewegungsapparats des Menschen (WITTE et al., 1997 [94]).

Mit dem monopoden RAIBERT-HOPPER (RAIBERT, 1986 [68]) fanden diese Erkenntnisse Eingang in die biologisch inspirierte Robotik; insbesondere die Reduktion des Energiebedarfs konnte bereits an einfachen bipeden Robotern wie z.B. CORNELL (COLLINS et al., 2005 [10]) oder Roboterbeinen in Prüfständen (z.B. MABLE, GRIZZLE et al., [31]) gezeigt werden. COLLINS et al. wiesen mit dem Läufer CORNELL darüber hinaus nach, dass eine stabile Geradeaus-Lokomotion bei der Verwendung geeigneter mechanischer Elemente mit einfachen Kontrollstrukturen möglich ist. Im Läufer VERONICA (VAN HAM et al., 2007 [82]) konnte mittels einer einstellbaren Federsteifigkeit die natürliche Beindynamik beeinflusst werden.

Doch bei den meisten, sich pedal fortbewegenden Robotern dominiert bisher die Bewältigung der Stabilitätsproblematik, welche eine eingehende Untersuchung der Bedeutung elastischer Elemente für die Lokomotion einschränkt. Die hierdurch erzwungenen „breitspurigen“ Laufmaschinen konnten die postulierte Bedeutung nachgiebiger Bein- und Rumpfmechanismen für die Lokomotion zwar aufzeigen (VAN HAM et al., 2009 [83]), PAPADOPOULOS et al., 2000 [66], SPRÖWITZ et al., 2011 [76], COLLINS et al., 2005 [10]), mit ihren festgelegten Steifigkeiten erlaubten sie aber nicht, den Lösungsraum zu explorieren. Insbesondere konnten Maschinen die Vielzahl denkbarer Gangarten (HILDEBRAND, 1965 [35]) bisher nicht darstellen. Hier böten innerhalb des technischen Bewegungssystems implementierte, gezielt veränderliche Steifigkeiten den Vorteil eines instantanen Wechsels zwischen diesen Bewegungsmustern. Diese Strategie ermöglicht beispielsweise eine Optimierung des Leistungsbedarfes der technischen Systeme bei gleichzeitiger Anpassung an verschieden beschaffene Untergründe, vgl. Projekt

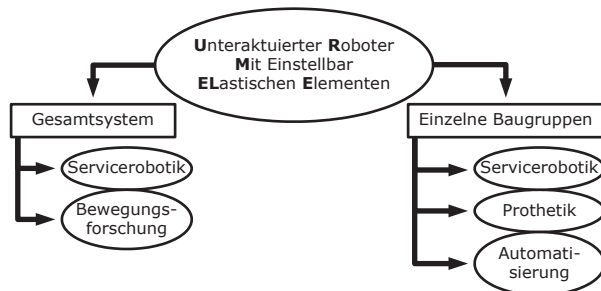
„T-WHEX“, 2014 [129], NATO Förderprogramm „science for peace“, Projekt Nr. 984560, FG Biomechatronik/TU Ilmenau und Department of Computer Science/University of Niš, Serbien.

Zudem bestätigt die Untersuchung der Lokomotion kleiner Säugetiere die Dominanz der Schwerkraft bei der Fortbewegung. Zwar sind aufgrund der Allometrie die Trägheits- im Vergleich zu Gravitationskräften bei kleinen Tieren von besonderer Bedeutung; die Abbildung dieses Phänomens ist die höhere Wendigkeit. Durchgeführte invers-dynamische Studien an kleinen Säugetieren (WITTE et al., 2002 [96]) zeigen aber, dass auch bei kleinen Säugetieren die Schwerkraft bei der terrestrischen Lokomotion die dynamisch dominante Komponente ist. Selbst in den schnellen Gangarten betragen die Trägheitskräfte lediglich max. 15 % der Gewichtskräfte.

Demnach erlaubt der in Kapitel 2 dargestellte Ansatz des URMELE die systematische Untersuchung derjenigen Steifigkeitsbereiche, welche eine Optimierung des Energiebedarfs des Roboters bewirken - unter Vernachlässigung des Einflusses der Gravitationskraft und der damit verbunden, konstruktiv aufwändigen Gegenmaßnahmen. Nach erfolgter Untersuchung des Roboters URMELE besteht die Möglichkeit des Erkenntnistransfers von der aquatischen Robotik hin in andere robotische bzw. technische Bereiche. Dabei sei an dieser Stelle darauf verwiesen, dass alternative Realisierungsmöglichkeiten dieses Forschungsansatzes, wie beispielsweise anhand von einstellbaren Festkörpergelenken, in dieser Arbeit nicht betrachtet werden.

### **2.3 Einsatzmöglichkeiten des URMELE**

Unter Beachtung des wechselsinnigen Nutzen bionischer Entwicklungen (WITTE et al., 2004 [95]) haben Konstruktion, Realisierung und Validierung des URMELE das Ziel, weiterführende Erkenntnisse für Biologen und Ingenieure zu liefern. Das Gesamtsystem URMELE ist dabei einerseits für Ziele der Grundlagenforschung zum Verständnis der Bewegungsabläufe aktiv schwimmender organismischer Systeme und andererseits für typische Serviceroboteranwendungen einsetzbar. Im Detail lassen sich hierbei die in Abbildung 5 gezeigten Bereiche möglicher Applikationen untersetzen:



**Abbildung 5:** Applikationsmöglichkeiten des URMELE sowie der erzielten Erkenntnisse

Für Biologen stellt URMELE eine Experimentalplattform mit reproduzierbar einstellbaren Parametern dar. Diese kann der weiteren Aufklärung der Biomechanik des Schwimmens von aquatisch aktiven Organismen (z.B. Fischen) dienen und stellt so eine Grundlage für die bionische Entwicklung verbesserter Schwimmroboter dar. Ferner ermöglicht eine definiert parametrierbare Experimentalplattform die Überprüfung der Modelle aus der Biologie anhand eines technischen Systems. Sie bietet anders als die Vorbildorganismen die Möglichkeit der Variation von Einzelparametern bei ansonsten identischem Setup statt Mehrparametervariation bei Artwechsel in biologischen Studien. Aber auch Hypothesen zur Wechselwirkung elastischer Mechanismen innerhalb tierischer Fortbewegungsapparate lassen sich so gezielt erforschen. Damit würde das Fachgebiet Biomechatronik nach den Kletterrobotern RATNIC (Forschungsprojekt INSPIRAT, BMBF, in Zusammenarbeit mit TETRA GmbH Ilmenau) und CREST (MÄMPEL et al., 2010 [55], 2009 [56]) einen weiteren Roboter für die Aufklärung von Phänomenen tierischer Fortbewegung liefern.

Für Ingenieure bietet das Antriebssystem des URMELE je nach Fachrichtung unterschiedliche Forschungs- und Anwendungsmöglichkeiten. So können Informatikspezialisten biologisch inspirierte Kontrollalgorithmen evaluieren und damit weitere Rückschlüsse auf die Eigenschaften und Rolle des organismischen Nervensystems bei der Fortbewegung ziehen. Zudem lassen sich die in URMELE implementierten Prinzipien, welche durch die Umsetzung den Machbarkeitsnachweis erfahren, für andere Bereiche der Technik nutzen. Ein Transfer einzelner technischen Erkenntnisse bzw. Baugruppen ist dabei ebenso möglich wie die Applikation des Gesamtsystems. Beispiele für die Verwendung einzelner Erkenntnisse sind z.B. die Nutzung von aktiv einstellbaren Elastizitäten in der Prothetik (VAN HAM et al., 2009 [83]) oder innerhalb von Fertigungs- bzw. Produktionsstraßen der Automatisierungstechnik. Hier stehen insbesondere solche Applikationen im Fokus, bei welcher Industrieroboter und Mensch gemeinsam Arbeiten durchführen (z.B. Roboter APAS, ROBERT BOSCH GmbH, [108]) und wo der Roboter aus Sicherheitsaspekten kein reines Starrkörpergebilde sein darf (ZINN et al., 2004 [103]).

Daneben kann das Gesamtsystem URMELE Überwachungs- und Monitoring-Aufgaben in verkrauteten oder ökologisch sensitiven Gewässern durchführen z.B. Wassergütemessung in Litoralzonen renaturierter Braunkohleabbaugebiete. Infolge von aktiv einstellbaren Elastizitäten zwischen den oszillierenden Modulen, wie beispielsweise Federsteifigkeiten, lässt sich hierbei das Bewegungsverhalten im laufenden Betrieb je nach Applikationsszenario den lokalen Gegebenheiten anpassen. Sehr langsame Schwimmbewegungen zur Messwertaufnahme bzw. ein Standortwechsel bei schnellen Geschwindigkeiten erscheinen möglich, ebenso wie eine Anpassung der Manövrierfähigkeit/Wendigkeit.

Eine weitere Einsatzmöglichkeit solch eines Serviceroboters ist das Tracken von Öl: Im Falle einer Havarie eines Schiffes und bei Austritt von Öl wird ein Derivat des URMELE, hier URMELE OIL, analog den automatischen Rettungsbooten für die Besatzung zu Wasser gelassen. Infolge der schraubenlosen, biologisch inspirierten Fortbewegung ist URMELE OIL vor Funktionsausfall durch umhertreibenden Müll bzw. Trümmerteile weitgehend geschützt. Mittels interner Sensorik und entsprechender Programmierung erkennt das System, dass es sich in Salzwasser befindet und passt die Federsteifigkeiten zwischen den Modulen entsprechend der hinterlegten Algorithmen an. Ein Zielkriterium dieser Algorithmen könnte z.B. eine hinsichtlich eines minimalen Energiebedarfes optimierte Schwimgeschwindigkeit sein. Anschließend schwimmt URMELE OIL an die Phasengrenze zwischen Öl und Wasser, die Sensorik meldet der Steuerung eine veränderte Viskosität, die Federsteifigkeit zwischen den oszillierenden Module und somit die Fortbewegungseigenschaften des Roboters passen sich erneut der geänderten Situation an. So schwimmt der Roboter in den Ölfleck und sendet von dort fortlaufend Positionssignale, welche es Ölbergungsschiffen ermöglicht, das ausgelaufene Öl noch vor Anlandung auf Strände oder Riffe abzusaugen. Bei entsprechend größeren Ölteppichen wäre der Einsatz von mehreren Robotern im Schwarm sinnvoll.

## 2.4 Aufbau der Arbeit und verwendete Methodik

An dieser Stelle sei auf die in dieser Arbeit verwendete Methodik eingegangen. Unter Verweis auf erfolgreich abgeschlossene und aktuelle Entwicklungen von (biologisch inspirierten) Robotern am FG Biomechatronik der TU Ilmenau wie z.B. Kletterroboter CREST (MÄMPEL et al., 2009 [56]), Kletterroboter MATBOT (FREMEREY et al., 2011 [25]), Laufroboter WARMOR (FREMEREY et al., 2012 [20]) und T-WHEX (NATO Projekt Nr. 984560, 2014 [129]) erfolgt auch bei der Schwimmroboterfamilie URMELE die Konstruktion größtenteils anhand der VDI 2206 – Entwicklung von mechatronischen Produkten [69] – unter Einbeziehung des biologisch inspirierten konstruktiven Entwicklungsplans



(WITTE et al., 2013 [93]) Das hierfür verwendete V-Modell nach VDI 2206 [69] mit einmaligem Durchlauf zeigt Abbildung 6.

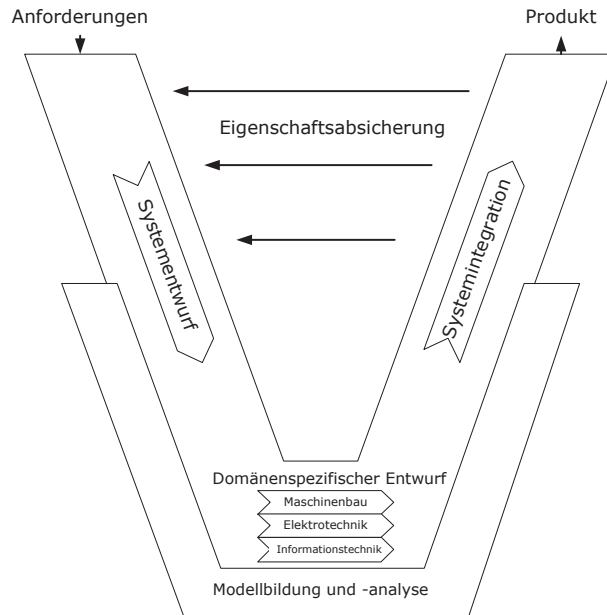


Abbildung 6: V-Modell nach VDI 2206 [69]

Grundlage des systematischen Entwurfsprozesses bildet zum einen die Analyse des derzeitigen Standes der Wissenschaft und Technik bei biologisch inspirierten, schwimmenden Systemen. Zum anderen werden zur Sichtung der Möglichkeiten der Implementierung eines Energiespeichers innerhalb von Antriebssystemen die Vorarbeiten des Forschungsgebietes „Aktuatoren mit einstellbarer Elastizität“ untersucht. Unter Einbezug aller aus diesen Recherchen gewonnen Erkenntnissen erfolgt das Aufstellen von Anforderungen sowie die systematische Konstruktion einer Roboterfamilie URMELE nach VDI 2206. Die Ziele und Aufgaben der einzelnen Systeme innerhalb der Roboterfamilie fasst Tabelle 1 zusammen.

**Tabelle 1:** Übersicht über die Roboterfamilie URMELE

<b>Roboter</b>	<b>Ziel und Aufgabe</b>	<b>Besonderheit</b>
URMELE LIGHT	Machbarkeitsnachweis und Gewinn erster Erkenntnisse	Mobiler schwimmfähiger Roboter mit manuell einstellbarer Federsteifigkeit
EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0	Systematische Parameteranalyse zur Erkenntnissteigerung	Stationärer schwimmfähiger Roboter mit manuell einstellbarer Federsteifigkeit
URMELE 2.0	Automatische Variation der Federsteifigkeit, Umsetzung der Erkenntnisse aus der Analyse der Experimentalplattform URMELE 1.0	(Mobiler) schwimmfähiger Roboter mit intrinsisch einstellbarer Federsteifigkeit

Die Entstehung der Schwimmroboterfamilie URMELE durchläuft einen mehrstufigen Entwicklungsprozess. Zum Nachweis der Machbarkeit des gewählten Ansatzes dient der Demonstrator URMELE LIGHT. Ziel ist die Erkenntnis, ob ein unteraktuierter Schwimmroboter mit (manuell) einstellbar elastischen Elementen einen technisch nutzbaren Vortrieb bei gleichzeitiger Manövrierbarkeit generieren kann.

In einem zweiten Durchlauf des Entwicklungsprozesses werden die aus der Machbarkeitsanalyse gewonnen Erkenntnisse für den Entwurf der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 verwendet. Es schließt sich eine konstruktionsbegleitende Modellbildung sowie die Simulation von produktrelevanten Bauteilen und –gruppen an, welche im vorliegenden Fall der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 das Antriebssystem und dessen Wechselwirkung mit dem umgebenden Fluid umfasst. Im nachfolgenden domänenspezifischen Entwurf werden die mechanischen, elektronischen und informationstechnischen Komponenten der Experimentalplattform auskonstruiert sowie zu einem ganzheitlichen System integriert. An dieser Stelle ist zudem die Gestaltung einer nutzerangepassten Mensch – Maschine – Schnittstelle vorzusehen (vgl. Abbildung 1). Anschließend erfolgt die Eigenschaftsabsicherung, welche die Ist-Eigenschaften der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 mit den in den Anforderungen formulierten Soll-Eigenschaften anhand von experimentellen Untersuchungen vergleicht. Auf Grundlage dieser Erkenntnisse der Entwicklung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 findet ein weiterer Durchlauf des V-Modells statt: Es erfolgt die Gestaltung des mobilen Schwimmroboters URMELE 2.0. Dieser Roboter verfügt über Effektormodule mit einer aktiv einstellbaren intrinsischen Elastizität.

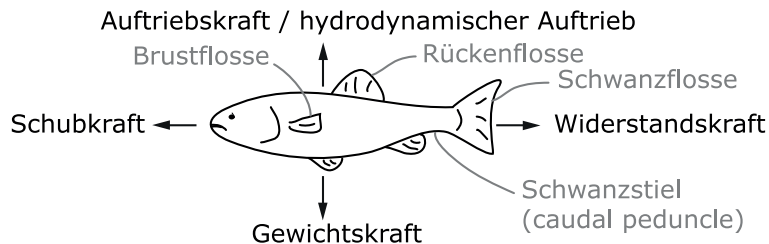
Die Arbeit endet mit Experimenten zur Eigenschaftsabsicherung des Roboters URMELE 2.0 sowie einem Ausblick auf zukünftige Tätigkeiten.

### 3 Aspekte des Standes der Wissenschaft und Technik

Aufgrund der Fokussierung dieser Arbeit auf schwimmende Systeme stellt das folgende Kapitel den für die Arbeit bedeutsamen Stand der Wissenschaft und Technik bei biologisch inspirierten Schwimmrobotern dar. Hinsichtlich der Implementierung von Federelementen mit einstellbarer Steifigkeit innerhalb des Antriebssystems des URMELE erfolgt zusätzlich die Darstellung ausgewählter Entwicklungen im Bereich von Aktuatoren mit einstellbarer Elastizität.

#### 3.1 Begriffsdefinitionen aquatischer Lokomotion

Gemäß SFAKIOTAKIS et al. (SFAKIOTAKIS et al., 1999 [75]) sind die Haupteigenschaften von Wasser bei Nutzung als Medium für die Fortbewegung dessen Inkompressibilität sowie die hohe Dichte. Durch die Inkompressibilität bewirkt jede Bewegung eines schwimmenden Lebewesens/technischen Systems eine Bewegung des umgebenden Wassers und umgekehrt. Abbildung 7 zeigt die hierbei wirkenden Kräfte sowie die die nachfolgenden Abschnitte bedeutsamen Begriffe der Fischmorphologie.



**Abbildung 7:** Schematische Darstellung der an einen schwimmenden Fisch angreifenden Kräfte sowie gebräuchliche Fachtermini, Abbildung nach D. Voges, TU Ilmenau

Infolge der schwimmenden Fortbewegung findet eine Impulsübertragung vom Fisch in das umgebende Wasser statt. Die damit verbundenen Kräfte lassen sich in Widerstandskräfte, statische und dynamische Auftriebskräfte sowie Schubkräfte unterteilen. Unter der Annahme, dass sich ein Fisch mit konstanter Geschwindigkeit bewegt, erfordert die Impulserhaltung ein Gleichgewicht aller angreifenden Kräfte. Somit muss der Vortrieb gleich der Summe aller Widerstandskräfte sein.

Infolge der Tatsache, dass die Dichte von Wasser nahe der Dichte der Körper mariner Lebewesen ist (SFAKIOTAKIS et al., 1999 [75]), spielt die Gewichtskraft und damit der statische Auftrieb eine untergeordnete Rolle.

Zur Charakterisierung der Fortbewegung von Fischen wird unter anderem die REYNOLDS-Zahl  $Re$  (1) verwendet:

$$Re = \frac{L \cdot u}{\nu} \quad (1)$$

mit:  $L$  = charakteristische Länge des vortriebgenerierenden Fischkörpers in m  
 $u$  = Schwimgeschwindigkeit in m/s  
 $\nu$  = kinematische Viskosität des Wassers in  $m^2/s$

Dabei beträgt derjenige Bereich  $Re$ , in welchem sich die meisten ausgewachsenen Fische hinsichtlich des Schwimmens einordnen lassen,  $\approx 10^3 < Re < 5 \cdot 10^6$ . Innerhalb dieses Bereichs sind Kräfte aufgrund von Trägheit dominant und viskose Effekte gewöhnlicherweise vernachlässigbar (vgl. SFAKIOTAKIS et al., 1999 [75]).

Ferner wird innerhalb dieser Arbeit zur Einordnung der Effizienz des Schwimmens die Effizienz  $\eta_F$  nach FROUDE (2) verwendet (SFAKIOTAKIS et al., 1999 [75]).

$$\eta_F = \frac{F_F \cdot u_F}{P_F} \quad (2)$$

mit:  $u_F$  = mittlere Vorwärtsgeschwindigkeit des Fisches in m/s  
 $F_F$  = zeitlich gemittelte erzeugte Kraft in N  
 $P_F$  = zeitlich gemittelte erforderliche Leistung in W

### 3.1.1 Formen der aquatischen Lokomotion

Die Schwimmbewegungen von Fischen zur Fortbewegung lassen sich bei Vernachlässigung von Sonderbewegungsformen wie Springen, Fliegen oder Gleiten nach SFAKIOTAKIS et al., 1999 [75] generell in zwei Klassen unterteilen. Die erste Klasse besteht aus den sogenannten stetigen Schwimmern. Diese legen weite Strecken bei einer im Mittel konstanten Schwimgeschwindigkeit zurück. Die für die Fortbewegung notwendigen Schwimmbewegungen wiederholen sich zyklisch, aber mit nicht reproduzierbarer Trajektorie. Ein Vertreter dieser Art von Fischen ist der Thunfisch. Die zweite Klasse umfasst die unstetigen Schwimmer. Diese besitzen eine hohe Manövrierfähigkeit, welche insbesondere durch schnelle Richtungswechsel gekennzeichnet ist. Ferner sind die unsteten Schwimmer je nach Fischart - als Folge einer hohen Beschleunigung - in der Lage, schnelle Flucht- bzw. Angriffsmanöver durchzuführen. Riffbewohner sind typische Vertreter unsteter Schwimmer (SFAKIOTAKIS et al., 1999 [75]). Innerhalb der vorliegenden

Arbeit erfolgt mit Blick auf die Zielsetzung eines neuartigen, energieeffizienten Antriebssystems für Schwimmroboter die Fokussierung auf stetige Schwimmer.

### 3.1.2 Lokomotionsformen stetig schwimmender Fische

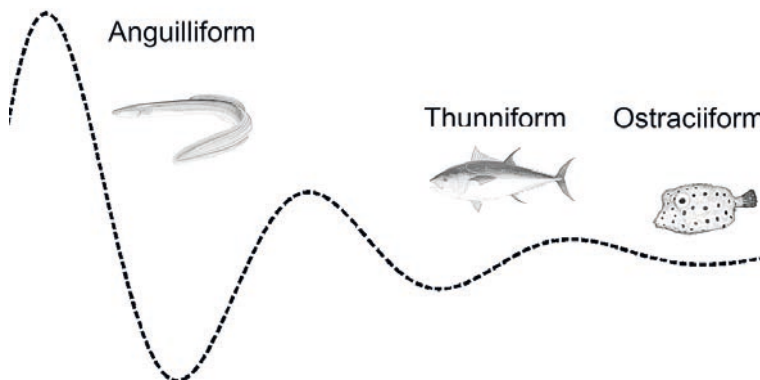
Die meisten Fischarten (85 %, SFAKIOTAKIS et al., 1999 [75]) erzeugen den für die Lokomotion erforderlichen Vortrieb über eine wechselsinnige Biegung des Körpers (*body*) und der *caudalen* Schwanzflosse (*caudal*). Dieser Modus wird *Body/Caudal Fin* oder *BCF-locomotion* genannt. Die Richtungsänderung erfolgt oftmals über die *pektoralen* bzw. *medianen* Flossen. Die BCF-Schwimmer lassen sich weiterhin in vier Gruppen verschiedener Schwimmmodi einteilen, welche in Tabelle 2 in Anlehnung an MOYLE & CECH, 2004 [63] zusammengefasst sind.

**Tabelle 2:** Schwimmmodi der BCF-Schwimmer nach MOYLE & CECH, 2004 [63]

Schwimmmodus	Im Körper/Schwanz sichtbare Wellenlänge ( $\lambda$ )	Beispielart	Besonderheiten
<i>Anguilliform</i>	> 1	Aal	Hohe Manövrierfähigkeit, langsame Schwimmgeschwindigkeit
<i>Sub-Carrangiform</i>	0,5 - 1	Lachs, Forelle	Vielseitige Schwimmer
<i>Carrangiform</i>	< 0,5	Makrele	Schnelle Schwimmgeschwindigkeit, schlechte Manövrierfähigkeit
<i>Thunniform</i>	Nur <i>caudaler Pediculus</i> und caudale Flosse	Thunfisch	Schnellste Schwimmer im Tierreich
<i>Ostraciiform</i>	Nur caudale Flosse	Kofferrfisch	Langsame Schwimmgeschwindigkeit

*Anguilliforme* bzw. aalähnliche Schwimmer nutzen dabei zur Vortriebserzeugung nahezu den gesamten Körper, welchen sie in eine wellenförmige Bewegung, auch Undulation genannt, versetzen. Hierdurch erreichen *anguilliforme* Schwimmer zwar nur vergleichsweise geringe Geschwindigkeiten, besitzen jedoch dafür eine hohe Manövrierfähigkeit. Die *sub-/carrangiformen* bzw. heringsähnlichen Schwimmer erzeugen den Vortrieb im Wesentlichen mit dem letzten Drittel des Körpers. Die *subcarrangiformen* Arten sind hinsichtlich Manövrierfähigkeit und Geschwindigkeit vielseitige Schwimmer, wohingegen die *carrangiformen* Schwimmer eine hohe Geschwindigkeit bei geringer Manövrierfähigkeit aufweisen. Die schnellsten Schwimmer sind der Gruppe der *thunniformen* bzw. thunfischähnlichen Schwimmern zuzuordnen; hierbei wird der Vortrieb im Wesentlichen durch eine entsprechend gestaltete und wechselsinnig bewegte Schwanzflosse sowie den

Übergang zum Körper (das sog. *caudal peduncle*) in das Fluid eingekoppelt, der restliche Körper oszilliert kaum. *Thunniforme* Schwimmer sind für schnelles und ausdauerndes Schwimmen ausgelegt, an langsames Schwimmen oder schnelle Wendemanöver sind diese Fische nicht gut angepasst (SFAKIOTAKIS et al., 1999 [75]). *Ostraciiforme* Schwimmer hingegen erzeugen den Vortrieb über die reine Oszillation der Schwanzflosse; ein Beispiel ist der Kofferrisch. Die Fische dieser Gruppe zeichnen sich durch normalerweise „starre“ Körper aus, zur Fortbewegung werden zudem u.a. die *pektoralen* Flossen eingesetzt.



**Abbildung 8:** Abnahme der Amplitude des ausgelenkten Körpers von *anguilliform* nach *ostraciiform*, modifiziert durch D. VOGES, TU Ilmenau, nach SFAKIOTAKIS et al., 1999 [75]

Somit nimmt zusammenfassend die Amplitude des ausgelenkten Körpers von *anguilliform* nach *ostraciiform* ab; ebenso wie die relative zum Wasser bewegte Körperlänge. Hingegen nimmt die Schlagfrequenz von *anguilliform* nach *ostraciiform* zu, vgl. Abbildung 8.

### 3.2 Übersicht relevanter biologisch inspirierter aquatischer Roboter

Ziel dieses Kapitels ist eine Übersicht des derzeitigen Standes der Wissenschaft und Technik der für die vorliegende Arbeit bedeutsamen, biologisch inspirierten Schwimmroboter nach Vorbild der BCF-Schwimmer. Dabei stehen insbesondere diejenigen Systeme im Fokus, welche sich durch eine möglichst geringe Anzahl an Aktuatoren und/oder den Einsatz von definierten Elastizitäten innerhalb des Antriebssystems auszeichnen. Zudem werden bedeutsame Entwicklungen mit Signalwirkung für zukünftige Roboter dargestellt. Ziel ist es, den innerhalb von Kapitel 2 skizzierten, eigenen Ansatz zu untersetzen und in die internationale Vorarbeit einzuordnen. Tabelle 3 gibt einen Überblick über die betrachteten, biologisch inspirierten Schwimmroboter. Die

Unterteilung der Roboter erfolgt aufgrund der Zielsetzung dieser Arbeit anhand des konstruktiv umgesetzten Antriebssystems in drei Kategorien: a) keine definierte Elastizität im Antriebssystem, b) passive intrinsische Elastizität im Antriebssystem und c) aktive (einstellbare) intrinsische Elastizität im Antriebssystem.

**Tabelle 3:** Übersicht über relevante, biologisch inspirierte Schwimmroboter

Kategorie	Roboter	Quelle	Dominantes Element des Antriebssystems und Anzahl der Aktuatoren $n_A$	Schwimmform
<b>Keine definierte Elastizität im Antriebssystem</b>	ROBOTUNA	BARRETT [3]	Zugmittelgetriebe ( $n_A = 6$ )	<i>thunniform</i>
	VCUUV	ANDERSON et al. [1]	Zugmittelgetriebe ( $n_A = 4$ )	<i>thunniform</i>
	BOXYBOT	LACHAT et al. [46]	Hauptaktuator: Stirnradgetriebe ( $n_A = 1$ ) Flossenaktuatoren: Stirnradgetriebe ( $n_A = 2$ )	<i>ostraciiform</i>
	PF 300	HIRATA et al. [36]	Stirnradgetriebe ( $n_A = 2$ )	<i>carrangithunniform</i>
	PF 600	JNMR [71]	Stirnradgetriebe ( $n_A = 3$ )	<i>carrangithunniform</i>
	PF 700	JNMR [71]	Scotch-Yoke Mechanismus ( $n_A = 3$ )	<i>carrangithunniform</i>
	Fisch Roboter G9 G-Serie	HU [39]	Stirnradgetriebe ( $n_A = 3$ )	<i>carrangithunniform</i>
	MT 1	LIU et al. [51]	Eigenkonstruktion ( $n_A = 1$ )	<i>carrangithunniform</i>
	AMPHIBOT II	CRESPI et al. [11]	Stirnradgetriebe ( $n_A = 7$ )	<i>anguilliform</i>
	REEL II	McIsaac et al. [58]	Stirnradgetriebe ( $n_A = 5$ )	<i>anguilliform</i>
	ACM R5	HIROSE et al. [37]	Stirnradgetriebe ( $n_A = 8$ )	<i>anguilliform</i>
	LAMPREY ROBOT	STEFANINI et al. [77]	Magnete ( $n_A = 21$ )	<i>anguilliform</i>
	SPC-II	LIANG et al. [49]	Stirnradgetriebe ( $n_A = 1$ )	<i>thunniform</i>
	SPC-III	WANG et al. [87]	Stirnradgetriebe ( $n_A = 1$ )	<i>thunniform</i>
	ROBOSALMON	WATTS [89]	Stirnradgetriebe ( $n_A = 1$ ), aktuiert 10 Starrkörperelemente	<i>carrangithunniform</i>

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Fortsetzung Tab. 3

Kategorie	Roboter	Quelle	Dominantes Element des Antriebssystems und Anzahl der Aktuatoren $n_A$	Schwimmform
<b>Passive intrinsische Elastizität im Antriebssystem</b>	ROBOTIC DOLPHIN Japan	NAKASHIMA et al. [65]	Version a) Pneumatik ( $n_A = 2$ ) Version b) Stirnradgetriebe ( $n_A = 1$ ), Feder am Übergang zur Flosse	<i>thunniform</i>
	ROBOTIC DOLPHIN Türkei	DOGANGIL et al. [14]	Pneumatik ( $n_A = 3$ ), nachgiebige Flosse	<i>thunniform</i>
	WANDA 1	ZIEGLER et al. [101]	Stirnradgetriebe ( $n_A = 1$ ), Material der Flosse variiert	Keine spezielle
	ROBOPIKE	KUMPH et al. [45]	Zugmittelgetriebe ( $n_A = 3$ ) und Feder am Übergang zur Flosse	<i>carrangiform</i>
	URMELE LIGHT	FREMEREY et al. [27]	Stirnradgetriebe ( $n_A = 1$ ) + Federn innerhalb der Transmission	<i>carrangi-thunniform</i>
<b>Aktiv (einstellbare) intrinsische Elastizität im Antriebssystem</b>	WANDA 2	ZIEGLER et al. [102]	Stirnradgetriebe ( $n_A = 1$ ), Stellantrieb in Flosse	Keine spezielle
	Flossen Mechanismus	NAKABAYASHI et al. [64]	Hauptaktuator: Stirnradgetriebe ( $n_A = 1$ ), elastische Flosse Stellantriebe für Federsteifigkeit ( $n_A = 1$ )	<i>thunniform</i>
	ROBOTIC PLATFORM	ZIEGLER et al. [100]	Hauptaktuator: Stirnradgetriebe ( $n_A = 1$ ) + mehrere Federn innerhalb der Transmission Stellantriebe für Federsteifigkeit ( $n_A = 3$ )	<i>carrangiform</i>
	DEMONSTRATOR MEHRKÖRPER-MODELL	FREMEREY & FISCHHEITER [21*], [24]	Stirnradgetriebe ( $n_A = 1$ ) + mehrere Federn innerhalb der Transmission Simulationsmodell	<i>carrangiform</i>



### 3.2.1 Schwimmroboter ohne definierte Elastizität

Die Roboter in dieser Kategorie generieren den zur Fortbewegung erforderlichen Vortrieb in der Regel mit einer oder mehreren Aktuator-Transmission-Effektor Einheit(en). Dabei stellt der Effektor infolge der biologischen Inspiration meist eine Flosse dar. Die Transmission hingegen wird einerseits als drehzahluntersetzendes bzw. den Drehrichtungssinn vorgebendes Stirnrad- oder Koppelgetriebe konzipiert, andererseits finden ebenso häufig Zugmittelgetriebe Verwendung. Allen dargestellten Robotern ist gemeinsam, dass der Vortrieb ohne die Verwendung von passiv oder aktiv einstell- bzw. beeinflussbaren Elastizitäten im Antriebssystem generiert wird.

#### Auskoppeln des Vortriebs mittels Zugmittelgetriebe

Einer der ersten biologisch inspirierten Schwimmroboter war der ROBOTUNA des M.I.T (BARRETT, 1994 [3]). Ziel der Entwicklung dieses Roboters ist die Analyse der Bewegungsvorgänge von Fischen beim Vorwärtsschwimmen unter Verwendung von Körper und Schwanzflosse (BCF-Schwimmodi). Die Wahl des Vorbildorganismus Thunfisch ist dessen hoher Geschwindigkeit geschuldet: als einer der am schnellsten schwimmenden Fische legt dieser große Strecken mit maximalen Geschwindigkeiten von bis zu 54 km/h zurück (WARDLE et al., 1989 [88]). Hinzu kam die Überlegung, dass der Thunfisch und seine Unterarten über ähnliche Morphologien verfügen, so dass BARRETT annahm, dass sich ein einmal entwickeltes Design relativ einfach hinsichtlich der späteren Anwendung als autonomes Unterwasserfahrzeug skalieren ließe (ROPER et al., 2011 [71]). Zusätzlich konnten infolge des *thunniformen* Fortbewegungsmusters und der damit verbunden geringen Bewegung des Rumpfes während der Lokomotion weite Teile des Roboters als starr abstrahiert werden. Dies bietet einerseits fertigungstechnische Vorteile und ermöglicht andererseits auch das Mitführen einer größeren Zuladung. Die verwendete Version von ROBOTUNA hat eine Länge von 1,2 m. Zur adäquaten Untersuchung der oben ausgeführten Ziele ist ROBOTUNA über einen Träger auf Höhe der *dorsalen* Finne mit einem außerhalb des Wassers auf Führungen laufenden Schlitten verbunden. Dieser gibt während der Experimente die Schwimmgeschwindigkeit des ROBOTUNA vor.

Die Geometrie von ROBOTUNA ist detailliert einem realen Thunfisch nachempfunden. BARRETT und Mitarbeiter nutzten einen selbst entwickelten 3D-Scanner, um Körpergeometrie und Besonderheiten eines toten Vorbildfisches für die Konstruktion zu erfassen und zu übernehmen. Konstruktiv hervorzuheben ist der Schwanz von ROBOTUNA. Dieser besteht aus einer sieben Elemente umfassenden, gelenkig verbundenen, Starrkörperstruktur - ROPER et al., 2011 [71] abstrahieren diese als eine aus „Wirbeln“ bestehende „Wirbelsäule“. Die zwischen den Elementen angeordneten sechs Gelenke werden mittels Zugseilen ausgelenkt. Diese werden wiederum mittels bürstenloser Gleichstrommotoren

aktuiert, welche oberhalb von ROBOTUNA auf dem Schlitten befestigt sind. Der gesamte Schwanz wurde mit einer wasserdichten Haut aus LYCRA<sup>®</sup>, einem neoprenähnlichen Gewebe, überzogen. Allerdings wird der Schwanz während der Experimente geflutet, um den erhöhten technischen Aufwand bei der Abdichtung dieser beweglich verkoppelten Baugruppen zu vermeiden. Zur Analyse der der Schwimmbewegung zugrunde liegenden Mechanismen des BCF-Schwimmens wurde eine Vielzahl von Sensoren implementiert, um die Momente der Motoren, die Widerstandskräfte auf den Träger sowie den Druck auf die Schwanzflosse zu messen. Dabei konnte gezeigt werden, dass für bestimmte Kinematiken die Widerstandskraft reduziert war (ROPER et al., 2011 [71]).

Auf Basis dieser Untersuchungen erfolgte die Konstruktion und Umsetzung des Roboters VCUUV (ANDERSON et al., 2002 [1]). Ebenfalls biologisch inspiriert und basierend auf den Ergebnissen von ROBOTUNA ist VCUUV ein frei schwimmender Roboter. Seine Länge beträgt 2,4 m. Sein Antriebssystem besteht analog zu ROBOTUNA aus einer gelenkig verbundenen, fünf Starrkörperelemente umfassenden, Schwanzstruktur, welche über antagonistisch arbeitende Zugseile aktuiert wird. Der Überzug der Schwanzstruktur besteht ebenfalls aus LYCRA<sup>®</sup>, ebenso wurde die Struktur aus Gründen der einfacheren technischen Umsetzung geflutet. Ausgelenkt werden die Zugseile mittels hydraulischer Linearaktuatoren. Daher beinhaltet der steife Körper von VCUUV die für den Betrieb erforderlichen Hydraulikkomponenten wie Pumpe, Reservoir und Ventile sowie die erforderliche Steuerelektronik. Experimente zur Fortbewegung zeigten, dass VCUUV Drehraten um die Hochachse von 75°/s erreicht, was derzeitige konventionelle AUV übertraf (ROPER et al., 2011 [71]). Bei einer Schlagfrequenz von 1 Hz beträgt die Schwimgeschwindigkeit 0,61 Körperlängen pro s, kurz BL/s (*body length/s*).

### **Auskoppeln des Vortriebs mittels eines Stirnradgetriebes**

Von *ostraciiformen* Schwimmern wie dem Kofferrisch inspiriert ist der BOXYBOT des BioRob Lab der EPFL Lausanne (LACHAT et al., 2006 [46]).

Mittels des Roboters sollte der Einsatz von Central Pattern Generatoren in der Steuerung eines voll autonomen Schwimmroboters untersucht werden. BOXYBOT (LACHAT et al., 2006 [46]) besteht aus zwei starren Modulen mit einer Gesamtlänge von 250 mm. Das erste Modul, das sog. Kopfmodul, verfügt über zwei unabhängig voneinander ansteuerbare Faulhabermotoren mit einer Leistung von jeweils 2,83 W, welche die daran angeschlossenen *pektoralen* Flossen vollständig um die y-Achse auslenken können. Mittels eines dritten Faulhabermotors gleicher Leistung innerhalb des zweiten Moduls, des sogenannten Rumpfmotors, wird die *caudale* Flosse, welche für den Vortrieb sorgt, bis zu  $\pm 60^\circ$  bewegt. Durch diese drei Motoren kann BOXYBOT u.a. *ostraciiforme* Schwimmbewegungen ausführen. Gesteuert wird der Roboter von einem PIC 18F2580

Mikrocontroller bei 40 Hz, der als Master für die drei Motorcontroller (PIC 16f876A) dient. Drei Lithium-Ionen-Akkumulatoren versorgen BOXYBOT mit der erforderlichen Leistung. Ein Lichtsensor ermöglicht „selbstständiges“ Schwimmen relativ zu einer externen Lichtquelle. Auch Sicherheitsaspekte wurden berücksichtigt: so zeigt ein Sensor mögliche Leckagen an. Dabei werden die für die Bewegung erforderlichen Parameter wie der zeitabhängige Winkel der *caudalen* Flosse, die Frequenz oder der Offset der Oszillation mittels CPGs generiert, im Gegensatz zu der sonst weit verbreiteten Steuerung durch sinusähnliche Trajektorien oder PID-Regelkreise. Damit können Kontrollparameter online während der laufenden Betriebes geändert werden, ein Neustart des Reglers ist nicht erforderlich. Experimente von LACHAT et al., 2006 [46] zeigen, dass je nach Parameterwahl der CPGs verschiedene Verhaltensmuster erzeugt werden. Die maximale Schwimmgeschwindigkeit beträgt bei 8 Hz und einer Amplitude von  $40^\circ$  0,37 m/s, welches 1,4 BL/s entspricht.

### **Auskoppeln des Vortriebs mittels mehrerer, durch Stirnradgetriebe verkoppelter Starrkörperelemente**

Zahlreiche Fisch-inspirierte Roboter sind am JAPANESE NATIONAL MARITIME RESEARCH INSTITUTE (JNMR) konstruiert, gebaut und untersucht worden. Zur Untersuchung der Manövrierfähigkeit der gemeinen Meerbrasse dient der Schwimmroboter PF 300 (HIRATA et al., 2000 [36], ROPER et al., 2011 [71]). Dieser Roboter besteht aus drei Starrkörperelementen, welche gelenkig verbunden sind. Dabei werden die beiden Gelenke direkt mittels bürstenloser Gleichstrommotoren aktuiert. Unter der von den Forschern getätigten Annahme, dass die *caudale* Flosse einen Großteil des Vortriebs erzeugt, wurde lediglich dieser Teil dem Vorbildfisch Meerbrasse nachempfunden. Beim Rest des Roboters wurde auf eine morphologische Ähnlichkeit zwischen Roboter und Vorbildfisch verzichtet. Die Kommunikation zwischen PF 300 und dem Steuerrechner erfolgt über Funk-Signale, ein Schwimmer sorgt einerseits dafür, dass die Antenne nicht untergeht, und andererseits PF 300 eine konstante Tauchtiefe einhält. Derzeit nutzt PF 300 Schlagfrequenzen bis zu 2,3 Hz und erreicht eine Spitzengeschwindigkeit von 0,6 BL/s (HIRATA et al., 2000 [36]).

Zur Untersuchung des Vortriebes von BCF-Schwimmern wurde PF 600 entwickelt. Dieser Roboter besitzt einen zylindrischen Körper mit einer Länge von 650 mm sowie drei jeweils durch ein Drehgelenk verkoppelte Starrkörperelemente. Am letzten Starrkörperelement ist mittels eines weiteren Drehgelenks eine *caudale* Flosse befestigt. Dabei steuern zwei Servomotor die Gelenke, zwischen den Starrkörperelementen während ein dritter Motor die Flosse bewegt. Durch diesen zusätzlichen Freiheitsgrad sind Anstellwinkel zwischen Schwanzflosse und den drehbar verkoppelten Starrkörperelementen möglich. Die Entwicklungen von PF 600 führten anschließend zu PF 700. Durch

Kombination zweier Motoren mit einer Kreuz-Kurbelschleife können Schlagfrequenzen bis 10 Hz erzeugt werden, was eine Maximalgeschwindigkeit von 1 BL/s bedeutet. Die weiteren Roboter UPF 2001, PF 200 und PF 550 stellen Weiterentwicklungen der vorangegangenen Modelle des JNMRI dar. Der Fokus lag auf der Verbesserung von Vortrieb und Manövrierfähigkeit. Als Besonderheit sei beim PF 200 die Implementierung einer beweglichen Masse angeführt, mit deren Hilfe Drehbewegungen des Roboters um die Hochachse unterstützt werden sollen (ROPER et al., 2011 [71]).

Weitere Schwimmroboter ohne definierte Elastizität im Antriebsstrang sind die G-Serie-Roboter der University of Essex (HU, 2006 [39]). Diese dienen der Untersuchung *carrangiformer* sowie *subcarrangiformer* Schwimmbewegungen. Dabei besitzt die aktuelle Schwimmroboterversion G9 - öffentlich geworden durch die Ausstellung innerhalb des Londoner Aquariums - eine Schwanzstruktur, welche aus vier jeweils mittels eines Drehgelenks des Freiheitsgrades  $\text{DoF} = 1$  verkoppelten Starrkörperelementen besteht. Hergestellt werden die Elemente mittels Stereolithographie. Die drei Gelenke zwischen diesen „Wirbeln“ werden mittels Servomotoren aktiv angesteuert, die Aktuatoren ermöglichen eine Drehung des Körpers in 0,2 s um  $90^\circ$ . Analog der Umsetzung innerhalb des Schwimmroboters PF 200 des JNMRI sorgt im Inneren des G9 eine aktiv bewegte Masse für eine Veränderung des Schwerpunktes, so dass Schwimmmanöver um die Hochachse ausgeführt werden können. Der Roboter kann zwischen mehreren Basisschwimmustern wechseln, unter anderem Vorwärtsschwimmen sowie Wendemanöver mit engen und weiten Radien. Die Vorwärtsbewegung wird über eine *dorsale* Flosse stabilisiert und trägt maximal 1,0 BL/s (LIU et al., 2005 [51]). Ferner verfügt G9 über einen weiteren DC-Motor für statisches Tauchen. Die Länge des Roboters beträgt 52 cm. Gesteuert wird G9 über einen 400 MHz GUMSTICK LINUX Computer, er verfügt über Bluetooth und RS232. Zehn Sensoren ermöglichen die Detektion der Tiefe, der Schwerpunktlage des Roboters in allen drei Raumrichtungen sowie möglicher Hindernisse vor dem Roboter (HU, 2006 [39]).

Da sich bei den Robotern der G-Serie aufgrund der hohen Anzahl an Kontrollparametern und den damit verbunden zahlreichen Möglichkeiten im Lösungsraum die softwareseitige Kontrolle als sehr komplex erwies, wurde mit der Entwicklung der M-Serie begonnen (MECHANICAL TAIL 1, LIU et al., 2005 [51]). Der MT 1 sollte durch einen optimierten mechatronischen Aufbau die Anzahl möglicher Kontrollparameter begrenzen und zudem eine online durchführbare Schwimmparameteroptimierung ermöglichen (LIU et al., 2005 [51]). MT 1 besteht aus zwei Teilen: Dem Kopf- und dem Gelenkteil. Der Kopfteil ist ein wasserdicht gestalteter Quader, der die Motoren, die Steuerung nebst drahtloser Kommunikation, die Sensorik (Kompass, Inclinometer, drei Infrarot-Abstandssensoren) und die

Energieversorgung enthält. Die Abmessungen betragen 480 mm · 215 mm · 150 mm, das Gewicht ca. 3,6 kg.

Für den erforderlichen Vortrieb sorgt ein Servomotor, welcher einen innerhalb des Gelenkteils platzierten Hebel-Mechanismus, den sogenannten C-BEND TAIL SHAPE antreibt. Durch den Mechanismus ist der singuläre Aktuator ausreichend, um die phasenversetzte Auslenkung der nachfolgenden Starrkörperelemente zu ermöglichen. Ein weiterer Servomotor steuert zwei *pektorale* Flossen, welche ein dynamisches Tauchen ermöglichen. Mit der derzeitigen Antriebsstruktur kann MT 1 mit einer Geschwindigkeit von 0,83 BL/s geradeaus schwimmen. Die maximale Tauchtiefe sind zehn Meter, im Experiment wurden 3,2 m erreicht (LIU et al., 2005 [51])

Weitere biologisch inspirierte Schwimmroboter, welche über keinerlei definierte Elastizitäten im Antriebsstrang verfügen, sind die Modelle SPC II (LIANG et al., 2005 [49]) und III (WANG et al., 2010 [87]) der BEIHANG UNIVERSITÄT. Beide Roboter verfügen über ein biologisch inspiriertes Schwanzelement, welches aus zwei gelenkig verbundenen Starrkörperelementen besteht. Jedes Gelenk wird dabei von einem bürstenlosen 150 W DC-Motor angetrieben, der sich im abgedichteten Kopfteil des Roboters befindet. Die Roboter erreichen maximale Schlagfrequenzen von bis zu 2,5 Hz. Die ursprüngliche Version SPC II besitzt eine Länge von 1,2 m. Dabei ist der vordere Teil des Roboters als druckdichter, starrer Körper konstruiert, das biologisch inspirierte Schwanzelement wurde daran aufgehängt. Es können Geschwindigkeiten von 1,2 BL/s und Drehraten von 70°/s erreicht werden. SPC III hingegen ist als klassisches autonomes Unterwasserfahrzeug ausgeführt, lediglich wird anstelle des Propellers das biologisch inspirierte Schwanzelement verwendet. Dabei weist der lange, steife Körper eine Länge von 1,6 m auf, die Spitzengeschwindigkeit beträgt 1,17 BL/s.

Den Abschluss dieses Abschnitts bilden Systeme, welche den Vortrieb mittels einer Vielzahl an Starrkörperelementen generieren, die gelenkig miteinander verbunden sind. Dabei ist jedes Starrkörperelement mit einer eigenen Aktuator-Transmission-Effektor-Einheit ausgestattet. Solche Systeme sind beispielsweise ACM-R5 (HIROSE et al., 2009 [37]), AMPHIBOT II bzw. III (CRESPI et al., 2005 [11]) und REEL 2 (MCISAAC et al., 2002 [58]).

Diesen Robotern ist gemeinsam, dass infolge der Oszillation eines jeden Starrkörperelementes in Zusammenspiel mit einem softwareseitig einstellbaren Phasenversatz zwischen den einzelnen Starrkörpern eine undulatorische Wanderwelle erzeugt wird. Die Auskoppelung der für den Vortrieb erforderlichen Kraft erfolgt somit über die gesamte bewegte Struktur. Tabelle 4 fasst die wichtigsten Eigenschaften dieser Schwimmroboter zusammen.

**Tabelle 4:** Eigenschaften der Schwimmroboter ACM-R5, AMPHIBOT II, und REEL 2

Name	Länge in mm	Schwimmgeschwindigkeit u in BL/s	Anzahl Elemente	Besonderheiten	Bewegungsformen
ACM-R5	1600	0,25 BL/s	8	2 Servomotoren pro Gelenk ermöglichen DoF = 2	Tauchen und Schwimmen
REEL 2	750	0,11 BL/s	5	Servomotoren FUTUBA S9303	Kein Tauchen, Schwimmroboter
AMPHIBOT II	800	ca. 0,3 BL/s (Parameter: $A \pm 50^\circ$ , $f = 0,8 \text{ Hz}$ $= \pm 30^\circ$ , $f < 0,8 \text{ Hz}$ )	7	DC Motor, Getriebe und Sensorik pro Gelenk ermöglichen DoF = 1	Dynamisches Tauchen möglich, ansonsten Schwimmroboter

Tabelle 4 zeigt, dass beim Roboter AMPHIBOT II einen Zusammenhang zwischen den Steuerparametern Amplitude A und Frequenz f existiert: Zum Erreichen der maximale Geschwindigkeit von 0,3 BL/s ist bei einer Frequenz  $f = 0,8 \text{ Hz}$  eine Amplitude  $A = \pm 50^\circ$  erforderlich, für  $f < 0,8 \text{ Hz}$  beträgt die Amplitude A hingegen  $\pm 30^\circ$ .

Ein weiterer für die vorliegende Arbeit bedeutsamer Roboter ist der an der UNIVERSITÄT GLASGOW entwickelte, vom Lachs inspirierte, Roboter ROBOSALMON. Er weist eine Gesamtlänge von 850 mm auf und ist aus einer aus zehn Elementen bestehenden, gelenkig verbundenen Starrkörperstruktur zusammengesetzt (WATTS, 2009 [89]). Die Besonderheit des ROBOSALMON insbesondere im Gegensatz zu strukturell aus ähnlich vielen Elementen aufgebauten Robotern wie AMPHIBOT II oder REEL 2 ist die Tatsache, dass diese zehn Elemente umfassende Starrkörperstruktur mittels eines einzigen Servomotors und einem durchgehenden Zugseil angetrieben wird. Gegen das umgebende Fluid ist die Starrkörperstruktur durch eine umhüllende Membran geschützt. Versuche mit Version eins des ROBOSALMON zeigten jedoch, dass die resultierenden Schwimmgeschwindigkeiten niedrig sind. Zusätzlich zeigt ROBOSALMON 1 ein *thunniformes* anstatt des durch die Autoren gewünschten *carrangiformen* Musters.

Die Nachfolgeversion des ROBOSALMON wurde dementsprechend modifiziert und besitzt einen drehbaren Kopf. Dieser kompensiert die während des Schwimmens durch die Oszillation der Starrkörperstruktur entstehende Drehbewegung des Körpers kinematisch. Da jedoch laut ROPER et al. die Kinematik immer noch in vielen Bereichen verbesserungswürdig ist, liegt die derzeitige Schwimmgeschwindigkeit bei nur 0,2 BL/s mit einer Schlagfrequenz von bis zu 1 Hz (ROPER et al., 2011 [71]). Der Leistungsbedarf beträgt bei einer Geschwindigkeit von 0,24 BL/s ca. 4 W (WATTS, 2009 [89]). Durch Vergleich

mit einem mit Propeller und Ruder ausgestatteten, ansonsten jedoch zu ROBOSALMON 2 identischen, Roboter zeigt Watts, dass für Geschwindigkeiten bis ca. 0,24 BL/s die biologisch inspirierte Variante einen geringeren Leistungsbedarf aufweist als diejenige mit Propeller und Ruder (WATTS, 2009 [89]). Des Weiteren weist ROBOSALMON 2 eine höhere Manövrierfähigkeit auf.

Eine Besonderheit stellt der von STEFANINI et al. entwickelte Roboter LAMPREY ROBOT (STEFANINI et al., 2012 [77]) dar. Dieser stellt den Übergang zwischen Schwimmrobotern ohne Elastizität im Antriebsstrang und solchen Robotern dar, welche gezielt passive bzw. aktiv einstellbare, intrinsische Steifigkeiten innerhalb des Antriebssystems nutzen.

Infolge eines Magnetantriebs (STEFANINI et al., 2012 [77]) wird eine muskelähnliche Kontraktion zwischen zwei Starrkörperelementen hervorgerufen, welche mittels drei Stahldrähten gelenkig verbunden sind. Diese antagonistische Aktuierung ermöglicht eine Fortbewegung des LAMPREY ROBOT bei einem Leistungsbedarf von durchschnittlich 3,5 W. Zur Beeinflussung der Steifigkeit der einzelnen, gelenkigen Verbindungen zwischen den Starrkörperelementen können die Magnete mittels eines Servomotors in ihrer Position verändert werden, nach STEFANINI et al. wird die Steifigkeit somit virtuell veränderbar. Hierdurch steigt jedoch der Leistungsbedarf auf durchschnittlich 6,5 W an. Durchgeführte Experimente zeigen, dass LAMPREY ROBOT ein Maximum an Geschwindigkeit von 0,7 BL/s bei typischen Schwimmfrequenzen zwischen 0,5 Hz und 0,7 Hz erreicht. Damit ist der Roboter in der Lage, für ca. 5 h zu schwimmen. Der gemessene durchschnittliche Gesamtleistungsbedarf liegt bei 6,7 W. Hinsichtlich der Manövrierfähigkeit ermöglicht LAMPREY ROBOT Wendemanöver in Umgebungen von unter 1 m Breite (STEFANINI et al., 2012 [77]).

### **3.2.2 Schwimmroboter mit passiver intrinsischer Elastizität**

Zu der Kategorie der biologisch inspirierten Schwimmroboter mit passiver intrinsischer Elastizität im Antriebssystem zählen unter anderem die am TOKYO INSTITUTE OF TECHNOLOGY entwickelten Schwimmroboter (NAKASHIMA et al., 2002 [65]), welche den Delphin zum Vorbild haben. Der Körper dieser Roboter besteht hierbei aus einem mittels einer Kohlenstofffaserhülle ummantelten starren Aluminiumrahmen, welcher Elektronik und Kommunikation trägt.

Der für den Vortrieb erforderliche, aus drei Starrkörpern aufgebaute, 1,5 m lange Schwanz besteht aus faserverstärkten Kunststoffringen, welche mit einer nichtelastischen, wasserdichten Hülle untereinander verbunden wurden. Je nach Version werden die zwischen diesen Starrkörpern befindlichen Drehgelenke mit einem Freiheitsgrad  $\text{DoF} = 1$  mittels

Pneumatik oder über Servomotoren aktuiert. Die Besonderheit stellt das nicht aktuierte, passive Gelenk am Übergang zur *caudalen* Flosse dar. Innerhalb dieses Gelenks lassen sich manuell verschiedene Federn einsetzen. Durch Variation der Federsteifigkeit stellten NAKASHIMA et al. fest, dass eine hohe Federsteifigkeit zu einer hohen Schwimmgeschwindigkeit führt. Bei einem vollständig starren Gelenk nimmt die Schwimmgeschwindigkeit jedoch erneut ab (NAKASHIMA et al., 2002 [65]). Während der Experimente wurden Schwimmgeschwindigkeiten von 0,6 BL/s und Frequenzen von bis zu 1,8 Hz erreicht.

Ein weiterer, vom Delphin inspirierter Roboter, der über eine passive intrinsische Nachgiebigkeit innerhalb des Antriebssystems verfügt, ist der ROBOTIC DOLPHIN der Istanbul Technical University (DOGANGIL et al., 2005 [14]). Dieser besitzt eine aus Silikon bestehende, nachgiebige Flosse. Sie wird über eine aus vier Starrkörperelementen bestehende Schwanzstruktur ausgelenkt. Die dazwischenliegenden Drehgelenke mit DoF = 1 werden über antagonistisch arbeitende Pneumatik-Zylinder aktuiert. Als Material für Roboter und Umhüllung wurden Aluminiumblech sowie verschiedene Kunststoffe verwendet. Zur Gewährleistung eines gleichzeitig flexiblen und deformierbaren Schwanzes, bei welchem Aktuatoren und Elektronik vor Wasser geschützt sind, wurde die gesamte Schwanzstruktur mit einer wasserdichten, flexiblen Membran ummantelt. Durch *pektorale* Flossen ist ROBOTIC DOLPHIN zudem in der Lage, Wendemanöver durchzuführen. Derzeit wird eine Schwimmgeschwindigkeit von 1 BL/s mit einer Schlagfrequenz von 1,35 Hz erreicht (ROPER et al., 2011 [71]).

Ziel des ROBOPIKE des M.I.T. (KUMPH, 2000 [45]) ist die Untersuchung schneller *carrangiformer* Schwimmmanöver (ROPER et al., 2011 [71]). Hierfür besteht die Schwanzstruktur des Roboters aus vier, gelenkig verbundenen, Starrkörperelementen. Wasserdichte, bürstenlose DC-Motoren und Zugseile generieren die für die Fortbewegung erforderliche Oszillation der Schwanzstruktur. Als Besonderheit verfügt ROBOPIKE über ein helixartig gewundenes Federelement zwischen Schwanzstruktur und restlichem Körper, womit die während der Bewegung entstehende kinetische Energie aufgenommen wird. Damit setzt ROBOPIKE die Empfehlungen der Studie von HARPER et al. (HARPER et al., 1997 [33]) um, welche sich für den Einsatz federnder Elemente innerhalb des Antriebsstranges von schwimmenden technischen Systemen ausspricht. Laut ROPER et al., 2011 [71] erreicht ROBOPIKE ohne Optimierung der Parameter eine maximale Geschwindigkeit von 0,3 BL/s bei 1 Hz Schlagfrequenz.

Roboter, welche für den Vortrieb lediglich einen Aktuator benötigen, sind u. a. die Roboter der WANDA-FAMILIE der Universität Zürich (ZIEGLER et al., 2006 [101]). Der Rumpf der ersten Generation besteht aus einer Reihe wasserdicht gekapselter Kunststoffplatten, welche den Servomotor für den Vortrieb sowie die für die Versuche erforderliche



Messelektronik beinhalten (HITEC HS5945MG bzw. KONDO KRS786ICS, je nach Modell). Ferner befindet sich innerhalb des Rumpfes auftriebsgenerierendes Material, je nach Versuch werden Kork oder Schäume verwendet. An den Hebeln der Antriebsservos ist jeweils eine Lochplatte befestigt, wodurch verschiedene Typen von Flossen an WANDA getestet werden können. Die aktuellen Abmessungen der Roboterfamilie betragen  $\approx 330 \text{ mm} \cdot 44 \text{ mm} \cdot 105 \text{ mm}$ . Die für die Fortbewegung erforderlichen Steuersignale werden den Robotern extern zugeführt.

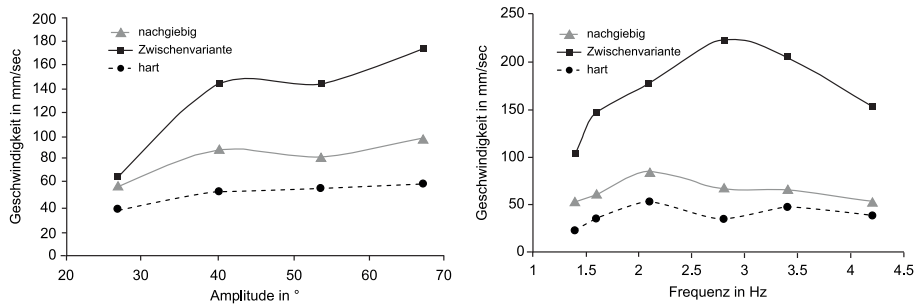
Mittels der Roboter der Familie WANDA wird die bereits in Kapitel 2 dargelegte Strategie der „morphological computation“ untersucht. Damit verfolgt das Labor für künstliche Intelligenz der Universität Zürich (ehemals R. Pfeifer) hier eine ähnliche Strategie wie die Robotik-Gruppe des FG Biomechatronik unter H. Witte für die biologisch inspirierten Roboter der TU Ilmenau: Reduktion des softwareseitigen Kontrollaufwandes unter Verwendung einer „Intelligenten“ Mechanik. So haben die an der Universität Zürich durchgeführten Experimente zum Ziel, das Bewegungsverhalten der Roboterfamilie WANDA bei Verwendung von mehreren Flossen unterschiedlicher Elastizität zu untersuchen: einer starren Flosse, einer nachgiebigen Flosse, sowie eine nicht näher spezifizierten Zwischenvariante. Die Ansteuerfunktion während der Experimente ist in (3) dargestellt.

$$\varphi(t) = A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) + b \quad (3)$$

mit:

- $\varphi(t)$  = zeitabhängiger Winkel in  $^\circ$ ,
- A = Amplitude in  $^\circ$ ,
- $\pi$  = Kreiszahl
- f = Frequenz in Hz,
- t = Zeit in s,
- b = Offset in  $^\circ$

Variiert wird während einer ersten Experimentalserie die Amplitude zwischen  $27^\circ$  und  $67^\circ$  während die Frequenz konstant 2,1 Hz beträgt. In einer zweiten Serie variiert die Frequenz f zwischen 1,4 Hz und 4,2 Hz, die Amplitude A wird bei  $40^\circ$  konstant gehalten.



**Abbildung 9:** Resultierende Schwimgeschwindigkeiten in Abhängigkeit von Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  bei Verwendung dreier Flossen mit verschiedenen Materialeigenschaften, Abbildung aus ZIEGLER et al., 2006 [101], bearbeitet durch D. VOGES, TU Ilmenau

Wie in Abbildung 9 dargestellt, haben die Materialeigenschaften der an den WANDA Robotern angebrachten Flossen einen Einfluss auf die maximal zu erzielende Schwimgeschwindigkeit. Bei Variation der Frequenz wird die während der Experimente auftretende maximale Geschwindigkeit für die Zwischenvariante bei 2,7 Hz erzielt. Für die starre wie die nachgiebige Flosse tritt das Geschwindigkeitsmaximum bei einer Frequenz von 2,1 Hz auf. Ferner ist eine Drehung des Roboters bei einer Schlagamplitude von  $40^\circ$  bei verschiedenen Frequenzen möglich (ZIEGLER et al., 2006 [101]). Zusätzlich führt der Roboter beim Schwimmen eine, der Vorwärtsbewegung überlagerte Rollbewegung aus. Durch diese Kombination an Bewegungen ist der Roboter in der Lage, auf- und abzutauchen, jedoch immer nur in Kombination mit einer Richtungsänderung. Statisches Tauchen ist eingeschränkt möglich. Der Roboter sinkt bei Stillstand ( $f = 0$  Hz) mit einer Geschwindigkeit von 50 mm/s.

### 3.2.3 Schwimmroboter mit aktiv einstellbarer intrinsischer Elastizität

Die für die vorliegende Arbeit als Referenz für die eigene Entwicklung besonders bedeutsamen biologisch inspirierten Schwimmroboter sind diejenigen, welche über eine aktiv einstellbare intrinsische Elastizität innerhalb des Antriebssystems verfügen. Ein Beispiel ist der Schwimmroboter WANDA 2 der Universität Zürich (ZIEGLER et al., 2013 [102])

Auch für den Vortrieb von WANDA 2 ist nur ein Aktuator erforderlich. Weitere Aktuatoren variieren eine veränderliche Steifigkeit in der Schwanzflosse. Der Roboter imitiert hierbei keine spezielle Spezies und soll auch nicht durch herausragende Schwimmeigenschaften bestehen. Vielmehr ist es das erklärte Ziel, die Art und Weise der Interaktion zwischen Roboter-morphologie und Umwelt zu analysieren, um biologische Systeme besser

verstehen zu können (ZIEGLER et al., 2013 [102]). Damit führt ZIEGLER et al. die Forschungsziele hinsichtlich der „morphological computation“ weiter fort. Analysiert wird bei WANDA 2 daher zum einen die Fragestellung, wie Verhalten in den durch den Roboter gelieferten Sensordaten abgebildet wird. Hierzu wird die minimal nötige Anzahl an Parametern analysiert, welche von der Sensorik an die Steuerung geliefert werden muss, um verschiedene Schwimmstile und Muster zu erkennen und zu realisieren. Ferner wird ebenfalls der Einfluss einer veränderlichen Steifigkeit der Schwanzflosse auf die Fortbewegung analysiert. ZIEGLER verweist hierbei auf den gemeinen Sonnenbarsch, welcher durch Veränderung der Steifigkeit seines Körpers um einen Faktor von ca. zwei einen positiven Effekt auf die Schwimmgeschwindigkeit erzielt (ZIEGLER et al., 2011 [100] unter Bezug auf MCHENRY et al., 1995 [59]).

Der für die Versuche verwendete Schwimmroboter WANDA 2 hat eine Länge von 600 mm bei einer Höhe von 230 mm und einer maximalen Breite von 70 mm. Das Gewicht beträgt 870 g. Als Antrieb für den Vortrieb findet ein HITEC HS 5945MG Servomotor mit 128 Ncm Drehmoment Verwendung. Die flexible Schwanzflosse besteht aus zwei rechteckigen Folien mit einer Länge von jeweils 130 mm bei einer Höhe von 200 mm. Zwischen diesen Folien lassen sich weitere Folien einbringen, der Grad der Überlappung der eingeschobenen Folie parallel zu den beiden rechteckigen Folien definiert die Steifigkeit der Flosse. Zum verdrehsicheren Einschieben der Folien sind zwei Servomotoren erforderlich. Laut ZIEGLER et al. werden während des Einschiebevorgangs die äußeren Folien nicht deformiert oder in ihrer Größe verändert. Die Steifigkeit stellt eine Parallelschaltung aus äußeren und inneren Folien dar, welche keine Minderung aufgrund parasitärer Effekte erfährt.

Zur Erforschung, wie Verhalten in Sensordaten abgebildet wird, verfügt WANDA 2 über lineare Beschleunigungssensoren, einen Drehratensensor, einen Kompass sowie einen Drucksensor. Drei ARDUINO MINI PRO Mikrocontroller übernehmen das Aufnehmen der Daten, die Weitergabe der Steuerbefehle über die Motortreiber an die Servos sowie die Kommunikation. Diese erfolgt drahtlos zum Steuer-PC mittels eines Funkmoduls ER400TRS02 auf einer Frequenz von 434 MHz. Aufgrund der vollen Verschwenkbarkeit des Servos, welcher die Flosse antreibt, kann eine maximale Amplitude für die Oszillation der Flosse von  $\pm 90^\circ$  erzielt werden. Der Hauptaktuator wird mit der in (3) dargestellten sinusoidalen Funktion um den Winkel  $\varphi(t)$  verschoben.

Während der Experimente wurden Amplitude  $A$ , Frequenz  $f$  und Offset  $b$  der sinusoidalen Funktion in (3) variiert. Die Amplitude wird von  $40^\circ$  bis  $80^\circ$  in Schritten von  $20^\circ$  vergrößert, der Offset nimmt von  $10^\circ$  bis  $50^\circ$  ebenfalls in Schritten von  $20^\circ$  zu. Die Frequenz  $f$  beträgt während der Experimente 0,5 Hz, 0,67 Hz und 1 Hz.

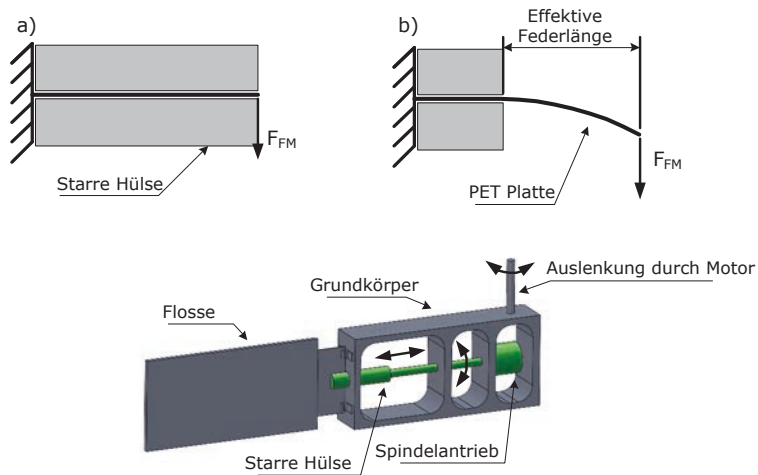
Zusammenfassend zeigt WANDA 2, dass mit nur einem den Vortrieb erzeugenden Aktuator bei entsprechender Verteilung von Gewichten und der Nutzung des Auftriebs unterschiedliches Verhalten ohne komplexe Mechanismen realisiert werden kann. So bewirkt beispielsweise eine Veränderung des Offsets  $b$  ein Rollen des Roboters sowohl nach links als auch nach rechts (je nachdem, in welche Richtung ausgehend von der Flossennulllage der Offset variiert wird). Bei Erreichen einer nicht näher spezifizierten Mindestgeschwindigkeit, dokumentiert u.a. bei 0,67 Hz und einer Amplitude von  $60^\circ$ , dreht sich WANDA 2 in einer Schraube nach unten. Unterhalb der Mindestgeschwindigkeit findet einfaches Drehen des Roboters nach Links und Rechts statt. Insgesamt lassen sich mit den gewählten Sensoren aus den erhobenen Daten nach Gewichtung mit der in ZIEGLER et al., 2013 [102] eingeführten „Methode der kinematischen Intensität“ zehn verschiedene Verhaltensmuster ablesen.

Mit Zunahme der Steifigkeit der Flosse verändert sich das Bewegungsverhalten von WANDA 2 ebenfalls. Bei „nachgiebiger“, bei ZIEGLER et al., 2013 [102] nicht näher definierter Schwanzflosse führt das Kopfsegment kaum schwingende Bewegungen um die Hochachse aus, der Autor spricht von oszillierender Schwanzflosse. Bei starrer, in ZIEGLER et al., 2013 [102] nicht näher definierter Schwanzflosse, oszilliert das Kopfsegment mit größerer Amplitude um die Hochachse, der Autor spricht von einer undulatorischen Bewegung.

### **3.2.4 Mechanismen zur Variation der Muster aquatischer Lokomotion**

Neben den bisher realisierten Robotern sind auch solche Systeme von Interesse, welche zwar nicht wie die bisher dargestellten Roboter eigenständig schwimmfähig sind, aber Beiträge zum Funktionsverständnis liefern.

So stellen NAKABAYASHI et al., 2008 [64] einen Flossenmechanismus mit dynamisch einstellbarer Steifigkeit zur Variation der Steifigkeit der Flosse im laufenden Betrieb vor, da die Elastizität einer biologischen Flosse nicht konstant sei, sondern sich mit Bewegungsaufgabe und Umgebung ändere (NAKABAYASHI et al., 2008 [64]). Abbildung 10 zeigt das Prinzip des Mechanismus.

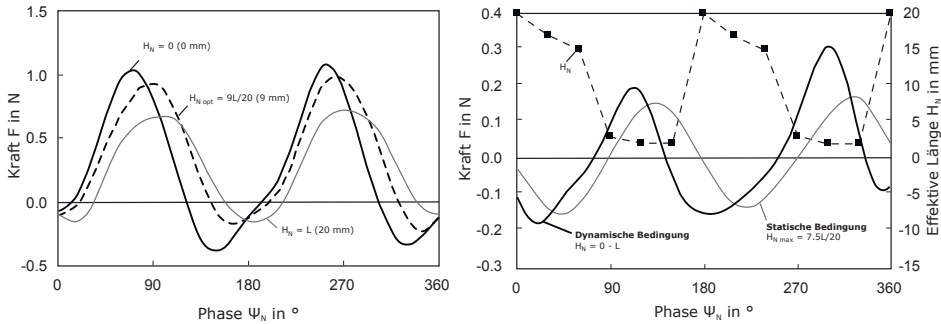


**Abbildung 10:** Prinzip des Flossenmechanismus nach NAKABAYASHI et al., 2008 [64]

Durch Verschieben einer starren Hülse innerhalb des Grundkörpers wird die Steifigkeit einer Kunststoffplatte, hier Polyethylenterephthalat, kurz PET, infolge einer veränderlichen Plattenlänge beeinflusst. Damit folgt das Prinzip dem von VAN HAM et al. dargestellten MECHANICAL IMPEDANCE ADJUSTER (MORITA et al., 1995 [62]). Der dieses Prinzip umsetzende Mechanismus besteht aus einem Aluminiumrahmen mit den Abmessungen  $130 \text{ mm} \cdot 60 \text{ mm} \cdot 25 \text{ mm}$ . Über einen DC-Motor mit Getriebe und Spindeltrieb wird eine starre Hülse über die aus PET bestehende Blattfeder geschoben. Die Abmessungen der PET-Platte sind  $20 \text{ mm} \cdot 43 \text{ mm} \cdot 0,5 \text{ mm}$ , die maximal veränderliche Federlänge  $H_N$  beträgt somit  $20 \text{ mm}$ . An dieser Feder mit veränderlicher Steifigkeit ist zur Generierung des Vortriebs eine Kunststoffplatte mit den Abmessungen  $120 \text{ mm} \cdot 60 \text{ mm} \cdot 3 \text{ mm}$  befestigt. Zur Erzeugung der oszillierenden Schlagbewegung wird der Grundkörper mittels eines weiteren Aktuators ausgelenkt.

Unter Verwendung einer Linearführung und einer Kraftmesszelle erfolgt die Messung der Lagerreaktionskraft (bzw. der „Vortriebskraft“ gemäß NAKABAYASHI et al., 2008 [64]). Ermittelt wird zudem das erforderliche Drehmoment, ferner können durch Verwendung eines Strömungskanals gleichförmige Strömungen mit Geschwindigkeiten  $v$  zwischen  $(0,05 \text{ bis } 0,2 \pm 0,03) \text{ m/s}$  erzeugt werden. Die Ergebnisse bei Variation der effektiven Federlänge und  $v = 0 \text{ m/s}$  zeigt Abbildung 11 links. So sind für eine Federlänge  $H_N = 0 \text{ mm}$  andere Maxima und Minima der Lagerreaktionskraft bzw. eine Phasenverschiebung zu beobachten als bei  $H_N = 20 \text{ mm}$ . Weitere Studien von NAKABAYASHI et al. zeigen, dass bei Variation der effektiven Federlänge innerhalb eines Schlagzyklus auch

in einer gleichförmigen Strömung die Lagerreaktionskraft und damit der Vortrieb maximiert werden können (Abbildung 11 rechts).



**Abbildung 11** links: Resultierende Lagerreaktionskraft bei verschiedenen effektiven Federlängen  $H_N$ , rechts: Variation der effektiven Federlänge  $H_N$  während eines Schlagzyklus in einer gleichförmigen Strömung und resultierende Lagerreaktionskraft, Abbildung aus NAKABAYASHI et al., 2008 [64], bearbeitet durch D. VOGES, TU Ilmenau

Somit sind NAKABAYASHI et al. in der Lage, mittels einer Feder mit einstellbarer Elastizität gezielt den Vortrieb eines aquatischen Systems zu beeinflussen. Basierend auf diesen Ergebnissen beschreibt ZIEGLER et al. (ZIEGLER et al., 2011 [100]) den Entwurf und die Umsetzung einer mehr-gelenkigen Schwimmplattform, bei welcher die Federsteifigkeit innerhalb jedes Gelenks online und unabhängig voneinander eingestellt werden kann. Die Plattform besteht dabei aus fünf Elementen, welche untereinander gelenkig verbunden sind (Freiheitsgrad je Gelenk DoF = 1). Dabei formen die ersten beiden Elemente eine Basis, hier befindet sich auch der Hauptaktuator (Servomotor 59451MG, Firma CONRAD), welcher die Plattform auslenkt. Unterhalb der Elemente befinden sich Platten aus glasfaserverstärktem Kunststoff, welche sich jeweils zur Hälfte im Wasser befinden.

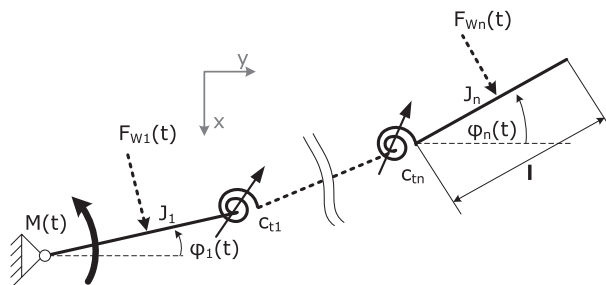
Zur Veränderung der Federsteifigkeit wird von ZIEGLER et al., 2011 [100] ein durch das Prinzip des MACCEPA inspirierter Mechanismus verwendet (VAN HAM et al., 2007 [81]). Bei diesem Prinzip wird eine Zugfeder derart in die Konstruktion eines rotatorischen Gelenks eingebettet, dass bei Auslenkung des mit dieser Feder versehenen Gelenks die Elemente gegen die Momentenwirkung der Federkraft rotieren. Durch Veränderung der Vorspannung der Feder, beispielsweise durch einen weiteren Servomotor, lässt sich somit die rotatorische Gelenksteifigkeit beeinflussen. Die vorliegende Experimentalplattform nutzt drei MACCEPA Mechanismen. Allerdings sind die Mechanismen nicht wasserdicht verkapselt, die Anordnung stellt damit eine Vorstufe eines Schwimmroboters dar.

Für die Versuche wird ein Wassertank mit den Abmessungen 180 cm · 40 cm · 60 cm verwendet. Über einen Kreuztisch lässt sich ein Schlitten in x- und y-Richtung parallel

zur Wasseroberfläche verfahren. Auf diesem Schlitten befindet sich der Hauptaktuator, welcher die Plattform oszillierend auslenkt. Zur Messung des Vortriebs (nach ZIEGLER et al., 2011 [100]) bzw. der durch die Experimentalplattform erzeugten Lagerreaktionskraft wird ein Kraftmesssensor (ME, Nr. KD40S) verwendet. Während der Messung wird der Schlitten, der die Experimentalplattform trägt, mit der Kraftmesszelle verbunden. Zwei Zugfedern sorgen für ein gleichmäßiges Andrücken des Schlittens an den Kraftmesssensor, dieses sog. Null-Signal dient der rechnerischen Offset-Kompensation.

Mit der Untersuchung einer gleichen Federsteifigkeit innerhalb jedes Gelenks zeigen ZIEGLER et al., dass für kleine Amplituden eine hohe Federsteifigkeit eine größere Lagerreaktionskraft erzeugt, weil bei zu weicher Konfiguration die oszillierende Bewegung des Hauptactuators nach Aussage der Autoren absorbiert wird. Des Weiteren untersuchen ZIEGLER et al., 2011 [100] eine heterogene Verteilung der Federsteifigkeit und stellen analog zu FREMEREY et al., 2009 [22] fest, dass die Federsteifigkeit von Kopf zum Schwanz abnehmend zu gestalten ist. Somit besitzt das erste Gelenk hinter der Frontplatte die größte Federsteifigkeit, das dritte Gelenk an der Flosse die geringste.

Eine weitere Möglichkeit und eine Vorstufe des innerhalb dieser Arbeit untersetzten neuartigen Antriebssystems mit singulärem Aktuator und einstellbar federnd verkoppelten Starrkörperelementen ist das in Abbildung 12 eingeführte Mehrkörper-Modell von FREMEREY und FISCHHEITER (FREMEREY et al., 2008 [21]<sup>2</sup>, 2012 [24]).



**Abbildung 12:** Mehrkörpermodell eines neuartigen Antriebssystems eines Schwimmeroboters mit singulärem Aktuator und einstellbar federnd verkoppelten Starrkörperelementen

mit:	$M(t)$	= Antriebsmoment in Nm
	$F_{w1}(t)$ bis $F_{wn}(t)$	= Widerstandkraft in N
	$\varphi_n(t)$	= Winkelbewegung in $^\circ$
	$l$	= Länge der Effektormodule in m
	$c_{t1}$ bis $c_{tn}$	= Federsteifigkeit der Drehfedern in Nm/ $^\circ$
	$J_1$ bis $J_n$	= Massenträgheit in kg · m <sup>2</sup>

<sup>2</sup> [21] = studentische Arbeit, Fremerey et al., 2008

Abbildung 12 zeigt das Modell des singulären Antriebssystems mit federnd verkoppelten Starrkörperelementen. Dabei wurden drei, jeweils mittels eines Drehgelenkes des Freiheitsgrad  $\text{DoF} = 1$  verbundene, zylindrische Starrkörperelemente der Länge  $l$  und der Massenträgheit  $J$  untersucht, welche über Drehfedern der Steifigkeit  $c_{ti}$  untereinander federnd verbunden sind. Das erste Starrkörperelement wird dabei durch einen singulären Aktuator unter einem Winkel  $\varphi_1(t)$  ausgelenkt. Die Wechselwirkung zwischen den Starrkörperelementen und dem umgebendes Fluid wird mittels der geschwindigkeitsabhängigen Widerstandskraft  $F_w(t)$  dargestellt. Für eine vorzeichenrichtige Krafrichtung entgegen der Bewegungsrichtung sorgt die Signumfunktion. Zur Vereinfachung der mathematischen Zusammenhänge wird das Modell gestellfest gelagert. Die Gleichungen (4) bis (7) nach dem Drehimpulssatz untersetzen die dem Modell zugrunde liegenden mathematisch-physikalischen Beziehungen:

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1(t) = M(t) - c_{t1}(\varphi_1(t) - \varphi_2(t)) - M_{w1}(t) \quad (4)$$

$$J_2 \cdot \ddot{\varphi}_2(t) = -c_{t1}(\varphi_2(t) - \varphi_1(t)) - c_{t2}(\varphi_2(t) - \varphi_3(t)) - M_{w2}(t) \quad (5)$$

$$J_3 \cdot \ddot{\varphi}_3(t) = -c_{t2}(\varphi_3(t) - \varphi_2(t)) - M_{w3}(t) \quad (6)$$

$$M_{wi}(t) = \frac{1}{2} \cdot l \cdot F_{wi}(t) \quad (7)$$

mit:  $M_{w1}(t)$  bis  $M_{w3}(t)$  = Widerstandsmoment in Nm

Somit bildet das Mehrkörpermodell ein erregtes Resonatorsystem. Zur Untersuchung des Verhaltens des Modells bei Variation ausgewählter Parameter wie beispielsweise der Federsteifigkeit  $c_{ti}$  erfolgt die Untersuchung des Modells mittels Mehrkörpersimulation

innerhalb der Simulationssoftware ADAMS<sup>®</sup> VIEW. Der Aufbau des Modells ist dabei in (FREMEREY et al., 2012 [24]) beschrieben, die Anregung erfolgt harmonisch gemäß (3).

Ziel der Simulation ist unter anderem die Erfassung des Schwellwertes des erforderlichen Drehmomentes  $M(t)$  am gestellfesten Lager, welcher in Abhängigkeit von den Federsteifigkeiten  $c_{t1}$  und  $c_{t2}$  zu einer Oszillation der federnd verkoppelten Starrkörperelemente führt. Gleichzeitig erfolgt eine optische Bewertung des Oszillationsverhaltens der Starrkörperelemente in Abhängigkeit von der gewählten Federsteifigkeit je Gelenk. Ziel ist der Ausschluss derjenigen Konfigurationen, bei welchen es infolge der Wahl der Parameter innerhalb der Ansteuerfunktion bzw. der Werte für die Federsteifigkeit  $c_{t1}$  und  $c_{t2}$  zu Resonanzeffekten kommt. Denn als Folge von Resonanz kommt es zum Aufschwingen der oszillierenden, federnd verkoppelten Starrkörperelemente; dieses bewirkt letztendlich eine Kollision der Elemente untereinander, welches bei einem realen Roboter zu Beschädigungen bzw. einem Funktionsausfall führen kann.



Dabei zeigt die von FREMEREY et al., 2008 [21\*], 2012 [24] durchgeführten Simulation zwei bedeutsame Zusammenhänge: 1) für alle durchgeführten Experimente wird eine kollisionsfreie Oszillation der drei Starrkörperelemente erzielt, wenn die Federsteifigkeit von Kopf zur Schwanzflosse reduziert wird; diese Erkenntnis wird experimentell durch ZIEGLER et al., 2011 [100] bestätigt. 2) die für die Erzeugung der Oszillation erforderlichen Drehmomente sind für viele untersuchte Konfigurationen technisch zu realisieren. Exemplarisch beträgt es bei Wahl der Federsteifigkeit  $c_{t1}$  zu  $\approx 0,1$  Nmm/deg und  $c_{t2}$  zu  $\approx 0,01$  Nmm/deg ca. 140 Nmm. Dies entspricht einer Reduktion der Federsteifigkeit von Kopf nach Schwanzflosse um ca. den Faktor 10, vgl. FREMEREY et al., 2012 [24]. In einem auf diesen Ergebnissen aufbauenden Entwicklungsprozess wurden die mittels des Modells gewonnen Erkenntnisse in den in Abbildung 13 dargestellten Demonstrator überführt.



Abbildung 13: Demonstrator des Mehrkörpermodells

### 3.3 Aktuatoren mit einstellbarer Elastizität

Die Untersuchung von Energiespeichern innerhalb eines Antriebssystems zur Nutzung von Rekuperationseffekten während der Fortbewegung eines mobilen Roboters erfolgt nach dem derzeitigen Stand der Wissenschaft und Technik insbesondere unter dem Begriff „Nachgiebige Aktuatoren“ (engl. *compliant actuators*). Dabei beschreibt der Begriff eines nachgiebigen Aktuators ein System, welches äußere Störeinflüsse, die als Kraftgrößen eingekoppelt werden, durch Ausweichen aus der Gleichgewichtslage kompensieren kann, ohne dass Schäden am System auftreten. Nach Wegfall der Störgröße geht das System in die Gleichgewichtslage zurück. Dabei ist die Gleichgewichtslage diejenige Position, in welcher der nachgiebige Aktuator keinerlei (Netto-)Kraft oder Moment generiert (VAN HAM et al., 2009 [83]).

Dabei nutzen VAN HAM et al. den Begriff „Nachgiebigkeit“ zur Beschreibung eines Aktuators mit einstellbarer Steifigkeit/Elastizität. Weitere, in der Fachwelt ebenso verwendete Begriffe der Beschreibung eines Aktuators mit einstellbarer Elastizität sind „variable Nachgiebigkeit“, „Einstellbare Steifigkeit“ oder „kontrollierbare Steifigkeit“. Zur Vereinheitlichung der Begrifflichkeiten und im Zuge der Zielstellung dieser Arbeit werden ab Abschnitt 3.3.1 im Zusammenhang mit „nachgiebigen Aktuatoren“ nur noch Aktuatoren mit einstellbarer Elastizität/Steifigkeit adressiert. Denn Nachgiebigkeit beinhaltet neben der Möglichkeit der Variation der Elastizität zudem die Option, die Dämpfung des Systems gezielt zu verändern. Dieses wird in der vorliegenden Arbeit nicht weiter untersucht. Zur Darstellung der Möglichkeiten der „nachgiebigen Aktuatoren“ wird im aktuellen Abschnitt die Veränderung sowohl der Elastizität als auch der Dämpfung zugelassen.

Die Verwendung nachgiebiger Aktuatoren innerhalb der (mobilen) Robotik anstatt der herkömmlich verwendeten, starren Aktuatoren ist laut VANDERBORGH et al., 2006 [84] auf zwei wesentliche Gründe zurückzuführen: zum einen ermöglichen nachgiebige Aktuatoren eine sichere Mensch-Roboter Interaktion (ZINN et al., 2004 [103]). So ist ein Großteil der derzeit eingesetzten Industrieroboter mit starren Aktuatoren ausgestattet, einmal vorgegebene Arbeitsabläufe und Bahnkurven werden mit höchster Präzision wiederholt. Infolge der hohen Steifigkeit des Gesamtsystems sind erprobte Modelle zur Auslegung und Inbetriebnahme solcher Roboter in sämtlichen mechatronischen Domänen verfügbar- und beherrschbar. Allerdings tolerieren diese Systeme Störeinflüsse nur bedingt. Um zu verhindern, dass Menschen in den Arbeitsbereich des Roboters gelangen, werden die Roboter meist in Käfigkonstruktionen eingehaust.

Mit zunehmender Auffassung, dass ein Zusammenarbeiten von Roboter und Mensch zur Bewältigung von Aufgaben ökonomisch sinnvoll sein kann, sind Mechanismen zu implementieren, welche eine Verletzung des Menschen durch den Roboter infolge von Fehlbedienung oder Fehlverhalten ausschließen („Human friendliness“, ZINN et al., 2004 [103]). Hier sieht VAN HAM et al., 2009 [83] das Potenzial für den Einsatz von Nachgiebigkeiten innerhalb der Robotergerlenke. Zur Vermeidung eines Verlustes der Positioniergenauigkeit infolge der Nachgiebigkeit soll diese einstellbar sein: Der einstellbar nachgiebige Aktuator versteift das Gelenk des Roboters immer dann, wenn eine hohe Positioniergenauigkeit wie z.B. beim Greifen erforderlich ist. Ansonsten ist das Gelenk nachgiebig.

Ein weiteres Einsatzgebiet, in welchem eine sichere Mensch-Maschine Interaktion ebenfalls zwingend erforderlich ist, ist die Medizintechnik (VAN HAM et al., 2009 [83]). Zum einen bieten nachgiebige Aktuatoren die Möglichkeit, individualisierte Handprothe-

sen zu entwickeln, welche den weitgespannten Bereich des Greifens der menschlichen Hand besser abbilden können als herkömmlich aktuierte Prothesen. Zum anderen können nachgiebige Aktuatoren innerhalb von Assistenzsystemen, beispielsweise in Exoskeletten zur Gangrehabilitation nach neurologischen Störungen verwendet werden. Schon heute werden Roboter wie z.B. LOKOMAT (JEZERNIK et al., 2003 [41]) als therapieunterstützende Maßnahme vorgeschlagen, die dem Bein ein gangähnliches Muster vorgeben (VAN HAM et al., 2009 [83]). Allerdings sind insbesondere Patienten, welche einen Hirnschlag erlitten haben bzw. an Querschnittslähmung leiden, von teilweise heftigen Spasmen betroffen. Diese unkontrollierten Nicht-Bewegungen können bei Verwendung eines Roboters zur Therapieunterstützung, welcher über starre Aktuatoren verfügt, zu einer Fehlinterpretation der Steuerung hinsichtlich des in dieser Situation erforderlichen Drehmomentes führen. Im schlimmsten Fall würde die Steuerung dem Aktuator ein viel zu großes Soll-Moment vorgeben. Die hierdurch hervorgerufene große Kraftwirkung auf das Bein als Einkoppelstelle kann dieses schwer verletzen. Durch Verwendung eines nachgiebigen Aktuators können die infolge eines Fehlers auftretenden Kraftspitzen gebrochen und der Patient vor Verletzung geschützt werden.

Der zweite Grund für den Einsatz von nachgiebigen Aktuatoren innerhalb eines robotischen Systems ist die Reduktion des Energiebedarfs des Gesamtsystems (VANDERBORGHT et al., 2006 [84]). Denn durch nachgiebige Aktuatoren kann die Dynamik eines mechanischen Systems durch eine Adaption der Schwingungseigenschaften gezielt beeinflusst werden. So lässt sich die solch ein System beschreibende allgemeine homogene Bewegungsdifferentialgleichung sowohl über eine Modifikation der Federsteifigkeit als auch der Dämpfung verändern.

### **3.3.1 Einteilung der Aktuatoren mit einstellbarer Elastizität**

Nach VAN HAM et al., 2009 [83] lassen sich Aktuatoren mit einstellbarer Elastizität je nach Art und Weise der Implementierung des elastischen Elementes bzw. der Anordnung der Elemente in vier Gruppen einteilen:

#### **Auf Nulllage geregelte Steifigkeit**

Diese Art von Aktuator mit einstellbarer Elastizität nutzt eine Feder, welche in Serie zu einem Aktuator geschaltet wird. Die Federsteifigkeit der Feder ist dabei physisch nicht veränderlich, die Veränderung der Federsteifigkeit erfolgt virtuell. Dabei misst der so genannte seriell elastische Aktuator die Verschiebung sowie die Kraft auf die Feder und regelt damit das Moment des Motors nach (Impedanz-Kontrolle).

### Antagonistisch geregelte Steifigkeit

Hierbei werden zwei Aktuatoren mit Federn nichtlinearer Charakteristik antagonistisch verschaltet. Durch Regelung beider Aktuatoren sind die gesamte Gelenksteifigkeit sowie die Gleichgewichtsposition des Aufbaus variierbar. Biologisches Vorbild dieser Konstruktion sind die Muskeln *Musculus biceps brachii* und *Musculus triceps brachii*, auch Bizeps und Trizeps genannt, welche die Flexion und Extension (Beugung und Streckung) des Ellbogengelenks des menschlichen Arms bewirken.

### Strukturell geregelte Steifigkeit

Innerhalb dieser Gruppe wird die physikalische Struktur einer Feder beeinflusst, um eine Veränderung der Steifigkeit zu erzeugen. Hierzu eignen sich insbesondere Blattfederaufbauten, bei welchen die Steifigkeit vom E-Modul, dem Trägheitsmoment sowie der effektiven Balkenlänge abhängig ist. Aber auch bei Schraubenfedern lässt sich durch geeignete konstruktive Maßnahmen die physikalische Struktur und somit die Steifigkeit verändern, beispielsweise durch Hinzufügen oder Wegnahme der Anzahl an Federwindungen (vgl. JACK SPRING ACTUATOR, HOLLANDER et al., 2005 [38]).

### Mechanisch geregelte Steifigkeit

Zusätzlich zur Gruppe der strukturell geregelten Steifigkeit unterscheidet VAN HAM et al., 2009 [83] die Gruppe der „Mechanisch geregelten Steifigkeit“. Innerhalb dieser Gruppe wird die Federsteifigkeit durch eine Änderung der Vorspannung der Federn über geeignete konstruktive Maßnahmen erreicht. Als weitere Besonderheit führt VAN HAM et al., 2009 [83] an, dass sich Aktuatoren dieser Gruppe wie Torsionsfedern verhalten, bei denen die Federcharakteristik und die Gleichgewichtsposition unabhängig voneinander geregelt werden können. Die Unterschiede und Gemeinsamkeiten dieser vier Gruppen zeigt Tabelle 5:

**Tabelle 5:** Unterschiede und Gemeinsamkeiten der verschiedenen Gruppen von Aktuatoren mit einstellbarer Steifigkeit, Darstellung nach VAN HAM et al., 2009 [83], modifiziert durch FREMEREY

	Auf Nulllage geregelte Steifigkeit	Antagonistisch geregelte Steifigkeit	Strukturell geregelte Steifigkeit	Mechanisch geregelte Steifigkeit
Minimale Anzahl an Federn erforderlich	1	2	1	1
Federn mit linearer Charakteristik verwendbar	Ja	Ja (Gesamtaufbau muss nichtlineare Federcharakteristik besitzen)	Ja	Ja
Möglichst starre Einstellung möglich	Nein	Ja (je nach Aufbau)	Ja	Nein
Sehr weiche Einstellung möglich	Ja	Ja (je nach Aufbau)	Ja	Ja
Unabhängige Einstellung der Steifigkeit und der Position möglich	Nein	Ja (je nach Aufbau)	Ja	Ja

### 3.3.2 Beispiele von Aktuatoren mit einstellbarer Elastizität

Derzeit existieren viele verschiedene Varianten von Aktuatoren mit einstellbaren Elastizitäten. Unter Beachtung der Einteilung nach VAN HAM et al., 2009 [83] fasst Tabelle 6 einige exemplarische Beispiele solcher Aktuatoren zusammen und gibt das Wirkprinzip an.

Mit Verweis auf das in Abbildung 4 dargelegte Prinzip des biologisch inspirierten Antriebssystems URMELE ist aufgrund der wechselsinnigen Bewegung die Gruppe der antagonistisch geregelten Steifigkeit für den nachfolgenden konstruktiven Entwurfsprozess von besonderem Interesse. Daher erfolgt nachfolgend eine detaillierte Betrachtung einiger typischer Umsetzungen aus diesem Bereich.

**Tabelle 6:** Beispiele ausgewählter Aktuatoren mit einstellbarer Elastizität sowie das zugrunde liegende Wirkprinzip

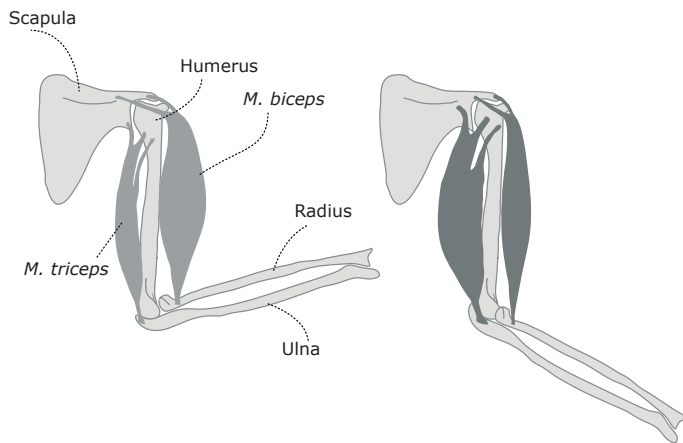
<b>Name des Aktuator mit einstellbarer Steifigkeit</b>	<b>Einteilung nach VAN HAM</b>	<b>Besonderheit des Aufbaus</b>	<b>Quelle</b>
SEA VARIANT	Gleichgewichts-geregelte Steifigkeit	Zweite, parallel geschaltete passive Feder zu erster innerhalb des Aktuators mit serieller Elastizität	Au et al. [2]
BIOLOGICAL INSPIRED JOINT STIFFNESS CONTROL	Antagonistisch geregelte Steifigkeit	Federmechanismus, der aus einer linearen Federcharakteristik eine quadratische macht	MIGLIORE et al. [61]
VSA	Antagonistisch geregelte Steifigkeit	Federmechanismus, der aus einer linearen Federcharakteristik eine quadratische macht	TONIETTI et al. [79]
PLEATED PNEUMATIC ARTIFICIAL MUSCLES	Antagonistisch geregelte Steifigkeit	Basiert auf MCKIBBEN Aktuatoren, reduziert Hysterese	VERRELST et al. [85]
MECHANICAL IMPEDANCE ADJUSTER	strukturell geregelte Steifigkeit	Länge einer Blattfeder und somit die Federsteifigkeit wird durch einen Spindeltrieb verändert	MORITA et al. [62]
JACK SPRING ACTUATOR	strukturell geregelte Steifigkeit	Wegnahme von Windungen einer Schraubenfeder durch Mechanismus	HOLLANDER et al. [38]
MACCEPA	Mechanisch geregelte Steifigkeit	Mittels linearer Feder und einem rotatorisch ausgelenkten Hebelarm, dessen Länge verändert werden kann, wird die Gesamtsteifigkeit von MACCEPA nichtlinear variiert	VAN HAM et al. [81]
VS JOINT	Mechanisch geregelte Steifigkeit	Durch Einleiten eines Drehmomentes werden an Federn befestigte Rollen ausgelenkt, die auf einer Kurvenscheibe abrollen. In Abhängigkeit der Federvorspannung und der Federposition ändert sich so das Systemverhalten	WOLF et al. [97]
ELAN	Mechanisch geregelte Steifigkeit	Kompakter Aufbau des gesamten Aktuators inkl. Regelung, Baukastenprinzip	BMBF-Projekt SCHNEIDER et al., [110]

### **Beispiele von Aktuatoren nach dem Prinzip einer antagonistisch geregelten Steifigkeit**

Das am besten bekannte Beispiel eines antagonistischen Aufbaus mit einstellbarer Steifigkeit ist das Zusammenspiel beugender Muskeln, beispielsweise des Bizeps (*Musculus biceps brachii*) und streckender Muskeln wie dem Trizeps (*Musculus triceps brachii*) im menschlichen Arm. Aus Gründen der Übersichtlichkeit werden die beugenden Muskeln auf den Bizeps reduziert. Infolge des Aufbaus des Bizepses als zweigelenkiger Muskel, welcher sowohl über das Schultergelenk als auch das Ellbogengelenk hinwegzieht, wirkt er auch auf beide Gelenke (HAHN VON DORSCH, 2005 [32]). Für die Darstellung des antagonistischen Aufbaus ist die Beugung des Ellbogengelenks durch den Bizeps als Agonisten und den Trizeps als Antagonisten von primärer Bedeutung, die anderen möglichen Bewegungen werden nicht betrachtet.

Der Bizeps entspringt dem Schulterblatt, der längere seiner beiden Muskelköpfe (*Caput longum*) besitzt seinen Ursprung an einer Rauheit auf Höhe der Gelenkpfanne des Schultergelenks (*Cavitas glenoidalis*). Der kürzere Muskelkopf entspringt der Spitze eines Knochenfortsatzes des Schulterblatts (*Processus coracoideus*). Nach Vereinigung beider Köpfe in der Mitte des Oberarms geht der so entstandene Muskelbauch kurz oberhalb des Ellbogengelenks in eine Sehne über. Befestigt ist diese Hauptsehne am proximalen Ende der Speiche (*Radius*), (HAHN VON DORSCH, 2005 [32]).

Der einzige Antagonist aller im Ellbogengelenk wirkenden Beuger ist der Trizeps. Er besitzt drei Muskelköpfe, der lange Kopf (*Caput longum*) entspringt mit einer Sehne dem *Tuberculum infraglenoidale scapulae*. Die beiden anderen Köpfe (*Caput mediale*, *Caput laterale*) setzen (vereinfacht) an der Rückseite des Oberarms an (u.a. *Sulcus nervi radialis*). Der untere Teil des Muskels mündet in eine Sehne, die am Hakenfortsatz der Elle (*Olecranon ulnae*) sowie an der Hinterwand der Gelenkkapsel befestigt ist (vgl. HAHN VON DORSCH, 2005 [32]).



**Abbildung 14:** *Musculus triceps brachii* und *Musculus biceps brachii*, Prinzipdarstellung der antagonistischen Verschaltung, Abbildung von D. VOGES, TU Ilmenau

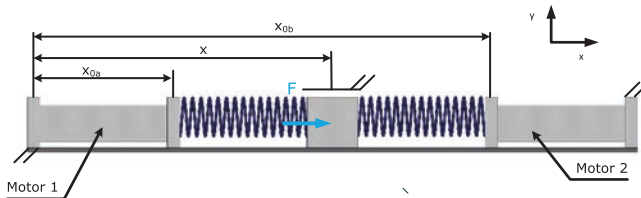
Die antagonistische Verschaltung der Muskeln des Ellbogengelenks zeigt Abbildung 14. Bei einer Beugung (*Flexion*) des Ellbogengelenks verkürzt sich der Bizeps infolge der Kontraktion der Muskelfasern. Der Trizeps folgt der Bewegung und wird dabei gedehnt. Bei einer Streckung (*Extension*) hingegen ist es umgekehrt. Der Trizeps fungiert als Retraktor für den Bizeps und *vice versa* (vgl. SCHÜNKE, 2000 [74], HAHN VON DORSCH, 2005 [32]). Dieses Prinzip ist der Tatsache geschuldet, dass Muskeln aufgrund der auf molekularem Level stattfindenden Interaktion der Aktin- und Myosin-Proteine nur Zug- und keine Druckkräfte übertragen können. Allerdings ermöglicht die seriell und parallel kaskadierte Verschaltung der Aktin- und Myosin-Proteine die Veränderung der Position des Arms bei gleichzeitiger kontinuierlicher Variation der Steifigkeit des Ellbogengelenks. Dabei setzt sich dessen resultierende Steifigkeit nach derzeitigem Erkenntnisstand aus seriellen (die Sehnen sowie das ebenfalls innerhalb der Muskelstruktur auftretende Giganto-Protein Titin) und parallelen (bindegewebiges Muskelbinnengerüst) Komponenten zusammen (WITTE, 2014 [92\*]<sup>3</sup>).

Somit wäre es für ein technisches System zur kontinuierlichen Variation seiner Position und Elastizität in einem hinreichend weiten Bereich ideal, einen Aktuator mit den Eigenschaften des menschlichen Muskels zu haben. Forschungsansätze zu „Künstlichen Muskeln“ finden sich bei KORNBLUH et al., 2004 [44], MADDEN et al., 2004 [54] und MEIJER et al., 2003 [60]. Für die vorliegende Arbeit werden jedoch die meist auf alternativen Aktuatorprinzipien, wie elektroaktiven Polymeren, Shape-Memory-Verbindungen oder Piezoaktoren beruhenden Lösungen aus folgenden Gründen ausgeschlossen: zum einen ist bei den betrachteten derzeit verfügbaren muskelähnlichen Lösungen

<sup>3</sup> [92\*] = Vorlesungsskript, Witte H., 2014

die Leistungsdichte zu gering, um neben der Bewegung der eigenen Masse zusätzliche mechanische Arbeit zu verrichten. Zum anderen ist ein erheblicher Aufwand beispielsweise in der Aufbau- und Verbindungstechnik erforderlich, um die sich infolge der seriellen und parallelen Kaskadierung ergebenden Eigenschaften zu erzielen. Zudem ist innerhalb der vorliegenden Arbeit die Untersuchung eines physisch eindeutig definierten und nutzbaren Energiespeichers von zentraler Bedeutung.

Daher werden der Einsatz und die Kombination von etablierten Maschinenelementen zur Umsetzung von Aktuatoren mit antagonistisch geregelter Steifigkeit verfolgt. Um allerdings mit herkömmlich verfügbaren Maschinenelementen eine ähnliche Charakteristik wie beim biologischen Vorbild „Muskel“ zu erzielen, sind gemäß VAN HAM et al., 2009 [83] einige Randbedingungen bei der Auswahl dieser Maschinenelemente erforderlich, wie z.B. die Verwendung von Federn mit nichtlinearer Charakteristik. Die Notwendigkeit nichtlinearer Federn zeigt Abbildung 15 und (8) bis (12).



**Abbildung 15:** Notwendigkeit nichtlinearer Federn bei einer antagonistisch geregelter Steifigkeit nach VAN HAM et al., 2009 [83]

In Abbildung 15 ist ein Aufbau aus zwei Aktuatoren und zwei Federn dargestellt. Diese besitzen im Fall a) eine lineare Charakteristik und im Fall b) eine quadratische. Die Längen  $x_{0a}$  und  $x_{0b}$  werden als diejenigen (regelbaren) Positionen angesehen, in denen sich das System im Gleichgewicht befindet. Jede Position ist individuell mittels des separaten Aktuator verfahrbar, die Kraft auf den Block in der Mitte ist die Summe der Federkräfte (vgl. VAN HAM et al., 2009 [83]).

Für Fall a) gilt:

$$\vec{e}_x : F = -c(x - x_{0a}) + c(x_{0b} - x) \quad (8)$$

$$= -2cx + c(x_{0a} - x_{0b})$$

$$\vec{e}_y : 0 = 0 \quad (9)$$

mit:

F	= Kraft auf den Block in der Mitte in N,
c	= Federsteifigkeit der Federn in N/mm,
$x_{0a}, x_{0b}$	= Initialpositionen der Motoren in mm
x	= aktuelle Position in mm



Infolge der Kennzeichnung der Wirkrichtung der Kräfte anhand der Einheitsvektoren wird nachfolgend auf die vektorielle Notation verzichtet. Die einstellbare Steifigkeit des Aufbaus ergibt sich zu:

$$\frac{dF}{dx} = -2c \quad (10)$$

Damit ist die Steifigkeit unabhängig von den beiden regelbaren Parametern  $x_{0a}$  und  $x_{0b}$ , weswegen bei Verwendung linearer Federn innerhalb des vorliegenden Aufbaus die Aktuatoren die Steifigkeit nicht beeinflussen/einstellen können. Bei Verwendung einer nichtlinearen, quadratischen Federcharakteristik wie im Fall b) ergibt sich folgende Funktion (vgl. VAN HAM et al., 2009 [83]):

$$F = -c(x - x_{0a})^2 + c(x_{0b} - x)^2 = 2cx(x_{0a} - x_{0b}) + c(x_{0b}^2 - x_{0a}^2) \quad (11)$$

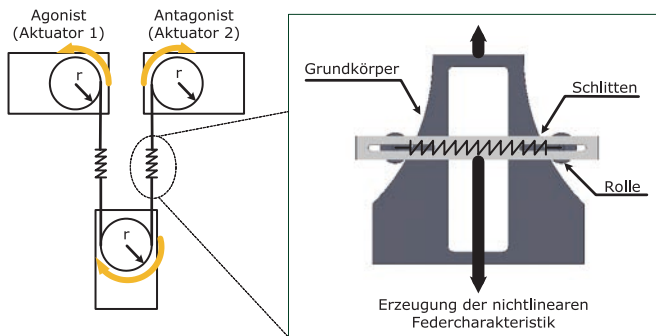
Die einstellbare Steifigkeit des Aufbaus lautet hier:

$$\frac{dF}{dx} = 2c(x_{0a} - x_{0b}) \quad (12)$$

Somit ist die Steifigkeit eine lineare Funktion der Differenz der beiden regelbaren Positionen  $x_{0a}$  und  $x_{0b}$  und durch Verfahren der Aktuatoren veränderbar. Eine Umsetzung von Demonstratoren, welche auf diesem Prinzip basieren, zeigen die Arbeiten von ENGLISH et al., 1999 [16] und KOGANEZAWA, 2005 [43]. Nachfolgend erfolgt eine exemplarische Auswahl an technischen Systemen, deren Funktionsprinzip jenes der antagonistisch geregelten Steifigkeit ist.

## BIOLOGICAL INSPIRED JOINT STIFFNESS CONTROL

Das von MIGLIORE et al., 2005 [61] entworfene Antriebssystem BIOLOGICAL INSPIRED JOINT STIFFNESS CONTROL ist in Abbildung 16 dargestellt.



**Abbildung 16:** BIOLOGICAL INSPIRED JOINT STIFFNESS CONTROL  
nach MIGLIORE et al., 2005 [61]

Das Antriebssystem besteht aus zwei antagonistisch arbeitenden Servomotoren in Serie mit einem Mechanismus zum Einstellen der Elastizität und bewirkt eine wechselsinnige Oszillation des Gelenks in Abbildung 16. Die Besonderheit innerhalb dieses seriell geschalteten Mechanismus ist hierbei die Erzeugung einer nichtlinearen Federcharakteristik bei Verwendung linearer Federn. Hierzu wird, bei Aufprägung einer Kraft durch den in Serie mit dem Mechanismus verkoppelten Aktuator ein mit Rollen versehener Schlitten ausgelenkt (vgl. Abbildung 16). Die beiden Rollen des Schlittens sind über eine Zugfeder verbunden, welche eine Rückstellkraft ausüben. Infolge der aufgeprägten Kraft und der Form des Grundkörpers, auf welchem der Schlitten abrollt, entsteht ein nichtlineares Kraft-Weg-Verhalten. Je nach Gestaltung der Krümmung der Abrollfläche lassen sich so verschiedene Kraft-Weg-Kennlinien realisieren. Nachteilig an diesem Aufbau sind allerdings die hohe Reibung, die Größe und die Vielzahl der Bauteile, welche zu einer hohen Komplexität führen (VAN HAM et al., 2009 [83]).

## MCKIBBEN AKTUATOR und der AKTUATOR PLEATED ARTIFICIAL MUSCLES

Eine weit verbreitete Möglichkeit der Gestaltung eines Aktuators mit seriell einstellbarer Elastizität ist die Verwendung eines sog. pneumatischen Muskels. Hierbei wird ein speziell geformter Schlauch mit Druckluft beaufschlagt, so dass er sich radial ausdehnt. Es kommt zu einer axialen Verkürzung, diese Wegänderung ist technisch nutzbar. Infolge der Kompressibilität der verwendeten Luft und bei geeigneter Wahl des Eingangsparameters Druck weisen die Aktuatoren ein federähnliches Verhalten auf, welches für die

Gestaltung eines Aktuators mit einstellbarer Elastizität erforderlich ist. Einer der bekanntesten konstruktiven Umsetzungen solch eines Aktuators ist der MCKIBBEN-MUSKEL (GAVRILOVIĆ et al., 1969 [30], CHOU et al., 1996 [9]), welcher in modifizierter Form als FESTO® MUSKEL u.a. für (stationäre) Handhabungsgeräte industriell eingesetzt wird (vgl. z.B. AirArm FESTO®, Esslingen-Berkheim, Deutschland). Ein weiteres Design ist der sog. PLEATED ARTIFICIAL MUSCLE, nachfolgend PPAM genannt (VERRELST et al., 2005 [85]), welches in Abbildung 17 dargestellt ist. Durch ein neuartiges Design ist die typischerweise bei MCKIBBEN-MUSKELN vorhandene, hohe reibungsbedingte Hysterese reduziert, die Regelung wird vereinfacht. Nachteilig bei der Verwendung von pneumatischen Muskeln ist allerdings die Notwendigkeit der Bereitstellung von Druckluft sowie die geringe Dynamik (VAN HAM et al., 2009 [83]).

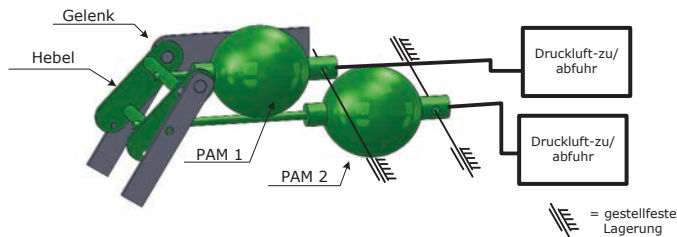


Abbildung 17: Antagonistischer Aufbau zweier PLEATED PNEUMATIC ARTIFICIAL MUSCLES, nach VERRELST et al., 2005 [85]

### Der VSA (VARIABLE STIFFNESS ACTUATOR)

Die Erzeugung einer nichtlinearen Federcharakteristik bei Einsatz einer handelsüblichen linearen Schraubenfeder ist auch das Ziel der Arbeit von TONIETTI et al., 2005 [79]. In Abbildung 18 wird das Antriebsystem VSA als ein Derivat dieser Zielsetzung dargestellt:

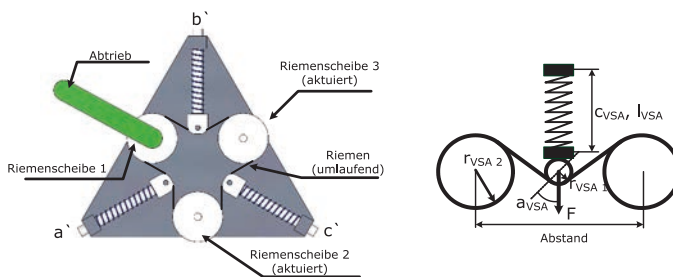


Abbildung 18: links: Der Aktuator VSA, rechts: Funktionsprinzip des VSA, beide Abbildungen nach TONIETTI et al., 2005 [79]

Gemäß Abbildung 18 links besteht der VSA aus drei Riemenscheiben (Riemenscheibe 1, 2 und 3), welche über ein Zugmittel verbunden sind. Dabei werden die Riemenscheiben 2 und 3 mit jeweils einem separaten Servomotor angetrieben. An Riemenscheibe 1 befindet sich der Effektor. Zwischen den Riemenscheiben sind drei Spannmeechanismen platziert, die jeweils aus einer linearen Feder sowie einer verdrehsicheren Linearführung bestehen. Dabei formen die Mechanismen a' und b' die nichtlineare Charakteristik des VSA, der Mechanismus c' hält die für die Funktion des Zugmittels erforderliche Spannung aufrecht. Das Erreichen einer nichtlinearen Charakteristik zeigt Abbildung 18 rechts. Eine Feder der Länge  $l$  und der Steifigkeit  $c$  befindet sich in Kontakt mit dem durch die Servomotoren 1 und 2 angetriebenem Zugmittel. Infolge des Winkels  $\alpha_{VSA}$  zwischen Federkontaktpunkt und dem Zugmittel entsteht bei wechselläufiger Rotation der Riemenscheiben 2 und 3 infolge von gegenläufig rotierender Servomotoren eine nichtlineare Kraft-Weg-Beziehung. Das Gelenk wird steifer, wenn die Riemenscheibe 2 im Gegenuhrzeigersinn und die Riemenscheibe 3 im Uhrzeigersinn dreht bzw. bei umgekehrtem Richtungssinn weicher (Riemenscheibe 3 dreht im Gegenuhrzeigersinn, Riemenscheibe 2 dreht im Uhrzeigersinn). Bei Rotation beider Motoren in die gleiche Richtung ändert sich die Federlänge nicht (die Gelenksteifigkeit bleibt konstant). Es erfolgt stattdessen eine Auslenkung des Hebels, das Gelenk bewegt sich somit aus der Gleichgewichtslage. Problematisch an VSA ist jedoch die Regelung/Steuerung, welche infolge dieser Bewegungsabläufe sensitiv sein und mit geringen Totzeiten innerhalb der Regelung arbeiten muss.

### 3.4 Fazit des Standes der Wissenschaft und Technik

Die für diese Arbeit bedeutsame Zusammenfassung der Analyse des Standes der Wissenschaft und Technik in der Schwimmrobotik zeigt Tabelle 7.

**Tabelle 7:** Übersicht der Schwimmeigenschaften relevanter biologisch inspirierte Schwimmroboter

Kategorie	Roboter	Quelle	Schwimmgeschwindigkeit und -frequenz
Keine definierte Elastizität im Antriebssystem	ROBOTUNA	BARRETT [3]	Gestellfester Aufbau
	VCUVV	ANDERSON et al. [1]	0,61 BL/s bei 1 Hz
	BOXYBOT	LACHAT et al. [46]	1,4 BL/s bei 8 Hz
	PF 300	HIRATA et al. [36]	0,6 BL/s bei 2,3 Hz
	PF 600	JNMR [71]	0,6 BL/s bei 3 Hz
	PF 700	JNMR [71]	1 BL/s bei 10 Hz
	Fisch Roboter G9 G-Serie	HU [39]	1 BL/s
	MT 1	LIU et al. [51]	0,83 BL/s
	AMPHIBOT II	CRESPI et al. [11]	0,3 BL/s ( $A = \pm 50^\circ$ für $f = 0,8$ Hz, $A = \pm 30^\circ$ für $f < 0,8$ Hz)
	REEL II	McIsaac et al. [58]	0,11 BL/s
	ACM R5	HIROSE et al. [37]	0,25 BL/s
	LAMPREY ROBOT	STEFANINI et al. [77]	0,7 BL/s bei 0,5 - 0,7 Hz
	SPC-II	LIANG et al. [49]	1,2 BL/s bei 2,5 Hz
	SPC-III	WANG et al. [87]	1,17 BL/s bei 2,5 Hz
ROBOSALMON	WATTS [89]	0,24 BL/s bei 1 Hz	
Passive intrinsische Elastizität im Antriebssystem	ROBOTIC DOLPHIN Japan	NAKASHIMA et al. [65]	0,6 BL/s bei 1,8 Hz
	ROBOTIC DOLPHIN Türkei	DOGANGIL et al. [14]	1 BL/s bei 1,35 Hz
	WANDA 1	ZIEGLER et al. [101]	Optimum: 2,7 Hz
	ROBOPIKE	KUMPH et al. [45]	0,3 BL/s bei 1 Hz
Aktiv intrinsische einstellbare Elastizität im Antriebssystem	WANDA 2	ZIEGLER et al. [102]	0,5 Hz bis 1 Hz
	Flossen Mechanismus	NAKABAYASHI et al. [64]	Gestellfester Aufbau Lagerreaktionskräfte bis 0,4 N gemessen
	ROBOTIC PLATFORM	ZIEGLER et al. [100]	Gestellfester Aufbau
	DEMONSTRATOR MEHRKÖRPER-MODELL	FREMEREY & FISCHHEITER [21*], [24]	Gestellfestes Simulationsmodell

Gemäß Tabelle 7 sind neben den eigenen Vorarbeiten die Arbeiten von NAKABAYASHI et al. [64] sowie von ZIEGLER et al. [100] besonders relevant, da sie die Bedeutung einer einstellbaren Federsteifigkeit bei der Generierung einer für die Fortbewegung eines aquatischen Systems erforderlichen Kraft untersetzen und dieses experimentell nachweisen. Ebenso weist WATTS (WATTS, 2009 [89]) nach, dass der Energiebedarf eines

biologisch inspirierten Schwimmroboters unter entsprechenden Randbedingungen günstiger ist als der eines konventionellen autonomen Unterwasserfahrzeuges gleicher Gestalt. Bei den Mechanismen mit einstellbarer Steifigkeit sind aufgrund der in Kapitel 2 dargelegten Gestalt des biologisch inspirierten Antriebssystems diejenigen Prinzipien zu bevorzugen, welche auf dem Prinzip einer antagonistisch einstellbaren Steifigkeit basieren. Anknüpfend an diese Ergebnisse ist das erklärte Ziel der vorliegenden Arbeit die systematische Untersuchung eines biologisch inspirierten Antriebssystems, welches den für die Lokomotion eines aquatischen Systems erforderlichen Vortrieb über federnd verkoppelte Starrkörperelemente unter Verwendung von nur einem Aktuator erzeugt. Hierzu wird nachfolgend ein geeignetes System entworfen, konzipiert, umgesetzt und experimentell validiert. Die aus der Analyse des Standes der Wissenschaft und Technik gewonnenen Erkenntnisse hinsichtlich der Möglichkeiten und Herausforderungen eines Aktuators mit antagonistisch einstellbarer Steifigkeit werden dabei in einem weiteren Schritt genutzt, eine Anpassung der Energiespeicher innerhalb der Transmission dieses Antriebssystems vorzunehmen.

## 4 Entwurf der Schwimmroboterfamilie URMELE

Unter Berücksichtigung des Standes der Wissenschaft und Technik (vgl. Kapitel 3) werden nachfolgend Anforderungen an die Schwimmroboterfamilie URMELE gestellt. Fokus der Entwicklung ist das biologisch inspirierte Antriebssystem mit einem einzelnen Aktuator, welcher federnd verkoppelte Starrkörperelemente auslenkt. Infolge des so erzielten Phasenversatzes wird das durch den Aktuator erzeugte Drehmoment in das umgebende Fluid zur Generierung von Vortrieb auskoppelt. Im Rahmen einer Voruntersuchung erfolgt der prinzipielle Machbarkeitsnachweis anhand des Roboters URMELE LIGHT. Anschließend wird zur detaillierten experimentellen Untersuchung dieses Antriebssystems die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 konstruiert und gefertigt (vgl. Kapitel 5 und Kapitel 6). Auf Grundlage der so gewonnenen Erkenntnisse erfolgt die Konstruktion des Schwimmroboters URMELE 2.0 (vgl. Kapitel 10).

### 4.1 Anforderungskatalog der Roboterfamilie URMELE

Die Grundlage des Entwurfsprozesses der Roboterfamilie URMELE ist der Anforderungskatalog. Die wichtigsten gemeinsamen Anforderungen zeigt Tabelle 8.

**Tabelle 8:** Anforderungsliste der Roboterfamilie URMELE

#### Funktion

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Roboter soll eine technisch nutzbare Vorwärtsbewegung aufweisen	
2	Fest	Manövrierfähigkeit des schwimmenden Roboters muss gewährleistet sein	Bewegung nach rechts und links ermöglichen
3	Fest	Trägerplattform für einen singulären Aktuator, welcher die federnd verkoppelten Effektormodule sowie die Flosse auslenkt	Elektronik und Steuerung des Aktuators sind ebenfalls durch die Trägerplattform aufzunehmen
4	Fest	Variation der Anzahl der Effektormodulen	Hier bis zu drei Effektormodule
5	Fest	Implementierung einer Flosse	Für mehr Vortrieb
6	Fest	Steuerung des Aktuators über Mikrocontroller zur dezentralen Kontrolle aller Sensor/Aktuatorfunktionen	Mikrocontroller muss genügend Ein-/Ausgänge aufweisen
7	Fest	Drahtlose Kommunikation des mobilen Roboter URMELE 2,0 mit dem Steuerrechner	

Fortsetzung auf nächster Seite

Fortsetzung Tab. 8

**Struktur und Gestalt**

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Nutzung eines singulären Aktuators zur Kontrolle von Amplitude A und Frequenz f	Platziert im Basismodul
2	Fest	Zylinderförmige Gestalt der Module	Für spätere, vorteilhafte Druckverteilung beim Tauchen sowie gute Verfügbarkeit
3	Fest	Aktuator muss innerhalb eines dünnwandigen Zylinders platziert werden	
4	Fest	Federn zwischen den Effektmodule sind austauschbar zu halten	Zugfedern aufgrund einfacher technischer Implementierung
5	Wunsch	Infolge der variablen Anzahl der Effektmodule veränderlichen Auftrieb beachten	
6	Fest	Austauschbare Dichtungen an allen Zugängen zum Roboter	Material: Silikon
7	Wunsch	So wenig Zugänge zum Roboter wie nötig	

## 4.2 Funktionsstruktur

Aus den allgemeinen Anforderungen ergibt sich die in Abbildung 19 dargestellte Funktionsstruktur der Roboterfamilie URMELE:

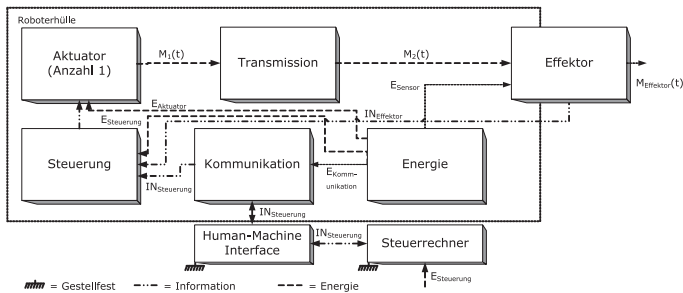


Abbildung 19: Funktionsstruktur der Roboterfamilie URMELE

Die Funktionsstruktur verdeutlicht die für die Roboterfamilie URMELE wichtigen Elemente sowie ihre Verknüpfung untereinander. Bedeutsame Funktionen sind die Energieversorgung, die Kommunikation und die Hülle als schützendes Element vor dem umgebenden Fluid. Eine zentrale Bedeutung besitzt das Antriebssystem, welches aus einem singulären Aktuator, der Federn beinhaltenden Transmission sowie dem Effektor besteht und welches daher im Zuge einer Machbarkeitsstudie untersucht wird.

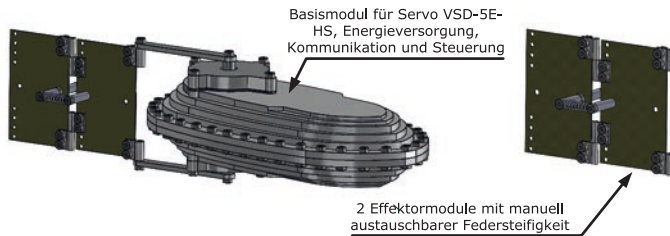


### **4.3 Machbarkeitsstudie anhand des Roboters URMELE LIGHT**

Das von FREMEREY & FISCHHEITER (FREMEREY et al., 2012 [24]) eingeführte Modell weist die theoretische Machbarkeit eines aus einem singulären Aktuator sowie federnd verkoppelten Starrkörperelementen bestehenden biologisch inspirierten Antriebssystems nach. Drehmoment und erforderliche Federsteifigkeiten sowie die Starrkörperelementgrößen liegen in technisch umsetzbaren Bereichen. Im Zuge einer hierauf aufbauenden Machbarkeitsstudie wird zur Verifikation einer Vortriebserzeugung durch solch ein Antriebssystem der Schwimmroboter URMELE LIGHT entwickelt und experimentell untersucht (FREMEREY et al., 2013 [27]). Schwerpunkt der konstruktiven Tätigkeit ist die Gestaltung des singulären Aktuators sowie der federnd verkoppelten Starrkörperelemente. Zugleich soll gezeigt werden, dass trotz der Unteraktuierung des Roboters bei Verwendung nur eines Aktuators alle für die Fortbewegung relevanten Bewegungen (Vorwärtsschwimmen und Manövrieren) möglich sind.

#### **4.3.1 Mechatronischer Entwurfsprozess URMELE LIGHT**

Unter Berücksichtigung der Konstruktionsrichtlinie VDI 2206 für mechatronische Produkte [69] setzt der Schwimmroboter URMELE LIGHT einen modularen Aufbau bestehend aus zwei Arten von Modulen um: einem Basismodul, sowie zwei Effektormodulen. Das Basismodul trägt dabei den einzelnen Aktuator (VSD-5E-HS, CONRAD, Nenndrehmoment 80 Nmm), die Steuerelektronik (ARDUINO NANO), die Energieversorgung (2 · 3,7 V Lithium-Polymer Akkumulatoren) sowie die Kommunikation mit dem Steuerrechner (drahtlos über XBEE-Funk-Module). Durch den singulären Aktuator werden die beiden Effektormodule wechselsinnig ausgelenkt und wandeln das durch den Aktuator erzeugte Drehmoment durch Interaktion mit dem umgebenden Fluid in eine Kraft in Vorwärtsrichtung. Die Effektormodule sind untereinander mittels eines Drehgelenks des Freiheitsgrades DoF = 1 sowie symmetrisch angeordneter Zugfedern gleicher Steifigkeit  $c_1 = c_2$  federnd verbunden. Zur Variation der Steifigkeit sind die Federn manuell austauschbar. Der Wert der Federsteifigkeit basiert auf systematischer Parametervariation unter Nutzung des modifizierten Modells von FREMEREY und FISCHHEITER, (FREMEREY et al., 2010 [23]):  $c_1 = c_2$  beträgt im vorliegenden Fall 0,03 N/mm.



**Abbildung 20:** CAD-Entwurf des Roboters URMELE LIGHT sowie Detailansicht der Effektormodule

Abbildung 20 zeigt den CAD-Entwurf des Roboters URMELE LIGHT. Zur einfachen Wartung bzw. zum schnellen Tausch der Akkumulatoren besteht das Basismodul mit den Abmessungen  $150\text{ mm} \cdot 75\text{ mm} \cdot 30\text{ mm}$  des URMELE LIGHT aus zwei Halbschalen, welche mittels Schraubverbindungen verbunden werden. Das Material ist POLYOXYMETHYLEN, kurz POM. Ein durch die Schraubverbindungen geklemmter Dichtring aus PDMS sorgt für die erforderliche Abdichtung gegenüber dem umgebenden Fluid. Die Effektormodule bestehen aus dünnen Platten der Abmessungen  $30\text{ mm} \cdot 47\text{ mm} \cdot 0,3\text{ mm}$ . Das Material ist GfK. Abbildung 21 zeigt den gefertigten Roboter bei Schwimmexperimenten in natürlicher Umgebung.



**Abbildung 21:** Roboter URMELE LIGHT bei Schwimmexperimenten in natürlicher Umgebung

Die Steuerung des Roboters URMELE LIGHT beschränkt sich infolge der Unteraktuierung des Systems auf die Kontrolle des singulären Servos VSD-5E-HS. Zur Auslenkung des ersten Effektormoduls durch den Servomotor wird eine sinusähnliche Funktion gemäß (3) verwendet.

Mittels der Amplitude  $A$  lässt sich dabei der zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  des ersten Effektormoduls beeinflussen. Durch Erhöhung bzw. Verringerung des Offset  $b$  werden die federnd verkoppelten Effektormodule um den Winkel  $b$  nach links oder rechts verschwenkt – URMELE LIGHT ändert die Richtung.

Die Eingabe der Steuerparameter erfolgt dabei wahlweise direkt über die Open Source Kommunikationsschnittstelle X-CTU der XBEE Funkmodule (DIGI inc.) oder über eine mittels MATLAB<sup>®</sup> erstellte Eingabemaske unter Verwendung eines selbst entwickelten Protokolls (WEYRICH, 2013 [91\*]<sup>4</sup>). Beide Programme erlauben die Modifikation von (3) hinsichtlich Amplitude  $A$ , Frequenz  $f$  und Offset  $b$ . Anschließend werden die Steuerbefehle drahtlos über das PC-seitige XBEE-Modul unter Verwendung der seriellen Schnittstelle des PCs an das roboterseitige XBEE-Modul geschickt. Der innerhalb des Basismoduls platzierte Mikrocontroller, hier ein ARDUINO NANO, empfängt die Steuerbefehle und setzt diese in die jeweilige Bewegung um. Abbildung 22 zeigt das Funktionsprinzip der Steuerung.

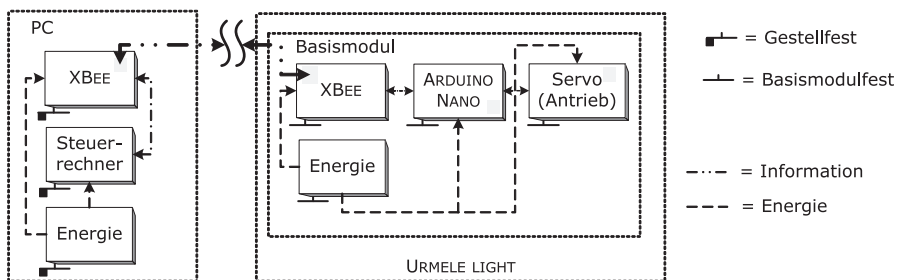


Abbildung 22: Steuerung des Roboters URMELE LIGHT

Zusätzlich wurde im Rahmen der Masterarbeit von WEYRICH, 2013 [91\*] die Datenübertragungstrecke um Zugangsmodule zum Internet erweitert, so dass die Steuerung von URMELE LIGHT unter Nutzung von LAN/WLAN und XBEE auch telematisch durchgeführt werden kann.

### 4.3.2 Eigenschaftsabsicherung und Auswertung

Zum Nachweis, dass durch einen singulären Aktuator ausgelenkte, federnd verkoppelte Starrkörper eine Vorwärtsbewegung eines technischen Systems innerhalb eines das System umgebenden Fluides, hier Wasser, erzeugen, sind mehrere Experimente zur Validierung der Schwimmeigenschaften des Roboters URMELE LIGHT durchgeführt worden (vgl. u.a. Abbildung 23).

In einem ersten Experiment wird die Geschwindigkeit des Roboters in Abhängigkeit der Steuerparameter Frequenz  $f$  und Soll-Amplitude  $A_s$  des singulären Aktuators unter Verwendung von (13) bestimmt. Die Anzahl der Effekormodule ist zwei, die Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  beträgt während der Untersuchungen  $0,03 \text{ N/mm}$ .

<sup>4</sup> [91\*] = studentische Arbeit, Weyrich S., 2013

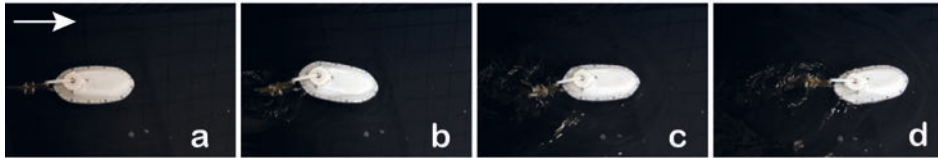


Abbildung 23: Vorwärtsschwimmen des Roboters URMELE LIGHT, Laborversuch

$$s = \int u_u \cdot dt \quad (13)$$

mit:  $s$  = Weg des Roboters in m  
 $u_u$  = Geschwindigkeit des Roboters URMELE LIGHT in m/s  
 $t$  = Zeit in s

Der Weg  $s$ , welcher durch den Schwimmroboter URMELE LIGHT während der Experimente zurückzulegen ist, beträgt 2 m. Die für das Zurücklegen dieser Strecke benötigte Zeit  $t$  wird gemessen. Der Offset  $b$  wird während aller Experimente so eingestellt, dass URMELE LIGHT gerade aus schwimmt ( $b \approx 93^\circ$ , vgl. FREMEREY et al. [27], 2013, WEYRICH, 2013 [90\*]<sup>5</sup>). Zur Vermeidung eines Startens unter einem Winkel  $\delta_u$  und einem sich somit ergebenden längeren Strecke  $s$  wurde eine Startbox verwendet. Abbildung 24 zeigt den Versuchsaufbau. Abbildung 25 fasst die gemittelten Ergebnisse nebst Messabweichung zusammen.

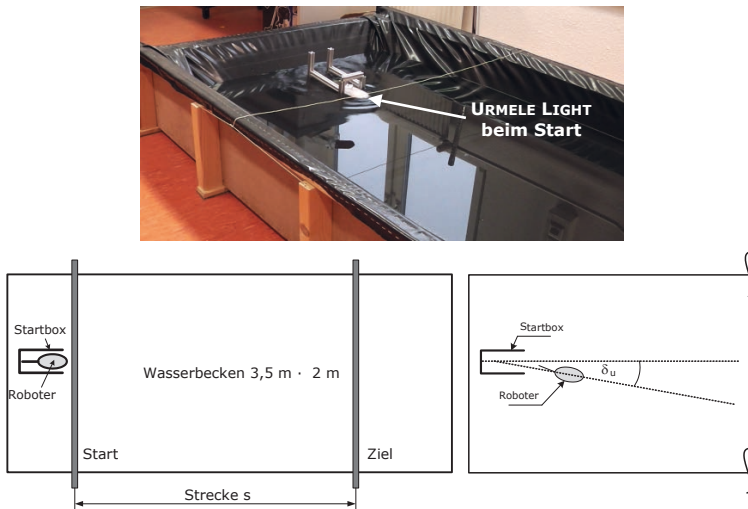
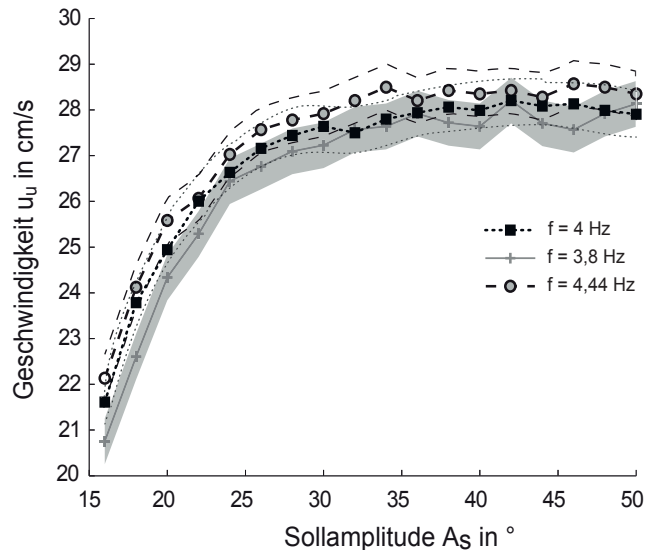


Abbildung 24: Versuchsaufbau zur Durchführung von Untersuchungen und Experimenten zur Eigenschaftsabsicherung des Roboters URMELE LIGHT

<sup>5</sup> [90\*] = studentische Arbeit, Weyrich S., 2013



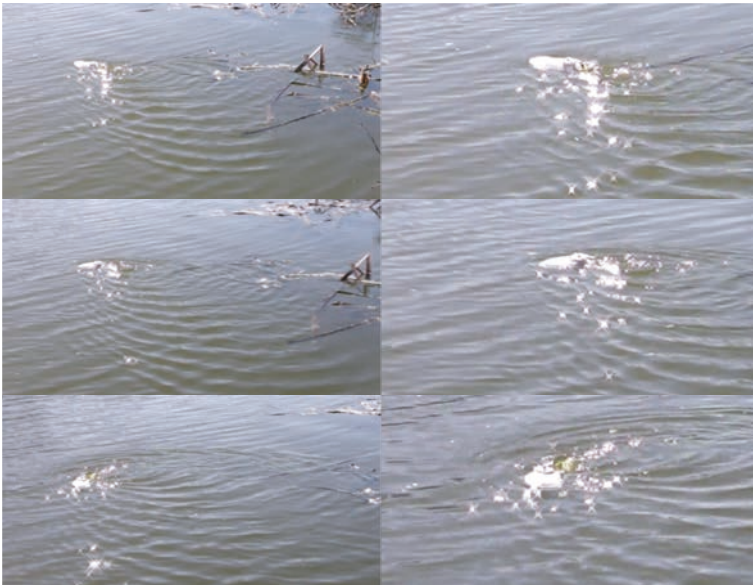
**Abbildung 25:** Schwimgeschwindigkeit  $u_u$  des Roboters URMELE LIGHT bei Variation der Soll-Amplitude  $A_s$  und der Frequenz  $f$ , Abbildung nach WEYRICH, [90\*], bearbeitet durch D. VOGES, TU Ilmenau

Abbildung 25 zeigt, dass ein Maximum der Geschwindigkeit bei einer Frequenz  $f = 4,4$  Hz auftritt; die Geschwindigkeiten bei den Frequenzen 4 Hz und 3,6 Hz sind für alle untersuchten Soll-Amplituden  $A_s$  geringer. Das Geschwindigkeitsmaximum beträgt  $(0,28 \pm 0,01)$  m/s; bei einer Soll-Amplitude  $A_s$  zwischen  $35^\circ$  und  $40^\circ$  und einer Frequenz  $f$  von 4,4 Hz. Dies entspricht ca. 1,3 BL/s (bei 220 mm Gesamtlänge mit zwei Effektormodulen). Der nahezu gleichbleibende Verlauf der Geschwindigkeit  $u_u$  des Roboters URMELE LIGHT ab einer Soll-Amplitude  $A_s = 35^\circ$  trotz einer weiteren Erhöhung von  $A_s$  und  $f$  ist mit dem Erreichen der Leistungsgrenze des Servomotors VSD-5E-HS zu erklären. Aufgrund des auf die Effektormodule wirkenden Druckwiderstandes des Wassers in Kombination mit den Trägheitskräften der federnd verkoppelten Starrkörperelemente können große Amplituden  $A$  nur noch durch die Steuerung vorgegeben aber nicht mehr am Servoantrieb realisiert werden.

Eine Messabweichung von ca. 0,01 m/s ist zum einen auf Justagefehler zwischen Effektormodulen und Aktuator zurückzuführen. Zum Laden der Akkumulatoren zwischen den einzelnen Versuchen ist das Basismodul zu öffnen, was eine Demontage der Effektormodule erfordert. Durch den anschließenden Zusammenbau und der erneuten Befestigung der federnd verkoppelten Effektormodule mit dem Servomotor können aufgrund der Verschraubung Anfangsauslenkungen der Effektormodule von  $\pm 2^\circ$  auftreten (vgl. Abbildung 24). Bei Nichtkompensation dieser Anfangsauslenkung durch

den Offset  $b$  der Steuerung führt die asymmetrische Oszillation zu einem Drift des Roboters und somit einem längeren Weg  $s$ . Zum anderen verlässt der Roboter URMELE LIGHT den Startkäfig bei manchen Messungen trotz Ausrichtung unter einem Anfangswinkel  $\delta_u$ , daraus resultiert ebenfalls eine längere reale Strecke  $s$  und somit eine geringere Geschwindigkeit  $u_u$ .

Die Ergebnisse weiterer Experimente zeigen Abbildung 26 und Abbildung 27. Untersucht wurden die sich bei Variation des Offsets  $b$  ergebenden Bewegungsmuster ( $b < 93^\circ$  und  $b > 93^\circ$ ).



**Abbildung 26:** Manövrieren des Roboters URMELE LIGHT nach links, Perspektiv- und Detailansicht (Bildsequenzen aus einem Video)



**Abbildung 27:** Manövrieren des Roboters URMELE LIGHT nach rechts, Perspektiv- und Detailansicht (Bildsequenzen aus einem Video)

Durch Variation des Offset  $b$  ist somit ein Verschwenken der federnd verkoppelten starren Effektormodule möglich. Infolge dessen ändert URMELE LIGHT reproduzierbar und beeinflussbar die Richtung. Schwimmen nach rechts und links mit variablem Krümmungsradius ist möglich.

Mit einem Gesamtgewicht von 190 g beträgt die derzeit mögliche Zuladung ohne Verlust der Schwimmfähigkeit 15 g ( $\approx 8\%$ ). Der Leistungsbedarf des Roboters liegt bei durchschnittlich 1,2 W. Dabei ermöglicht die Akkukapazität von 180 mAh eine Schwimmdauer inkl. Kommunikation von ca. 20 min bis 30 min.

#### 4.4 Fazit

Die durchgeführten Experimente bestätigen, dass eine aus federnd verkoppelten Starrkörperelementen bestehende Struktur, welche durch einen singulären Aktuator ausgelenkt wird, nach detaillierter Parameterbestimmung einen nutzbaren Vortrieb erzeugt. Es können reproduzierbare Richtungsänderungen durchgeführt werden. Somit ist das geplante Vorhaben eines unteraktuierten aquatischen Schwimmroboters mit intrinsisch einstellbaren Federsteifigkeiten zur Reduktion des Energiebedarfs machbar. Die Eigenschaften analog zu Tabelle 7 fasst Tabelle 9 zusammen:

**Tabelle 9:** Eigenschaften des Roboters URMELE LIGHT

<b>Kategorie</b>	<b>Roboter</b>	<b>Quelle</b>	<b>Schwimm- geschwindigkeit und Frequenz</b>
Passive intrinsische Elastizität im Antriebssystem	URMELE LIGHT	FREMERAY et al. [27]	1,3 BL/s bei 4,4 Hz

Zur Untersuchung des biologisch inspirierten Antriebssystems bei systematischer Parametervariation wird nachfolgend die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 entworfen. Nach der sich anschließenden Eigenschaftsabsicherung der Eigenschaften des biologisch inspirierten Antriebssystems erfolgt die Entwicklung des Schwimmroboters URMELE 2.0 (vgl. Kapitel 10).



# 5 Entwurf der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Zur detaillierten experimentellen Analyse der Eigenschaften des neuartigen, biologisch inspirierten Antriebssystems des Roboters URMELE bei Variation der dieses System kennzeichnenden Parameter (Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  des singulären Aktuators, sowie die Federsteifigkeit  $c_{t1}$  bis  $c_{tn}$  zwischen  $n_E$  verkoppelten Effektormodulen, vgl. Kapitel 2) wird nachfolgend die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 entworfen. Diese wird analog der Roboter ROBOTUNA (BARRET, 1994 [3]) bzw. der einstellbar elastische Flosse von NAKABAYASHI et al., 2008 [64] innerhalb eines Versuchstandes zur Validierung der Eigenschaften untersucht. Abbildung 28 zeigt die präzisierte Funktionsstruktur der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0. Basis dieser Untersetzung ist die allgemeine Funktionsstruktur der Roboterfamilie URMELE.

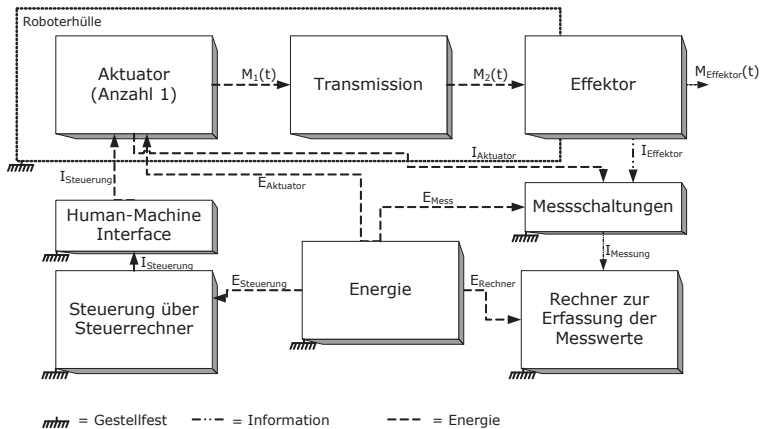


Abbildung 28: Allgemeine Funktionsstruktur der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Infolge der Fokussierung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 auf das Antriebssystem erfolgt nachfolgend eine eingehende, simulative Betrachtung dieser Baugruppe.

## 5.1 Simulationsmodell zur Auslegung der Wirkelemente

Zur Untersuchung des Einflusses der das Antriebssystem charakterisierenden Größen auf das Schwingverhalten wird ein mathematisch/physikalisches Modell abgeleitet. Ziel ist die Vorhersage des Schwingverhaltens des Modells in Abhängigkeit dieser Parameter

innerhalb eines, das Antriebssystem partiell umgebenden, Fluids. Die das Antriebssystem beschreibenden Parameter sind hierbei die Frequenz  $f$  und die Amplitude  $A$  des singulären Aktuators, die Anzahl  $n_E$  und die Geometrie der starren Effektormodule und die Federsteifigkeiten  $c_{t1}$  bis  $c_{tn}$  zwischen diesen Modulen vgl. Kapitel 3 und (4) bis (7).

Der Einfluss des umgebenden Fluids auf die oszillierenden Starrkörperelemente und umgekehrt wird über ein Reibungsmodell berücksichtigt. Im vorliegenden Fall basiert das Reibungsmodell auf der Modelvorstellung zum Druckwiderstand für stumpfe Objekte bei einer REYNOLDS-Zahl  $Re$  zwischen  $\approx 1000$  und  $4 \cdot 10^5$ . Damit folgt das Reibungsmodell der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 den Arbeiten von MCISAAC et al., 2002 [58] und CACUCCIOLO et al., 2014 [7]. In den dort vorgestellten mathematisch/physikalischen Modellen basieren die für die Lokomotion erforderlichen Reibungsterme ebenfalls auf dem Druckwiderstand. Folgende Annahmen werden getroffen (vgl. MCISAAC et al., 2002 [58]): 1.) die Widerstandskraft wirkt im Schwerpunkt eines jeweiligen Starrkörperelementes. Zudem werden 2.) die Trägheitskräfte im Fluid vernachlässigt. Damit ist die Kraft auf das jeweilige Starrkörperelement lediglich von dessen Bewegung abhängig. Infolge des Druckunterschiedes, welchen die Bewegung eines innerhalb eines Fluids bewegten Körpers erzeugt, ergibt sich somit eine Widerstandskraft entgegen der Bewegungsrichtung. Die Gleichung (14) für lautet:

$$F_w(t) = \frac{1}{2} \cdot c_w \cdot A_F \cdot u^2(t) \cdot \rho \quad (14)$$

mit:

$c_w$	= Widerstandsbeiwert
$A_F$	= angeströmte Fläche in $m^2$
$u(t)$	= Geschwindigkeit des Schwerpunktes des Starrkörperelementes in $m/s$
$\rho$	= Dichte des umgebenden Fluides in $kg/m^3$

Es werden diejenigen Geschwindigkeitskomponenten betrachtet, welche in x-Richtung wirken (vgl. Abbildung 29).

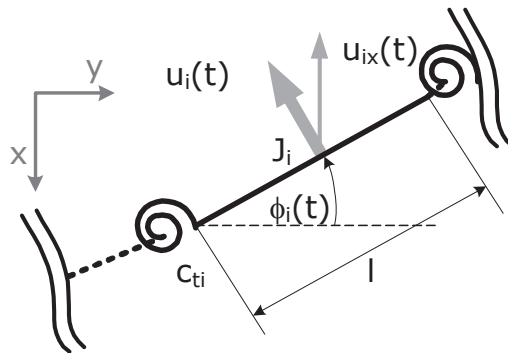


Abbildung 29: Darstellung der x-Komponente der Geschwindigkeit

Unter Berücksichtigung, dass die Kraft im Schwerpunkt jedes Starrkörperelementes angreift, wird gemäß (15) ein Moment  $M_w(t)$  hervorgerufen:

$$M_w(t) = \frac{1}{2} \cdot F_w(t) \quad (15)$$

mit:  $l$  = Länge Starrkörperelement in m

Zur Gewährleistung, dass das Widerstandsmoment stets der Bewegung entgegenwirkt, wird die Signumfunktion verwendet.

## 5.2 Alternative Modellvorstellungen

Neben der in 5.1 dargelegten Modellvorstellung eines Mehrkörpermodells existieren noch weitere Modelle zur mathematischen Beschreibung der Lokomotion von Fischen. Exemplarisch und aufgrund der hohen Bedeutung dieser Theorie für die Modellierung von Fischlokomotion gemäß LAUDER et al., 2005 [47] wird nachfolgend die sog. ELONGATED BODY THEORY nach LIGHTHILL dargelegt (LIGHTHILL, [50], LAUDER et al., 2005 [47], SFAKIOTAKIS et al., 1999 [75]). Grundüberlegung der Theorie nach LIGHTHILL ist das Aufsummieren von Kräften infolge der seitlichen Beschleunigung/ Abbremsung des oszillierenden Fischkörpers. Damit ergibt sich unter Vernachlässigung derjenigen Kräfte, welche aus der Viskosität des Fluides resultieren folgende Betrachtung (16):

$$P_{\text{ges}} - P_{\text{Vor}} - P_{\text{Wirbel}} = 0 \quad (16)$$

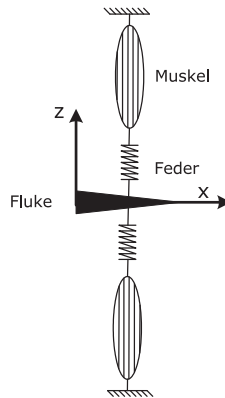
mit:

- $P_{\text{ges}}$  = Leistung, welche durch die Bewegung des Fisches aufgebracht werden muss in W
- $P_{\text{Vor}}$  = Leistung für den Vortrieb in W
- $P_{\text{Wirbel}}$  = Leistung des sich an der Schwanzspitze ablösenden Wirbels in W

$P_{\text{ges}}$  ist dabei diejenige Leistung, welche durch die Bewegung des Fisches aufgebracht werden muss. Diese Leistung wird nach LIGHTHILL für den Vortrieb benötigt ( $P_{\text{Vor}}$ ) sowie für die Erzeugung eines Wirbels ( $P_{\text{Wirbel}}$ ). Infolge der Symmetrie der undulatorischen Bewegung des Fischkörpers mitteln sich die seitlichen Kräfte des Körpers über einen Schlagzyklus aus.

Dabei führen LAUDER et al., 2005 [47] jedoch aus, dass die ELONGATED BODY THEORY in der hier dargestellten Version nur für kleine Amplituden gilt. Bei größeren Amplituden wird in der Realität mehr Wirbelleistung ins Fluid abgegeben als das Modell vorhersagt. Hierfür wurde durch LIGHTHILL ein weiteres Modell entwickelt, welches einen Korrekturterm beinhaltet, so dass auch die Verhältnisse für große Amplituden abgeschätzt werden können (vgl. LAUDER et al., 2005 [47]).

Ein weiteres Modell zur Beschreibung von Fischlokomotion basiert auf den Arbeiten von BLICKHAN & CHENG, 1994 und untersucht die Bedeutung der Energiespeicherung elastischer Strukturen in der Fluke von Walen (BLICKHAN & CHENG, 1994 [5]). Abbildung 30 zeigt das Modell.



**Abbildung 30:** Modell einer Fluke nebst elastischen Strukturen nach BLICKHAN & CHENG, 1994 [5]

Zur Vereinfachung sind die Muskeln in Bewegungsrichtung der Fluke angeordnet. Die innerhalb des Modells angenommenen hydrodynamischen Kräfte bestehen aus einer senkrecht auf der Flosse wirkenden Kraft infolge des Drucks (Auftrieb) und einer in Richtung der Flosse wirkenden viskosen Widerstandskraft. Mit der Annahme einer großen REYNOLDS-Zahl wird die viskose Widerstandskraft vernachlässigt. Zudem wird ange-

nommen, dass niemals beide Muskeln gleichzeitig aktiv sind, da jeweils der eine kontrahiert, während der andere gedehnt wird.

Mit dem in Abbildung 30 gezeigten Modell konnten BLICKHAN und CHENG zeigen, dass die elastischen Strukturen innerhalb und in unmittelbarer Umgebung der Fluke die Möglichkeit haben, den Energiebedarf von Walen während der Lokomotion deutlich zu senken, im Schnitt um ca. 50 % (z.B. für die Spezies *Lagehorhynchus obliquoides*).

Infolge der bisherigen Erfahrung mit Mehrkörpermodellen und der Verwendung solcher Modelle bei MCISAAC et al., 2002 [58] und CACUCCILO et al., 2014 [7] wird auch in der vorliegenden Arbeit auf diese Modellvorstellung zurückgegriffen. Trotz der deutlichen Vereinfachung der tatsächlich wirkenden fluiddynamischen Verhältnisse ist aus Sicht des Autors die Verwendung eines Mehrkörpermodells für die nachfolgend geplanten Untersuchungen zum Schwingverhalten mehrerer federnd verkoppelter Starrkörperelemente ausreichend, da das primäre Ziel dieser Modelle die Initialbestimmung konstruktionsrelevanter Parameter ist.

### 5.3 Ziel der Simulation und Simulationsumgebung

Das Ziel der Simulation ist die gezielte Beeinflussung des Schwingverhaltens des biologisch inspirierten Antriebssystems bei Veränderung der dieses System charakterisierenden Parameter. Variiert werden nachfolgend die Amplitude und Frequenz des singulären Aktuators, die Anzahl der Starrkörperelemente und die Federsteifigkeiten  $c_{t1}$  bis  $c_{tn}$  zwischen den Starrkörperelementen. Durch diese systematische Parametervariation lässt sich insbesondere der Einfluss der innerhalb der Transmission angeordneten Energiespeicher in Bezug auf das erforderliche Drehmoment bzw. den resultierenden Vortrieb untersuchen und bewerten. Daneben ermöglichen die Simulationsergebnisse eine zielgerichtete konstruktive Umsetzung der innerhalb von Kapitel 6 dokumentierten EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0. Denn die Simulationsergebnisse präzisieren die Anforderungen des in Tabelle 8 dargestellten Anforderungskataloges: Die simulativ ermittelte Charakteristik des singulären Aktuators hinsichtlich der erforderlichen Amplitude  $A$  sowie der Frequenz  $f$  lässt sich direkt in die Konstruktion übertragen. Gleiches gilt für die geometrische Beschaffenheit der Starrkörperelemente und der federnden Verkopplung dieser untereinander.

Die Untersuchung des Modells der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 erfolgt innerhalb eines Mehrkörpersimulationsprogramms. Dieses ermöglicht die Untersuchung von Modellen, welche aufgrund ihrer geometrischen Abmessungen bzw. der räumlichen Anordnung der einzelnen Elemente (z.B. der Flosse) möglichst exakt dem in Kapitel 6

umgesetzten Demonstrator entsprechen. Infolge der Kombinierbarkeit mit der CAD-Software SOLIDWORKS® (DASSAULT SYSTÈMES) und der daraus resultierenden hohen Übereinstimmung zwischen Modell und Demonstrator wird das Programm SOLIDWORKS® MOTION 2012, kurz SOLIDWORKS® MOTION (DASSAULT SYSTÈMES), verwendet. Die innerhalb dieses Programms genutzten gekoppelten Differential- und algebraischen Gleichungen werden mittels der Integrationsmethode für numerisch steife Differentialgleichungen GSTIFF/WSTIFF gelöst.

Zur Überprüfung der mit SOLIDWORKS® MOTION erzielten Simulationsergebnisse wird eine weitere Untersuchung des Modells der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 innerhalb der Simulationsumgebung ADAMS® VIEW 2010, kurz ADAMS® VIEW, (MSC SOFTWARE®) durchgeführt. Diese doppelte Kontrolle hilft zudem, Fehler beim Modellaufbau zu vermeiden. Der Modellaufbau in ADAMS® VIEW ist in [119] dargestellt, die Analyse befindet sich im Anhang A - II.

## 5.4 Modellaufbau innerhalb SolidWorks® Motion

Aufgrund einer guten konstruktiven Integration sowie der aus technischer Sicht einfach durchführbaren Variation der Federsteifigkeit im laufenden Betrieb innerhalb der späteren EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 werden die ursprünglich verwendeten Drehfedern im Simulationsmodell durch Schraubenfedern, hier Zugfedern, ersetzt. Abbildung 31 zeigt das modifizierte Modell. Der vollständige Modellaufbau und die Vorbereitung des Modells zur Analyse innerhalb SOLIDWORKS® MOTION ist in [120] dargestellt.

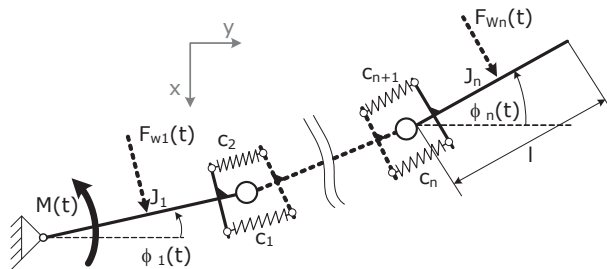
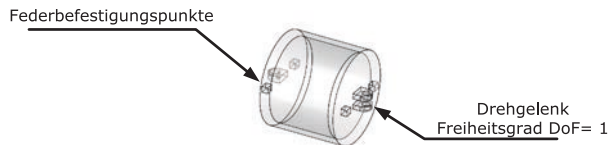


Abbildung 31: Modifiziertes Modell der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Basierend auf dem in Abbildung 31 dargestellten mathematischen Modell besteht das mittels SOLIDWORKS® erstellte 3-D Modell aus mehreren federnd verkoppelten Starrkörperelementen. Diese Starrkörperelemente sind:

- $n_E$  Effektormodule
- eine am jeweils letzten Effektormodul befestigte Flosse

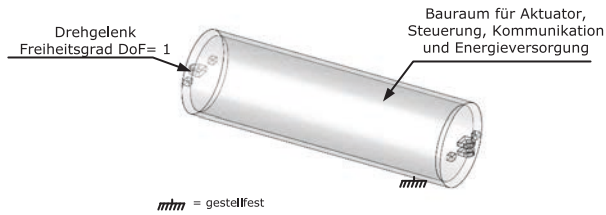
Die Effektormodule werden innerhalb der Simulation als Zylinder mit einem Außendurchmesser von 60 mm und einem Innendurchmesser von 54 mm angenommen. Diese Maße entsprechen den Maßen von industriell zukaufbarem Rohrmaterial, welches eine schnelle und preiswerte Umsetzung der Module innerhalb der späteren Konstruktion ermöglicht. Die Länge der Effektormodule wird zu 50 mm festgelegt, als Material für die Effektormodule wird Polymethylmethacrylat, kurz PMMA, gewählt (Dichte  $\rho$ : 1200 kg/m<sup>3</sup>, E-Modul:  $\approx$  3000 MPa). Abbildung 32 zeigt das konstruierte Effektormodul, Tabelle 10 fasst die wichtigsten Eigenschaften zusammen.



**Abbildung 32:** CAD-Modell des Effektormoduls mit Federbefestigungspunkten, SOLIDWORKS®

Abbildung 32 zeigt zudem die erforderlichen Befestigungspunkte der Zugfedern; sie befinden sich in der Horizontalebene der Stirnseiten eines jedes Effektormoduls. Zur Gewährleistung einer gleichförmigen Oszillation besitzt jede Stirnseite zwei symmetrisch zur Mittellinie angeordnete Federbefestigungspunkte; der Abstand zur Mittellinie beträgt 15 mm. Zudem weisen alle Effektormodule Gelenkstellen auf, welche einerseits ein Verknüpfen der Effektormodule untereinander und andererseits eine Kombination mit weiteren Elementen ermöglichen. Für die vorliegende Simulation ist der Gelenktyp ein Drehgelenk mit einem Freiheitsgrad  $\text{DoF} = 1$ .

Ein weiteres Element innerhalb 3-D Modells ist das Basismodul (vgl. Abbildung 33). Analog der Effektormodule besteht es aus zylinderförmigem PMMA mit einem Außendurchmesser von 60 mm sowie einem Innendurchmesser von 54 mm. Die Länge beträgt 300 mm. Innerhalb der Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION wird das Basismodul gestellfest und verdrehsicher zur Umgebung gelagert. Über eine Gelenkstelle erfolgt die Verbindung zum ersten Effektormodul, diese Verbindung ist ebenfalls als Drehgelenk mit einem Freiheitsgrad  $\text{DoF} = 1$  ausgeführt.



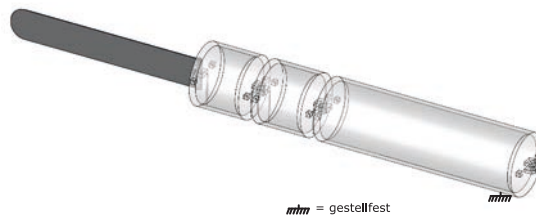
**Abbildung 33:** CAD-Modell des Basismoduls, SOLIDWORKS®

Zusätzlich wird in das Simulationsmodell ein weiteres Starrkörperelement in Form einer starren Flosse implementiert, welche am jeweils letzten Effektormodul verdrehsicher befestigt ist (Lagerungstyp: Einspannung). Die Eigenschaften der Flosse zeigt Tabelle 10. Das Material der Flosse innerhalb der Simulation ist Epoxyd, ein glasfaserverstärkter Kunststoff.

**Tabelle 10:** Eigenschaften des Basismoduls, der Effektormodule sowie der Flosse

Element	Abmessungen in mm	Material in Simulation
Basismodul	300 · 60 (54 innen)	PMMA
Effektormodul	50 · 60 (54 innen)	PMMA
Flosse	20 · 190	Epoxyd (GfK)

Ein beispielhaftes Simulationsmodell, bestehend aus Basismodul, zwei Effektormodulen sowie der Flosse, kurz Modell 2-Sw, ist in Abbildung 34 dargestellt.



**Abbildung 34:** Untersuchtes, exemplarisches Simulationsmodell URMELE, hier Modell 2-Sw



### 5.4.1 Implementierung erforderlicher Kräfte und Momente

Nachfolgend werden die für die Untersuchung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 erforderlichen Kräfte und Momente implementiert. Aufgrund der fluidischen Umgebung und der Annahme einer schwimmenden Struktur wird die Gewichtskraft durch die Auftriebskraft des Fluids kompensiert, die Simulation erfolgt also ohne Einfluss der Gewichtskraft. Als Fluid wird Wasser verwendet, innerhalb zukünftiger Arbeiten lassen sich weitere Medien untersuchen, beispielsweise Öl.

#### Implementieren des singulären Aktuators

Die Aufgabe des singulären Aktuators ist die Auslenkung des ersten Effektormoduls unter einem Winkel  $\varphi(t)$  (vgl. auch Abbildung 4, Kapitel 2) unter Erfassung des hierfür erforderlichen Drehmomentes. Hierzu wird innerhalb des Simulationsmodells eine Bewegungsfunktion gemäß Gleichung (3) aufgeprägt. Die vollständigen Details der Implementierung dieser Funktion innerhalb SOLIDWORKS® MOTION sind [120] bzw. [130] zu entnehmen.

Hierdurch wird der zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  des ersten Effektormoduls vorgegeben. Der Offset  $b$  in Gleichung (3) beträgt während der Simulation 0, gemäß der Untersuchung in Abschnitt 4.3 ist dieser bei der Realisierung eines frei schwimmenden Roboters für die Einstellung der Richtungsänderung zuständig und kann daher während der Simulation vernachlässigt werden.

Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird innerhalb dieser Arbeit nur die Frequenz  $f$  angegeben, mit welcher das erste Effektormodul ausgelenkt wird. Es sei jedoch darauf hingewiesen, dass zum Erzielen dieser Frequenz  $f$  die Winkelgeschwindigkeit  $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$  innerhalb der Bewegungsfunktion der SOLIDWORKS® MOTION Simulation angegeben werden muss (vgl. auch [120]).

#### Einfügen der Zugfedern

Die Zugfedern werden dem Simulationsmodell URMELE unter Verwendung der in SOLIDWORKS® MOTION verfügbaren Tool Box *<Federn>* zwischen den Federbefestigungspunkten der Effektormodule hinzugefügt. Zugfedern des gleichen Gelenks wird hierbei eine identische Steifigkeit zugewiesen.

#### Implementieren der Widerstandskraft des umgebenden Fluids

Der Einfluss des umgebenden Fluids auf den Roboter und umgekehrt wird analog des mathematischen Modells in Abbildung 31 über die Widerstandskraft berücksichtigt.

Erneut sei darauf hingewiesen, dass dieses eine Vereinfachung der tatsächlich vorherrschenden fluidmechanischen Zusammenhänge darstellt. Die Gleichung für die Widerstandskraft  $F_w(t)$  zeigt (14):

Unter Verweis auf die allgemeine Form einer (Bewegungs-)Differenzialgleichung liefert einen Dämpfungsanteil innerhalb der Mehrkörpersimulation. Hierdurch erfolgt der bei Schwingungen stattfindende Wandel zwischen potentieller und kinetischer Energie. Infolge der Dämpfung tritt zudem Dissipation, ein Teil der kinetischen Energie findet sich zudem im Nachlauf des Körpers wieder, welche ebenfalls dissipiert.

Die Geschwindigkeit ist dabei unter Berücksichtigung der in Abschnitt 5.1 getroffenen Annahmen die Geschwindigkeit des Schwerpunktes des jeweilig ausgelenkten Moduls bzw. der Flosse in x-Richtung (vgl. Abbildung 29). Zur Gewährleistung, dass vorbildnah immer entgegen der Bewegungsrichtung des jeweiligen Moduls dämpfend wirkt, erfolgt die Gewichtung von  $\dot{x}$  mit der Signumfunktion. Die Bedingung für den stattfindenden Vorzeichenwechsel wird an die Winkelgeschwindigkeit  $\omega(t)$ , bzw. die Schwerpunktgeschwindigkeit des jeweiligen Effektormoduls geknüpft. Die sich ergebenden Werte für den Widerstandsbeiwert  $c_w$ , die angeströmte Fläche  $A_F$  und die Dichte  $\rho$  fasst Tabelle 11 zusammen.

**Tabelle 11:** Werte zur Bestimmung von  $F_w$  während der Simulation

	<b>Dichte <math>\rho</math> Wasser bei 20 °C in kg/m<sup>3</sup></b>	<b>Wert <math>c_w</math></b>	<b>Angeströmte Fläche <math>A_F</math> in m<sup>2</sup></b>
Effektormodul	$\approx 1000$	1,2 (langer Zylinder)	0,0015
Flosse	$\approx 1000$	1,2 (Platte)	0,002775

$\rho$  beträgt im vorliegenden Fall  $\approx 1000 \text{ kg/m}^3$  (entspricht Wasser bei 20 °C). Der Widerstandsbeiwert  $c_w$  beträgt für die Effektormodule 1,2 (entspricht einem angeströmten langen, konvexen Zylinder, vgl. HERING et al., 2004 [34]) und für die Flosse 1,1 bis 1,3, hier 1,2 (entspricht einer quer zur Strömung befindlichen angeströmten Platte, vgl. HERING et al., 2004, [34]). Durch die schwimmende EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 wird angenommen, dass sich diese aufgrund des Auftriebs nur in etwa zur Hälfte unter Wasser befindet. Damit ergibt sich die Anströmfläche  $A_F$  der Effektormodule zu  $1,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ . Die Flossenfläche beträgt ca.  $2,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$ . Damit stellt das Modell eine grobe Approximation dar der wirklichen Verhältnisse dar.

## 5.4.2 Festlegung der durch die Simulation zu ermittelnden Daten

Aufgrund der in Kapitel 2 formulierten Ziele, das biologisch inspirierte Antriebssystem durch Veränderung der charakterisierenden Parameter in seinem Schwingungsverhalten zu beeinflussen, werden nachfolgend die durch die Simulation zu ermittelnden Daten unter Nutzung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 festgelegt.

### Erfassung des Drehmoments

Innerhalb der nachfolgenden Simulationen werden die sich einstellenden Zeit-Drehmoment-Verläufe um die Applikatenachse (z-Achse) für das Drehgelenk zwischen Basismodul und erstem Effektor modul aufgenommen. Hier koppelt der später konstruktiv zu implementierende, singuläre Aktuator das Drehmoment  $M(t)$  in die federnd verkoppelte Starrkörperstruktur aus (vgl. Abbildung 35).

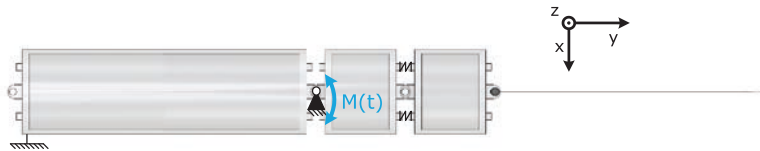


Abbildung 35: Simulativ zu erfassendes Drehmoment

Für die Auslegung des singulären Aktuators ist nachfolgend der Wert des maximal auftretenden Drehmoments  $M_{\text{Max}}$  von Bedeutung. Dabei tritt das maximale Drehmoment aller Konfigurationen unter Annahme von reproduzierbar periodischen Oszillationen in der Einschwingphase auf.

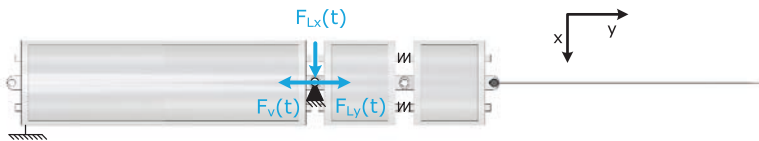
Zudem wird das nach Abzug der Einschwingphase auftretende maximale und minimale Drehmoment ermittelt und analysiert. Unter Beachtung des proportionalen Zusammenhangs zwischen Drehmoment und Strom über die Motokonstante  $k_m$  liefert die vergleichende Betrachtung des maximal erforderlichen Drehmomentes im eingeschwungenen Zustand Informationen zum voraussichtlichen Leistungsbedarf der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0.

Die Erfassung des Drehmomentes erfolgt für alle Fälle in Abhängigkeit der jeweilig gewählten Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_n$  zwischen den Effektor modulen, der Größe der Amplitude  $A$ , der Frequenz  $f$  und der Effektor modulanzahl  $n_E$ .

## Interpretation des Bewegungsverhaltens der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

In einem weiteren Schritt wird durch das Simulationsmodell das spätere Bewegungsverhalten des Roboters analysiert. Dabei ist mit Verweis auf die Anforderungsliste (Tabelle 8) ein technisch nutzbares Vorwärtsschwimmen der entwickelten Roboter von vordergründigem Interesse, weswegen die Analyse des „Vorwärtsschwimmens“ ein Zielkriterium für das zu untersuchende Bewegungsverhalten der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 ist.

Dabei lässt sich das „Vorwärtsschwimmen“ innerhalb des Mehrkörpermodells der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 durch eine Vortriebskraft darstellen, die mit der Lagerreaktionskraft gegengleich übereinstimmt. Somit wird die sich aufgrund der während der Simulation durchgeführten Parametervariation ändernde Kraft  $F_v(t) = F_{L_y}(t)$  am gestellfesten Lager erfasst (variierte Parameter: Amplitude A, Frequenz f, Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_n$  und Effektormodulanzahl  $n_E$ , vgl. Tabelle 14 und Abbildung 36).

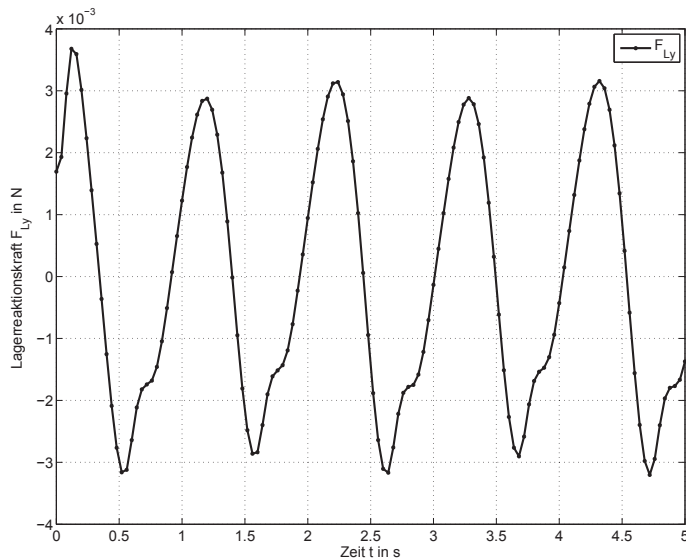


**Abbildung 36:** Darstellung der zu untersuchenden Lagerreaktionskraft innerhalb der Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION

hier 
$$F_{L_x}(t) = 0 \quad (\text{wird nicht betrachtet}) \quad (17)$$

$$F_{L_y}(t) - F_v(t) = 0 \quad (18)$$

Abbildung 37 stellt exemplarisch den Verlauf von  $F_{L_y}$  in Abhängigkeit von  $t$  (Amplitude  $A = 15^\circ$ , Frequenz  $f = 0,48$  Hz) dar.



**Abbildung 37:** Exemplarischer Verlauf der Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$ , Amplitude  $A = 10^\circ$ , Frequenz  $f = 0,48$  Hz, Anzahl Effektormodule  $n_E = 2$ , Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,2$  N/mm

Aufgrund der oszillierenden Bewegung der federnd verkoppelten Effektormodule weisen die Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe sowohl einen positiven (oberhalb der Zeitachse) als auch einen negativen Anteil (unterhalb der Zeitachse) auf. Infolge dieser positiven und negativen Kraftanteile kann jedoch die Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$  alleine nicht für eine Aussage hinsichtlich des Bewegungsverhaltens genutzt werden, da die resultierenden Zeit-Lagerreaktionskraft-Wertepaare lediglich Momentaufnahmen darstellen, welche sowohl positiv als auch negativ sein können. Daher wird nachfolgend gemäß (19) das Integral  $F_{Ly}(t)dt$  gebildet, es wird der resultierende Kraftstoß  $I_{sim}$  ermittelt:

$$I_{sim} = \int F_{Ly}(t)dt \quad (19)$$

Damit ermöglichen das Vorzeichen sowie der Betrag des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  die gewünschte Charakterisierung des Bewegungsverhaltens des Simulationsmodells. Tabelle 12 fasst die sich ergebenden Varianten zusammen.

**Tabelle 12:** Charakterisierung des Bewegungsverhaltens des Simulationsmodells der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 anhand des Kraftstoßes  $I_{sim}$

Vorzeichen des Kraftstoßes $I_{sim}$	Interpretation
Positiv	Rückwärts- bzw. ungerichtete Bewegung des Modells => <b>nicht gewünscht</b>
Negativ	Vorwärts gerichtete Bewegung des Modells => <b>gewünscht</b>

Ziel ist die Ermittlung derjenigen Parameter (Federsteifigkeiten  $c_1$  bis  $c_n$ , Anzahl Effektivmodule  $n_E$ , Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$ ) bei denen eine Vorwärtsbewegung auftritt. Unter der Annahme, dass es sich bei den aufgenommenen Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufen um periodische und reproduzierbare Schwingungen handelt, wird das Integrationsintervall  $t_0$  bis  $t_1$  auf eine Periodendauer  $T$  festgelegt (vgl. Abbildung 38).

### Erfassung des zeitabhängigen Winkels des singulären Aktuators

Der zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  des singulären Aktuators wird gemäß Abbildung 38 und Anhang A - I verwendet, um die Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$  während der Berechnung des Kraftstoßes  $I_{sim}$  auf eine Periode  $T$  zu begrenzen. Die hierfür erforderliche Erfassung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  des singulären Aktuators innerhalb der Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION erfolgt über die in [120] beschriebene Implementierung der Messgröße <Winkelverschiebung>.

### Vorgehensweise zur Berechnung des Kraftstoßes

Die Erfassung der Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$  sowie die daraus resultierende Berechnung des Kraftstoßes  $I_{sim}$  erfolgt anhand der in Abschnitt 5.4.2 dargelegten Vorgehensweise. Allerdings liegen sowohl die Daten der aufgenommenen Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$  als auch die des Amplitudenverlaufs  $\varphi(t)$  als diskrete Zeit-Simulationswert-Paare vor.

Daher ist die Simulationswerteschar des Amplitudenverlaufs  $\varphi(t)$  in eine stetige mathematische Funktion zu überführen. Gleiches gilt für die diskreten Messpunkte der Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$

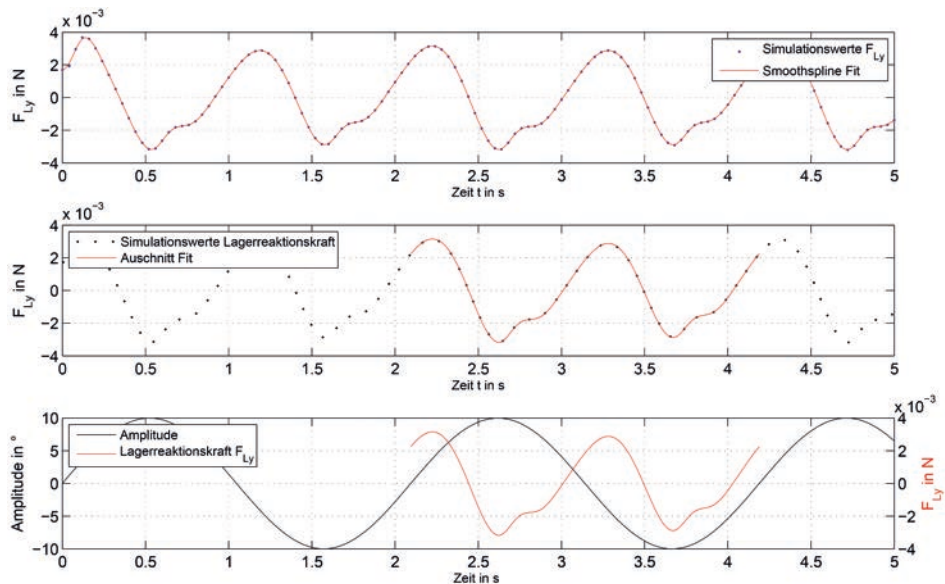
Die Überführung aller Zeit-Simulationswertpaare in stetige Funktionen erfolgt mittels MATLAB® (MATHWORKS®) unter Verwendung von Werkzeugen zur Kurvenanpassung, hier der Funktion SMOOTHING SPLINE der CURVE FITTING TOOLBOX [127]. Dabei wird eine Polygonzug-Funktion in Abhängigkeit des sog. *smoothing factor's*  $p$  sowie den spezifischen Gewichten  $w_i$  konstruiert. Ziel ist die Minimierung von (20):

$$p \sum_i w_i (y_i - s(x_i))^2 + (1-p) \int \left( \frac{d^2 s}{dx^2} \right)^2 dx \quad (20)$$

mit:  $w_i = 1$   
 $p = \frac{1}{(1 + \frac{h_s^3}{6})}$   
 $h_s =$  dem mittl. Abstand der Datenpunkte, vgl. MATLAB® Hilfe [127]

Die Ermittlung der erforderlichen Integrationsgrenzen  $t_0$  und  $t_1$  zur Durchführung der Integration zur Berechnung von  $I_{sim}$  erfolgt anhand einer Nullstellenbestimmung des in eine stetige Funktion überführten Amplitudenverlaufs  $\phi(t)$ . Im Anhang A - I ist die detaillierte Vorgehensweise beschrieben. Die Güte der Darstellung der Streuung der Originaldaten durch die Polygonzug-Funktion wird mittels des Bestimmtheitsmaßes  $R_B^2$  beschrieben.  $R_B^2$  nimmt hierbei Werte zwischen 0 und 1 an. Ein hohes Bestimmtheitsmaß  $R_B^2$  bedeutet daher, dass die Polygonzug-Funktion den Großteil der Streuung der Daten um deren Mittelwert erklärt.

Abbildung 38 zeigt exemplarisch die Durchführung des Verfahrens.



**Abbildung 38:** Vollständige Aufnahme (oberer Graph) und Begrenzung der Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$  auf eine Periodendauer  $T$  (unterer Graph), Frequenz  $f = 0,48$  Hz

## 5.5 Simulationsdurchführung

Die Simulation wird mit drei verschiedenen Modellen durchgeführt, nachfolgend 1-SW, 2-SW und 3-SW genannt. Die Eigenschaften dieser drei Modelle sind in Tabelle 13 zusammengefasst, Abbildung 39 zeigt exemplarisch das Modell 3-SW.

Tabelle 13: Übersicht über die verwendeten Modelle

Modellnummer	Aufbau	Besonderheit
1- SW	1 Basisstruktur, 1 Effektor-Modul, 1 Flosse	
2- SW	1 Basisstruktur, 2 Effektor-Module, 1 Flosse	$c_1 = c_2: 0,9 \text{ N/mm}$ und $1,0 \text{ N/mm}$
3- SW	1 Basisstruktur, 3 Effektor-Module, 1 Flosse	$c_1 = c_2: 0,05 \text{ N/mm} - 0,5 \text{ N/mm}$ $c_3 = c_4: 0,005 \text{ N/mm} - 0,05 \text{ N/mm}$

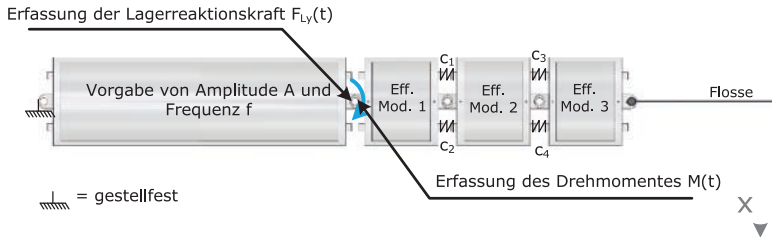


Abbildung 39: Veranschaulichung der Simulationsdurchführung anhand des Modells 3- SW

Die während der Simulationen variierten Parameter sind in Tabelle 14 dargestellt.

Tabelle 14: Grenzen der variierten Parameter zur Bestimmung des simulativ auftretenden Drehmomentes  $M(t)$  und der Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$

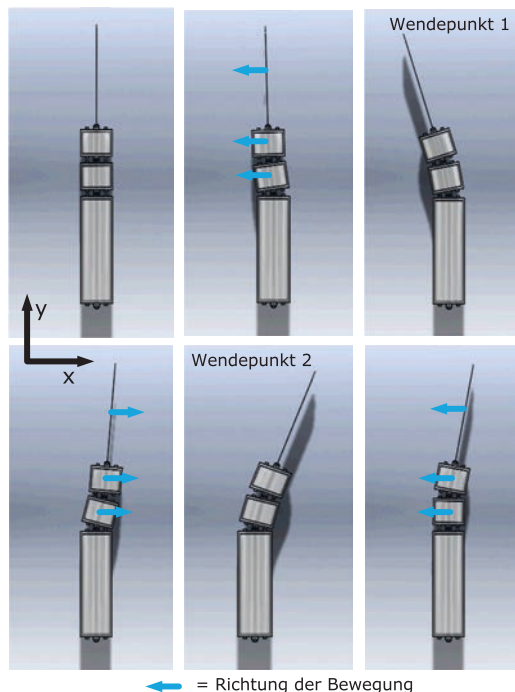
Amplitude A des Aktua- tors in °	Simulationsumgebung: SOLID WORKS® MOTION		
	Frequenz f des Aktuators in Hz	Anzahl Effektor- module	Federsteifigkeit c in N/mm
5, 10, 15, 20	0,48; 0,80; 1,11	1	-
5, 10, 15, 20	0,48; 0,80; 1,11	2	$c_1 = c_2: 0,09 - 1,0$
5, 10, 15, 20	0,48; 0,80; 1,11	3	$c_1 = c_2: 0,05 - 0,5$ $c_3 = c_4: 0,005 - 0,05$



Der Bereich der Amplitude  $A$  wird auf  $0^\circ$  bis  $20^\circ$  festgelegt (Voruntersuchungen, vgl. 7. Interne Exzellenzinitiative, TU ILMENAU [117]), die Frequenz  $f$  variiert zwischen 0,48 Hz und 1,11 Hz. Die Anzahl der Effektmole wird infolge der Zunahme an Variationsmöglichkeiten aufgrund der zusätzlichen Federverbindungen auf drei begrenzt. Gleichung (21) zeigt den Zusammenhang zwischen der Anzahl der Effektmole und der der Federverbindungen:

$$n_F = (n_E \cdot 2) - 2 \quad (21)$$

Die Festlegung des zu untersuchenden Bereiches der jeweiligen Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_4$  basiert ebenfalls auf Voruntersuchungen (vgl. 7. Interne Exzellenzinitiative, TU ILMENAU [117]). Insbesondere für das Modell 2-SW ist das Ziel die Untersuchung solcher Bereiche, in welchen sowohl ein ausgeprägter Phasenversatz zwischen den Effektmole beobachtet werden kann als auch diejenigen Bereiche, in denen ein geringer Phasenversatz auftritt. Abbildung 40 stellt einen typischen Simulationsdurchlauf innerhalb der Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION anhand des Modells 2-SW dar.



**Abbildung 40:** Darstellung der Simulationsdurchführung anhand des Modells 2-SW

Zur Begrenzung der Größe der Simulationsdateien werden die Zeit-Momenten- und Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe nachfolgend über eine Dauer von 5 s aufgenommen und untersucht. Dieses Intervall ist mit Berücksichtigung der Einschwingphase für die sichere Erfassung einer Periode  $T$  ausreichend:  $T$  beträgt maximal 2,1 s bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz.

## 5.6 Auswertung und Interpretation der Ergebnisse

Nachfolgend erfolgt die Analyse und die Auswertung des sich durch Oszillation der federnd verkoppelten Starrkörpersegmente in Abhängigkeit der Parameter Amplitude  $A$ , Frequenz  $f$ , Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_4$  und Anzahl Effekormodule  $n_E$  ergebenden Drehmomentes  $M(t)$  sowie der Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$  und des damit verbundenen Kraftstoßes  $I_{sim}$ .

### 5.6.1 Auswertung und Diskussion des Modells 1-Sw

Auswertung des maximalen und minimalen Drehmomentes

Die Ergebnisse des Modells 1-Sw für das minimale und maximale Drehmoment unter Vernachlässigung der Einschwingphase bei Variation der Amplitude  $A$  und der Frequenz  $f$  zeigt Tabelle 15. Die Einschwingphase beträgt für alle untersuchten Konfigurationen 0,5 s.

Tabelle 15: Auswertung Drehmoment  $M(t)$  bei Variation der Frequenz  $f$  und der Amplitude  $A$

Amplitude in °	Frequenz $f$ in Hz	Maxima und Minima des Drehmomentes $M(t)$ in Nmm	
5	0,48	$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 0,36$
10		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 1,28$
15		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 2,78$
20		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 4,82$
Amplitude in °	Frequenz $f$ in Hz	Maxima und Minima des Drehmomentes $M(t)$ in Nmm	
5	0,8	$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 0,98$
10		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 3,57$
15		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 7,96$
20		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 14,07$
Amplitude in °	Frequenz $f$ in Hz	Maxima und Minima des Drehmomentes $M(t)$ in Nmm	
5	1,11	$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 1,94$
10		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 7,04$
15		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 15,61$
20		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 27,51$

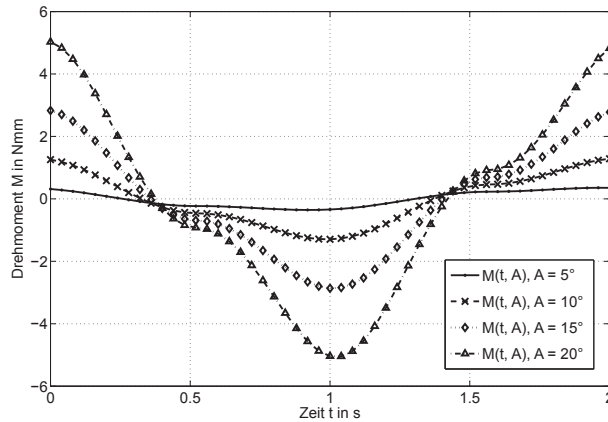


Abbildung 41: Erforderliches Drehmoment  $M(t, A)$  bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz

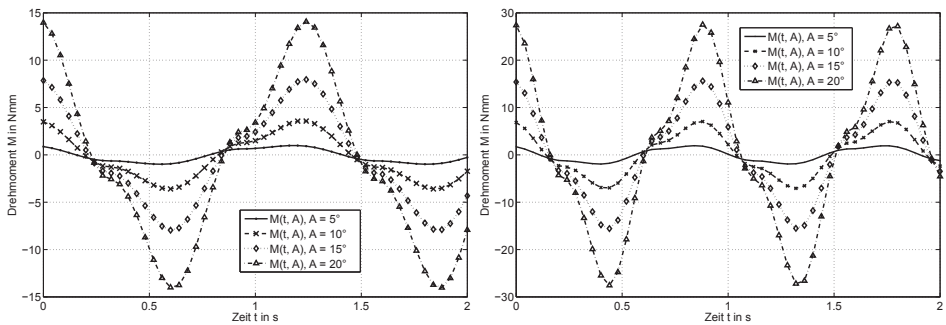


Abbildung 42: Erforderliches Drehmoment  $M(t, A)$  bei einer Frequenz  $f = 0,80$  Hz (links) und  $1,11$  Hz (rechts)

Die Auswertung der Simulation der Konfiguration zeigt, dass sowohl bei Zunahme der Amplitude  $A$  von  $5^\circ$  nach  $20^\circ$  als auch bei einem Anstieg der Frequenz  $f$  von  $0,48$  Hz auf  $1,11$  Hz das für die Oszillation des Effektivmoduls erforderliche Drehmoment  $M(t)$  ansteigt (vgl. Abbildung 41 und Abbildung 42). Innerhalb des betrachteten Bereichs variiert dabei der Wert des maximalen Drehmomentes  $M_{\text{Max}}$  zwischen  $0,36$  Nmm (Parameter  $A = 5^\circ$  und  $f = 0,48$  Hz) und  $28$  Nmm (Parameter  $A = 20^\circ$ ,  $f = 1,11$  Hz).

### Auswertung der Lagerreaktionskraft und Berechnung des Kraftstoßes

Der bei Variation der Amplitude A und Frequenz f resultierende Kraftstoß  $I_{sim}$  sowie das Bestimmtheitsmaß  $R_B^2$  für das Modell 1- SW im eingeschwungenen Zustand zeigt Tabelle 16.

Tabelle 16: Auswertung Kraftstoß  $I_{sim}$ , Modell 1-SW bei Variation der Frequenz f und der Amplitude A

Amplitude in °	Frequenz f in Hz	Maxima und Minima der Lagerreaktionskraft $F_{Ly}(t)$ in N		Kraftstoß $I_{sim}$ in Ns	
5	0,48	$F_{Ly} \text{ Max} / F_{Ly} \text{ Min}$	$\approx \pm 0,00021$	$I_{sim}$	-1,25E-11 $\approx 0$
$R_B^2$				1,0000	
10		$F_{Ly} \text{ Max} / F_{Ly} \text{ Min}$	$\approx \pm 0,00084$	$I_{sim}$	-5,13E-11 $\approx 0$
$R_B^2$				1,0000	
15		$F_{Ly} \text{ Max} / F_{Ly} \text{ Min}$	$\approx \pm 0,00189$	$I_{sim}$	-1,20E-10 $\approx 0$
$R_B^2$				1,0000	
20		$F_{Ly} \text{ Max} / F_{Ly} \text{ Min}$	$\approx \pm 0,0034$	$I_{sim}$	-2,25E-10 $\approx 0$
$R_B^2$				1,0000	
Amplitude in °	Frequenz f in Hz	Maxima und Minima der Lagerreaktionskraft $F_{Ly}(t)$ in N		Kraftstoß $I_{sim}$ in Ns	
5	0,80	$F_{Ly} \text{ Max} / F_{Ly} \text{ Min}$	$\approx \pm 0,00058$	$I_{sim}$	3,06E-10 $\approx 0$
$R_B^2$				1,0000	
10		$F_{Ly} \text{ Max} / F_{Ly} \text{ Min}$	$\approx \pm 0,0023$	$I_{sim}$	1,26E-09 $\approx 0$
$R_B^2$				1,0000	
15		$F_{Ly} \text{ Max} / F_{Ly} \text{ Min}$	$\approx \pm 0,0053$	$I_{sim}$	2,95E-09 $\approx 0$
$R_B^2$				1,0000	
20		$F_{Ly} \text{ Max} / F_{Ly} \text{ Min}$	$\approx \pm 0,0094$	$I_{sim}$	5,54E-09 $\approx 0$
$R_B^2$				1,0000	
Amplitude in °	Frequenz f in Hz	Maxima und Minima der Lagerreaktionskraft $F_{Ly}(t)$ in N		Kraftstoß $I_{sim}$ in Ns	
5	1,11	$F_{Ly} \text{ Max} / F_{Ly} \text{ Min}$	$\approx \pm 0,0011$	$I_{sim}$	-2,38E-09 $\approx 0$
$R_B^2$				0,9998	
10		$F_{Ly} \text{ Max} / F_{Ly} \text{ Min}$	$\approx \pm 0,0046$	$I_{sim}$	-9,79E-09 $\approx 0$
$R_B^2$				0,9998	
15		$F_{Ly} \text{ Max} / F_{Ly} \text{ Min}$	$\approx \pm 0,010$	$I_{sim}$	-2,30E-08 $\approx 0$
$R_B^2$				0,9998	
20		$F_{Ly} \text{ Max} / F_{Ly} \text{ Min}$	$\approx \pm 0,018$	$I_{sim}$	-4,34E-08 $\approx 0$
$R_B^2$				0,9998	

Die Ergebnisse in Tabelle 16 zeigen, dass bei steigender Amplitude A und zunehmender Frequenz f die Minima und Maxima der resultierenden Lagerreaktionskraft ebenfalls zunehmen. Abbildung 43 zeigt dieses exemplarisch anhand der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe für  $A = 5^\circ$  bis  $20^\circ$  und einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz. Das hohe Bestimmtheitsmaß  $R_B^2$  zeigt an, dass die mittels SMOOTHING SPLINE erzeugte Polygonzug-Funktion fast 100 % der Varianz der Simulationswerte erklärt und damit die diskreten Zeit-Simulationswert-Paare gut approximiert.

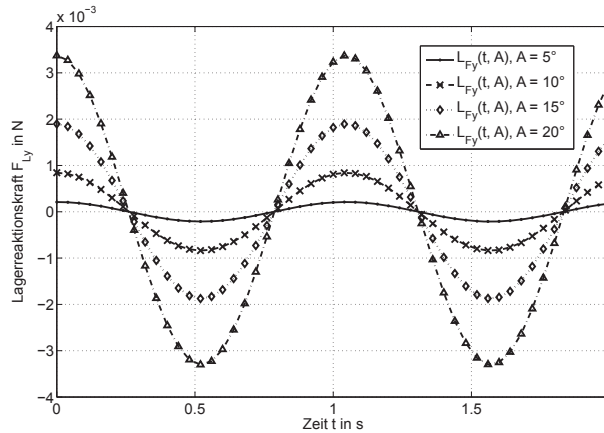


Abbildung 43: Exemplarische Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe  $F_{Ly}(t, A)$  bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz

Wie in Abbildung 43 dargestellt, weisen die Lagerreaktionskräfte  $F_{Ly}(t)$  für  $f = 0,48$  Hz einen periodischen Verlauf hinsichtlich Minima und Maxima im Bereich  $t = 5$  s auf. Dieses wird für die in Abbildung 44 dargestellten Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe für  $A = 5^\circ$  bis  $20^\circ$  und einer Frequenz  $f = 1,11$  Hz bestätigt.

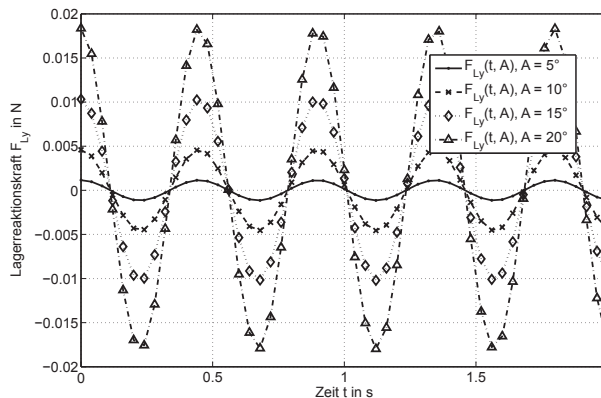


Abbildung 44: Exemplarische Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe  $F_{Ly}(t, A)$  bei einer Frequenz  $f = 1,11$  Hz

Die Berechnung des Kraftstoßes  $I_{sim}$  zeigt, dass  $I_{sim}$  für alle untersuchten Variationen der Amplitude  $A$  und der Frequenz  $f$  sehr geringe Werte im Bereich  $10^{-8}$  und  $10^{-10}$  Ns annimmt. Die graphische Darstellung des Kraftstoßes  $I_{sim}$  bei Variation der Frequenz  $f$  und der Amplitude  $A$  zeigt Abbildung 45:

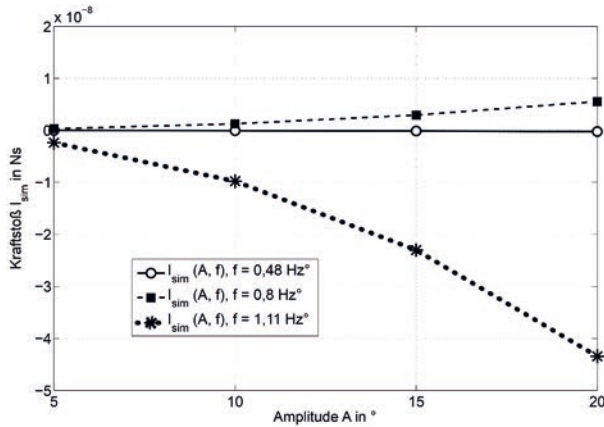


Abbildung 45: Kraftstoß  $I_{sim}$  in Abhängigkeit der Frequenz  $f$  und der Amplitude  $A$

Abbildung 45 lässt eine Tendenz des Kraftstoßes  $I_{sim}$  insbesondere für die Varianten  $f = 1,11$  Hz erkennen. So steigt  $I_{sim}$  erwartungsgemäß mit zunehmender Amplitude, nimmt aber auch bei einer Frequenz  $f = 1,11$  Hz und einer Amplitude  $A = 20^\circ$  nur einen Wert von  $-4,34E^{-8}$  Ns an. Daher kann der resultierende Kraftstoß  $I_{sim}$  des Modells SW-1 für alle untersuchten Konfigurationen als 0 Ns angenommen werden, welches zur Folge hat, dass das Modell 1- Sw keinen Vortrieb generiert.

Damit folgen diese Ergebnisse für den Kraftstoß  $I_{sim}$  jedoch den Erwartungen. Denn infolge des starren Aufbaus des Modells innerhalb des Modells 1- Sw kann sich kein Phasenversatz ausbilden, welcher eine gerichtete Bewegung des Modells ermöglicht; das Effektor modul sowie die Flosse oszillieren lediglich mit der Amplitude  $A$  um die Hochachse der Abtriebswelle des Basismoduls. Eine im Anhang A - II durchgeführte Berechnung des Kraftstoßes  $I_{sim}$  auf Grundlage einer Simulation innerhalb der Simulationsumgebung ADAMS VIEW bei gleichem Modellparametern (Modellkennung: 1-AD) bestätigt: Der Kraftstoß  $I_{sim}$  geht für sämtliche Variationen von  $A$  und  $f$  gegen 0 Ns. Somit wird auch innerhalb des Modells 1-AD keine Bewegung generiert; Modell 1-AD bestätigt die Aussage des Modells 1- Sw.

### 5.6.2 Auswertung und Diskussion des Modells 2-Sw

Nachfolgend erfolgt die Auswertung des Modells 2-Sw. Untersucht und ausgewertet wird erneut das sich unter Vernachlässigung der Einschwingphase ergebende maximale und minimale Drehmoment in Abhängigkeit der Parameter Amplitude  $A$ , der Frequenz  $f$ , der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  und der Effektor modulanzahl  $n_E$ . Ebenfalls erfolgen die Aufnahme

der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe und die anschließende Bildung der aus diesen Verläufen resultierenden Kraftstöße  $I_{sim}$ .

**Tabelle 17:** Variierte Parameter innerhalb des Modells 2-Sw

Varierte Parameter	Bereich	Schritte
Frequenz f	0,48 Hz bis 1,1 Hz	0,48; 0,80; 1,11 {in Hz}
Amplitude A	5° bis 20°	5,10,15,20 {in °}
Federsteifigkeit $c_1 = c_2$	0,09 N/mm bis 1,0 N/mm	0,09;0,1;0,2;0,3;0,4;0,5;0,8;1,0 {in N/mm}

Aufgrund der zwischen Effektormodul 1 und 2 implementierten Federelemente und der damit geschaffenen Möglichkeit eines Aufschwingens der Effektormodule untereinander infolge von Resonanzeffekten erfolgt eine Untersuchung aller Konfigurationen zur Vermeidung von Resonanzkatastrophen. Eine Resonanzkatastrophe liegt genau dann vor, wenn es, aufgrund der periodischen Zwangserregung, nach hinreichender Zeit t zu einer Kollision/Überlappung der Effektormodule untereinander kommt, weil die Amplitude des federnd verkoppelten Effektormoduls 2 zu groß wird. Dabei werden Kollisionen ausgeschlossen, weil diese am realen Roboter zu Beschädigungen führen, welche im schlimmsten Fall zum Funktionsausfall führen. Zum Finden solcher nicht gewünschter Konfigurationen wird der Verlauf des zeitabhängigen Winkels  $\varphi_2(t)$  des Effektormoduls über einen Zeitraum von 20 s untersucht (vgl. [120] für die Implementierung der Messgröße des zeitabhängigen Winkels  $\varphi_2(t)$  innerhalb von SOLIDWORKS® MOTION). Die Ergebnisse der Untersuchungen zum Kollisionsverhalten sind in Tabelle 18 abgebildet.

**Tabelle 18:** Auswertung der Untersuchung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi_2(t)$  des Effektormoduls 2 in Abhängigkeit von Amplitude A, Frequenz f und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$ , Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION

**Resultierender zeitabhängiger Winkel  $\varphi_2(t)$  des Effektormoduls 2 in °**

Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Federsteifigkeit $c_1 = c_2$ in N/mm							
		0,09	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,8	1,0
0,48	5	0,81	0,72	0,32	0,23	0,18	0,13	0,10	0,08
	10	2,76	2,51	1,29	0,87	0,65	0,52	0,32	0,26
	15	5,65	5,17	2,78	1,90	1,43	1,14	0,72	0,57
	20	9,30	8,54	4,77	3,28	2,50	2,01	1,26	1,01
0,8	5	2,23	1,95	0,99	0,68	0,49	0,38	0,24	0,19
	10	6,90	6,24	3,31	2,34	1,77	1,42	0,90	0,72
	15	14,39	12,41	6,80	4,83	3,77	3,08	1,96	1,58
	20	<b>65,50 ↑</b>	<b>63,56 ↑</b>	11,09	8,05	6,33	5,22	3,42	2,76
1,11	5	5,11	4,41	1,91	1,22	0,97	0,80	0,48	0,37
	10	<b>30,42 ↑</b>	<b>26,69 ↑</b>	6,09	4,18	3,23	2,69	1,74	1,40
	15	<b>51,72 ↑</b>	<b>50,21 ↑</b>	12,23	8,52	6,69	5,55	3,67	3,01
	20	<b>65,50 ↑</b>	<b>69,31 ↑</b>	<b>63,50 ↑</b>	13,75	10,91	9,16	6,22	5,08

Tabelle 18 zeigt, dass die Auslenkung  $\varphi_2(t)$  und damit die Auslenkung des Effektivmoduls 2 erwartungsgemäß mit wachsender Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  zunimmt. Mit steigender Federsteifigkeit  $c$  hingegen nimmt  $\varphi_2(t)$  ab. Somit sind diejenigen Bereiche besonders kollisionsgefährdet, bei denen Amplitude und Frequenz groß und die Federsteifigkeit  $c$  gering ist. Im vorliegenden Fall sind dies beispielsweise die Konfigurationen  $A = 10^\circ$  bis  $20^\circ$ ,  $f = 1,11$  Hz und  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm bzw.  $c_1 = c_2 = 0,1$  N/mm.

### Auswertung des maximalen und minimalen Drehmomentes

Die Ergebnisse des sich unter Vernachlässigung der Einschwingphase ergebenden Drehmomentes  $M_{Max}$  zeigen Tabelle 19 bis Tabelle 21 sowie Abbildung 46 und Abbildung 47. Ausgewählte Zeit-Drehmoment-Verläufe befinden sich im Anhang A - III.

**Tabelle 19:** Drehmoment  $M_{Max}/M_{Min}$  ( $c, A$ ) in Nmm im eingeschwungenen Zustand bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz

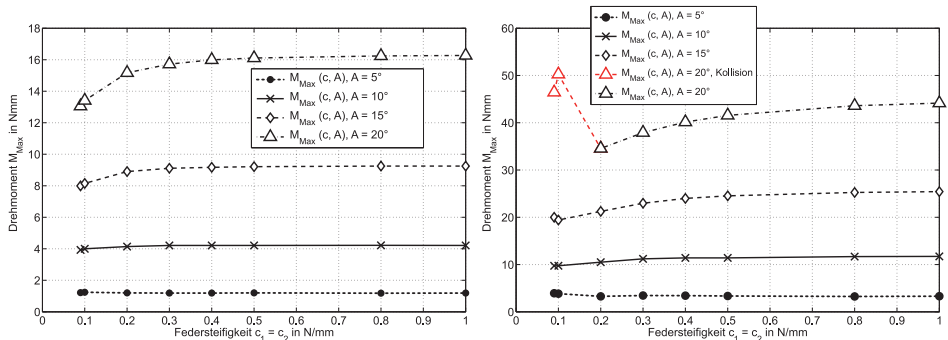
Amp. in $^\circ$	Drehmoment	$c_1 = c_2 = 0,09$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,1$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,2$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,3$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,4$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,5$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,8$ N/mm	$c_1 = c_2 = 1,0$ N/mm
5	$M_{Max}/M_{Min}$	$\pm 1,22$	$\pm 1,24$	$\pm 1,20$	$\pm 1,19$	$\pm 1,19$	$\pm 1,20$	$\pm 1,18$	$\pm 1,19$
10	$M_{Max}/M_{Min}$	$\pm 3,93$	$\pm 4,00$	$\pm 4,15$	$\pm 4,21$	$\pm 4,21$	$\pm 4,21$	$\pm 4,22$	$\pm 4,21$
15	$M_{Max}/M_{Min}$	$\pm 7,99$	$\pm 8,15$	$\pm 8,90$	$\pm 9,11$	$\pm 9,17$	$\pm 9,21$	$\pm 9,25$	$\pm 9,25$
20	$M_{Max}/M_{Min}$	$\pm 13,05$	$\pm 13,41$	$\pm 15,17$	$\pm 15,72$	$\pm 15,99$	$\pm 16,11$	$\pm 16,24$	$\pm 16,27$

Für die Frequenz  $f = 0,48$  Hz ist auffällig, dass das erforderliche maximale Drehmoment  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand bei einer Amplitude  $A$  von sowohl  $5^\circ$  als auch  $10^\circ$  kaum variiert. Das Moment  $M_{Max}$  beträgt für  $A = 5^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm den Wert 1,22 Nmm und bei  $A = 5^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 1,0$  N/mm 1,19 Nmm; für  $A = 10^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm ist  $M_{Max}$  3,93 Nmm und für  $A = 10^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 1,0$  Nmm 4,21 Nmm. Für  $A = 15^\circ$  und  $A = 20^\circ$  hingegen kann hingegen für den Bereich  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm bis  $c_1 = c_2 = 0,3$  N/mm ein deutlicherer Anstieg des Drehmomentes  $M_{Max}$  festgestellt werden als im Bereich  $c_1 = c_2 = 0,3$  N/mm bis 1,0 N/mm; so steigt z. B. für  $A = 20^\circ$   $M_{Max}$  im Bereich  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm bis  $c_1 = c_2 = 0,3$  N/mm von 13,05 Nmm auf 15,72 Nmm und im Bereich  $c_1 = c_2 = 0,4$  N/mm bis  $c_1 = c_2 = 1,0$  N/mm von 15,99 Nmm auf 16,27 Nmm (vgl. hierzu auch Abbildung 46, links).



**Tabelle 20:** Drehmoment  $M_{\text{Max}}/M_{\text{Min}}(c, A)$  in Nmm im eingeschwungenen Zustand bei einer Frequenz  $f = 0,80$  Hz, Konfigurationen, welche eine Kollision der Effektormodule untereinander verursacht haben, sind **rot** dargestellt

Amp. in °	Drehmoment	$c_1 = c_2 = 0,09$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,1$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,2$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,3$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,4$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,5$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,8$ N/mm	$c_1 = c_2 = 1,0$ N/mm
5	$M_{\text{Max}}/M_{\text{Min}}$	±3,92	±3,84	±3,27	±3,45	±3,42	±3,35	±3,25	±3,30
10	$M_{\text{Max}}/M_{\text{Min}}$	±9,73	±9,75	±10,50	±11,21	±11,41	±11,49	±11,68	±11,72
15	$M_{\text{Max}}/M_{\text{Min}}$	±20,00	±19,42	±21,24	±22,97	±23,99	±24,53	±25,25	±25,43
20	$M_{\text{Max}}/M_{\text{Min}}$	<b>±46,44</b>	<b>±50,26</b>	±34,56	±37,91	±40,14	±41,56	±43,60	±44,16

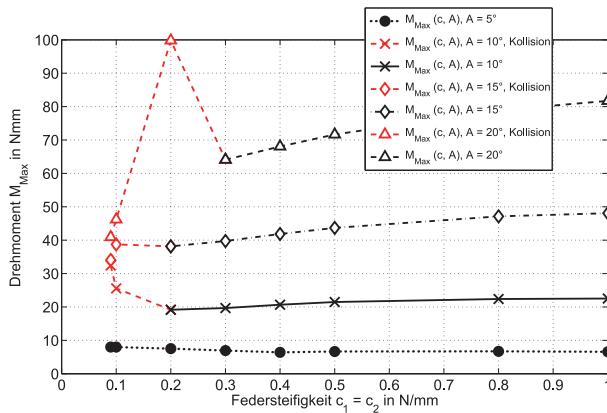


**Abbildung 46:** Erforderliches Drehmoment  $M_{\text{Max}}(c, A)$ , Modell 2-Sw, bei  $f = 0,48$  Hz (links) und  $f = 0,80$  Hz (rechts)

Bei Variation der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  bei einer Frequenz  $f = 0,80$  Hz sowie den Amplituden  $A = 5^\circ$  bis  $A = 10^\circ$  ist erneut keine große Veränderung des Drehmomentes  $M_{\text{Max}}$  im eingeschwungenen Zustand festzustellen. Für  $A = 15^\circ$  nimmt  $M_{\text{Max}}$  im Bereich  $c_1 = c_2 = 0,1$  N/mm und  $c_1 = c_2 = 0,4$  N/mm erneut stärker zu als im Bereich  $0,4$  N/mm bis  $1,0$  N/mm. Bei zwei Konfigurationen (Amplitude  $A = 20^\circ$  sowie den Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm und  $c_1 = c_2 = 0,1$  N/mm) erfolgt eine Kollision der Effektormodule 1 und 2. Zudem kann für die Konfigurationen  $A = 20^\circ$  ein Minimum des erforderlichen Drehmomentes  $M_{\text{Max}}$  bei  $c_1 = c_2 = 0,2$  N/mm beobachtet werden ( $M_{\text{Max}} = 34,56$  Nmm), für steigende Federsteifigkeiten  $c_1 = c_2$  nimmt das erforderliche Drehmoment  $M_{\text{Max}}$  zu ( $M_{\text{Max}} = 44,16$  Nmm für  $c_1 = c_2 = 1,0$  N/mm).

**Tabelle 21:** Drehmoment  $M_{Max}/M_{Min}(c, A)$  in Nmm im eingeschwungenen Zustand bei einer Frequenz  $f = 1,11$  Hz, Konfigurationen, welche eine Kollision der Effortmodule untereinander verursacht haben, sind rot dargestellt

Amp. in °	Drehmoment	$c_1 = c_2 = 0,09$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,1$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,2$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,3$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,4$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,5$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,8$ N/mm	$c_1 = c_2 = 1,0$ N/mm
5	$M_{Max}/M_{Min}$	±7,97	±7,98	±7,51	±6,94	±6,40	±6,66	±6,71	±6,56
10	$M_{Max}/M_{Min}$	32,43/ -22,09	±25,56	±19,16	±19,68	±20,67	±21,47	±22,38	±22,52
15	$M_{Max}/M_{Min}$	34,06/ -45,48	38,72/ -49,90	±38,14	±39,75	±41,84	±43,67	±47,12	±48,07
20	$M_{Max}/M_{Min}$	40,93/ -55,21	46,20/ -57,73	±99,83	±64,09	±68,07	±71,65	±78,93	±81,71



**Abbildung 47:** Erforderliches Drehmoment  $M_{Max}(c, A)$ , Modell 2-SW, bei  $f = 1,11$  Hz

Die Analyse der in Abbildung 47 dargestellten Variation der Amplitude und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  für die Frequenz  $f = 1,11$  Hz untersetzt die in Tabelle 18 dargestellte Tendenz, dass Konfigurationen, bei denen Kollisionen auftreten, insbesondere diejenigen sind, bei welchen die Werte Amplitude und Frequenz groß und der Wert der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  gering ist. Eine Besonderheit zeigt die Analyse der Konfiguration  $A = 20^\circ$ ,  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm und  $c_1 = c_2 = 0,1$  N/mm: Hier nimmt das maximal erforderliche Drehmoment  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand trotz Kollision und somit großem zeitabhängigem Winkel  $\varphi_2(t)$  ein Minimum ein; aufgrund der auftretenden Kollision wird dieses Phänomen nicht im Detail untersucht. Es wird jedoch vermutet, dass diese beiden Werte Artefakte der numerischen Berechnung sind, da das Vergleichsmodell 2-AD innerhalb der Simulationsumgebung ADAMS® VIEW für diese Konfigurationen ( $A = 20^\circ$ ,  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm und  $c_1 = c_2 = 0,1$  N/mm) einen Simulationsfehler liefert und die Berechnung abbricht (vgl. Anhang A - II).

Unter Vernachlässigung aller kollisionsverursachender Konfigurationen lassen sich für die Frequenz  $f = 1,11$  Hz folgende Minima des maximalen Drehmomentes  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand beobachten: Für  $A = 5^\circ$  liegt das Minimum bei  $c_1 = c_2 = 0,4$  N/mm ( $M_{Max} = 6,40$  Nmm), für  $A = 10^\circ$  und  $15^\circ$  bei  $c_1 = c_2 = 0,2$  N/mm ( $M_{Max} = 19,16$  Nmm bzw.  $38,14$  Nmm). Für  $A = 20^\circ$  tritt das Minimum bei  $c_1 = c_2 = 0,3$  N/mm ( $M_{Max} = 64,09$  Nmm) auf.

### Auswertung der Lagerreaktionskraft und Berechnung des Kraftstoßes

Innerhalb dieses Abschnitts werden Ergebnisse der Untersuchungen zur Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$  anhand der Berechnung des Kraftstoßes  $I_{sim}$  des Simulationsmodells 2-SW gemäß Anhang A - I dargestellt und diskutiert. Tabelle 22 fasst die sich ergebenden Kraftstöße  $I_{sim}$  in Abhängigkeit von Amplitude A, Frequenz f und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  im eingeschwungenen Zustand zusammen.

**Tabelle 22:** Kraftstoß  $I_{sim}$  pro Periode T in Ns, Simulationsmodell URMELE 1.0, Modell 2-SW, Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION, Konfigurationen, welche eine Kollision der Effektmoleküle untereinander verursacht haben, sind rot dargestellt

Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Kraftstoß $I_{sim}$ je Periode T in Ns								
		$c_1 = c_2 = 0,09$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,1$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,2$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,3$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,4$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,5$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,8$ N/mm	$c_1 = c_2 = 1,0$ N/mm	
0,48	5	-5,85E-06	-4,61E-06	-1,86E-06	-1,46E-06	-1,19E-06	-9,98E-07	-6,64E-07	-5,46E-07	
	$R_b^2$	1,0000	0,9999	0,9995	0,9985	0,9962	0,9914	0,9490	0,9084	
0,48	10	-1,85E-04	-1,44E-04	-3,60E-05	-2,41E-05	-1,91E-05	-1,58E-05	-1,05E-05	-8,53E-06	
	$R_b^2$	0,9772	0,9999	0,9999	0,9998	0,9996	0,9994	0,9976	0,993	
0,48	15	-1,06E-03	-8,81E-04	-2,22E-04	-1,27E-04	-9,62E-05	-7,86E-05	-5,12E-05	-4,16E-05	
	$R_b^2$	0,9999	0,9937	0,9999	0,9999	0,9998	0,9998	0,9997	0,999	
0,48	20	-3,35E-03	-2,82E-03	-7,95E-04	-4,19E-04	-3,01E-04	-2,42E-04	-1,54E-04	-1,26E-04	
	$R_b^2$	0,9997	0,9998	0,9996	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9998	
0,8	5	-1,46E-04	-1,21E-04	-1,94E-05	-6,10E-06	-3,70E-06	-3,27E-06	-2,53E-06	-2,16E-06	
	$R_b^2$	0,9996	0,9996	0,9996	0,9994	0,9990	0,9983	0,9921	0,982	
0,8	10	-1,73E-03	-1,51E-03	-5,27E-04	-1,99E-04	-1,04E-04	-6,99E-05	-4,18E-05	-3,48E-05	
	$R_b^2$	0,9975	0,9981	0,9988	0,9991	0,9991	0,9991	0,9992	0,9987	
0,8	15	-9,23E-03	-7,13E-03	-2,58E-03	-1,25E-03	-6,96E-04	-4,48E-04	-2,21E-04	-1,78E-04	
	$R_b^2$	0,9864	0,9908	0,9977	0,9982	0,9985	0,9985	0,9989	0,9991	
0,8	20	<b>-7,93E-02</b>	<b>-8,63E-02</b>	-7,64E-03	-4,16E-03	-2,45E-03	-1,57E-03	-7,40E-04	-5,61E-04	
	$R_b^2$	0,9733	0,9751	0,9960	0,9980	0,9981	0,9981	0,9985	0,9988	
1,11	5	-5,11E-04	-4,83E-04	-1,61E-04	-6,50E-05	-2,47E-05	-1,24E-05	-4,92E-06	-4,40E-06	
	$R_b^2$	0,9797	0,9903	0,9978	0,9977	0,9977	0,9977	0,9968	0,9938	
1,11	10	<b>-8,14E-03</b>	<b>-8,69E-03</b>	-2,13E-03	-1,11E-03	-6,71E-04	-4,38E-04	-1,36E-04	-8,86E-05	
	$R_b^2$	0,9376	0,9541	0,9926	0,9953	0,9954	0,9955	0,9957	0,9962	
1,11	15	<b>-2,14E-02</b>	<b>-3,24E-02</b>	-9,67E-03	-5,16E-03	-3,36E-03	-2,45E-03	-9,07E-04	-5,96E-04	
	$R_b^2$	0,9797	0,9754	0,9765	0,9922	0,9935	0,9936	0,9934	0,9936	
1,11	20	<b>-6,51E-02</b>	<b>-5,65E-02</b>	<b>-1,06E-01</b>	-1,53E-02	-9,87E-03	-7,34E-03	-3,37E-03	-2,11E-03	
	$R_b^2$	0,9685	0,9816	0,9547	0,9864	0,9919	0,9924	0,9920	0,992	

Tabelle 22 zeigt, dass der Kraftstoß  $I_{sim}$  erwartungsgemäß mit steigender Amplitude  $A$  und steigender Frequenz  $f$  zunimmt. Auch die Variation der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  lässt einen Einfluss auf  $I_{sim}$  erkennen; diese Abhängigkeiten zeigen Abbildung 48 bis Abbildung 50. Aus Gründen der Veranschaulichung werden die Ergebnisse 2-dimensional bzw. 3-dimensional dargestellt.

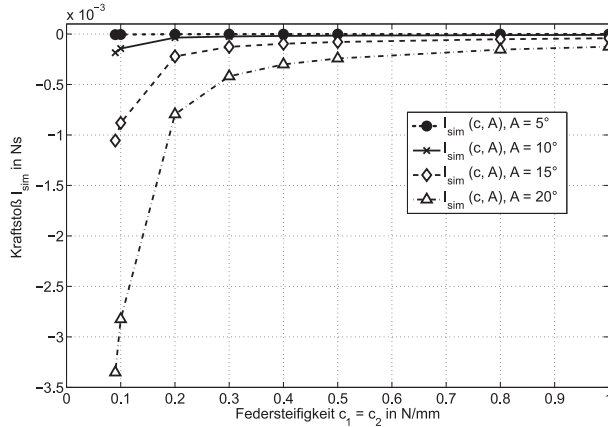


Abbildung 48: Vergleich des Kraftstoßes  $I_{sim}(c, A)$  bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz

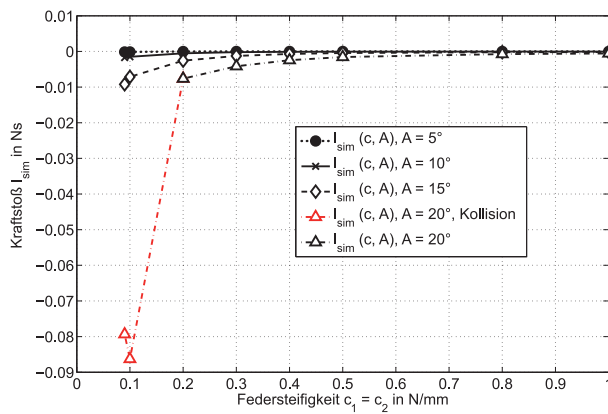


Abbildung 49: Vergleich des Kraftstoßes  $I_{sim}(c, A)$  bei einer Frequenz  $f = 0,80$  Hz

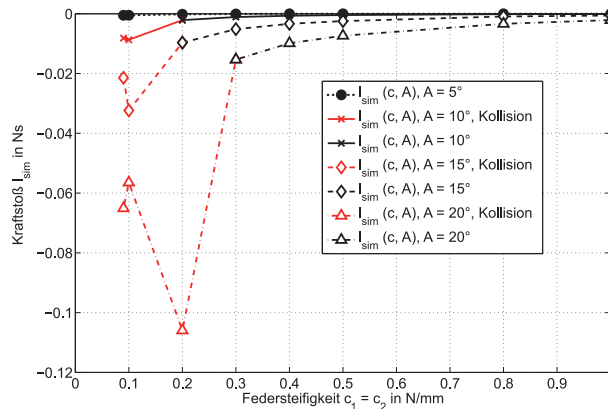


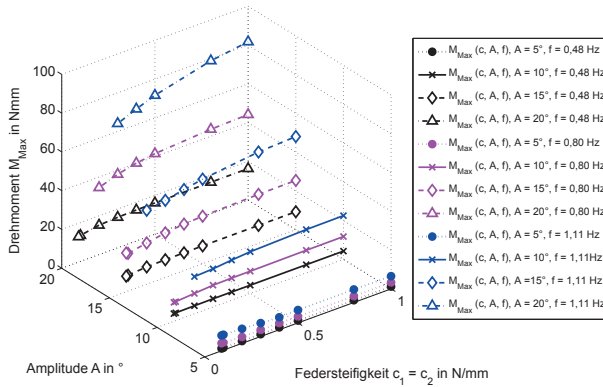
Abbildung 50: Vergleich des Kraftstoßes  $I_{sim}(c, A)$  für Frequenz  $f = 1,11$  Hz

Die Analyse des Kraftstoßes  $I_{sim}$  des Modells 2-SW ergibt, dass für alle untersuchte Konfiguration ein Kraftstoß in Vorwärtsrichtung des Modells erzeugt wird. Somit würde ohne die Festlagerung das Modell vorwärts schwimmen (vgl. Tabelle 12). Zudem ist der Kraftstoß  $I_{sim}$  hinsichtlich seines Betrages durch Variation der Amplitude  $A$ , der Frequenz  $f$  und der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  veränderbar. Insgesamt ist festzustellen, dass der Betrag des Kraftstoß  $I_{sim}$  bei steigender Amplitude  $A$  und zunehmender Frequenz  $f$  zunimmt.

Bei Vernachlässigung derjenigen Konfigurationen, welche eine Kollision hervorrufen, erfolgt nachfolgend die Betrachtung der frequenzabhängigen Minima: Bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz tritt das lokale Minima aller untersuchten Konfigurationen bei  $A = 20^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm auf, hier ist der Kraftstoß  $I_{sim}$  pro Periode  $T$  in Vortriebsrichtung am größten, er beträgt  $-3,35 \cdot 10^{-3}$  Ns. Bei einer Frequenz  $f = 0,80$  Hz weisen die untersuchten Konfigurationen das Minimum bei  $A = 15^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm auf, der Kraftstoß  $I_{sim}$  beträgt hier  $-9,23 \cdot 10^{-3}$  Ns. Bei der Frequenz  $f = 1,11$  Hz liegt das Minimum des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  bei  $A = 20^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 0,3$  N/mm ( $I_{sim} = -1,53 \cdot 10^{-2}$  Ns).

### Interpretation der Ergebnisse des Modells 2-Sw

Nachfolgend erfolgt die Interpretation der Ergebnisse der Untersuchung des maximal erforderlichen Drehmomentes  $M_{Max}$  sowie des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  unter Vernachlässigung derjenigen Konfigurationen, welche eine Kollision hervorrufen.



**Abbildung 51:** Erforderliches Drehmoment  $M_{Max}$  Modell 2-SW bei Variation von Amplitude  $A$ , Frequenz  $f$  und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$

Die in Abbildung 51 dargestellte Zusammenfassung des maximal erforderlichen Drehmomentes  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand einer Antriebsstruktur mit zwei federnd verkoppelten Starrkörperelementen bei Variation der Parameter Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  des singulären Aktuators und der Federsteifigkeit  $c$  zwischen den beiden Starrkörperelementen zeigt, dass mit zunehmender Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  das Drehmoment  $M_{Max}$  ansteigt. Dabei stellen Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  des singulären Aktuators diejenigen Parameter dar, welche das erforderliche Drehmoment  $M_{Max}$  maßgeblich beeinflussen. So ist bei Erhöhung der Amplitude  $A$  um den Faktor 4 im Schnitt mit einer Erhöhung des resultierenden Drehmomentes  $M_{Max}$  um den Faktor 9 ( $f = 1,11$  Hz,  $c_1 = c_2 = 0,3$  N/mm) bis 14 ( $f = 0,48$  Hz,  $c_1 = c_2 = 1,0$  N/mm) zu rechnen; bei Vernachlässigung der kollisionsverursachenden Konfigurationen. Eine Zunahme der Frequenz  $f$  um den Faktor 2,3 führt zu Steigerungen des Drehmomentes  $M_{Max}$  um den Faktor 4 ( $A = 20^\circ$ ,  $c_1 = c_2 = 0,3$  N/mm) bis Faktor 6,5 ( $A = 5^\circ$ ,  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm); erneut unter Vernachlässigung der kollisionsverursachenden Konfigurationen. Die Variation der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  besitzt hingegen einen eher geringen Einfluss:

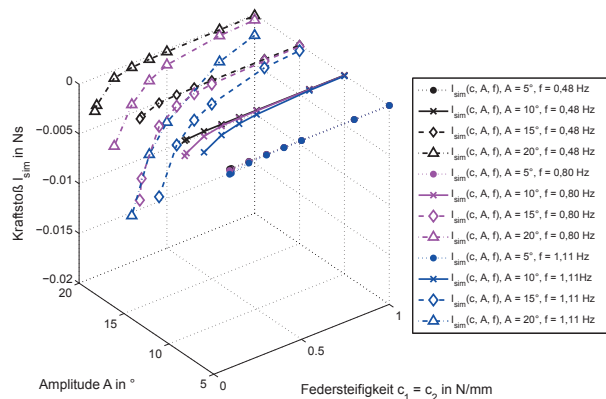
Bei Variation des Wertes der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  um den Faktor  $\approx 11$  ändert sich das resultierende Drehmoment  $M_{\text{Max}}$  zwischen  $\approx 5\%$  ( $A = 5^\circ, f = 0,48 \text{ Hz}$ ) und  $\approx 60\%$  ( $A = 20^\circ, f = 1,11 \text{ Hz}$ ). Damit kommt der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  die Bedeutung eines Feintriebs zu, welcher eine situationsbedingte Justage des biologisch inspirierten Antriebssystems hinsichtlich des erforderlichen Drehmomentes  $M_{\text{Max}}$  ermöglicht. Die im Anhang A - II durchgeführte Untersuchung innerhalb der Simulationsumgebung ADAMS® VIEW bestätigt diese Ergebnisse wie Tabelle 23 verdeutlicht.

**Tabelle 23:** Einfluss der Variation der Parameter Amplitude A, Frequenz f und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  auf das erforderliche maximale Drehmoment  $M_{\text{Max}}$  im eingeschwungenen Zustand, Modelle 2-SW, 2-AD

Variation der Parameter um Faktor			Modell 2-SW, Auswirkung der Variation der Parameter A, f und c auf $M_{\text{Max}}$			Modell 2-AD, Auswirkung der Variation der Parameter A, f und c auf $M_{\text{Max}}$		
Amplitude A Faktor absolut	Frequenz f Faktor absolut	Federsteifigkeit c Faktor absolut	Amplitude Faktor absolut	Frequenz Faktor absolut	Federsteifigkeit Faktor absolut	Amplitude Faktor absolut	Frequenz Faktor absolut	Federsteifigkeit Faktor absolut
4	2,3	11	9 - 14	4,1 - 6,5	0,05 - 0,6	9 - 14	4,1 - 7,3	0,09 - 0,6

Zudem zeigt die systematische Parametervariation, dass mit einer Erregung nahe der Resonanzfrequenz das für die Auslenkung der federnd verkoppelten Mehrkörperstruktur erforderliche Drehmoment  $M_{\text{Max}}$  ein Minimum annimmt.

Die Zusammenfassung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  ist in Abbildung 52 abgebildet.



**Abbildung 52:** Vergleich des Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  bei Variation der Frequenz f, der Amplitude A und der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$

Die in Abbildung 52 dargestellte Zusammenfassung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  im eingeschwungenen Zustand verdeutlicht, dass mit zunehmender Amplitude A und Frequenz f  $I_{\text{sim}}$  betragsmäßig zunimmt. Das negative Vorzeichen zeigt dabei die Richtung des Kraftstoßes gemäß Tabelle 12 an und bedeutet, dass die Summe der über eine Periode T durch das Modell der federnd verkoppelten Starrkörperelemente erzeugten Kräfte eine Bewegung in die gewünschte Vortriebsrichtung erzeugt.

Analog der Betrachtung des erforderlichen Drehmomentes  $M_{\text{Max}}$  lassen sich die betragsmäßig größten Werte des Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  in der Nähe der resonanzverursachenden Konfigurationen verorten; für  $f = 0,8 \text{ Hz}$  sind dies die Konfigurationen  $A = 15^\circ$  und  $c = 0,09 \text{ N/mm}$  ( $I_{\text{sim}} = -9,23 \cdot 10^{-3} \text{ Ns}$ ) bzw.  $A = 20^\circ$  und  $c = 0,2 \text{ N/mm}$  ( $I_{\text{sim}} = -7,64 \cdot 10^{-3} \text{ Ns}$ ). Für  $f = 1,11 \text{ Hz}$  ist dies die Konfiguration  $A = 15^\circ$ ,  $c = 0,2 \text{ N/mm}$  ( $I_{\text{sim}} = -9,67 \cdot 10^{-3} \text{ Ns}$ ) und  $A = 20^\circ$ ,  $c = 0,3 \text{ N/mm}$  ( $I_{\text{sim}} = -1,53 \cdot 10^{-2} \text{ Ns}$ ).

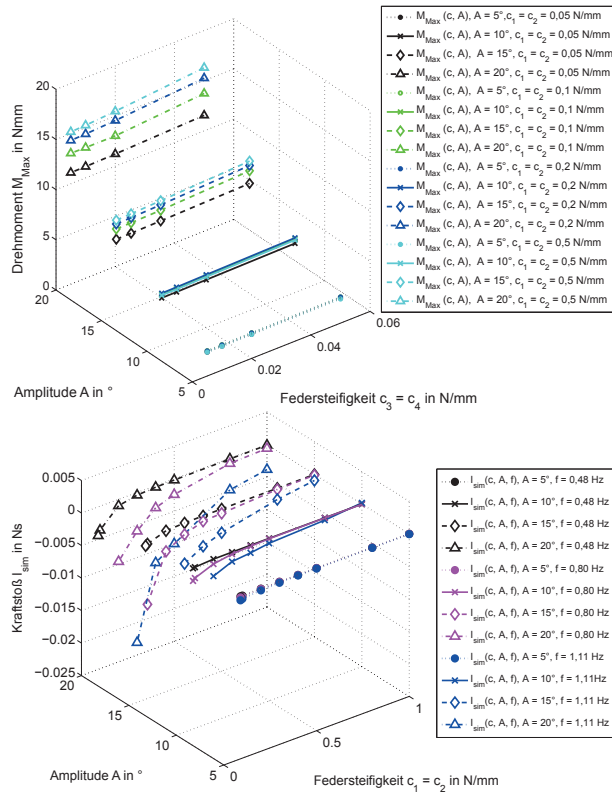
Analog der Betrachtung des erforderlichen Drehmomentes  $M_{\text{Max}}$  sind die den resultierenden Kraftstoß  $I_{\text{sim}}$  maßgeblich beeinflussenden Größen die Parameter Amplitude und Frequenz des singulären Aktuators. Eine Variation der Frequenz um den Faktor 2,3 bewirkt Änderungen beim resultierenden Kraftstoß  $I_{\text{sim}}$  um den Faktor 7 ( $A = 5^\circ$ ,  $c = 0,8 \text{ N/mm}$ ) bis 105 ( $A = 5^\circ$ ,  $c = 0,1 \text{ N/mm}$ ), eine Modifikation der Amplitude im Bereich Faktor 4 hingegen verändert  $I_{\text{sim}}$  um den Faktor 230 ( $f = 0,48 \text{ Hz}$ ,  $c = 1,0 \text{ N/mm}$ ) bis 710 ( $f = 0,8 \text{ Hz}$ ,  $c = 0,1 \text{ N/mm}$ ). Die Veränderung der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  um den Faktor  $\approx 11$  beeinflusst den resultierenden Kraftstoß um den Faktor 7 ( $A = 20^\circ$ ,  $f = 1,11 \text{ Hz}$ ) bis 116 ( $A = 5^\circ$ ,  $f = 1,11 \text{ Hz}$ ). Die hohen Faktoren sind dabei der Tatsache geschuldet, dass der resultierende Kraftstoß  $I_{\text{sim}}$  insbesondere für die Konfigurationen  $f = 0,48 \text{ Hz}$  sehr gering ist und sich somit die infolge der Variation der Parameter Amplitude  $A$ , Frequenz  $f$  und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  ergebenden Änderungen dementsprechend stark auswirken. Tabelle 24 fasst diese Verhältnisse zusammen, ebenso wie die Ergebnisse der Simulation des im Anhang A - II befindlichen Modells 2-AD, welches innerhalb der Simulationsumgebung ADAMS® VIEW untersucht wurde.

**Tabelle 24:** Einfluss der Variation der Parameter Amplitude  $A$ , Frequenz  $f$  und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  auf den resultierenden Kraftstoß  $I_{\text{sim}}$  im eingeschwungenen Zustand, Modelle 2-SW, 2-AD

Variation der Parameter			Modell 2-Sw, Einfluss auf den resultierenden Kraftstoß $I_{\text{sim}}$			Modell 2-Ad, Einfluss auf den resultierenden Kraftstoß $I_{\text{sim}}$		
Amplitude A Faktor	Frequenz f Faktor absolut	Federsteifigkeit c Faktor absolut	Amplitude Faktor absolut	Frequenz Faktor absolut	Federsteifigkeit Faktor absolut	Amplitude Faktor absolut	Frequenz Faktor absolut	Federsteifigkeit Faktor absolut
4	2,3	11	230 - 685	7 - 105	7 - 120	72,5 - 1900	27 - 333	6 - 150

Die Unterschiede der absoluten Faktoren sind dabei auf die geringen Beträge der jeweiligen Kraftstöße  $I_{\text{sim}}$  zurückzuführen, weswegen Änderungen sich dementsprechend stark auswirken. Insgesamt werden die durch das Modell 2-SW vorhergesagtem, den resultierenden Kraftstoß  $I_{\text{sim}}$  maßgeblich beeinflussenden Größen Amplitude und Frequenz aber durch das Modell 2-AD bestätigt. Abbildung 53 zeigt die Kraftstöße  $I_{\text{sim}}$  der Modelle 2-SW und 2-AD im Vergleich:





**Abbildung 53:** Vergleich des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  der Modelle 2-SW (oben) und 2-AD (unten) bei Variation von Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  sowie Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$

Die betragsmäßigen Differenzen der Werte für den Kraftstoß  $I_{sim}$  zwischen Modell 2-SW und 2-AD basieren auf Unterschieden im Modellaufbau infolge fehlender Lizenzen für die Verknüpfung von SOLIDWORKS® und ADAMS® VIEW sowie der numerischen programminternen Berechnung.

Zusammenfassend zeigt das Modell 2-SW somit, dass sich durch gezielte Beeinflussung der Parameter des biologisch inspirierten Antriebssystems wie z.B. die Variation der Energiespeicherelemente das maximal erforderliche Drehmoment  $M_{Max}$  beeinflussen lässt. Unter Hinzunahme der Charakteristik eines realen Motors (Motorkonstante  $k_m$  und Spannung  $U$ ) lässt sich der Leistungsbedarf der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 bestimmen und infolge der Unterschiede beim erforderlichen Drehmoment  $M_{Max}$  der analysierten Varianten gezielt optimieren.

### 5.6.3 Auswertung und Diskussion des Modells 3-Sw

Innerhalb dieses Abschnitts werden die Ergebnisse der Untersuchungen zum erforderlichen Drehmoment  $M_{\text{Max}}$  sowie der Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$  des Simulationsmodells 3-Sw dargestellt und diskutiert. Variierte Parameter sind in Tabelle 25 zusammengefasst.

**Tabelle 25:** Variierte Parameter bei Verwendung des Simulationsmodells 3-Sw

Varierte Parameter	Bereich	Schritte
Frequenz $f$	0,48 Hz bis 1,1 Hz	{0,48; 0,80; 1,11} Hz
Amplitude $A$	$5^\circ$ - $20^\circ$	{5,10,15,20} $^\circ$
Federsteifigkeit $c_1 = c_2$ , Gelenk 1	0,05 N/mm bis 0,5 N/mm	{0,05; 0,1; 0,2; 0,5} N/mm
Federsteifigkeit $c_3 = c_4$ , Gelenk 2	0,005 N/mm bis 0,05 N/mm	{0,005; 0,01; 0,02; 0,05} N/mm

Dabei sind die Federsteifigkeiten innerhalb eines Gelenks erneut gleich gewählt, es gilt:  $c_1 = c_2$  (Gelenk 1) und  $c_3 = c_4$  (Gelenk 2). Aufgrund der zwischen Effektor modul 1 und 2 und Effektor modul 2 und 3 befindlichen Federelementen und der damit geschaffenen Möglichkeit eines Aufschwingens der Effektor module untereinander infolge von Resonanzeffekten erfolgt eine Untersuchung aller Konfigurationen hinsichtlich ihres Aufschwingverhaltens zur Vermeidung von Resonanzkatastrophen analog des Modells 2-Sw. Hierzu wird der sich nach Anregung durch Variation von Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  des singulären Aktuators einstellende zeitabhängige Winkel  $\varphi_3(t)$  des Effektor moduls 3 über einen Zeitraum von 20 s untersucht. Die Ergebnisse der Untersuchungen sind in Tabelle 26 dargestellt.

**Tabelle 26:** Auswertung der Untersuchung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi_3(t)$  des Modells 3-Sw bei Variation von Amplitude A, Frequenz f und Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_4$ , Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION

Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Maximaler zeitabhängiger Winkel $\varphi_3(t)$ des Effektivmoduls 2 in °							
		Federsteifigkeit c in N/mm							
		$c_1 = c_2 = 0,05$ N/mm				$c_1 = c_2 = 0,1$ N/mm			
		$c_3 = c_4$ 0,005 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,01 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,02 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,05 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,005 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,01 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,02 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,05 N/mm
0,48	5	0,56	0,79	0,75	0,63	0,84	0,83	0,79	0,66
	10	1,35	2,00	1,93	1,66	2,23	2,21	2,13	2,23
	15	2,4	3,52	3,43	3,00	4,09	4,07	3,96	3,46
	20	5,27	5,27	5,17	4,55	6,30	6,29	6,15	5,43
0,8	5	1,21	1,20	1,17	1,06	1,39	1,37	1,34	1,21
	10	2,74	2,73	2,69	2,49	3,31	3,29	3,23	2,99
	15	4,47	4,46	4,43	4,18	5,58	5,56	5,50	5,14
	20	6,38	6,32	5,96	5,46	8,05	8,04	7,99	7,52
1,11	5	1,48	1,47	1,44	1,36	1,76	1,74	1,71	1,60
	10	3,21	3,14	3,12	2,99	3,87	3,85	3,81	3,62
	15	5,12	5,01	4,92	4,79	6,15	6,14	6,12	5,90
	20	6,47	6,07	5,74	5,70	6,66	6,29	6,30	6,22

Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Maximaler zeitabhängiger Winkel $\varphi_3(t)$ des Effektivmoduls 2 in °							
		Federsteifigkeit c in N/mm							
		$c_1 = c_2 = 0,2$ N/mm				$c_1 = c_2 = 0,5$ N/mm			
		$c_3 = c_4$ 0,005 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,01 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,02 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,05 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,005 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,01 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,02 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,05 N/mm
0,48	5	0,81	0,80	0,76	0,65	0,76	0,75	0,73	0,62
	10	2,23	2,22	2,16	1,88	2,09	2,09	2,06	1,83
	15	4,24	4,24	4,16	3,68	4,02	4,05	4,03	3,65
	20	6,76	6,77	6,67	5,96	6,50	6,56	6,56	6,02
0,8	5	1,49	1,47	1,44	1,31	1,36	1,35	1,32	1,22
	10	3,81	3,78	3,72	3,44	3,70	3,69	3,65	3,45
	15	6,76	6,74	6,65	6,23	6,95	6,96	6,94	6,61
	20	10,15	10,14	10,03	9,46	10,96	11,00	10,98	10,53
1,11	5	2,07	2,05	2,02	1,89	2,09	2,08	2,04	1,93
	10	4,86	4,84	4,78	4,54	5,45	5,43	5,38	5,16
	15	8,09	8,07	8,01	7,67	9,80	9,79	9,73	9,39
	20	11,58	11,58	11,51	11,10	14,88	14,87	14,78	14,35

Tabelle 26 verdeutlicht, dass alle untersuchten Varianten reproduzierbar periodische Oszillationen mit gleichbleibender Amplitude sind, es kommt zu keinem sprunghaften Anstieg des zeitabhängigen Winkels  $\varphi_3(t)$  und somit zu einem Aufschwingen des Effektivmoduls 3.

### Auswertung des sich einstellenden maximalen und minimalen Drehmomentes

Die Auswertung des erforderlichen Drehmomentes im eingeschwungenen Zustand der innerhalb des Modells 3-SW variierten Parameter Amplitude A, Frequenz f und Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_4$  fasst Tabelle 27. zusammen; die aufgenommenen Zeit-Drehmoment Verläufe wurden auf ihre wiederholt aufkehrenden lokalen Minima und Maxima untersucht. Die vernachlässigte Einschwingphase beträgt 0,5 s.

Tabelle 27: Erforderliches Drehmoment  $M_{Max}/M_{Min}(c, A, f)$ , Modell 3-Sw, Teil 1

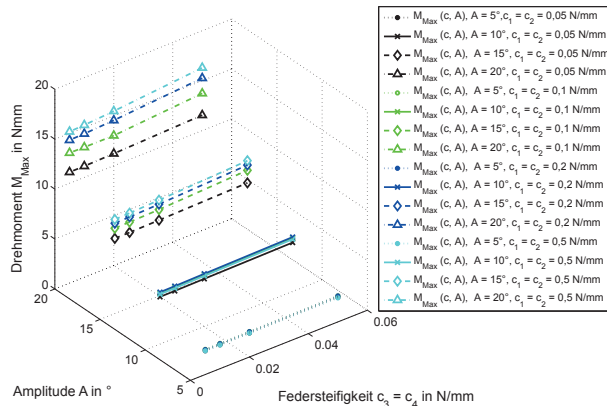
Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Federsteifigkeit c in N/mm							
		$c_1 = c_2 = 0,05 \text{ N/mm}$				$c_1 = c_2 = 0,1 \text{ N/mm}$			
		$c_3 = c_4$ 0,005 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,01 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,02 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,05 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,005 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,01 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,02 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,05 N/mm
0,48	5	±2,39	±2,40	±2,41	±2,47	±2,52	±2,53	±2,55	±2,61
	10	±4,73	±4,74	±4,78	±4,90	±5,11	±5,14	±5,19	±5,35
	15	±7,53	±7,54	±7,60	±7,82	±8,55	±8,58	±8,66	±9,08
	20	±11,11	±11,13	±11,21	±11,55	±13,04	±13,08	±13,2	±13,73
0,80	5	±5,87	±5,88	±5,91	±6,02	±6,61	±6,63	±6,66	±6,81
	10	±11,23	±11,25	±11,29	±11,49	±12,81	±12,83	±12,89	±13,18
	15	±16,60	±16,62	±16,68	±16,95	±19,12	±19,14	±19,22	±19,60
	20	±22,64	±22,66	±22,72	±23,07	±26,66	±26,67	±26,75	±27,20
1,11	5	±10,02	±10,03	±10,06	±10,17	±11,37	±11,38	±11,41	±11,57
	10	±18,95	±18,96	±19,00	±19,18	±21,39	±21,4	±21,44	±21,69
	15	±27,71	±27,72	±27,77	±28,83	±32,67	±32,67	±32,68	±32,72
	20	±35,84	±35,85	±35,87	±35,93	±40,08	±40,05	±40,07	±40,08

Tabelle 28: Erforderliches Drehmoment  $M_{Max}/M_{Min}(c, A, f)$ , Modell 3-Sw, Teil 2

Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Federsteifigkeit c in N/mm							
		$c_1 = c_2 = 0,2 \text{ N/mm}$				$c_1 = c_2 = 0,5 \text{ N/mm}$			
		$c_3 = c_4$ 0,005 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,01 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,02 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,05 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,005 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,01 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,02 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,05 N/mm
0,48	5	±2,50	±2,51	±2,54	±2,60	±2,38	±2,38	±2,39	±2,41
	10	±5,20	±5,22	±5,28	±5,45	±4,99	±5,01	±5,07	±5,23
	15	±9,05	±9,09	±9,20	±9,60	±9,43	±9,48	±9,61	±10,04
	20	±14,32	±14,37	±14,55	±15,26	±15,17	±15,24	±15,47	±16,30
0,80	5	±7,15	±7,18	±7,23	±7,43	±7,00	±7,03	±7,10	±7,30
	10	±14,41	±14,45	±14,55	±14,96	±14,50	±14,56	±14,70	±15,23
	15	±22,17	±22,22	±22,36	±22,98	±23,17	±23,24	±23,45	±24,31
	20	±32,43	±32,46	±32,61	±33,45	±36,14	±36,19	±36,47	±37,86
1,11	5	±13,31	±13,34	±13,39	±13,66	±14,06	±14,11	±14,22	±14,59
	10	±25,57	±25,60	±25,69	±26,11	±28,64	±28,72	±28,92	±29,67
	15	±40,33	±40,33	±40,37	±40,50	±47,54	±47,60	±47,69	±48,08
	20	±55,14	±55,11	±55,09	±55,19	±70,48	±70,50	±70,58	±70,99

Die Ergebnisse der Tabelle 27 und Tabelle 28 unterstreichen, dass das erforderliche maximale Drehmoment  $M_{Max}$  erneut die größten Änderungen bei Variation der Amplitude A und der Frequenz f aufweist. Die Variation der Federsteifigkeit ermöglicht analog der

Auswertung des Modells 2-SW und 2-AD eine Feinjustage des Antriebssystems; dabei kommt den Federsteifigkeiten des ersten Gelenks  $c_1 = c_2$  die größere Bedeutung zu als den Federsteifigkeiten des zweiten Gelenks  $c_3 = c_4$ . Abbildung 54 stellt die resultierenden Drehmomentverläufe  $M_{\text{Max}}$  für  $f = 0,48$  Hz und Variation der Amplitude  $A$  und Federsteifigkeit  $c$  dar. Zur besseren Veranschaulichung der Tendenz des Drehmomentes  $M_{\text{Max}}$  zeigt Abbildung 55 ausgewählte Federsteifigkeits-Drehmoment-Verläufe.



**Abbildung 54:** Erforderliches Drehmoment  $M_{\text{Max}}(c, A)$  bei einer Frequenz  $f$  von 0,48 Hz, Modell 3-SW

Das maximal auftretende Drehmoment  $M_{\text{Max}}$  im eingeschwungenen Zustand liegt für  $f = 0,48$  Hz bei ca. 16,5 Nmm (Amplitude  $A = 20^\circ$ , Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,5$  N/mm,  $c_3 = c_4 = 0,05$  N/mm).

Die Bedeutung der Variation der Federsteifigkeit zur Feineinstellung des Modells 3-SW zeigt sich dabei insbesondere bei Vergleich derjenigen Konfigurationen gleicher Amplitude. So ist für Konfigurationen  $A = 5^\circ$  bzw.  $A = 10^\circ$  trotz Variation der Federsteifigkeiten  $c_1 = c_2$  und  $c_3 = c_4$  kaum ein Unterschied im erforderlichen Drehmoment  $M_{\text{Max}}$  für den eingeschwungenen Zustand festzustellen. Für die Konfigurationen  $A = 15^\circ$  und  $A = 20^\circ$  kann das erforderliche Drehmoment  $M_{\text{Max}}$  hingegen durch Variation der Federsteifigkeiten  $c_1$  bis  $c_4$  beeinflusst werden; wobei  $c_1 = c_2$  den dominierenden Einfluss aufweisen. So bewirkt eine Änderung der Federsteifigkeiten  $c_3 = c_4$  innerhalb der Konfiguration Amplitude  $A = 20^\circ$  um den Faktor 10 eine Veränderungen des erforderlichen Drehmomentes  $M_{\text{Max}}$  im eingeschwungenen Zustand um im Schnitt um ca. 4 % bis 7 % (in Summe ca. 1 Nmm), die Veränderung der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  um den Faktor 10 hingegen ändert  $M_{\text{Max}}$  um ca. 32 % (in Summe ca. 5 Nmm).

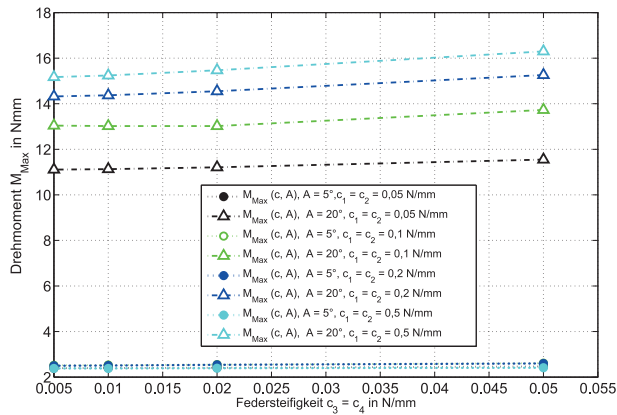


Abbildung 55: Ausgewählte Verläufe des Drehmomentes  $M_{Max}(c, A)$  bei einer Frequenz  $f$  von 0,48 Hz, Modell 3-Sw

Für die Konfigurationen, welche bei einer Frequenz von 1,11 Hz untersucht worden sind, fassen Abbildung 56 und Abbildung 57 die in Tabelle 27 und Tabelle 28 dargestellten Ergebnisse zusammen:

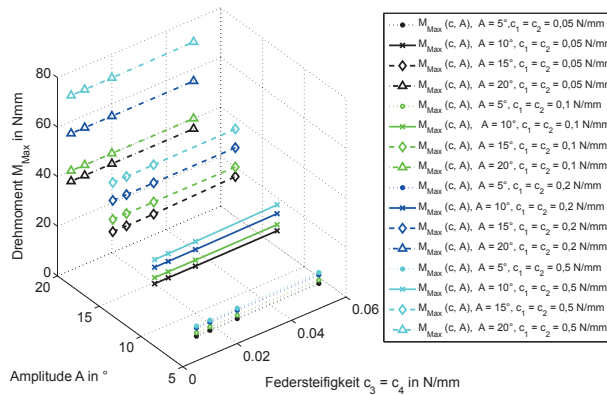


Abbildung 56: Erforderliches Drehmoment  $M_{Max}(c, A)$  bei einer Frequenz  $f$  von 1,11 Hz, Modell 3-Sw

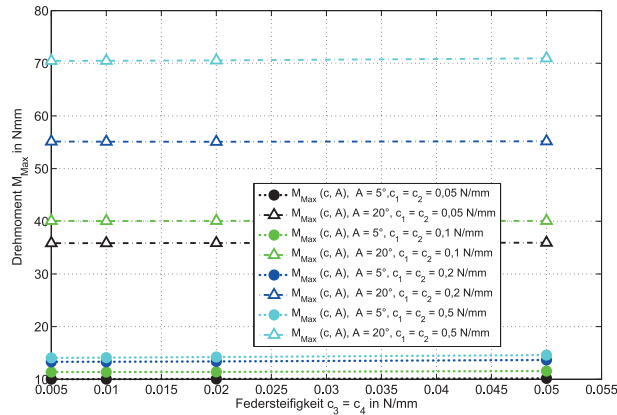


Abbildung 57: Ausgewählte Verläufe des Drehmomentes  $M_{Max}(c, A)$  bei einer Frequenz  $f$  von 1,11 Hz, Simulationsmodell 3-SW

Infolge der Zunahme der Frequenz liegt das maximal auftretende Drehmoment  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand bei ca. 71 Nmm (Amplitude  $A = 20^\circ$ , Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,5$  N/mm,  $c_3 = c_4 = 0,05$  N/mm). Im Vergleich zu  $f = 0,48$  Hz fällt auf, dass die Variation der Federsteifigkeiten  $c_1$  bis  $c_4$  bereits bei den Konfigurationen Amplitude  $A = 5^\circ$  und Amplitude  $A = 10^\circ$  zu Unterschieden beim erforderlichen maximalen Drehmoment  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand führt. Erneut ist hierbei die maßgebliche Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$ . So bewirkt bei erneuter Betrachtung der Konfiguration Amplitude  $A = 20^\circ$  die Änderung der Federsteifigkeiten  $c_3 = c_4$  innerhalb um den Faktor 10 eine Veränderung des erforderlichen Drehmomentes  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand um in Schnitt 0,5 % (in Summe ca. 0,5 Nmm), während die Veränderung der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  um 10 % das erforderliche Drehmoment  $M_{Max}$  um ca. 50 % (in Summe ca. 35 Nmm) ändert.

### Auswertung der Lagerreaktionskraft und Berechnung des Kraftstoßes

Tabelle 29 und Tabelle 30 fassen die Ergebnisse der Berechnung des Kraftstoßes  $I_{sim}$  aus den jeweiligen Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufen zusammen. Für die Berechnung wird die in Anhang A - I dargelegte Vorgehensweise verwendet. Die Auswertung findet für den eingeschwungenen Zustand statt.

Tabelle 29: Resultierender Kraftstoß  $I_{sim}(c, A, f)$  in Ns, Modell 3-Sw, Teil 1

Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Kraftstoß $I_{sim}$ in Ns								
		Federsteifigkeit c in N/mm								
		$c_1 = c_2 = 0,05$ N/mm				$c_1 = c_2 = 0,1$ N/mm				
		$c_3 = c_4$ 0,005 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,01 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,02 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,05 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,005 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,01 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,02 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,05 N/mm	
0,48	5	-1,02E-04	-1,05E-04	-1,09E-04	-1,08E-04	-9,10E-05	-9,44E-05	-9,89E-05	-9,72E-05	
	$R_B^2$	0,9937	0,9937	0,9937	0,9939	0,9953	0,9953	0,9953	0,9956	
	10	-7,10E-04	-7,41E-04	-7,92E-04	-8,44E-04	-7,07E-04	-7,47E-04	-8,15E-04	-8,84E-04	
	$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
	15	-2,14E-03	-2,25E-03	-2,44E-03	-2,71E-03	-2,29E-03	-2,45E-03	-2,73E-03	-3,13E-03	
	$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
	20	-4,58E-03	-4,84E-03	-5,32E-03	-6,06E-03	-5,18E-03	-5,58E-03	-6,31E-03	-7,47E-03	
	$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
	0,80	5	-2,10E-04	-2,13E-04	-2,20E-04	-2,33E-04	-2,54E-04	-2,60E-04	-2,71E-04	-2,91E-04
		$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
10		-1,25E-03	-1,28E-03	-1,34E-03	-1,46E-03	-1,59E-03	-1,65E-03	-1,74E-03	-1,93E-03	
$R_B^2$		1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
15		-3,38E-03	-3,49E-03	-3,68E-03	-4,09E-03	-4,47E-03	-4,64E-03	-4,94E-03	-5,60E-03	
$R_B^2$		1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
20		-6,69E-03	-6,94E-03	-7,38E-03	-8,32E-03	-9,09E-03	-9,47E-03	-1,01E-02	-1,17E-02	
$R_B^2$		1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
1,11		5	-2,82E-04	-2,86E-04	-2,93E-04	-3,09E-04	-3,74E-04	-3,80E-04	-3,91E-04	-4,17E-04
		$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
	10	-1,57E-03	-1,59E-03	-1,64E-03	-1,78E-03	-2,08E-03	-2,12E-03	-2,20E-03	-2,40E-03	
	$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
	15	-4,03E-03	-4,11E-03	-4,26E-03	-4,06E-03	-5,30E-03	-5,33E-03	-5,42E-03	-5,55E-03	
	$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
	20	-6,61E-03	-6,66E-03	-6,76E-03	-6,91E-03	-7,72E-03	-8,12E-03	-8,26E-03	-8,89E-03	
	$R_B^2$	0,9998	0,9998	0,9998	0,9999	0,9981	0,9982	0,9982	0,9983	

Tabelle 30: Resultierender Kraftstoß  $I_{sim}(c, A, f)$  in Ns, Modell 3-Sw, Teil 2

Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Kraftstoß $I_{sim}$ in Ns								
		Federsteifigkeit c in N/mm								
		$c_1 = c_2 = 0,2$ N/mm				$c_1 = c_2 = 0,5$ N/mm				
		$c_3 = c_4$ 0,005 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,01 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,02 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,05 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,005 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,01 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,02 N/mm	$c_3 = c_4$ 0,05 N/mm	
0,48	5	-6,80E-05	-4,80E-05	-7,48E-05	-7,16E-05	-3,14E-05	-3,25E-05	-3,39E-05	-3,49E-05	
	$R_B^2$	0,9961	0,9999	0,9962	0,9963	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	
	10	-6,24E-04	-6,66E-04	-7,36E-04	-8,04E-04	-4,07E-04	-4,46E-04	-5,07E-04	-5,52E-04	
	$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
	15	-1,88E-03	-2,06E-03	-2,38E-03	-2,81E-03	-1,36E-03	-1,53E-03	-1,83E-03	-2,20E-03	
	$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
	20	-4,43E-03	-4,91E-03	-5,79E-03	-7,19E-03	-3,17E-03	-3,67E-03	-4,54E-03	-5,85E-03	
	$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
	0,80	5	-2,35E-04	-2,43E-04	-2,57E-04	-2,82E-04	-1,59E-04	-1,65E-04	-1,77E-04	-1,95E-04
		$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
10		-1,67E-03	-1,74E-03	-1,88E-03	-2,18E-03	-1,20E-03	-1,28E-03	-1,42E-03	-1,72E-03	
$R_B^2$		1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
15		-5,03E-03	-5,25E-03	-5,77E-03	-6,90E-03	-3,83E-03	-4,13E-03	-4,70E-03	-6,05E-03	
$R_B^2$		1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
20		-1,08E-02	-1,14E-02	-1,25E-02	-1,52E-02	-8,30E-03	-8,86E-03	-9,99E-03	-1,45E-02	
$R_B^2$		1,0000	1,0000	1,0000	0,9998	0,9998	0,9993	0,9993	1,0000	
1,11		5	-4,63E-04	-4,72E-04	-4,91E-04	-5,39E-04	-3,60E-04	-3,71E-04	-3,92E-04	-4,45E-04
		$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
	10	-2,73E-03	-2,80E-03	-2,94E-03	-3,32E-03	-2,46E-03	-2,56E-03	-2,77E-03	-3,32E-03	
	$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
	15	-7,31E-03	-7,38E-03	-7,54E-03	-8,03E-03	-6,90E-03	-7,05E-03	-7,34E-03	-8,19E-03	
	$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	
	20	-1,49E-02	-1,50E-02	-1,54E-02	-1,64E-02	-1,54E-02	-1,57E-02	-1,64E-02	-1,85E-02	
	$R_B^2$	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	



Tabelle 29 und Tabelle 30 zeigen, dass sich der Kraftstoß  $I_{sim}$  bei Variation der Amplitude A, der Frequenz f und der Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_4$  beeinflussen lässt. Abbildung 58 fasst den Kraftstoß  $I_{sim}$  für alle Konfigurationen der Frequenz  $f = 0,48$  Hz zusammen.

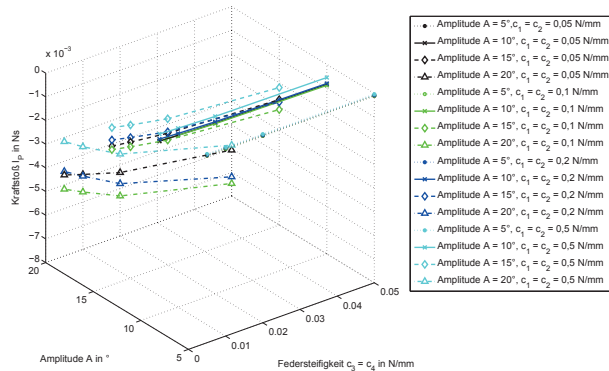


Abbildung 58: Kraftstoß  $I_{sim}(c, A)$  bei einer Frequenz  $f$  von 0,48 Hz, Modell 3-SW

Die Darstellung in Abbildung 58 zeigt, dass der resultierende Kraftstoß  $I_{sim}$  für alle Konfigurationen im Bereich  $10^{-5}$  bis  $10^{-3}$  Ns liegt. Die dominierenden Parameter zur Beeinflussung von  $I_{sim}$  sind auch hier Amplitude A und Frequenz  $f$  (vgl. Modell 2-SW aber auch Anhang A - II), der Einfluss der Federsteifigkeiten  $c_1$  bis  $c_4$  wird erst ab der Konfiguration  $A = 15^\circ$  deutlich. Dabei kann sowohl ein Einfluss der Federsteifigkeiten  $c_1 = c_2$  als auch der Federsteifigkeiten  $c_3 = c_4$  auf den Betrag des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  festgestellt werden. Zur Veranschaulichung dieser Zusammenhänge stellt Abbildung 59 die Konfiguration  $A = 5^\circ$  und  $A = 20^\circ$  heraus:

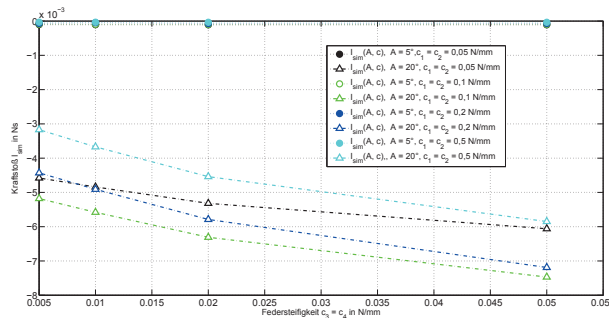


Abbildung 59: Exemplarische Verläufe des Kraftstoßes  $I_{sim}(c, A)$ , Modell 3-SW

Innerhalb der Konfiguration Amplitude  $A = 20^\circ$  bewirkt die Änderung der Federsteifigkeiten  $c_3 = c_4$  um den Faktor 10 eine Veränderungen des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  im eingeschwungenen Zustand um in Schnitt 32 % bis 80 % (in Summe  $\approx 0,0026$  Ns),

die Veränderung der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  um 10 % ändert  $I_{sim}$  um ca. 136 % (in Summe  $\approx 0,004$  Ns). Das betragsmäßige Maximum tritt bei  $A = 20^\circ$ ,  $c_1 = c_2 = 0,1$  N/mm und  $c_3 = c_4 = 0,05$  N/mm auf (Kraftstoß  $I_{sim} = -7,47 \cdot 10^{-3}$  Ns). Für die Frequenz  $f = 1,11$  Hz fasst Abbildung 60 den resultierenden Kraftstoß  $I_{sim}$  im eingeschwungenen Zustand zusammen:

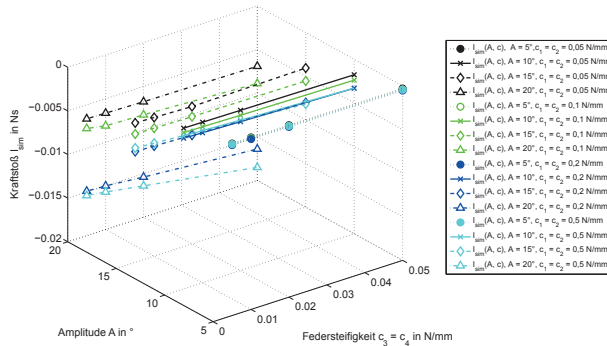


Abbildung 60: Kraftstoß  $I_{sim}(c, A)$  bei einer Frequenz  $f$  von 1,11 Hz, Modell 3-SW

Durch die Zunahme der Frequenz  $f$  liegt der Betrag des maximal resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  im eingeschwungenen Zustand bei  $\approx 0,02$  Ns (Amplitude  $A = 20^\circ$ , Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,5$  N/mm,  $c_3 = c_4 = 0,05$  N/mm). Beim Vergleich mit den Ergebnissen des Kraftstoßes  $I_{sim}$  für  $f = 0,48$  Hz ist auffällig, dass die Variation der Federsteifigkeiten  $c_1$  bis  $c_4$  bereits bei den Konfigurationen Amplitude  $A = 10^\circ$  zu Unterschieden beim Kraftstoß  $I_{sim}$  im eingeschwungenen Zustand führt. Erneut ist hierbei die maßgebliche Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$ . So bewirkt innerhalb der Konfiguration Amplitude  $A = 20^\circ$  die Änderung der Federsteifigkeiten  $c_3 = c_4$  innerhalb um den Faktor 10 eine Veränderungen des Kraftstoßes  $I_{sim}$  im eingeschwungenen Zustand um in Schnitt 5 % bis 20 % (in Summe  $\approx 0,003$  Ns), die Veränderung der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  um den gleichen Faktor 10 ändert  $I_{sim}$  um 180 % (in Summe  $\approx 0,01$  Ns).

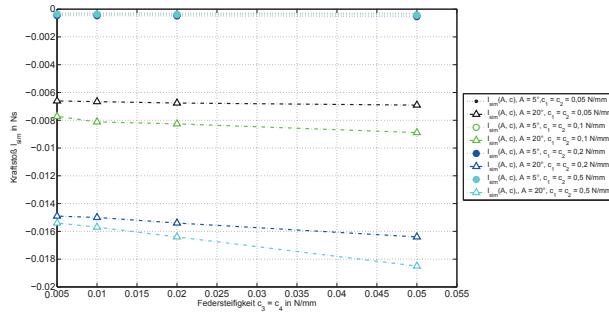


Abbildung 61: Ausgewählte Verläufe des Kraftstoßes  $I_{sim}(c, A)$  bei einer Frequenz  $f$  von 1,11 Hz, Modell 3-Sw

### Interpretation der Ergebnisse des Modells 3-Sw

Die Untersuchung des Modells 3-Sw zeigt, dass alle untersuchten Konfigurationen kollisionsfreie Oszillationen der drei federnd verkoppelten Starrkörperelemente aufweisen. Das hierfür erforderliche Drehmoment  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand lässt sich dabei analog des Modells 2-Sw primär durch die Variation der Amplitude  $A$  und der Frequenz  $f$  beeinflussen, der Bedeutung der Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_4$  gewinnt erst ab Konfigurationen höherer Amplitude und Frequenz einen zunehmenden Einfluss.

Die detaillierte prozentuale Darstellung des erforderlichen Drehmomentes  $M_{Max}$  in Abhängigkeit der jeweiligen Werte für Amplitude  $A$ , Frequenz  $f$  und Federsteifigkeit zeigt Tabelle 31. Dabei bestätigt die Auswertung des Modells 3-AD (Simulationsumgebung ADAMS® VIEW, Anhang A - II) das Modell 3-Sw: Den größten Einflusses auf das erforderliche Drehmoment  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand besitzen die Amplitude  $A$  und der Frequenz  $f$ . Ebenso besitzt die Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  des Gelenks 1 einen größeren Einfluss auf  $M_{Max}$  als  $c_3 = c_4$  innerhalb von Gelenk 2.

Tabelle 31: Einfluss der Variation der Parameter Amplitude  $A$ , Frequenz  $f$  und Federsteifigkeit  $c$  auf das erforderliche Drehmoment  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand, Modelle 3-Sw, 3-AD

Variation der Parameter um Faktor			Modell 3-Sw, Auswirkung der Variation der Parameter $A, f$ und $c$ auf $M_{Max}$ (Veränderung um Faktor)			Modell 3-AD, Auswirkung der Variation der Parameter $A, f$ und $c$ auf $M_{Max}$ (Veränderung um Faktor)		
Amplitude $A$	Frequenz $f$	Federsteifigkeit $c_1 = c_2$ und $c_3 = c_4$	Amplitude $A$	Frequenz $f$	Federsteifigkeit $c$	Amplitude $A$	Frequenz $f$	Federsteifigkeit $c$
4	2,3	11	3,5 – 6,7	3 – 6	Für $c_1 = c_2$ : 0,08 – 0,5 Für $c_3 = c_4$ : 0 – 0,07	3,4 – 5,5	3,7 – 7,5	Für $c_1 = c_2$ : 0,07 – 0,49 Für $c_3 = c_4$ : 0,02 – 0,15

Hinsichtlich des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  erzeugen alle Konfigurationen eine Bewegung in die gewünschte Vortriebsrichtung. Der Betrag des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  ist dabei ebenfalls primär von der Wahl der Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  abhängig, wobei die Amplitude  $A$  dominiert. Die Änderungen des Kraftstoßes  $I_{sim}$  lassen sich analog Modell 2-SW wie folgt beschreiben: Da der Kraftstoß  $I_{sim}$  für kleine Amplituden  $A$  und Frequenzen  $f$  sehr gering ist, werden bei Erhöhung eben jener Parameter die in Tabelle 31 dargelegten großen Unterschiede erzielt (vgl. Tabelle 29 und Tabelle 30).

Der durch die Untersuchungen innerhalb von SOLIDWORKS® MOTION dargelegte Einfluss der Parameter Amplitude  $A$ , Frequenz  $f$  und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  und  $c_3 = c_4$  auf den resultierenden Kraftstoß  $I_{sim}$  wird dabei gemäß Tabelle 32 durch das Modell 3-AD (Simulationsumgebung ADAMS® VIEW, Anhang A - II) bestätigt. Die Unterschiede der jeweiligen Einflussgrößen sind auf die Unterschiede im Modellaufbau zurückzuführen (keine Lizenz zum Import von SOLIDWORKS® Modellen in ADAMS® VIEW zum Zeitpunkt der Modellerstellung an der TU ILMENAU vorhanden).

Hervorzuheben ist zudem, dass auch innerhalb der Modell 3-AD die Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  des Gelenks 1 im Vergleich zur Federsteifigkeit  $c_3 = c_4$  des Gelenks 2 den dominierenden Einfluss auf den Kraftstoß  $I_{sim}$  besitzt.

**Tabelle 32:** Einfluss der Variation der Parameter Amplitude  $A$ , Frequenz  $f$  und Federsteifigkeit  $c$  auf den resultierenden Kraftstoß  $I_{sim}$  im eingeschwungenen Zustand, Modelle 3-SW, 3-AD

Variation der Parameter			Modell 3-SW, Einfluss auf den resultierenden Kraftstoß $I_{sim}$ (Veränderung um Faktor)			Modell 3-AD, Einfluss auf den resultierenden Kraftstoß $I_{sim}$ (Veränderung um Faktor)		
Amplitude $A$ Faktor absolut	Frequenz $f$ Faktor absolut	Federsteifigkeit $c_1 = c_2$ und $c_3 = c_4$	Amplitude $A$	Frequenz $f$	Federsteifigkeit $c$	Amplitude $A$	Frequenz $f$	Federsteifigkeit $c$
4	2,3	11	20,1 - 167,62	1,1 - 12,8	Für $c_1 = c_2$ : 0,82 - 2,47 Für $c_3 = c_4$ : 0,05 - 0,85	47,1 - 85	3 - 14,5	Für $c_1 = c_2$ : 0,65 - 1,68 Für $c_3 = c_4$ : 0,04 - 0,45

## 5.7 Fazit der Modellbildung

Die durchgeführten simulativen Untersuchungen des Grobmodells des biologisch inspirierten Antriebssystems zeigen, dass eine gezielte Beeinflussung des maximal erforderlichen Drehmomentes  $M_{\text{Max}}$  und damit der mechanischen Leistung (vgl. auch Kapitel 9) durch den Kraftstoß  $I_{\text{sim}}$  abgebildeten Bewegungsverhaltens bei Variation folgender Parameter möglich ist:

- Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  des singulären Aktuators
- Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_i$
- Anzahl der Effektormodule  $n_E$

Hierbei sind die maßgeblichen Parameter zur Veränderung von Drehmoment  $M_{\text{Max}}$  und Kraftstoß  $I_{\text{sim}}$  die Amplitude  $A$  und die Frequenz  $f$  des singulären Aktuators. Die Variation der Federsteifigkeit  $c$  liefert ebenso einen Beitrag zu diesen beiden Zielgrößen, jedoch in geringeren Umfang. Zudem sind je nach Anzahl der Effektormodule  $n_E$  bestimmte Federsteifigkeitsbereiche hinsichtlich einer Minimierung des erforderlichen Drehmoments  $M_{\text{Max}}$  bzw. Maximierung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  besser geeignet als andere.

Darüber hinaus präzisieren die Simulationsergebnisse die nachfolgende Konstruktion der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, hier die Auslegung des maximal durch den singulären Aktuator aufzubringenden Drehmomentes. Dieses tritt in der jeweiligen Einschwingphase auf. Tabelle 33 fasst das sich in der Einschwingphase ergebende Drehmoment  $M_{\text{Max Aktuator}}$  in Abhängigkeit von den Steuerparametern Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  zusammen.

**Tabelle 33:** Auslegung des durch den singulären Aktuator aufzubringenden maximalen Drehmoments

<b>Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION</b>				
<b>Zu realisierende Amplitude A des Aktuators: ± 20°</b>				
<b>Zu realisierende Frequenz f des Aktuators: bis ca. 1 Hz</b>				
<b>Anzahl Effektor-module</b>	<b>Maximales Drehmoment in Nmm</b>	<b>Maximales Drehmoment in Nmm nach Einschwingdauer</b>	<b>Sicherheitsfaktor</b>	<b>Resultierendes Drehmoment <math>M_{Max}</math> Aktuator in Nmm</b>
1	<b>27,50</b> (A = 20°, f = 1,11 Hz)	<b>27,50</b> (A = 20°, f = 1,11 Hz)	2	≈ 56
2	<b>81,71</b> (A = 20°, f = 1,11 Hz, c = 1,0 N/mm)	<b>81,71</b> (A = 20°, f = 1,11 Hz, c = 1,0 N/mm)	2	≈ 164
3	<b>70,98</b> (A = 20°, f = 1,11 Hz, c <sub>1</sub> = c <sub>2</sub> = 0,5 N/mm, c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,05 N/mm)	<b>70,98</b> (A = 20°, f = 1,11 Hz, c <sub>1</sub> = c <sub>2</sub> = 0,5 N/mm, c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,05 N/mm)	2	≈ 142
<b>Simulationsumgebung ADAMS® VIEW</b>				
<b>Anzahl Effektor-module</b>	<b>Maximales Drehmoment in Nmm</b>	<b>Maximales Drehmoment in Nmm nach Einschwingdauer</b>	<b>Sicherheitsfaktor</b>	<b>Resultierendes Drehmoment <math>M_{Max}</math> Aktuator in Nmm</b>
1	<b>29</b> (A = 20°, f = 1,11 Hz)	<b>29</b> (A = 20°, f = 1,11 Hz)	2	≈ 58
2	<b>89,23</b> (A = 20°, f = 1,11 Hz, c = 1,0 N/mm)	<b>89,23</b> (A = 20°, f = 1,11 Hz, c = 1,0 N/mm)	2	≈ 180
3	<b>154,83</b> (A = 20°, f = 1,11 Hz, c <sub>1</sub> = c <sub>2</sub> = 0,5 N/mm, c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,05 N/mm)	<b>79,89</b> (A = 20°, f = 1,11 Hz, c <sub>1</sub> = c <sub>2</sub> = 0,5 N/mm, c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,05 N/mm)	2	≈ 310
Minimales Drehmoment des einzusetzenden Aktuators				<b>≈ 310 Nmm</b>

Somit ist für die Konstruktion auf Basis der Simulationsergebnisse ein Aktuator vorzusehen, welcher am ersten Effektor-Modul eine Amplitude A von ± 20° bei einer Frequenz f von ca. 1 Hz und einem minimalen Drehmoment von 310 Nmm zur Verfügung stellt.

# 6 Konstruktion der EXPERIMENTAL-PLATTFORM URMELE 1.0

Unter Berücksichtigung der in Abschnitt 4.1 und Kapitel 5 dargelegten Anforderungen und Simulationsergebnissen erfolgt innerhalb von Kapitel 6 die Konstruktion der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0. Die Aufgabe dieser Plattform ist der experimentelle Nachweis der gezielten Veränderung des Bewegungsverhaltens und des Energiebedarfs des biologisch inspirierten Antriebssystems bei Variation der durch die Simulation als charakteristisch befundenen Parameter. Diese sind Amplitude  $A$  und der Frequenz  $f$  des singulären Aktuators, die Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_n$  und die Anzahl  $n_1$  bis  $n_E$  der Effektormodule. Tabelle 34 fasst die Anforderungen an die zu realisierende Experimentalplattform zusammen; mit Berücksichtigung der sich anhand der durchgeführten Simulation ergebenden Erkenntnisse.

**Tabelle 34:** Anforderungsliste der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

<b>Funktion</b>			
<b>Nr.</b>	<b>Forderung</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Bemerkung</b>
1	Fest	Umsetzung eines maximalen zeitabhängigen Winkels $\varphi(t)$ des ersten Effektormoduls von $\pm 20^\circ$	Begrenzung infolge der Erfahrungen mit URMELE LIGHT, Spiel soll $\approx 1^\circ - 2^\circ$ betragen
2	Fest	Auslenkung des ersten Effektormoduls mit einer maximalen Frequenz $f$ von 0,8 Hz	Für die geplanten Experimente ausreichend
3	Fest	Variation der Anzahl $n_E$ der Effektormodule	Zu variierende Anzahl: zwischen 1 und 3
4	Fest	Variation der Federsteifigkeit $c$ zwischen den Effektormodulen	Werte für $c$ aus Simulation
5	Fest	Nachbildung der gestellfesten Lagerung der Simulation muss gegeben sein	
6	Fest	Implementierung einer Flosse	Flossenfläche entspricht Fläche innerhalb der Simulation
<b>Struktur und Gestalt</b>			
<b>Nr.</b>	<b>Forderung</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Bemerkung</b>
1	Fest	Nutzung eines singulären Aktuators zur Vorgabe von $A$ und $f$	Platziert im Basismodul
2	Fest	Zylinderförmige Gestalt der Module	Für spätere, vorteilhafte Druckverteilung beim Tauchen sowie aufgrund guter Verfügbarkeit
3	Fest	Aktuator muss innerhalb eines dünnwandigen Zylinders platziert werden	Entspricht Abmessungen von industriell zukaufbarem Material
4	Fest	Federn zwischen den Effektormodule sind austauschbar zu halten	Verwendung von Zugfedern aufgrund einfacher technischer Implementierung
5	Wunsch	Infolge der variablen Anzahl der Effektormodule veränderlichen Auftrieb beachten	
6	Fest	Austauschbare Dichtungen an allen Zugängen zum Roboter	Material: Silikon
7	Wunsch	So wenig Zugänge zum Roboter wie nötig	

Fortsetzung auf folgender Seite

## Konstruktion der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

### Kräfte und Momente

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Drehmoment des Aktuators am ersten Effektivmodul > 310 Nmm	Ergebnis der Simulation mit Sicherheitsfaktor
2	Fest	Elektromagnetomechanischer Wandler ist zu bevorzugen	

### Elektronik und Energie

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Steuerung der Bewegung über Mikrocontroller	Bei Verwendung ARDUINO Familie, 7-20 V bzw. 5 V VCC erforderlich
2	Fest	Favorisierte Betriebsspannungen von 5 V und 3,3 V	Spannungswandler vorsehen
3	Fest	Erfassung des zeitabhängigen Winkels $\varphi(t)$ des Aktuators	Für Vergleich mit Simulation
4	Wunsch	Sensorik zur Detektion möglicher Wassereinträge im Basismodul	Erhöhung der Sicherheit
5	Fest	Infolge der gestelltesten Lagerung der Experimentalplattform Zufuhr der benötigten Energie/Information für den Aktuator von außen	Wasserdichten Kabeldurchlass für mind. 5 Kabel vorsehen

### Steuerung und Software

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Vorwiegend Open Source Software verwenden	
2	Fest	Vergleichbarkeit der Ansteuerfunktion innerhalb der Simulation und während der Experimente gewährleisten	Hier: Sinus mit veränderbarer Frequenz und Amplitude

### Biokompatibilität

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Ausschluss der Verwendung von für (Wasser-) Lebewesen toxischer Materialien	z.B. Öle für Dichtungen oder das sog. Stevenrohr
2	Fest	Verwendung von nicht rostenden Materialien für alle mit Wasser in Kontakt stehenden Metalle	z.B. Kunststoffe, AL 1060

### Material und Fertigung

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Bevorzugte Verwendung von spanend hergestellten Teilen	Dreh- oder Frästeile
2	Fest	Wiederverwendbarkeit von Teilen	Mind. 3 Effektivmodule benötigt
3	Fest	Bevorzugte Verwendung von POM und PMMA	Gute Verfügbarkeit
4	Fest	Dichtungen aus 2-Komponentensilikon PDMS	Auf Basis bisheriger Erfahrung

### Kommunikation und Analyse des Bedarfs an elektrischer Energie/Erfassung des Bewegungsverhaltens

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Übertragung von Steuerbefehlen vom PC auf den Roboter	Mittels Kabel infolge der gestelltesten Verbindung
2	Fest	Darstellung des erfassten zeitabhängigen Winkels $\varphi(t)$ des Aktuators am PC	LABVIEW® steht zur Verfügung
3	Fest	Erfassung und Auswerten des Strombedarfs der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1,0	
4	Fest	Erfassen und Auswerten des Bewegungsverhaltens der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0	Vergleichbarkeit zur Simulation gewährleisten

### Montage und Ergonomie

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Alle Schraubverbindungen gut zugänglich halten	
2	Fest	Schraubenverbindung und Muttern müssen ca. 2000 Befestigungs- und Lösezyklen überdauern	Infolge des Zusammenbaus der Experimentalplattform vor jeder Messung



Die Anforderungsliste unterstreicht, dass die Besonderheiten während der Konstruktion bei der Auslegung und Gestaltung des biologisch inspirierten Antriebssystems liegen. Unter Berücksichtigung der aus der Simulation gewonnenen Erkenntnis ist hierfür ein Aktuator mit einem Drehmoment größer 310 Nmm erforderlich. Zudem ist für die geplanten Experimente mit der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 zur Auslenkung des ersten Effektormoduls eine Amplitude  $A$  von  $\pm 20^\circ$  sowie eine Frequenz  $f$  bis ca. 0,8 Hz zu realisieren. Dabei wird der Aktuator nebst der erforderlichen Steuerungs- und Kommunikationsperipherie vom Basismodul aufgenommen. Die erzeugte wechselsinnige Oszillation wird an die federnd verkoppelten Starrkörperelemente, sprich  $n_E$  Effektormodule und eine Flosse, übertragen. Abbildung 62 zeigt die Funktionsstruktur für zwei Effektormodule:

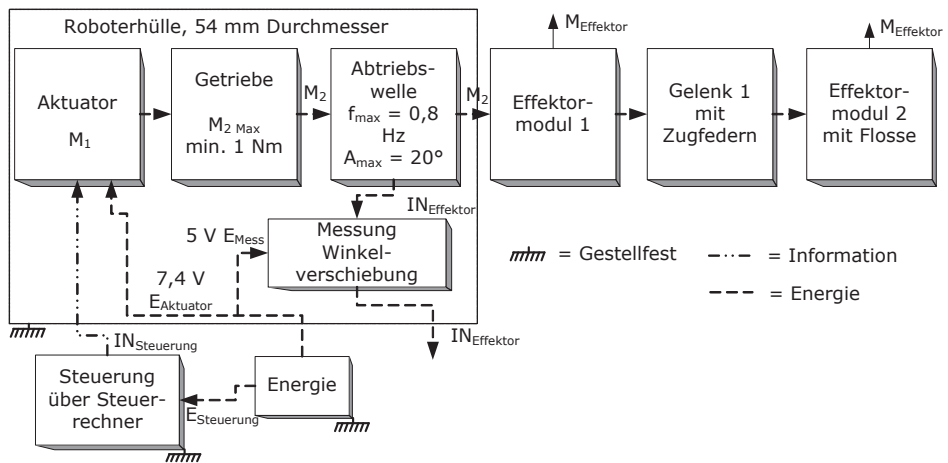


Abbildung 62: Erweiterte Funktionsstruktur der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 mit zwei Effektormodulen

Innerhalb des Basismoduls ist der singuläre Aktuator derart zu platzieren, dass der Anforderung der Verwendung eines im Innendurchmesser 54 mm betragenden dünnwandigen Zylinders genügt wird. Zur Auswertung der in Kapitel 8 dokumentierten Messungen ist zudem ein Sensor zum Auslesen des durch den Aktuator erzeugten zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  am Übergang zwischen Basismodul und Effektormodul 1 vorzusehen. Die Erfassung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  erfolgt daher an der Abtriebswelle des Basismoduls. Als Materialien werden infolge der guten Verfüg- und Verarbeitbarkeit bevorzugt POM und PMMA verwendet.

Während der Experimente ist die Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_n$  der Zugfedern zwischen den einzelnen Effektormodulen händisch zu variieren; die Startwerte innerhalb der ersten

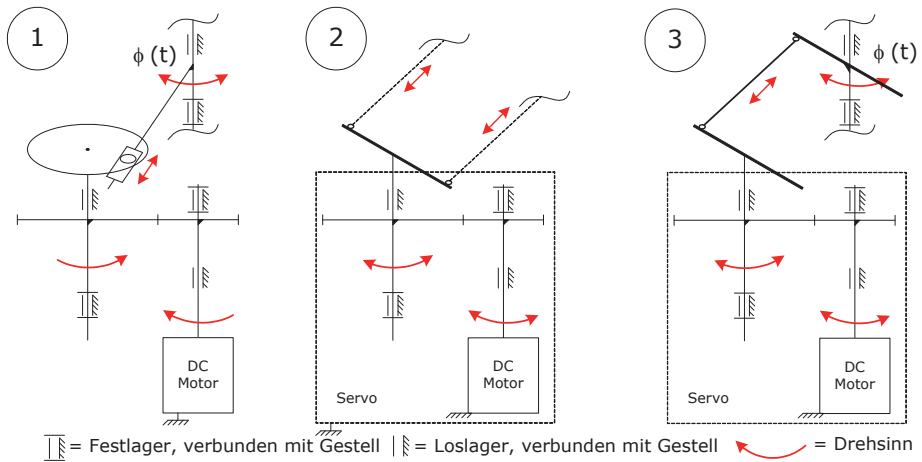
Experimente werden der Simulation (vgl. Abschnitt 5.6) entnommen. Nachfolgend erfolgt die Beschreibung der Konstruktion der einzelnen Komponenten der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0: Das Basismodul, die Effektormodule sowie die Flosse.

## **6.1 Konstruktion des Basismoduls**

Die Konstruktion des Basismoduls umfasst zum einen die Konstruktion der Außenhülle nebst erforderlicher Durchlässe sowie der gestellfesten Lagerung zur Spiegelung der Verhältnisse während der Simulation. Zum anderen erfolgt die Gestaltung der erforderlichen Energie- und Kommunikationsperipherie. Von unmittelbarer Bedeutung ist jedoch die Auslegung und Umsetzung der innerhalb des Basismoduls angeordneten Komponenten des Antriebssystems, welche für eine wechselsinnige Bewegung des ersten Effektormoduls erforderlich sind. Diese sind zum einen der Aktuator selbst, ein Getriebe zur Transmission und Wandlung des erzeugten Drehmomentes und ein Effektor (hier die Abtriebswelle) zum Übertragen des Momentes vom Basismodul an das erste Effektormodul. Dieses innerhalb des Basismoduls platzierte Unterantriebssystem wird zur Vermeidung von begrifflichen Überschneidungen mit dem biologisch inspirierten Antriebssystem, welches neben den Komponenten des singulären Aktuators noch die federnd verkoppelten Starrkörperelemente umfasst, nachfolgend Antriebsstrang bzw. Baugruppe Antriebsstrang genannt.

### **6.1.1 Entwurf des Antriebsstrangs des Basismoduls**

Zur Findung eines hinsichtlich der bestehenden Anforderungen bestmöglich geeigneten Prinzips erfolgt eine Variantendiskussion potenzieller Wirkprinzipien. Abbildung 63 untersetzt drei mögliche Varianten:



**Abbildung 63:** Drei Varianten der Umsetzung des Antriebsstrangs der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Das erste Prinzip zeigt einen Aktuator (hier z.B. einen DC-Motor) mit untersetzendem Stirnrad-Getriebe und einer Kurbelschleife, welche die gleichförmige Umdrehung des Aktuators in eine oszillierende Bewegung an der Abtriebswelle übersetzt. Je nach Radius der Kurbel ist die Realisierung verschieden großer Winkel  $\phi(t)$  an der Abtriebswelle möglich. Die Frequenz des Aktuators lässt sich durch Erhöhung der Anzahl Umdrehungen pro Minute variieren. Der Vorteil dieser Konstruktion ist die mechanische Wandlung der kontinuierlichen Rotation in eine wechselsinnige Oszillation. Dadurch unterliegt der Aktuator in den Wendepunkten keiner Drehrichtungsänderung, welches ein Abbremsen bzw. Beschleunigen der Abtriebswelle bedeutet. Hierdurch sind Vorteile hinsichtlich des Leistungsbedarfs zu erwarten. Nachteilig an dieser Konstruktion ist allerdings die Änderung der Amplitude während des Betriebes der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0. Hierzu ist entweder ein manueller Umbau der Kurbelschleife erforderlich (zur Variation des Radius der Kurbel) oder aber die Implementierung eines weiteren Aktuators. Dieser passt in Abhängigkeit der jeweiligen Anforderung durch die Steuerung die Amplitude an.

Das zweite Prinzip zeigt einen antagonistisch arbeitenden Aufbau bestehend aus einem Aktuator und zwei als Effektoren wirkenden Bowdenzügen. Infolge der erforderlichen wechselsinnigen Bewegung des Aktuators kann z.B. ein RC-Modellbauservo verwendet werden, sprich ein positionsregelbarer DC-Motor mit Stirnradgetriebe und Sensorik (hier einem Potentiometer). Eine zentrale Elektronik wertet die Positionssignale des Sensors aus und steuert in Abhängigkeit dieser den Aktuator. Die somit erzeugte oszillierende Bewegung wird mittels der Bowdenzüge an die nachfolgenden Effektormodule übertra-

gen. Die Frequenz lässt sich softwareseitig über Parameteränderung der Ansteuerfunktion des Aktuators variieren, ebenso wie die Amplitude und der Offset. Nachteilig an Prinzip 2 ist jedoch die Transmission. Denn die durch die Bowdenzüge aufgebrachte lineare Kraftauskopplung ins Fluid ist den Erfordernissen nicht angemessen. Experimente des Autors zeigen, dass mit der Zeit an der Durchführung der Bowdenzüge nach außen Wasser ins Innere des Basismoduls eindringt. Dieses wird hervorgerufen durch die Vor- und Rückwärtsbewegung der Bowdenzüge (Abstraktion: Pumpe mit geringem Wirkungsgrad).

Das dritte Prinzip verwendet als Basiselement ebenfalls einen wechselsinnig bewegten Aktuator wie z.B. einen RC-Modellbauservo. Analog zu Prinzip 2 sind Frequenz, Amplitude und Offset stufenlos über Parametervariation innerhalb der Ansteuerfunktion einstellbar. Über ein 1:1 übersetzendes Getriebe wird die Abtriebswelle um einen Winkel  $\varphi(t)$  wechselsinnig ausgelenkt und das Moment an die Effektormodule übertragen. Der Vorteil von Prinzip 3 ist die einfache Abdichtung einer rotatorisch ausgelenkten Welle gegen umgebendes Fluid sowie die bereits innerhalb von Prinzip 2 dargestellten Vorteile der einfachen Variation der Steuerparameter des Aktuators. Zur Bewertung der drei Prinzipien werden die in Tabelle 35 dargelegten Bewertungskriterien herangezogen.

**Tabelle 35:** Bewertungskriterien der Varianten der Umsetzung des Antriebsstrangs der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

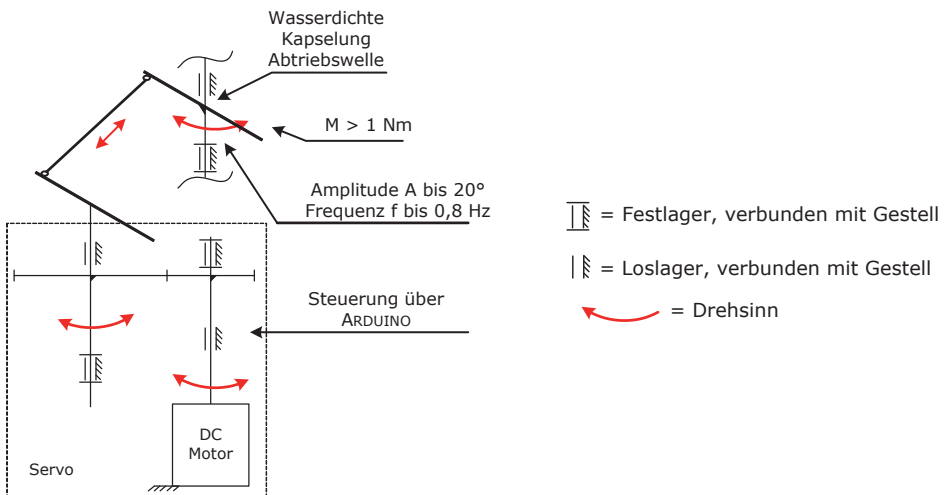
<b>Kriterium</b>	<b>Gewichtung</b>
Einfache Variation der Amplitude und Frequenz	50 %
Geringe Anzahl zu fertigender Teile	10 %
Geringe Anzahl bewegter Teile	10 %
Wasserdichtigkeit	30 %

Besonders bedeutsam ist das Kriterium „Einfache Variation von Amplitude und Frequenz“, da diese in den geplanten Experimenten häufig verändert werden. Fast ebenso wichtig ist das Kriterium der Wasserdichtigkeit zum Schutze von Aktorik und Elektronik. Dieses Kriterium wurde in die Auswahl mit einbezogen, da es sich bei der zu entwerfenden Plattform noch um keinen finalen Roboter handelt. Somit ist ein gewisser Anteil eindringenden Wassers akzeptabel. Weitere Kriterien sind eine geringe Anzahl an zu fertigenden bzw. an bewegten Teilen zur Reduktion der Kosten und der Störanfälligkeit. Tabelle 36 zeigt die anhand der Bewertungskriterien mittels Bewertungstabelle gewichteten Varianten:

**Tabelle 36:** Bewertungstabelle zur Umsetzung des Antriebsstrangs der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Kriterium	Gewichtung	Variante 1		Variante 2		Variante 3	
		Pkt.	Gew. Punkte	Pkt.	Gew. Punkte	Pkt.	Gew. Punkte
Einfache Variation von A und f	0,5	2	1,0	5	2,5	5	2,5
Geringe Anzahl zu fertigender Teile	0,1	2	0,2	4	0,4	4	0,4
Geringe Anzahl bewegter Teile	0,1	2	0,2	5	0,5	3	0,3
Wasserdichtheit	0,3	4	1,2	2	0,6	4	1,2
<b>Summe</b>	<b>1</b>	<b>10</b>	<b>2,6</b>	<b>16</b>	<b>4,0</b>	<b>16</b>	<b>4,4</b>
In Prozent			52 %		80 %		88 %

Demnach ist unter Berücksichtigung der gestellten Anforderungen Prinzip 3 am besten geeignet. In Abbildung 64 ist das auf Variante 3 basierende, erweiterte, technische Prinzip des Antriebsstrangs des Basismoduls der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 dargestellt.



**Abbildung 64:** Erweitertes technisches Prinzip des Antriebsstrangs des Basismoduls der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

### 6.1.2 Simulation und konstruktive Umsetzung des Antriebsstrangs des Basismoduls

Unter Nutzung der CAD-Software SOLIDWORKS® erfolgt der konstruktive Entwurf. Abbildung 65 zeigt das Basismodul mit Antriebsstrang. Der Aktuator ist ein Servo HSR-5980SG der Firma HITEC, dessen maximales Drehmoment mit ca. 1,5 Nm den

Anforderungen deutlich genügt. Über eine 1:1 übersetzende Parallelkurbel wird das Drehmoment auf den Effektor, hier die Abtriebswelle übertragen. Die Wahl für ein zwischengeschaltetes Getriebes ist einerseits der begrenzt zur Verfügung stehende Bauraum: Mit der Forderung eines Durchmessers der Innenhülle der EXPERIMENTAL-PLATTFORM URMELE 1.0 von 54 mm und der Nutzung des Servos HSR-5980SG (Höhe über alles: 46 mm) ist ein Getriebe zur Verbindung von Aktuator und Abtriebswelle des Basismoduls zwingend erforderlich. Verwendet wird hier eine Parallelkurbel, welche den zeitabhängigen Winkel  $\varphi_{SM}(t)$  des Servomotors an den zeitabhängigen Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle 1:1 übersetzt. Gleichzeitig ermöglicht die Parallelkurbel die Anordnung des Aktuators an einer beliebigen Stelle innerhalb des Basismoduls, wodurch ein Ein- und Ausschub des gesamten Innenlebens des Basismoduls zu Wartungszwecken ermöglicht wird. Andererseits erfüllt das Getriebe eine Motorschutzfunktion: Im Falle eines langsamen Wassereinsickern über die Abtriebswelle ist die innerhalb des Basismoduls angeordnete Mechatronik temporär vor Wasserschäden geschützt, da sich das Wasser unten in der Hülle als Bilgewasser sammelt und nicht sofort in die Elektronik eindringt. Abbildung 65 stellt die Baugruppe Antriebsstrang (links) sowie eine Detailansicht der Erfassung des Winkels  $\varphi(t)$  dar (rechts). Die Kopplung der Abtriebswelle mit dem ersten Effektormodul erfolgt verdreh- und relativbewegungssicher, somit wird das erste Effektormodul mit  $\varphi(t)$  ausgelenkt.

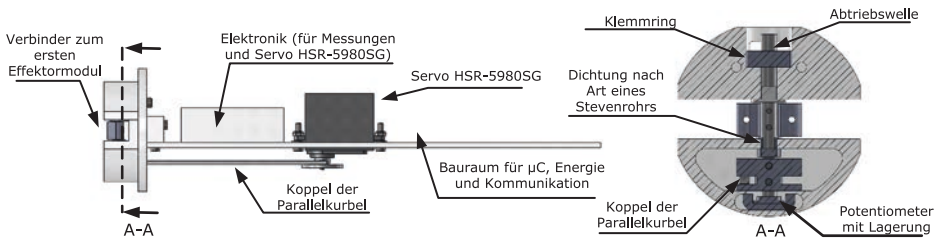


Abbildung 65: Baugruppe Antriebsstrang der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Aufgrund der Implementierung eines Getriebes nach Art einer Parallelkurbel ist nachfolgend eine erste Eigenschaftvalidierung notwendig. Die Validierung stellt sicher, dass der sich am Aktuator (konkret: an der Abtriebswelle des Aktuators) einstellende Winkel  $\varphi_{SM}(t)$  dem Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle entspricht. Die Absicherung dieser Eigenschaft erfolgt mittels einer Bewegungsanalyse innerhalb der Mehrkörpersimulationssoftware SOLIDWORKS® MOTION. Gleichzeitig erfolgt eine Überprüfung, ob der gewünschte zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle von  $\pm 20^\circ$  ohne Kollision der bewegten Elemente untereinander erfolgt. Abbildung 66 zeigt das für die Analyse verwendete Modell, die modellseitig aufgeprägte Größe ist der durch den Servo vorgegebene Winkel

$\varphi_{SM}(t)$ . Zur Aufprägung der Bewegung wird analog Kapitel 5 eine Sinusfunktion gemäß (3) verwendet.

Die auszuwertende Größe innerhalb von SOLIDWORKS® MOTION ist der zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle.

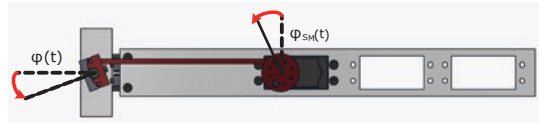


Abbildung 66: Modell der Transmission mit eingangs- und ausgangsseitigem zeitabhängigen Winkel

Die Frequenz  $f$  wird im Bereich von 0,16 Hz bis 1,11 Hz variiert. Tabelle 37 zeigt den variierten zeitabhängigen Winkel  $\varphi_{SM}(t)$  sowie die sich einstellenden Ergebnisse für  $\varphi(t)$ .

Tabelle 37: Darstellung der Ergebnisse der Bewegungsanalyse des Antriebsstrangs der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Winkel $\varphi_{SM}(t)$ in °	Frequenz $f$ in Hz	Winkel $\varphi(t)$ in °	Kollisionsfreiheit
20	0,16	20	Ja
20	0,32	20	Ja
20	0,48	20	Ja
20	0,64	20	Ja
20	0,80	20	Ja
20	0,95	20	Ja
20	1,11	20	Ja

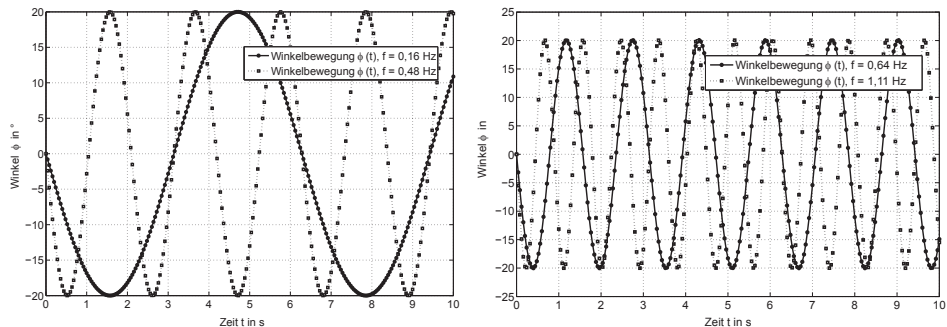


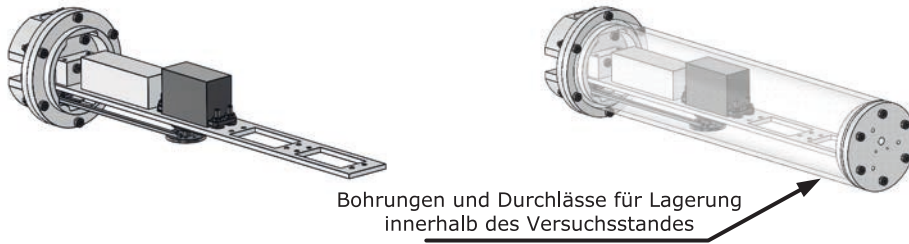
Abbildung 67: Simulierter zeitabhängiger Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle des Antriebsstrangs der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 bei aktuatorseitiger Aufprägung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi_{SM}(t)$

Tabelle 37 und Abbildung 67 zeigen, dass der zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle reproduzierbar  $\pm 20^\circ$  beträgt und somit mit dem Winkel  $\varphi_{SM}(t)$  übereinstimmt.

Zusätzlich konnte in keiner simulierten Konfiguration eine Kollision der beweglichen Elemente untereinander festgestellt werden.

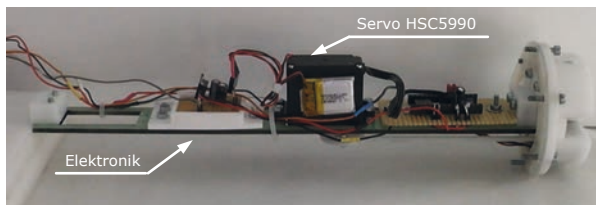
### 6.1.3 Materialien und Fertigung

Nachfolgend erfolgt die Konstruktion der Außenhülle sowie der für die Aufnahme und den Betrieb des Antriebsstrangs erforderlichen Komponenten.



**Abbildung 68:** Darstellung der Experimentalplattform ohne (links) und mit Außenhülle (rechts), CAD-Entwurf

Die Fertigung fast aller Komponenten erfolgt mittels CNC-gestützter Fertigungsverfahren. Die fertigungsgerechte Aufbereitung der Teile erfolgte unter Nutzung des CAM-Programms NCCAD von PROXXON®.



**Abbildung 69:** Darstellung der gefertigten Version der Baugruppe Antriebsstrang des Basismoduls ohne Hülle

Zur Reduktion der Durchlässe werden die aus PMMA gefertigte, zylindrische Hülle und die Einsätze aus POM, welche die einschiebbare Baugruppe Antriebsstrang sowie die Abtriebswelle aufnehmen, mittels 2-Komponentenkleber verklebt. Die zum Kleben erforderliche Vorbehandlung der POM-Elemente ist im Anhang dargestellt (Anhang A - IV).

Der Durchlass für die Abtriebswelle ist, basierend auf den Erfahrungen mit dem Schwimmroboter URMELE LIGHT, als eng tolerierte Spielpassung zwischen Gleitlager



und Abtriebswelle ausgelegt (H7, g6). Zur Gewährleistung der Dichtheit gegen das den oberen Bereich der Abtriebswelle umgebende Fluid wird der sich im Kontakt mit dem Fluid befindliche Teil der Abtriebswelle nebst Gleitlager mit einem 2-Komponenten-Silikon geringer Shore-Härte vergossen. Somit ist trotz Dichtheit gegen das umgebende Fluid ein zeitabhängiger Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle im Bereich  $\pm 20^\circ$  ohne merkliche Zunahme der Reibung möglich. Zudem gewährleistet das Silikon die geforderte Biokompatibilität der Gesamtkonstruktion, da Fette und Öle zum Abdichten überflüssig werden.

Die Nachrechnung ausgewählter kritischer Stellen hinsichtlich Festigkeit zeigt, dass die Elemente der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 ausreichend dimensioniert sind. Die Rechnungen befinden sich im Anhang (Anhang A - IV). Überprüft wurde die Festigkeit des Transmissionsgliedes auf wechselnde Zug/Druck Belastung, die zulässige Scherung der Klebeverbindung zwischen Hülle/POM-Einsatz sowie die Torsion der Abtriebswelle bei maximal wirkendem Drehmoment.

#### 6.1.4 Elektronik und Steuerung

Die Elektronik der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 besteht aus einem innerhalb des HITEC Servos HSR-5980SG integrierten Motortreibers nach Art einer H-Brücke. Dieser stellt anhand der durch die Steuerung generierten PWM-Impulse die gewünschte Drehzahl- und Drehrichtung des Aktuators. Die Messung des zeitabhängigen Winkels am Servohorn des Servomotors erfolgt über ein servointernes Potentiometer (vgl. Abbildung 70). Ein weiteres Potentiometer erfasst den zeitabhängigen Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle des Basismoduls; dieser Wert wird für die in Kapitel 8 durchgeführten Experimente hinsichtlich des Bedarfs an elektrischer Energie  $E_{\text{exp}}$  sowie des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  benötigt.

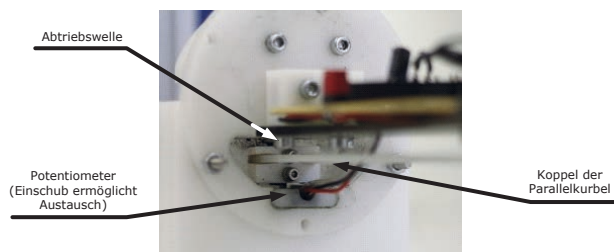


Abbildung 70: Ansicht der Abtriebswelle mit implementiertem Potentiometer

Zur Steuerung des Aktuators der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 während der Experimentalphase wird ein externes Mikrocontroller-Board, hier ein ARDUINO UNO verwendet. Unter Verwendung eines von MATHWORKS<sup>®</sup> zur Verfügung gestellten

Plug-Ins (ARDUINO-MATLAB® Plug-in [112]) wird dabei der ARDUINO UNO derart in MATLAB® (MATHWORKS®) eingebunden, dass mittels MATLAB® SIMULINK (MATHWORKS®) erstellte Programme auf den ARDUINO UNO hochgeladen werden können. Somit lassen sich auch komplexe Regelstrukturen und Ansteuerfunktionen zunächst theoretisch mittels SIMULINK simulieren; anschließend werden die jeweiligen Strukturen direkt auf das reale System übertragen und untersucht. Abbildung 71 zeigt das Prinzip der Steuerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0:

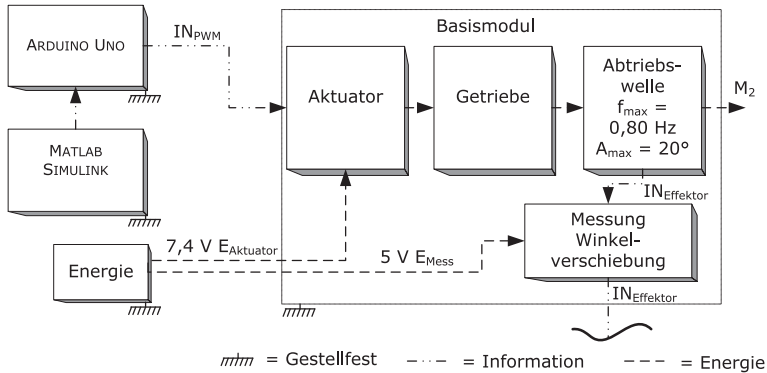


Abbildung 71: Prinzipielle Darstellung der Steuerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Die Ansteuerfunktion des singulären Aktuators der Experimentalplattform verwendet (3). Abbildung 72 stellt das erforderliche Blockschaltbild innerhalb von MATLAB® SIMULINK dar.

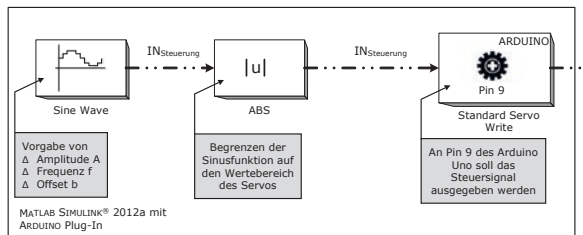
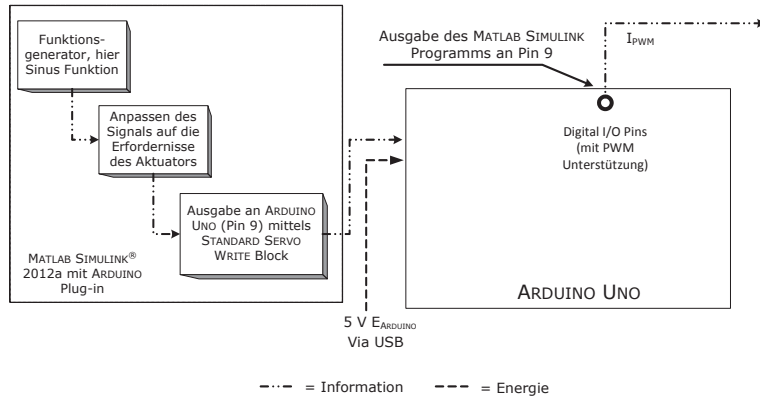


Abbildung 72: Blockschaltbild zur Steuerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 innerhalb von MATLAB®

Umgesetzt wird (3) mittels des in MATLAB® SIMULINK vorhandenen Sinus-Blocks. Innerhalb dessen werden Amplitude A, Frequenz f und Offset b (in MATLAB® Bias genannt) einer Sinusfunktion variiert. Die sich ergebenden Werte werden anschließend auf die Anforderungen des STANDARD SERVO WRITE Blocks konvertiert, dieser Block ist ein Element des ARDUINO Plug-ins für MATLAB® [112], vgl. auch MATLAB®

Hilfe [127]. Das Programm wird nachfolgend „Steuerung EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0“ genannt, die Anbindung dieses Programms an den ARDUINO zeigt Abbildung 73.

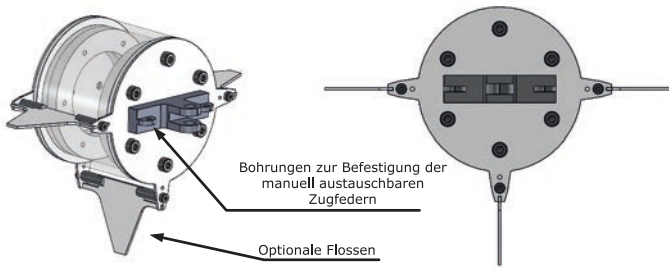


**Abbildung 73:** Anbindung des MATLAB® Programms der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 an den ARDUINO

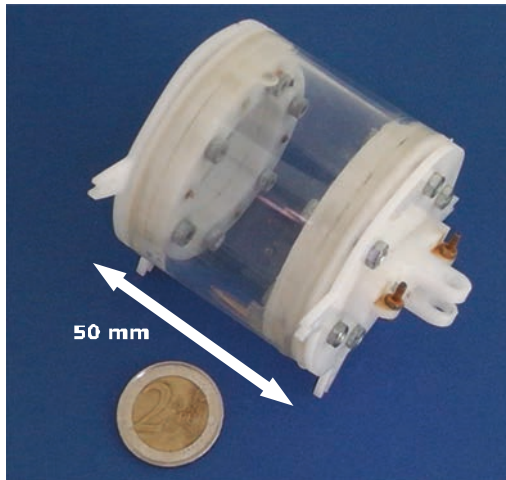
In dieser Arbeit stellt nachfolgend das MATLAB® Programm die Mensch-Maschine-Schnittstelle dar.

## 6.2 Konstruktion der Effektormodule, der Flosse und Montage

Die Konstruktion der Effektormodule zeigt Abbildung 74 und Abbildung 75. Sie bestehen aus einem jeweils 50 mm langen zylindrischen Rohr mit Außendurchmesser 60 mm und Innendurchmesser 54 mm. An den Stirnseiten befinden im Abstand von 15 mm zur Modulmittellinie die Befestigungen zur Aufnahme der Zugfedern.



**Abbildung 74:** links: Effektormodul der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, rechts: Detailansicht Stirnseite, CAD-Entwurf



**Abbildung 75:** Effektormodul der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, gefertigte Version

Ebenso wie beim Basismodul erfolgt beim Effektormodul die Nachrechnung der Klebeflächen zwischen Hülle und POM-Einsatz auf Torsion (vgl. Anhang A - IV).

Die Umsetzung der Flosse basiert auf den Annahmen der Simulation (vgl. Kapitel 5). Als Material wird infolge der hohen Festigkeit bei gleichzeitig geringem Gewicht ein glasfaserverstärkter Kunststoff (Material Epoxyd), nachfolgend GfK genannt, verwendet. Mittels Schraubverbindung erfolgt die Befestigung am jeweils letzten Effektormodul.

Eine beispielhaft zusammengebaute Variante der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 zeigt Abbildung 76. Dargestellt ist die nachfolgend als Variante EXP-3 bezeichnete Version. Sie besteht aus einem Basismodul, zwei Effektormodulen und einer Flosse. Zusätzlich ist ein Gestänge am Basismodul befestigt, welche die Verbindung der Experimentalplattform mit dem in Kapitel 7 dokumentierten Versuchsstand ermöglicht.

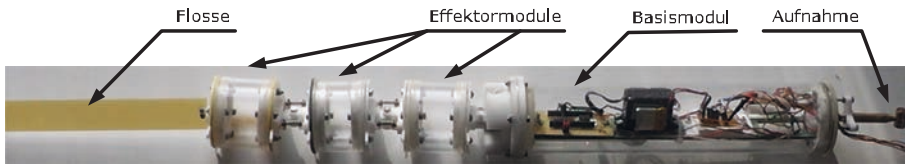


Abbildung 76: EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, Variante EXP-3

## 6.3 Eigenschaftsabsicherung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Aufgrund der Bedeutung für die Funktion der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 wird die Eigenschaftsabsicherung hauptsächlich an der Baugruppe Antriebsstrang durchgeführt. Neben der Erfassung des aus Fertigung und Montage resultierenden Spiels der Baugruppe Antriebsstrang der Experimentalplattform erfolgt eine Überprüfung, ob die gefertigte Mechanik, im vorliegenden Fall die 1:1 übersetzende Transmission, den Anforderungen an einen auf  $\approx 1^\circ$  reproduzierbar genau einstellbaren zeitabhängigen Winkel  $\varphi(t)$  an der Abtriebswelle genügt. Die Untersuchung hierzu befindet sich im Anhang A - V; die Ergebnisse bestätigen die anforderungsgerechte Funktion der Mechanik der Transmission.

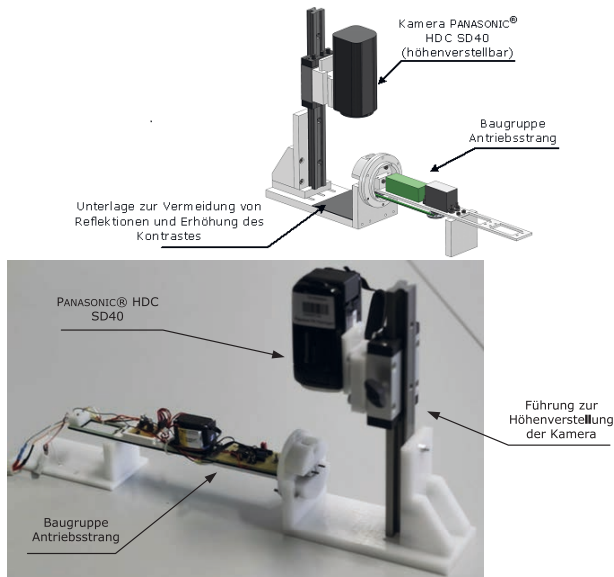
### 6.3.1 Untersuchung der Baugruppe Antriebsstrang

Für die Eigenschaftsabsicherung der Baugruppe Antriebsstrang wird ein nach VDI 2206 [69] konstruierter Versuchsstand verwendet. Innerhalb dieses Versuchsstandes wird die Baugruppe gestellfest eingespannt. Ziel ist die Ermittlung der Systemantworten der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, hier des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  und Frequenz  $f$  der Abtriebswelle, welche bei Eingabe einer (virtuellen) Amplitude  $A$  sowie einer Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  innerhalb des Sinus-Blocks der Steuerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 und der Beaufschlagung des Servos mit diesen Werten hervorgerufen werden. Anschließend erfolgt ein Vergleich dieser Daten mit den aus der Simulationen bekannten Werten für den zeitabhängigen Winkel und die Frequenz.

Mit Fokussierung auf die Überprüfung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  sowie die Frequenz  $f$  der Abtriebswelle wird der Offset  $b$  vernachlässigt, da er, wie schon in Kapitel 4 dargelegt, die Funktion der Richtungsänderung übernimmt.

Der während der Messung auftretende zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle wird mit einer PANASONIC® HD Kamera (Modell HDC SD40) aufgenommen und mittels der

Open Source Bewegungsanalyse-Software KINOVA [111] ausgewertet. Der Versuchsstand garantiert hierbei, dass die Kameraachse senkrecht zur beobachteten Ebene der Baugruppe Antriebsstrang ist. Die detaillierte Konstruktion des Versuchsstandes nach VDI 2206 [69] befindet sich im Anhang A - V. Abbildung 77 zeigt die Konstruktion des Versuchsstandes in SOLIDWORKS®, die eingespannte Baugruppe Antriebsstrang sowie den gefertigten Aufbau.



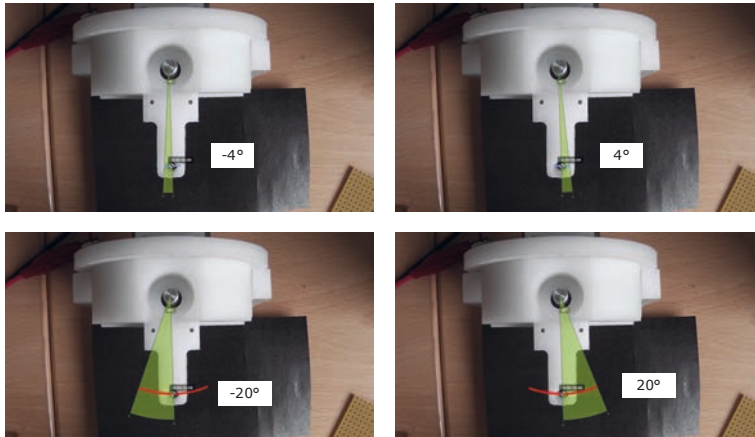
**Abbildung 77** oben: CAD-Entwurf  
unten: montierter Versuchsstand (unten) zur Durchführung der Eigenschaftsanalyse

### 6.3.2 Ermittlung des an der Abtriebswelle auftretenden zeitabhängigen Winkels

Unter Verwendung des Programms „Steuerung EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0“ (Umsetzung von (3)) werden die Werte der Amplitude  $A$  im Bereich von  $0^\circ$  bis  $20^\circ$  in Schritten von  $5^\circ$  variiert. Die Frequenz  $f$  bleibt konstant. Der reale zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  am Abtrieb wird mittels der PANASONIC® HDC SD40 Kamera erfasst und unter Verwendung der Open Source Software KINOVA ausgewertet, für Details zum Einsatz der Software sei auf Anhang A - VI verwiesen. Die Ergebnisse der Ermittlung des an der Abtriebswelle der Baugruppe Antriebsstrang auftretenden zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  zeigen Tabelle 38. Ausgewählte zeitabhängige Winkel stellt Abbildung 78 dar.

**Tabelle 38:** Experimente zur Bestimmung des real an der Abtriebswelle auftretenden zeitabhängigen Winkel  $\varphi(t)$  in Abhängigkeit der steuerungsseitig eingestellten Werte

Mittels MATLAB® vorgegebene Amplitude A	$\varphi(t)$ in °, Messung 1	$\varphi(t)$ in °, Messung 2
5	$\pm 4 \pm 1$	$\pm 4 \pm 1$
10	$-10/+9 \pm 1$	$-10/+9 \pm 1$
15	$\pm 15 \pm 1$	$\pm 15 \pm 1$
20	$\pm 20 \pm 1$	$\pm 20 \pm 1$



**Abbildung 78:** Resultierender zeitabhängiger Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle bei Einstellen einer Amplitude A von  $\pm 5^\circ$  (oben) und  $\pm 20^\circ$  (unten) innerhalb des MATLAB® Steuerprogramms

Die Darstellung in Tabelle 38 belegt, dass der real auftretende zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$ , welche am Ende der gesamten Übertragungstrecke der Baugruppe Antriebsstrang (Steuerrechner → Mikrocontroller → Servo → Transmission → Abtriebswelle) auftritt, reproduzierbar dem Wert der Amplitude in MATLAB entspricht – unter Berücksichtigung des ermittelten Spiels.

### 6.3.3 Ermittlung der an der Abtriebswelle auftretenden Frequenz

Die Ermittlung der an der Abtriebswelle des Basismoduls auftretenden Frequenz  $f_{ab}$  erfolgt ebenfalls unter Nutzung des MATLAB® Programms, des Versuchsstandes für die Eigenschaftsabsicherung, der Baugruppe Antriebsstrang sowie der Open Source Bewegungsanalysesoftware KINOVA.

Innerhalb der Steuerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 wird zur Veränderung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  die Frequenz  $f$  im Bereich von 0,16 Hz bis 0,80

Hz variiert. Durch Filmen des sich in Abhängigkeit der Zeit einstellenden Winkels  $\varphi(t)$  (Kamera PANASONIC® HDC SD40) und anschließendes Analysieren der Filmaufnahmen mittels der Open Source Software KINOVEA wird aus den Videorohdaten die Schwingungsdauer T der Abtriebswelle bestimmt und die jeweilige Frequenz  $f_{ab}$  ermittelt. Die Amplitude A wird bei den Experimenten zu  $10^\circ$  und  $20^\circ$  festgelegt. Tabelle 39 zeigt die Ergebnisse der Experimente; zum Vergleich sind zusätzlich die simulativ ermittelten Werte der Schwingungsdauer T bei verschiedenen Frequenzen f des Antriebsstrangs dargestellt (vgl. Kapitel 5).

**Tabelle 39:** Resultierende Schwingungsdauer T und Frequenz  $f_{ab}$  der Abtriebswelle der EXPERIMENTAL-PLATTFORM URMELE 1.0 sowie des Simulationsmodells der Baugruppe Antriebsstrang bei Verwendung einer Amplitude A von  $20^\circ$  bzw.  $10^\circ$  und Variation der Frequenz f

**Amplitude A:  $20^\circ$**

f in Hz	Schwingungsdauer T einer Periode								$f_{ab}$ in Hz
	Nulldurchgang 1 in s		Wendepunkt 1 in s		Wendepunkt 2 in s		Nulldurchgang 2 in s		
	Messung	Simulation	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	
0,16	0	<b>0</b>	1,44	<b>1,48 - 1,56</b>	4,5	<b>4,64 - 4,72</b>	6,24	<b>6,28</b>	0,16
0,32	0	<b>0</b>	0,6	<b>0,72 - 0,80</b>	2,3	<b>2,32 - 2,36</b>	3,12	<b>3,16</b>	0,32
0,48	0	<b>0</b>	0,44	<b>0,48 - 0,52</b>	1,5	<b>1,52 - 1,56</b>	2,08	<b>2,08</b>	0,48
0,64	0	<b>0</b>	0,4	<b>0,36 - 0,40</b>	1,1	<b>1,16 - 1,20</b>	1,6	<b>1,56</b>	0,64
0,8	0	<b>0</b>	0,28	<b>0,28 - 0,32</b>	0,9	<b>0,92 - 0,96</b>	1,24	<b>1,24</b>	0,8

**Amplitude A:  $10^\circ$**

f in Hz	Schwingungsdauer T einer Periode								$f_{ab}$ in Hz
	Nulldurchgang 1 in s		Wendepunkt 1 in s		Wendepunkt 2 in s		Nulldurchgang 2 in s		
	Messung	Simulation	Simulation	Messung	Simulation	Messung	Simulation	Messung	
0,16	0	<b>0</b>	1,36	<b>1,44 - 1,56</b>	4,5	<b>4,56 - 4,72</b>	6,28	<b>6,28</b>	0,16
0,32	0	<b>0</b>	0,6	<b>0,76 - 0,80</b>	2,2	<b>2,32 - 2,36</b>	3,16	<b>3,12</b>	0,32
0,48	0	<b>0</b>	0,4	<b>0,48 - 0,52</b>	1,4	<b>1,52 - 1,56</b>	2,12	<b>2,08</b>	0,48
0,64	0	<b>0</b>	0,32	<b>0,36 - 0,40</b>	1,2	<b>1,16 - 1,20</b>	1,56	<b>1,56</b>	0,64
0,8	0	<b>0</b>	0,28	<b>0,28 - 0,32</b>	0,9	<b>0,92 - 0,96</b>	1,24	<b>1,24</b>	0,8

Tabelle 39 zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment sowohl beim Vergleich des Durchlaufens der Nulllage als auch der Wendepunkte. Die geringen Unterschiede sind auf Ableseungenauigkeiten zurückzuführen und werden somit vernachlässigt.



## 6.4 Fazit der Konstruktion

Die durchgeführten Experimente zeigen, dass die Baugruppe Antriebsstrang die dargestellten Anforderungen, welche im Rahmen des Konstruktionsprozesses an die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 gestellt wurden, erfüllt. Tabelle 40 zeigt die validierten Anforderungen.

**Tabelle 40:** Erfüllte Anforderungen nach Eigenschaftsabsicherung der Baugruppe Antriebsstrang

<b>Funktion</b>			
<b>Nr.</b>	<b>Forderung</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Bemerkung</b>
1	Fest	Umsetzung einer maximalen Amplitude von $\pm 20^\circ$	Mit $\pm 20^\circ$ erfüllt
2	Fest	Umsetzung einer maximalen Frequenz $f$ von 0,80 Hz	Mit $f = 0,80$ Hz erfüllt
<b>Struktur und Gestalt</b>			
<b>Nr.</b>	<b>Forderung</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Bemerkung</b>
1	Fest	Nutzung eines singulären Aktuators zur Vorgabe von $A$ und $f$	Erfüllt
<b>Kräfte und Momente</b>			
<b>Nr.</b>	<b>Forderung</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Bemerkung</b>
1	Fest	Drehmoment des Aktuators $> 1$ Nm	Drehmoment $> 1,5$ Nm, erfüllt
<b>Steuerung und Software</b>			
<b>Nr.</b>	<b>Forderung</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Bemerkung</b>
1	Fest	Vergleichbarkeit der Ansteuerfunktion innerhalb der Simulation und während der Experimente gewährleisten	Erfüllt

Gleichzeitig konnte gezeigt werden, dass unter Verwendung von (3) innerhalb von MATLAB® SIMULINK und die anschließende Übertragung dieser Funktion unter Nutzung der REAL-TIME TOOLBOX an die Baugruppe Antriebsstrang der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 eine vergleichbare Abtriebscharakteristik hinsichtlich des erreichbaren zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  und Frequenz  $f$  hervorruft wie innerhalb der Mehrkörpersimulationsumgebungen ADAMS® VIEW und SOLIDWORKS® MOTION. Damit kann die für die Simulation innerhalb dieser Arbeit gewählte Antriebsfunktion als vergleichbar mit derjenigen angesehen werden, welche real auf den Servomotor übertragen werden.

Die Validierung der übrigen Komponenten der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, ist im Anhang A - V zu finden. Somit steht für die nachfolgenden Experimente die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, auch Demonstrator genannt, zur Verfügung. Sie besteht aus einem Basismodul, bis zu drei Effektormodulen sowie einer Flosse.



# 7 Entwurf eines Versuchsstandes zur Eigenschaftsvalidierung

Zur Validierung der in Kapitel 5 mittels Simulation vorhergesagten Eigenschaften des neuartigen, biologisch inspirierten Antriebssystems der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 wird innerhalb von Kapitel 7 ein Versuchsstand nach VDI 2206 [69] konstruiert und gefertigt. Ziel des Versuchsstandes ist die experimentelle Untersuchung des erforderlichen Bedarfs an elektrischer Energie der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 in Abhängigkeit von Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  des singulären Aktuators sowie der Effektivmodulanzahl  $n_E$  und Federsteifigkeit  $c$  in fluidischer Umgebung. Gleichzeitig erfolgt zur Bewertung des Bewegungsverhaltens des Roboters die Aufnahme des sich bei diesen Parametern ergebenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$ .

Der Versuchsstand dient der experimentellen Untersuchung der gestellfest gelagerten EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0. Für die Aufnahme von Experimentaldaten und den Vergleich mit den durch die Simulation gewonnenen Erkenntnissen sind während der Konstruktion die während der Simulation getroffenen Annahmen umzusetzen. Die hieraus resultierende, wesentliche Anforderung ist die Gestaltung einer Lagerung, welche ein simulationsgetreues und reproduzierbares Einspannen der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 ermöglicht.

## 7.1 Mechanische Konstruktion

Daneben ist für den Versuchsstand eine Steuerung zu implementieren, mit welcher der zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 variiert werden kann.

Da bedingt durch Größe und zu erwartende Auslenkung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 eine voraussichtliche minimale Wassermenge von  $\approx 200$  l benötigt wird (für weitere Details siehe Anhang A - VII), ist der mechanische Aufbau des Versuchsstandes hinsichtlich Traglast und Dichtigkeit entsprechend zu gestalten. Zur Überprüfung der simulativ ermittelten Werte sind ferner Messaufbauten erforderlich, welche den für den Betrieb des Demonstrators erforderliche elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  bzw. den resultierenden Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  erfassen. Tabelle 41 stellt die wichtigsten Anforderungen an den Versuchsstand dar:

**Tabelle 41:** Anforderungsliste des Versuchsstandes

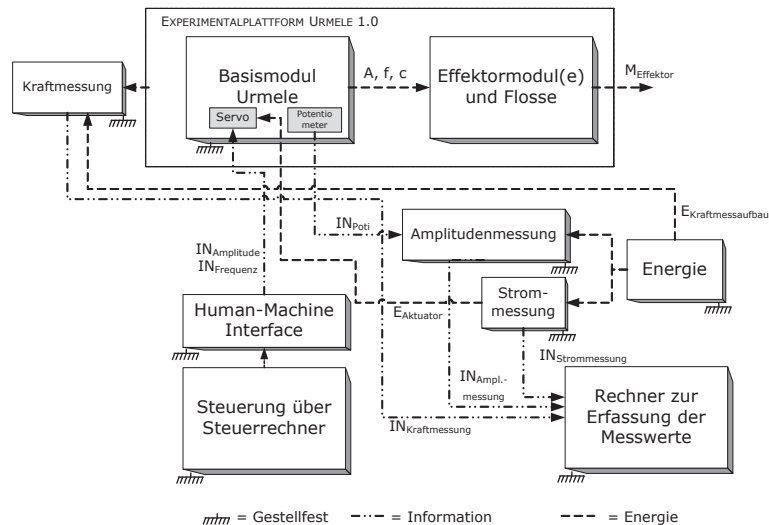
**Funktion und Gestalt**

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Simulationsgetreue Einspannung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1,0	Gestellfeste Lagerung des Basismoduls
2	Fest	Reproduzierbares Einspannen der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1,0	Bei Gestaltung der Lagerung berücksichtigen
3	Fest	Ermöglicht Untersuchung in fluidischer Umgebung	Abdichten relevanter Funktionselemente des Versuchsstandes beachten
4	Fest	Reproduzierbare Wasserhöhe	Für gleichbleibende Bedingungen während der Messungen
5	Fest	Ermittlung und Speicherung der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1,0	Zur rechnerischen Bestimmung des Kraftstoßes $I_{exp}$
6	Fest	Ermittlung und Speicherung der Zeit-Strom-Verläufe der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1,0	Zur rechnerischen Bestimmung der erforderlichen elektrischen Energie $E_{exp}$
7	Fest	Erfassung des zeitabhängigen Winkels $\varphi(t)$ der Abtriebswelle	Zur Begrenzung der Anzahl an Perioden T
8	Wunsch	Möglichkeit zum Filmen der Bewegung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1,0	Für Bewegungsanalysen (zukünftig)
9	Wunsch	Einspannen anderer Schwimmroboter für vergleichende Studien ermöglichen	Definierte Schnittstellen für Energie- und Informationsfluss

**Elektronik, Steuerung und Kommunikation**

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Steuerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1,0 mit vergleichbarer Funktion wie innerhalb der Simulation	
2	Wunsch	Nutzerfreundliche Bedienoberfläche	Möglichst intuitive Bedienung
3	Fest	Erfassung aller Messwerte über LABVIEW®	Geräte zur Datenerfassung vorhanden und in der Fachwelt akzeptiert
4	Fest	Externe Energieversorgung	Kein Akkutauch während der Messungen

Auf Basis der Anforderungen zeigt Abbildung 79 die Funktionsstruktur des Versuchsstandes.



**Abbildung 79:** Funktionsstruktur des Versuchsstandes zur Bestimmung der erforderlichen elektrischen Energie  $E_{exp}$  und des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}$

Aufgrund der fluidischen Umgebung zur Untersuchung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 sowie den sich hieraus ergebenden Lasten ist die mechanische Konstruktion des Unterbaus des Versuchsstandes von besonderem Interesse. Daher besteht die Grundstruktur des Versuchsstandes aus Aluminiumprofilen (MASCHINENBAU KITZ, Serie 60, Form 2060.01) mit den Abmessungen  $60 \text{ mm} \cdot 60 \text{ mm}$ . Diese formen gemäß Abbildung 80 einen Käfig. Innerhalb dieses Käfigs befindet sich ein  $1500 \text{ mm} \cdot 600 \text{ mm} \cdot 500 \text{ mm}$  großes Aquarium (Hersteller: MEDUZA6, Material: Borsilikatglas der Dicke  $8 \text{ mm}$ ) mit einem maximalen Volumen von  $420 \text{ l}$  Wasser. Zwischen den unteren Aluminiumprofilen und dem Aquarium untergelegte  $5 \text{ mm}$  dicke Stahlplatten sorgen für eine gleichmäßige Druckverteilung. Zum Schutz vor Beschädigung des Borsilikatglases ist zusätzlich gemäß den Angaben des Herstellers eine  $2 \text{ mm}$  starke Gummimatte zwischen Aquarium und den Stahlplatten eingebracht. Infolge dieser Konstruktion wird nach erfolgter Befüllung des Aquariums eine Eigenbewegung des Versuchsstandes bei äußerer und innerer Krafteinwirkung fast vollständig unterdrückt; dieses erhöht die Qualität der Messung. Abbildung 80 zeigt den CAD-Entwurf.

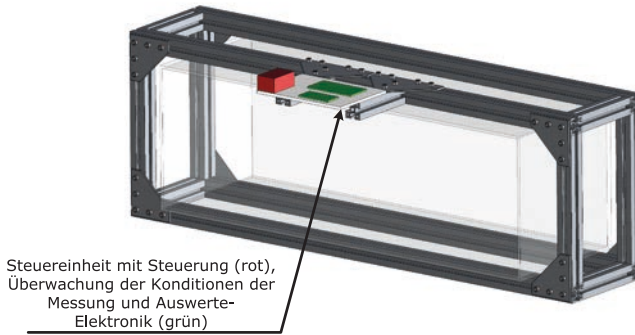


Abbildung 80: Grundstruktur des Versuchsstandes, CAD-Entwurf

## 7.2 Aufbauten des Versuchsstandes

Nachfolgend erfolgt die Beschreibung der einzelnen Elemente des Versuchsstandes zur Durchführung der geplanten Messungen. Derzeit realisiert sind Aufbauten zur Erfassung des Bedarfs der elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 und des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  zur Charakterisierung des Bewegungsverhaltens. Zusätzlich ist eine Steuereinheit erforderlich, welche die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 steuert und die Messwerte erfasst. Ebenso findet eine Überwachung relevanter Messbedingungen während der Experimente statt. Abbildung 81 zeigt die Gesamtansicht aller Elemente des Versuchsstandes.

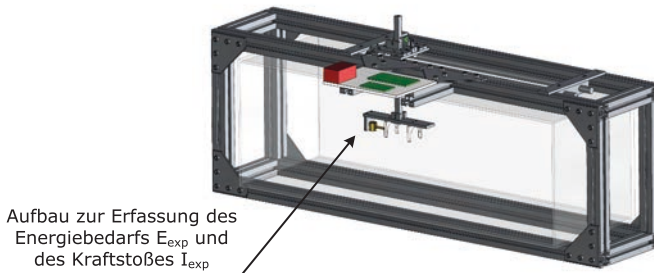


Abbildung 81: Gesamtansicht Versuchsstand, CAD-Entwurf

## 7.2.1 Die Steuer- und Messwerterfassungseinheit

Die Steuereinheit des Versuchsstandes besteht aus der Steuerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 und der Erfassung der durch die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 erzeugten Messwerte.

### Steuerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Die Steuerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 innerhalb des Versuchstandes verwendet die in Abschnitt 6.1.4 dokumentierte Elektronik sowie die in Abbildung 73 gezeigte MATLAB<sup>®</sup> SIMULINK Architektur.

### Erfassung der Messwerte

Die Erfassung der Messwerte erfolgt unter Nutzung einer DAQ-Karte USB 6008 von NATIONAL INSTRUMENTS. Für eine Darstellung der Messwerte am PC und die anschließende Speicherung wird LABVIEW<sup>®</sup> 7.5, kurz LABVIEW<sup>®</sup>, (NATIONAL INSTRUMENTS) verwendet. Abbildung 82 zeigt das Funktionsprinzip der Messwerterfassung.

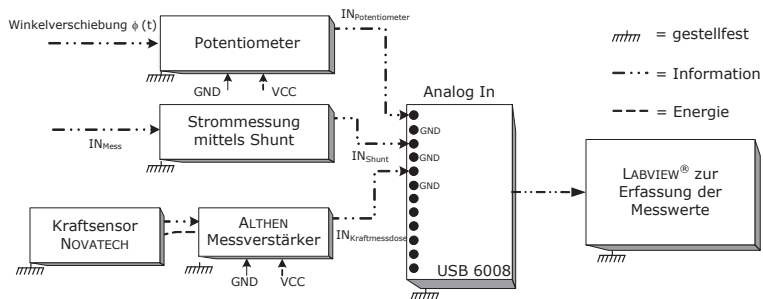


Abbildung 82: Erfassung der durch die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 erzeugten Messwerte

Erfasst wird dabei der sich an der Abtriebswelle einstellende zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$ . Zusätzlich erfolgt die Erfassung des erforderlichen Zeit-Strom Verlaufs sowie des Zeit-Lagerreaktionskraft-Verlaufs (vgl. Abschnitt 7.2.6 und Abschnitt 7.2.4). Für die Auswertung wurde LABVIEW<sup>®</sup> verwendet.

## 7.2.2 Überwachung der Konditionen während der Messung

Zur Überwachung insbesondere der Wasserstandshöhe während der Experimente dient eine Referenzmarkierung, anhand welcher vor jeder Messung der Wasserstand kontrolliert und bei Bedarf ausgeglichen wird. Zur Wahrung gleicher Bedingungen im Vergleich zur Simulation befinden sich während der Messungen die Module sowie die Flosse der

Effektormodule nur etwa halb im Wasser, dies entspricht der Umsetzung der Annahme einer projizierten Fläche von  $A/2$  der schwimmenden EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, vgl. Kapitel 5.

Zur zusätzlichen Kontrolle werden drucksensitive FSR-Dünnschichtsensoren in die Aufhängungen der Messaufbauten implementiert, welche mittels eines auf einem weiteren Mikrocontroller (ARDUINO UNO) hinterlegten Programms dem Bediener am Steuerrechner zusätzliche Informationen zur Wasserstandshöhe liefern (vgl. Anhang A - VII).

### **7.2.3 Erfassung des zeitabhängigen Winkels**

Zur Bestimmung der je Periode  $T$  erforderlichen elektrischen Energie  $E_{\text{exp}}$  bzw. des je Periode resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  wird der Zeit-Winkel-Verlauf der Abtriebswelle des Basismoduls der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 erfasst. Neben der Eigenschaftsvalidierung der Experimentalplattform sind hierdurch auch Vergleiche mit den während der Simulation erfassten Kraftstößen  $I_{\text{sim}}$  möglich (vgl. Kapitel 9).

Zur Erfassung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle des Basismoduls der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 wird das unterhalb der Abtriebswelle befindliche Potentiometer (vgl. Abschnitt 6.1.1) verwendet. Der Winkel  $\varphi(t)$  ist dabei abhängig von der Amplitude  $A$  sowie der Frequenz  $f$  des singulären Aktuators (da der Offset  $b$  nicht untersucht wird, fällt diese Abhängigkeit heraus). Abbildung 83 stellt den schematischen Aufbau der Messung dar:



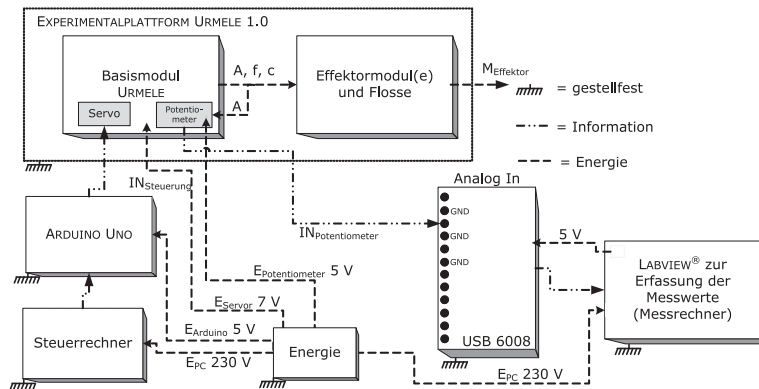


Abbildung 83: Erfassung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$

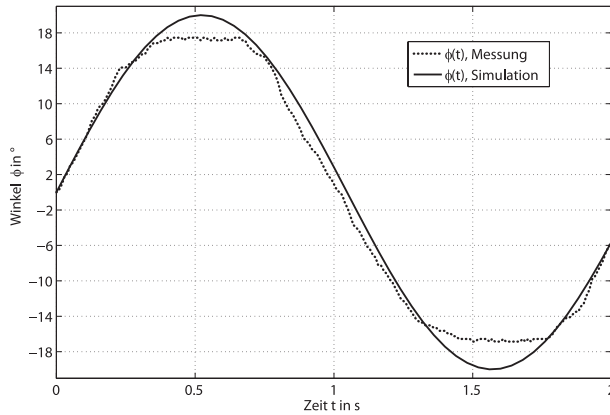
Die durch das Potentiometer in Abhängigkeit von des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle aufgenommenen Spannung wird durch eine DAQ-Box USB 6008 von NATIONAL INSTRUMENTS<sup>®</sup> erfasst. Unter Verwendung von (22) innerhalb der Software LABVIEW<sup>®</sup> erfolgt die Umrechnung der gemessenen Spannung  $U$  in Volt (V) in einen entsprechenden Winkel in Grad ( $^{\circ}$ ).

$$\varphi(t) = \left( \frac{\varphi_p}{U_{\text{Max}}} \cdot U(t) - \varphi_{p1} \right) \quad (22)$$

mit:

- $\varphi_p$  = maximaler Wertebereich Potentiometer in  $^{\circ}$
- $U_{\text{Max}}$  = maximale Spannung am Potentiometer in V
- $U(t)$  = gemessene Spannung in V
- $\varphi_{p1}$  = Initialposition Potentiometer in  $^{\circ}$

Zur Vermeidung der bei Vorexperimenten auftretenden verrauschten Signale des Potentiometers ist die Spannungsversorgung des Potentiometers von der des Hauptaktors HSR-5980SG entkoppelt; das Potentiometer wird mit 5 V separat versorgt. Die sich so ergebenden Zeit-Winkel-Verläufe sind exemplarisch und ungefiltert in Abbildung 84 für die Parameter Amplitude  $A = 20^{\circ}$ , Frequenz  $f = 0,48$  Hz und Anzahl Effektormodul  $n_E = 0$  dargestellt. Für die Untersuchungen wird der Versuchsstand der Baugruppe Antriebsstrang verwendet, das Umgebungsmedium ist Luft (vgl. Abschnitt 6.3).

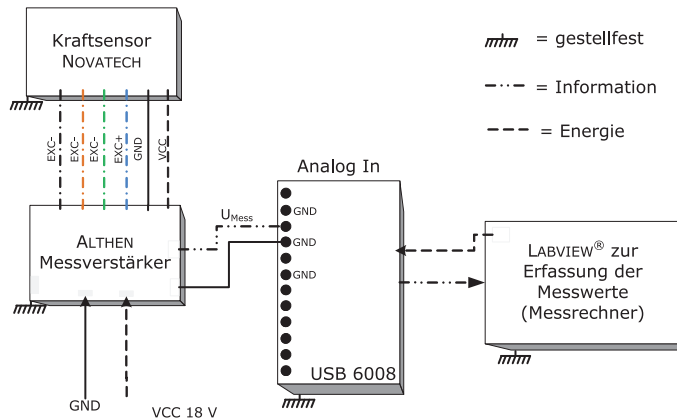


**Abbildung 84:** Exemplarischer, ungefilterter Zeit-Winkel-Verlauf bei  $A = 20^\circ$  und  $f = 0,48$  Hz, Anzahl Effektormodul  $n_E = 0$ , Darstellung der Messwert- und Simulationswerte

Abbildung 84 zeigt, dass die Auslenkung der Amplitude  $A$  bei ca.  $\pm 18^\circ$  liegt. Diese Abweichung von  $\approx \pm 2^\circ$  lassen sich zum einen durch das Spiel der Mechanik erklären, welches an der Antriebswelle ca.  $1^\circ$  beträgt (vgl. Anhang A - V). Des Weiteren neigt der Potentiometer-Reibbelag insbesondere in den Maximallagen zu „Stick und Slip“ Effekten, wenn der Sinus und somit der zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle nur geringe Positionsänderungen vollziehen. Für die geplanten Experimente ist diese Positionsgenauigkeit jedoch ausreichend wie das Überlagern der Messwerte mit den Daten der Simulation zeigt.

### 7.2.4 Erfassung der Lagerreaktionskraft

Zur experimentellen Bestimmung der sich durch die Bewegung der Effektormodule ergebenden Lagerreaktionskraft werden Kraftmessdosen vom Typ F250UFR0H0 der Firma NOVATECH verwendet [122]. Die Sensoren verfügen über einen Messbereich von 0 N bis 100 N. Unter Verwendung von intern verschalteten Dehnmessstreifen, kurz DMS, wird die auf die Dose einwirkende Kraft in eine zur Kraft proportionalen Spannung gewandelt. Aufgrund der geringen Ausgangsspannungen ist für den Betrieb der Kraftmessdose zusätzlich ein Verstärker erforderlich, hier ein 2-Kanal-Messwertverstärker der Firma ALTHEN (Nr. SG2K KS24E 510). Als Folge der Ausführung des NOVATECH Kraftmesssensors als 4-Leiter Messelement sind die im Anhang dargestellten Überbrückungen am Messwertverstärker gemäß Datenblatt [121] vorzunehmen. Abbildung 85 zeigt die derzeitige Anschlussbelegung nach Kabelfarbe und Bedeutung.

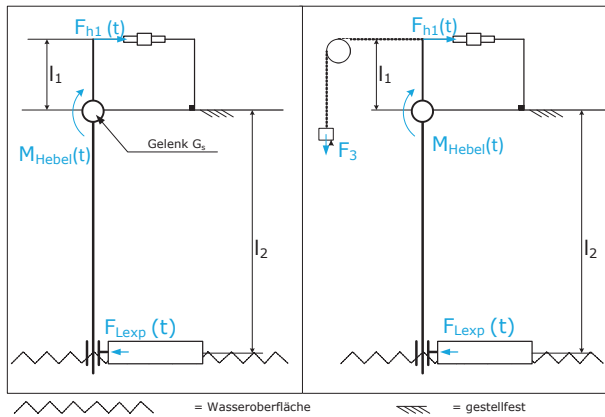


**Abbildung 85:** Anschlussbelegung der Kraftmessdose NOVATECH F250UFR0H0 am ALTHEN Messverstärker SG2K KS24E 510

Infolge der besonderen Anforderungen des Versuchsstandes erfolgt nachfolgend die Gestaltung der Aufnahme der Kraftmessdose.

### Gestaltung der Aufnahme der Kraftmessdose

Da aufgrund der Unbeständigkeit der Kraftmessdose F250UFR0H0 gegen Feuchtigkeit (IP65 = nicht gegen dauerhaftes Untertauchen geschützt) diese nicht direkt mit der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 verbunden werden kann, sind konstruktive Maßnahmen erforderlich. In Anhang A - VII werden verschiedene Entwürfe verglichen, von den dort vorgestellten Prinzipien ist das in Abbildung 86 dargestellte Prinzip 2 am besten geeignet.



**Abbildung 86:** Technisches Prinzip zur Ermittlung der Lagerreaktionskraft der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 (links) sowie Maßnahmen zur Kalibrierung des Sensors (rechts)

Prinzip 2 besteht aus einem Hebel, an dessen unteren Ende die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 eingehangen wird. Am oberen Ende des Hebels ist die Kraftmessdose NOVATECH F250UFR0H0 befestigt. Das Gelenk  $G_s$  des Hebels ist ein Drehgelenk mit einem Freiheitsgrad  $\text{DoF} = 1$ .

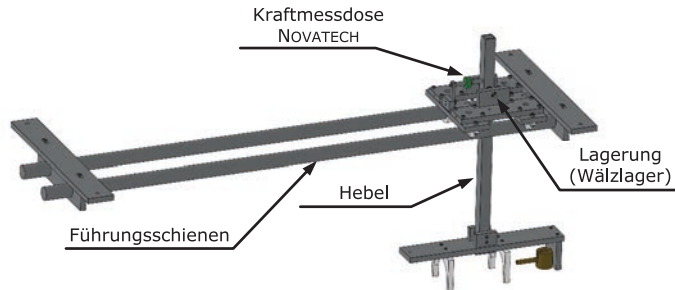
Infolge der Schwimmbewegung erzeugt die am unteren Ende des Hebels gelagerte EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 die Lagerreaktionskraft. Über das in (23) dargestellte Hebelgesetz ergibt sich am oberen Ende des Hebels die Kraft, welche auf die Kraftmessdose NOVATECH F250UFR0H0 wirkt.

$$F_{\text{Lexp}}(t) \cdot l_2 = F_{h1}(t) \cdot l_1 \quad (23)$$

Der Kraftmesssensor wandelt diese Kraft in eine Spannung, welche mittels der DAQ-Karten und LABVIEW<sup>®</sup> am PC dargestellt wird. Die anschließende Auswertung der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe ermöglicht analog zu Kapitel 5 die rechnerische Bildung des Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$ , welcher das Bewegungsverhalten der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 charakterisiert. Die Lagerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 wird nachfolgend untersucht.

Unter Nutzung der Ergebnisse der Simulation (vgl. Kapitel 5) werden die Längen  $l_1$  und  $l_2$  des Hebels angepasst. Ziel ist die Schaffung eines möglichst großen Übersetzungsverhältnisses  $l_1/l_2$ , um auch Aufnahme geringer Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe zu ermöglichen. Unter Berücksichtigung der zu erwartenden Kräfte und des Gültigkeitsbereichs der NOVATECH-Kraftmessdose betragen die Werte für  $l_1$  15 mm und für  $l_2$  352,5

mm. Abbildung 87 zeigt anhand des mittels SOLIDWORKS® erstellten CAD-Entwurf sämtliche Bestandteile des Aufbaus.

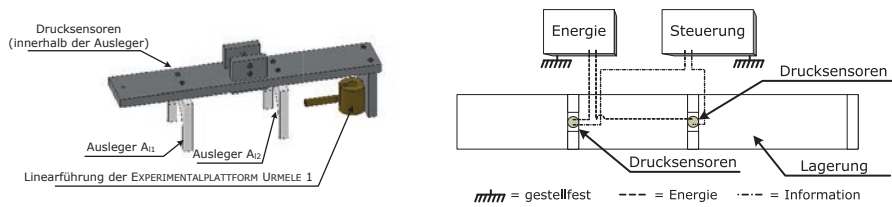


**Abbildung 87:** CAD-Entwurf des Messaufbaus zur Bestimmung der Lagerreaktionskraft

### 7.2.5 Gestaltung der Lagerung

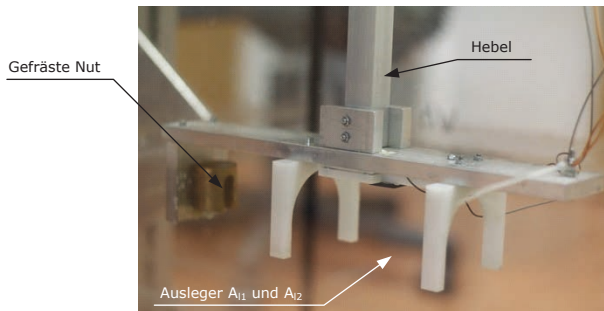
Die Verbindung zwischen EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 und dem Versuchsstand erfolgt über eine Lagerung. Diese soll die Verhältnisse während der Simulation (Einspannung des Basismoduls, vgl. Kapitel 5) wiedergeben.

Zur Vermeidung eines aufgrund einer einseitigen Einspannung möglichen Verkantens der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 infolge des Auftriebs aller Module und der daraus resultierenden Verfälschung der Messergebnisse infolge der nicht mehr horizontalen Ausrichtung der Experimentalplattform wird die während der Simulation verwendete Einspannung in eine Führung umgewandelt. Abbildung 88 zeigt den CAD-Entwurf sowie die realisierte Umsetzung.



**Abbildung 88:** links: Lagerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, CAD-Entwurf, rechts: Verschaltung der FSR-Sensoren zur Kontrolle der Wasserhöhe

Die Führung besteht zwecks einfacher Fertigung aus einem Zylinder, welcher in einer gefrästen Nut vertikale Bewegungen durchführen kann (Material beider Elemente: Messing). Die Stirnseite der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 ist dabei mit dem Zylinder lösbar über ein Gestänge verbunden. Infolge dessen kann die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 nicht nur in vertikale Richtung Bewegungen ausführen, sondern auch minimal auch um die Hochachse rotieren. Die Rotation um die Hochachse wird für die nachfolgenden Experimente allerdings durch die beiden Ausleger  $A_{11}$  und  $A_{12}$  unterdrückt. Die im Anhang A - VII beschriebenen FSR-Drucksensoren zur Überwachung der Wasserhöhe sind ebenfalls innerhalb der Ausleger angebracht (vgl. Abbildung 88 bzw. Abbildung 89).



**Abbildung 89:** Realisierte Lagerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

### 7.2.6 Erfassung des erforderlichen Stroms

Zur Berechnung der elektrischen Energie  $E_{\text{exp}}$  wird die erforderliche Leistung  $P(t)$  über die Zeit  $t$  integriert. Die Bestimmung der Leistung  $P(t)$  der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 erfolgt gemäß (24).

$$P(t) = U \cdot I(t) \tag{24}$$

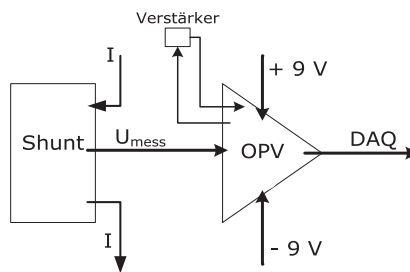
Die Spannung  $U$  beträgt dabei während allen Messungen  $7,16\text{ V}$ . Der Strom  $I(t)$  wird mit nachfolgend dokumentierter Schaltung gemessen.

### Aufbau der Strommessung

Für die Strommessung wird ein Präzisionsshunt der Firma ISABELLENHÜTTE verwendet (PBV-R100-F1-0.5  $0,1\ \Omega$ ,  $0,5\%$  Toleranz [123]). Mittels des Spannungsabfalls über den Widerstand und dessen Wert lässt sich der Strom anhand des ohmschen Gesetzes nach (25) bestimmen.

$$I = \frac{U}{R} \quad (25)$$

Da es sich um einen Vierleitermesswiderstand handelt, sind die sonst separat zu erfassenden Widerstände der Zuleitungen sowie die der Kontaktierungen vernachlässigbar (vgl. Datenblatt Präzisionsshunt PBV-R100-F1-0.5 [123]). Abbildung 90 zeigt den verwendeten Messwiderstand nebst erforderlicher Peripherie.



**Abbildung 90:** Präzisionsshunt PBV R100,  $0,1\ \Omega$ , ISABELLENHÜTTE und erforderliche Peripherie

Gemäß Datenblatt des Präzisionsshunts [123] und Abbildung 90 ist zur korrekten Anzeige des jeweiligen Spannungsmesswertes ein Operationsverstärker, kurz OPV, erforderlich. Abbildung 91 untersetzt den verwendeten OPV des Unternehmens BURR-BROWN® (Typ PGA204) und dessen für den Betrieb erforderliche elektronische Peripherie; die Schaltung wurde von Dr.-Ing. O. Radler zur Verfügung gestellt (vgl. Abbildung 91).

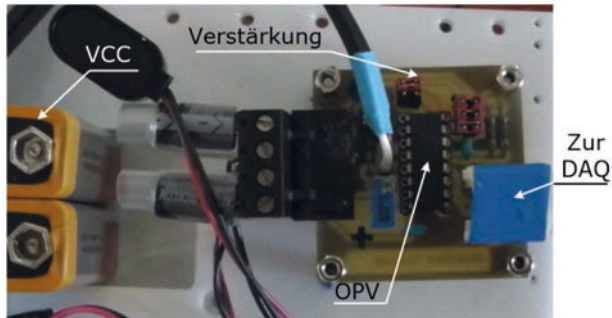


Abbildung 91: Aufbau der Operationsverstärkerschaltung

Die Versorgung des OPV erfolgt mit einer positiven und einer negativen Versorgungsspannung von jeweils 9 V. Der Anschluss der zur Reduktion von Querbeeinflussungen geschirmten Messleitungen des Präzisionsshunts erfolgt an den mit U gekennzeichneten Anschlüssen (vgl. Datenblatt Präzisionsshunt [123]). Über den Jumper Verstärkung kann der Verstärkungsfaktor eingestellt werden, er beträgt während der durchgeführten Messungen 10. Die Umrechnung der Spannung in den jeweils erforderlichen Strom erfolgt mittels (26).

Der verstärkte Spannungsmesswert wird anschließend mittels der DAQ-Box USB 6008 von NATIONAL INSTRUMENTS® erfasst und unter Nutzung von LABVIEW® am PC dargestellt. Die Ergebnisse werden in einer txt.-Datei gespeichert.

$$I = \frac{U}{\text{Widerstand} \cdot \text{Verstärkungsfaktor}} = \frac{U[\text{V}]}{0,1 \cdot 10[\Omega]} \quad (26)$$

### Eigenschaftsabsicherung der Strommessschaltung

Die Validierung der Funktion der Strommessschaltung erfolgt anhand eines Labornetzteils TTI CPX400A [115]: Durch den kurzgeschlossenen Shunt fließen unterschiedliche Ströme im Bereich von 0 A bis 0,25 A. Tabelle 42 zeigt dabei den durch das Labornetzteil TTI CPX400A angezeigten Strom und den durch die Strommessschaltung gemessenen Wert.



**Tabelle 42:** Durch das Labornetzteil TTI CPX400A angezeigter Stromwert und mittels Strommessschaltung gemessener Wert

Messung 1 Strom I in A Labornetzteil (19.10.2014)	Messung 1 Strom I in A Strommess- schaltung (19.10.2014)	Messung 2 Strom I in A Labornetzteil (20.10.2014)	Messung 2 Strom I in A Strommess- schaltung (20.10.2014)	Messung 3 Strom I in A Labornetzteil (26.10.2014)	Messung 3 Strom I in A Strommess- schaltung (26.10.2014)
0	0,005	0	0,005	0	0,005
0,1	0,0975	0,1	0,0975	0,1	0,0975
0,15	0,1485	0,15	0,1485	0,15	0,1485
0,2	0,195	0,2	0,1995	0,2	0,1995
0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

Tabelle 42 zeigt, dass die Strommessschaltung die durch das Labornetzteil TTI CPX400A vorgegebenen Werte wiederholt reproduziert. Die Unterschiede sind zum einen Teil auf die nachfolgend dargestellten Messungenauigkeiten zurückzuführen wie z.B. die fertigungsbedingte Toleranz des Shunts von ca. 0,5 %. Zudem ist auch Anzeige des Labornetzteils abweichungsbehaftet. So wird der Strom mit einer Genauigkeit von  $\pm 0,3\%$  angezeigt (Datenblatt TTI CPX400A, [115]); eine absolute Referenz ist damit nicht gegeben.

Insgesamt betragen die Unterschiede zwischen den jeweiligen am Labornetzteil eingestellten und den durch die Schaltung erfassten Stromwerten maximal 2,5 %. Dieses ist für die geplanten Untersuchungen hinreichend.

### Betrachtung der Messunsicherheit der Strommessschaltung bei Ermittlung der Zeit-Strom-Verläufe

Infolge der Abhängigkeit der gewünschten Größe *Strom* von der gemessenen Größe *Spannung* und der verwendeten Größe *Widerstand* wird unter Verwendung des Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetzes die Messunsicherheit  $u_c(I)$  der Strommessschaltung abgeschätzt. Grundlage der Berechnung bilden (27) und (28), die ausführliche Darstellung aller Berechnungsschritte befindet sich im Anhang A - V.

$$I = \frac{U}{R} \quad (27)$$

$$u_c(I) = \sqrt{\left(\frac{\partial I}{\partial U} u_u\right)^2 + \left(\frac{\partial I}{\partial R} u_R\right)^2} \quad (28)$$

Damit ergibt sich  $u_c(I)/I$  zu:

$$\frac{u_c(I)}{I} = \sqrt{\left(\frac{u_u}{U}\right)^2 + \left(-\frac{u_R}{R}\right)^2} \quad (29)$$

Mit  $u_u/U = 2\%$  (Messunsicherheit der Spannung und Abschätzung für die Messunsicherheit der Übertragungsstrecke  $OPV > DAQ > LABVIEW^{\text{®}}$  infolge von Abtast- und Quantisierungsunsicherheit) und  $u_R/R = 0,5\%$  gibt (30) die relative Messunsicherheit an:

$$w_c(I) = \frac{u_c(I)}{I} = \sqrt{(0,02)^2 + (0,005)^2} = 2,1\% \quad (30)$$

Damit beträgt die erweiterte relative Messunsicherheit  $w_c$  des Stroms gemäß Fehlerfortpflanzung 2,1 % für eine statistische Sicherheit  $P$  von 68,3 %.

### Fazit der Gestaltung der Strommessschaltung

Infolge eines maximalen Unterschiedes von 2,5 % zwischen den jeweiligen am Labornetzteil eingestellten und den durch die Schaltung erfassten Stromwerten (vgl. Tabelle 42) ist die Schaltung für die geplanten Messungen geeignet.

## 7.3 Kalibrieren des Versuchsstandes und Diskussion der Messabweichungen

Die Gesamtansicht des Versuchsstandes nebst allen entwickelten Komponenten zeigt Abbildung 92.

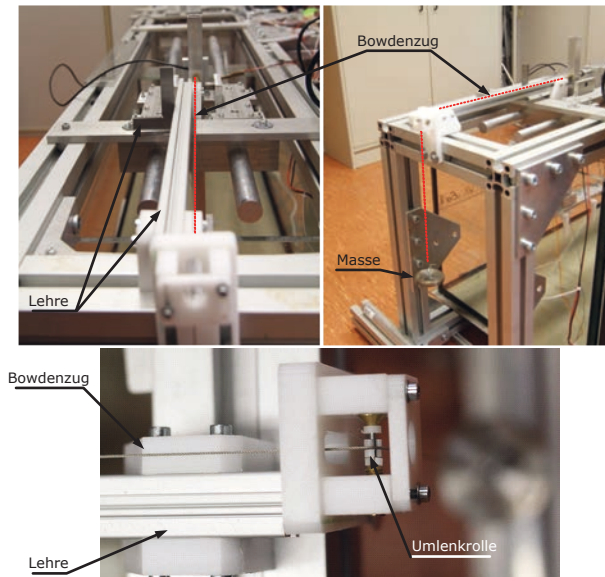


Abbildung 92: Gesamtansicht Versuchsstand

Zu Beginn jeder Messung ist eine Kalibrierung der Messaufbauten zur Erfassung der Zeit-Lagerreaktionskraft- und des Zeit-Strom-Verlaufs erforderlich.

### 7.3.1 Kalibrierung des Messaufbaus zur Erfassung des Zeit-Lagerreaktionskraft-Verlaufs

Die Kalibrierung des Messaufbaus zur Erfassung des Zeit-Lagerreaktionskraft-Verlaufs ist in Abbildung 93 dargestellt:



**Abbildung 93:** Kalibrierung des Messaufbaus zur Erfassung der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe, die Lehre ermöglicht eine fluchtende Ausrichtung der Kalibrierungsgewichte mit der kraftaufnehmenden Achse der Kraftmessdose

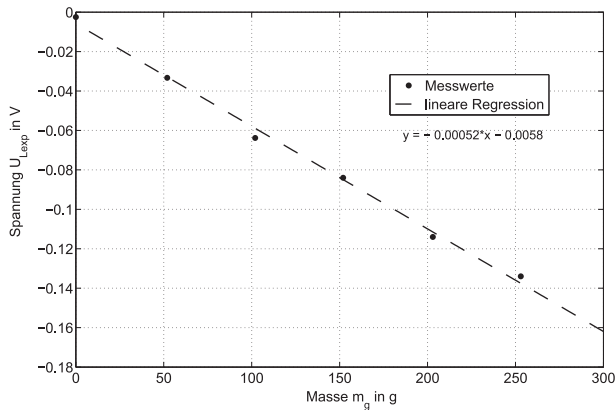
Über eine Umlenkrolle und einen zugfesten Bowdenzug werden an dem innerhalb des Versuchsstandes eingebauten Kraftmesssensor des Typs F250UFR0H0 von NOVATECH [122] Gewichte verschiedener Masse befestigt. Infolge der Kraftbeziehung einer Umlenkrolle, welche Kräfte lediglich umlenkt, ist die auf den Kraftmesssensor eingeleitete Kraft gleich der Gewichtskraft der Massenstücke. Zur Sicherstellung der Flucht zwischen Umlenkrolle und Kraftmesssensor wird eine Lehre verwendet.

Die als Folge der eingeleiteten Kraft durch die DMS-Streifen hervorgerufene elektrische Spannung wird unter Verwendung der LABVIEW® Software aufgenommen. Tabelle 43 zeigt exemplarisch einige Daten der Kalibrierung sowie die mittels PC erfassten Spannungswerte. Abbildung 94 stellt die aufgenommene Spannung  $U_{\text{Lexp}}$  in Abhängigkeit der eingeleiteten Kraft für die am 27.10.2014 aufgenommene Kalibrierung dar.

**Tabelle 43:** Exemplarische Darstellung der für die Kalibrierung verwendeten Masse  $m_g$  sowie die aufgenommene Spannungswerte zur Bestimmung der Regressionsgeraden der Lagerreaktionskraft

**Daten der Kalibrierung**

Kalibrierung 27.10.2014		Kalibrierung 28.10.2014		Kalibrierung 02.11.2014		Kalibrierung 04.11.2014	
Masse $m_g$ in g	Spannung $U_{Lexp}$ in V	Masse $m_g$ in g	Spannung $U_{Lexp}$ in V	Masse $m_g$ in g	Spannung $U_{Lexp}$ in V	Masse $m_g$ in g	Spannung $U_{Lexp}$ in V
0	-2,50E-03	0	-4,60E-03	0	-4,60E-03	0	-8,80E-03
52	-0,0333	52	-0,035	52	-0,035	52	-0,0292
102	-0,0638	102	-0,055	102	-0,065	102	-0,065
152	-0,084	152	-0,086	152	-0,096	152	-0,08
203	-0,114	203	-0,106	203	-0,117	203	-0,117
253	-0,134	253	-0,137	253	-0,137	253	-0,135



**Abbildung 94:** Darstellung der aufgenommenen Spannung  $U_{Lexp}$  in Abhängigkeit der eingeleiteten Kraft sowie Regressionsgerade, Messung vom 27.10.2014

Abbildung 94 zeigt, dass die aufgenommenen Spannung linear von der eingeleiteten Masse abhängt; dieses ist für alle Kalibrierungsgeraden der Fall. Somit ist der Sensor beschädigungsfrei und kann für die Messungen verwendet werden. Die Unterschiede sind auf Messungenauigkeiten beim Ablesen der Messwerte sowie beim Justieren zurückzuführen (vgl. hierzu auch die Betrachtung der Messunsicherheit im nachfolgenden Abschnitt und im Anhang A - VII). Aus den aufgenommenen Daten ergibt sich die in (31) dargestellte allgemeine Formel zur Bestimmung der Masse  $m_g$ .

$$m_g = \frac{U_{Lexp} + \text{Achsenabschnitt } b_r}{-\text{Steigung } a_r} \quad (31)$$

Die Kraft  $F_{h1}$  ergibt sich durch Multiplikation der Masse  $m_g$  mit der Erdbeschleunigung  $g$ .

$$F_{h1} = m_g \cdot g \quad (32)$$

Es ist anzumerken, dass die Regressionsgerade vor jeder Messreihe neu ermittelt wird.

### Betrachtung der Messunsicherheit bei der Erfassung der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verlaufs der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Unter Vernachlässigung der Reibung der Umlenkrolle beim Kalibrieren ist ein möglicher Umstand, welcher das Messergebnis negativ beeinflusst, die Nichtbeachtung der in Abbildung 95 dargestellten Flucht des Kalibrierungsgewichtes und der kraftaufnehmenden Achse des NOVATECH F250UFR0H0 Kraftmessensors. Hierdurch wird die tatsächlich wirkende Kraft infolge des Justagewinkelfehlers  $\epsilon_{\text{kalib}}$  auf ihren Kosinusanteil reduziert.

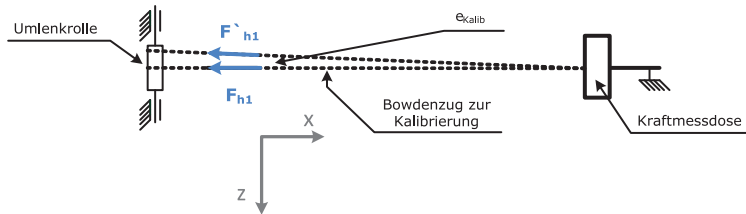


Abbildung 95: Darstellung des Justagewinkelfehlers bei der Kalibrierung

$$F'_{h1} = \cos \epsilon_{\text{kalib}} \cdot F_{h1} \quad (33)$$

Zur Bewertung des Einflusses des Justagewinkelfehlers auf die Messung der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe wird nachfolgend die Messunsicherheit  $u_{h1}$  der Kraft  $F_{h1}$  abgeschätzt. Hierbei wird folgende Modellgleichung verwendet (vgl. auch Leitfaden Messunsicherheit [128]):

$$F_{h1} = \left( \frac{m_g \cdot g}{1000} \right) \cdot \cos(\epsilon_{\text{kalib}}) \quad (34)$$

Messunsicherheiten treten somit für Masse  $m_g$  und den Winkel  $\epsilon_{\text{kalib}}$  auf, die hieraus resultierende kombinierte Messunsicherheit wird mittels der Fehlerfortpflanzung nach GAUß ermittelt.

$$u_{h1} = \sqrt{\left( \frac{\partial F_{h1}}{\partial m_g} \right)^2 + \left( \frac{\partial F_{h1}}{\partial \epsilon_{\text{kalib}}} \right)^2} \quad (35)$$

Die für die Berechnung erforderlichen Unsicherheit  $u_m$  der Eingangsgröße  $m_g$  ergibt sich aus der Standardabweichung der Messung und beträgt. Tabelle 44 fasst die Unsicherheit der Eingangsgröße  $m_g$  zusammen.

**Tabelle 44:** Unsicherheit  $u_m$  der Eingangsgröße  $m_g$

Masse $m_g$ in g	Mittelwert der Masse $m_g$ in g (N = 8)	Standardabweichung $s_n$ der Masse $m_g$ in g	Unsicherheit $u_m$ der Masse $m_g$ in g
0	-4,10	5,50	1,94
52	51,33	4,06	1,44
102	106,75	8,02	2,84
152	153,90	12,59	4,45
203	201,76	13,08	4,62
253	245,11	16,63	5,88

Die Unsicherheit des Winkels  $\epsilon_{\text{kalib}}$   $u_\epsilon$  berechnet sich aus der Halbweite der Grenzen der Montage- und Fertigungstoleranz. Die untere Grenze beträgt  $0,5^\circ$  und die obere Grenze  $1,5^\circ$ . Die Halbweite  $a_{\text{Halbweite}}$  ergibt sich somit zu  $0,5^\circ$ . Da alle Werte innerhalb dieser Grenze als gleich wahrscheinlich angenommen werden, ist die Halbweite mit dem Faktor zu gewichten, dies entspricht einer Rechteckverteilung (vgl. Leitfaden Messunsicherheit [128] bzw. Skript Prozessmess- und Sensortechnik, [131], Abschätzen von Messunsicherheiten, Typ B).

$$u_\epsilon = \frac{0,5 \cdot \pi}{180 \cdot \sqrt{3}} = 0,005 \text{ rad} \quad (36)$$

Die Gesamtmessunsicherheit  $u_{h1}$  ergibt sich gemäß (37) zu:

$$u_{h1} = \sqrt{(c_m \cdot u_m)^2 + (c_\epsilon \cdot u_\epsilon)^2} \quad (37)$$

Dabei sind die Berechnungen der Empfindlichkeitskoeffizienten  $c_m$  und  $c_\epsilon$  im Anhang A - VII dargestellt. Tabelle 45 fasst die sich ergebenden Ergebnisse der auf der Modellgleichung basierenden Schätzung der erweiterten Messunsicherheit  $U_{h1}$  und der tatsächlichen Messabweichung der Kraft  $F_{h1}$  für eine statistische Sicherheit  $P = 68,3 \%$  zusammen.

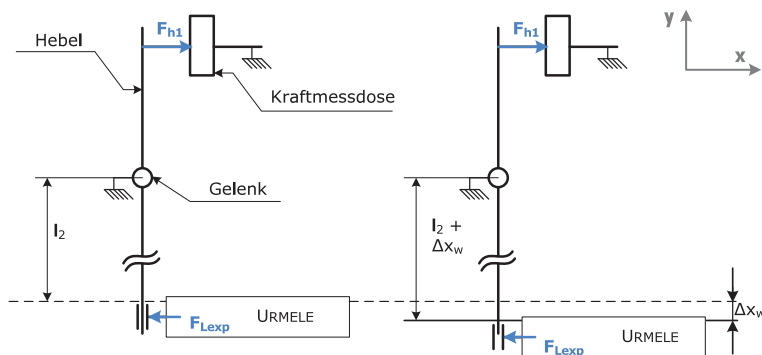
**Tabelle 45:** Vergleich der auf der Modellgleichung basierenden Schätzung der erweiterten Messunsicherheit und tatsächliche Messabweichung der Kraft  $F_{h1}$  für eine statistische Sicherheit  $P = 68,3 \%$

Masse $m_g$ soll in g	$U_{h1}$ in Nmm ( $P = 68,3 \%$ )	Ergebnis der Messung ( $P = 68,3 \%$ )
0	0,019	0,0191
52	0,014	0,0141
102	0,028	0,0278
152	0,044	0,0437
203	0,045	0,0454
253	0,058	0,0577

Damit zeigt die Betrachtung der Schätzung der Messabweichung, dass die Annahme der Vernachlässigung des Einflusses des Winkels  $\varepsilon_{\text{kalib}}$  zulässig ist.

### Weitere mögliche Messabweichungen der Messanordnung

Infolge der Verwendung des Hebels zum Übersetzen der durch die EXPERIMENTAL-PLATTFORM URMELE 1.0 generierten Kräfte auf den Kraftmesssensor NOVATECH F250UFR0H0 sind noch weitere Messabweichungen zu untersuchen, wie z.B. der Einfluss der Wasserhöhe auf das Messergebnis. Denn mit einer veränderten Höhe ändert sich infolge des veränderten Hebelverhältnisses auch die Umrechnung der Spannung in eine äquivalente Kraft, wie Abbildung 96 zeigt. Tabelle 46 fasst die sich ergebenden prozentualen Änderungen der Kraft  $F_{\text{Lexp}}$  bei Variation der Wasserhöhe und somit einer Variation des Hebelverhältnisses  $l_1/l_2$  anhand der in Abbildung 96 dargestellten Kalibrierungsgeraden für den statischen Zustand zusammen.



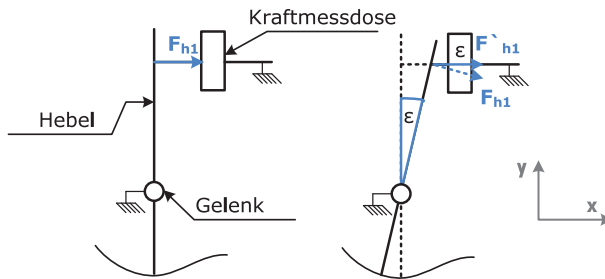
**Abbildung 96:** Einfluss der Wasserhöhe auf das Hebelverhältnis  $l_1/l_2$

**Tabelle 46:** Prozentualer Einfluss einer veränderlichen Wasserhöhe auf die Kraft  $F_{Lexp}$

Masse $m$ in g	Kraft $F_{h1}$ in N	Kraft $F_{Lexp}$ in N bei wechselndem Hebelverhältnis $l_1/l_2$					Änderung in % $\pm 5$ mm
		Wasserhöhe - 5 mm	Wasserhöhe - 1 mm	Wasserhöhe normal	Wasserhöhe + 1 mm	Wasserhöhe + 5 mm	
0	-0,0623	-0,0026	-0,0026	-0,0026	-0,0027	-0,0027	2,8
52	0,5188	0,0218	0,0220	0,0221	0,0221	0,0224	2,8
102	1,0942	0,0459	0,0464	0,0466	0,0467	0,0472	2,8
152	1,4753	0,0619	0,0626	0,0628	0,0630	0,0637	2,8
203	2,0412	0,0856	0,0866	0,0869	0,0871	0,0881	2,8
253	2,4185	0,1015	0,1026	0,1029	0,1032	0,1044	2,8

Tabelle 46 zeigt, dass bei einer Schwankung der Wasserhöhe von  $\pm 5$  mm der Einfluss auf die Kraft  $F_{Lexp}$  2,8 % beträgt. Damit ist der Einfluss einer wechselnden Wasserhöhe für diskrete Werte von  $F_{Lexp}$  gering und vernachlässigbar. Dennoch wird die Wasserhöhe möglichst konstant zu halten, um den Fehlereinfluss einer schwankenden Wasserhöhe gering zu halten. Hierzu wird vor jeder Messung der Wasserstand kontrolliert und mittels der angebrachten Wasserstandsmarke korrigiert. Dies dient ebenfalls der Vergleichbarkeit der Messungen.

Ein weiterer Fehler ist folgender: Aufgrund der Kreisbahn, die die beiden Enden des Hebels infolge der Bewegung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 beschreiben, wird die Kraft nicht linientreu sondern unter einem Winkel  $\epsilon$  in den Kraftmesssensor eingekoppelt. Abbildung 97 und (38) zeigen die Beziehung zwischen tatsächlicher und gemessener Kraft.



**Abbildung 97:** Krafteinkopplung am Kraftmesssensor

$$F'_{h1} = \cos \epsilon \cdot F_{h1} \tag{38}$$

Unter Betrachtung von (38) wird deutlich, dass dieser Winkelfehler vernachlässigbar ist, solange der Winkel  $\epsilon$  nicht größer  $5^\circ$  wird ( $\cos \epsilon \approx 1$  für Winkel  $\leq 5^\circ$ ). Diese Bedingung ist durch die feste Einspannung des Kraftmesssensors erfüllt.



### 7.3.2 Kalibrierung des Messaufbaus zur Erfassung des Zeit-Strom-Verlaufs

Die Kalibrierung erfolgt unter Nutzung der Labornetzteils TTI CPX400A. Ausgehend von Tabelle 42 ergibt sich die in Abbildung 98 dargestellte, typische Regressionsgerade, welche für die nachfolgen Auswertung der Zeit-Strom-Verläufe verwendet wird.

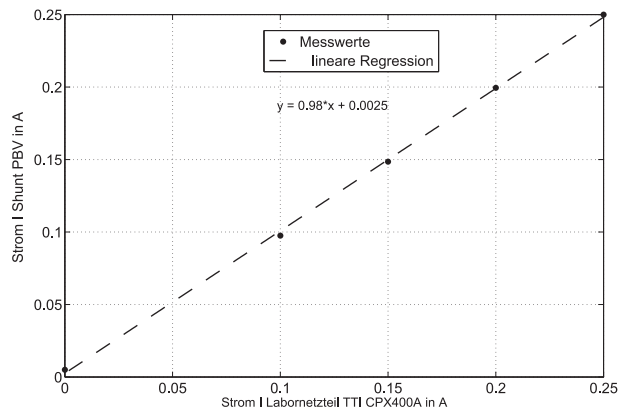


Abbildung 98: Exemplarische Regressionsgerade einer Strommessung vom 20.10.2014

Die Berechnung der Stromwerte erfolgt mittels Gleichung (39).

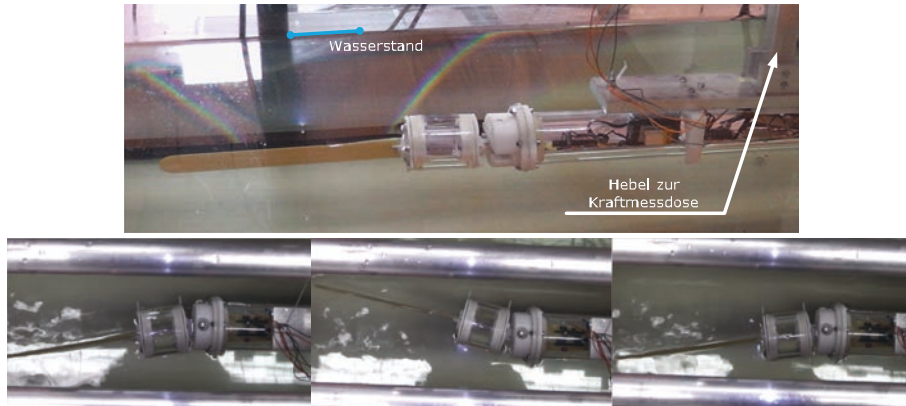
$$I(t) = \frac{(I_{\text{mess}}(t) - 0,0025)}{0,98} \quad (39)$$

## 7.4 Voruntersuchungen zur Eigenschaftsabsicherung des Versuchsstandes

Innerhalb des vorliegenden Kapitels werden die konstruierten Versuchsstände sowie die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 Voruntersuchungen unterzogen, um die gewünschten Funktionen zu überprüfen. Dabei ist die Erfassung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  von vordergründigem Interesse, da diese später sowohl für die Auswertung der Zeit-Strom-, als auch der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe verwendet wird. Die Versuche finden im Wasser statt.

### 7.4.1 Versuchsvorbereitung, -durchführung und -auswertung

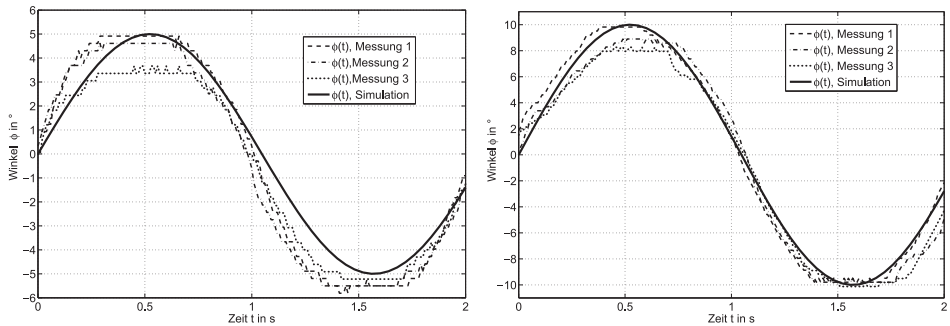
Für die Untersuchungen wird der Kapitel 7 dokumentierte Versuchsstand bestehend aus der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE, Variante EXP-1 und den Aufbauten zur Erfassung der Zeit-Strom- bzw. Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufen verwendet. Abbildung 99 zeigt die innerhalb der Lagerung befindliche Variante EXP-1.



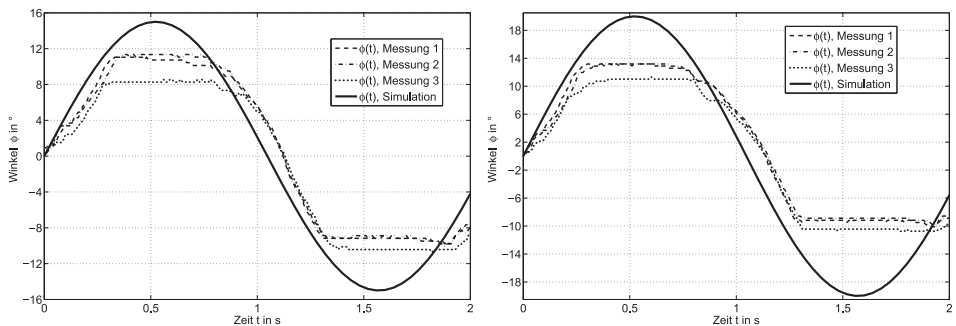
**Abbildung 99:** Ansicht des Experimentalaufbaus sowie der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, EXP-1 während der Voruntersuchungen bei einer Amplitude  $A = 10^\circ$  (Bildsequenzen aus einem Video)

Die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 besteht für die Voruntersuchung aus dem Basismodul, einem Effekormodul und der Flosse, diese Variante wird nachfolgend EXP-1 genannt. Aufgenommen wird der zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle; während aller Versuche findet eine Überwachung des Wasserstandes statt (vgl. Abschnitt 7.3).

Unter Variation des Parameters Amplitude  $A$  (Sollwert) innerhalb des auf MATLAB<sup>®</sup> SIMULINK basierenden Steuerprogramms wird die Abtriebswelle des Basismoduls durch den singulären Aktuator um einen Winkel  $\varphi(t)$  (Ist-Wert) ausgelenkt. Der zeitabhängige Winkel wird durch das Potentiometer unterhalb der Abtriebswelle erfasst, die sich so ändernde Spannung wird mittels LABVIEW<sup>®</sup> aufgenommen und in einen Winkel gewandelt und gespeichert (vgl. Abschnitt 7.2.3.). Abbildung 100 und Abbildung 101 zeigen den aufgenommenen zeitabhängigen Winkel  $\varphi(t)$  für verschiedene Amplituden  $A$ . Alle Darstellungen wurden bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz durchgeführt. Zum Vergleich ist der simulierte zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  dargestellt.



**Abbildung 100:** Vergleich des gemessenen zeitabhängigen Winkels (Anzahl Messung  $N = 3$ ) mit den Simulationen bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz und Amplitude  $A = 5^\circ$  (links) und  $A = 10^\circ$  (rechts)



**Abbildung 101:** Vergleich des gemessenen zeitabhängigen Winkels (Anzahl Messung  $N = 3$ ) mit den Simulationen bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz und Amplitude  $A = 15^\circ$  (links) und  $A = 20^\circ$  (rechts)

Die Erfassung des zeitabhängigen Winkels  $\phi(t)$  lässt erkennen, dass bei einer Amplitude  $A = 5^\circ$  und  $10^\circ$  Simulation und Realität hinsichtlich Phasenlage sowie Maximal-/Minimalwert gut übereinstimmen. Bei Vorgabe einer Amplitude  $A$  von  $15^\circ$  ist für die Maxima und Minima des gemessenen zeitabhängigen Winkels  $\phi(t)$  ein Plateau bei  $\pm 10^\circ$  zu beobachten, damit weicht das Messergebnis (Ist-Wert) um ca.  $5^\circ$  vom simulierten zeitabhängigen Winkel (Sollwertmaxima/-minima bei  $\pm 15^\circ$ ) ab. Für die Vorgabe einer Amplitude  $A$  von  $20^\circ$  tritt dieses Phänomen ebenfalls auf, hier beträgt die Abweichung zwischen den Maxima und Minima der Messung (Ist-Werte:  $+12^\circ/-10^\circ$ ) und der vorgegebenen Amplitude (Sollwert:  $\pm 20^\circ$ ) ca.  $8^\circ-10^\circ$ . Die Phase stimmt weiterhin gut zwischen Simulation und Experiment überein.

Ursache der Abweichung des experimentell erfassten und simulierten zeitabhängigen Winkels  $\phi(t)$  insbesondere bei großen Amplituden ist die Koppel der Parallelkurbel. Dieses Element der Transmission befindet sich gemäß Abbildung 102 zwischen Servohorn des singulären Aktuators und Abtriebswelle. Infolge der Oszillation der Abtriebswelle, spricht dem periodischen Wechsel zwischen einem Minimum bzw. Maximum des

zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  ist die Koppel einer wechselnden Zug- und Druckbelastung ausgesetzt. Infolge der derzeitigen Gestalt der Koppel (große Länge, geringer Querschnitt) besitzt diese eine geringe Druckfestigkeit; aufgrund der beidseitigen Festlagerung während der Oszillation kommt es bei Druckbelastung durch den singulären Aktuator zur Knickung. Als Folge dieser Knickung tritt der zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  lediglich am Servohorn auf; jedoch nicht an der Abtriebswelle.

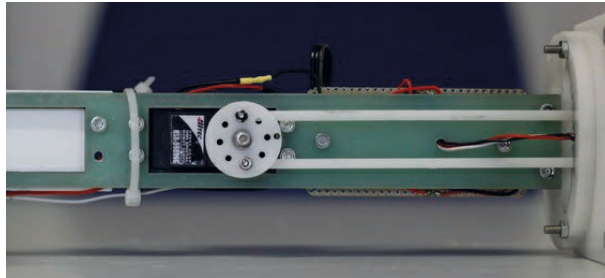


**Abbildung 102:** Darstellung der infolge der Oszillation einer Knickung unterworfenen Koppel innerhalb des Antriebsstrangs

Zur Vermeidung von Knickung wird nachfolgend die Gestalt der Koppel überarbeitet: An Stelle einer wechselnd zug- und druckbelasteten Koppel werden zukünftig zwei antagonistisch arbeitende Hebel verwendet, so dass jeweils einer immer auf Zug belastet wird.

### 7.4.2 Modifikation ausgewählter Baugruppen

Basierend auf den Erkenntnissen der Voruntersuchungen der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, Variante EXP-1 wird die Baugruppe Antriebsstrang des Basismoduls modifiziert. Grund hierfür ist die beobachtete Knickung der Koppel der Parallelkurbel bei auftretender Druckbelastung infolge der oszillierenden Bewegung des singulären Aktuators. Zur Reduktion der Knickung der Koppel wird der Mechanismus der Parallelkurbel um einen weiteren Hebel ergänzt; die temporäre Druckbelastung wird so weitestgehend in eine Zugbelastung umgewandelt. Des Weiteren wird der Übergang der Abtriebswelle auf das den zeitabhängigen Winkel  $\varphi(t)$  erfassende Potentiometer optimiert. Die bisher verwendete Kupplung aus Acetalharz wird durch eine eng tolerierte Presspassung ersetzt. Somit werden der Verschleiß der Kupplung und damit ein über die Zeit zunehmendes Spiel der Verbindung deutlich reduziert. Zudem ermöglicht die eng tolerierte Presspassung eine optimale Übertragung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  auf das diese Verschiebung erfassende Potentiometer. Abbildung 103 untersetzt die vorgenommenen Modifikationen.



**Abbildung 103:** Modifikationen der Baugruppe Antriebsstrang am Basismodul der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, hier Umrüstung auf doppelte Koppel

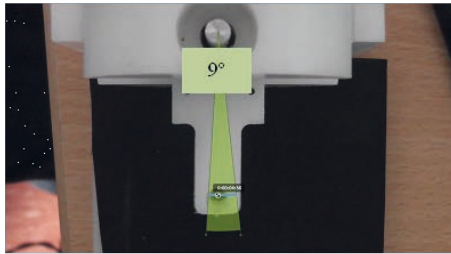
### **Eigenschaftsabsicherung der modifizierten Baugruppe Antriebsstrang**

Nachfolgend wird die modifizierte Baugruppe erneut einer Eigenschaftsabsicherung unterzogen, um die an die Baugruppe Antriebsstrang gestellten Anforderungen hinsichtlich des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  zu überprüfen. Analog zur Eigenschaftsabsicherung innerhalb Abschnitt 6.3 wird der Versuchsstand zur Analyse der Baugruppe Antriebsstrang und die Software KINOVEA verwendet. Die Versuche finden innerhalb des Mediums Luft statt.

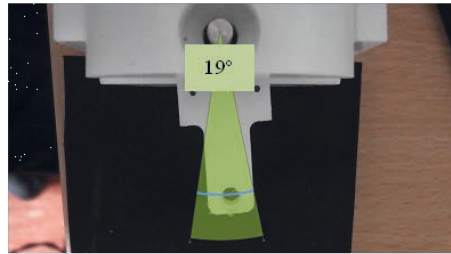
Die Sollwertvorgabe zum Erzielen des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  erfolgt erneut über Vorgabe der Amplitude  $A$  innerhalb des Steuerprogramms der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 (vgl. Abschnitt 6.3). Innerhalb des Programms wird die Amplitude  $A$  zwischen  $0^\circ$  und  $20^\circ$  in Schritten von  $5^\circ$  variiert, die Frequenz beträgt während allen Messungen  $0,48$  Hz. Tabelle 47 und Abbildung 104 stellen den ermittelten zeitabhängigen Winkel  $\varphi(t)$  unter Nutzung der Open Source Software KINOVEA (vgl. Anhang A - VI und [111]) dar.

**Tabelle 47:** Zeitabhängiger Winkel  $\varphi(t)$  bei Variation der Amplitude A (Sollwert) des singulären Aktuators

Amplitude A in °	$\varphi(t)$ in °
5	$\pm 4,5 \pm 1$
10	$\pm 9,5 \pm 1$
15	$\pm 15 \pm 1$
20	$\pm 19,5 \pm 1$



Amplitude Sollwert 5°, Istwert 4,5°



Amplitude Sollwert 10°, Istwert 9,5°



Amplitude Sollwert 15°, Istwert 15°



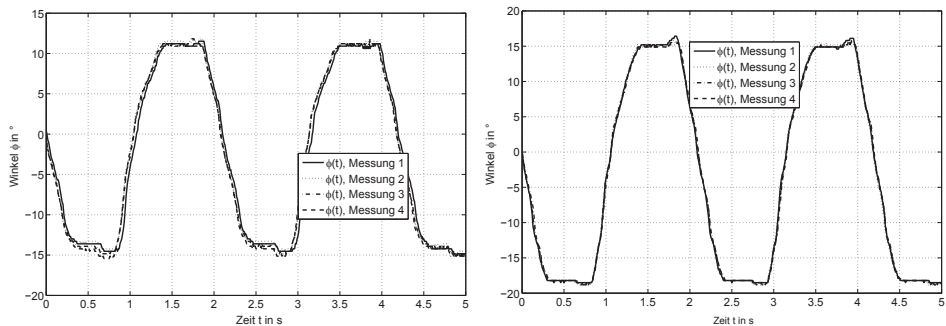
Amplitude Sollwert 20°, Istwert 20°

**Abbildung 104:** Zeitabhängiger Winkel  $\varphi(t)$  bei Variation der Amplitude A des singulären Aktuators

Unter Berücksichtigung des fertigungsbedingten Spiels der mechanischen Elemente der Baugruppe Antriebsstrang zeigt die Analyse der Bewegung der überarbeiteten Baugruppe Antriebsstrang innerhalb der Software KINOVEA, dass der zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  mit dem jeweilig vorgegebenen Sollwert der Amplitude A übereinstimmt.

## Untersuchung der modifizierten Baugruppe Antriebsstrang innerhalb des Experimentalaufbaus

Unter Verwendung des in Kapitel 7 dokumentierten Versuchsstands und der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, EXP-1 erfolgt die erneute Aufnahme von Zeit-Winkel-Verläufen. Die Messungen finden im Wasser statt. Abbildung 105 stellt exemplarisch die Erfassung der Ist-Werte des zeitabhängigen Winkels  $\phi(t)$  bei Vorgabe der Sollwerte Amplitude  $A = 15^\circ$ ,  $A = 20^\circ$  durch die Steuerung dar. Die Frequenz während der Messungen beträgt  $f = 0,48$  Hz.



**Abbildung 105:** Zeit- Winkelverlauf bei Verwendung der Steuerparametern  
links: Amplitude  $A = 15^\circ$  und  $f = 0,48$  Hz, rechts: Amplitude  $A = 20^\circ$  und  $f = 0,48$  Hz

Infolge der Modifikation der Baugruppe Antriebsstrang reduziert sich das in Abbildung 83 dargestellte Plateau des zeitabhängigen Winkels  $\phi(t)$  für  $A = 15^\circ$  und  $A = 20^\circ$ . Infolge des Doppelhebels und der dadurch reduzierten Druckbelastung wird ein Maximum des zeitabhängigen Winkels  $\phi(t)$  von  $+12^\circ$  und ein Minimum von  $-14^\circ$  bei Vorgabe von  $A = 15^\circ$  erfasst, bei Vorgabe von  $A = 20^\circ$  beträgt  $\phi(t)$   $+15^\circ$  bzw.  $-18^\circ$ . Die Unterschiede sind auf Stick-Slip innerhalb des Reibbelags des Potentiometers, das Spiel des Doppelhebels von ca.  $\pm 1^\circ$  sowie auf den Einfluss der Widerstandskraft zurückzuführen. Für die geplanten Experimente innerhalb von Kapitel 8 ist die Baugruppe Antriebsstrang jedoch hinreichend modifiziert.

## 7.5 Fazit des Entwurfs eines Versuchsstandes zur Eigenschaftsvalidierung

Innerhalb von Kapitel 7 wird ein Versuchsstand zur Validierung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 entworfen, umgesetzt und getestet. Dabei weisen die Voruntersuchungen die Funktion aller relevanten Komponenten des Versuchstandes nach. Tabelle 48 stellt dieses zusammenfassend dar.

**Tabelle 48:** Zusammenfassung der relevanten Funktionen des Versuchsstandes zur Charakterisierung des Bewegungsverhaltens der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Beschreibung	Forderung	Erfüllt zu	Bemerkung
Simulationsgetreue Einspannung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0	Fest	100%	
Ermöglicht Untersuchung in fluidischer Umgebung	Fest	100%	Fluid austauschbar, derzeit Wasser
Ermittlung und Speicherung der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0	Fest	100%	Unter Verwendung von LABVIEW®
Ermittlung und Speicherung der Zeit-Strom-Verläufe der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0	Fest	100%	Unter Verwendung von LABVIEW®
Erfassung des zeitabhängigen Winkels $\varphi(t)$ der Abtriebswelle	Fest	100%	
Charakterisieren anderer Schwimmroboter	Wunsch	90%	Anpassung der elektronischen/informationstechnischen Schnittstellen, Konstruktion einer individuellen Befestigung innerhalb des Versuchsstandes je Roboter

Hervorzuheben ist an dieser Stelle, dass aufgrund der definierten mechatronischen Schnittstellen auch andere Schwimmroboter untersucht und hinsichtlich ihrer Eigenschaften mit der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 verglichen werden können.

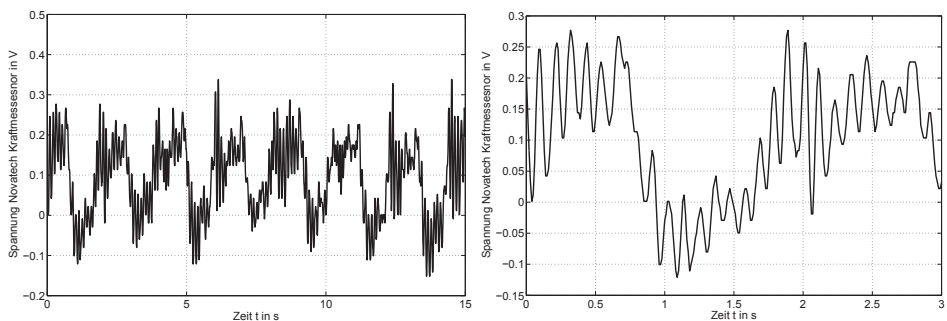


## 8 Experimentelle Untersuchung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Innerhalb von Kapitel 8 erfolgt die Analyse des Energiebedarfs anhand der elektrischen Energie sowie des Bewegungsverhaltens der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0. Hierfür werden die für die Bewegung erforderlichen Zeit-Strom- bzw. die aus der Bewegung resultierenden Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe aufgenommen und ausgewertet. Die Messung des Strombedarfs erfolgt in der Zuleitung zum Servomotor HSR-5980SG. Die Strommessung wird zeitlich parallel mit der Erfassung des Bewegungsverhaltens durchgeführt. Die anschließende Auswertung ermittelt zum einen die elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 je Periode  $T$ , zum anderen erfolgt die Darstellung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  je Periode  $T$ . Alle Messungen erfolgen unter Verwendung der in Kapitel 7 konstruierten Versuchsstände und –aufbauten.

### 8.1 Ermittlung des Kraftstoßes

Abbildung 106 zeigt einen typischen, während der Experimente zu erfassenden Zeit-Spannungs-Verlauf des Kraftmessensors F250UFR0H0 von NOVATECH, welcher gemäß (40) in die Lagerreaktionskraft  $F_{\text{Lexp}}(t)$  umgerechnet wird. Die Daten wurden während der Untersuchungen der Variante EXP-1 in der Konfiguration Amplitude  $A = 15^\circ$ , Frequenz  $f = 0,48$  Hz aufgenommen. Die Daten sind ungefiltert.



**Abbildung 106:** Aufgenommener, exemplarischer Zeit-Spannungs-Verlauf zur Bestimmung von  $F_{\text{Lexp}}(t)$ , vollständig (links) und Detailansicht (rechts), Variante EXP-1, Amplitude  $A = 15^\circ$ , Frequenz  $f = 0,48$  Hz

Die Gleichung (40) zeigt die Berechnungsvorschrift für alle Messwerte der Lagerreaktionskraft  $F_{Lexp}(t)$ .

$$F_{Lexp}(t) = \left( \left( \frac{U_{Lexp}(t) + b_r}{a_r} \right) \cdot \frac{9,81 \text{ m}}{1000 \text{ s}^2} \cdot \frac{15 \text{ mm kg}}{352,5 \text{ mm}} \right) \quad (40)$$

Aufgrund der oszillierenden Bewegung des Effektormoduls weisen die berechneten Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe sowohl einen positiven (oberhalb der Zeitachse) als auch einen negativen Anteil (unterhalb der Zeitachse) auf.

Infolge dieser positiven und negativen Kraftanteile kann allein der Verlauf der Lagerreaktionskraft analog zur Simulation nicht für eine Aussage hinsichtlich des Bewegungsverhaltens genutzt werden. Es wird nachfolgend erneut gemäß (41) das Integral  $F_{Lexp}(t)dt$  gebildet und der resultierende Kraftstoß  $I_{exp}$  berechnet.

$$I_{exp} = \int_{t_0}^{t_1} F_{Lexp}(t) dt \quad (41)$$

Damit ermöglicht die Analyse der resultierenden Größe des Kraftstoßes  $I_{exp}$  die gewünschte Charakterisierung des Bewegungsverhaltens der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0. Analog der Bewertung der Ergebnisse des Kraftstoßes  $I_{sim}$  der in Kapitel 5 durchgeführten Simulation der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 zeigt Tabelle 49 die sich ergebenden Varianten.

Ziel ist erneut die Ermittlung derjenigen Parameter (Federsteifigkeiten  $c$ , Anzahl Effektormodule  $n_E$ , Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  des singulären Aktuators) bei welchen eine Vorwärtsbewegung auftritt. Dabei wird die Vorwärtsbewegung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 aufgrund der Sensororientierung innerhalb des Messaufbaus durch einen positiven Kraftstoß  $I_{exp}$  dargestellt. Der Fall der ungerichteten Bewegung, bzw. ein negativer Kraftstoß  $I_{exp}$  ist nicht gewünscht. Somit ist die Bedeutung des Vorzeichens gegengleich zur Simulation.

**Tabelle 49:** Charakterisierung des Bewegungsverhaltens der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 anhand des Kraftstoßes  $I_{exp}$

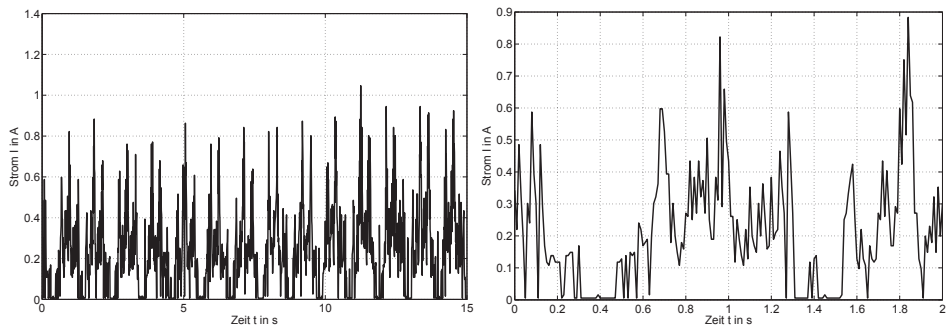
Vorzeichen des Kraftstoßes $I_{exp}$	Interpretation
Positiv	Vorwärts gerichtete Bewegung der Experimentalplattform => <b>gewünscht</b>
Negativ	Ungerichtete Bewegung der Experimentalplattform => <b>nicht gewünscht</b>

Zu Beginn jeder Messung wird zudem das Nullsignal des NOVATECH Kraftmessensors erfasst. Das Nullsignal ist hierbei diejenige Lagerreaktionskraft  $F_{Lexp}(t)$ , welches die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 in der Ruhelage im Messaufbau generiert. Jeder während der Experimente aufgenommene Wert der Lagerreaktionskraft  $F_{Lexp}(t)$  wird innerhalb der Auswertung um dieses Nullsignal durch Subtraktion bereinigt.

Unter der Annahme dass es sich bei den aufgenommenen Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufen um periodische Schwingungen handelt, wird der Bereich  $t_0$  bis  $t_1$  auf fünf Periodendauern  $T$  zur Kompensation von zufälligen Störeinflüssen festgelegt. Die Bestimmung der Grenzen  $t_0$  und  $t_1$  erfolgt anhand des mittels des Potentiometers gemessenen zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle des Basismoduls. Anschließend wird über diese fünf Perioden der Kraftstoß  $I_{exp5}$  gebildet. Für die Bildung von  $I_{exp}$  wird  $I_{exp5}$  anschließend auf eine Periode  $T$  gemittelt, diese Ergebnisse sind in den nachfolgenden Abschnitten des vorliegenden Kapitels tabellarisch dargestellt. Eine vollständige Erläuterung der Berechnung des Kraftstoßes  $I_{exp}$  und  $I_{exp5}$  ausgehend von den Messdaten ist im Anhang A - VIII dargestellt.

## 8.2 Ermittlung der elektrischen Energie

Die Ermittlung der elektrische Energie  $E_{exp}$  erfolgt auf Basis des ermittelten Zeit-Strom-Verlaufs unter Verwendung der Strommessschaltung. Abbildung 107 zeigt einen typischen, während der Experimente aufgenommenen Zeit-Strom-Verlauf der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, hier Variante EXP-1, Amplitude  $A = 15^\circ$ , Frequenz  $f = 0,48$  Hz. Die Daten sind ungefiltert.



**Abbildung 107:** Aufgenommener, exemplarischer Zeit-Strom-Verlauf, EXP-1, Amplitude  $A = 15^\circ$ , Frequenz  $f = 0,48$  Hz, vollständig (links) und Detailansicht (rechts)

Die Berechnung des während der Experimente erforderlichen Leistungsbedarfs  $P(t)$  der untersuchten Varianten der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 erfolgt gemäß (42):

$$P(t) = \frac{(I(t) - 0,0025)}{0,98} \cdot U \quad (42)$$

Die Spannung  $U$  beträgt während aller Messungen 7,16 V. Zur Bestimmung der während fünf Perioden  $T$  erforderlichen elektrischen Energie  $E_{\text{exp5}}$  wird der Zeit-Leistungsbedarf-Verlauf innerhalb der Grenzen  $t_0$  bis  $t_1$  gemäß (43) integriert.

$$E_{\text{exp5}} = \int_{t_0}^{t_1} P(t) dt \quad (43)$$

Die Festlegung der Integrationsgrenzen erfolgt analog der Auswertung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  unter Verwendung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle des Basismoduls. Anschließend wird der Mittelwert der Energie  $E_{\text{exp}}$  für eine Periode  $T$  gebildet. Eine vollständige Erläuterung der Berechnung der elektrischen Energie  $E_{\text{exp5}}$  und  $E_{\text{exp}}$  ausgehend von den Messdaten ist im Anhang A - VIII dargestellt.

### 8.3 Experimentelle Untersuchung

Nachfolgend werden die mit der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 durchgeführten Versuche beschrieben und die Ergebnisse der Auswertung dargelegt. Im Anschluss erfolgen eine Diskussion der Ergebnisse sowie die Betrachtung der Messabweichungen.

#### Versuchsvorbereitung

Zur Vorbereitung der Messungen wird der Versuchsstand mit den Messaufbauten zur Bestimmung des Bewegungsverhaltens sowie des Leistungsbedarfs versehen (vgl. Kapitel 7). Nachfolgend erfolgt das Einsetzen der jeweils zu untersuchenden Variante der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0. Die innerhalb der vorliegenden Arbeit untersuchten Varianten sind EXP-1 (Basismodul, 1 Effektormodul, Flosse), EXP-2 (Basismodul, 2 Effektormodule, Flosse) und EXP-3 (Basismodul, 3 Effektormodule, Flosse). Die Eigenschaften der Varianten sind in Tabelle 50 dargestellt. Die Bereiche der jeweilig variierten Parameter werden, basierend auf den Ergebnissen der Simulation, gezielt begrenzt.

**Tabelle 50:** Untersuchte Varianten und Anzahl der Messungen der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Untersuchte Variante	Federsteifigkeit $c_1 = c_2$ Gelenk 1 in N/mm	Federsteifigkeit $c_3 = c_4$ Gelenk 2 in N/mm	Wiederholung je Konfiguration
<b>EXP-1</b> (Basismodul, 1 Effektivmodul, Flosse) Frequenz f: 0,48 Hz Amplitude A: 5°, 10°, 15°, 20°	Nicht vorhanden	Nicht vorhanden	16
<b>EXP-2</b> (Basismodul, 2 Effektivmodule, Flosse) Frequenz f: 0,48 Hz Amplitude A: 5°, 10°, 15°, 20°	0,243	Nicht vorhanden	8
	0,594		8
	0,806		8
	1,451		8
	2,051		8
<b>EXP-3</b> (Basismodul, 3 Effektivmodule, Flosse) Frequenz f: 0,48 Hz Amplitude A: 5°, 10°, 15°, 20°	0,243	0,243	8
	0,806	0,806	8
	2,051	2,051	8

Die Veränderung der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  des Gelenks 1 sowie  $c_3 = c_4$  des Gelenks 2 erfolgt manuell. Verwendet werden Federn der Firma GUTEKUNST mit den in Tabelle 50 gezeigten Steifigkeiten. Steuerseitig erfolgt eine Variation der Amplitude A des singulären Aktuators der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0. Die Frequenz f beträgt während aller Experimente 0,48 Hz. Zur Absicherung der Aussagekraft der Ergebnisse werden die Messungen bei gleichen Parametern wiederholt, Tabelle 51 zeigt die Anzahl der Messungen je Variante.

**Tabelle 51:** Anzahl der Messungen je untersuchter Variante

**Messungen zur Ermittlung der elektrischen Energie  $E_{exp}$**

Variante	Amplitude	Frequenz	$c_1 = c_2$ Gelenk 1	$c_3 = c_4$ Gelenk 2	Wiederholungen je Konfiguration	Gesamt
Exp-1	4	1	-	-	16	64
Exp-2	4	1	8	-	8	256
Exp-3	4	1	3	3	8	288
						<b>608</b>

**Messungen zur Ermittlung des Kraftstoßes  $I_{exp}$**

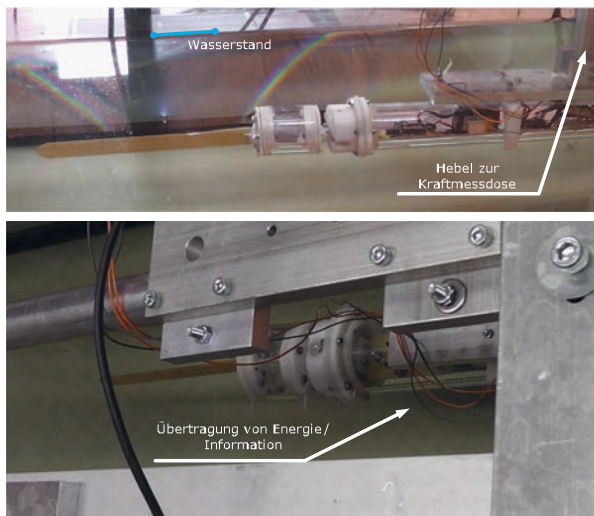
Variante	Amplitude	Frequenz	$c_1 = c_2$ Gelenk 1	$c_3 = c_4$ Gelenk 2	Wiederholungen je Konfiguration	Gesamt
Exp-1	4	1	-	-	16	64
Exp-2	4	1	8	-	8	256
Exp-3	4	1	3	3	8	288
						<b>608</b>

Als letzter Schritt der Vorbereitung sind sämtliche Messaufbauten gemäß der in Kapitel 7 dargelegten Vorgehensweise zu kalibrieren.

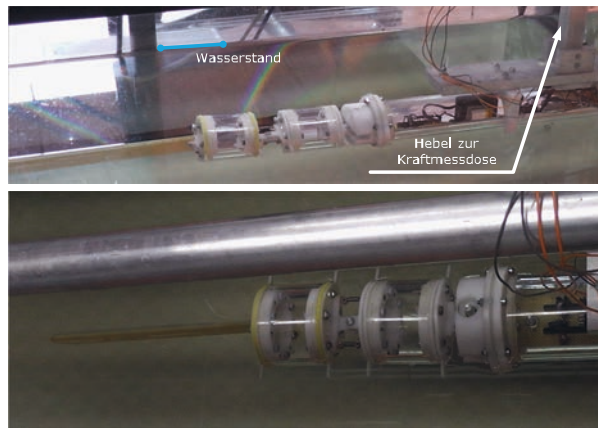
## Versuchsdurchführung

Zur reproduzierbaren Aufnahme der gewünschten Zeit-Lagerreaktionskraft- und Zeit-Strom-Verläufe sind die Experimente wie folgt aufgebaut:

Zu Beginn der Messung befindet sich die zu untersuchende Variante EXP-1 der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 gemäß Abbildung 108 gestellfest gelagert innerhalb des in Kapitel 7 dokumentierten Versuchsstandes. Anschließend ist der Offset innerhalb des MATLAB® Steuerprogramms derartig zu wählen, dass eine fluchtende Ausrichtung aller Starrkörperelemente mit dem Basismodul auftritt. Es ergibt sich die Nulllage der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0.

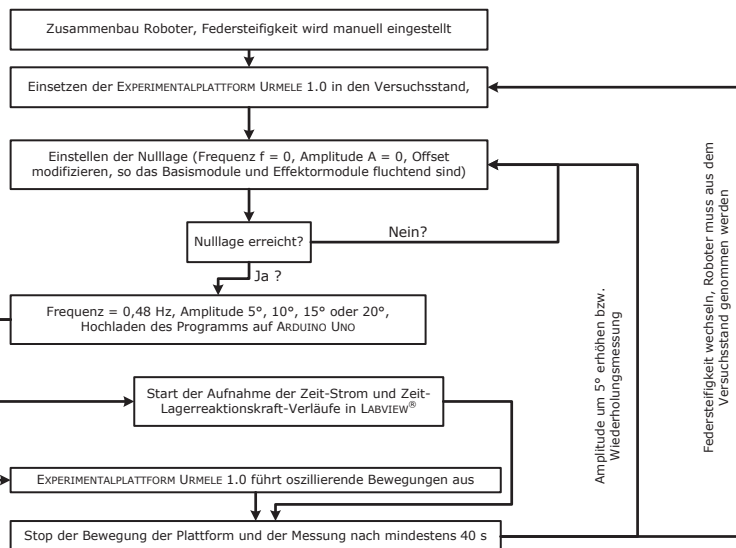


**Abbildung 108:** oben: EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, Variante EXP-1 innerhalb des Versuchsstandes, unten: Nulllage



**Abbildung 109:** oben: EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, Variante EXP-2 innerhalb des Versuchsstandes, unten: Nulllage

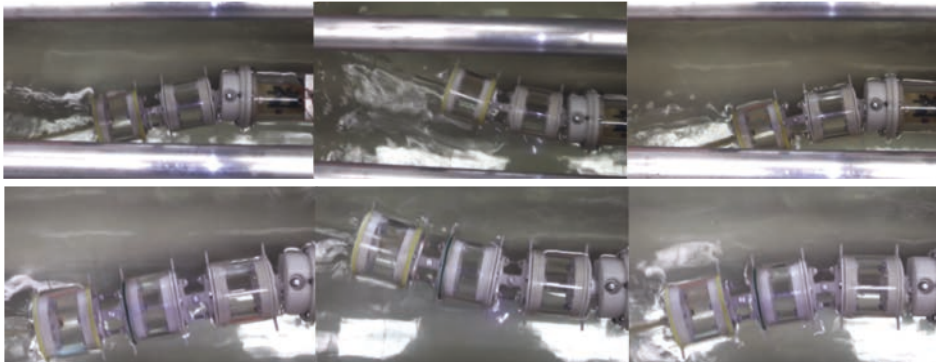
Den Versuchsablauf stellt der Versuchsablaufplan innerhalb von Abbildung 110 dar.



**Abbildung 110:** Versuchsablaufplan aller Varianten der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 zur Erfassung der Zeit-Lagerreaktionskraft- sowie der Zeit-Leistungsbedarf-Verläufe

Ausgehend von der Nulllage (vgl. Abbildung 109) wird bei gleicher Frequenz  $f$  die Amplitude  $A$  des singulären Aktuators der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 im

Bereich  $5^\circ$  bis  $20^\circ$  in Schritten von  $5^\circ$  für jede in Tabelle 51 dargestellte Variante variiert. Die resultierenden Zeit-Strom- sowie die Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe werden aufgezeichnet. Zur Vernachlässigung von Einschwingvorgängen werden die Messwerte erst ab einem Zeitpunkt  $t = 15$  s für eine Berechnung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  bzw. der erforderlichen elektrischen Energie  $E_{\text{exp}}$  verwendet (vgl. NAKABAYASHI et al., 2008 [64]).



**Abbildung 111:** Bewegung der federnd verkoppelten Effektormodule der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 innerhalb des Versuchsstandes,  
**oben:** Variante Exp-2 mit Amplitude  $A = 15^\circ$ , Frequenz  $f = 0,48$  Hz, Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 1,451$  N/mm,  
**unten:** Variante Exp-3 mit Amplitude  $A = 15$ , Frequenz  $f = 0,48$  Hz, Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_4 = 2,051$  N/mm  
(Bildsequenzen aus einem Video)

Die Variation der Amplitude  $A$ , der Anzahl der Effektormodule  $n_E$  sowie der Wert der Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_4$  bewirkt dabei eine Oszillation der Starrkörperelemente um die Abtriebswelle des Basismoduls gemäß Abbildung 111. Nach jeder Messung erfolgt ein Anfahren der Nulllage, jede Messung wird zur Absicherung der Ergebnisse 8-mal an verschiedenen Tagen wiederholt (vgl. Tabelle 51). Eine Ausnahme stellt die Variante EXP-1 dar; hier beträgt die Anzahl der durchgeführten Messungen  $N = 16$ .

Des Weiteren ist nach jeder Messung darauf zu achten, dass sich das durch die Oszillation der federnd verkoppelten Starrkörperelemente in Bewegung versetzte Wasser vollständig beruhigt hat. Dieses gilt:

- 1) nach jeder Veränderung des Steuerparameters Amplitude  $A$
- 2) bei einem Wechsel der Federsteifigkeiten, bei denen die Effektormodule vom Basismodul gelöst und nach erfolgtem Federtausch wieder montiert werden.



## 8.4 Auswertung der erforderlichen elektrischen Energie und des resultierenden Kraftstoßes

Die Auswertung aller durchgeführten Experimente unterteilt sich in die Varianten EXP-1, EXP-2 und EXP-3.

Die den Berechnungen zugrunde liegenden Berechnungsvorschriften zur Ermittlung der elektrischen Energie sowie des Kraftstoßes und sämtliche Ergebnisse können Anhang A - VIII entnommen werden. Dabei sind für die Berechnung der Kraftstöße  $I_{\text{exp}}$  je Periode T sowohl die Rohmessdaten als auch die gewichteten Messdaten dokumentiert. Der Unterschied zwischen Rohmessdaten und gewichteten Messdaten ist dabei der Wert des Nullsignals: Infolge von Artefakten gibt der Kraftmesssensor für manche Messungen ein im Verhältnis zu den übrigen Messungen hohes Nullsignal an. Mit Beginn der Messung verschwindet dieser „Peak“ jedoch, der innerhalb der nachfolgenden Messung aufgenommene Verlauf der Lagerreaktionskraft  $L_{\text{exp}}(t)$  stellte sich als vergleichbar zu denjenigen Messungen mit „normalem“ Nullsignal dar. Daher wird für solche Fälle das zu Beginn der Messreihe erfasste Nullsignal verwendet. Da damit jedoch die Rohmessdaten modifiziert werden, werden die Messwerte nachfolgend als gewichteten Messdaten bezeichnet.

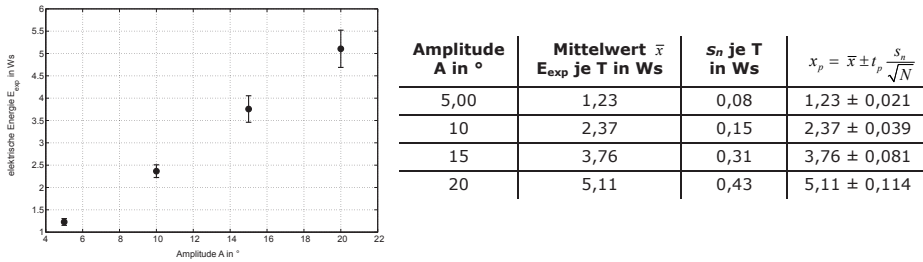
### 8.4.1 Auswertung und Interpretation der Untersuchung der Variante Exp-1

Die elektrische Energie  $E_{\text{exp5}}$  und  $E_{\text{exp}}$  der Variante EXP-1 ist exemplarisch für die Messungen eins bis acht in Tabelle 52 zusammengefasst, die vollständige Darstellung aller 16 Messungen ( $N = 16$ ) befindet sich im Anhang A - VIII.

**Tabelle 52:** Darstellung der elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$ , EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 Variante EXP-1 in Abhängigkeit der Amplitude A

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{\text{exp5}}(5 T)$	6,34	6,56	6,24	6,06	6,85	6,67	5,87	5,88
	$E_{\text{exp}}(1 T)$	1,27	1,31	1,25	1,21	1,37	1,33	1,17	1,18
	$R_B^2$	0,88	0,91	0,91	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91
10	$E_{\text{exp5}}(5 T)$	11,10	11,12	13,38	10,93	12,26	11,59	11,19	11,49
	$E_{\text{exp}}(1 T)$	2,22	2,22	2,68	2,19	2,45	2,32	2,24	2,30
	$R_B^2$	0,92	0,93	0,92	0,90	0,92	0,92	0,93	0,93
15	$E_{\text{exp5}}(5 T)$	16,67	18,03	20,48	16,47	17,68	17,94	20,62	19,97
	$E_{\text{exp}}(1 T)$	3,33	3,61	4,10	3,29	3,54	3,59	4,12	3,99
	$R_B^2$	0,90	0,93	0,92	0,91	0,93	0,91	0,92	0,93
20	$E_{\text{exp5}}(5 T)$	27,55	27,86	23,07	24,09	23,75	25,75	20,96	23,46
	$E_{\text{exp}}(1 T)$	5,51	5,57	4,61	4,82	4,75	5,15	4,19	4,69
	$R_B^2$	0,93	0,93	0,91	0,91	0,92	0,92	0,91	0,91

Die Auswertung der elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  verdeutlicht, dass mit zunehmender Amplitude  $A$  die erforderliche elektrische Energie je Periode  $T$  bzw. je fünf Perioden  $T$  zunimmt. Dabei sind die Ergebnisse bei gleicher Amplitude durchaus vergleichbar, die Standardabweichungen liegen zwischen 6 % und 8 %. Die Mittelwerte der elektrischen Energie  $E_{\text{exp}}$  je Periode, die Standardabweichung und das Ergebnis der 16 Messungen  $x_p$  zeigt Abbildung 112.



**Abbildung 112:** Mittelwert und Standardabweichung der elektrischen Energie  $E_{\text{exp}}$  der Variante EXP-1 bei Variation der Amplitude  $A$ ,  $P = 68,3\%$ ,  $t_p \approx 1,06$  ( $N = 16$ ), links: graphisch, rechts: tabellarisch

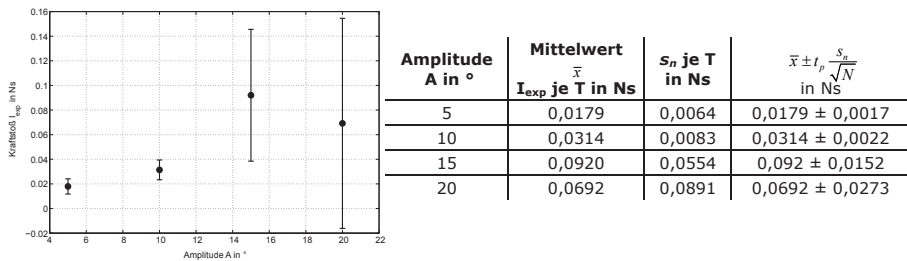
Bei Vorgabe einer Amplitude  $A = 5^\circ$  beträgt die für eine Oszillation über eine Periode  $T$  benötigte Energie  $E_{\text{exp}}$  im Mittel  $(1,23 \pm 0,021)$   $\text{Ws}$  bei einer statistische Sicherheit  $P$  von 68,3 % und einem Faktor  $t_p = 1,06$  (Anzahl der Messungen  $N = 16$ , vgl. HERING et al., 2004 [34]). Für  $A = 20^\circ$  ist die für eine Oszillation über eine Periode  $T$  benötigte Energie  $E_{\text{exp}}$  im Mittel  $(5,11 \pm 0,11)$   $\text{Ws}$ .

Analog der Darstellung der elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  sind die Werte der Berechnung des Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  der Variante EXP-1 exemplarisch für die Messungen eins bis acht in Tabelle 53 zusammengefasst, die vollständige Darstellung aller 16 Messungen befindet sich im Anhang A - VIII.

**Tabelle 53:** Darstellung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}$  in Ns je Periode T, gewichtete Messdaten, EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, Variante EXP-1

Amplitude in °		M9	M10	M11	M12	M13	M14	M15	M16
5	$I_{exp5}(5 T)$	0,1081	0,1372	0,1213	0,1073	0,1002	0,0897	0,1199	0,1308
	$I_{exp}(1 T)$	0,0216	0,0274	0,0243	0,0215	0,0200	0,0179	0,0240	0,0262
	$R_B^2$	0,9928	0,9930	0,9922	0,9939	0,9908	0,9908	0,9920	0,9924
10	$I_{exp5}(5 T)$	0,1947	0,1692	0,1996	0,1759	0,1623	0,2468	0,1886	0,2018
	$I_{exp}(1 T)$	0,0389	0,0338	0,0399	0,0352	0,0325	0,0494	0,0377	0,0404
	$R_B^2$	0,9955	0,9959	0,9942	0,9969	0,9940	0,9959	0,9948	0,9957
15	$I_{exp5}(5 T)$	0,2486	0,6081	0,5000	0,5026	0,6595	0,4606	0,7594	-0,2029
	$I_{exp}(1 T)$	0,0497	0,1216	0,1000	0,1005	0,1319	0,0921	0,1519	-0,0406
	$R_B^2$	0,9982	0,9983	0,9984	0,9986	0,9986	0,9986	0,9987	0,9987
20	$I_{exp5}(5 T)$	0,1964	1,0795	-0,1603	-0,1604	-0,4754	0,2682	0,8598	0,6337
	$I_{exp}(1 T)$	0,0393	0,2159	-0,0321	-0,0321	-0,0951	0,0536	0,1720	0,1267
	$R_B^2$	0,9997	0,9996	0,9996	0,9996	0,9993	0,9994	0,9994	0,9994

Die Darstellung der jeweiligen Mittelwerte und der Standardabweichung  $s_n$  des Kraftstoßes  $I_{exp}$  zeigt Abbildung 113.



**Abbildung 113:** Kraftstoß  $I_{exp}$  in Ns der Variante EXP-1 bei Variation der Amplitude A,  $P = 68,3 \%$ ,  $t_p \approx 1,06$  ( $N = 16$ ), links: graphisch, rechts: tabellarisch

Die Betrachtung der Mittelwerte des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}$  zeigt, dass mit zunehmender Amplitude A  $I_{exp}$  ansteigt. Allerdings nimmt auch die Standardabweichung ab  $A = 15^\circ$  deutlich zu. Damit können die Messergebnisse des Kraftstoßes mit Blick auf das Bewegungsverhalten der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 wie folgt interpretiert werden: Für die Amplitude  $A = 5^\circ$  bis  $A = 15^\circ$  generiert die Variante EXP-1 einen geringen Vortrieb in die gewünschte Vorwärtsrichtung (vgl. Abschnitt 8.1). Mit zunehmender Amplitude A wird jedoch das Bewegungsverhalten unkontrollierbar und somit nicht reproduzierbar. Es variiert für  $A = 20^\circ$  zwischen einem gewünschten, gerichteten Verhalten in Vorwärtsbewegung (Indikator: positiver Kraftstoß  $I_{exp}$ ), sowie einem unerwünschten, ungerichteten Verhalten (Indikator für ungerichtetes Verhalten: negativer Kraftstoß  $I_{exp}$ ). Damit liefert die experimentelle Untersuchung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 bei einer Amplitude  $A = 20^\circ$  keine eindeutige Aussage hinsichtlich der bevorzugten Bewegungsrichtung des Roboters.

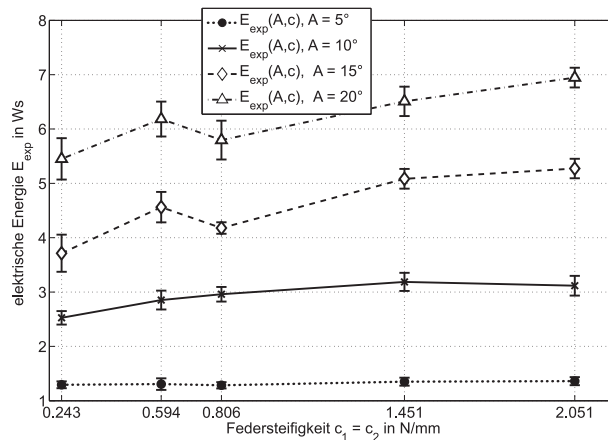
Der Grund für die Entstehung des Kraftstoßes für  $A = 5^\circ$  bis  $A = 15^\circ$  ist aller Wahrscheinlichkeit nach auf die Elastizität bzw. die Nachgiebigkeit der verwendeten Bauteile des Roboters im Zusammenspiel mit der fluidischen Testumgebung zurückzuführen. Infolge der Wechselwirkungen mit dem Fluid ist u.a. die Flosse nicht mehr vollständig starr, sondern unterliegt einer geringen Verformung. Der hierdurch infolge des Wechselspiels zwischen den Druckkräften und den Trägheitskräften auftretende Phasenversatz generiert den ermittelten Vortrieb.

### 8.4.2 Auswertung und Interpretation der Untersuchung der Variante Exp-2

Nachfolgend ist die Auswertung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 – Variante EXP-2 dargestellt. Tabelle 54 fasst die im Anhang A - VIII befindlichen Ergebnisse der Berechnung zusammen, Abbildung 114 stellt die Ergebnisse graphisch dar.

**Tabelle 54:** Zusammenfassung der für eine Periode T erforderlichen elektrischen Energie  $E_{\text{exp}}(A, c)$  in Ws, Variante EXP-2, EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0,  
 $P = 68,3 \%$ ,  $t_p = 1,08$  (N = 8)

Amplitude A in °	Federsteifigkeit $c_1 = c_2$ in N/mm	Mittelwert $\bar{x} E_{\text{exp}}$ in Ws je T	$s_n$ in Ws	$x_p = \bar{x} \pm t_p \frac{s_n}{\sqrt{N}}$ in Ws
5	0,243	1,29	0,06	$1,29 \pm 0,026$
	0,594	1,31	0,11	$1,31 \pm 0,044$
	0,806	1,28	0,06	$1,28 \pm 0,024$
	1,451	1,35	0,07	$1,35 \pm 0,030$
	2,051	1,36	0,08	$1,36 \pm 0,030$
10	0,243	2,53	0,12	$2,53 \pm 0,051$
	0,594	2,85	0,17	$2,85 \pm 0,071$
	0,806	2,96	0,13	$2,96 \pm 0,055$
	1,451	3,19	0,17	$3,19 \pm 0,068$
	2,051	3,12	0,18	$3,12 \pm 0,074$
15	0,243	3,71	0,34	$3,71 \pm 0,139$
	0,594	4,56	0,28	$4,56 \pm 0,114$
	0,806	4,18	0,11	$4,18 \pm 0,043$
	1,451	5,08	0,18	$5,08 \pm 0,074$
	2,051	5,27	0,18	$5,27 \pm 0,073$
20	0,243	5,45	0,38	$5,45 \pm 0,155$
	0,594	6,18	0,32	$6,18 \pm 0,131$
	0,806	5,80	0,36	$5,80 \pm 0,146$
	1,451	6,51	0,27	$6,51 \pm 0,110$
	2,051	6,95	0,18	$6,95 \pm 0,074$



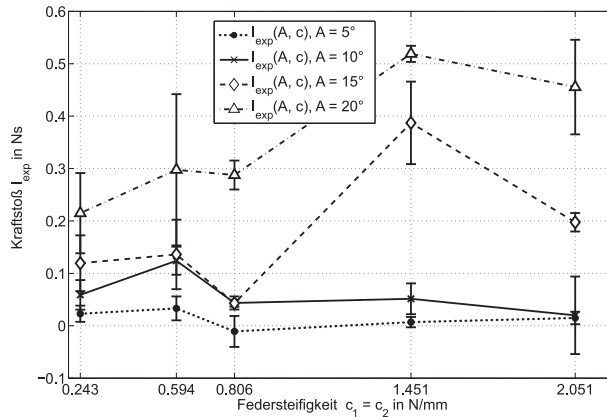
**Abbildung 114:** Darstellung des Mittelwertes sowie der Standardabweichung der erforderlichen elektrischen Energie  $E_{exp}(A, c)$  in Ws, Variante EXP-2, EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Abbildung 114 zeigt, dass mit steigender Amplitude  $A$  die elektrische Energie  $E_{exp}$  der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 ansteigt. Zudem nimmt der Einfluss der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  auf die elektrische Energie ab  $A = 10^\circ$  zu. So benötigt die Variante Exp-2 mit der Konfiguration  $A = 20^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 0,243$  N/mm im Mittel  $\approx (5,4 \pm 0,16)$  Ws je Periode  $T$ . Die Konfiguration  $A = 20^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm hingegen benötigt  $\approx (7 \pm 0,01)$  Ws. Auffällig ist die Reduktion der elektrischen Energie  $E_{exp}$  innerhalb der Konfigurationen  $A = 15^\circ$  und  $A = 20^\circ$  für die Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm.

Gemäß der bisherigen Vorgehensweise sind die sich aus der Auswertung der gemessenen Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe ergebenden Kraftstöße  $I_{exp}$  für sämtliche untersuchten Parametervariationen im Anhang A - VIII dargestellt. Tabelle 55 fasst die im Anhang befindlichen Daten der Berechnung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}$  zusammen. Abbildung 115 stellt die Ergebnisse graphisch dar.

**Tabelle 55:** Zusammenfassung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}(A, c)$  in Ns je Periode T, Variante EXP-2, Darstellung der bereinigten Messdaten,  $P = 68,3 \%$ ,  $t_p = 1,08$  ( $N = 8$ )

Amplitude A in °	Federsteifigkeit $c_1 = c_2$ in N/mm	Mittelwert $E_{exp}$ in Ws je T	$s_n$ in Ws	in Ws
5	0,243	0,0229	0,0154	$0,0229 \pm 0,006$
	0,594	0,0331	0,0228	$0,0331 \pm 0,009$
	0,806	-0,0109	0,0295	$-0,0109 \pm 0,011$
	1,451	0,0069	0,0099	$0,0069 \pm 0,004$
	2,051	0,0148	0,0119	$0,0148 \pm 0,005$
10	0,243	0,0589	0,0282	$0,0589 \pm 0,011$
	0,594	0,1241	0,0267	$0,1241 \pm 0,010$
	0,806	0,0435	0,0125	$0,0435 \pm 0,005$
	1,451	0,0515	0,0294	$0,0515 \pm 0,011$
15	2,051	0,0199	0,0740	$0,0199 \pm 0,028$
	0,243	0,1193	0,0532	$0,1193 \pm 0,020$
	0,594	0,1361	0,0663	$0,1361 \pm 0,025$
	0,806	0,0429	0,0066	$0,0429 \pm 0,003$
	1,451	0,3872	0,0787	$0,3872 \pm 0,030$
20	2,051	0,1976	0,0176	$0,1976 \pm 0,007$
	0,243	0,2149	0,0766	$0,2149 \pm 0,029$
	0,594	0,2976	0,1443	$0,2976 \pm 0,055$
	0,806	0,2876	0,0276	$0,2876 \pm 0,011$
	1,451	0,5189	0,0154	$0,5189 \pm 0,006$
	2,051	0,4554	0,0902	$0,4554 \pm 0,034$



**Abbildung 115:** Darstellung des Kraftstoßes  $I_{exp}(A, c)$  in Ns über eine Periode T, Variante EXP-2, bereinigte Messwerte

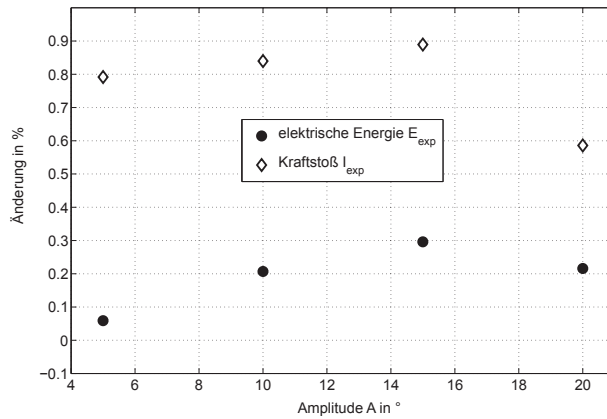
Die graphische Darstellung der in Tabelle 55 abgebildeten Mittelwerte und Standardabweichungen des Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  zeigt, dass mit zunehmender Amplitude  $A$  der resultierende Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  zunimmt. Zudem erzielen im Mittel fast alle untersuchten Konfigurationen der Experimentalplattform einen Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  in Vorwärtsrichtung. Die Ausnahmen sind:

- a)  $A = 5^\circ$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806 \text{ N/mm}$ ,
- b)  $A = 5^\circ$ ,  $c_1 = c_2 = 1,451 \text{ N/mm}$ ,
- c)  $A = 10^\circ$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051 \text{ N/mm}$

Zudem zeigt Abbildung 115, dass in Abhängigkeit der jeweiligen Amplitude  $A$  und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  der resultierende Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  lokale Maxima aufweist. So liegt das lokale Maximum  $I_{\text{exp}}$  für  $A = 10^\circ$  und für eine Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,594 \text{ N/mm}$  bei  $(0,12 \pm 0,027) \text{ Ns}$ . Für  $A = 15^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 1,451 \text{ N/mm}$  liegt das lokale Maximum des Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  bei  $(0,39 \pm 0,08) \text{ Ns}$ . Bei Vorgabe einer Amplitude  $A = 20^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 1,451 \text{ N/mm}$  bzw.  $c_1 = c_2 = 2,051 \text{ N/mm}$  werden ebenfalls hohe resultierende Kraftstöße erzielt. Auffällig ist die hohe Standardabweichung einiger Konfigurationen, welche innerhalb von Abschnitt 8.4.4 untersetzt wird.

### **Interpretation der Messergebnisse**

Der Vergleich der Mittelwerte der erforderlichen Energie  $E_{\text{exp}}$  und des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  der Variante EXP-2, EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 zeigt Tabelle 55.



**Abbildung 116:** Vergleich der prozentualen Änderung der erforderlichen, gemittelten elektrischen Energie  $E_{exp}$  und des resultierenden, gemittelten Kraftstoßes  $I_{exp}$  bei gleicher Amplitude  $A$  und verschiedenen Federsteifigkeiten  $c_1 = c_2$

Abbildung 116 stellt den Vergleich der prozentualen Änderung der Mittelwerte der erforderlichen elektrischen Energie  $E_{exp}$  und des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}$  je Periode  $T$  bei gleicher Amplitude  $A$  und verschiedener Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  dar, die Werte der Federsteifigkeit liegen zwischen 0,243 N/mm und 2,051 N/mm. Es wird deutlich, dass bei Variation der erforderlichen elektrischen Energie für  $A = 5^\circ$  um ca. 6 % ein Unterschied im resultierenden Kraftstoß  $I_{exp}$  von ca. 80 % erzielt wird. Für  $A = 20^\circ$  wird bei einer Energieänderung von ca. 22 % eine Kraftstoßveränderung von ca. 60 % erreicht. Somit kann u.a. durch geeignete Variation der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  bei geringen Auswirkungen auf die elektrische Energie  $E_{exp}$  der resultierende Vortrieb  $I_{exp}$  deutlich beeinflusst werden. Besonders geeignete Konfigurationen hinsichtlich eines großen resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}$  und der entsprechende Bedarf an elektrischer Energie  $E_{exp}$  sind in Abschnitt 8.5 in Tabelle 63 dargestellt.



### 8.4.3 Auswertung und Interpretation der Untersuchung der Variante Exp-3

Nachfolgend ist die Auswertung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 – Variante EXP-3 dargestellt. Die Berechnung sämtlicher Energien  $E_{exp}$  ist im Anhang A - VIII dargestellt. Tabelle 56 bis Tabelle 58 fassen die Ergebnisse der Berechnungen zusammen.

**Tabelle 56:** Zusammenfassung der für eine Periode T erforderlichen elektrischen Energie  $E_{exp}(A, c)$  in Ws, mit  $c_1 = c_2 = 0,243$  N/mm,  $P = 68,3$  %,  $t_p = 1,08$  (für  $N = 8$ )

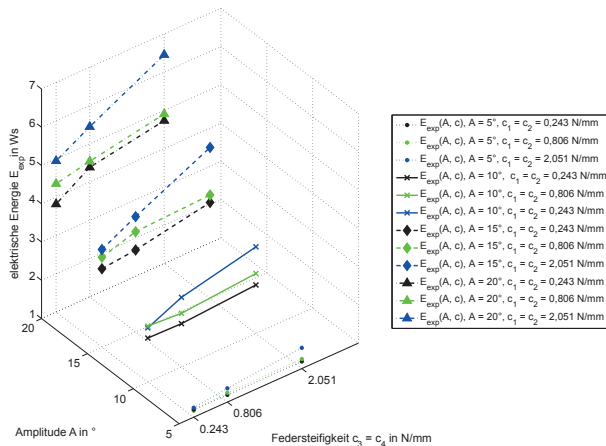
Amplitude A in °	Federsteifigkeit $c_1 = c_2, c_3 = c_4$ in N/mm	Mittelwert $\bar{x} E_{exp}$ in Ws je T	$s_n$ in Ws	$x_p = \bar{x} \pm t_p \frac{s_n}{\sqrt{N}}$ in Ws
5	0,243, 0,234	1,2007	0,1175	1,2007 ± 0,053
	0,243, 0,806	1,1894	0,0627	1,1894 ± 0,024
	0,243, 2,051	1,1866	0,0854	1,1866 ± 0,033
10	0,243, 0,234	2,1529	0,0886	2,1529 ± 0,034
	0,243, 0,806	2,1336	0,0956	2,1336 ± 0,037
	0,243, 2,051	2,2686	0,1530	2,2686 ± 0,058
15	0,243, 0,234	3,0474	0,1515	3,0474 ± 0,058
	0,243, 0,806	3,1426	0,2126	3,1426 ± 0,081
	0,243, 2,051	3,5086	0,1541	3,5086 ± 0,063
20	0,243, 0,234	3,8205	0,3056	3,8205 ± 0,117
	0,243, 0,806	4,3873	0,3577	4,3873 ± 0,137
	0,243, 2,051	4,7308	0,3907	4,7308 ± 0,149

**Tabelle 57:** Zusammenfassung der für eine Periode T erforderlichen elektrischen Energie  $E_{exp}(A, c)$  in Ws, mit  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm,  $P = 68,3$  %,  $t_p = 1,08$  (für  $N = 8$ )

Amplitude A in °	Federsteifigkeit $c_1 = c_2, c_3 = c_4$ in N/mm	Mittelwert $\bar{x} E_{exp}$ in Ws je T	$s_n$ in Ws	$x_p = \bar{x} \pm t_p \frac{s_n}{\sqrt{N}}$ in Ws
5	0,806, 0,243	1,1704	0,0386	1,1704 ± 0,019
	0,806, 0,806	1,2443	0,0897	1,2443 ± 0,034
	0,806, 2,051	1,2488	0,0630	1,2488 ± 0,024
10	0,806, 0,243	2,4643	0,0943	2,4643 ± 0,036
	0,806, 0,806	2,4032	0,1299	2,4032 ± 0,053
	0,806, 2,051	2,5695	0,0961	2,5695 ± 0,037
15	0,806, 0,243	3,3491	0,1892	3,3491 ± 0,086
	0,806, 0,806	3,6198	0,2767	3,6198 ± 0,106
	0,806, 2,051	3,7042	0,2411	3,7042 ± 0,092
20	0,806, 0,243	4,3533	0,3353	4,3533 ± 0,128
	0,806, 0,806	4,5456	0,3596	4,5456 ± 0,137
	0,806, 2,051	4,9046	0,3921	4,9046 ± 0,150

**Tabelle 58:** Zusammenfassung der für eine Periode T erforderlichen elektrischen Energie  $E_{exp}(A, c)$  in Ws, mit  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm,  $P = 68,3 \%$ ,  $t_p = 1,08$  (für  $N = 8$ )

Amplitude A in °	Federsteifigkeit $c_1 = c_2, c_3 = c_4$ in N/mm	Mittelwert $E_{exp}$ in Ws je T	$s_n$ in Ws	in Ws
5	2,051, 0,243	1,2476	0,0836	$1,2476 \pm 0,041$
	2,051, 0,806	1,3598	0,1089	$1,3598 \pm 0,042$
	2,051, 2,051	1,5417	0,1607	$1,5417 \pm 0,061$
10	2,051, 0,243	2,4185	0,1411	$2,4185 \pm 0,054$
	2,051, 0,806	2,8206	0,2107	$2,8206 \pm 0,086$
	2,051, 2,051	3,2659	0,4934	$3,2659 \pm 0,188$
15	2,051, 0,243	3,5522	0,2429	$3,5522 \pm 0,110$
	2,051, 0,806	4,0144	0,2566	$4,0144 \pm 0,098$
	2,051, 2,051	4,9469	0,4744	$4,9469 \pm 0,181$
20	2,051, 0,243	4,9500	0,4111	$4,9500 \pm 0,157$
	2,051, 0,806	5,4462	0,4214	$5,4462 \pm 0,161$
	2,051, 2,051	6,4519	0,6136	$6,4519 \pm 0,234$



**Abbildung 117:** Darstellung der im Mittel für eine Periode T erforderlichen elektrischen Energie  $E_{exp}(A, c)$  in Ws, Variante EXP-3

Somit nimmt die elektrische Energie  $E_{exp}$  je Periode T für die Variante Exp-3 mit wachsender Amplitude A ebenfalls zu. Die elektrische Energie variiert zwischen  $(1,2 \pm 0,019)$  Ws (z.B. Parameter  $A = 5^\circ$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm,  $c_3 = c_4 = 0,243$  N/mm) und  $(6,4519 \pm 0,234)$  Ws (Parameter  $A = 20^\circ$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm,  $c_3 = c_4 = 2,051$  N/mm). Die Standardabweichung aller durchgeführten Untersuchungen beträgt maximal 10 %. Die Ausnahme ist die Konfiguration  $A = 10^\circ$  und  $c_1$  bis  $c_4 = 2,051$  N/mm, hier beträgt die

Standardabweichung 15 % (vgl. Tabelle 58). Dabei zeigt Abbildung 117, dass die Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_4$  ab einer Amplitude  $A = 10^\circ$  einen Einfluss auf die erforderliche Energie  $E_{\text{exp}}$  besitzt.

Die sich durch Berechnung anhand der gemessenen Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe ergebenden Kraftstöße  $I_{\text{exp}}$  für sämtliche untersuchten Parametervariationen der Variante EXP-3 sind im Anhang A - VIII dargestellt. Tabelle 59 bis Tabelle 61 fassen die Ergebnisse der Berechnungen von  $I_{\text{exp}}$  zusammen, Abbildung 118 stellt die Ergebnisse graphisch dar.

**Tabelle 59:** Zusammenfassung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}(A, c)$  je Periode  $T$  in  $Ns$ , mit  $c_1 = c_2 = 0,243 \text{ N/mm}$ ,  $P = 68,3 \%$ ,  $t_p = 1,08$  (für  $N = 8$ )

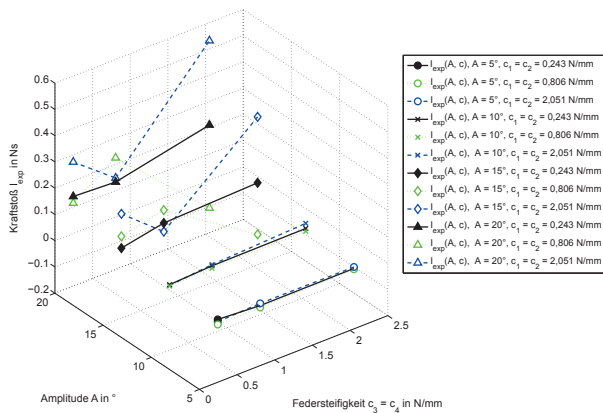
Amplitude $A$ in $^\circ$	Federsteifigkeit $c_1 = c_2, c_3 = c_4$ in $N/mm$	Mittelwert $\bar{x} E_{\text{exp}}$ in $Ws$ je $T$	$s_n$ in $Ws$	$x_p = \bar{x} \pm t_p \frac{s_n}{\sqrt{N}}$ in $Ws$
5	0,243, 0,243	0,0391	0,0147	$0,0391 \pm 0,007$
	0,243, 0,806	0,0287	0,0088	$0,0287 \pm 0,003$
	0,243, 2,051	0,0301	0,0068	$0,0301 \pm 0,003$
10	0,243, 0,243	0,0497	0,0095	$0,0497 \pm 0,004$
	0,243, 0,806	0,0579	0,0121	$0,0579 \pm 0,005$
	0,243, 2,051	0,0603	0,0142	$0,0603 \pm 0,005$
15	0,243, 0,243	0,0666	0,0305	$0,0666 \pm 0,015$
	0,243, 0,806	0,0991	0,0293	$0,0991 \pm 0,011$
	0,243, 2,051	0,1120	0,0428	$0,1120 \pm 0,017$
20	0,243, 0,243	0,1412	0,0741	$0,1412 \pm 0,028$
	0,243, 0,806	0,1330	0,0391	$0,1330 \pm 0,015$
	0,243, 2,051	0,2103	0,0515	$0,2103 \pm 0,020$

**Tabelle 60:** Zusammenfassung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}(A, c)$  je Periode  $T$  in  $Ns$ , mit  $c_1 = c_2 = 0,806 \text{ N/mm}$ ,  $P = 68,3 \%$ ,  $t_p = 1,08$  (für  $N = 8$ )

Amplitude $A$ in $^\circ$	Federsteifigkeit $c_1 = c_2, c_3 = c_4$ in $N/mm$	Mittelwert $\bar{x} E_{\text{exp}}$ in $Ws$ je $T$	$s_n$ in $Ws$	$x_p = \bar{x} \pm t_p \frac{s_n}{\sqrt{N}}$ in $Ws$
5	0,806, 0,243	0,0199	0,0142	$0,0199 \pm 0,007$
	0,806, 0,806	0,0217	0,0131	$0,0217 \pm 0,005$
	0,806, 2,051	0,0270	0,0130	$0,0270 \pm 0,005$
10	0,806, 0,243	0,0440	0,0178	$0,0440 \pm 0,007$
	0,806, 0,806	0,0487	0,0186	$0,0487 \pm 0,008$
	0,806, 2,051	0,0498	0,0240	$0,0498 \pm 0,009$
15	0,806, 0,243	0,1114	0,0530	$0,1114 \pm 0,020$
	0,806, 0,806	0,1482	0,0661	$0,1482 \pm 0,027$
	0,806, 2,051	-0,0842	0,0493	$-0,0842 \pm 0,019$
20	0,806, 0,243	0,1160	0,0425	$0,1160 \pm 0,016$
	0,806, 0,806	0,2251	0,0874	$0,2251 \pm 0,033$
	0,806, 2,051	-0,1058	0,0238	$-0,1058 \pm 0,012$

**Tabelle 61:** Zusammenfassung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}(A, c)$  je Periode T in Ns, mit  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm,  $P = 68,3$  %,  $t_p = 1,08$  (für  $N = 8$ )

Amplitude A in °	Federsteifigkeit $c_1 = c_2, c_3 = c_4$ in N/mm	Mittelwert $E_{exp}$ in Ws je T	$s_n$ in Ws	in Ws
5	2,051, 0,243	0,0307	0,0134	$0,0307 \pm 0,005$
	2,051, 0,806	0,0370	0,0283	$0,0370 \pm 0,011$
	2,051, 2,051	0,0357	0,0159	$0,0357 \pm 0,006$
10	2,051, 0,243	0,0468	0,0177	$0,0468 \pm 0,007$
	2,051, 0,806	0,0624	0,0081	$0,0624 \pm 0,003$
	2,051, 2,051	0,0798	0,0490	$0,0798 \pm 0,019$
15	2,051, 0,243	0,1973	0,0733	$0,1973 \pm 0,030$
	2,051, 0,806	0,0660	0,0051	$0,0660 \pm 0,002$
	2,051, 2,051	0,3634	0,0492	$0,3634 \pm 0,019$
20	2,051, 0,243	0,2726	0,0991	$0,2726 \pm 0,038$
	2,051, 0,806	0,1483	0,0124	$0,1483 \pm 0,005$
	2,051, 2,051	0,5312	0,0353	$0,5312 \pm 0,013$



**Abbildung 118:** Darstellung des im Mittel für eine Periode T resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}(A, c)$ , Variante EXP-3

Mit Ausnahme der Konfigurationen

- $A = 15^\circ, c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm,  $c_3 = c_4 = 2,051$  N/mm
- $A = 20^\circ, c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm,  $c_3 = c_4 = 2,051$  N/mm

weisen die Mittelwerte alle untersuchten Anordnungen einen positiven Kraftstoß  $I_{exp}$  je Periode T auf, welches als Vorwärtsbewegung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE

1.0 zu interpretieren ist. Unter Vernachlässigung der obigen Konfigurationen ist zudem mit Zunahme der Amplitude  $A$  eine Vergrößerung des Kraftstoßes zu erkennen; einen besonders großen Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  je Periode  $T$  erzeugen die Parameter  $A = 15^\circ$  bzw.  $A = 20^\circ$ ,  $c_1$  bis  $c_4 = 2,051 \text{ N/mm}$ . Der Einfluss der Federsteifigkeiten  $c_1$  bis  $c_4$  wird erst ab einer Amplitude  $A = 15^\circ$  deutlich.

### Interpretation der Messergebnisse

Gemäß Tabelle 62 erzielen die Konfigurationen im Mittel den größten Kraftstoß, bei denen bei gleicher Amplitude  $A$  die Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  entweder größer oder gleich  $c_3 = c_4$  ist.

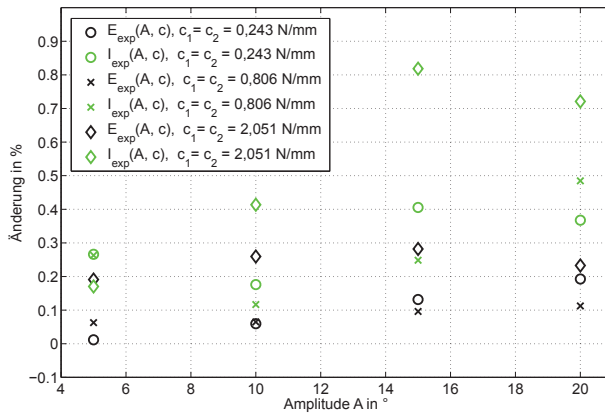
**Tabelle 62:** Übersicht über diejenigen Konfigurationen, Variante Exp-3, bei denen in Abhängigkeit der Amplitude  $A$  und der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  bzw.  $c_3 = c_4$  der größte Mittelwert des Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  auftritt

Amplitude $A$ in $^\circ$	Mittelwert $\bar{x} E_{\text{exp}}$ in $\text{Ws je T}$	Federsteifigkeit $c_1 = c_2, c_3 = c_4$ in $\text{N/mm}$
5	0,0391	0,243, 0,243
	0,037	<b>2,051, 0,806</b>
10	0,0357	2,051, 2,051
	0,0497	0,243, 0,243
	0,0624	<b>2,051, 0,806</b>
	0,0798	2,051, 2,051
15	0,1973	<b>2,051, 0,243</b>
	0,1482	0,806, 0,806
	0,3634	2,051, 2,051
20	0,2726	<b>2,051, 0,243</b>
	0,2251	0,806, 0,806
	0,5312	2,051, 2,051

Damit wird die durch ZIEGLER et al., 2011 [100] dargestellte Abnahme der Steifigkeit eines mehrgelenkigen, federnd verkoppelten oszillierenden Starrkörpersystems von Kopf nach Schwanz eines Roboters (vgl. Abschnitt 3.2.4.) anhand des vorliegenden Experiments bestätigt und weiter untersucht.

Zudem weisen einige untersuchte Parameterzusammensetzungen der Variante EXP-3 eine hohe Variation des Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  bei geringer Variation der elektrischen Energie auf. Somit kann die Ausgangsgröße, hier das durch den Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  dargestellte Bewegungsverhalten des Roboters, in einem großen Bereich bei geringer Modifikation der Eingangsgröße, hier die elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$ , variiert werden; die Bewegungseigenschaften des Roboters lassen sich über die Variation der Amplitude bzw. der Federsteifigkeit gezielt verändern.

Gemäß Abbildung 119 ist festzustellen, dass hinsichtlich der Änderung der Bewegungseigenschaften der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0, EXP-3 die Parameterzusammensetzung  $c_1 = c_2 = 2,051 \text{ N/mm}$  besonders günstig ist: Hier beträgt die prozentuale Änderung der elektrischen Energie  $E_{\text{exp}}$  mit zunehmender Amplitude  $A$  zwischen 20 % und 30 %. Der zu diesen Parametern gehörige Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  hingegen variiert für  $A = 10^\circ$  um 40 % und für  $A = 15^\circ$  um 80 % (für  $A = 20^\circ$  um 70 %).



**Abbildung 119:** Vergleich der prozentualen Änderung der erforderlichen, gemittelten Energie  $E_{\text{exp}}$  und des resultierenden, gemittelten Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  bei gleicher Amplitude  $A$  und Variation der Federsteifigkeiten  $c_1$  bis  $c_4$

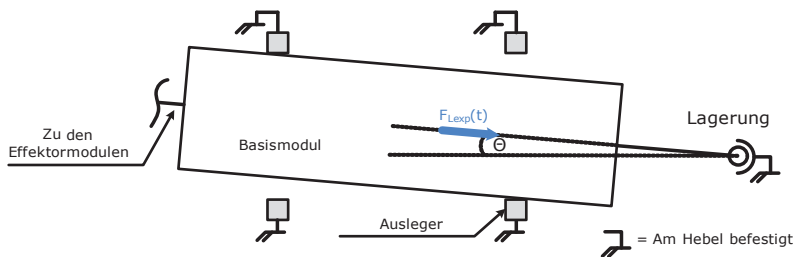
### 8.4.4 Diskussion der Messabweichungen

Die Diskussion der Messabweichungen geschieht nachfolgend sowohl für die berechnete elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  als auch den Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$ . So beträgt die Standardabweichung fast aller untersuchten Konfigurationen hinsichtlich der elektrischen Energie  $E_{\text{exp}}$  maximal 10 % (Ausnahme:  $A = 10^\circ$  und  $c_1$  bis  $c_4 = 2,051 \text{ N/mm}$ : 15 %). Da die Standardabweichung die Messgenauigkeit des eingesetzten Messverfahrens charakterisiert (HERING et al., 2004 [34]), ist diese zur Erfüllung der in Kapitel 4 und 8 dargelegten Zielsetzung der Experimente zur Validierung des Bedarfs an elektrischer Energie der EXPERIMENTAL-PLATTFORM URMELE 1.0 hinreichend. Die Unterschiede zu der in Kapitel 7 vorgenommenen Abschätzung der Messunsicherheit der Strommessschaltung von  $\approx \pm 2,1 \%$  ist der Tatsache geschuldet, dass während der Experimente der komplette Aktuator inkl. Servoelektronik vermessen wurde. Dessen Auswirkungen auf das Messergebnis wurden durch die Referenzmessung zur Bestimmung der Messabweichung nicht erfasst. Ein weiterer Grund für die Messabweichung ist die Integration der abweichungsbehafteten Zeit-Strom-Verläufe bzw. Zeit-Leistungsbedarf-Verläufe. Hierdurch ergeben sich weitere Ungenauigkeiten.

Auffällig sind hingegen die hohen Standardabweichungen des Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  insbesondere für die Varianten EXP -1 (Amplitude  $A = 15^\circ$  und  $20^\circ$ ) und EXP-2 (vgl. Anhang A - VIII). Diese übersteigen die zur Bewertung des Verfahrens ermittelten Standardabweichungen teilweise deutlich (vgl. Abschnitt 7.3). Durch den Ausschluss der wechselnden Wasserhöhe ist der Grund hierfür im Wesentlichen in der Kombination der Lagerung in Zusammenspiel mit der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE innerhalb des Versuchsstandes zu sehen, welches nachfolgend verdeutlicht wird.

Mit der gewünschten Freigabe der Bewegung des Roboters in z-Richtung innerhalb der Lagerung besitzt das Basismodul ein geringes Spiel, um ein Verkanten zu vermeiden. Dieses Spiel ermöglicht auch eine Drehung des Basismoduls, welche als Folge der Oszillation der Effektormodule aufgrund des Drehimpulserhaltungssatzes auftritt.

Diese Drehung bewirkt hierbei eine Reduktion der Lagerreaktionskraft  $F_{\text{Lexp}}(t)$  auf den Kraftmesssensor, da  $F_{\text{Lexp}}(t)$  nur noch anteilig mit seiner Kosinus-Komponente wirkt (vgl. Abbildung 120). Dabei kann es je nach Ansteuerung der Experimentalplattform bedingt durch die Dynamik zu Winkeln  $\theta > 5^\circ$  innerhalb der Aufnahme der Lagerung kommen.



**Abbildung 120:** Drehung des Basismoduls der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 und Verringerung der zu messenden Kraft  $F_{\text{Lexp}}(t)$

Ein weiterer Grund der experimentell ermittelten hohen Standardabweichung der Kraftstöße  $I_{\text{sim}}$  ist der Einfluss des durch die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 in Bewegung versetzten Fluid. Infolge des Aufbaus des als Versuchsumgebung dienenden Aquariums kommt es an dessen Wänden zu Reflektionen der entstehenden Wellen. Die somit reflektierte Energie bewirkt eine derzeit nicht näher definierbare Superposition mit der durch die Oszillation des Roboters in die umgebende Fluid abgegebene Energie. Diese Abweichung hat jedoch einen systematischen Einfluss, da es für alle Messungen zutrifft.

Auch das erforderliche Herausnehmen und Neueinsetzen des Roboters zur manuellen Variation der Federsteifigkeit wirkt sich negativ auf das Messergebnis aus: Trotz Überwachung der als bedeutsam angenommenen Rahmenbedingungen wie z.B. der Wasserhöhe kann das Wiedereinsetzen derzeit noch nicht vollständig reproduzierbar

wiederholt werden. Grund hierfür ist das erst während der Messungen beobachtete Zusammenspiel zwischen Experimentalplattform und Versuchsstand, welches so vorher theoretisch nicht vorhersehbar war und welches nun anhand der Messergebnisse optimiert werden muss.

Allerdings ist für eine erste Charakterisierung des biologisch inspirierten Antriebssystems mit federnd verkoppelten Starrkörperelementen die vorliegende Versuchsanordnung ausreichend, geeignete Maßnahmen zur Verbesserung des Messverfahrens sind in Kapitel 12 angeführt.

## 8.5 Fazit der experimentellen Untersuchung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Generell zeigen die Untersuchungen, dass das biologisch inspirierte Antriebssystem bestehend aus einem singulären Aktuator und federnd verkoppelten Starrkörperelementen in den meisten untersuchten Konfigurationen eine Bewegung in Vorwärtsrichtung erzeugt. Ein frei beweglicher Roboter würde somit eine vorwärtsgerichtete Schwimmbewegung ausführen. Diejenigen Konfigurationen, die einen technisch nutzbaren Kraftstoß  $I_{exp}$  pro Periode  $T$  generieren, zeigt Tabelle 63.

**Tabelle 63:** Varianten mit technisch nutzbarem Kraftstoß  $I_{exp}$  sowie deren Energiebedarf  $E_{exp}$

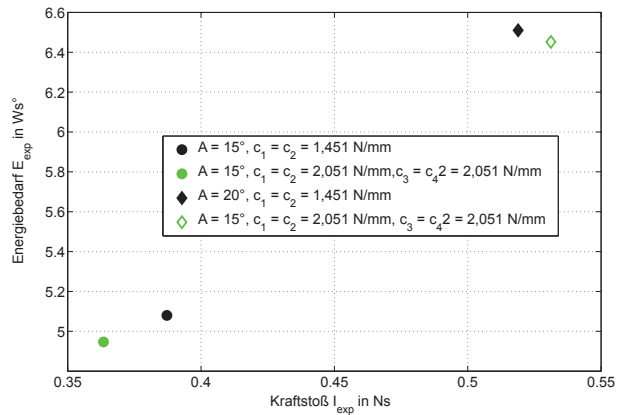
Anzahl der Effektormodule	Amplitude $A$ in °	Federsteifigkeit $c_1 = c_2$ in N/mm	Federsteifigkeit $c_3 = c_4$ in N/mm	Kraftstoß $I_{exp}$ in Ns je Periode $T$	Elektrische Energie $E_{exp}$ in Ws je Periode $T$
2	10	0,594	--	$0,1241 \pm 0,010$	$2,85 \pm 0,071$
	15	1,451	--	<b><math>0,3872 \pm 0,030</math></b>	<b><math>5,08 \pm 0,074</math></b>
	20	0,594	--	$0,2976 \pm 0,055$	$6,18 \pm 0,131$
	20	0,806	--	$0,2876 \pm 0,011$	$5,80 \pm 0,146$
	20	1,451	--	<b><math>0,5189 \pm 0,006</math></b>	<b><math>6,51 \pm 0,110</math></b>
	20	2,051	--	$0,4554 \pm 0,034$	$6,95 \pm 0,074$
3	20	0,243	2,051	$0,2103 \pm 0,020$	$4,7308 \pm 0,149$
	20	0,806	0,806	$0,2251 \pm 0,033$	$4,5456 \pm 0,137$
	15	2,051	0,243	$0,1973 \pm 0,030$	$3,5522 \pm 0,110$
	15	2,051	2,051	<b><math>0,3634 \pm 0,019</math></b>	<b><math>4,9469 \pm 0,181</math></b>
	20	2,051	0,243	$0,2726 \pm 0,038$	$4,9500 \pm 0,157$
	20	2,051	2,051	<b><math>0,5312 \pm 0,013</math></b>	<b><math>6,4519 \pm 0,234</math></b>

Damit zeigt Tabelle 63, dass durch eine systematische Parametervariation des Antriebssystems der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 die elektrische Energie  $E_{exp}$  sowie der resultierende Kraftstoß  $I_{exp}$  beeinflusst und verändert werden können. Es ergeben sich



teilweise deutliche Unterschiede des ermittelten Kraftstoßes sowie der hierfür erforderlichen elektrischen Energie. Somit erscheint eine in Echtzeit durchgeführte Änderung des Bewegungsverhaltens für die in Kapitel 2 dargestellten Applikation möglich: nach Implementierung einer aktiv einstellbaren Federsteifigkeit, vgl. hierzu Kapitel 10.

Für einen großen Kraftstoß geeignete Parameterkonfigurationen sind in Tabelle 63 hervorgehoben (z.B.  $n_E = 2$ ,  $A = 15^\circ$ ,  $c_1 = c_2 = 1,451$  N/mm). Ferner verdeutlicht Tabelle 63, dass die Variante EXP-2 mit  $c_1 = c_2 = 1,451$  N/mm für die Amplituden  $A = 15^\circ$  und  $A = 20^\circ$  eine ähnliche elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  bei nahezu gleichem Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  besitzt wie die Variante EXP-3 bei  $c_1$  bis  $c_4 = 2,051$  N/mm und gleichen Amplituden. Abbildung 121 fasst beide Varianten zusammen:



**Abbildung 121:** Vergleich der elektrischen Energie  $E_{\text{exp}}$  sowie des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  zwischen ausgesuchten Konfigurationen



## 9 Vergleich ausgewählter Konfigurationen von Simulation und Experiment

Innerhalb dieses Kapitels erfolgt eine Gegenüberstellung der mittels des Mehrkörpermodells ermittelten Energie sowie des resultierenden Kraftstoßes mit denjenigen experimentell ermittelten Werten. Verwendet werden die vortriebsgenerierenden Konfigurationen 2-SW, 3-SW sowie EXP-2 und EXP-3. Tabelle 64 fasst die verwendeten Simulationsparameter zusammen, der Aufbau der Modelle ist in Kapitel 5 und [120] beschrieben. Da die vorherrschenden fluiddynamischen Zusammenhänge nur rudimentär durch ein Mehrkörpermodell darstellbar sind, ist das Ziel die Bewertung der Eignung der aufgestellten Modelle für die konstruktive Grobauslegung des biologisch inspirierten Antriebssystems. Dabei ist im Wesentlichen zu klären, ob das qualitative Verhalten der oszillierenden Starrkörperstruktur abbildbar ist. Hierdurch ist beispielsweise die Annahme, die zu untersuchenden Bereiche der systematischen Parametervariation anhand der Ergebnisse der Simulation gezielt zu begrenzen, zulässig.

**Tabelle 64:** Simulationsparameter der Modelle 2-SW und 3-SW

Simulationsumgebung: SOLID WORKS® MOTION

Amplitude A	Frequenz f	Modell	Federsteifigkeit c in N/mm
5°, 10°, 15°, 20°	0,48 Hz,	2-SW	0,243; 0,596; 0,806; 1,451; 2,051
5°, 10°, 15°, 20°	0,48 Hz	3-SW	Zwischen Modul 1 und 2: 0,243; 0,806; 2,051 Zwischen Modul 2 und 3: 0,243; 0,806; 2,051

Innerhalb der Modelle wird unter Verwendung des derzeitigen Modellaufbaus die mechanische Leistung ermittelt (44). Die Gleichung der Energie  $E_{sim}$  lautet:

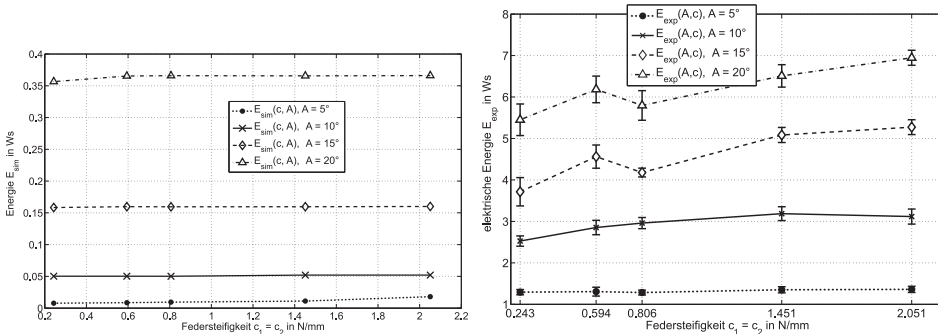
$$P_{sim} = M_{sim}(t) \cdot \omega(t) \quad (44)$$

$$E_{sim} = \int P_{sim}(t) dt$$

Kraftstoß und Energie werden im eingeschwungenen Zustand je Periode T erfasst.

## 9.1 Vergleich und Auswertung der erforderlichen Energie

Abbildung 122 stellt die Ergebnisse des Betrags der erforderlichen mechanischen Energie  $E_{\text{sim}}$  der Simulation 2-SW sowie die aus den Experimentaldaten bestimmte elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  der Variante 2-EXP dar.



**Abbildung 122:** links: Erforderliche Energie  $E_{\text{sim}}(c, A)$  je Periode T in Ws, Modell 2-SW, rechts: erforderliche elektrische Energie  $E_{\text{exp}}(c, A)$  je Periode T in Ws, Variante EXP-2

Die Ergebnisse der erforderlichen Energie des Modells 3-SW sowie der Konfiguration EXP-3 zeigt Abbildung 123.

Der Vergleich der Ergebnisse der Simulation sowie der Experimente hinsichtlich der erforderlichen Energie je Periode T zeigt, dass die Modelle 2-SW und 3-SW die durch das Experiment bestätigte Zunahme der Energie E bei Zunahme der Amplitude A tendenziell vorhersagen. Die Darstellung der den Abbildung 122 und Abbildung 123 zugrunde liegenden Werten  $E_{\text{sim}}$  befindet sich im Anhang A - IX. Allerdings wird der durch die Messergebnisse beschriebene Anstieg der elektrischen Energie je Periode T der Variante EXP-2 von  $c_1 = c_2 = 0,243$  N/mm bis  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm für  $A = 10^\circ$  bis  $A = 20^\circ$  durch das Modell 2-SW lediglich für  $A = 20^\circ$  angedeutet; hier nimmt  $E_{\text{sim}}$  leicht von  $c_1 = c_2 = 0,243$  N/mm bis  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm zu. Ebenfalls sagt das Modell 2-SW die durch die Messung ermittelten verminderte elektrische Energie für  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm bei einer Amplitude A von  $15^\circ$  und  $20^\circ$  nicht vorher.

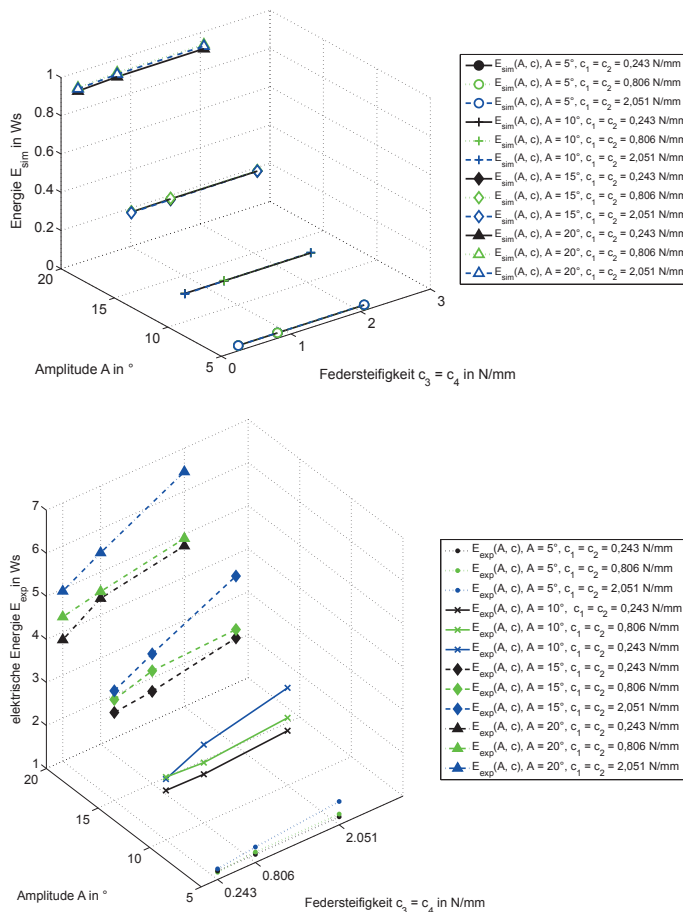


Abbildung 123: oben: Erforderliche Energie  $E_{sim}(A, c)$  je Periode  $T$  in Ws, Modell 3-SW, unten: Erforderliche elektrische  $E_{exp}(A, c)$  je Periode  $T$  in Ws, Variante EXP-3

Die experimentelle Untersuchung der Konfiguration EXP-3 lässt einen Einfluss der Federsteifigkeiten  $c_1$  bis  $c_4$  auf den für die Oszillation dreier federnd verkoppelter Starrkörpermodule erkennen. Diese Variation der Federsteifigkeiten besitzt im Modell 3-SW nur einen geringen Einfluss.

### Interpretation der Ergebnisse

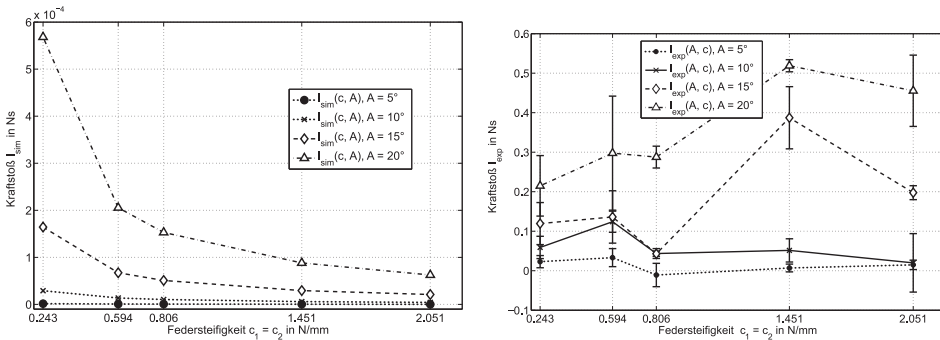
Die Experimente belegen, dass die durchschnittliche elektrische Energie  $E_{exp}$  je Periode  $T$  bei allen Amplituden höher liegt als die vergleichbare simulierte Energie  $E_{sim}$  je  $T$ .

Dieses bestätigt jedoch die Erwartungen, da das Mehrkörpermodell lediglich die auftretende mechanische Energie dokumentiert.

Damit werden die in der Messung enthaltenen Einflüsse des Servomotors HSR-5980SG mit allen auftretenden Energieverlusten innerhalb des Modells nicht berücksichtigt. Diese Verluste treten z.B. bei der elektromagnetomechanischen Wandlung der elektrischen in mechanische Energie innerhalb des Motors auf, weitere Verluste finden an den Getriebestufen des Servos sowie der Parallelkurbel zwischen Servomotor und Abtriebswelle statt. Aber auch die in Abschnitt beschriebenen Annahmen und Vereinfachungen des Modells sind für den Unterschied verantwortlich.

## 9.2 Vergleich und Auswertung des resultierenden Kraftstoßes

Abbildung 124 und Abbildung 125 stellen die Ergebnisse der Simulation des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  sowie den Kraftstoß  $I_{exp}$  der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 dar. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird die Darstellung des Betrages für die Simulationsdaten gewählt, die berechneten Kraftstöße  $I_{sim}$  befinden sich im Anhang A - IX.



**Abbildung 124:** links: Darstellung des Betrages des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}(c, A)$  je Periode  $T$  in  $Ns$ , Modell 2-SW, rechts:  $I_{exp}(c, A)$  je Periode  $T$  in  $Ns$ , Variante EXP-2

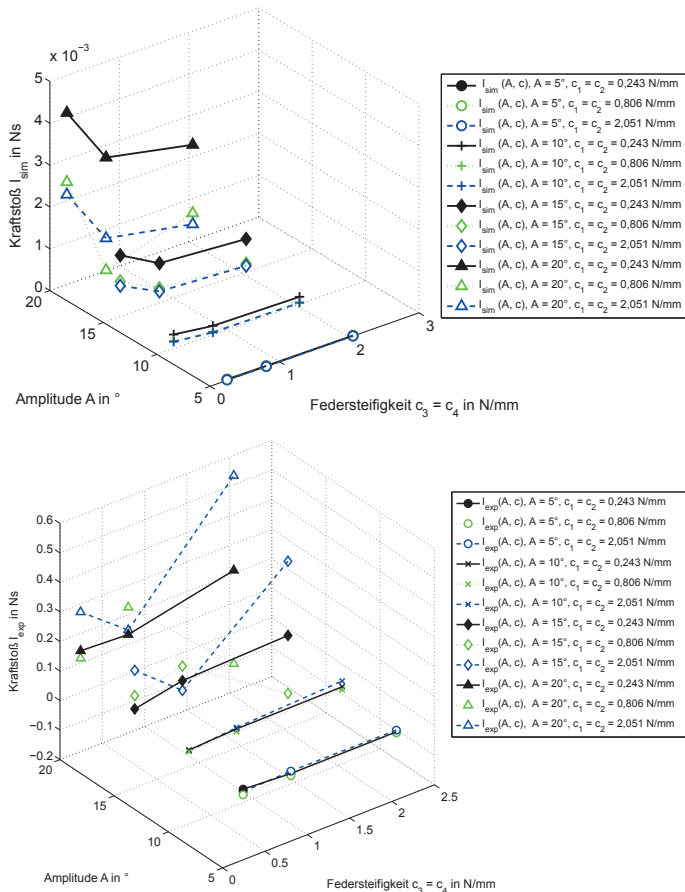


Abbildung 125: oben: Betrag des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}(A, c)$  je Periode  $T$  in Ns, Modell 3-Sw, unten:  $I_{exp}(A, c)$  je Periode  $T$  in Ns, Variante EXP-3

Die Betrachtung des Kraftstoßes innerhalb von Abbildung 124 zeigt, dass das Modell 2-Sw für alle untersuchten Konfigurationen eine Bewegung in Vorwärtsrichtung vorhersagt. Allerdings nimmt die Größe des Kraftstoßes von  $c_1 = c_2 = 0,243$  N/mm bis  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm für alle untersuchten Amplituden  $A$  ab. Die experimentelle Untersuchung der Konfiguration EXP-2 hingegen lässt erkennen, dass es für  $A = 10^\circ$  zu einem Maximum des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}$  pro Periode  $T$  bei  $c_1 = c_2 = 0,594$  N/mm kommt. Für  $A = 15^\circ$  sowie  $A = 20^\circ$  liegt das Maximum bei  $c_1 = c_2 = 1,451$  N/mm. Damit ist die Lage der für einen maximalen Kraftstoß  $I_k$  verantwortlichen Federsteifigkeit zwischen Simulation und Experiment verschoben: für  $A = 10^\circ$  um ca. 0,2 N/mm. Bei einer Amplitude  $A = 15^\circ$  und  $A = 20^\circ$  beträgt der Unterschied zwischen

dem simulativ ermittelten Kraftstoß  $I_{\text{sim Max}}$  und experimentell bestimmten Kraftstoß  $I_{\text{exp Max}}$  ca. 1,2 N/mm. Insgesamt erzeugen die meisten experimentell untersuchten Konfigurationen im Mittel eine Bewegung in Vorwärtsrichtung (vgl. Abschnitt 8.4.2).

Der Vergleich der Ergebnisse des simulierten Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  des Modells 3-SW mit dem experimentell ermittelten Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  der Variante EXP-3 verdeutlicht, dass mit zunehmender Amplitude der Kraftstoß im Modell und im Experiment zunimmt. Allerdings unterscheiden sich Modell und Experiment sowohl in der Größenordnung des Kraftstoßes als auch in der qualitativen Tendenz in Abhängigkeit der Federsteifigkeit. Denn das Modell sagt vorher, dass der Kraftstoß  $I_{\text{sim}}$  mit steigender Federsteifigkeit  $c_3 = c_4$  für alle Amplituden abnimmt. Das Experiment hingegen zeigt, dass unter Vernachlässigung der Konfigurationen mit ungerichtetem Bewegungsverhalten die größten Kraftstöße mit hohen Federsteifigkeiten  $c_3 = c_4 = 2,051$  N/mm realisiert werden.

### Interpretation der Ergebnisse

Der Vergleich des resultierenden Kraftstoßes  $I_k$  sagt für das Modell 2-SW und 3-SW eine Zunahme des Kraftstoßes bei Erhöhung der Amplitude  $A$  vorher. Dieses wird durch die Messung unter Verwendung der Konfiguration EXP-2 und EXP-3 bestätigt. Die Betrachtung der Beträge des im Experiment ermittelten resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  je Periode  $T$  zeigt jedoch, dass die tatsächlich auftretenden Kraftstöße deutlich größer sind, als diejenigen, welche durch die Simulation vorhergesagt werden (teilweise Faktor 100 und mehr). Die Gründe hierfür liegen zum einen in der vereinfachten Annahme der fluidmechanischen Zusammenhänge, welche die realen Bedingungen nur teilweise abbildet.

Aber auch die auf die Modelle wirkenden Widerstandskräfte sind infolge der in Abschnitt 5.1 getroffenen Annahmen aller Wahrscheinlichkeit nach zu gering angesetzt, vgl. hierzu auch Kapitel 12. Zudem können auch die in Abschnitt 8.4.4 beschriebenen rücklaufenden Wellen, welche sich durch Reflektion an der Beckenwand ergeben, für eine Erhöhung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  sorgen.

## 9.3 Grenzen des Modells und Fazit des Vergleichs

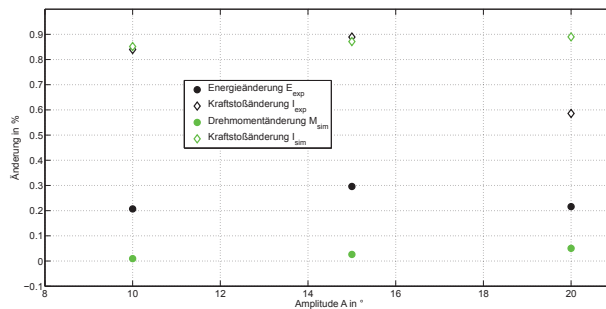
Mit dem innerhalb Kapitel 5 eingeführten, die konstruktive Entwicklung stützenden, Mehrkörpermodell können derzeit nur einige Aspekte der experimentell erfassten Daten vorhergesagt werden. Dieses ist im Wesentlichen die qualitative Zunahme der erforderlichen Energie sowie die des resultierenden Kraftstoßes in Abhängigkeit der Amplitude.



Grund für die Differenz zwischen Modell und Realität sind die getroffenen Annahmen und Vereinfachungen des Modells. Zwar erleichtert dieses infolge eines reduzierten Berechnungsaufwand die konstruktive Grobauslegung und ermöglicht das Finden von Initialparametern für die Experimente. Allerdings erlaubt es das Mehrkörpermodell in der derzeitigen Form nicht, absolute Werte der erforderlichen Energie bzw. des resultierenden Kraftstoßes mit geringer Abweichung zum Experiment bei gleichen Eingangsparametern vorherzusagen.

Dies ist damit begründet, dass das Mehrkörpermodell eine sehr grobe Vereinfachung der wirklichen Gegebenheiten eines umströmten Roboters darstellt. So berücksichtigt das Modell die Trägheit des die oszillierende Starrkörperstruktur umgebenden Fluides und dessen Beschleunigung sowie Abbremsung nicht. Auch stellt der als konstant angenommene  $c_w$ -Wert bei der Anströmung eine sehr einfache Annäherung an die tatsächlich vorherrschenden fluiddynamischen Verhältnisse dar. Zudem werden entstehende Wirbel nicht betrachtet. Diese Modifikationen sollten innerhalb zukünftiger Arbeiten Berücksichtigung finden.

Allerdings kann unter Verwendung des Mehrkörpermodells eine für die konstruktiven Grobauslegung der Roboterfamilie URMELE wichtige Vorhersage getroffen werden: die Beschreibung der prozentuale Änderung der Energie und die damit verbundene prozentuale Änderung des Kraftstoßes  $I_k$  in Abhängigkeit der Veränderung der Amplitude  $A$  und der Federsteifigkeiten  $c$ . Abbildung 126 zeigt die Ergebnisse des Modells 2-SW für Amplituden  $A \geq 10^\circ$  im Vergleich mit der Experimentalvariante EXP-2.



**Abbildung 126:** Prozentuale Änderung des für das Auslenken der Konfiguration 2-SW bzw. EXP-2 erforderlichen Energie sowie des resultierender Kraftstoßes  $I_{sim}$  bzw.  $I_{exp}$  bei Variation der Amplitude  $A$  und der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$

Gemäß Abbildung 126 sagt das Modell 2-SW vorher, dass bei geringer Änderung der Energie  $E_{sim}$  zwischen 1 % und 4 % Kraftstoßänderungen  $I_{sim}$  im Bereich von 85 % bis ca. 90 % resultieren. Die experimentelle Untersuchung der Variante 2-EXP verdeutlicht,

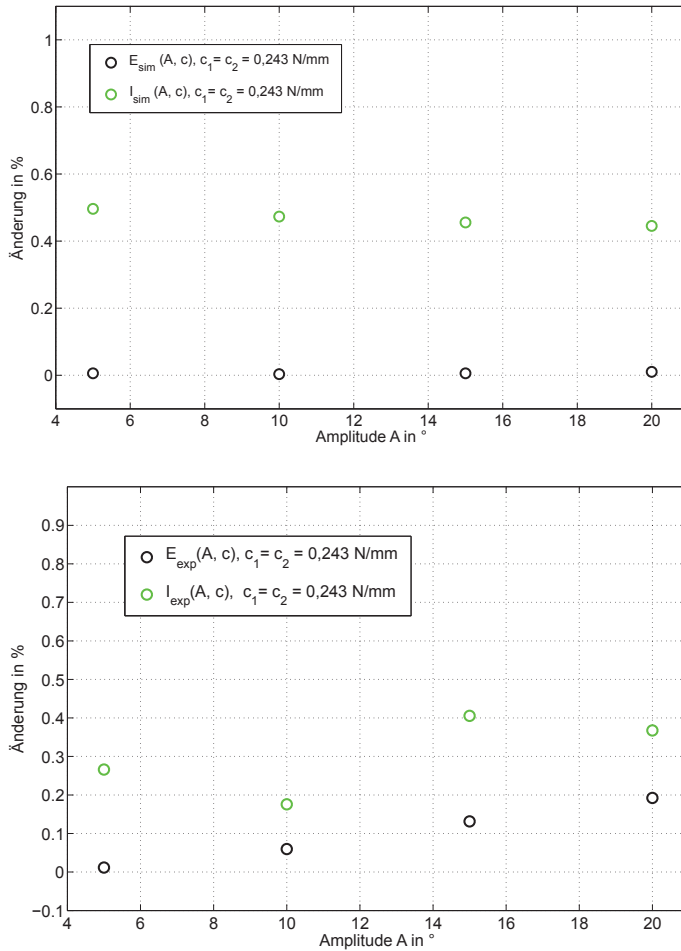
dass mit Energieänderungen zwischen 20 % und 30 % Kraftstoßänderungen  $I_{\text{exp}}$  zwischen 80 % und 90 % erfolgen. Ausnahme ist die Kraftstoßänderung  $I_{\text{exp}}$  bei einer Amplitude  $A = 20^\circ$ , hier beträgt die Änderung lediglich 60 %. Diese Änderungen der Energie und des Kraftstoßes sind in Abhängigkeit der Amplitude auf die unterschiedlichen verwendeten Federsteifigkeiten  $c_1 = c_2$  zurückzuführen.

Der Vergleich des Modells 3-Sw mit der Variante Exp-3 verdeutlicht, dass auch hier ausgewählte Konfigurationen z.B.  $c_1 = c_2 = 0,243 \text{ N/mm}$  des Modells die prozentuale Änderung der Energie und die damit verbundene prozentuale Änderung des Kraftstoßes  $I_k$  in Abhängigkeit von der Amplitude  $A$  und der Federsteifigkeit  $c_3 = c_4$  beschreiben (vgl. Abbildung 127).

Zusammenfassend werden einige der experimentell dargestellten Zusammenhänge durch das innerhalb dieser Arbeit gewählte Mehrkörpermodell in der Tendenz vorhergesagt. Damit besitzt das verwendete Mehrkörpermodell für eine Grobauslegung des Antriebsystems der Roboterfamilie URMELE im Rahmen des konstruktiven Entwicklungsprozesses trotz der getroffenen Vereinfachungen eine Berechtigung:

- Die Findung geeigneter Initialparameter für konstruktive Auslegung und Experiment erfolgt infolge dieser Modellbildung zielgerichtet.

Gleichsam wird erneut darauf verwiesen, dass für eine detaillierte, modellbasierte Vorhersage der experimentell ermittelten Zusammenhänge andere Modelle zu wählen sind, wie beispielsweise eine auf den NAVIER-STOKES-Gleichungen basierende numerische Strömungssimulation.



**Abbildung 127:** Prozentuale Änderung der für das Auslenken der Variante 3-SW (oben) bzw. EXP-3 (unten) erforderlichen Energie E sowie des resultierender Kraftstoßes  $I_{sim}$  bzw.  $I_{exp}$  bei Variation der Amplitude sowie einer Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,243$  N/mm je Periode T



# 10 Konstruktion des Schwimmroboters URMELE 2.0

Auf Grundlage der innerhalb von Kapitel 8 durchgeführte Untersuchung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 erfolgt innerhalb von Kapitel 10 die Konstruktion des Schwimmroboters URMELE 2.0. Hinsichtlich der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 aber auch des Roboters URMELE LIGHT besteht die wesentliche Modifikation von URMELE 2.0 in der Gestaltung solcher Gelenke, welche über eine kontinuierlich einstellbare intrinsische Federsteifigkeit innerhalb eines vorher festzulegenden Bereiches verfügen. Daher werden die in Tabelle 65 (Kapitel 4) dargelegten Anforderungen an die Schwimmroboterfamilie URMELE um die nachfolgenden Anforderungen ergänzt:

**Tabelle 65:** Ergänzende Anforderungen an die Konstruktion des Schwimmroboters URMELE 2.0

<b>Energie</b>			
<b>Nr.</b>	<b>Forderung</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Bemerkung</b>
1	Fest	Roboter wird mit Lithium-Polymer-Akkumulatoren betrieben	Hervorragendes Gewicht/Ladungsverhältnis
2	Fest	Tiefentladeschutzschaltung vorsehen	Schutz des Akkumulators
3	Fest	Beachtung der Spannungsbedarfe der Verbraucher	7,4 V sind mindestens erforderlich

<b>Kommunikation</b>			
<b>Nr.</b>	<b>Wtg.</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Bemerkung</b>
1	Fest	Drahtlose Kommunikation zwischen Roboter und Steuerrechner	Über XBee-Funkmodule
2	Fest	Anzeigen von Sensor und Statusinformationen des Roboters auf dem Rechner	
3	Fest	Reichweite des Funks ca. 60 m auf freier Fläche	Da Testaufbau derzeit keine größere Reichweite erforderlich

Nachfolgend wird die Konstruktion der verschiedenen Baugruppen des Roboters URMELE 2.0 dargestellt.

## 10.1 Entwurf eines Effektormoduls nach dem Prinzip GEIST

Innerhalb des Roboters URMELE LIGHT sowie der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 erfolgt die Variation der Federsteifigkeit durch den manuellen Austausch handelsüblicher Schraubenfedern. Somit soll das nachfolgend neu zu konstruierende Effektormodul eine Baugruppe „GELENK MIT KONTINUIERLICH EINSTELLBARER STEIFIGKEIT“ (nachfolgend GEIST genannt) beinhalten, bei welcher eine intrinsische Steifigkeit kontinuierlich in einem vorher festgelegten Bereich einstellbar ist. Die Gestaltung und Untersuchung solch einer Baugruppe GEIST ist nachfolgend beschrieben.

Grundlage des Entwurfs- und Konstruktionsprozesses der Baugruppe GEIST bildet der Stand der Wissenschaft und Technik der einstellbar elastischen Aktuatoren (Abschnitt 3.3) sowie die Analyse der Konstruktion der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 und URMELE LIGHT auf Grundlage der durchgeführten Experimente (vgl. Kapitel 8 und Abschnitt 4.3). Tabelle 66 fasst die wichtigsten Anforderungen an die Konstruktion zusammen.

Tabelle 66: Anforderungsliste der Baugruppe GEIST

<b>Funktion</b>			
<b>Nr.</b>	<b>Forderung</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Bemerkung</b>
1	Fest	Drehgelenk mit Freiheitsgrad DoF = 1	
2	Fest	Verschwenkung des Gelenks von $\pm 15^\circ$ erforderlich	
3	Wunsch	Gelenk gegen umgebendes Fluid kapseln	zum Schutz der Aktuatoren für eine online durchführbare Adaption der Steifigkeit
4	Wunsch	Gelenkhülle muss nachgiebig sein	konstruierte Steifigkeit des Gelenks sollte wenig bis gar nicht beeinflusst werden
5	Fest	Aktuatoren nur für Veränderung der Steifigkeit benötigt, nicht für die Position	vgl. Kapitel 3

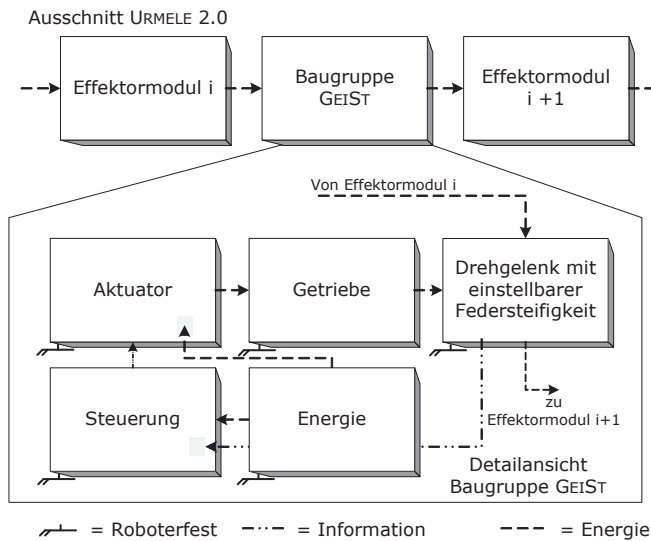
  

<b>Struktur</b>			
<b>Nr.</b>	<b>Forderung</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Bemerkung</b>
1	Fest	Durchmesser der Module begrenzt	Innen-Ø: ca. 54 mm
2	Fest	Länge des Gelenks begrenzt	30 – 50 mm Länge angestrebt

<b>Kräfte und Momente</b>			
<b>Nr.</b>	<b>Forderung</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Bemerkung</b>
1	Fest	Aktuatoren für Stellantrieb mit geringem Bauraum erforderlich	erforderliches Moment sowie elektrische Energie beachten
2	Fest	PWM steht zur Verfügung	für Ansteuerung

Aufgrund zahlreicher, teilweise diametraler Anforderungen wird die Baugruppe GEIST wie bereits die vorherigen Entwicklungen dieser Arbeit unter Anlehnung an die Richtlinie VDI 2206 [69] entwickelt, um ein Optimum für alle Fest- und Wunschforderungen in Abhängigkeit von der Rahmenbedingungen zu erhalten. Da die Baugruppe GEIST innerhalb des Roboters URMELE 2.0 gemäß der Ergebnisse der in Kapitel 8 dokumentierten Experimente zur Feineinstellung des Bewegungsverhaltens des Roboters genutzt wird, fällt der Baugruppe somit die Aufgabe eines den Hauptantrieb unterstützenden Stellantriebs zu. Abbildung 128 zeigt die Funktionsstruktur der Baugruppe GEIST.



**Abbildung 128:** Funktionsstruktur der Baugruppe GEIST

Die Umsetzung der Funktionsstruktur der Baugruppe GEIST in einem möglichen technischen Prinzip zeigt Abbildung 129. Das Prinzip ist gemäß der in Abschnitt 3.3.1 dargestellten Einteilung von VAN HAM et al., 2009 [83] der antagonistisch geregelten Steifigkeit zuzuordnen. Dargestellt ist ein Aufbau aus zwei handelsüblichen Schraubenfedern mit linearer Steifigkeit  $c_{g1} = c_{g2}$ , welche sich im Abstand  $R_g$  jeweils rechts und links der Symmetrieachse des Drehgelenks  $D_g$  befinden. Durch Variation des Abstandes  $R_g$ , nachfolgend als Länge  $R_g$  bezeichnet, ändert sich bei Auslenkung des Gelenks um einen Winkel  $\varphi_g$  das Moment  $M_g$  ( $\varphi_g$ ) und damit die rotatorische Gelenksteifigkeit  $\kappa_g$ .

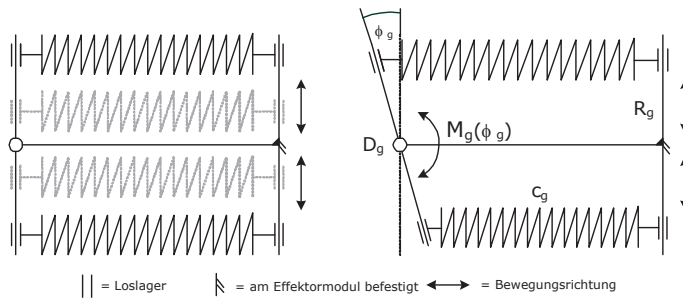


Abbildung 129: Technisches Prinzip der Baugruppe GEIST

Das zweite Prinzip zeigt das Prinzip DÜBELFEDER nach einer Idee von WITTE und FREMEREY, welches auf dem Prinzip des JACK SPRING AKTUATORS basiert (HOLLANDER et al., 2005 [38]). Bei diesem Aktuator mit einstellbarer Elastizität wird die Steifigkeit über Wegnahme bzw. Hinzufügen der Anzahl von Federwindungen gezielt verändert (vgl. HOLLANDER et al., 2005 [38]). Analog dieser Idee wird beim Prinzip der DÜBELFEDER mittels einer Aktuator-Getriebeeinheit (z.B. einem RC-Modellbauservo) eine Feder an gewünschter Stelle durch Klemmung fixiert. Hierzu spreizt der Aktuator die Feder lokal von innen auf. Durch einen zweiten Aktuator, der die Position der Feder beispielsweise über den in Abbildung 130 gezeigten Spindelantrieb verfährt, ist die Steifigkeit stufenlos einstellbar.

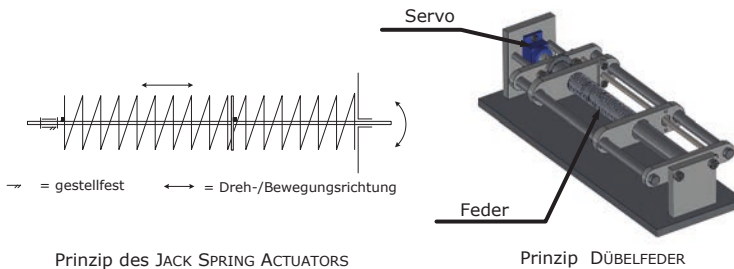


Abbildung 130: Prinzip JACK SPRING (in Anlehnung an HOLLANDER et al., 2005 [38]) sowie CAD-Entwurf der einstellbaren Steifigkeit nach dem DÜBELFEDER Konzept

Mit Blick auf die in Tabelle 66 dargestellte Anforderungsliste sind für die Bewertung beider technischer Prinzipien folgende Kriterien von besonderer Bedeutung. Für einen minimalen Leistungsbedarf sind Lösungen zu bevorzugen, welche eine minimale Anzahl an Aktuatoren benötigen. Infolge der späteren fluidischen Umgebung muss das gewählte Prinzip wasserdicht zu kapseln sein. Ebenso muss das Prinzip gemäß Anforderungsliste



in den zur Verfügung stehenden Bauraum zwischen den Effektormodulen implementierbar sein. Tabelle 67 stellt den Vergleich beider Varianten dar.

Tabelle 67: Vergleich der möglichen Varianten der Baugruppe GEiST

Kriterium	Gewichtung	Prinzip 1		Prinzip 2 DÜBELFEDER	
		Pkt.	Gew. Punkte	Pkt.	Gew. Punkte
Minimale Anzahl an Aktuatoren	<b>0,3</b>	3	0,6	3	0,9
Wasserdichte Verkapselung einfach möglich?	<b>0,3</b>	4	1,2	3	0,9
Möglichst geringer Bauraum	<b>0,3</b>	5	1,5	2	0,6
Geringe Anzahl bew. Teile	<b>0,1</b>	3	0,3	3	0,3
<b>Summe</b>	<b>1</b>	<b>15</b>	<b>3,6</b>	<b>11</b>	<b>2,7</b>
<b>In Prozent</b>			<b>72 %</b>		<b>54 %</b>

Gemäß Tabelle 67 erfüllt Prinzip 1 die Kriterien am besten. Zur Identifikation von konstruktionsrelevanten Parametern sowie der anschließenden Überführung dieser in mathematisch-physikalische Abstraktionsmodelle stellt Abbildung 131 das erweiterte technische Prinzip der Baugruppe GEiST dar.

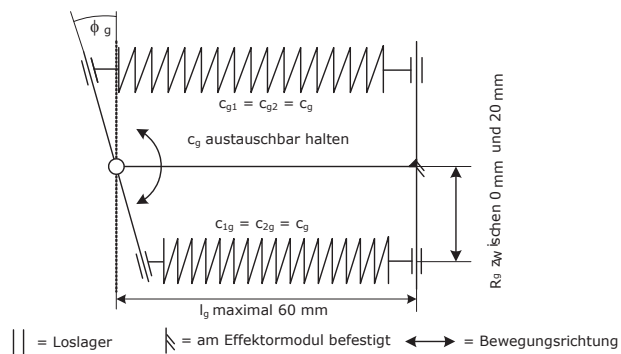


Abbildung 131: Erweitertes technisches Prinzip der Baugruppe GEiST

Zur Untersetzung des geplanten Prinzips findet ein gemischter Ansatz, bestehend aus Berechnung, Simulation sowie überprüfenden Experimenten Verwendung.

### 10.1.1 Berechnung der Gelenksteifigkeit

Zur Darstellung der Winkel-Drehmoment Verläufe sowie der rotatorischen Gelenksteifigkeit wird ein modifiziertes mathematisches Modell in Anlehnung an VANDERBORGHT et al., 2006 [84] verwendet (vgl. Abbildung 132).

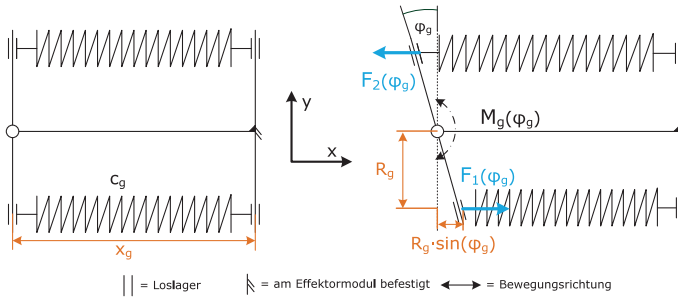


Abbildung 132: Mathematisches Modell der Baugruppe GEIST

Die für die Berechnung relevanten Elemente sind die zu variierende Länge  $R_g$ , die Federsteifigkeit der Schraubenfedern  $c_{g1} = c_{g2} = c_g$  sowie der Winkel  $\varphi_g$ . Die Schraubenfedern sind im vorgespannten Zustand einzubauen. Durch die Auslenkung um  $\varphi_g$  bewirken die Kräfte und ein Moment um die vertikale Gelenkachse  $D_g$ .

$$\vec{e}_x : \quad 0 = F_1(\varphi_g) - F_2(\varphi_g) \quad (45)$$

$$\vec{e}_z : \quad 0 = (R_g \cdot \cos(\varphi_g) \cdot (F_1(\varphi_g) - F_2(\varphi_g))) - M_g(\varphi_g) \quad (46)$$

mit:

$F_1(\varphi_g) = F_2(\varphi_g)$	= Kraft in N
$M_g(\varphi_g)$	= Drehmoment in Nmm
$x_g$	= Federlänge im Einbauzustand in mm
$\varphi_g$	= Winkel in $^\circ$
$c_g$	= Federsteifigkeit in N/mm
$R_g$	= Länge in mm

Mit der Kennzeichnung der Wirkrichtung der Kräfte und Momente anhand der Einheitsvektoren wird auf die vektorielle Notation verzichtet. Unter Verwendung linearer Federn betragen und :

$$F_1(\varphi_g) = (c_g (x_g - R_g \cdot \sin(\varphi_g))) \quad (47)$$

$$F_2(\varphi_g) = (c_g (x_g + R_g \cdot \sin(\varphi_g))) \quad (48)$$

Das resultierende Drehmoment  $M_g(\varphi_g)$  ergibt sich zu:

$$M_g(\varphi_g) = \left| R_g \cdot \cos(\varphi_g) \cdot (F_1(\varphi_g) - F_2(\varphi_g)) \right| \quad (49)$$

$$= \left| c_g \cdot R_g \cdot \cos(\varphi_g) \cdot \left[ (x_g - R_g \cdot \sin(\varphi_g)) - (x_g + R_g \cdot \sin(\varphi_g)) \right] \right|$$

$$= \left| c_g \cdot R_g \cdot \cos(\varphi_g) \cdot (-2 \cdot R_g \cdot \sin(\varphi_g)) \right| \quad (50)$$

Unter Verwendung des Additionstheorems

$$\sin(2\varphi_g) = 2 \cos(\varphi_g) \cdot \sin(\varphi_g) \quad (51)$$

vereinfacht sich (51) zu

$$M_g(\varphi_g) = \left| -c_g \cdot R_g^2 \cdot \sin(2\varphi_g) \right| \quad (52)$$

Die Berechnung der rotatorischen Steifigkeit  $\kappa_g$  des Gelenkes erfolgt unter Verwendung von (53):

$$\kappa_g = \frac{dM_g(\varphi_g)}{d\varphi_g} \quad (53)$$

Unter der Annahme kleiner Winkel  $\varphi_g < 5^\circ$  ergibt sich  $\kappa_g$  zu:

$$\kappa_g \approx \left| -2 \cdot c_g \cdot R_g^2 \right| \quad (54)$$

Für Winkel  $\varphi_g$  größer als  $5^\circ$  lautet  $\kappa_g$ :

$$\kappa_g = \left| -c_g \cdot R_g^2 \cdot 2 \cdot \cos(2\varphi_g) \right| \quad (55)$$

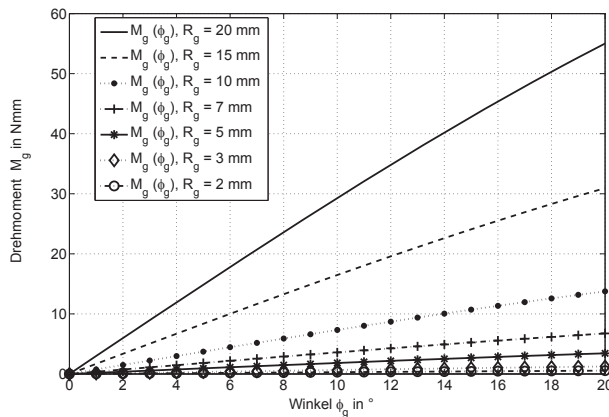
Gleichung (55) zeigt hierbei, dass die rotatorische Steifigkeit des Gelenks  $\kappa_g$  von der Federsteifigkeit  $c_g$  der Schraubenfedern, dem Abstand  $R_g^2$  sowie dem Term  $2 \cdot \cos(2\varphi_g)$  abhängt.

Nachfolgend erfolgt die Untersuchung des Winkel-Drehmoment-Verlaufs bei Variation der Länge  $R_g$  anhand des mathematischen Modells der Baugruppe GEIST. Tabelle 68 fasst die hierfür verwendeten Parameter zusammen. Der Wert der Federsteifigkeit  $c_g$  mit 0,214 N/mm entspricht einer Schraubenfeder Z-045AI der Firma GUTEKUNST, welche für die nachfolgend beschriebenen Experimente Anwendung findet.

**Tabelle 68:** Verwendete Parameter innerhalb des Berechnungsmodells der Baugruppe GEIST

Winkel $\varphi_g$ in $^\circ$	Länge $R_g$ in mm	Federsteifigkeit $c_g$ in N/mm	Anfangslänge $x_g$ in mm
0 – 20 in Schritten von 1	2 – 20	0,214	40

Die resultierenden Winkel-Drehmoment-Verläufe bei Variation von  $R_g$  fasst Abbildung 133 zusammen.



**Abbildung 133:** Theoretisch berechnete Verläufe des Momentes  $M_g(\varphi_g)$  bei Variation von  $R_g$ , mathematisches Modell

Abbildung 133 zeigt, dass mit steigendem Parameter  $R_g$  das für die Auslenkung des Gelenkes um  $\varphi_g$  erforderliche Drehmoment  $M_g(\varphi_g)$  ansteigt. Es beträgt für  $R_g = 2$  mm und  $\varphi_g = 20^\circ$  ca. 0,5 Nmm bzw. für  $R_g = 20$  mm und  $\varphi_g = 20^\circ$  ca. 52 Nmm. Der Grund für diese Zunahme ist die Auslenkung des beweglichen Hebelarms sowie der daran befestigten Schraubenfedern um den Winkel  $\varphi_g$ . Mit wachsender Länge  $R_g \cdot \sin(\varphi_g)$  steigt die rückstellende Kraft der Schraubenfeder an. Somit wird auch das resultierende Drehmoment  $M_g(\varphi_g)$  vergrößert. Eine im Anhang A - IX durchgeführte Simulation des in ein Mehrkörpermodell überführten Berechnungsmodells bestätigt diese Aussage, die sich ergebenden Winkel-Drehmoment-Verläufe sind in Abbildung 134 dargestellt. Simulationsumgebung ist die SOLIDWORKS® Zusatzanwendung SOLIDWORKS® MOTION, die Parameter des Mehrkörpermodells entsprechen denen des mathematischen Modells (vgl. Tabelle 68).

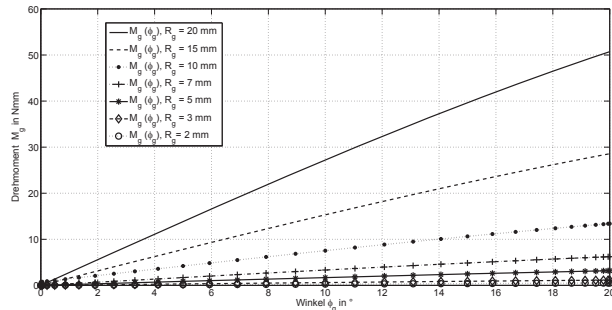


Abbildung 134: Mittels Mehrkörpersimulation (SOLIDWORKS® MOTION) ermittelte Verläufe des Momentes  $M_g(\phi_g)$  bei Variation von  $R_g$

Analog des Berechnungsmodells bewirkt eine Vergrößerung von  $R_g$  und  $\phi_g$  eine Zunahme des resultierenden Drehmomentes  $M_g(\phi_g)$ . Abbildung 135 stellt die rotatorische Steifigkeit  $\kappa_g$  der Baugruppe GEIST in Abhängigkeit des Winkels  $\phi_g$  in ° für die in Tabelle 68 dargestellten Parameter dar. Zu erkennen ist, dass die Gelenksteifigkeit  $\kappa_g$  unter Verwendung einer Schraubenfeder Z-045AI mit  $c_g = 0,214$  N/mm durch Variation von  $R_g$  beeinflusst werden kann; so liegt  $\kappa_g$  für  $R_g = 10$  mm und  $\phi_g = 0^\circ$  bei  $0,8$  Nmm/° und für  $R_g = 20$  mm und  $\phi_g = 0^\circ$  bei  $3$  Nmm/°.

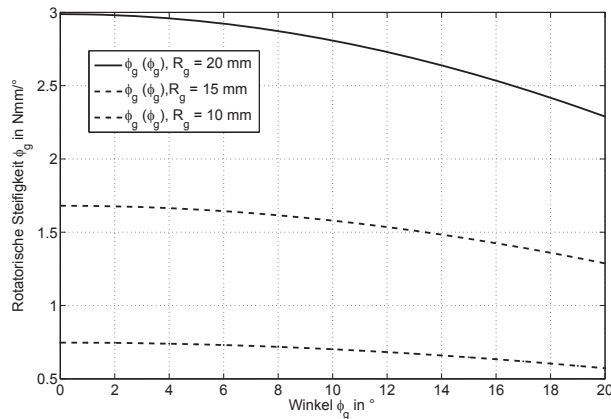


Abbildung 135: Rotatorische Steifigkeiten  $\kappa_g$  der Baugruppe GEIST in Nmm/° in Abhängigkeit von  $\phi_g$  bei Variation der Länge  $R_g$

### 10.1.2 Konstruktion einer Demonstratorbaugruppe

Zur Überprüfung der durch die Berechnungen und die Simulation erzielten Winkel-Drehmoment-Verläufe wird ein Prototyp der Baugruppe GEIST konstruiert, kurz Demonstratorbaugruppe GEIST genannt. Anschließend wird diese Baugruppe einer Eigenschaftvalidierung in einem Versuchsstand unterzogen. Eine detaillierte Anforderungsliste befindet sich im Anhang A - X. Abbildung 136 untersetzt die Funktionsstruktur des Versuchsstandes.

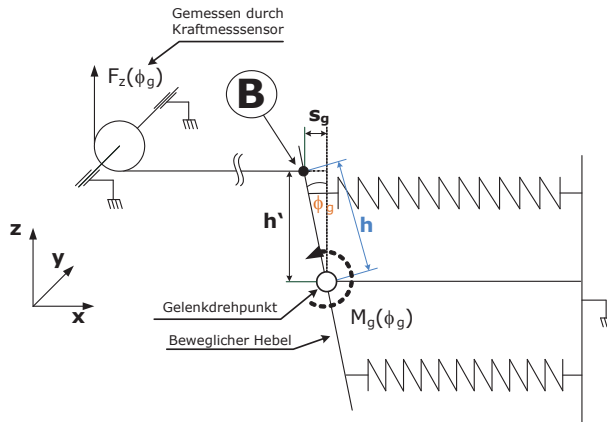


Abbildung 136: Funktionsstruktur des Versuchsstandes zur Untersuchung der Baugruppe GEIST

Zur Bestimmung des sich in Abhängigkeit von  $R_g$  und  $\varphi_g$  einstellenden Drehmomentes  $M_g(\varphi_g)$  wird die Baugruppe GEIST mittels einer Zugkraft  $F_z(\varphi_g)$  ausgelenkt. Diese greift am drehbar gelagerten Hebel, kurz: beweglicher Hebel, an Punkt B im Abstand  $h$  zum Gelenkdrehpunkt an. Unter Kenntnis der Zugkraft  $F_z(\varphi_g)$ , der Länge  $h$  sowie der Verfahrhöhe  $s_g$  lassen sich unter Nutzung von trigonometrischen Beziehungen der benötigte Winkel  $\varphi_g$  und das Drehmoment  $M_g(\varphi_g)$  berechnen. Dabei wird die Zugkraft  $F_z(\varphi_g)$  mittels des Kraftmessensors F250UFR0H0 der Firma NOVATECH erfasst. Das wirkende Drehmoment ergibt sich gemäß (56) zu:

$$M_g(\varphi_g) = (F_z(\varphi_g) - F_B) \cdot h \cdot \cos \varphi_g \quad (56)$$

mit:  $F_B$  = Korrekturterm der durch die Aufhängung des Nylonfadens unterhalb der Kraftmessdose und der Erdbeschleunigung erzeugten Kraft

Die Berechnung der Winkels  $\varphi_g$  erfolgt gemäß (57). In Abhängigkeit von der Länge  $s_g$ , um welche der bewegliche Hebel ausgelenkt wird (vgl. Abbildung 136), gilt:

$$\varphi_g = \sin^{-1} \left( \frac{s_g}{h} \right) \quad (57)$$

Der aus der Funktionsstruktur abgeleitete CAD-Entwurf der Demonstratorbaugruppe zeigt Abbildung 137.

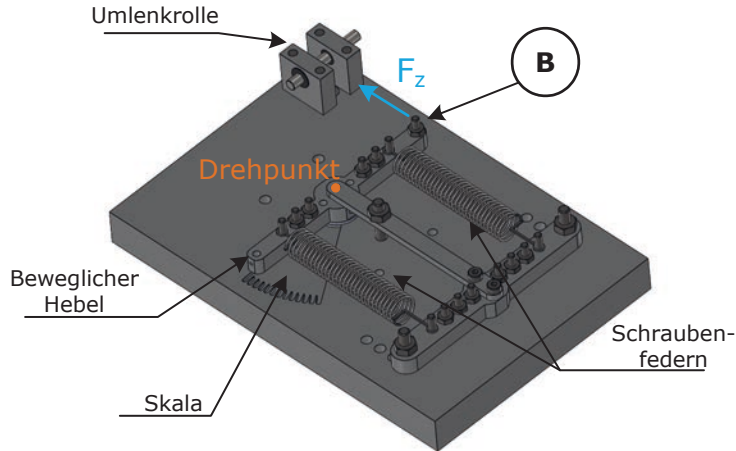


Abbildung 137: CAD-Entwurf des Versuchsstandes mit Baugruppe GEIST

Alle Längen der konstruierten Demonstratorbaugruppe GEIST entsprechen den Vorgaben des Berechnungs- bzw. Simulationsmodells. Die Schraubenfedern sind Zugfedern Z-045AI der Firma GUTEKUNST mit einer Federsteifigkeit  $c_g$  von 0,214 N/mm. Bohrlöcher im Abstand von 5 mm mit eingelassenen Gewindestiften dienen als Federaufnahme.

Der zum Vermessen der Demonstratorbaugruppe verwendete Versuchsstand besteht aus einer Grundplatte und einer Vorrichtung zum Aufprägen der Zugkraft  $F_z(\varphi_g)$  auf die Demonstratorbaugruppe. Das Material für die Demonstratorbaugruppe Baugruppe GEIST sowie den Versuchsstand ist Polyoxymethylen (POM). Zur Reduktion von Reibung finden für sämtliche Lagerbuchsen Gleitlager verschiedenen Durchmessers der Firma IGUS® Anwendung.

### 10.1.3 Eigenschaftsabsicherung und Messabweichungen

Zur Bestimmung des jeweils unter einem bestimmten Winkel auftretenden Drehmomentes  $M_g(\varphi_g)$  wird die Demonstratorbaugruppe GEIST mittels der am Punkt B des beweglichen Hebels angreifenden Zugkraft  $F_z(\varphi_g)$  ausgelenkt.

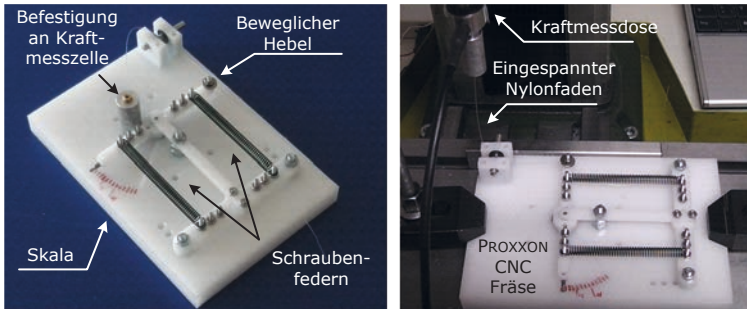


Abbildung 138: Versuchsaufbau zur Untersuchung der Baugruppe GEIST

Unter Verwendung einer hinsichtlich der Anforderungen des Versuchszustandes modifizierten 3-Achs-CNC-Fräse (PROXXON® FF 500 CNC) erfolgt die Auslenkung des drehbar gelagerten Hebels der Demonstratorbaugruppe GEIST nach dem Prinzip einer Zugkraftmessung. Als Zugmittel dient ein Nylonfaden ( $\varnothing = 0,3 \text{ mm}$ ), dessen Längsdehnung während der Versuche vernachlässigbar ist. Die während der Versuche zur Auslenkung um  $s_g$  genutzte Achse der Fräse ist die Applikatenachse (z-Achse), sie besitzt eine Positioniergenauigkeit von  $0,1 \text{ mm}$ . Für die Messung der Zugkraft wird erneut ein NOVATECH Kraftmesssensor F250UFR0H0 [122] nebst Messwertverstärker (Nr. SG2K KS24E 510, ALTHEN) und DAQ-Karte (NATIONAL INSTRUMENTS®, USB 6008) verwendet. Der Sensor ist gemäß Abbildung 138 in den zugkraftübertragenden Aufbau integriert. Für die Auswertung der der Kraft  $F_z(\varphi_g)$  zuordbaren Spannungssignale wird die Software LABVIEW® verwendet.

Zu Beginn jeder Messung erfolgt das Aufheizen des Kraftmessensors F250UFR0H0 auf Betriebstemperatur (Dauer: ca. 20 Min.). Die exakte fluchtende Ausrichtung des Zugmittels und des Fräskopfes dient der Vermeidung von Messabweichungen infolge von Winkelfehlern. Die Positioniergenauigkeit der hierfür genutzten Abszissen- und Ordinatenachse (x- und y-Achse) der Fräse betragen  $0,1 \text{ mm}$ . Anschließend wird die Kalibrierung des NOVATECH Kraftmessensors unter Anwendung definierter Massestücke durchgeführt. Es erfolgt die Ermittlung und Dokumentation der Nullposition, in welcher noch keine Spannungsänderung am Kraftmesssensor generiert wird. Daneben sind die beiden Federn Z-045AI der Federsteifigkeit  $c_g = 0,214 \text{ N/mm}$  innerhalb der Demonstratorbaugruppe zu implementieren, für die nachfolgenden Versuche wird  $R_g$  zu  $20 \text{ mm}$  bzw. zu  $10 \text{ mm}$  gewählt.

Während der Versuche wird der Fräskopf definiert um  $s_g$  im Bereich  $0 \text{ mm}$  bis  $12 \text{ mm}$  in Schritten von  $2 \text{ mm}$  verfahren. Dies entspricht unter Verwendung von (57) einer Variation von  $\varphi_g$  zwischen  $0^\circ$  und  $\approx 20^\circ$ . Die sich infolge der Auslenkung einstellenden kraftpro-



portionalen Spannungswerte, welche der F250UFR0H0 generiert, werden erfasst. Zur Verbesserung der Ablesegenauigkeit wird der Median-Filter innerhalb des LABVIEW® Programm verwendet (vgl. LABVIEW® 2009 Hilfe [124], Medianfilter). Der durch den Fräskopf zurückgelegte Verfahrensweg  $s_g$  sowie die kraftproportionalen Spannungswerte werden protokolliert; unter Verwendung von (57) und (56) erfolgt die Berechnung des jeweiligen Winkels  $\varphi_g$  nebst des dazugehörigen Drehmomentes  $M_g(\varphi_g)$ . Den prinzipiellen Aufbau solch eines Protokolls zeigt Tabelle 69.

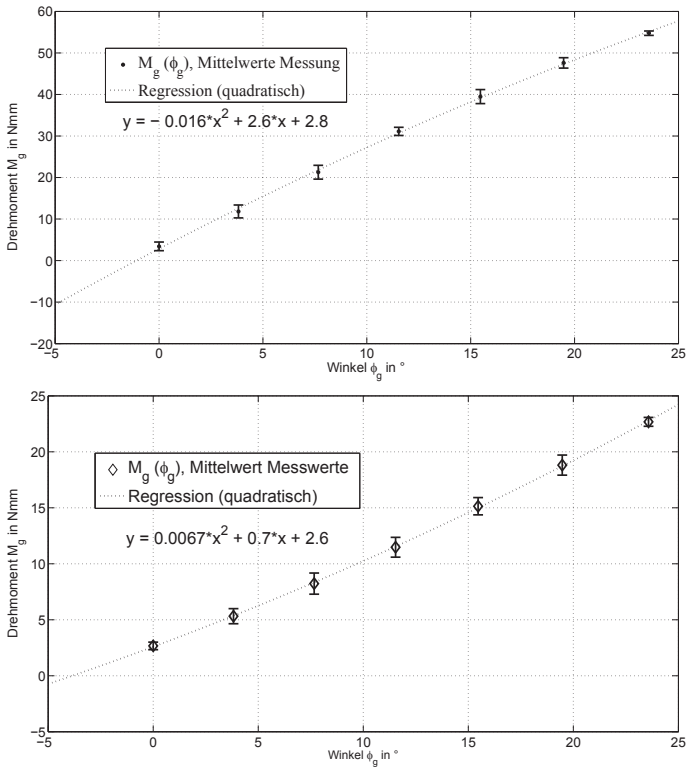
**Tabelle 69:** Allgemeines Messprotokoll zur Analyse der Demonstratorbaugruppe GEIST

Messprotokoll vom dd.mm.jjjj

$s_g$ in mm	h in mm	$\varphi_g$ in °	$U_g$ in V	Rückrech- nung auf Masse $m_g$ in g	$F_z(\varphi_g)$ in N	$M_g(\varphi_g)$ in Nmm
0 – 12 in 2 mm Schritten	30	$\varphi_g = \sin^{-1}\left(\frac{s_g}{h}\right)$	wird in LABVIEW® abgelesen und doku- mentiert	$m_g = \frac{U_g + b_r}{a_r}$	$F_z = \frac{m_g \cdot 9,81}{1000}$	$M_g(\varphi_g) = (F_z - F_h) \cdot h \cdot \cos \varphi$

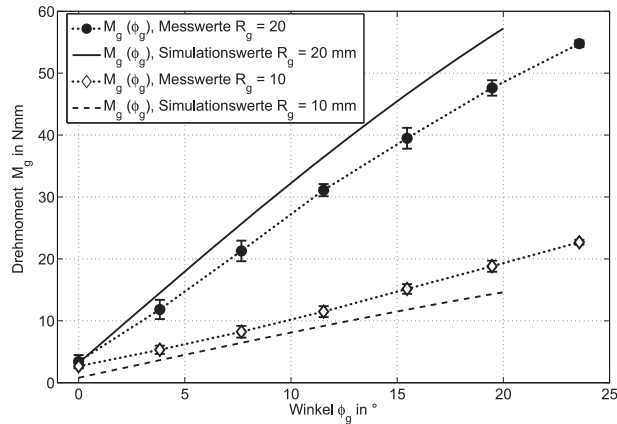
Zur entsprechenden Rückrechnung der gemessenen Spannung  $U_g$  auf eine der Kalibrierung entsprechenden Masse  $m_g$  werden Regressionsfunktionen verwendet, die zu Beginn jeder Messreihe durch Kalibrierung aufgenommen werden.

Die Ergebnisse der Winkel-Drehmoment-Verläufe stellt Abbildung 139 für  $R_g = 20$  mm und  $R_g = 10$  mm dar. Die Anzahl der durchgeführten Messungen beträgt  $N = 12$ .



**Abbildung 139:** oben: Darstellung des Drehmomentes  $M_g(\phi_g)$  der Demonstratorbaugruppe GEIST bei  $R_g = 20$  mm, unten:  $M_g(\phi_g)$ ,  $R_g = 10$  mm ( $N = 12$ ), dargestellt sind Mittelwert und Standardabweichung aller Messungen sowie die quadratische Regression

Abbildung 139 zeigt, dass das Drehmoment  $M_g(\phi_g)$  sowohl mit Zunahme des Winkels  $\phi_g$  als auch der Länge  $R_g$  ansteigt. So beträgt das gemessene Drehmoment für  $\phi_g \approx 20^\circ$  und  $R_g = 20$  mm ( $\approx 47 \pm 0,8$ ) Nmm. Für  $R_g = 10$  mm ist das Drehmoment bei  $\phi_g \approx 20^\circ$  ( $\approx 18 \pm 0,5$ ) Nmm. Der Vergleich der Mittelwerte/Standardabweichungen für die Versuche  $R_g = 20$  mm und  $R_g = 10$  mm mit den entsprechenden Simulationsdaten ist in Abbildung 140 dargestellt. Die Berechnung der Messunsicherheit für eine statistische Sicherheit  $P$  von 95,4% sowie weiterer Details zu den Messungen der Demonstratorbaugruppe GEIST befinden sich im Anhang A - X.

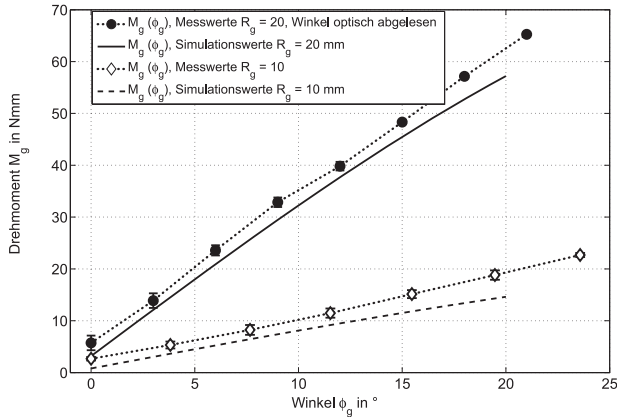


**Abbildung 140:** Vergleich der Mittelwerte/Standardabweichungen des Momentes  $M_g(\varphi_g)$  der Messungen ( $N = 12$ ) mit den Simulationen des Mehrkörpermodells

Die Analyse des Momentes  $M_g(\varphi_g)$  für  $R_g = 10$  mm verdeutlicht, dass sowohl die Experimentaldaten als auch die mittels SOLIDWORKS<sup>®</sup> MOTION erhobenen Simulationsdaten eine fast identische Steigung aufweisen. Allerdings ist das absolute Glied verschoben, weshalb das dem jeweiligen Winkel  $\varphi_g$  entsprechende Drehmoment  $M_g(\varphi_g)$  im Experiment zwischen 3 Nmm und 5 Nmm höher ist als in der dazugehörigen Simulation. Ein Grund hierfür ist die Reibung zwischen den bewegten Teilen des Experimentalaufbaus, welche in der Simulation nicht erfasst wird sowie Ungenauigkeiten beim Ablesen und Justieren des Messaufbaus. Für den Fall  $R_g = 20$  mm liegen die realen Messdaten für alle untersuchten Winkel-Drehmoment-Verläufe unterhalb den äquivalenten Werten der Simulation. Die Steigung ist jedoch vergleichbar. Da aufgrund der Nichtberücksichtigung der Reibung im Modell analog des Verlaufes für  $R_g = 10$  mm erwartet wird, dass die realen Messwerte ebenfalls über denen der Simulation liegen und die Messergebnisse entgegen dieser Erwartung sind, ist eine Fehleruntersuchung erforderlich.

Aus dieser Analyse resultiert, dass für  $R_g = 20$  mm der drehbar gelagerte Hebel 1 einer Initialverdrehung unterworfen ist; d.h. ohne das Aufprägen einer Kraft  $F_z(\varphi_g)$  existiert zu Beginn der Messung eine zeitabhängiger Winkel  $\varphi_{g0}$  von  $\approx 1^\circ - 2^\circ$ . Diese Initialverdrehung ist zum einen dadurch zu erklären, dass aufgrund der verwendeten Komponenten der gesamte Aufbau der Demonstratorbaugruppe GEIST sehr sensitiv auf geringe Kräfteinwirkungen reagiert. Minimale Fertigungsunterschiede z.B. in der Federherstellung bzw. bei der Bohrung der Federbefestigungen bewirken somit betragsmäßig verschieden große Kräfte  $F_1(\varphi_g)$  und  $F_2(\varphi_g)$  zu Beginn der Messung. Aufgrund des Hebelgesetzes ist dieses Verhalten bei der größeren Länge  $R_g = 20$  mm deutlicher ausgeprägt als bei  $R_g = 10$  mm. Eine hierauf erfolgte weitere Messung für den Fall  $R_g = 20$  mm ( $N = 3$ ), bei welcher der

zu jedem ermittelten Drehmoment  $M_g(\varphi_g)$  gehörige Winkel  $\varphi_g$  nicht rechnerisch, sondern optisch durch Skalablesung am Versuchsaufbau bestimmt wurde, zeigt Abbildung 141.



**Abbildung 141:** Vergleich der Mittelwerte/Standardabweichungen des Momentes  $M_g(\varphi_g)$  der Messungen mit den Simulationen des Mehrkörpermodells, Winkel  $\varphi_g$  optisch abgelesen ( $N = 3$ ) für den Fall  $R_g = 20$  mm

Analog der bereits im obigen Abschnitt ausgewerteten Versuchsreihe bei einer Länge  $R_g = 10$  mm ( $N = 12$ ) zeigen die Messwerte für die Länge  $R_g = 20$  mm ( $N = 3$ ) bei einem optisch abgelesenen Winkel  $\varphi_g$  eine zur Simulation vergleichbare Steigung. Auch hier liegen, bedingt durch die in der Simulation vernachlässigte Reibung, die zum jeweiligen Winkel  $\varphi_g$  gehörigen, realen Messwerte des Drehmoments höher als die simulierten.

Aufgrund der geringen Standardabweichungen weist das praktizierte Verfahren der aufgenommenen Winkel-Drehmomentverläufe eine hohe Messgenauigkeit auf (HERING et al., 2004 [34]). Die Betrachtung der jeweils für die Längen  $R_g = 10$  mm und  $R_g = 20$  mm durchgeführten Messungen zeigt, dass die auftretenden statistischen Abweichungen z.B. infolge von Quantisierungsabweichungen gering sind. Zudem stimmen die gemessenen und die simulierten Winkel-Drehmoment-Verläufe hinsichtlich Steigung und Verlauf überein und unterscheiden sich lediglich in einem nahezu konstanten absolutem Glied. Zur vollständigen Betrachtung der Messung befindet sich eine detaillierte Abschätzung der Messunsicherheit unter Anwendung des Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetzes für exemplarische Fälle im Anhang A - X.

Zusammenfassend zeigt die Untersuchung der Demonstratorbaugruppe GEIST, dass mit einer Verschiebung der Länge  $R_g$  und bei konstanter Federsteifigkeit  $c_g$  die Winkel-Drehmoment-Charakteristik und somit die rotatorische Steifigkeit  $\kappa_g$  der Baugruppe

GEIST gezielt verändert werden kann. Das eingeführte mathematische Berechnungsmodell sagt die zu erwartenden Winkel-Drehmoment-Verläufe hinreichend genau voraus.

## 10.2 Konstruktion der Baugruppe GEIST 2.0

Auf Grundlage der vorangegangenen Umsetzung der Demonstratorbaugruppe GEIST erfolgt die Modifikation der Konstruktion. Ziel ist der Entwurf einer Baugruppe, bei welcher die Federsteifigkeit im laufenden Betrieb mittels Aktuatoren eingestellt und verändert werden kann. Mit Verweis auf die Anforderungsliste für URMELE 2.0 liegt der Fokus zudem auf einer minimalen Bauform.

### 10.2.1 Mechanischer Aufbau

Der mechanische Aufbau nebst Aktuatoren ist in Abbildung 142 dargestellt (CAD-Entwurf).

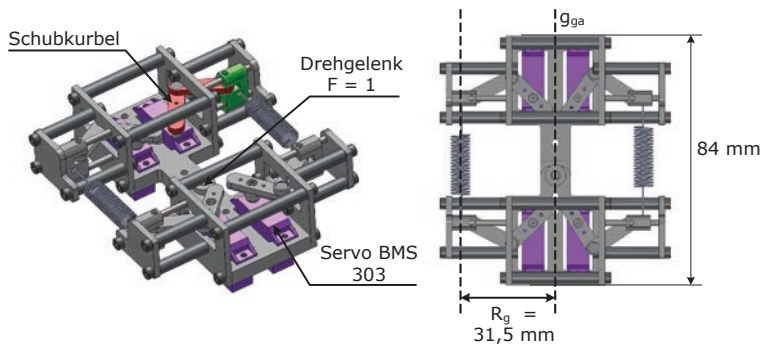


Abbildung 142: CAD-Entwurf der Baugruppe GEIST 2.0

Zur kontinuierlichen Veränderung der Länge  $R_g$  und somit der rotatorischen Gelenksteifigkeit  $\kappa_g$  der Baugruppe GEIST wird ein Servomotor (Firma BLUEBIRD, Typ BMS 303) und ein nicht umlauffähiges Koppelgetriebe nach Art einer Schubkurbel verwendet. Dieses Getriebe übersetzt die rotatorische Bewegung der Abtriebswelle des Servomotors in eine translatorische Bewegung. Gemäß der Erfahrung mit der Demonstratorbaugruppe GEIST soll die realisierbare translatorische Verfahrlänge  $\Delta R_g = 10$  mm betragen. Die minimale Länge  $R_g$  zwischen der Gelenksymmetrieachse  $g_{ga}$  und der Federmittellinie ergibt sich damit zu 21,5 mm, die maximale Länge  $R_g$  beträgt 31,5 mm. Der detaillierte Entwurfsprozess der Schubkurbel befindet sich im Anhang A - X. Zur Untersuchung einer möglichst großen Anzahl von Konfigurationen werden vier Servomotoren und vier

Schubkurbeln verwendet. Hierdurch kann die Gelenksteifigkeit größtmöglich variiert werden, neben der beidseitigen Änderung der Länge  $R_g$  kann durch unterschiedliches Positionieren der Aktuatoren ein rechtsseitiges  $R_{g1}$  und ein linksseitiges  $R_{g2}$  eingestellt werden, womit die Feder nicht mehr parallel zur Gelenksymmetrieachse  $g_{ga}$  sondern unter einem Winkel  $\gamma$  steht (vgl. Abbildung 143).

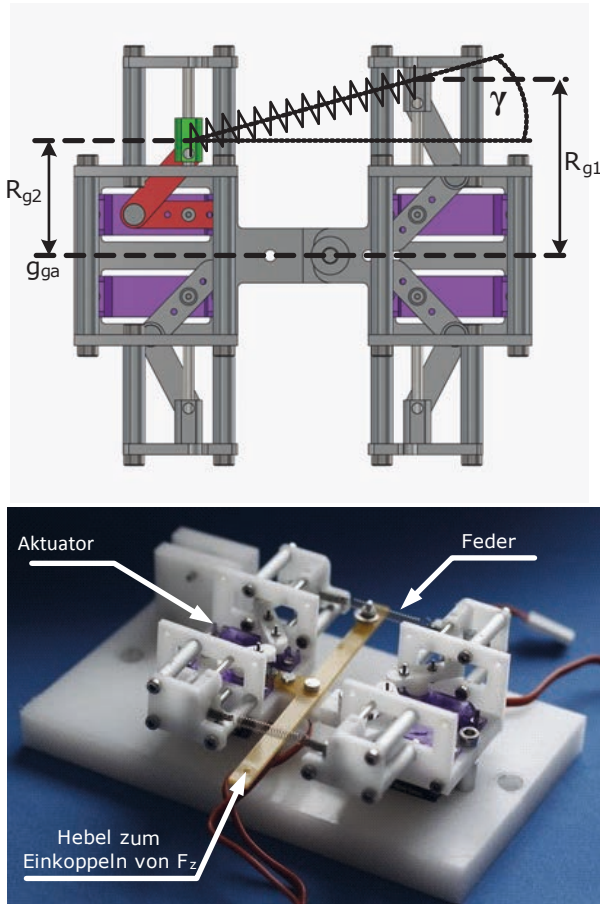


Abbildung 143: oben: Möglichkeiten der Federpositionierung bei vier separat steuerbaren Aktuatoren und unten: gefertigte Version der Baugruppe GEIST 2.0

### 10.2.2 Elektro- und Informationstechnischer Aufbau

Die Ansteuerung der Servomotoren der Baugruppe GEIST 2.0 erfolgt mittels PWM unter Verwendung eines ARDUINO UNO. Zur Demonstration der Funktionsfähigkeit der

Positionsänderung eines jeden Servos wird eine Schaltung mit vier Potentiometern verwendet. Das Auslesen der durch das jeweilige Potentiometer vorgegebenen Servoposition erfolgt unter Verwendung von MATLAB<sup>®</sup> SIMULINK und des ARDUINO MATLAB<sup>®</sup> Plug-in [112]. Das Programm ist schematisch in Abbildung 144 dargestellt.

Zur Erhöhung der Positioniergenauigkeit nutzt das Programm einen PI-Regler, die Reglerparameter wurden empirisch ermittelt (P-Anteil: 10, I-Anteil: 1).

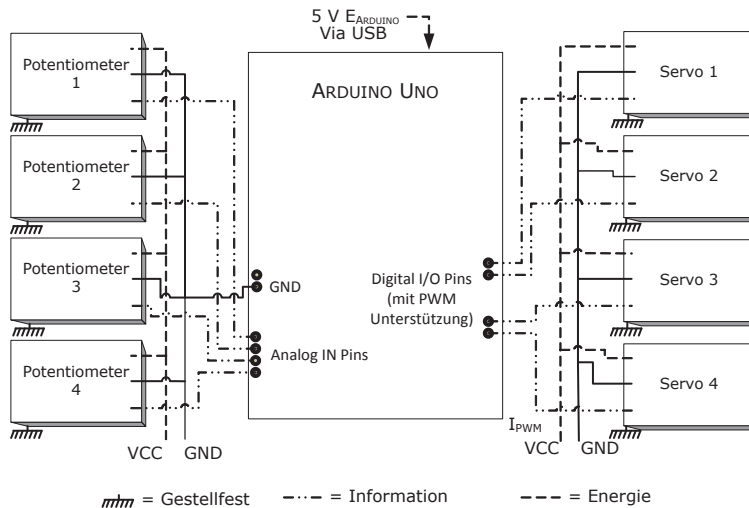


Abbildung 144: Ansteuerung des Gelenk GEiST 2.0 unter Verwendung eines ARDUINO UNO sowie vier Potentiometern

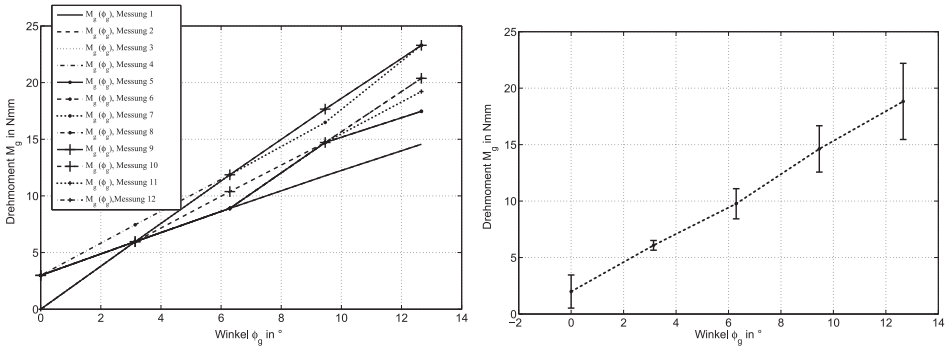
### 10.2.3 Eigenschaftsabsicherung Baugruppe GEiST 2.0 und Messabweichung

Nachfolgend ist die experimentelle Validierung der Eigenschaften der konstruierten Baugruppe GEiST 2.0 dargestellt. Ziel ist die Aufnahme der resultierenden Winkel-Drehmoment-Verläufe bei Variation der Länge  $R_g$  durch die Servomotoren.

Hierzu wird die Baugruppe GEiST 2.0 nachfolgend in minimal ( $R_g = 21,5$  mm) als auch maximal ausgelenkter Position ( $R_g = 31,5$  mm) vermessen. Vor jeder Messreihe ist die Kalibrierung des Kraftmessensors NOVATECH F250UFR0H0 gemäß Anhang A - X durchzuführen. Die Messwerte werden gemäß Messprotokoll (Tabelle 69) aufgenommen. Der Weg  $s_g$  wurde aus konstruktiven Gründen auf den Bereich 0 mm bis 8 mm in Schritten von 2 begrenzt, der Hebelarm  $h$  beträgt 30 mm. Die Federsteifigkeit  $c_g$  während der Messungen ist mit 0,036 N/mm festgelegt (Zugfeder RZ-002X, GUTEKUNST GmbH).

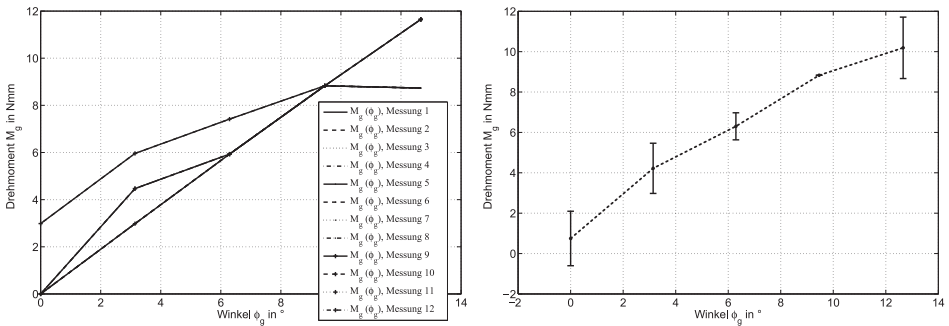
Die Auswertung der Messungen der Baugruppe GEIST 2.0 zeigt analog der Untersuchung der Demonstratorbaugruppe GEIST 1.0, dass mit Zunahme sowohl von  $\varphi_g$  als auch  $R_g$  das Moment  $M_g(\varphi_g)$  ansteigt.

Abbildung 145 stellt den Verlauf aller Messungen ( $N = 12$ ) bei maximal ausgelenkter Position  $R_g = 31,5$  mm dar. Hierbei beträgt  $M_g$  für  $\varphi_g = 0^\circ$  im Mittel  $(1,99 \pm 0,95)$  Nmm. Im Verlauf der Untersuchung steigt  $M_g$  auf  $(19 \pm 2,19)$  Nmm für  $\varphi_g \approx 12,5^\circ$  an.



**Abbildung 145:** links: Darstellung der Messwerte für  $R_g = 31,5$  mm, rechts: Darstellung des Mittelwertes und der Standardabweichung

Die Ergebnisse der Baugruppe GEIST 2.0 bei minimal ausgelenkter Position  $R_g = 21,5$  mm besitzen ebenfalls einen vergleichbaren Verlauf. Für  $\varphi_g = 0^\circ$  beträgt  $M_g$  im Mittel  $(0,75 \pm 0,88)$  Nmm. Das maximal auftretende Drehmoment für  $\varphi_g \approx 12,5^\circ$  ist  $(10 \pm 0,99)$  Nmm.

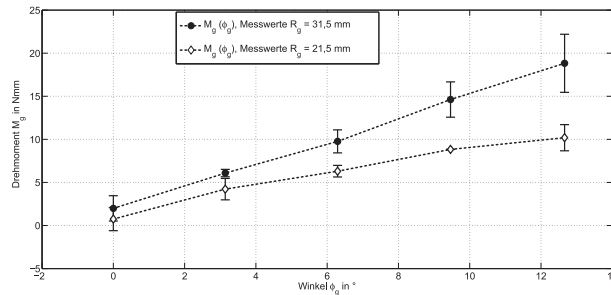


**Abbildung 146:** links: Darstellung der Messwerte für  $R_g = 21,5$  mm, rechts: Darstellung des Mittelwertes und der Standardabweichung

Abbildung 145 und Abbildung 146 lassen erkennen, dass mit Variation der Länge  $R_g$  zwischen 21,5 mm und 31,5 mm bei gleicher Federsteifigkeit  $c_g = 0,026$  N/mm gezielt



verschiedene Winkel-Drehmoment-Verläufe eingestellt und verändert werden können. Abbildung 147 fasst den sich ergebenden Bereich zusammen:



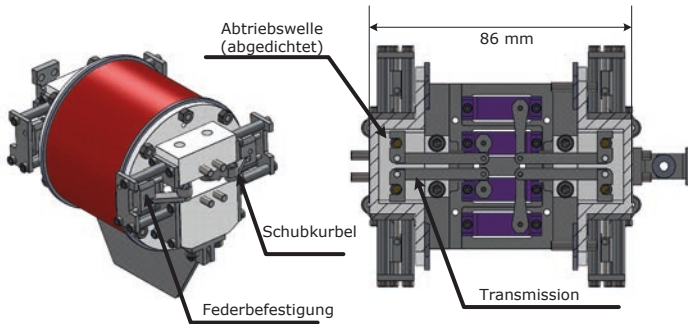
**Abbildung 147:** Realisierbarer Bereich einstellbarer Federsteifigkeit innerhalb der Baugruppe GEIST 2.0 unter Verwendung zweier Schraubenfedern mit  $c_g = 0,036$  N/mm

Die Betrachtung der Standardabweichungen der jeweils für  $R_g = 21,5$  mm und  $R_g = 31,5$  mm durchgeführten zwölf Messungen der Baugruppe GEIST 2.0 verdeutlicht, dass die auftretenden Messabweichungen im Vergleich zur Baugruppe GEIST 1.0 zugenommen haben. Der Grund hierfür ist die Zunahme des fertigungsbedingten Spiels infolge der zusätzlichen Transmissionselemente. Eine vollständige Angabe der Messunsicherheit für  $M_g(\phi_g)$  für eine statistische Sicherheit  $P$  von 95,4% ist im Anhang A - X dargestellt.

Zusammenfassend unterstreicht die experimentelle Untersuchung der Baugruppe GEIST 2.0, dass mit einer durch einen Aktuator automatisch erfolgenden Verschiebung der Länge  $R_g$  bei konstanter Federsteifigkeit  $c_g$  die Winkel-Drehmoment Charakteristik und somit die rotatorische Steifigkeit  $\kappa_g$  der Baugruppe GEIST 2.0 gezielt verändert werden kann.

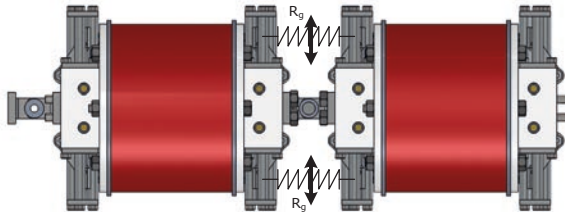
### 10.3 Implementierung der Baugruppe GEIST innerhalb des URMELE 2.0

Die Integration der Baugruppe GEIST 2.0 innerhalb eines Effektormoduls des Roboters URMELE 2.0 erfordert aufgrund des zur Verfügung stehenden Bauraums eine Anpassung der lokalen Transmission zwischen dem lokalen Aktuator (hier: Servo BMS 303) und dem lokalen Effektor (hier: Gleitstein mit befestigter Feder). Abbildung 148 stellt den CAD-Entwurf des Effektormoduls des Roboters URMELE 2.0 dar.



**Abbildung 148:** Effektormodul des Roboters URMELE 2.0 mit implementierter Baugruppe GEIST 2.0

Abbildung 149 zeigt die Elemente zur Veränderung der Länge  $R_g$ .



**Abbildung 149:** Variation der Länge  $R_g$  durch zwei Effektormodule des Roboters URMELE 2.0

Die Transmission unterteilt sich hierbei in zwei gekoppelte Getriebe: 1) Ein Koppelgetriebe zur Übertragung des durch die Servomotoren BMS 303 der Firma BLUEBIRD (Nennmoment: 80 Nmm) erzeugten zeitabhängigen Winkels  $\varphi_{E\text{ innen}}$  auf die Abtriebswelle der Effektormodule und 2) die Schubkurbel, welche die Winkelverschiebung  $\varphi_g$  der Abtriebswelle in eine translatorische Bewegung der Länge  $\Delta R_g(\varphi_g)$  wandelt.

Das Koppelgetriebe zur Übertragung des zeitabhängigen Winkels der inneren Servomotoren auf die Abtriebswellen des Effektormoduls ist eine Parallelkurbel.

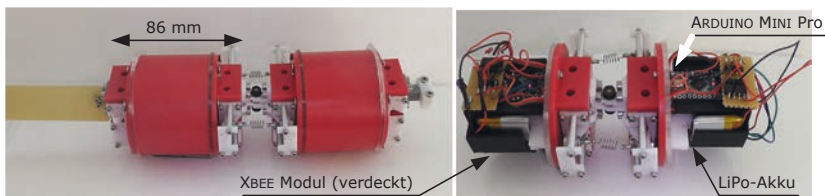
Das Koppelgetriebe zur Übertragung des zeitabhängigen Winkels der beiden äußeren Servos auf die Abtriebswellen des Effektormoduls hingegen besitzt eine Übersetzung von 3,3. Dieses Verhältnis ist innerhalb der Steuerung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi_{E\text{ außen}}$  der äußeren Servomotoren BMS 303 zur gleichmäßigen Veränderung der Gelenksteifigkeit  $\kappa_g$  zu berücksichtigen. Grund für die unterschiedlichen Übersetzungsverhältnisse ist der begrenzt zur Verfügung stehende Bauraum.

Die Abtriebswellen der Effektormodule werden analog der Abtriebswelle des Basismoduls (vgl. Kapitel 6) der Schwimmroboterfamilie URMELE mit einem Silikon geringer

Shore-Härte vergossen. Dichtringe aus PDMS zwischen den Stirnflächen und der Hülle sorgen für eine wasserdichte Kapselung.

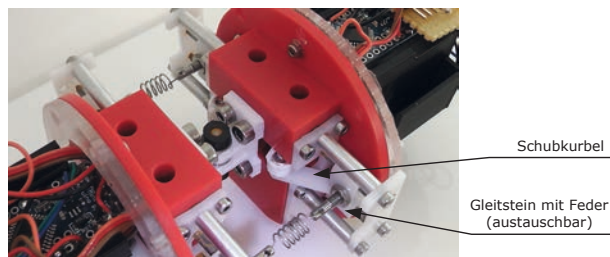
Zur Sicherung der funktionsrelevanten Bauteile bei eindringender Feuchtigkeit infolge eines Versagens der Dichtungen sind die Aktuatoren sowie die Elektronik derartig platziert, dass sich das Wasser temporär in der Bilge sammeln kann ohne Beschädigungen zu verursachen. Zur Verringerung des Rollens des Roboters während der späteren Lokomotion sind die Komponenten so angeordnet, dass sich der Schwerpunkt möglichst nahe in Kielnähe befindet.

Die Werkstoffauswahl basiert hauptsächlich auf (süß)wasserbeständigen, nichtrostenden/korrodierenden Materialien. Zur Anwendung kommen Kunststoffe, hier PVC, für die Hülle und das Gehäuse. Für die Schiebermechanik wurde POM gewählt; aufgrund der guten Gleitreibungseigenschaften. Die oszillierenden Wellen bestehen aus Messing, die Gleitlager aus IGLIDUR® Kunststoff der Firma IGUS®. Das gefertigte Modul zeigt Abbildung 150 und Abbildung 151:



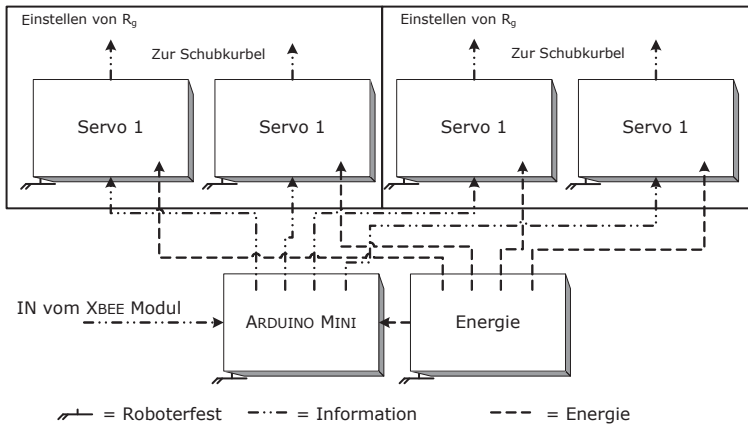
**Abbildung 150:** links: Effektormodul des Roboters URMELE 2.0, montierte Version, rechts: Innenansicht mit Steuerung, Kommunikation und Energieversorgung

Durchgeführte Experimente zeigen, dass das modifizierte Effektormodul die Länge  $R_g$  im Bereich von  $(21 \pm 1)$  mm bis  $(31 \pm 1)$  mm variieren kann.



**Abbildung 151:** Effektormodul des Roboters URMELE 2.0, Detailansicht Schubkurbel mit Gleitstein

Zur Steuerung der vier Servomotoren wird je Effektormodul ein separater Mikrocontroller, hier ein ARDUINO MINI PRO verwendet. Diese empfangen über ein XBEE-Modul die entsprechenden Steuersignale und passen daraufhin die jeweilige Länge  $R_g$  und damit der rotatorischen Steifigkeit  $\kappa_E$  an, vgl. Abbildung 152. Die für Steuereinheit und Servomotoren erforderliche Energie wird von einer moduleigenen Energiequelle, hier zwei Lithium-Polymer Akkumulatoren (7,4 V und 180 mAh) zur Verfügung gestellt.



**Abbildung 152:** Funktionsstruktur zur Veränderung der Länge  $R_g$  und somit der rotatorischen Steifigkeit eines Effektormoduls

## 10.4 Konstruktion des Basismoduls URMELE 2.0

Die Konstruktion des Basismoduls des Roboters URMELE 2.0 setzt auf der Konstruktion des Basismoduls der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 auf. So werden der Antriebsstrang nebst Aktuatortyp (Servo HITEC HSR-5980SG) und das Dichtungskonzept übernommen, die Strömungsform jedoch überarbeitet.

Abbildung 153 zeigt eine Skizze des Basismoduls. Zur Verringerung des Rollens des Roboters sind die schweren Elemente, wie der Akkumulator und der Servo HSR-5980SG in Kielnähe angeordnet; unter Beachtung eines Sicherheitsabstandes für das Sammeln eventuell eindringenden Wassers. Die Werkstoffauswahl erfolgt analog der Auslegung der Effektormodule unter Verwendung von (süß)wasserbeständigen, nichtrostenden/korrozierenden Materialien.

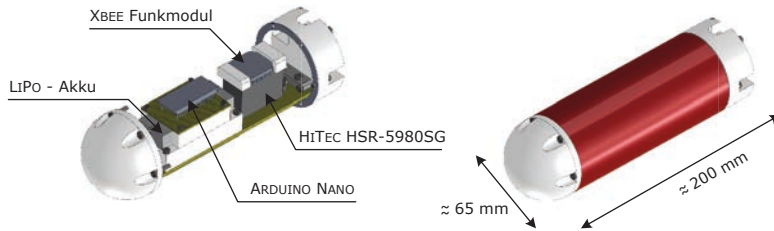


Abbildung 153: Basismodul des Roboters URMELE 2.0, Skizze

Das Basismodul des URMELE 2.0 verfügt über einen Mikrocontroller, welcher den singulären Aktuator steuert. Die Steuerbefehle werden erneut mittels zweier verkoppelter XBEE-Module drahtlos von einem Steuerrechner an den Mikrocontroller übertragen. Gleichzeitig liefert dieser die Statusinformationen des Roboters zurück an den Steuerrechner. Abbildung 154 illustriert das drahtlose Steuerungskonzept zwischen Steuerrechner, Basismodul und  $n_E$  Effektormodulen.

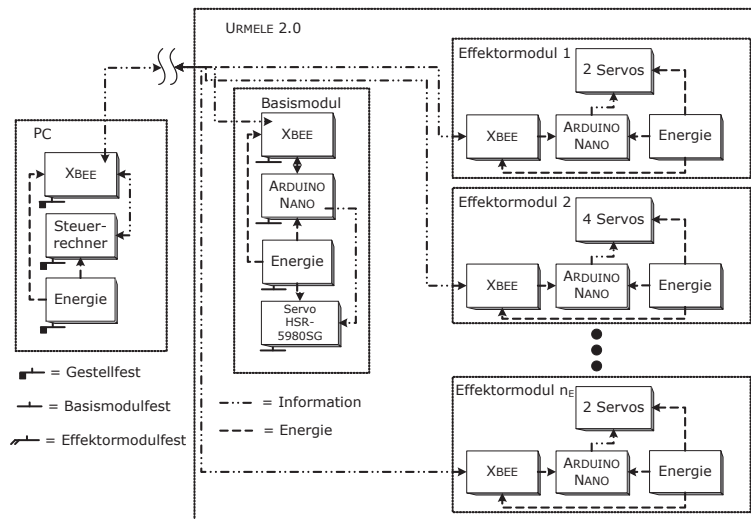


Abbildung 154: Steuerungskonzept des Roboters URMELE 2.0

## 10.5 Systemintegration des Roboters URMELE 2.0

Analog der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 ist der Roboter URMELE 2.0 derzeit aus einem Basismodul und bis zu drei Effektormodulen sowie einer Flosse aufgebaut. Abbildung 155 zeigt den Roboter URMELE 2.0 in einer aus zwei Effektormodulen bestehenden Konfiguration.

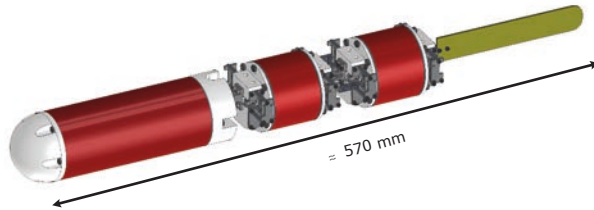


Abbildung 155: Roboter URMELE 2.0 mit zwei Effektormodulen, Skizze

Die für die Bewegung des Roboters URMELE 2.0 erforderlichen Befehle werden drahtlos vom Steuerrechner versendet. Hierzu wird ein aus XBEE-Modulen bestehendes Kommunikationsnetz nach Art eines Sterns aufgebaut (FALUDI, 2010 [17]). Damit können die innerhalb des Basismoduls sowie der Effektormodule befindlichen Mikrocontroller Steuerbefehle drahtlos empfangen bzw. Statusinformationen mit dem Steuerrechner austauschen. Für die nachfolgende Eigenschaftsabsicherung findet ein vereinfachtes Derivat dieses Kommunikationsnetzes Anwendung.

### Beeinflussung der Lage des Roboters im Wasser

Zum Austrimmen des Roboters in realen Umgebungen können Stabilisierungsflossen verschiedener Größe eingesetzt werden, welche ein Rollen des Roboters verringern. Eventuell zurückbleibende seitliche Krängung wird mittels Senkblei austariert.

## 10.6 Fazit der Konstruktion des Roboters URMELE 2.0

Mit der Entwicklung der Baugruppe GEIST 2.0 und deren Implementierung innerhalb eines Effektormoduls des Schwimmroboters URMELE 2.0 verfügt URMELE 2.0 über ein Gelenk mit aktiv einstellbarer Elastizität. Dessen rotatorische Gelenksteifigkeit  $\kappa_E$  ist in Abhängigkeit der Federsteifigkeit  $c_{g1}$  und  $c_{g2}$  der gewählten Schraubenfedern und der

Länge  $R_g$  veränderbar (hier  $21,5 \text{ mm} < R_g < 31,5 \text{ mm}$ ). Die Konstruktion erfüllt die an sie gestellten Anforderungen fast vollständig (vgl. Tabelle 70).

**Tabelle 70:** Vergleich ausgewählter Eigenschaften von GEIST 2.0 mit der Anforderungsliste

<b>Funktion</b>		
<b>Nr.</b>	<b>Gewünschte Eigenschaft</b>	<b>Tatsächliche Eigenschaft</b>
1	Drehgelenk mit Freiheitsgrad DoF = 1	Erfüllt
2	Drehbereich von $\pm 15^\circ$ im Gelenk erforderlich	Erfüllt $\pm 20^\circ$
3	Gelenk gegen umgebendes Fluid kapseln	Erfüllt
4	Gelenkhülle muss nachgiebig sein	Gelenkhülle wird bei derzeitiger Realisierung nicht benötigt
5	Aktuatoren nur für Veränderung der Steifigkeit benötigt, nicht für die Position	Erfüllt
<b>Struktur</b>		
<b>Nr.</b>	<b>Eigenschaft</b>	<b>Tatsächliche Eigenschaft</b>
1	Durchmesser der Module begrenzt	Innen-Ø: 60 mm, etwas größer als geplant
2	Länge des Gelenks begrenzt	Länge des Effektormoduls: 86 mm, etwas größer als geplant





# 11 Eigenschaftsabsicherung URMELE 2.0

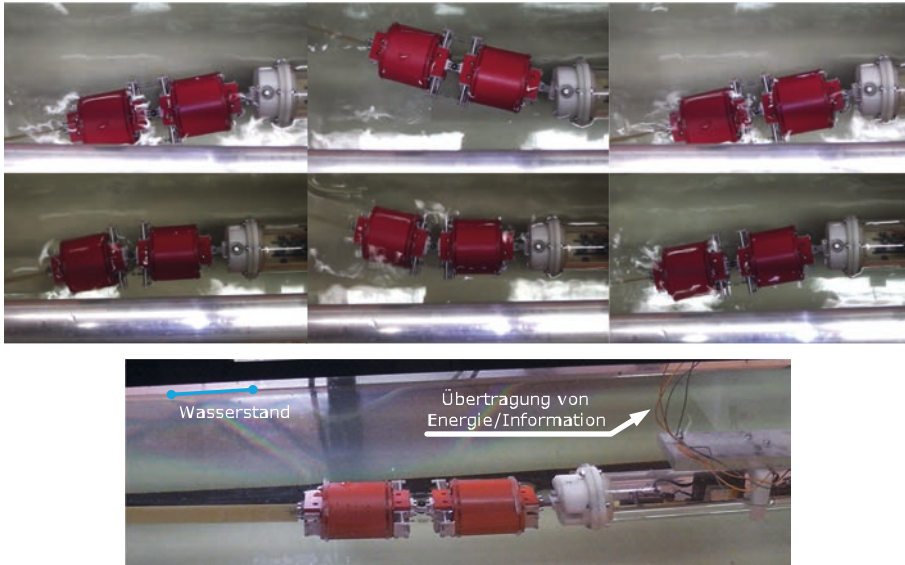
Innerhalb dieses Kapitels erfolgt die Validierung der aktiv einstellbaren intrinsischen Elastizität der modifizierten Effektormodule des Schwimmroboters URMELE 2.0. Die Eigenschaftsabsicherung erfolgt unter Nutzung des in Kapitel 7 dokumentierten Versuchsstandes. Untersucht wird die bei verschiedenen rotatorischen Federsteifigkeiten  $\kappa_E$  erforderliche elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  sowie der resultierende Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$ .

## 11.1 Experimentelle Untersuchungen

Für den Versuch wird der in Kapitel 7 dargestellte Versuchsstand nebst Aufbauten zur Bestimmung der erforderlichen Zeit-Strom sowie der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe verwendet. Die Variation der rotatorischen Steifigkeit innerhalb des Experiments ermöglichen zwei nach Abschnitt 10.3 entwickelte Effektormodule. Zur Wahrung gleicher Bedingungen zu den Versuchen innerhalb von Kapitel 8 werden die Effektormodule durch das Basismodul der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 ausgelenkt. Ebenso wird am letzten Effektormodul die innerhalb von Kapitel 8 verwendete Flosse befestigt. Die Anordnung aus Basismodul, zwei Effektormodulen mit einstellbarer intrinsischer Elastizität sowie einer Flosse wird nachfolgend EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 2.0 genannt.

Vor Beginn der Messungen sind die Versuchsaufbauten zur Strom- und Kraftmessung entsprechend der Vorgaben innerhalb von Abschnitt 7.3 zu kalibrieren. Gleiches gilt für die Befüllung und die Kontrolle der Höhe des Wasserstandes des Versuchsbeckens. Nach Einsetzen der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 2.0 erfolgt die fluchtende Ausrichtung des Basismoduls sowie der Starrkörperelemente bei einer Amplitude  $A = 0^\circ$  anhand des Offsets  $b$  ( $b = 93$ ).

Anschließend wird unter Verwendung der in Abschnitt 7.2 beschriebenen Steuereinheit des Versuchsstandes die Effektormodule ausgelenkt. Die Frequenz  $f$  beträgt 0,48 Hz, die Amplitude  $A$   $15^\circ$ . Die Federsteifigkeit der Schraubenfedern ist  $c_{g1} = c_{g2} = 0,806$  N/mm. Die für die Variation erforderlichen Steuerbefehle werden drahtlos über XBEE-Funkmodule vom Steuerrechner an das jeweilige Effektormodul gesendet, zur Vereinfachung sind die XBEE-Funkmodule paarweise verbunden. Abbildung 156 zeigt den Versuchsaufbau.



**Abbildung 156:** Untersuchung der Funktion der Effektormodule des Roboters URMELE 2.0 innerhalb des Versuchsstandes bei einer Amplitude  $A = 15^\circ$  und einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz, oben: Nulllage, Mitte: Eigenschaftsabsicherung bei  $R_g = 31$  mm, unten: Eigenschaftsabsicherung bei  $R_g = 21$  mm (Bildsequenzen aus einem Video)

Infolge des die Konstruktion validierenden Charakters des Experimentes werden nachfolgend zwei Lagen untersucht:

- die minimale Position zwischen Gelenksymmetrieachse  $g_{ga}$  und Federmittellinie ( $R_g = 21$  mm)
- die maximale Position zwischen Gelenksymmetrieachse  $g_{ga}$  und Federmittellinie ( $R_g = 31$  mm)

Dies bedeutet gemäß (55) unter Verwendung einer Feder mit  $0,806$  N/mm eine rotatorische Gelenksteifigkeit  $\kappa_E$  von  $710 \cdot \cos(2 \cdot \varphi_E)$  Nmm/rad für  $R_g = 21$  mm und ein  $\kappa_E$  von  $1549 \cdot \cos(2 \cdot \varphi_E)$  Nmm/rad für  $R_g = 31$  mm.

Alle Messdaten werden dabei mittels LABVIEW<sup>®</sup> 7.5 aufgezeichnet und ausgewertet.

## 11.2 Auswertung

Die elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  sowie den resultierenden Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  der EXPERIMENTAL-PLATTFORM URMELE 2.0 bei Variation der Länge  $R_g$  der Effektormodule zeigt Tabelle 71. Dargestellt sind die elektrische Energie und der Kraftstoß für  $R_g = 21$  mm und  $R_g = 31$  mm, die Anzahl der Messungen beträgt  $N = 4$ .

**Tabelle 71:** Elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  und Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 2.0 bei Variation der Länge  $R_g$ ,  $t_p = 1,2$ , statistische Sicherheit  $P = 68,3$  %

Amplitude in °	Hebellänge $R_g$ in mm	Gelenksteifigkeit $\kappa_E$ in Nmm/rad	Mittelwert $I_{\text{exp}}$ in Ns je Periode T	Standardabweichung $s_n$ in Ns	Mittelwert $E_{\text{exp}}$ in Ws je Periode T	Standardabweichung $s_n$ in Ws
15	31	$1549 \cdot \cos(2 \cdot \varphi_E)$	0,305	0,015 ( $\approx 5$ %)	5,3	0,21 ( $\approx 4$ %)
	21	$711 \cdot \cos(2 \cdot \varphi_E)$	0,314	0,031 ( $\approx 10$ %)	4,40	0,27 ( $\approx 6,2$ %)

Mittelwert $I_{\text{exp}}$ in Ns je Periode T	$x_p = \bar{x} \pm t_p \frac{s_p}{\sqrt{N}}$	Mittelwert $E_{\text{exp}}$ in Ws je Periode T	$x_p = \bar{x} \pm t_p \frac{s_p}{\sqrt{N}}$
0,305	$0,305 \pm 0,05$	5,3	$5,3 \pm 0,13$
0,314	$0,314 \pm 0,02$	4,4	$4,4 \pm 0,16$

Tabelle 71 zeigt, dass der resultierende Kraftstoß bei Variation der Länge  $R_g$  zwischen 21 mm und 31 mm im Mittel für  $R_g = 21$  mm ebenso groß ist wie für  $R_g = 31$  mm. So beträgt der resultierende Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  je Periode T  $\approx (0,31 \pm 0,05)$  Ns für  $R_g = 31$  mm und  $\approx (0,31 \pm 0,02)$  Ns für  $R_g = 21$  mm.

Die jeweils erforderliche elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  hingegen steigt mit zunehmender Länge  $R_g$  an. Bei  $R_g = 21$  mm beträgt  $E_{\text{exp}} \approx (4,4 \pm 0,16)$  Ws und für  $R_g = 31$  mm  $\approx (5,3 \pm 0,13)$  Ws. Abbildung 157 fasst den Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  und die elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  zusammen.

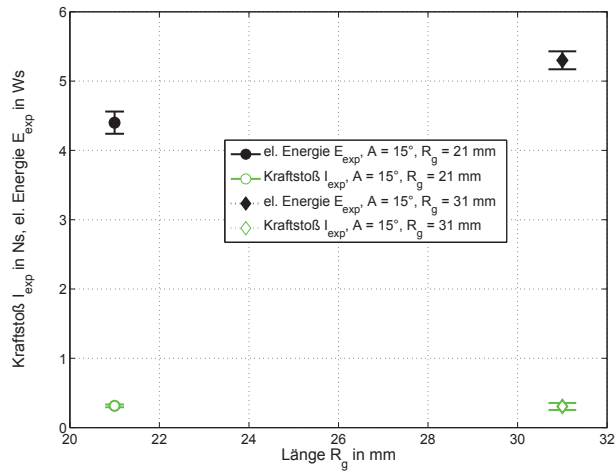


Abbildung 157: Resultierender Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  und erforderliche elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  bei Variation der Länge  $R_g$  (Parameter: Amplitude  $A = 15^\circ$ , Frequenz  $f = 0,48$  Hz)

### Diskussion der Messabweichung

Verantwortlich für die während der Versuche auftretenden Messabweichungen sind insbesondere die Lagerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 2.0 sowie die Reflektion der Wellen am Rand des Aquariums, vgl. Diskussion der Messabweichung, Abschnitt 8.4.4. Eine Verbesserung dieser Randbedingungen würde die Messgüte erhöhen. Allerdings ist gemäß Tabelle 71 die auftretende Standardabweichung des resultierenden Kraftstoßes auf 10 % für  $R_g = 21$  mm und 5 % für  $R_g = 31$  mm im Vergleich zu den Untersuchungen innerhalb von Kapitel 8 reduziert worden. Somit verbessert die während der Experimente „online“ durchführbare Veränderung der Steifigkeit die Qualität der Messung positiv, die in Abschnitt 8.4.4 diskutierten Messabweichungen infolge der Herausnahme und des Wiedereinsatzes der Experimentalplattform werden minimiert.

## 11.3 Fazit der Eigenschaftsabsicherung

Unter Berücksichtigung der Messabweichungen verdeutlicht die Eigenschaftsabsicherung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 2.0, dass mit einer aktiv veränderlichen intrinsischen Elastizität der Bauart GEIST die elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  beeinflusst werden kann. Für die durchgeführten Untersuchungen nimmt die elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  mit steigender Länge  $R_g$  aufgrund der daraus resultierenden höheren Gelenksteifigkeit  $\kappa_E$  innerhalb der durchgeführten Untersuchungen zu. Gleichzeitig verändert sich der resultierende Kraftstoß für den untersuchten Bereich  $R_g = 21$  mm und  $R_g = 31$  mm bei

$c_{g1} = c_{g2} = 0,806 \text{ N/mm}$  kaum - mit Berücksichtigung der Standardabweichung der einzeln erzielten Ergebnisse.

Somit zeigt das Experiment, dass mit Variation der rotatorischen Gelenksteifigkeit  $\kappa_E$  bei gleich großem resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  der Bedarf an elektrischer Energie  $E_{\text{exp}}$  optimiert wird. Damit ist die Forderung der Optimierung des Bedarfs an elektrischer Energie eines biologisch inspirierten Antriebssystems für aquatische Roboter durch aktiv einstellbare, intrinsische Energiespeicher innerhalb der Transmission erfüllt.



## 12 Diskussion

Innerhalb dieses Kapitels werden Maßnahmen vorgestellt, welche eine weitere Verbesserung der dokumentierten Ergebnisse versprechen. Grundlage dieser Vorschläge sind die durchgeführten Untersuchungen und die daraus gewonnene Erfahrung.

Zunächst werden solche Maßnahmen abgeleitet, welche eine Reduktion der Standardabweichung bei der Aufnahme der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe ermöglichen. Denn gemäß der Ergebnisse der in Kapitel 8 durchgeführten Experimente und Messungen erfordert der Versuchsaufbau zur Messung der Lagerreaktionskraft  $F_{Lexp}(t)$  für detaillierter Messungen eine Überarbeitung. Die wesentliche, zu modifizierende, Baugruppe ist hierbei die Lagerung, welche den Versuchsaufbau mit der Experimentalplattform/dem Schwimmroboter verbindet. Diese ist derartig zu gestalten, dass die Eigenbewegung des Basismoduls der Experimentalplattform/des Schwimmroboters infolge der auftretenden Rotation um den Aufhängepunkt, derzeitig die gefräste Messing-Führung, vollständig unterdrückt wird. Eine Lösung wären modifizierte Ausleger  $AL_1$  und  $AL_2$  welche z.B. nach Art eines Fingergreifers das Basismodul während der Experimente kraftschlüssig halten. Bei entsprechender konstruktiver Gestaltung lassen sich so auch geometrisch verschiedene Basismodule verdreh- und relativbewegungssicher lagern.

Zur Verringerung der Messabweichungen infolge des Einsetzens der Experimentalplattformen/Roboter sollte die Lagerung zudem um eine wasserbeständige Linearführung ergänzt werden. Aufgewertet durch eine entsprechende mechatronische Lösung wie beispielsweise einen Spindelfeintrieb ermöglicht diese die reproduzierbare Platzierung der Experimentalplattform/des Schwimmroboters an der Wasseroberfläche. Damit sind zukünftig auch Untersuchungen bei diskreten Tauchtiefen möglich.

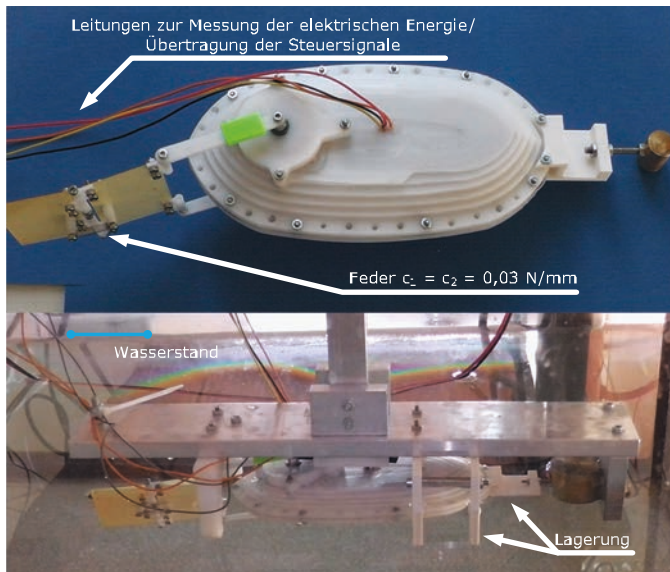
Durch das Verwenden eines mehrachsigen Kraftmessensors lassen sich ferner auftretende Querkräfte erfassen und innerhalb der Auswertung berücksichtigen. Daraus sind weitere Rückschlüsse hinsichtlich des aktuellen Bewegungsverhaltens der Experimentalplattformen/Schwimmroboter ableitbar. Die Implementierung solch eines mehrachsigen Kraftmessensors kann beispielsweise über die Aufwertung des bisherigen Hebelsystems durch die Nutzung eines zukaufbaren 6-Achs-Kraftmesssensor erfolgen. Möglich ist aber auch die Entwicklung eines individuell auf die Anforderungen der in dieser Arbeit dokumentierten Experimentalplattformen/Schwimmroboter angepassten Hebels unter Verwendung entsprechend angeordneter DMS-Streifen.

Zur Optimierung der Schwimmcharakteristika der Roboterfamilie URMELE und hier insbesondere der Effizienz  $\eta_F$  nach FROUDE (vgl. Abschnitt 3.1, (2)) sind zusätzlich die

Robotergeometrie sowie das damit verbundene Strömungsprofil wie z.B. die zylindrische Form der Module zu verbessern. Dieses bestätigt eine im Anhang A - XII durchgeführte Abschätzung der Effizienz  $\eta_F$  für den Schwimmroboter URMELE LIGHT. Abbildung 158 zeigt den Versuchsablauf zur Bestimmung der für die Abschätzung der Effizienz  $\eta_F$  erforderliche, zeitlich gemittelte, Leistung  $P_F$  sowie den zeitlich gemittelten Vortrieb  $F_F$  des Roboters URMELE LIGHT unter Nutzung der in Kapitel 7 und Kapitel 8 dokumentierten Versuchsaufbauten und Erkenntnisse.

Die während der Experimente verwendeten Steuerparameter des singulären Aktuators spiegeln hierbei die Verhältnisse während der Schwimmexperimente von FREMEREY et al., 2013 [27], WEYRICH, 2013 [90\*] wieder, vgl. Tabelle 72 bzw. Abschnitt 4.3.2.

Tabelle 72 fasst die für die Abschätzung der Effizienz  $\eta_F$  nach FROUDE erforderlichen Werte zusammen, für alle weiteren Details zur Bestimmung der Effizienz nach FROUDE sei auf den Anhang A - XII verwiesen.



**Abbildung 158:** Versuchsdurchführung zur Bestimmung der Effizienz  $\eta_F$  des Roboters URMELE LIGHT nach FROUDE



Tabelle 72: Untersuchte Parameter des Roboters URMELE LIGHT und Effizienz nach FROUDE  $\eta_F$ 

Amplitude A in °	Frequenz f in Hz	Federsteifigkeit $c_1 = c_2$ in N/mm	Gemittelter Vortrieb $F_F$ in N	Gemittelter Leistungsbedarf $P_F$ in W	Geschwindigkeit $u_u$ in m/s	Effizienz nach FROUDE $\eta_F$ in %
38	$\approx 4,4$	0,03	0,2	1,19	0,28	4,71
30	$\approx 2,0$	0,03	0,13	1,16	0,2	2,24

Die Auswertung der von FREMEREY et al., 2013 [27] und WEYRICH, 2013 [90\*] als optimal identifizierten Steuerparameter für eine maximale Geschwindigkeit des Roboters ergeben eine Effizienz  $\eta_F$  nach FROUDE von  $\approx 5$  %. Die Untersuchung einer weiteren Konfiguration ( $A = 30^\circ$ ,  $f = 2,0$  Hz,  $u_u = 0,2$  m/s) weist eine Effizienz  $\eta_F$  von  $\approx 2$  % auf.

Neben der Optimierung der Strömungsform der Roboterfamilie URMELE ist zudem eine Optimierung der Effizienz  $\eta_F$  nach FROUDE bei Verwendung eines kontinuierlich drehenden Motors zu erwarten, dessen Bewegung mittels eines Getriebes in die für den Vortrieb erforderliche Oszillation gewandelt wird. Allerdings ist hierbei auf eine gleichförmige Oszillation zu achten; zudem erfordert bei solch einer mechanischen Wandlung der Drehrichtung die Änderung der Amplitude besondere Konstruktionen, welche in der Regel einen weiteren Stellantrieb erfordern.

Der in Kapitel 9 durchgeführte Vergleich zwischen Simulation und Experiment zeigt zudem, dass das mathematisch/physikalischen Modell ebenfalls Optimierungsbedarf aufweist. So ließe sich zur Verbesserung der Abschätzung der elektrischen Energie das Simulationsmodell um einen Aktuator und den damit verbundenen Differentialgleichungen der elektromagnetomechanischen Energiewandlung ergänzen.

Die Vorhersage des Kraftstoßes kann durch eine detaillierte Widerstandskraft optimiert werden, bei welcher neben den Kosinusanteilen auch die Sinusanteile der Geschwindigkeitskomponenten betrachtet werden. Beide Größen sind über trigonometrische Beziehungen zu einer Gesamtgeschwindigkeit zu verknüpfen.

Eine weitere Möglichkeit eines modifizierten Modells wäre zudem das Aufstellen eines hydrodynamischen Modells unter Nutzung der NAVIER-STOKES-Gleichungen unter Berücksichtigung der Wechselwirkung von elastischen Strukturen und Fluiden (WALL, 1999 [86]).



## 13 Ausblick

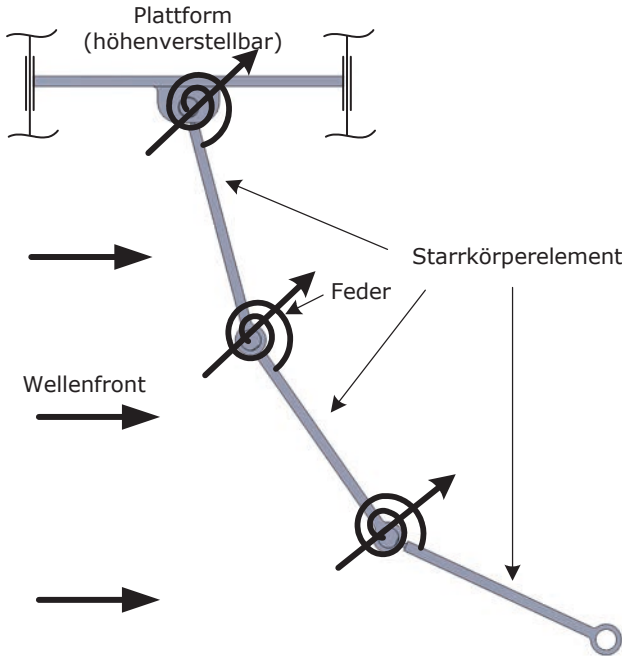
Das durch die vorliegende Arbeit entwickelte und validierte biologisch inspirierte Antriebssystem eines aquatischen Roboters ermöglicht eine weitere Untersetzung in zahlreichen Richtungen. So ist auf Grundlage der bisherigen Entwicklung der vollständige Schwimmroboter URMELE 2.0 aufzubauen und im laufenden Betrieb zu validieren. Hierfür sind die derzeit entwickelten Gelenke zwischen den Effektormodulen allerdings konstruktiv zu modifizieren. Denn die bisherigen Versionen stellen ebenfalls eine potenzielle Gefahr in verkrauteten Gewässern für die Funktion des Gesamtsystems dar: infolge der freiliegenden bewegten Elemente. Gleichzeitig ist der Verlauf der Strömung aufgrund der vielen Kanten nicht optimal. Abhilfe könnte mittels einer Faltenbalgkonstruktion geschaffen werden, welche die gesamte Baugruppe gegen das umgebende Fluid kapselt. Dabei ist jedoch zu beachten, dass solch ein Faltenbalg aufgrund seiner Materialeigenschaften (z.B. bei Verwendung eines Silikonkautschuks) eine Parallelfeder zur derzeitiger vorhandenen Schraubenfeder darstellt, deren Federsteifigkeit innerhalb der Berechnung berücksichtigt werden muss.

Für einige innerhalb von Abschnitt 2.3 dargelegten Applikationen ist die Schwimmroboterfamilie URMELE zudem möglicherweise um *pektorale* Flossen zu ergänzen. Damit ist eine weitere Erhöhung der Manövrierfähigkeit des URMELE durch die Reduktion des Krümmungsradius beim Schwimmen von Kurven zu erwarten. Anwendungen in engen Umgebungen wie Röhren oder Rinnen werden erleichtert.

Ebenso besteht die Möglichkeit der Verwendung von zusätzlichen Effektormodulen zur Untersuchung eines technischen Schwimmers nach *anguilliformen* Vorbild. Dabei stellen jedoch auch die derzeitiger umgesetzten Effektormodule eine Konzentration der kontinuierlich elastischen Eigenschaften der Vorbildorganismen innerhalb diskreter Elemente dar. Langfristig ließe sich unter Verwendung von geeigneten Materialien und neuen Erkenntnissen aus der Kunststofftechnik (z.B. langlebige stoffschlüssige Gelenke) sowie des Forschungsbereichs der neuartigen Aktuatoren (z.B. elektro-aktive Polymere) Schwimmroboter mit einer über den gesamten oszillierenden Körper nahezu kontinuierlich einstellbaren Steifigkeit herstellen. Der Vorteil solcher Konstruktionen wäre eine weitere Annäherung an die Muskel-Sehnen-Struktur der biologischen Vorbilder der *Knorpel-* und *Knochenfische*. Damit kann auf Änderungen des den Roboter umgebenden Habitats bzw. des Applikationsszenarios wesentlich untersetzter reagiert werden.

Darüber hinaus lässt sich das entwickelte biologisch inspirierte Antriebssystem neben Applikationen wie URMELE OIL oder Sensorträgern zur Überwachung der Wassergüte in renaturierten Seen ehemaliger Braunkohleabbaugebiete in anderen Disziplinen technisch

verwerten: Es ergeben sich Möglichkeit zur Energie-gewinnung: An einer gestellfest im Meer befindlichen, höhenverstellbaren Plattform werden  $n_E$  mittels Drehgelenken des Freiheitsgrades  $\text{DoF} = 1$  verbundene Starrkörperelemente implementiert (vgl. Abbildung 159).



**Abbildung 159:** Mögliche Energiegewinnung unter Verwendung von mittels Federn mit einstellbarer Steifigkeit verkoppelter Starrkörperelemente

Die Starrkörperelemente können aufgrund der durch die Wellen aufgeprägten Kraft oszillierende Bewegungen ausführen und sind zudem untereinander mittels Federn mit einstellbarer Steifigkeit verkoppelt. Das erste Starrkörperelement ist über ein Getriebe mit einem Generator, hier z.B. einem Wechselstromgenerator, verbunden. Bei entsprechender Geometrie und Fläche der Starrkörperelemente sowie einer Mindestwellengeschwindigkeit wird der Generator in eine wechselläufige Bewegung versetzt und erzeugt infolge des Generatorprinzips (Bewegungsinduktion) eine Wechselspannung, welche bei Bedarf elektronisch gleichgerichtet werden kann.

Durch den Einsatz von (intrinsisch) einstellbaren Federn zwischen den Starrkörperelementen ließe sich die resultierende Oszillation des Wellenkraftwerks gemäß den Erkenntnissen dieser Arbeit anpassen. Hierdurch kann bei wechselnden äußeren Bedin-

---

gungen, wie veränderlichen Wasserhöhen infolge von Ebbe und Flut, aber auch bei variabler Wellengeschwindigkeit, die Schwingungseigenschaften des Wellenkraftwerks derartig angepasst werden, so dass stets eine optimale Energieerzeugung stattfinden kann. Ein ähnliches Kraftwerk, welches aus einer mit einem Generator verbundenen, beweglichen Stahlplatte besteht, befindet sich seit 2012 in Peniche, Portugal in der Erprobungsphase (WAVEROLLER<sup>®</sup>, AW-ENERGY Ltd. [106], [116]). Es nutzt jedoch bislang keine federnd verkoppelten Starrkörperelemente.

Auch hinsichtlich der in Abschnitt 2.2 dargelegten Möglichkeiten für die terrestrische Robotik ergeben sich zukünftige Forschungsansätze: Unter Nutzung der Ergebnisse der umfangreichen Arbeiten von BLICKHAN und Mitarbeitern (WAGNER, SEYFARTH, GEYER) zur Bedeutung nachgiebiger Elemente in Bewegungsapparaten lassen sich die innerhalb des URMELE eingesetzten, einstellbar elastischen Mechanismen für die „Selbststabilisierung“ pedaler Lokomotion anpassen. Diese Verfügbarkeit von Elementen einstellbarer Elastizität würde nicht nur die Perspektive erhöhter Adaptivität bei vermindertem Kontrollaufwand bedeuten, sondern in einem nächsten Schritt die Chance bieten, die limitierenden Stabilitätsprobleme pedaler Roboter zu bewältigen.



# 14 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit umfasst den systematischen Entwurf sowie die Validierung eines biologisch inspirierten Antriebssystems für aquatische Roboter, welches analog der Fortbewegung stetig schwimmender Fische den Vortrieb über gerichtete Verformung anstelle der Vollrotation eines Propellers erzeugt. Die Neuartigkeit dieses Antriebssystems besteht darin, dass der Vortrieb mittels einer variablen Anzahl an wechselsinnig bewegten Starrkörperelementen erzeugt wird, welche untereinander federnd verkoppelt sind. Die zur Erzeugung des Vortriebs erforderliche Anzahl an Aktuatoren beträgt eins.

Nach Analyse des derzeitigen Standes der Wissenschaft und Technik wird ein Modell abgeleitet, welches die erforderlichen Parameter für eine gezielte konstruktive Auslegung solch eines Antriebssystems beschreibt. Das Modell besteht aus wechselsinnig bewegten Starrkörperelementen, diese unterteilen sich in  $n_E$  Effektormodule und eine Flosse, welche am jeweils letzten Effektormodul befestigt ist. Unter Verwendung der Mehrkörper-Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION erfolgt anschließend eine systematische Parametervariation mittels numerischer Simulationen. Ziel ist die Untersuchung des Bewegungsverhaltens des Roboters, welches innerhalb dieser Arbeit durch den Kraftstoß  $I_k$  approximiert wird. Zusätzlich erfolgt die Abschätzung des Leistungsbedarfs anhand des erforderlichen maximalen Drehmomentes  $M_{Max}$  im eingeschwungen Zustand. Dabei zeigt die Simulation, dass die wesentlichen Parameter zur Beeinflussung des Bewegungsverhaltens und des Leistungsbedarfs des Roboters die Amplitude  $A$  und  $f$  des singulären Aktuators sind. Den Federsteifigkeiten  $c_i$  kommt hingegen die Bedeutung eines Feintriebs zu, da deren Variation zwar ebenso einen Beitrag zu den beiden Zielgrößen Bewegungsverhalten und Leistungsbedarf liefert, jedoch in geringerem Umfang.

Anschließend erfolgt die konstruktive Umsetzung der simulativ gewonnenen Erkenntnisse innerhalb der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0. Tabelle 73 fasst die Eigenschaften dieser Plattform zusammen.

**Tabelle 73:** Eigenschaften der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Eigenschaft	Wert
Abmessungen (L · Ø) Basismodul	300 mm · 60 mm
Abmessungen Effektor- modul	60 mm · 50 mm
Abmessungen Flosse	≈ 20 mm · 190 mm · 2 mm
Anzahl Aktuatoren	1
Anzahl Effektor- module	derzeit bis zu 3
Anzahl Schraubenfedern	derzeit bis zu 4 (bei 3 Effektor- modulen)
Steuerung und Kommunikation	ARDUINO UNO, drahtgebundene Kommunikation mittels MATLAB®

Unter Verwendung eines ebenfalls innerhalb dieser Arbeit entworfenen Versuchsstandes wird die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 im Versuch validiert. Die Beeinflussung des Bewegungsverhaltens sowie die Optimierung des Energiebedarfs in Abhängigkeit der Anzahl der Effektor- $n_E$ , der Amplitude  $A$  sowie einer veränderlichen Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_4$  konnte experimentell belegt werden. Ausgewählte Konfigurationen mit technisch nutzbarem Vorschub sowie deren Energiebedarf zeigt Tabelle 74.

**Tabelle 74:** Auswahl von Konfigurationen der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 mit technisch nutzbarem Vorschub, fett hervorgehoben sind lokale Optima

Anzahl der Effektor- module	Amplitude $A$ in °	Feder- steifigkeit $c_1 = c_2$ in N/mm	Feder- steifigkeit $c_3 = c_4$ in N/mm	Kraftstoß $I_{exp}$ in Ns je Periode $T$	Elektrische Energie $E_{exp}$ in Ws je Periode $T$
2	10	0,594	--	0,1241 ± 0,010	2,85 ± 0,071
	15	1,451	--	<b>0,3872 ± 0,030</b>	<b>5,08 ± 0,074</b>
	20	0,594	--	0,2976 ± 0,055	6,18 ± 0,131
	20	0,806	--	0,2876 ± 0,011	5,80 ± 0,146
	20	1,451	--	<b>0,5189 ± 0,006</b>	<b>6,51 ± 0,110</b>
	20	2,051	--	0,4554 ± 0,034	6,95 ± 0,074
3	20	0,243	2,051	0,2103 ± 0,020	4,7308 ± 0,149
	20	0,806	0,806	0,2251 ± 0,033	4,5456 ± 0,137
	15	2,051	0,243	0,1973 ± 0,030	3,5522 ± 0,110
	15	2,051	2,051	<b>0,3634 ± 0,019</b>	<b>4,9469 ± 0,181</b>
	20	2,051	0,243	0,2726 ± 0,038	4,9500 ± 0,157
	20	2,051	2,051	<b>0,5312 ± 0,013</b>	<b>6,4519 ± 0,234</b>

Dabei zeigt die Auswertung der Experimente der Konfiguration EXP-2, dass für Amplituden  $> 10^\circ$  ein Maximum des Kraftstoßes  $I_{exp}$  für eine Federsteifigkeit



$c_1 = c_2 = 1,451 \text{ N/mm}$  existiert. Für geringere oder größere Federsteifigkeiten  $c_1 = c_2$  sinkt der resultierende Kraftstoß. Damit stützen die Messungen die Untersuchungen von NAKASHIMA et al., 2002 [65] hinsichtlich der Variation der Federsteifigkeit und der resultierenden Schwimmgeschwindigkeit. Die Auswertung des Kraftstoßes der Konfiguration EXP-3 hingegen bestätigt und erweitert die Arbeit von ZIEGLER et al., 2011 [100]: Die Federsteifigkeit ist für die vorliegende Experimentalplattform von Kopf ( $c_1 = c_2$ ) nach Flosse ( $c_3 = c_4$ ) zu reduzieren bzw. gleich zu halten.

Zur Variation der Schwimmcharakteristik des Roboters im laufenden Betrieb sind ferner die Effektormodule um lokale Antriebssysteme ergänzt worden, welche, der Funktion von Stellantrieben vergleichbar, den Energiefluss des Hauptaktuators durch antagonistisch einstellbare Federelemente beeinflussen. Die hiermit mögliche lokale Veränderung der Elastizität der Gesamtkonstruktion konnte für ausgewählte Konfigurationen im Experiment nachgewiesen werden. Ferner zeigen diese Konfigurationen eine Optimierung des Bedarfs an elektrischer Energie  $E_{\text{exp}}$  bei nahezu identischem Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$ .

Die Einordnung des innerhalb dieser Arbeit entwickelten und untersuchten Roboters URMELE LIGHT anhand des derzeitigen Standes der Wissenschaft und Technik zeigt Tabelle 75. Beim Vergleich der Schwimmeigenschaften solcher Roboter, welche den Vortrieb nach dem Vorbild *thunniformer*, *carrangiformer* bzw. *ostraciiformer* Schwimmer realisieren, erzielt der mobile aquatische Roboter URMELE LIGHT eine vergleichbare Geschwindigkeit wie die Schwimmroboter anderer Forschergruppen – bei Unteraktuierung und unter Beibehaltung der Manövrierfähigkeit. Die derzeitigen Eigenschaften des Roboters URMELE LIGHT fasst Tabelle 76 zusammen:

**Tabelle 75:** Vergleich des Roboters URMELE LIGHT mit dem Stand der Technik

<b>Roboter</b>	<b>Quelle</b>	<b>Schwimmform</b>	<b>Schwimmgeschwindigkeit und Frequenz</b>
VCUUV	ANDERSON et al. [1]	<i>thunniform</i>	0,61 BL/s bei 1 Hz
BOXYBOT	LACHAT et al. [46]	<i>ostraciiform</i>	1,4 BL/s bei 8 Hz
PF 300	HIRATA et al. [36]	<i>carrangi-thunniform</i>	0,6 BL/s bei 2,3 Hz
PF 600	JNMR [71]	<i>carrangi-thunniform</i>	0,6 BL/s bei 3 Hz
PF 700	JNMR [71]	<i>carrangi-thunniform</i>	1 BL/s bei 10 Hz
Fisch Roboter G9 G-Serie	HU [39]	<i>carrangi-thunniform</i>	1 BL/s
MT 1	LIU et al. [51]	<i>carrangi-thunniform</i>	0,83 BL/s
SPC-II	LIANG et al. [49]	<i>thunniform</i>	1,2 BL/s bei 2,5 Hz
SPC-III	WANG et al. [87]	<i>thunniform</i>	1,17 BL/s bei 2,5 Hz
ROBOSALMON	WATTS [89]	<i>carrangi-thunniform</i>	0,24 BL/s bei 1 Hz
ROBOTIC DOLPHIN Japan	NAKASHIMA et al. [65]	<i>thunniform</i>	0,6 BL/s bei 1,8 Hz
ROBOTIC DOLPHIN Türkei	DOGANGIL et al. [14]	<i>thunniform</i>	1 BL/s bei 1,35 Hz
ROBOPIKE	KUMPH et al. [45]	<i>carrangiform</i>	0,3 BL/s bei 1 Hz
<b>URMELE LIGHT</b>	<b>FREMEREY et al. [27]</b>	<b><i>carrangi-thunniform</i></b>	<b>1,3 BL/s bei 4,4 Hz</b>

**Tabelle 76:** Eigenschaften des mobilen Roboters URMELE LIGHT

<b>Eigenschaft</b>	<b>Wert</b>
Abmessungen (L · B · H) mit Effektormodulen	220 mm · 75 mm · 30 mm
Anzahl Effektormodule	2
Anzahl Schraubenfedern	2
Günstige Federsteifigkeit $c_1 = c_2$	0,03 N/mm
Anzahl Aktuatoren	1
Amplitude A und Frequenz f des singulären Aktuators in Abhängigkeit von $c_1 = c_2$	A = 35° - 40° f = 4,4 Hz
Geschwindigkeit	≈ 1,3 BL/s bzw. (0,28 ± 0,01) m/s
Leistungsbedarf (Mittel)	1,2 W
Masse	190 g
Mögliche Zuladung (Payload)	15 g
Akkumulatoren	2 x 180 mAh LITHIUM-POLYMER
Steuerung und Kommunikation	ARDUINO NANO + XBEE Funkmodul
Einsatzdauer inkl. Kommunikation	20 Min – 30 Min
Effizienz $\eta_F$ nach FROUDE	2 % - 5 %

Somit stellt der in der vorliegenden Arbeit erfolgte Entwurf und die Validierung eines neuartigen, biologisch inspirierten Antriebssystems für aquatische Roboter zum einen einen Beitrag für eine weiterführende Grundlagenforschung im Bereich alternativer Antriebsprinzipien dar. Zum anderen ergeben sich direkte Möglichkeiten der applikativen Verwendung der Ergebnisse im Bereich der Servicerobotik bzw. der Automatisierung.



# Literaturangaben

- 1 ANDERSON, J. M. & CHHABRA, N. K. (2002). Maneuvering and stability performance of a robotic tuna. *Integrative and Comparative Biology*, 42(1), 118 – 126
- 2 AU, S. K., HERR, H., WEBER, J. & MARTINEZ-VILLALPANDO, E. C. (2007, August). Powered ankle-foot prosthesis for the improvement of amputee ambulation. *Engineering in medicine and biology society. EMBS 2007. 29<sup>th</sup> Annual International Conference of the IEEE*, 3020 – 3026
- 3 BARRETT, D. S. (1994). The design of a flexible hull undersea vehicle propelled by an oscillating foil, Master Thesis, Massachusetts Institute of Technology
- 4 BLICKHAN, R. (1989). The spring-mass model for running and hopping. *J. Biomech.* 22, 1217 – 1227
- 5 BLICKHAN, R. & CHENG, J. Y. (1994). Energy storage by elastic mechanisms in the tail of large swimmers - a re-evaluation. *Journal of Theoretical Biology*, 168(3), 315 – 321
- 6 BLICKHAN, R. & FULL, R. J. (1993). Similarity in multilegged locomotion: Bouncing like a monopode, *J. Comp. Physiol. A* 173, 509 – 517
- 7 CACUCCIOLO, V., CORUCCI, F., CIANCHETTI, M. & LASCHI, C. (2014). Evolving optimal swimming in different fluids: A study inspired by batoid fishes. *Biomimetic and Biohybrid Systems*, 23-34. Springer International Publishing
- 8 CAVAGNA, G. A., HEGLUND, N. C. & TAYLOR, C. R. (1977). Mechanical work in terrestrial locomotion: two basic mechanisms for minimizing energy expenditure. *Am. J. Physiol.* 233, 243 – 261
- 9 CHOU, C. P. & HANNAFORD, B. (1996). Measurement and modeling of McKibben pneumatic artificial muscles. *Robotics and Automation, IEEE Transactions on*, 12(1), 90 – 102
- 10 COLLINS, S.H. & RUINA, A. (2005). A bipedal walking robot with efficient and human-like gait. *Proceedings of the 2005 International Conference on Robotics and Automation*, 1983 – 1988
- 11 CRESPI, A., BADERTSCHER, A., GUINARD, A. & IJSPEERT, A. (2005). AMPHIBOT 1: an undulant snake-like robot. *Robotics and Autonomous Systems* 50, 163 – 175
- 12 CURET, O. M., PATAKAR, N. A., LAUDER, G. V. & MACIVER, M. A. (2011). Mechanical properties of a bio-inspired robotic knifefish with an undulatory propulsor. *Journal of Bioinspiration and Biomimetics*, vol 6, 1 – 8
- 13 DAWSON, T. J. & TAYLOR, C. R. (1973). Energetic cost of locomotion in kangaroos. *Nature* 246, 313 – 314

- 14 DOGANGIL, G., OZCICEK, E. & KUZUCU, A. (2005, July). Modeling, simulation, and development of a robotic dolphin prototype. *Mechatronics and Automation, 2005 IEEE International Conference*, vol. 2, 952 – 957
- 15 EKEBERG, Ö. (1993). A combined neuronal and mechanical model of fish swimming. *Biological Cybernetics*, 69(5-6), 363 – 374
- 16 ENGLISH, C. E. & RUSSELL, D. (1999). Mechanics and stiffness limitations of a variable stiffness actuator for use in prosthetic limbs. *Mechanism and Machine Theory*, 34(1), 7 – 25
- 17 FALUDI, R. (2010). *Building wireless sensor networks: with ZIGBEE, XBEE, ARDUINO, and PROCESSING*. O'Reilly Media, Inc. Sebastopol, USA.
- 18\* FREMEREY, M. (2013). *Praktikumsunterlagen Praktikum BMTR-1, TU Ilmenau, intern veröffentlichtes Dokument*
- 19\* FREMEREY, M. & SCHILLING C. (2008). *Einfluss physisch-topographischer Faktoren auf die Lokomotion arborealer und aquatischer Roboter, TU Ilmenau, unveröffentlichte Arbeit*
- 20 FREMEREY, M., DJORDJEVIC, G. S. & WITTE, H. (2012). WARMOR: Whegs adaptation and reconfiguration of a modular robot with tunable compliance. *Biometric and Biohybrid Systems*, 345 – 346. Springer, Berlin
- 21\* FREMEREY, M. & FISCHHEITER, L. (2008). *Modellbildung und Umsetzung eines sich undulatorisch bewegenden Robotersystems, TU Ilmenau, unveröffentlichte Arbeit*
- 22 FREMEREY, M., FISCHHEITER, L., MÄMPEL, J., & WITTE, H. (2009). Design of a single actuated, undulant swimming robot. *Proceedings of 3rd International Symposium on Mobiligence, Awaji, Japan*, 174 – 178
- 23 FREMEREY, M., FISCHHEITER, L., MÄMPEL, J. & WITTE, H. (2010). A single actuated, modular swimming robot performing different styles of steady swimming species. *Proceedings for the joint conference of ISR 2010 (41st International Symposium on Robotics) and ROBOTIK 2010 (6th German Conference on Robotics)*, Munich, Germany, 1 – 8
- 24 FREMEREY, M., FISCHHEITER, F., MÄMPEL, J. & WITTE, H. (2012). Reducing complexness of control by intelligent mechanics in undulant swimming robots. *Int. J. of Design & Nature and Ecodynamics*, 7(1), 1 – 13
- 25 FREMEREY, M., GORB, S., HEEPE, L., KASPER, D. & WITTE, H. (2011). MATBOT: A Magnetoadhesive track robot for the inspection of artificial smooth substrates. *International Symposium on Adaptive Motion of Animals and Machines*, 19 – 20

- 26 FREMEREY, M.; MÄMPEL, J., WITTE, H. & GORB, S. N. (2010). Towards an adhesive gripping module for handling tasks and small-sized climbing robots. *Emerging trends in mobile robotics. Proceedings of the 13th International Conference on Climbing and Walking Robotics and the Support Technologies for Mobile Machines (CLAWAR)*, Nagoya, Japan, 133 – 140
- 27 FREMEREY, M., WEYRICH, S., VOGES, D. & WITTE, H. (2013). A small-sized underactuated biologically inspired aquatic robot. *Biomimetic and Biohybrid Systems*, 374 – 377. Springer, Berlin
- 28 FUKUOKA, Y., KIMURA, H. & COHEN, A.H. (2003). Adaptive dynamic walking of a quadruped robot on irregular terrain based on biological concepts. *The International Journal of Robotics Research* 22, 187 – 202.
- 29 FULL, R. J. & KODITSCHKEK, D. E. (1999). Templates and anchors: neuromechanical hypotheses of legged locomotion on land. *The Journal of Experimental Biology* 202, 3325 – 3332
- 30 GAVRILOVIĆ, M. M. & MARIĆ, M. R. (1969). Positional servo-mechanism activated by artificial muscles. *Medical and Biological Engineering*, 7(1), 77 – 82
- 31 GRIZZLE, J. W., HURST, J. MORRIS, B., PARK, H. W. & SREENATH, K. (2009). MABEL, a new robotic bipedal walker and runner. *IEEE Proc. of American Control Conference, ACC '09*, 2030 – 2036
- 32 HAHN VON DORSCH, H. & DITTEL, R. (2005). *Anatomie des Bewegungssystems*. Bad Hersfeld: Neuromedizin Verlag
- 33 HARPER, K. A., BERKEMEIER, M., D. & GRACE, S. (1997). Decreasing the Energy Costs of Swimming Robots through Passive Elastic Elements. *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, vol. 3, 1839 – 1844
- 34 HERING, E., MARTIN, R., & STOHRER, M. (2004). *Physik für Ingenieure*. Springer-Verlag
- 35 HILDEBRAND, M. (1965). Symmetrical gaits of horses. *Science*, 150(3697), 701 – 708
- 36 HIRATA, K., TAKIMOTO, T. & TAMURA, K. (2000, August). Study on turning performance of a fish robot. In *First International Symposium on Aqua Bio-Mechanisms*, 287 – 292
- 37 HIROSE, S., & YAMADA, H. (2009). Snake-like robots - machine design of biologically inspired robots. *IEEE Robotics & Automation Magazine*, 88 – 98

- 38 HOLLANDER, K., SUGAR, T. & HERRING, D. (2005). Adjustable robotic tendon using a 'jack spring'. in Proc. 9th Int. Conf. Rehabilitation Robotics (ICORR'05), 113 – 118
- 39 HU, H. (2006). Biologically inspired design of autonomous robotic fish at Essex. Proc. of the IEEE SMC UK-RI Chapter Conference on Advances in Cybernetic Systems, Sheffield, UK, 1 – 8
- 40 IJSPEERT, A. J. (2008). Central pattern generators for locomotion control in animals and robots: a review. *Neural Networks* 21.4, 642 – 653
- 41 JEZERNIK, S., COLOMBO, G., KELLER, T., FRUEH, H. & MORARI, M. (2003). Robotic orthosis lokomat: A rehabilitation and research tool. *Neuromodulation: Technology at the neural interface*, 6(2), 108 – 115
- 42 KOBAYASHI, S., NAKABAYASHI, M. & MORIKAWA, H. (2006). Bioinspired propulsion mechanism in fluid using fin with dynamic variable-effective-length spring. *Journal of Biomechanical Science and Engineering*, vol. 1, no. 1, 280 – 289
- 43 KOGANEZAWA, K. (2005). Mechanical stiffness control for antagonistically driven joints. *Intelligent Robots and Systems, 2005. IROS 2005. 2005 IEEE/RSJ International Conference on*, 1544 – 1551
- 44 KORNBLUH, R. D., PELRINE, R., PRAHLAD, H. & HEYDT, R. (2004). Electroactive polymers: An emerging technology for MEMS. *Micromachining and Microfabrication*. 13 – 27. International Society for Optics and Photonics
- 45 KUMPH, J. M. (2000). Maneuvering of a robotic pike. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology
- 46 LACHAT, D., CRESPI, A. & IJSPEERT, A. (2006). BoxyBot: a swimming and crawling fish robot controlled by a central pattern generator. *Proceedings of Biomedical Robotics and Biomechatronics*, 634 – 648
- 47 LAUDER, G. V. & TYTELL, E. D. (2005). Hydrodynamics of undulatory propulsion. *Fish Physiology*, 23, 425 – 468
- 48 LEWIS, F. W., JAGANNATHAN, S. & YESILDIRAK, A. (1998). *Neural network control of robot manipulators and non-linear systems*. CRC Press
- 49 LIANG, J., WANG, T., WANG, S., ZOU, D. & SUN, J. (2005). Experiment of robofish aided underwater archaeology. *Robotics and Biomimetics (ROBIO). 2005 IEEE International Conference on*, 499 – 504
- 50 LIGHTHILL, M. J. (1969). Hydromechanics of aquatic animal propulsion. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 1(1), 413 – 446
- 51 LIU, J., DUKES, I. & HU, H. (2005). Novel mechatronics design for a robotic Fish. *Intelligent Robots and Systems, IROS 2005*, 807 – 812



- 52 LOW, K.H. & WILLY, A. (2005). Development and initial investigation of NTU robotic fish with modular flexible fins. *Proceedings of the IEEE International Conference on Mechatronics & Automation*, 958 – 963
- 53 LOW, K.H. (2009) Modelling and parametric study of modular undulating fin rays for fish robots. *Journal of Mechanism and Machine Theory*, vol. 44, 615 – 632
- 54 MADDEN, J. D., SCHMID, B., HECHINGER, M., LAFONTAINE, S. R., MADDEN, P. G., HOVER, F. S. & HUNTER, I. W. (2004). Application of polypyrrole actuators: feasibility of variable camber foils. *Oceanic Engineering, IEEE Journal of*, 29(3), 738 – 749
- 55 MÄMPPEL, J. (2010). Definition und exemplarische Realisation eines modularen Systems für die Kletterrobotik. *Berichte aus der Biomechatronik Bd. 5*, Ilmenau: Univ.-Verl. Ilmenau
- 56 MÄMPPEL, J., KOCH, T., KOEHRING, S., OBERMAIER, A. & WITTE, H. (2009). Concept of a modular climbing robot. *Industrial Electronics & Applications, ISIEA 2009. IEEE Symposium on*, 2, 789 – 794
- 57 MAZUMDAR, A., VALDIVIA Y ALVARDO, P. & YUCEF-TOUMI, K. (2008). Maneuverability of a robotic tuna with compliant body. *IEEE Conference on Robotics and Automation*, Pasadena, CA, 683 – 688
- 58 MCISAAC, K. A. & OSTROWSKI, J. P. (2002). Experimental verification of open-loop control for an underwater eel-like robot. *The International Journal of Robotics Research*, 21(10-11), 849 – 859
- 59 MCHENRY, M. J., PELL, C. A. & LONG, J. H. (1995). Mechanical control of swimming speed: stiffness and axial wave form in undulating fish models. *The Journal of Experimental Biology*, 198(11), 2293 – 2305.
- 60 MEIJER, K., BAR-COHEN, Y. & FULL, R. (2003). Biological inspiration for muscle-like actuators of robots. *Biologically Inspired Intelligent Robots*, 122, 25
- 61 MIGLIORE, S. A., BROWN, E. A. & DEWEERTH, S. P. (2005). Biologically inspired joint stiffness control. In *Robotics and Automation, 2005. ICRA 2005. Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on*, 4508 – 4513
- 62 MORITA, T. & SUGANO, S. (1995). Design and development of a new robot joint using a mechanical impedance adjuster. *Robotics and Automation, 1995. Proceedings., 1995 IEEE International Conference on*, 3, 2469 – 2475
- 63 MOYLE, P. B. & CECH, J. J. (2004). *Fishes: an introduction to ichthyology*. Upper Saddle River, NJ: Pearson Prentice Hall.
- 64 NAKABAYASHI, M., KOBAYASHI, R., KOBAYASHI, S. & MORIKAWA, H. (2008). A novel propulsion mechanism using a fin with a variable-effective-length spring. *Proceedings of the 2008 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics*, 1515 – 1521

- 65 NAKASHIMA, M., & ONO, K. (2002). Development of a two-joint dolphin robot. *Neurotechnology for Biomimetic Robots*, 309 - 324
- 66 PAPADOPOULOS, D. (2000). Stable running for a quadruped robot with compliant legs. PhD thesis, McGill University
- 67 PFEIFER, R., LUNGARELLA, M. & LIDA, F. (2007). Self-Organization, embodiment and biologically inspired robotics. *Science*, 318 (5853), 1088 – 1093
- 68 RAIBERT, M. H. (1986). Legged robots. *communications of the ACM*, vol. 29 Issue 6, 499 – 514
- 69 Richtlinie, V. D. I. (2004). 2206: Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme. VDI-Verlag, Düsseldorf
- 70 RIEFENSTAHL U. (2006). Elektrische Antriebssysteme: Grundlagen, Komponenten, Regelverfahren, Bewegungssteuerung. Springer, Berlin
- 71 ROPER, D. T., SHARMA, S., SUTTON, R. & CULVERHOUSE, P. (2011). A review of developments towards biologically inspired propulsion systems for autonomous underwater vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 225(2), 77 – 96
- 72\* SCHILLING, C. (2010). Skript zur Vorlesung Technische Biologie und Bionik, TU Ilmenau, intern veröffentlichte Arbeit
- 73 SCHOFIELD, O., GLENN, S. & MOLINE, M. (2013). The robot ocean network. *Am. Sci*, 101(6), 434 – 441
- 74 SCHÜNKE, M. (2000). Funktionelle Anatomie-Topographie und Funktion des Bewegungssystems. Georg Thieme Verlag
- 75 SFAKIOTAKIS, M., LANE, D. M. & DAVIES, J. B. (1999). Review of fish swimming modes for aquatic locomotion. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, 24, 237 – 252
- 76 SPRÖWITZ, A., KÜCHLER, L., TULEU, A., AJALLOEIAN, M., D'HAENE, M., MÖCKEL, R. & IJSPEERT, A. (2011): Oncilla robot: a light-weight bioinspired quadruped robot for fast locomotion in rough terrain. *Proc. Fifth Intl. Symp. Adaptive Motion on Animals and Machines*, Osaka, Japan
- 77 STEFANINI, C., OROFINO, S., MANFREDI, L., MINTCHEV, S., MARRAZZA, S., ASSAF, T., CAPANTINI, L., SINIBALDI, E., GRILLNER, S., WALLEN P. & DARIO, P. (2012). A novel autonomous, bioinspired swimming robot developed by neuroscientists and bioengineers. *Bioinspiration & Biomimetics*, 7(2), 025001
- 78 TAKUMA, T., HOSODA, K., OGINO, M. & ASADA, M. (2004). Stabilization of quasi-passive pneumatic muscle walker. *Proc. of the IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots*, 627 – 639

- 
- 79 TONIETTI, G., SCHIAVI, R. & BICCHI, A. (2005). Design and control of a variable stiffness actuator for safe and fast physical human/robot interaction. *Robotics and Automation*, 2005. ICRA 2005. Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on, 526 – 531
- 80 TRANSETH, A., A., YTTERSTAD PETERSEN, K. & LILJEBÄCK, P. (2009). A survey on snake robot modeling and locomotion. *Robotica*, 27, 999 – 1015
- 81 VAN HAM, R., VAN DAMME, M., VERRELST, B., VANDERBORGHT, B. & LEFEBER, D. (2007). ‘MACCEPA’, the mechanically adjustable compliance and controllable equilibrium position actuator: A 3DOF joint with two independent compliances. *Int. Appl. Mech.*, 4, 130 – 142
- 82 VAN HAM, R., VANDERBORGHT, B., VAN DAMME, M., VERRELST, B. & LEFEBER, D. (2007). ‘MACCEPA’, the mechanically adjustable compliance and controllable equilibrium position actuator: design and implementation in a biped robot. *Robotics and Autonomous Systems*, 55(10), 761 – 768
- 83 VAN HAM, R., THOMAS, S., VANDERBORGHT, B., HOLLANDER, K. & LEFEBER, D. (2009). Review of actuators with passive adjustable compliance/controllable stiffness for robotic applications, *IEEE Robotics and Automation Magazine*, 16(3), 81 – 94
- 84 VANDERBORGHT, B., VERRELST, B., VAN HAM, R. & LEFEBER, D. (2006). Controlling a bipedal walking robot actuated by pleated pneumatic artificial muscles. *Robotica*, 24(4), 401 – 410
- 85 VERRELST, B., VAN HAM, R., VANDERBORGHT, B., DAERDEN, F., LEFEBER, D. & VERMEULEN, J. (2005). The pneumatic biped “Lucy” actuated with pleated pneumatic artificial muscles. *Autonomous Robots*, 18(2), 201 – 213
- 86 WALL, W. A. (1999). Fluid-Struktur-Interaktion mit stabilisierten finiten Elementen. Bericht Nr.31, Institut für Baustatik der Universität Stuttgart
- 87 WANG, T., WEN, L., LIANG, J. & WU, G. (2010). Fuzzy vorticity control of a biomimetic robotic fish using a flapping lunata tail. *Journal of Bionic Engineering*, 7(1), 56 – 65
- 88 WARDLE, C. S., VIDELER, J. J., ARIMOTO, T., FRANCO, J. M. & HE, P. (1989). The muscle twitch and the maximum swimming speed of giant bluefin tuna, *Thunnus thynnus* L. *Journal of Fish Biology*, 35(1), 129 – 137
- 89 WATTS, C. M. (2009). A comparison study of biologically inspired propulsion systems for an autonomous underwater vehicle. PhD thesis, University of Glasgow
- 90\* WEYRICH, S. (2013). Evaluierung optimaler Steuerungsparameter für den unteraktuierten Schwimmroboter URMELE LIGHT, TU Ilmenau, unveröffentlichte Arbeit
- 91\* WEYRICH, S. (2013). Konzept und Aufbau eines Rechnernetzes zur Steuerung mobiler Roboter, Masterarbeit, TU Ilmenau, unveröffentlichte Arbeit

- 92\* WITTE, H. (2014). Vorlesung BMTR 1 & 2, TU Ilmenau, intern veröffentlichte Arbeit
- 93 WITTE, H., FREMEREY, M., WEYRICH, S., MÄMPEL, J., FISCHHEITER, L., VOGES, D., ZIMMERMANN, K. & SCHILLING, C. (2013). Biomechanics is not just biomimetics. *Robot Motion and Control (RoMoCo)*, IEEE, 2013 9<sup>th</sup> Workshop on, 74 – 79
- 94 WITTE, H., RECKNAGEL, S., RAO, J. G., WÜTHRICH, M. & LESCH, C. (1997). Is elastic energy storage of quantitative relevance for the functional morphology of the human locomotor apparatus? *Acta Anatomica*, 158(2), 106 – 111
- 95 WITTE, H., LUTHERDT, S. & SCHILLING, C. (2004). Biomechanics, How much biology does the engineer need? *Proceedings of the 2004 IEEE International Conference on Control Applications*, 944 – 948
- 96 WITTE, H., LITZINGER, J., HACKERT, R., SCHILLING, N., SCHMIDT, M., REICH, C. & FISCHER, M. (2002). Torque patterns of the limbs of small therein mammals during locomotion on flat ground. *Journal of Experimental Biology*, 205(9), 1339 – 1353
- 97 WOLF, S. & HIRZINGER, G. (2008, May). A new variable stiffness design: Matching requirements of the next robot generation. *Robotics and Automation, 2008. ICRA 2008. IEEE International Conference on*, 1741 – 1746
- 98 WYSS, R., KÖNIG, P. & VERSCHURE, P. F. (2004). Involving the motor system in decision making. *Proceedings of the Royal Society of London. Series B: Biological Sciences*, 271(3), 50 – 52
- 99 YUS, J., HU, Y., HUGO, J. & WANG, L. (2009). Dolphin-like propulsive mechanism based on an adjustable Scotch yoke. *Mechanism and Machine Theory*, 44(3), 603 – 614
- 100 ZIEGLER, M., HOFFMANN, M., CARBAJAL, J. P. & PFEIFER, R. (2011) Varying body stiffness for aquatic locomotion. *2011 IEEE International Conference on Robotics and Automation, Shanghai, China*, 2705 – 2712
- 101 ZIEGLER, M., LIDA, F. & PFEIFER, R. (2006). Cheap underwater locomotion: roles of morphological properties and behavioral diversity. *Proceedings of Climbing and Walking Robots*
- 102 ZIEGLER, M. & PFEIFER, R. (2013). Sensory feedback of a fish robot with tunable elastic tail fin. *Biomimetic and Biohybrid Systems*, 335 – 346, Springer, Berlin
- 103 ZINN, M., KHATIB, O., ROTH, B. & SALISBURY, J. K. (2004). Playing it safe [human-friendly robots]. *Robotics & Automation Magazine, IEEE*, 11(2), 12 – 21

---

**Elektronische Quellen**

- 104 <http://www.arduino.cc/> (zuletzt gesehen am 03.04.2015)
- 105 <http://www.argo.ucsd.edu/> (zuletzt gesehen am 03.04.2015)
- 106 <http://aw-energy.com> (zuletzt gesehen am 21.04.2015)
- 107 <http://biorob.epfl.ch/amphibot> (zuletzt gesehen am 21.04.2015)
- 108 [http://www.bosch-apas.com/de/apas/apas\\_assistant\\_1/apas\\_assistant.html](http://www.bosch-apas.com/de/apas/apas_assistant_1/apas_assistant.html)  
(zuletzt gesehen am 31.03.2015)
- 109 <http://cswww.essex.ac.uk/staff/hhu/jliua/images/gallery/G6/G6-curved.jpg>  
(zuletzt gesehen am 21.04.2015)
- 110 <http://www.elan.uni-bielefeld.de/> (zuletzt gesehen am 21.04.2015)
- 111 <http://www.kinovea.org/> (zuletzt gesehen am 03.04.2015)
- 112 <http://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/32374-matlab-support-for-arduino--aka-arduinoio-package-> (zuletzt gesehen am 03.04.2015)
- 113 <http://www.mhaeberl.de/KUT/Eigenschaften/TP-DATEN.htm#Werkstoff>  
(zuletzt gesehen am 21.04.2015)
- 114 <https://processing.org/> (zuletzt gesehen am 03.04.2015)
- 115 <http://www.tti-test.com/products-tti/text-pages/psu-cpx400a.htm>  
(zuletzt gesehen am 03.04.2015)
- 116 <https://www.youtube.com/watch?v=DfD7XthBbWA>, WaveRoller Konzept  
(zuletzt gesehen am 21.04.2015)
- 117 Abschlussbericht der 7. Internen Exzellenzinitiative der TU Ilmenau. (2011).
- 118 ADAMS® VIEW Hilfe (für ADAMS® VIEW 2010)
- 119 Aufbau des Simulationsmodells in ADAMS® VIEW 2010
- 120 Aufbau des Simulationsmodells in SOLIDWORKS® MOTION 2012
- 121 Datenblatt ALTHEN Messverstärker SG2K KS24E 510
- 122 Datenblatt F250UFR0H0 der Firma NOVATECH
- 123 Datenblatt PBV-R100-F1-0.5
- 124 LABVIEW® Hilfe (aufgerufen innerhalb LABVIEW® 7.5)
- 125 Lehrblätter Maschinenelemente, TU Ilmenau

- 126 NOWACK, T., MÄMPEL, J., BENDER, M., WITTE, H. & KURTZ, P. (2011). Schnittstellengestaltung für die Robotik - komplexe Probleme einer Mensch-Maschine-Schnittstelle, 9. Berliner Werkstatt Mensch-Maschine-Systeme
- 127 MATLAB® Hilfe (aufgerufen innerhalb MATLAB® 2012a)
- 128 Praxisgerechte Ermittlung der Messunsicherheit, Grundlagen und Vorgehensweisen für einfache Modelle ohne Korrelation, Leitfaden, DKD Fachausschuss, Feb. 2012
- 129 Projektantrag „T-Whex“, NATO Projekt 984560, Förderperiode: 2014 bis 2016
- 130 SOLIDWORKS® MOTION Hilfe (aufgerufen innerhalb SOLIDWORKS® 2012)
- 131 Vorlesungsskript Prozessmess- und Sensortechnik

# Anhang

## Anhangsverzeichnis

A - I	Methodik zur Bestimmung des Kraftstoßes $I_{sim}$	255
A - II	Untersuchung der Experimentalplattform 1.0 in ADAMS® VIEW	259
A - III	Vergleich ausgewählter Simulationen	285
A - IV	Konstruktion der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0	287
A - V	Eigenschaftsabsicherung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0	289
A - VI	Erstellen von Bewegungsanalysen mittels KINOVEA	295
A - VII	Bestimmung der Eigenschaften der EXPERIMENTPLATTFORM URMELE 1.0	297
A - VIII	Experimentelle Untersuchung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0	305
A - IX	Vergleich ausgewählter Konfigurationen Simulation und Experiment	335
A - X	Konstruktion des Roboters URMELE 2.0	337
A - XI	Eigenschaftsabsicherung des Roboters URMELE 2.0	349
A - XII	Abschätzung der Effizienz nach FROUDE	351





## **A - I Methodik zur Bestimmung des Kraftstoßes $I_{\text{sim}}$**

Grundlage der Ermittlung des Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  sind die innerhalb der jeweiligen Simulationsumgebungen erfassten Zeit-Lagerreaktionskraft- bzw. Zeit-Winkel-Verläufe. Da die Bestimmung des Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  über eine Periodendauer  $T$  erfolgen soll, welche durch den Verlauf des Auslenkungswinkels  $\varphi(t)$  bestimmt wird, sind die Zeit-Simulationswertpaare beider Verläufe in stetige mathematische Funktion zu überführen.

Hierzu werden die ermittelten Zeit-Simulationswertpaare mit einer Funktion angenähert. Dieses Verfahren hat den Vorteil, dass eine Untersuchung der vorliegenden Daten weitestgehend unter Nutzung von existierenden MATLAB® Befehlsprozeduren erfolgt; die Vorgehensweise bleibt mit Blick auf eine Weiterverwendung der Ergebnisse durch Dritte transparent. Eine Abschätzung des sich ergebenden Fehlers infolge der Annäherung der Zeit-Simulationswertpaare wird nachfolgend diskutiert.

### **Finden der Annäherungsfunktion und Güte der Annäherung**

Zur Überführung in stetige Funktionen werden die simulativ erfassten Zeit-Lagerreaktionskraft-Wertepaare  $F_{Ly}(t)$  mittels in MATLAB® implementierter sogenannter Fit-Funktionen angenähert. Hierbei stehen verschiedene Verfahren zur Verfügung; innerhalb dieser Arbeit werden SUM OF SINE, POLYFIT und SMOOTHING SPLINE untersucht. Bei SUM OF SINE handelt es sich um zusammengesetzte Sinusfunktionen. Die Nummer der Terme kann dabei zwischen eins und acht liegen (vgl. MATLAB® Hilfe, SUM OF SINE). Bei der Methode POLYFIT wird ein Polynom PN eines festzulegenden Grades  $N_p$  durch die anzunähernde Funktion  $y_p$  gelegt: nach der Methode der kleinsten Quadrate. Die Methode SMOOTHINGSPLINE hingegen verwendet für die Annäherung eine gemäß Kapitel 5 definierte Polygonzug-Funktion.

Für die Auswahl eines geeigneten Verfahrens werden analog zur Vorgehensweise bei konstruktiven Auswahlprozessen gewichtete Kriterien verwendet. Die prozentuale Erfüllung solch eines Kriteriums durch eine Methode/Variante wird mit Punkten bewertet; eine hohe Punktzahl bedeutet eine hohe prozentuale Erfüllung des Kriteriums, eine niedrige Punktzahl eine schlechte. Kriterien sind nachfolgend der Programmieraufwand in MATLAB® und die Güte der Annäherung (Bestimmtheitsmaß  $R_B^2$ ). Dabei wurde die Erfüllung der einzelnen Kriterien durch die Varianten anhand von Voruntersuchungen analysiert. Tabelle A - 1 fasst diese zusammen.

**Tabelle A - 1:** Vergleich der Annäherungsverfahren

Kriterium	Gewichtung	SUM OF SINE		POLYFIT		SMOOTHING SPLINE	
		Pkt.	gew. Punkte	Pkt.	gew. Punkte	Pkt.	gew. Punkte
Programmieraufwand	<b>0,4</b>	3	1,2	4	1,6	3	1,2
$R_B^2$	<b>0,6</b>	3	1,8	2	1,2	5	3
Summe	<b>1</b>	<b>6</b>	3,0	<b>6</b>	2,8	8	4,2

Somit erfolgt die Auswertung der simulativ ermittelten Zeit-Lagerreaktionskraftverläufe  $F_{Ly}(t)$  sowie des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  zur Ermittlung des Kraftstoßes  $I_{sim}$  unter Verwendung des Annäherungsmodells SMOOTHING SPLINE. Tabelle A - 2 zeigt einige, für die nachfolgenden Auswertungen relevante Quellcodeelemente.

**Tabelle A - 2:** Ausgewählte Elemente des MATLAB®-Quellcodes für die Bestimmung des Kraft

```
yyData = Ampl204
[xData, yData] = prepareCurveData( Zeit, KraftsensorLfy204);

% Set up fittype and options.
ft = fittype( 'smoothingspline' );
opts = fitoptions( ft );

% Fit model to data.
[fitresult, gof] = fit( xData, yData, ft, opts );
[fitresult1, gof1] = fit( xData, yyData, ft, opts );

y = feval(fitresult,xData);

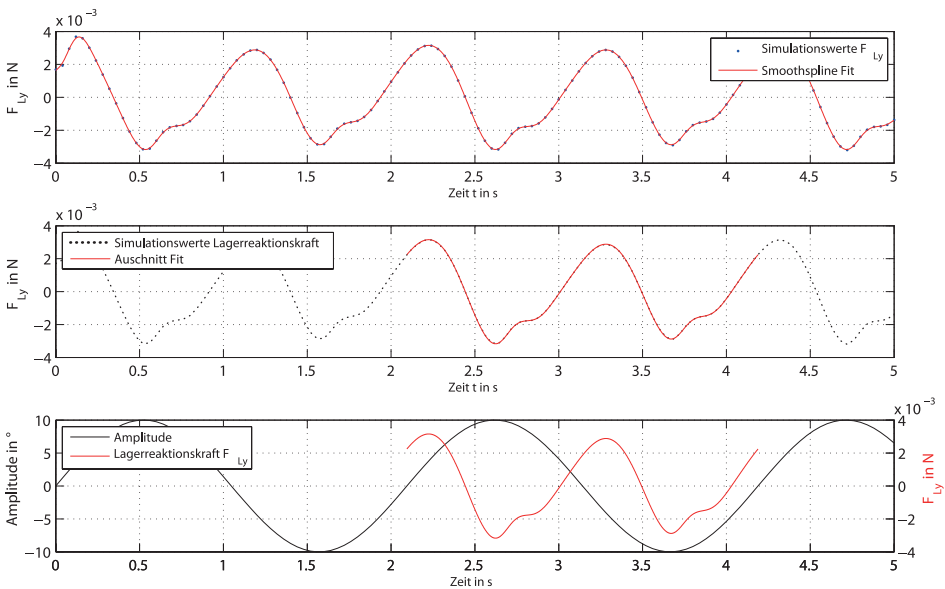
N1 = fzero(fitresult1,2);
N5 = fzero(fitresult1,4);

x = N1:(N5-N1)/3000:N5;
y1 = feval(fitresult,x);
z1 = trapz(x,y1);

Export = [z1;0;0;N1;N5];
```

Zur universellen Verwendung des Programms werden die individuell benannten Variablen (aufgrund der in EXCEL® stattfindenden Zusammenfassung der Daten) auf die programm-spezifischen Variablen umgespeichert (hier z.B. von *Ampl204*, *Zeit* und *KraftsensorLfy204* auf *yyData*, *xdata* und *yData*). Anschließend erfolgt unter Verwendung der MATLAB®-internen Routine *fittype* die Annäherung einer Funktion *fitresult* bzw. *fitresult1* an die Originalsimulationenwerte. Dabei ist *fitresult* die Annäherung an *yData*, bzw. die Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$  und *fitresult1* die Annäherung an den Winkel  $\varphi(t)$ . Zur Bestimmung des für die Integration und somit die Bildung von  $I_{sim}$  erforderlichen Intervalls  $\Delta t$  werden nun die Nullstellen von *fitresult1* bestimmt. Hierzu wird der Befehl

$f_{zero}$  verwendet, die Startpunkte für das iterative Nullstellenbestimmungsverfahren sind die Zahlen zwei und vier. Die sich so ergebenden Nullstellen werden auf den Variablen  $N1$  und  $N5$  gespeichert. Anschließend erfolgt mittels des Befehls *trapz* numerisch die Bestimmung des Kraftstoßes  $I_{sim}$  ( $= z1$ ) unter Verwendung der Trapez-Methode; die untere Grenze ist dabei die Nullstelle  $N1$ , die obere Grenze die Nullstelle  $N5$ . Zur komfortablen Weiterverarbeitung der Ergebnisse werden der sich ergebenden Kraftstöße sowie die Nullstellen in der Variablen *Export* zusammengefasst, das Bestimmtheitsmaß  $R_B^2$  findet sich innerhalb der Variablen *gof*. Abbildung A - 1 zeigt exemplarisch die Methodik zur Bestimmung des Kraftstoßes  $I_{sim}$  unter Verwendung des Verlaufes der Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$  über der Zeit  $t$  (Parameter: Amplitude =  $5^\circ$ ,  $f = 0,48$  Hz, Anzahl Effortmodule = 1).



**Abbildung A - 1:** Exemplarische Darstellung der Ermittlung des Kraftstoßes  $I_{sim}$

Abbildung A - 1 zeigt, dass die Simulationswerte adäquat durch den Annäherungstyp SMOOTHING SPLINE dargestellt werden. Das hohe Bestimmtheitsmaß  $R_B^2$  zeigt an, dass die mittels SMOOTHING SPLINE erzeugte Polygonzug-Funktion fast 100 % der Varianz der Simulationswerte erklärt. Die untere Abbildung von Abbildung A - 1 zeigt abschließend zur visuellen Kontrolle den von  $\varphi(t)$  auf eine Periode  $T$  begrenzten Bereich der Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$ , aus welchem der Kraftstoß  $I_{sim}$  mittels der Trapez-Methode gebildet wird.



## A - II Untersuchung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 in ADAMS® VIEW

Innerhalb dieses Kapitels werden die in Tabelle A - 3 dargelegten Modelle 1-AD, 2-AD und 3-AD untersucht. Der Aufbau der Modelle wird hierbei am Beispiel des Modells 2-AD in [119] beschrieben. Ziel der Simulation ist es, die Ergebnisse, welche mittels der Simulationssoftware SOLIDWORKS® MOTION erzielt wurden, zu überprüfen.

**Tabelle A - 3:** Mittels ADAMS® VIEW untersuchte Modelle

Modellnummer	Simulationsumgebung	Aufbau
1-AD	ADAMS® VIEW	1 Basisstruktur, 1 Effektormodul, 1 Flosse
2- AD	ADAMS® VIEW	1 Basisstruktur, 2 Effektormodule, 1 Flosse
3- AD	ADAMS® VIEW	1 Basisstruktur, 3 Effektormodule, 1 Flosse

Tabelle A - 4 fasst die nachfolgend innerhalb der Modelle 1-AD, 2-AD und 3-AD variierten Parameter zusammen.

**Tabelle A - 4:** Innerhalb der Simulationsumgebung ADAMS® VIEW variierte Parameter

Modellnummer	Amplitude A	Frequenz f in Hz	Federsteifigkeit c in N/mm
1- AD	5°, 10°, 15°, 20°	0,48; 0,80; 1,11	-
2- AD	5°, 10°, 15°, 20°	0,48; 0,80; 1,11	0,09 – 1,0
3- AD	5°, 10°, 15°, 20°	0,48; 0,80; 1,11	Zwischen Modul 1 und 2: 0,05 – 0,5 Zwischen Modul 2 und 3: 0,005 – 0,05

### Ziel der Simulation

Gemäß der Darstellung in Kapitel 5 erfolgt die Analyse und die Auswertung des sich nach der Einschwingphase durch Oszillation der federnd verkoppelten Starrkörperelemente in Abhängigkeit der Parameter Amplitude A, Frequenz f, Federsteifigkeit c und Effektormodulanzahl  $n_E$  ergebende maximale und minimale Drehmoment  $M_{Max}$  und  $M_{Min}$ . Zudem werden die Lagerreaktionskräfte der Modelle 1-AD, 2-AD und 3-AD aufgenommen. Aufgrund der Modellorientierung sind in ADAMS® VIEW die Lagerreaktionskräfte  $F_{Lx}(t)$  auszuwerten. Die anschließende Bildung der aus den Zeit-Lagerreaktionskraft-

Verläufen resultierenden Kraftstößen  $I_{sim}$  ermöglicht eine Bewertung des Bewegungsverhaltens des Modells der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0.

## Simulationsdurchführung

Nachfolgend werden die in Tabelle A - 4 dargelegten Parameter variiert. Die sich in Abhängigkeit dieser Parameter ergebenden Zeit-Drehmoment- sowie Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe werden gespeichert und ausgewertet. Zur Begrenzung der Größe der Simulationsdateien werden die Zeit-Momenten- und Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe nachfolgend über eine Dauer von 5 s aufgenommen und untersucht.

## Auswertung des Modells 1-Ad

### Auswertung des maximalen und minimalen Drehmomentes

Die sich aus der Variation der Parameter A und f ergebenden Drehmomente  $M_{Max}$  und  $M_{Min}$  im eingeschwungenen Zustand fasst Tabelle A - 5 zusammen.

**Tabelle A - 5:** Auswertung des Drehmoments  $M_{Max}$  und  $M_{Min}$  bei Variation der Frequenz f und der Amplitude A, Modell 2-AD

Amplitude in °	Frequenz f in Hz	Maxima und Minima des Drehmomentes M(t) in Nmm	
5	0,48	$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 0,40$
10		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 1,37$
15		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 2,99$
20		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 5,26$
Amplitude in °	Frequenz f in Hz	Maxima und Minima des Drehmomentes M(t) in Nmm	
5	0,8	$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 1,11$
10		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 3,81$
15		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 8,31$
20		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 14,62$
Amplitude in °	Frequenz f in Hz	Maxima und Minima des Drehmomentes M(t) in Nmm	
5	1,11	$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 2,17$
10		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 7,47$
15		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 16,30$
20		$M_{Max} / M_{Min}$	$\approx \pm 28,63$

Die sich ergebenden Zeit-Drehmoment-Verläufe des Modells 1-AD bei verschiedenen Frequenzen f zeigen Abbildung A - 2 und Abbildung A - 3. Zum Vergleich der Ergebnisse des Modells 1-AD sind die Verläufe des Modells 1-Sw ebenfalls abgebildet.

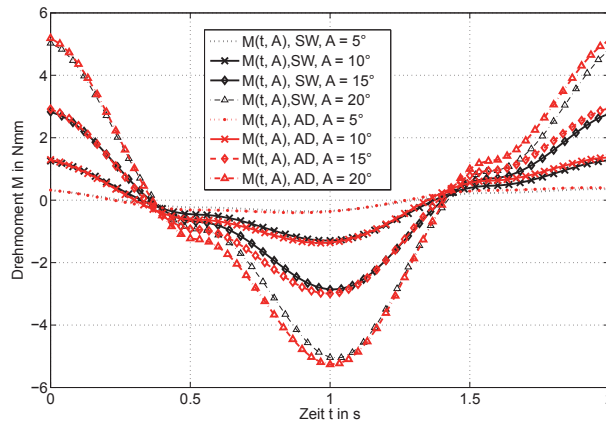


Abbildung A - 2: Erforderliches Drehmoment  $M(t, A)$  bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz

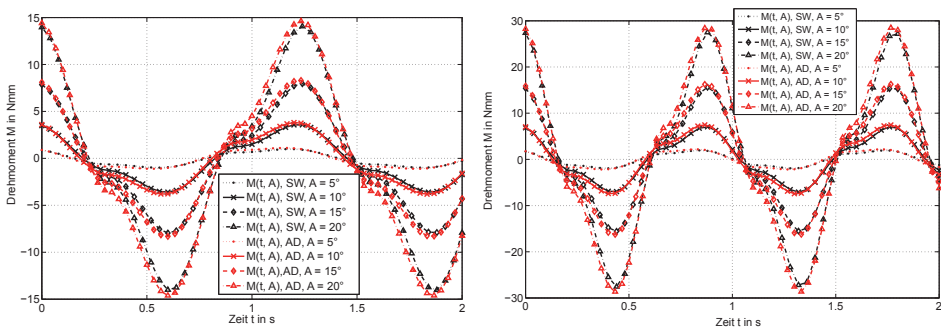


Abbildung A - 3: Erforderliches Drehmoment  $M(t, A)$  bei einer Frequenz  $f = 0,80$  Hz (links) und  $f = 1,11$  Hz (rechts)

Die Auswertung des Modells 1-AD zeigt, dass sowohl bei Zunahme der Amplitude  $A$  von  $5^\circ$  auf  $20^\circ$  als auch bei einem Anstieg der Frequenz  $f$  von  $0,48$  Hz auf  $1,11$  Hz das für die Oszillation des Effektormoduls benötigte Drehmoment  $M(t)$  ansteigt. Der Maximalwert liegt mit ca.  $29$  Nm erwartungsgemäß bei  $A = 20^\circ$  und  $f = 1,11$  Hz. Die Untersuchung innerhalb der Simulationsumgebung ADAMS® VIEW zeigt zudem, dass der Verlauf des Drehmoments, welcher in Abschnitt 5.6.1 für das Modell 1-Sw dargestellt ist, durch das Modell 1-AD für alle Varianten von  $A$  und  $f$  bestätigt wird. So liegen nicht nur die Minima und Maxima in unmittelbarer Nähe (vgl. Abbildung A - 2, Abbildung A - 4, sowie Tabelle A - 5); auch der charakteristische Verlauf des Drehmomentes  $M(t)$  infolge der wirkenden Widerstandskraft  $F_w(t)$  wird wiedergegeben. Die Differenzen zwischen den mit SOLIDWORKS® MOTION bzw. ADAMS® VIEW ermittelten Verläufen ist auf die numerischen Lösungsverfahren innerhalb der Programme zurückzuführen,

weswegen es zu keiner absoluten Übereinstimmung kommen kann. Zudem sind die Modelle 1-SW und 1-AD infolge des Nachbaus des Modells innerhalb von ADAMS® VIEW aufgrund fehlender Lizenzen nicht vollständig identisch, da hier ADAMS® VIEW als Mehrkörpersimulations-Programm nicht die Möglichkeiten eines CAD-Programms wie SOLIDWORKS® bietet (z.B. bei der Gestalt der Federbefestigungspunkte).

**Auswertung der Lagerreaktionskraft und Berechnung des Kraftstoßes**

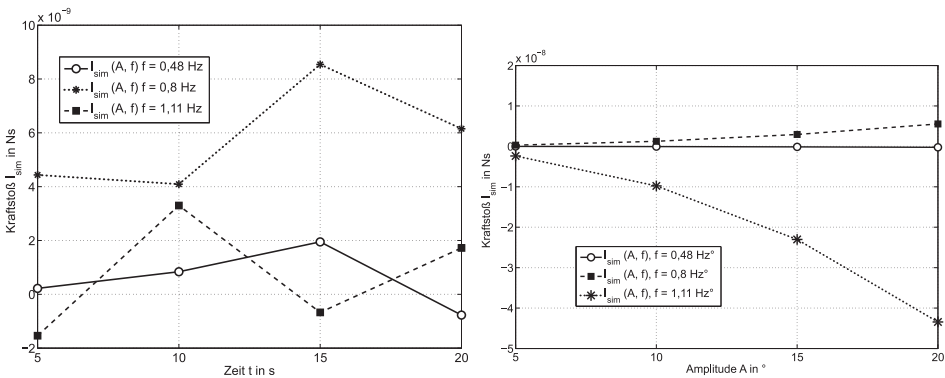
Gemäß der in Anhang A - I dargelegten Vorgehensweise erfolgt die Berechnung des Kraftstoßes  $I_{sim}$  aus den Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufen zur Bewertung des Bewegungsverhaltens des Modells 1-AD im eingeschwingenen Zustand. Die Auswertung der Lagerreaktionskraft  $F_{Lx}(t)$  und den resultierendem Kraftstoß  $I_{sim}$  für 1- AD bei  $f = 0,48$  Hz, 0,8 Hz und 1,11 Hz zeigt Tabelle A - 6.

**Tabelle A - 6:** Lagerreaktionskraft  $F_{Lx}(t)$  und Kraftstoß  $I_{sim}$  bei Variation der Frequenz  $f$  und der Amplitude  $A$

Amplitude in °	Frequenz f in Hz	Maxima und Minima der Lagerreaktionskraft $F_{Lx}(t)$ in N		Kraftstoß $I_{sim}$ in Ns	
5	0,48	$F_{Lx Max} / F_{Lx Min}$	$\approx \pm 0,00021$	$I_{sim}$	$2,21E-10 \approx 0$
				$R_B^2$	1,0000
		$F_{Lx Max} / F_{Lx Min}$	$\approx \pm 0,00083$	$I_{sim}$	$8,39E-10 \approx 0$
				$R_B^2$	1,0000
15	0,48	$F_{Lx Max} / F_{Lx Min}$	$\approx \pm 0,0019$	$I_{sim}$	$1,95E-09 \approx 0$
				$R_B^2$	1,0000
20	0,48	$F_{Lx Max} / F_{Lx Min}$	$\approx \pm 0,0033$	$I_{sim}$	$-7,71E-10 \approx 0$
				$R_B^2$	1,0000
Amplitude in °	Frequenz f in Hz	Maxima und Minima der Lagerreaktionskraft $F_{Lx}(t)$ in N		Kraftstoß $I_{sim}$ in Ns	
5	0,80	$F_{Lx Max} / F_{Lx Min}$	$\approx \pm 0,00058$	$I_{sim}$	$4,44E-09 \approx 0$
				$R_B^2$	1,0000
		$F_{Lx Max} / F_{Lx Min}$	$\approx \pm 0,0023$	$I_{sim}$	$4,09E-09 \approx 0$
				$R_B^2$	1,0000
15	0,80	$F_{Lx Max} / F_{Lx Min}$	$\approx \pm 0,0051$	$I_{sim}$	$8,54E-09 \approx 0$
				$R_B^2$	1,0000
20	0,80	$F_{Lx Max} / F_{Lx Min}$	$\approx \pm 0,0091$	$I_{sim}$	$6,15E-09 \approx 0$
				$R_B^2$	1,0000
Amplitude in °	Frequenz f in Hz	Maxima und Minima der Lagerreaktionskraft $F_{Lx}(t)$ in N		Kraftstoß $I_{sim}$ in Ns	
5	1,11	$F_{Lx Max} / F_{Lx Min}$	$\approx \pm 0,0011$	$I_{sim}$	$-1,54E-09 \approx 0$
				$R_B^2$	1,0000
		$F_{Lx Max} / F_{Lx Min}$	$\approx \pm 0,0045$	$I_{sim}$	$3,30E-09 \approx 0$
				$R_B^2$	1,0000
15	1,11	$F_{Lx Max} / F_{Lx Min}$	$\approx \pm 0,010$	$I_{sim}$	$-6,73E-10 \approx 0$
				$R_B^2$	1,0000
20	1,11	$F_{Lx Max} / F_{Lx Min}$	$\approx \pm 0,018$	$I_{sim}$	$1,72E-09 \approx 0$
				$R_B^2$	1,0000

Die Betrachtung von Tabelle A - 6 zeigt, dass sowohl mit steigender Amplitude  $A$  als auch mit wachsender Frequenz  $f$  die Maxima der Lagerreaktionskraft zunehmen. Damit bestätigt das Modell 1-AD auch hier die Vorhersage des Modells 1-SW (vgl. Abschnitt 5.6.1). Die Darstellung der Kraftstöße  $I_{sim}$  bei Variation von  $A$  und  $f$  zeigt Abbildung A - 4:





**Abbildung A - 4:** links: Kraftstoß  $I_{sim}$  bei Variation von  $A$  und  $f$ , Modell 1-Sw, rechts: Kraftstoß  $I_{sim}$  bei Variation von  $A$  und  $f$ , Modell 1-Ad

Abbildung A - 4 zeigt, dass  $I_{sim}$  für sämtliche Variationen von  $A$  und  $f$  gegen 0 geht und das Modell 1-AD somit keine Bewegung generiert. Damit wird die Aussage, des Modells 1-Sw bestätigt: Infolge des starren Aufbaus sowie der symmetrischen Oszillation kann sich weder bei Modell 1-Sw noch bei 1-AD ein Phasenversatz ausbilden, welcher für eine gerichtete Bewegung sorgt. Der geringe Unterschied der Modelle 1-Sw und 1-AD beim jeweiligen Wert des Kraftstoßes  $I_{sim}$  ist der Verwendung numerischer Solver innerhalb der Simulationsumgebungen SOLIDWORKS® MOTION und ADAMS® VIEW geschuldet sowie der nicht vollständigen Übereinstimmung der Modelle infolge fehlender Lizenzen.

## Auswertung des Modells 2-Ad

### Auswertung des maximalen und minimalen Drehmomentes

Untersucht und ausgewertet wird erneut das sich nach Einschwingphase ergebende maximale und minimale Drehmoment  $M_{Max}/M_{Min}$  in Abhängigkeit der Parameter Amplitude  $A$ , der Frequenz  $f$  und der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  bei einer Effektormodulanzahl  $n_E = 2$ . Ebenfalls erfolgen die Aufnahme der Lagerreaktionskräfte  $F_{Lx}(t)$  und die anschließende Bildung der aus den Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufen resultierenden Kraftstöße  $I_{sim}$ . Analog zum Modell 2-Sw wird zu Beginn der Untersuchung das Resonanzverhalten der schwingenden Mehrkörperstruktur anhand des zeitabhängigen Winkels  $\varphi_2(t)$  analysiert. Die untersuchte Dauer beträgt 20 s.

**Tabelle A - 7:** Auswertung der Untersuchung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi_2(t)$  bei Variation von Amplitude A, Frequenz f und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$ , Modell 2-AD  
 Rot = Aufschwingen der Konfiguration

Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Federsteifigkeit $c_1 = c_2$ in N/mm							
		0,09	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,8	1,0
0,48	5	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$
	10	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$
	15	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$
	20	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$
0,8	5	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$
	10	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$
	15	$\varphi_2(t) \uparrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$
	20	$\varphi_2(t) \uparrow$	$\varphi_2(t) \uparrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$
1,11	5	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$
	10	$\varphi_2(t) \uparrow$	$\varphi_2(t) \uparrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$
	15	$\varphi_2(t) \uparrow$	$\varphi_2(t) \uparrow$	$\varphi_2(t) \uparrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$
	20	$\varphi_2(t) \uparrow$	$\varphi_2(t) \uparrow$	$\varphi_2(t) \uparrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$	$\varphi_2(t) \rightarrow$

Tabelle A - 7 zeigt, dass die Auslenkung  $\varphi_2(t)$  und damit die Auslenkung des Effektormoduls 2 mit wachsender Amplitude A und Frequenz f zunimmt. Mit steigender Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  hingegen nimmt  $\varphi_2(t)$  ab. Somit sind diejenigen Bereiche für eine Kollision besonders gefährdet, bei denen Amplitude und Frequenz groß und die Federsteifigkeit c gering ist. Im vorliegenden Fall erfolgt eine Kollision für die rot eingefärbten Konfigurationen, beispielsweise A = 10° bis 20°, f = 1,11 Hz sowie c = 0,09 N/mm und c = 0, 1 N/mm.

Die sich bei Simulation des Modells 2-AD ergebenden Unterschiede beim resultierenden Drehmoment in Abhängigkeit der variierten Parameter Amplitude A, Frequenz f und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  fasst Tabelle A - 8 zusammen. Die vernachlässigte Einschwingphase beträgt 0,5 s.

**Tabelle A - 8:** Drehmoment  $M_{Max}/M_{Min}(c, A)$  in Nmm im eingeschwungenen Zustand bei einer Frequenz f = 0,48 Hz, Modell 2-AD

Amp. in °	Drehmoment	$c_1 = c_2 = 0,09$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,1$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,2$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,3$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,4$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,5$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,8$ N/mm	$c_1 = c_2 = 1,0$ N/mm
5	$M_{Max}/M_{Min}$	±1,28	±1,32	±1,34	±1,27	±1,28	±1,31	±1,36	±1,82
10	$M_{Max}/M_{Min}$	±4,22	±4,30	±4,56	±4,59	±4,63	±4,62	±4,63	±4,65
15	$M_{Max}/M_{Min}$	±8,61	±8,77	±9,70	±9,94	±10,10	±10,10	±10,16	±10,14
20	$M_{Max}/M_{Min}$	±14,20	±14,47	±16,40	±17,10	±17,46	±17,60	±17,86	±17,83

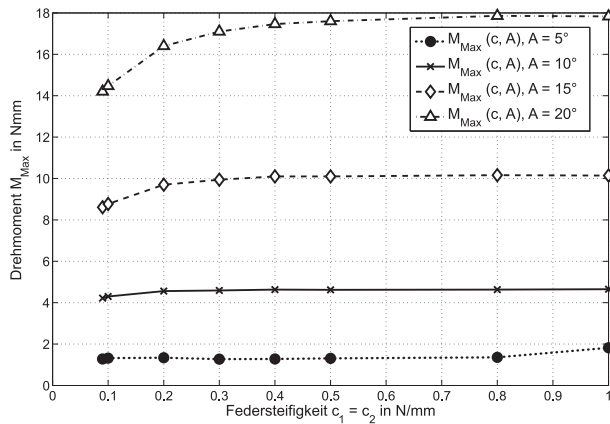


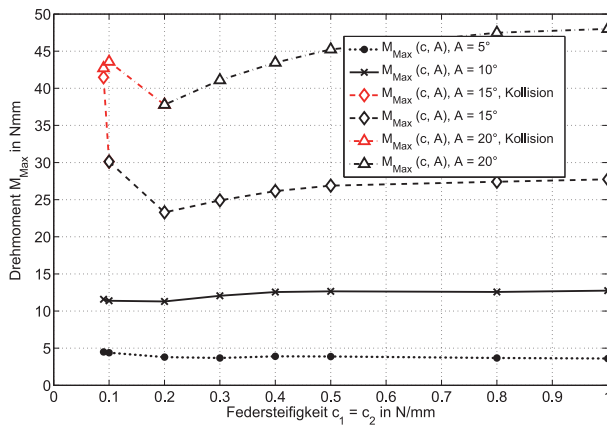
Abbildung A - 5: Erforderliches Drehmoment  $M_{Max}(c, A)$  bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz, Modell 2-Ad

Tabelle A - 8 und Abbildung A - 5 zeigen, dass mit steigender Amplitude  $A$  das erforderliche maximale Drehmoment  $M_{Max}$  innerhalb der Simulationsumgebung ADAMS® VIEW zunimmt. Dabei ist auffällig, dass für die Amplituden  $A = 5^\circ$  und  $A = 10^\circ$  fast keine Änderung des erforderlichen maximalen Drehmomentes  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand zu beobachten ist, der Wert liegt für  $A = 5^\circ$  bei  $\approx 1,3$  Nmm und für  $A = 10^\circ$  bei  $\approx 4,1$  Nmm. Hingegen steigt für die Amplituden  $A = 15^\circ$  und  $A = 20^\circ$  das erforderliche maximale Drehmoment  $M_{Max}$  im Bereich  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm bis  $c_1 = c_2 = 0,4$  N/mm deutlicher an als im Bereich  $c_1 = c_2 = 0,4$  N/mm bis  $c_1 = c_2 = 1,0$  N/mm. So beträgt für  $A = 20^\circ$  das erforderliche maximale Drehmoment bei  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm  $\approx 14$  Nmm, es steigt bis auf  $\approx 17$  Nmm bei  $c_1 = c_2 = 0,4$  N/mm an und nimmt dann nur noch leicht auf 17,8 Nmm bei  $c_1 = c_2 = 1,0$  N/mm zu. Damit ist der Verlauf des Drehmomentes  $M_{Max}$  für alle untersuchten Varianten der Amplitude  $A$  und der Frequenz  $f = 0,48$  Hz mit den innerhalb der Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION erzielten Ergebnissen vergleichbar (vgl. Abschnitt 5.6.2). Die Auswertung des erforderlichen Drehmomentes  $M_{Max}$  bei einer Frequenz  $f = 0,8$  Hz fasst Tabelle A - 9 zusammen. Die vernachlässigte Einschwingphase beträgt erneut 0,5 s.

**Tabelle A - 9:** Erforderliches Drehmoment  $M_{Max}/M_{Min}(c, A)$  in Nmm im eingeschwungenen Zustand, bei einer Frequenz  $f = 0,80$  Hz, Modell 2-AD, rot dargestellt sind Konfigurationen, bei denen Resonanzeffekte auftreten

Amp. in °	Drehmoment	$c_1 = c_2 = 0,09$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,1$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,2$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,3$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,4$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,5$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,8$ N/mm	$c_1 = c_2 = 1,0$ N/mm
	$M_{Max}/M_{Min}$	±4,50	±4,39	±3,80	±3,68	±3,90	±3,88	±3,68	±3,61
	$M_{Max}/M_{Min}$	±11,58	±11,38	±11,29	±12,06	±12,56	±12,66	±12,57	±12,75
	$M_{Max}/M_{Min}$	±41,48	±30,12	±23,29	±24,91	±26,15	±26,89	±27,41	±27,74
	$M_{Max}/M_{Min}$	±42,71	±43,58	±37,79	±41,09	±43,45	±45,24	±47,49	±48,00

Abbildung A - 6 fasst die sich in Abhängigkeit der Amplitude A und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  ergebenden maximalen Drehmomente  $M_{Max}$  zusammen.



**Abbildung A - 6:** Erforderliches Drehmoment  $M_{Max}(c, A)$  bei einer Frequenz  $f = 0,80$  Hz, Modell 2-AD

Abbildung A - 6 und Tabelle A - 9 lassen erkennen, dass für die Amplituden  $A > 5^\circ$  der Wert des maximalen Drehmomentes  $M_{Max}$  ausgehend von  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm zunächst auf ein lokales Minimum bei  $c_1 = c_2 = 0,2$  N/mm absinkt und anschließend bis  $c_1 = c_2 = 1,0$  N/mm wieder ansteigt. Damit bestätigt das Modell 2-AD erneut die Aussage des Modells 2-Sw.

Diejenigen Konfigurationen, welche eine Kollision der federnd verkoppelten Starrkörperelemente verursachen sind:

- a)  $A = 20^\circ, c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm
- b)  $A = 20^\circ, c_1 = c_2 = 0,1$  N/mm
- c)  $A = 15^\circ, c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm

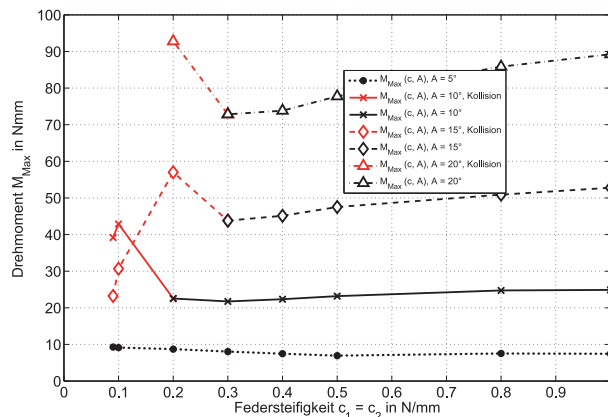
Dabei werden Konfiguration a) und b) ebenfalls durch das Modell 2-Sw vorhergesagt. Der Grund für die zusätzliche Konfiguration c), welche ein Aufschwingen der Effektor-module infolge von Resonanzeffekten hervorruft, ist auf den Unterschied im Modellaufbau infolge fehlender Lizenzen zurückzuführen (vgl. auch [118]).

Die Auswertung des erforderlichen Drehmomentes  $M_{Max}$  bei einer Frequenz  $f = 1,11$  Hz stellt Tabelle A - 10 dar. Die nicht betrachtete Einschwingphase beträgt erneut 0,5 s.

**Tabelle A - 10:** Erforderliches Drehmoment  $M_{Max}/M_{Min}$  (c, A) in Nmm im eingeschwungenen Zustand bei einer Frequenz  $f = 1,11$  Hz, Modell 2-AD, rot dargestellt sind Konfigurationen, bei denen Resonanzeffekte auftreten

Amp. in °	Drehmoment	$c_1 = c_2 = 0,09$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,1$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,2$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,3$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,4$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,5$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,8$ N/mm	$c_1 = c_2 = 1,0$ N/mm
5	$M_{Max}/M_{Min}$	±9,28	±9,14	±8,72	±8,05	±7,47	±6,94	±7,53	±7,44
10	$M_{Max}/M_{Min}$	39,18	42,91/ -84,80	±22,54	±21,74	±22,34	±23,19	±24,74	±24,90
15	$M_{Max}/M_{Min}$	23,24/ -40,82	30,69/ -50,61	57,01/ -51,84	±43,81	±45,13	±47,53	±50,90	±52,80
20	$M_{Max}/M_{Min}$	-	-	92,78	±72,84	±73,84	±77,76	±85,87	±89,23

Abbildung A - 7 fasst die sich in Abhängigkeit der Amplitude A und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  ergebenden maximalen Drehmomente  $M_{Max}$  zusammen.



**Abbildung A - 7:** Erforderliches Drehmoment  $M_{Max}(c, A)$  bei einer Frequenz  $f = 1,11$  Hz, Modell 2-AD, rot dargestellt sind Konfigurationen, bei denen Resonanzeffekte auftreten

Die Analyse der Variation der Amplitude und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  bei einer Frequenz  $f = 1,11$  Hz unterstreicht die in Tabelle A - 7 dargestellte Tendenz, dass Konfigurationen, bei denen Kollisionen auftreten, insbesondere diejenigen sind, bei welchen die Werte Amplitude und Frequenz groß und der Wert der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  gering sind. Dabei

ist das erforderliche Drehmoment  $M_{Max}$  für einige kollisionsverursachende Konfigurationen erneut höher als für die restlichen Varianten mit vergleichbaren Parametern. Infolge der erhöhten Frequenz  $f$  verschiebt sich ferner der Wert des lokalen Minimums des Drehmomentes  $M_{Max}$ . Dieses beträgt  $\approx 7,0$  Nmm für  $A = 5^\circ$  ( $c_1 = c_2 = 0,5$  N/mm). Für  $A = 10^\circ$  bis  $A = 20^\circ$  liegt das lokale Minimum  $M_{Max}$  bei  $c_1 = c_2 = 0,3$  N/mm (maximales Drehmoment  $M_{Max}$  für  $A = 10^\circ$ : 21,74 Nmm, maximales Drehmoment  $M_{Max}$  für  $A = 15^\circ$ : 43,81 Nmm, maximales Drehmoment  $M_{Max}$  für  $A = 20^\circ$ : 72,84). Erneut sind die Maxima und Minima für alle Amplituden und Federsteifigkeiten vergleichbar mit den Ergebnissen des Modell 2-Sw (vgl. Abschnitt 5.6.2).

### Auswertung der Lagerreaktionskraft und Berechnung des Kraftstoßes

Die aus der Auswertung der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe resultierenden Kraftstöße  $I_{sim}$  in Abhängigkeit von Amplitude  $A$ , Frequenz  $f$  und Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  zeigt Tabelle A - 11. Die Auswertung findet für den eingeschwungenen Zustand statt.

**Tabelle A - 11:** Kraftstoß  $I_{sim}$ , Modell 2-AD, Variation der Amplitude  $A$ , der Frequenz  $f$  und der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$ , rot dargestellt sind Konfigurationen, bei denen Resonanzeffekte auftreten

Frequenz $f$ in Hz	Amplitude $A$ in °	$c_1 = c_2 = 0,09$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,1$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,2$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,3$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,4$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,5$ N/mm	$c_1 = c_2 = 0,8$ N/mm	$c_1 = c_2 = 1,0$ N/mm
0,48	5	-1,06E-05	-6,98E-06	-7,71E-07	-8,29E-07	-7,85E-07	-7,03E-07	-4,33E-07	-1,49E-06
	$R_{a2}$	0,9988	0,9991	0,9998	0,9996	0,9993	0,9992	0,9982	0,9964
0,48	10	-2,85E-04	-2,24E-04	-3,48E-05	-1,74E-05	-1,40E-05	-1,20E-05	-7,51E-06	-6,66E-06
	$R_{a2}$	0,9998	0,9991	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	0,9994	0,9990
0,48	15	-1,41E-03	-1,22E-03	-2,61E-04	-1,09E-04	-7,74E-05	-6,36E-05	-4,38E-05	-3,54E-05
	$R_{a2}$	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9992	0,9996
0,48	20	-4,45E-03	-3,69E-03	-9,94E-04	-4,15E-04	-2,47E-04	-1,98E-04	-1,19E-04	-1,08E-04
	$R_{a2}$	0,9999	0,9997	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9998
0,80	5	-1,93E-04	-1,77E-04	-3,93E-05	-8,68E-06	-2,92E-06	-1,29E-06	-1,30E-06	-1,65E-06
	$R_{a2}$	0,9997	0,9998	0,9999	0,9999	0,9985	0,9996	0,9989	0,9978
0,80	10	-2,23E-03	-1,90E-03	-7,90E-04	-3,18E-04	-1,60E-04	-6,57E-05	-2,97E-05	-2,58E-05
	$R_{a2}$	0,9995	0,9985	0,9996	0,9991	0,9998	0,9999	0,9946	0,9995
0,80	15	-1,55E-02	-1,05E-02	-3,43E-03	-1,87E-03	-8,98E-04	-7,40E-04	-2,20E-04	-1,43E-04
	$R_{a2}$	0,9537	0,9992	0,9998	0,9996	0,9997	0,9997	0,9996	0,9998
0,80	20	-3,99E-02	-3,76E-02	-9,58E-03	-5,94E-03	-3,41E-03	-2,43E-03	-8,15E-04	-6,05E-04
	$R_{a2}$	0,9816	0,9686	0,9997	0,9997	0,9998	0,9998	0,9997	0,9993
1,11	5	-6,26E-04	-4,98E-04	-2,57E-04	-1,41E-04	-7,94E-05	-7,35E-05	-5,31E-05	-4,74E-05
	$R_{a2}$	0,9983	0,9974	0,9988	0,9992	0,9991	0,9992	0,9987	0,9871
1,11	10	-2,10E-02	-2,14E-02	-2,65E-03	-1,47E-03	-1,18E-03	-7,57E-04	-3,73E-04	-1,79E-04
	$R_{a2}$	0,9639	0,9731	0,9989	0,9992	0,9992	0,9993	0,9992	0,9989
1,11	15	-2,62E-02	-3,83E-02	-1,99E-02	-6,37E-03	-4,75E-03	-3,72E-03	-1,77E-03	-9,51E-04
	$R_{a2}$	0,9845	0,9792	0,9957	0,9989	0,9994	0,9994	0,9993	0,9993
1,11	20	-	-	-6,07E-02	-2,31E-02	-1,19E-02	-1,00E-02	-4,88E-03	-3,85E-03
	$R_{a2}$	-	-	0,9602	0,9966	0,9990	0,9992	0,9993	0,9994

Die Auswertung des Wertes des Kraftstoßes  $I_{sim}$  in Tabelle A - 11 zeigt, dass für fast alle untersuchten Konfigurationen des Modells 2-AD ein negativer Kraftstoß  $I_{sim}$  erzielt wird. Das Modell würde somit bei Freigabe des festen Lagers in Richtung der Abszisse vorwärts schwimmen. Damit bestätigt das Modell 2-AD die Aussage des Modells 2-Sw.

Einzige Ausnahme ist der Kraftstoß  $I_{sim}$  für die Parameter  $f = 1,11$  Hz,  $A = 10^\circ$  und  $c = 1,0$  Hz. Hier sagt das Modell 2-Sw einen positiven Kraftstoß voraus (negatives Vorzeichen = gewünschte Bewegungsrichtung); das Modell 2-AD lässt somit aufgrund des positiven Vorzeichens ein undefiniertes Bewegungsverhalten erwarten. Der Betrag des Kraftstoßes  $I_{sim}$  ist sowohl in Modell 2-Sw als auch in Modell 2-AD sehr gering. Abbildung A - 8 bis Abbildung A - 10 zeigen die sich ergebenden Verläufe des Kraftstoßes  $I_{sim}$  in Abhängigkeit der Parameter  $A$ ,  $f$  und  $c_1 = c_2$ .

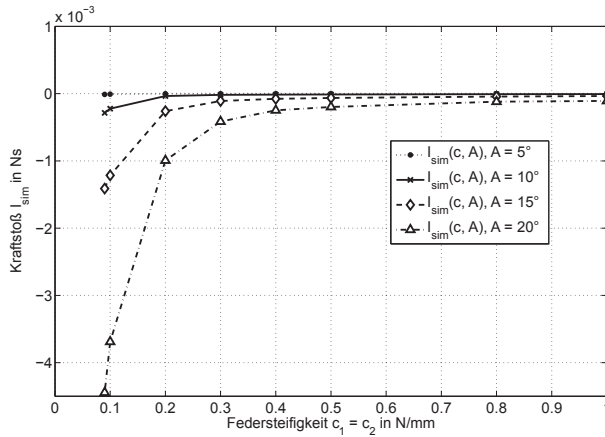


Abbildung A - 8: Kraftstoß  $I_{sim}(c, A)$ , Modell 2-Ad, bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz

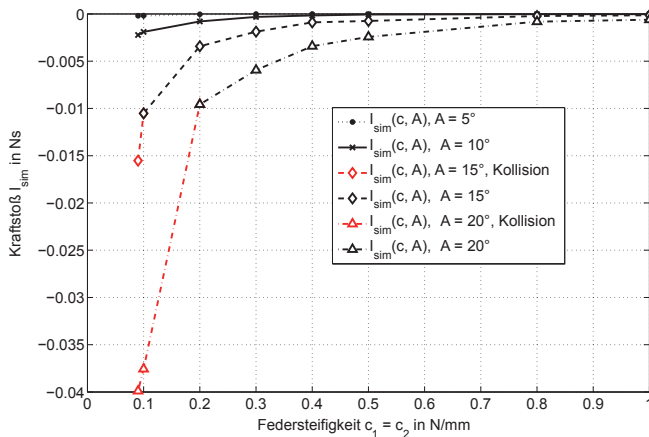


Abbildung A - 9: Kraftstoß  $I_{sim}(c, A)$ , Modell 2-Ad, bei einer Frequenz  $f = 0,80$  Hz

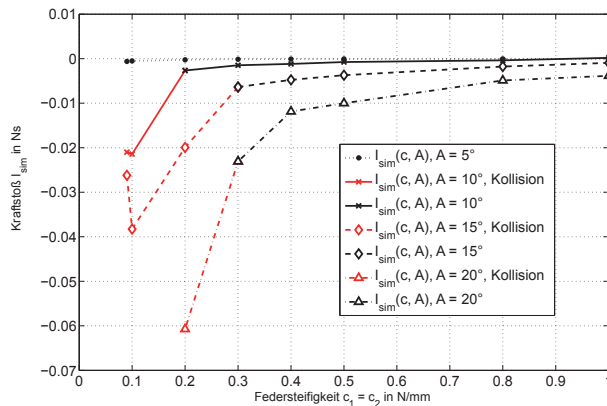


Abbildung A - 10: Kraftstoß  $I_{\text{sim}}(c, A)$ , Modell 2-Ad, bei einer Frequenz  $f = 1,11$  Hz

Die Analyse des Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  des Modells 2-AD zeigt, dass der Betrag des Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  bei steigender Amplitude  $A$  und zunehmender Frequenz  $f$  wächst. Dies ist der Zunahme der negativen Anteile der Lagerreaktionskraft  $F_{Lx}(t)$  je Periode  $T$  geschuldet. Bei steigender Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  hingegen sinkt der Betrag des Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$ , es findet eine Zunahme der positiven Anteile der Lagerreaktionskraft  $F_{Lx}(t)$  je Periode  $T$  statt.

Bei Vernachlässigung derjenigen Konfigurationen, welche eine Kollision hervorrufen, erfolgt nachfolgend die Betrachtung der frequenzabhängigen Minima: Bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz tritt das lokale Minima aller untersuchten Parametervariationen bei  $A = 20^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm auf, hier ist der Kraftstoß  $I_{\text{sim}}$  je Periode  $T$  am größten, er beträgt  $-4,45 \cdot 10^{-3}$  Ns (Minimum des Modell 2-SW für  $f = 0,48$  Hz:  $A = 20^\circ$ ,  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm,  $I_{\text{sim}} = -3,35 \cdot 10^{-3}$  Ns). Die Konfigurationen der Frequenz  $f = 0,80$  Hz weist das Minimum bei  $A = 15^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 0,1$  N/mm auf, der Kraftstoß  $I_{\text{sim}}$  beträgt  $-1,05 \cdot 10^{-2}$  Ns (Minimum des Modells 2-SW für  $f = 0,80$  Hz bei  $A = 15^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm:  $I_{\text{sim}} = -7,13 \cdot 10^{-3}$  Ns).

Bei der Frequenz  $f = 1,11$  Hz liegt das Minimum des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  bei  $A = 20^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 0,3$  N/mm, er beträgt  $-2,31 \cdot 10^{-2}$  (Minimum des Modells 2-SW für  $f = 1,11$  Hz:  $A = 20^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 0,3$  N/mm,  $I_{\text{sim}} = -1,53 \cdot 10^{-2}$  Ns).

## Einordnung der Ergebnisse des Modells 2-Ad

Der Vergleich des Modells 2-SW mit dem Modell 2-AD zeigt, dass bei Variation der Parameter Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  des singulären Aktuators und der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  zwischen den beiden Starrkörperelementen mit zunehmender Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  das Moment  $M_{\text{Max}}$  ansteigt. Dabei stellen Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  des



singulären Aktuators diejenigen Parameter dar, welche das erforderliche Moment  $M_{Max}$  maßgeblich beeinflussen. Das Modell 2-AD bestätigt hierbei die durch das Modell 2-Sw vorhergesagten Ergebnisse, die Verläufe des jeweils erforderlichen Drehmomentes  $M_{Max}$  sind vergleichbar. Der Unterschied im ermittelten Drehmoment  $M_{Max}$  zwischen identischen Konfigurationen der beiden Modelle beträgt maximal ca. 8 Nmm (Konfiguration  $f = 1,11$  Hz,  $A = 20^\circ$ ,  $c = 1,0$  N/mm) und ist auf die geringfügigen konstruktiven Unterschiede der Modelle infolge der fehlenden Lizenz zurückzuführen.

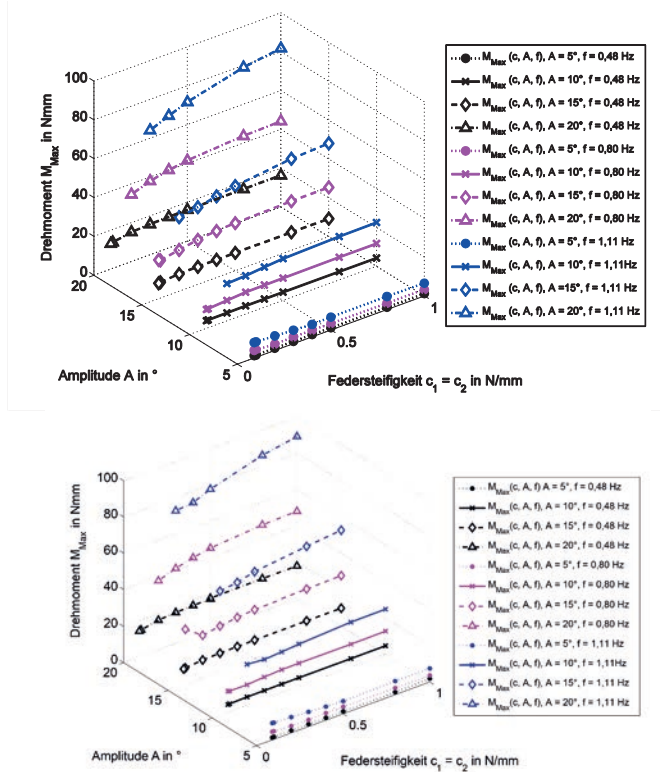
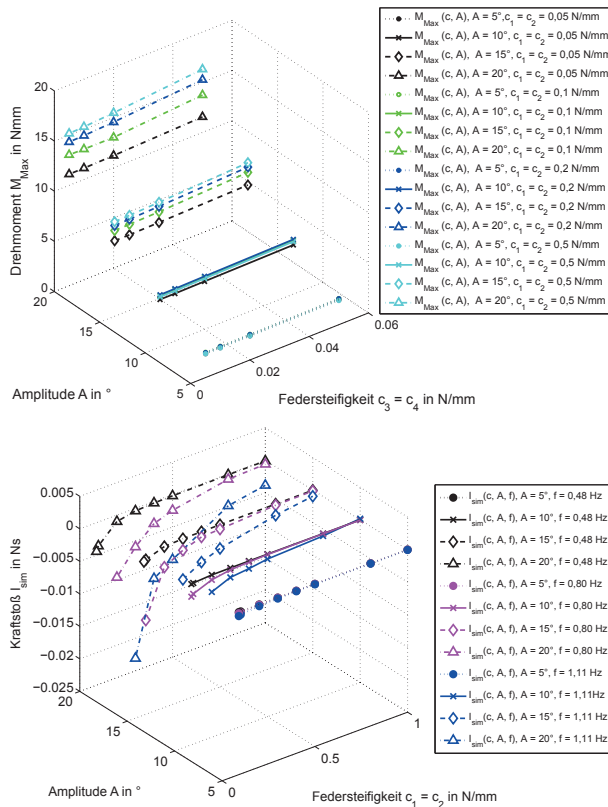


Abbildung A - 11: Vergleich des erforderlichen Drehmomentes der Modelle 2-Sw (oben) und 2-AD (unten) bei Variation von Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  sowie Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$

Die in Abbildung A - 11 dargestellte Zusammenfassung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  im eingeschwungenen Zustand bei Variation der Parameter Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  des singulären Aktuators und der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  zwischen den beiden Starrkörperelementen zeigt, dass mit zunehmender Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$   $I_{sim}$  betragsmäßig in beiden Modellen zunimmt. Das negative Vorzeichen zeigt dabei die Richtung des Kraftstoßes gemäß Tabelle 12 Kapitel 5 an und bedeutet, dass die Summe

der über eine Periode  $T$  erzeugten Lagerreaktionskräfte eine Bewegung des Modells in die gewünschte Vorwärtsrichtung erzeugt. Die Ausnahme stellt die bereits beschriebene Konfiguration  $f = 1,11 \text{ Hz}$ ,  $A = 10^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 1,0 \text{ Hz}$  des Modells 2- AD dar.

Insgesamt wird dabei der durch das Modell 2-Sw vorhergesagte Verlauf des Kraftstoßes  $I_{sim}$  durch das Modell 2-AD bestätigt. Die geringen betragsmäßigen Unterschiede der Werte für den Kraftstoß  $I_{sim}$  zwischen Modell 2-AD und 2-SW sind erneut der Unterschiede im Modellaufbau sowie der verwendeten numerischen Löser geschuldet.



**Abbildung A - 12:** Vergleich des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  der Modelle 2-Sw (oben) und 2-Ad (unten) bei Variation von Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$  sowie Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$

Infolge der geringen baulichen Unterschiede der Modelle lassen sich Unterschiede im Resonanzverhalten beobachten, welche Tabelle A - 12 zusammenfasst. So ist bei zwei Konfigurationen der Modells 2-AD bereits zu demjenigen Zeitpunkt eine Kollision der Effortmodule untereinander festzustellen, bei welchem innerhalb des Modells 2-SW noch keine Aufschwingvorgänge stattfinden. Nachfolgend werden daher bei solchen

Fällen die Ergebnisse des Modells 2-Sw verwendet, da dieses die bessere Approximation der späteren EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 darstellt.

**Tabelle A - 12:** Übersicht über die Konfigurationen der Modelle 2-Sw und 2-Ad mit unterschiedlichem Resonanzverhalten

Modell 2-Ad	Konfiguration	Kollision ?	Modell 2-Sw	Konfiguration	Kollision ?
	f = 0,8 Hz, A = 15°, c <sub>1</sub> = c <sub>2</sub> = 0,1 N/mm	Ja		f = 0,8 Hz, A = 15°, c <sub>1</sub> = c <sub>2</sub> = 0,1 N/mm	Nein
	f = 1,11 Hz, A = 15°, c <sub>1</sub> = c <sub>2</sub> = 0,2 N/mm	Ja		f = 1,11 Hz, A = 15°, c <sub>1</sub> = c <sub>2</sub> = 0,2 N/mm	Nein

### Auswertung des Modells 3-Ad

Analog zur Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION wird das Modell 3-Ad untersucht und ausgewertet. Tabelle A - 13 fasst die variierten Parameter zusammen.

**Tabelle A - 13:** Variierte Parameter innerhalb des Simulationsmodells 2-Ad

Varierte Parameter	Bereich	Parameter
Anzahl Effektormodule		3
Frequenz f	0,48 Hz - 1,11 Hz	0,48; 0,80; 1,11 {Hz}
Amplitude A	5°-20°	5,10,15,20 {°}
Federsteifigkeit c <sub>1</sub> = c <sub>2</sub>	0,05 N/mm bis 0,5 N/mm	0,05; 0,1; 0,2; 0,5 {N/mm}
Federsteifigkeit c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub>	0,005 N/mm bis 0,05 N/mm	0,005; 0,01; 0,02; 0,05 {N/mm}

Zu Beginn der Untersuchung erfolgt analog zum Modell 2- Ad eine Untersuchung des Resonanzverhaltens der schwingenden Mehrkörperstruktur anhand des Verlaufs des zeitabhängigen Winkels  $\varphi_3(t)$  zwischen dem zweiten und dritten Effektormodul. Die untersuchte Dauer beträgt 20 s.

**Tabelle A - 14:** Untersuchung des Modells 3-AD auf Periodizität und Reproduzierbarkeit des Schwingungsverhaltens sowie auf Kollision anhand des zeitabhängigen Winkels  $\varphi_3(t)$

Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Federsteifigkeit c in N/mm							
		$c_1 = c_2 = 0,05$ N/mm				$c_1 = c_2 = 0,1$ N/mm			
		$c_3 = c_4 = 0,005$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,01$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,02$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,05$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,005$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,01$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,02$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,05$ N/mm
0,48	5	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	10	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	15	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	20	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
0,80	5	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	10	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	15	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	20	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
1,11	5	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	10	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	15	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	20	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$

Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Federsteifigkeit c in N/mm							
		$c_1 = c_2 = 0,2$ N/mm				$c_1 = c_2 = 0,5$ N/mm			
		$c_3 = c_4 = 0,005$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,01$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,02$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,05$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,005$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,01$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,02$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,05$ N/mm
0,48	5	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	10	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	15	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	20	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
0,80	5	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	10	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	15	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	20	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
1,11	5	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	10	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	15	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$
	20	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$	$\varphi_3(t) \rightarrow$

Tabelle A - 14 zeigt, dass für alle untersuchten Konfigurationen des Modells 3-AD kollisionsfreie, reproduzierbar periodische Schwingungen auftreten.

### Auswertung des maximalen und minimalen Drehmomentes

Die simulierten Zeit-Drehmomenten-Verläufe werden unter Vernachlässigung einer Einschwingphase von 0,5 s auf ihre lokalen Minima und Maxima untersucht. Die Werte für  $M_{Max}$  und  $M_{Min}$  sind in Tabelle A - 15 und Tabelle A - 16 dargestellt.

Tabelle A - 15: Darstellung des erforderlichen Drehmomentes  $M_{Max}$  und  $M_{Min}$ , Modell 3-AD, Teil 1

Frequenz $f$ in Hz	Amplitude $A$ in °	Federsteifigkeit $c$ in N/mm							
		$c_1 = c_2 = 0,05$ N/mm				$c_1 = c_2 = 0,1$ N/mm			
		$c_3 = c_4 = 0,005$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,01$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,02$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,05$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,005$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,01$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,02$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,05$ N/mm
0,48	5	±2,33	±2,34	±2,36	±2,40	±2,47	±2,48	±2,50	±2,55
	10	±4,57	±4,60	±4,64	±4,72	±4,73	±4,75	±4,80	±4,88
	15	±7,46	±7,50	±7,60	±7,81	±7,82	±7,88	±8,00	±8,21
	20	±10,49	±10,59	±10,80	±11,25	±11,38	±11,52	±11,81	±12,43
0,80	5	±6,19	±6,21	±6,26	±6,42	±6,97	±7,00	±7,07	±7,28
	10	±12,24	±12,28	±12,38	±12,71	±13,91	±13,98	±14,12	±14,59
	15	±18,37	±18,44	±18,61	±19,17	±21,24	±21,37	±21,66	±22,57
	20	±24,88	±25,01	±25,32	±26,29	±29,88	±30,15	±30,76	±32,87
1,11	5	±10,56	±10,59	±10,64	±10,83	±10,56	±10,59	±10,64	±10,83
	10	±20,75	±20,80	±20,90	±21,28	±24,1	±24,18	±24,34	±24,97
	15	±30,81	±30,88	±31,04	±31,65	±37,19	±37,29	±36,39	±37,37
	20	±41,03	±41,13	±41,40	±42,39	±48,39	±48,61	±49,12	±51,07

Tabelle A - 16: Darstellung des erforderlichen Drehmomentes  $M_{Max}$  und  $M_{Min}$ , Modell 3-AD, Teil 2

Frequenz $f$ in Hz	Amplitude $A$ in °	Federsteifigkeit $c$ in N/mm							
		$c_1 = c_2 = 0,2$ N/mm				$c_1 = c_2 = 0,5$ N/mm			
		$c_3 = c_4 = 0,005$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,01$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,02$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,05$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,005$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,01$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,02$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,05$ N/mm
0,48	5	±2,39	±2,40	±2,42	±2,46	±2,29	±2,30	±2,32	±2,35
	10	±4,75	±4,77	±4,82	±4,90	±4,60	±4,62	±4,66	±4,73
	15	±7,58	±7,64	±7,74	±7,93	±7,05	±7,09	±7,17	±7,30
	20	±11,07	±11,20	±11,47	±12,02	±9,95	±10,05	±10,23	±10,56
0,80	5	±7,22	±7,26	±7,34	±7,58	±6,69	±6,72	±6,79	±6,97
	10	±14,67	±14,75	±14,94	±15,49	±13,69	±13,77	±13,93	±14,37
	15	±23,03	±23,21	±23,62	±24,89	±21,66	±21,82	±22,17	±23,23
	20	±34,28	±34,73	±35,89	±39,83	±32,08	±32,46	±33,35	±36,38
1,11	5	±14,33	±14,40	±14,54	±15,02	±13,86	±13,92	±14,07	±14,54
	10	±28,52	±28,65	±28,94	±29,96	±28,46	±28,62	±28,97	±30,11
	15	±43,64	±43,86	±44,42	±46,62	±45,17	±45,53	±46,33	±49,09
	20	±62,24	±62,81	±64,05	±69,66	±68,23	±69,11	±71,20	±79,89

Tabelle A - 15 und Tabelle A - 16 zeigen, dass das maximale Drehmoment  $M_{Max}$  erneut die größten Änderungen bei Variation der Amplitude A und der Frequenz f aufweist. Die Variation der Federsteifigkeit ermöglicht analog der Auswertung des Modells 2-SW und 2-AD eine Feineinstellung des modellierten Antriebssystems. Hierbei besitzen die Federsteifigkeiten des ersten Gelenks  $c_1 = c_2$  die größere Bedeutung als die Federsteifigkeiten des zweiten Gelenks  $c_3 = c_4$ . Abbildung A - 13 zeigt die resultierenden Drehmomentverläufe  $M_{Max}$  für  $f = 0,48$  Hz bei Variation der Amplitude A und der Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_4$  sowie ausgewählte Verläufe.

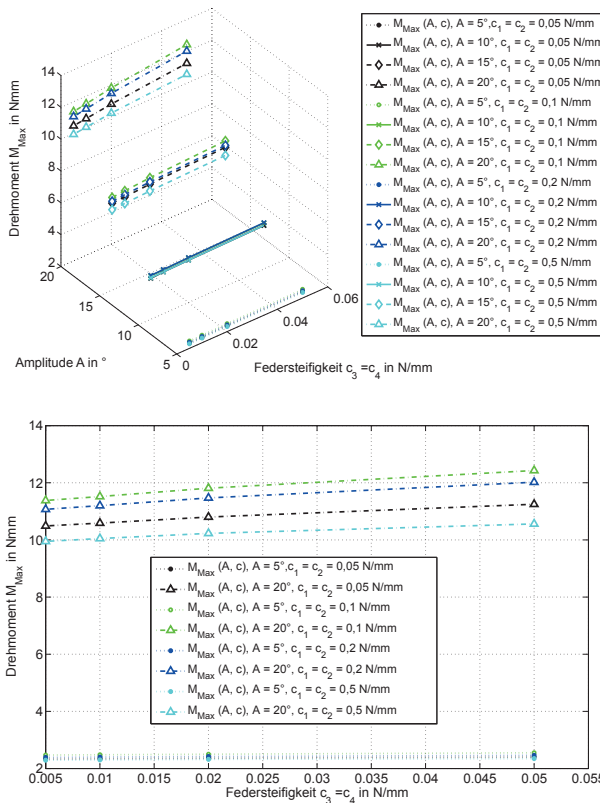


Abbildung A - 13: Drehmoment  $M_{Max}(c, A)$  bei einer Frequenz von 0,48 Hz, Modell 3-AD

Das maximal auftretende Drehmoment  $M_{Max}$  im eingeschwingenen Zustand tritt für  $f = 0,48$  bei einer Amplitude  $A = 20^\circ$  und den Federsteifigkeiten  $c_1 = c_2 = 0,1$  N/mm sowie  $c_3 = c_4 = 0,05$  N/mm auf. Es beträgt  $\approx 12,5$  Nmm.

Die Bedeutung der Variation der Federsteifigkeit zur Feineinstellung des Modells 3-AD zeigt sich insbesondere bei einem Vergleich derjenigen Konfigurationen gleicher

Amplitude. So ist für die Konfigurationen  $A = 5^\circ$  bzw.  $A = 10^\circ$  trotz Variation der Federsteifigkeiten  $c_1 = c_2$  und  $c_3 = c_4$  kaum ein Unterschied im erforderlichen Drehmoment  $M_{Max}$  für den eingeschwungenen Zustand festzustellen. Für die Konfigurationen  $A = 15^\circ$  und  $A = 20^\circ$  kann das erforderliche Drehmoment  $M_{Max}$  hingegen durch Variation der Federsteifigkeiten  $c_1$  bis  $c_4$  beeinflusst werden, wobei die wesentliche Beeinflussung durch  $c_1 = c_2$  erfolgt. So bewirkt eine Änderung der Federsteifigkeiten  $c_3 = c_4$  innerhalb der Konfiguration Amplitude  $A = 20^\circ$  um den Faktor 10 eine Veränderungen des erforderlichen Drehmomentes  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand um im Schnitt ca. 6 % bis 8 % (zwischen 0,8 Nmm und 1 Nmm), die Veränderung der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  um den Faktor 10 hingegen ändert das erforderliche Drehmoment um ca. 20 % (entspricht ca. 2,5 Nmm).

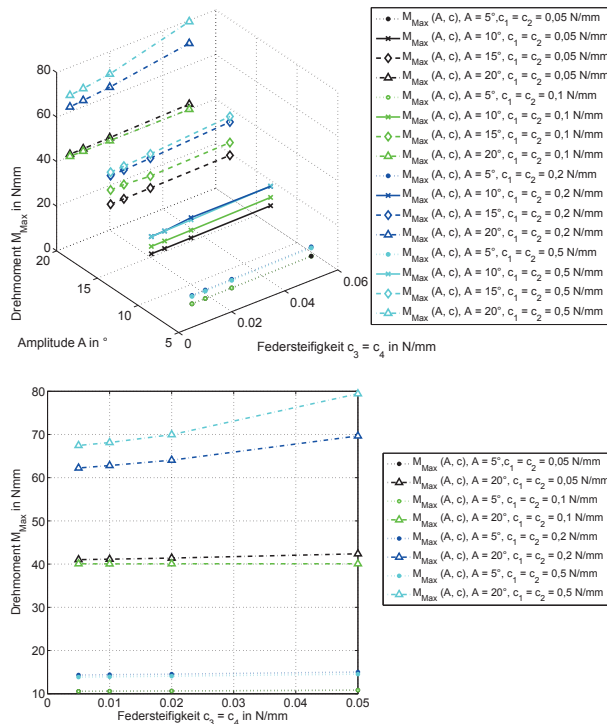


Abbildung A - 14: Drehmoment  $M_{Max}(c, A)$  bei einer Frequenz von 1,11 Hz, Modell 3-AD

Infolge der Zunahme der Frequenz liegt das maximal auftretende Drehmoment  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand bei ca. 80 Nmm (Amplitude  $A = 20^\circ$ , Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,5$  N/mm,  $c_3 = c_4 = 0,05$  N/mm). Im Unterschied zu  $f = 0,48$  Hz fällt auf, dass die Variation der Federsteifigkeiten  $c_1$  bis  $c_4$  bereits bei einer Amplitude  $A = 5^\circ$  bzw. Amplitude  $A = 10^\circ$  zu Unterschieden im erforderlichen maximalen Drehmoment  $M_{Max}$

im eingeschwungenen Zustand führen. Erneut ist hierbei die maßgebliche Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$ . So bewirkt bei erneuter Betrachtung der Konfiguration Amplitude  $A = 20^\circ$  die Änderung der Federsteifigkeiten  $c_3 = c_4$  um den Faktor 10 eine Veränderungen des erforderlichen Drehmomentes  $M_{\text{MAX}}$  im eingeschwungenen Zustand um in Schnitt 3 % - 15 % (zwischen 1 Nmm und 11 Nmm), während die Veränderung der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  um den Faktor 10 das erforderliche Drehmoment  $M_{\text{MAX}}$  um ca. 50 % (entspricht ca. 38 Nmm) ändert, wie Abbildung A - 14, Tabelle A - 17, Tabelle A - 15 bzw. Tabelle A - 16 zeigen.

**Auswertung der Lagerreaktionskraft und Berechnung des Kraftstoßes**

Nachfolgend werden Ergebnisse der Berechnung des Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  aus den Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufen des Modells 3-AD untersucht. Die Vorgehensweise zur Ermittlung des Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  ist in Anhang A - I dargestellt. Die Auswertung findet für den eingeschwungenen Zustand statt.

**Tabelle A - 17: Kraftstoß  $I_{\text{sim}}$ , Modell 3-AD**

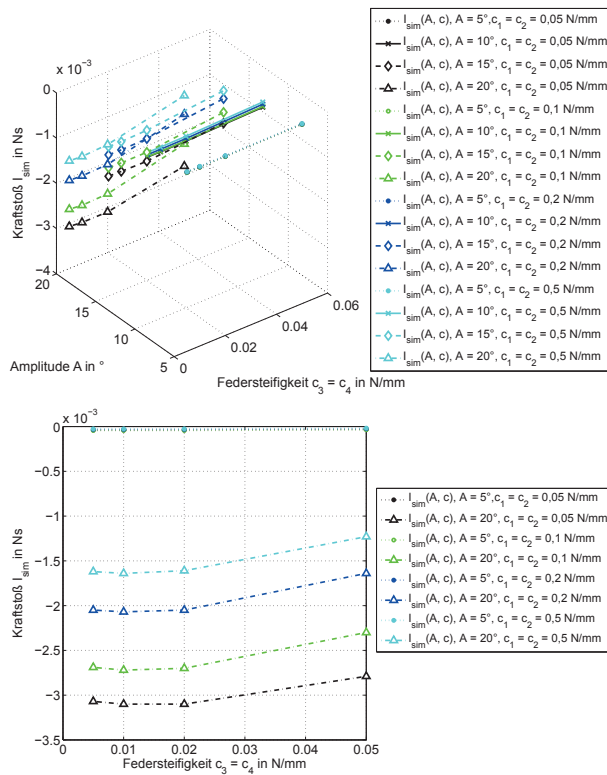
Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Federsteifigkeit c in N/mm											
		$c_1 = c_2 = 0,05$ N/mm					$c_1 = c_2 = 0,1$ N/mm						
		$c_3 = c_4 = 0,005$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,01$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,02$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,05$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,005$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,01$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,02$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,05$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,005$ N/mm	$c_3 = c_4 = 0,01$ N/mm		
0,48	5	-3,98E-05	-4,00E-05	-3,94E-05	-3,28E-05	-4,37E-05	-4,39E-05	-4,38E-05	-3,53E-05	1,0000	1,0000		
	$R_B^2$	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	1,0000		
	10	-3,11E-04	-3,13E-04	-3,11E-04	-2,66E-04	-3,04E-04	-3,07E-04	-3,03E-04	-2,52E-04	0,9999	0,9999	0,9999	
	$R_B^2$	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999		
	15	-1,35E-03	-1,36E-03	-1,37E-03	-1,23E-03	-1,16E-03	-1,17E-03	-1,17E-03	-9,90E-04	0,9999	1,0000	1,0000	
	$R_B^2$	0,9999	0,9999	0,9999	0,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	1,0000	1,0000	
	20	-3,07E-03	-3,10E-03	-3,10E-03	-2,79E-03	-2,69E-03	-2,72E-03	-2,70E-03	-2,30E-03	0,9999	0,9999	0,9999	
	$R_B^2$	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	
	0,80	5	-1,34E-04	-1,36E-04	-1,39E-04	-1,40E-04	-1,57E-04	-1,59E-04	-1,63E-04	-1,64E-04	0,9999	1,0000	1,0000
		$R_B^2$	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9999	
10		-9,85E-04	-9,98E-04	-1,02E-03	-1,03E-03	-1,17E-03	-1,19E-03	-1,22E-03	-1,23E-03	0,9999	0,9999	0,9999	
$R_B^2$		0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	1,0000		
15		-3,07E-03	-3,11E-03	-3,17E-03	-3,21E-03	-3,69E-03	-3,74E-03	-3,84E-03	-3,89E-03	0,9999	0,9999	0,9999	
$R_B^2$		0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999		
20		-6,77E-03	-6,84E-03	-6,97E-03	-7,07E-03	-8,23E-03	-8,34E-03	-8,51E-03	-8,59E-03	0,9999	0,9999	0,9999	
$R_B^2$		0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999		
1,11		5	-1,84E-04	-1,86E-04	-1,84E-04	-1,95E-04	-2,55E-04	-2,58E-04	-2,64E-04	-2,76E-04	0,9998	0,9998	0,9998
		$R_B^2$	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	
	10	-1,33E-03	-1,35E-03	-1,37E-03	-1,42E-03	-1,83E-03	-1,85E-03	-1,89E-03	-1,99E-03	0,9998	0,9998	0,9999	
	$R_B^2$	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999		
	15	-4,12E-03	-4,16E-03	-4,23E-03	-4,39E-03	-5,64E-03	-5,70E-03	-5,82E-03	-6,08E-03	0,9998	0,9998	0,9998	
	$R_B^2$	0,9998	0,9997	0,9997	0,9997	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998		
	20	-9,03E-03	-9,12E-03	-9,28E-03	-9,61E-03	-1,22E-02	-1,23E-02	-1,26E-02	-1,31E-02	0,9997	0,9997	0,9997	
	$R_B^2$	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998		



Tabelle A - 18: Kraftstoß I<sub>sim</sub>, Modell 3-AD

Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Federsteifigkeit c in N/mm																		
		c <sub>1</sub> = c <sub>2</sub> = 0,2 N/mm					c <sub>1</sub> = c <sub>2</sub> = 0,5 N/mm													
		c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,005 N/mm	c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,01 N/mm	c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,02 N/mm	c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,05 N/mm	c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,005 N/mm	c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,01 N/mm	c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,02 N/mm	c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,05 N/mm	c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,005 N/mm	c <sub>3</sub> = c <sub>4</sub> = 0,01 N/mm									
0,48	5	-3,24E-05	-3,25E-05	-3,15E-05	-2,38E-05	-2,62E-05	-2,62E-05	-2,52E-05	-1,81E-05	0,9999	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	
	R <sub>B</sub> <sup>2</sup>	0,9999	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	
	10	-2,59E-04	-2,60E-04	-2,55E-04	-2,00E-04	-2,10E-04	-2,11E-04	-2,05E-04	-1,51E-04	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	
	R <sub>B</sub> <sup>2</sup>	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	
	15	-8,75E-04	-8,83E-04	-8,70E-04	-6,87E-04	-6,96E-04	-7,01E-04	-6,84E-04	-5,12E-04	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
	R <sub>B</sub> <sup>2</sup>	0,9999	0,9999	0,9999	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
	20	-2,05E-03	-2,07E-03	-2,05E-03	-1,64E-03	-1,62E-03	-1,64E-03	-1,61E-03	-1,23E-03	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
	R <sub>B</sub> <sup>2</sup>	0,9999	0,9999	0,9999	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
0,80	5	-1,30E-04	-1,32E-04	-1,35E-04	-1,32E-04	-8,61E-05	-8,73E-05	-8,88E-05	-8,34E-05	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	
	R <sub>B</sub> <sup>2</sup>	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	
	10	-1,02E-03	-1,03E-03	-1,06E-03	-1,05E-03	-6,83E-04	-6,94E-04	-7,07E-04	-6,73E-04	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
	R <sub>B</sub> <sup>2</sup>	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
	15	-3,31E-03	-3,37E-03	-3,45E-03	-3,43E-03	-2,27E-03	-2,31E-03	-2,36E-03	-2,26E-03	0,9999	1,0000	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
	R <sub>B</sub> <sup>2</sup>	0,9999	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
	20	-7,56E-03	-7,66E-03	-7,82E-03	-5,27E-03	-5,27E-03	-5,35E-03	-5,46E-03	-5,20E-03	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
	R <sub>B</sub> <sup>2</sup>	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
1,11	5	-3,12E-04	-3,18E-04	-3,27E-04	-3,47E-04	-2,09E-04	-2,12E-04	-2,19E-04	-2,27E-04	0,9999	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	
	R <sub>B</sub> <sup>2</sup>	0,9999	1,0000	1,0000	1,0000	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	
	10	-2,28E-03	-2,31E-03	-2,38E-03	-2,52E-03	-1,63E-03	-1,68E-03	-1,71E-03	-1,79E-03	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
	R <sub>B</sub> <sup>2</sup>	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
	15	-7,11E-03	-7,21E-03	-7,41E-03	-7,87E-03	-5,35E-03	-5,45E-03	-5,62E-03	-5,89E-03	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
	R <sub>B</sub> <sup>2</sup>	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999	0,9999
	20	-1,48E-02	-1,50E-02	-1,55E-02	-1,91E-02	-1,29E-02	-1,31E-02	-1,35E-02	-1,40E-02	0,9996	0,9995	0,9995	0,9988	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9994
	R <sub>B</sub> <sup>2</sup>	0,9996	0,9995	0,9995	0,9988	0,9997	0,9997	0,9997	0,9994	0,9996	0,9995	0,9995	0,9988	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9994	0,9994

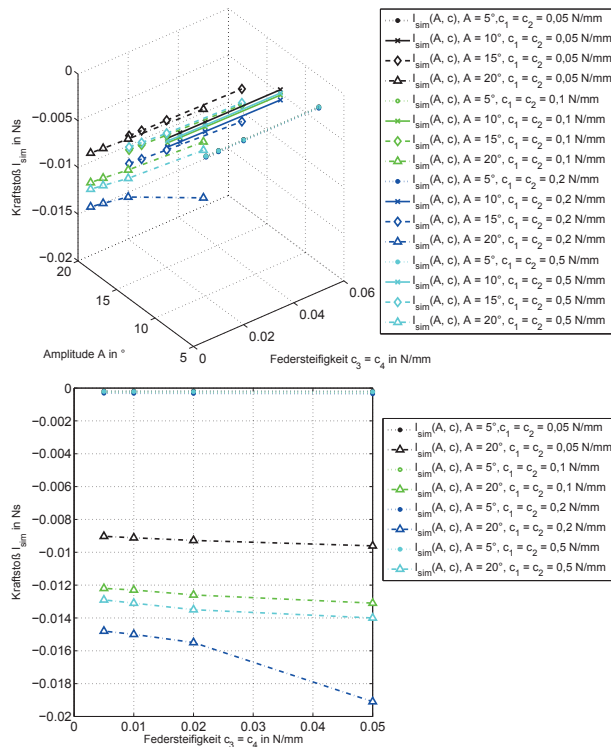
Tabelle A - 17 und Tabelle A - 18 zeigen, dass der aus der Oszillation der federnd verkoppelten Starrkörperelemente resultierende Kraftstoß I<sub>sim</sub> bei Variation der Amplitude A, der Frequenz f und der Federsteifigkeit c<sub>1</sub> bis c<sub>4</sub> veränderlich ist. Abbildung A - 15 fasst den Kraftstoß I<sub>sim</sub> für alle Konfigurationen der Frequenz f = 0,48 Hz zusammen.



**Abbildung A - 15:** Kraftstoß  $I_{sim}(c, A)$  sowie ausgewählte Verläufe bei einer Frequenz von 0,48 Hz, Modell 3-Ad

Die Darstellung in Abbildung A - 15 zeigt, dass der resultierende Kraftstoß  $I_{sim}$  für alle Konfigurationen im Bereich  $10^{-5}$  bis  $10^{-3}$  liegt. Die dominierenden Parameter zur Beeinflussung von  $I_{sim}$  sind auch hier Amplitude  $A$  und Frequenz  $f$ , der Einfluss der Federsteifigkeiten  $c_1$  bis  $c_4$  wird erst ab der Konfiguration  $A = 15^\circ$  deutlich. Dabei kann sowohl ein Einfluss der Federsteifigkeiten  $c_1 = c_2$  als auch der Federsteifigkeiten  $c_3 = c_4$  auf den Betrag des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  festgestellt werden.

Gemäß Tabelle A - 17 bzw. Tabelle A - 18 bewirkt innerhalb der Konfiguration Amplitude  $A = 20^\circ$  die Änderung der Federsteifigkeiten  $c_3 = c_4$  um den Faktor 10 eine Veränderungen des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  im eingeschwungenen Zustand um in Schnitt 11 % bis 33 % (zwischen 0,00031 Ns bis 0,00041 Ns), die Veränderung der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  um 10 % ändert  $I_{sim}$  um ca. 152,03 % (entspricht  $\approx 0,002$  Ns).

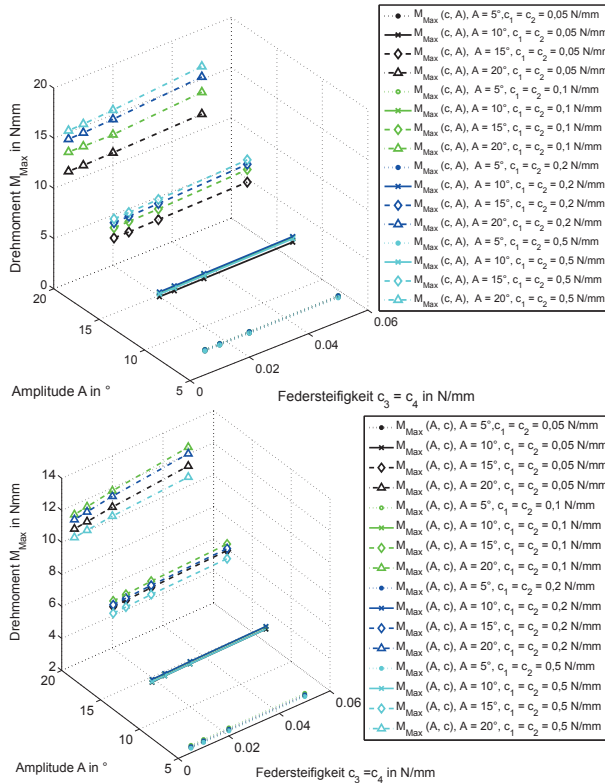


**Abbildung A - 16:** Kraftstoß  $I_{sim}(c, A)$  sowie ausgewählte Verläufe bei einer Frequenz von 1,11 Hz, Modell 3-Ad

Durch die Zunahme der Frequenz  $f$  liegt der Betrag des maximal resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  im eingeschwungenen Zustand bei  $\approx 0,02$  Ns (Amplitude  $A = 20^\circ$ , Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,2$  N/mm,  $c_3 = c_4 = 0,05$  N/mm). Beim Vergleich mit den Ergebnissen des Kraftstoßes  $I_{sim}$  für  $f = 0,48$  Hz ist auffällig, dass die Variation der Federsteifigkeiten  $c_1$  bis  $c_4$  bereits bei einer Amplitude  $A = 10^\circ$  zu Unterschieden beim Kraftstoß  $I_{sim}$  im eingeschwungenen Zustand führt. Erneut ist hierbei die maßgebliche Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$ . So bewirkt innerhalb der Konfiguration Amplitude  $A = 20^\circ$  die Änderung der Federsteifigkeiten  $c_3 = c_4$  innerhalb um den Faktor 10 eine Veränderungen des Kraftstoßes  $I_{sim}$  im eingeschwungenen Zustand um in Schnitt 5 % bis 30 % (zwischen  $\approx 0,0005$  Ns bis  $\approx 0,001$  Ns), die Veränderung der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  um den gleichen Faktor 10 ändert  $I_{sim}$  um ca. 112 % (entspricht  $\approx 0,01$  Ns).

**Einordnung der Ergebnisse des Modells 3-Ad**

Der Vergleich der Ergebnisse der Modelle 3-Sw und 3-Ad hinsichtlich des erforderlichen Drehmomentes  $M_{Max}$  zeigt Abbildung A - 17.



**Abbildung A - 17:** Erforderliches Drehmoment  $M_{Max}(c, A)$  der Modelle 3-Sw (oben) und 3-Ad (unten), Frequenz  $f = 0,48$  Hz

Die Untersuchung des Modells 3-Sw zeigt, dass alle untersuchten Konfigurationen kollisionsfreie Oszillationen der drei federnd verkoppelten Starrkörperelemente aufweisen. Das hierfür erforderliche Drehmoment  $M_{Max}$  im eingeschwungenen Zustand lässt sich dabei analog des Modells 3-Sw primär durch die Variation der Amplitude A und der Frequenz f beeinflussen, die Bedeutung der Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_4$  gewinnt erst ab Konfigurationen höherer Amplitude und Frequenz einen zunehmenden Einfluss auf die Größe des maximal erforderlichen Drehmomentes. Allerdings ergeben sich auch Unterschiede: So tritt innerhalb des Modells 3-Sw das größte Moment  $M_{Max}$  für die Frequenz  $f = 0,48$  Hz bei den Parametern  $A = 20^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 0,5$  N/mm auf (hellblauer

Graph), beim Modell 3-AD ist das größte Moment  $M_{\text{Max}}$  für die Frequenz  $f = 0,48$  Hz bei den Parametern  $A = 20^\circ$  und  $c_1 = c_2 = 0,1$  N/mm zu beobachten (grüner Graph). Es tritt somit eine unterschiedliche Reihenfolge der innerhalb beider Modelle untersuchten Konfigurationen auf, welche ebenfalls für  $f = 0,48$  Hz und  $A = 15^\circ$  gilt. Die betragsmäßigen Unterschiede in der Vorhersage des maximal auftretenden Drehmomentes  $M_{\text{Max}}$  zwischen den Konfigurationen sind jedoch minimal (maximal 1 Nmm bis 3 Nmm). Für die Frequenz  $f = 1,11$  Hz stimmen die Aussagen beider Modelle (3-SW und 3-AD) jedoch wieder überein.

Der Grund des Unterschiedes für  $f = 0,48$  Hz ist erneut der Differenz im Modellaubau der Modelle 3-SW und 3-AD geschuldet. Aufgrund der steigenden Effektormodulanzahl wird die Abweichung bei der numerischen Berechnung größer. Diese Abweichung führt dann insbesondere bei der Frequenz  $f = 0,48$  Hz vorliegenden sehr geringen unterschiedlichen maximalen Drehmomenten  $M_{\text{Max}}$  zu den beobachteten Differenzen der Federsteifigkeits-Drehmoment-Verläufe. Da durch diesen Unterschied der generelle Trend des Drehmomentes und dessen Beeinflussbarkeit durch die Amplitude  $A$  und die Frequenz  $f$  des singulären Aktuators nicht verändert wird, erfolgt keine weitere Untersetzung dieses Phänomens.

Den Verlauf des Mittels der Modelle 3-SW und 3-AD ermittelten Kraftstoßes  $I_{\text{sim}}$  für  $f = 1,11$  Hz fasst Abbildung A - 18 zusammen:

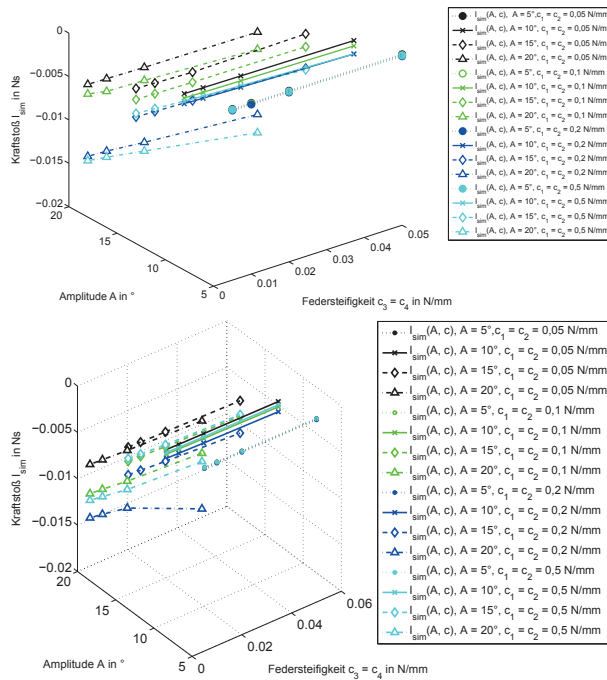


Abbildung A - 18: Resultierender Kraftstoß  $I_{sim}(c, A)$  der Modelle 3-SW (oben) und 3-AD (unten), Frequenz  $f = 1,11$  Hz

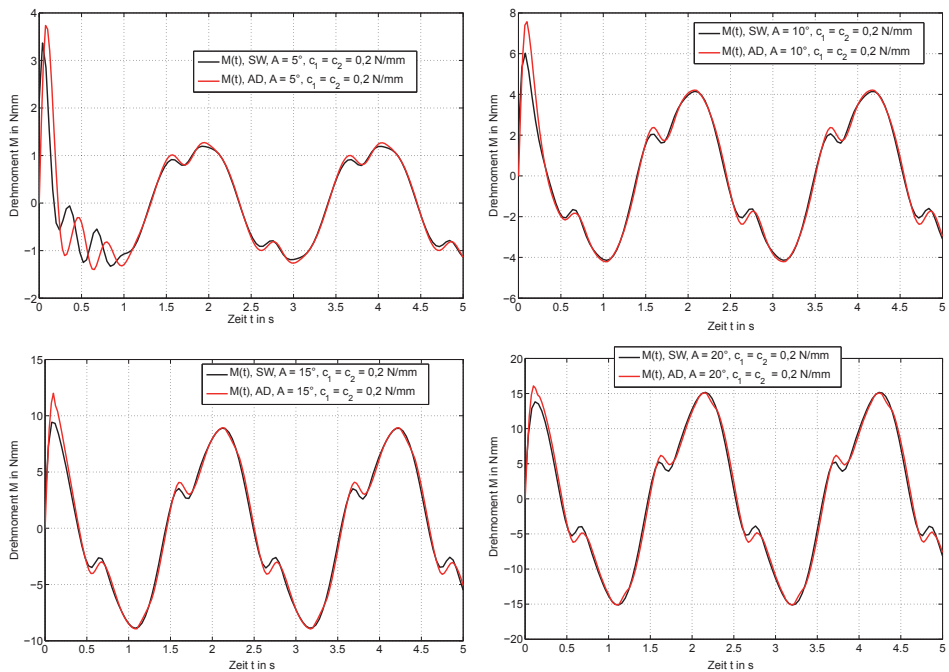
Der Betrag des Kraftstoß  $I_{sim}$  nimmt für beide Modelle erwartungsgemäß mit steigender Amplitude  $A$  und steigender Frequenz  $f$  zu. Zudem wird sowohl innerhalb des Modells 3-AD als auch bei 3-SW die Bewegungsrichtung übereinstimmend vorhergesagt: Alle untersuchten Konfigurationen führen infolge des negativen Vorzeichens zu einer Vorwärtsbewegung. Unterschiedlich zwischen den Modellen 3-SW und 3-AD ist analog der Momentuntersuchung, dass für  $A = 20^\circ$  und  $A = 15^\circ$  bei einer Frequenz  $f = 0,48$  Hz verschiedene Konfigurationen den jeweils größten Kraftstoß  $I_{sim}$  erzeugen: Für das Modell 2-SW ist die Konfiguration mit der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,1$  N/mm für das Modell 3-AD die Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,05$  N/mm. Der Grund für diesen Unterschied ist erneut die geringfügige bauliche Differenz der Modelle.

## A - III Vergleich ausgewählter Simulationen

Nachfolgend werden die Ähnlichkeiten der Zeit-Drehmoment- sowie Zeit-Lagerreaktions-Verläufe zwischen der Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION und ADAMS® VIEW exemplarisch belegt.

### Vergleich der Zeit-Drehmoment-Verläufe anhand der Modelle 2-Sw und 2-Ad

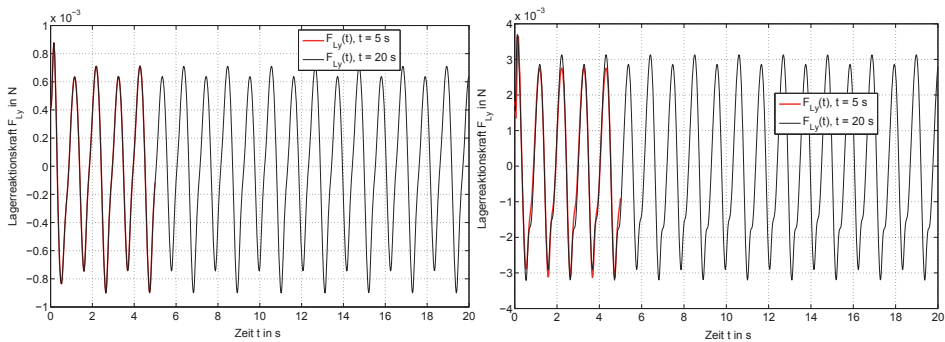
Den Vergleich der Zeit-Drehmoment-Verläufe zeigt Abbildung A - 19. Die Verläufe weisen bei Vernachlässigung des Einschwingvorgangs einen fast deckungsgleichen Verlauf auf.



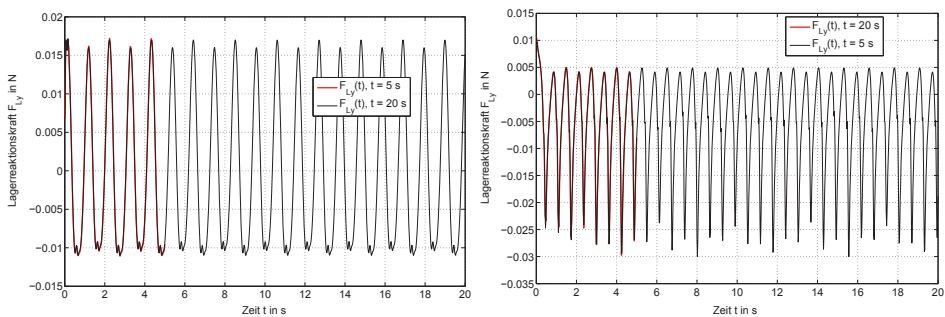
**Abbildung A - 19:** Vergleich des Verlaufs des Drehmomentes  $M(t, A)$  anhand der Modelle 2-Sw und 2-Ad bei einer Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,2 \text{ N/mm}$  und einer Frequenz  $f = 0,48 \text{ Hz}$

## Untersuchung der Periodizität der Zeit-Lagerreaktionskraftverläufe

Zur Veranschaulichung der Periodizität werden nachfolgend ausgewählte Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe des 2-SW, Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION, dargestellt. Die untersuchte Simulationsdauer beträgt 20 s. Infolge der Periodizität sowohl der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufen als auch der Zeit-Drehmoment-Verläufe wird die Simulationsdauer auf 5 s begrenzt; der Grund ist die Reduktion der Datenmenge. Dabei enthält das Intervall  $\Delta t$  ( $[0 \ 5]$ ) alle für die Auswertung des erforderlichen Drehmomentes  $M_{\text{Max}}/M_{\text{Min}}$  und des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{Sim}}$  benötigten Informationen.



**Abbildung A - 20:** Vergleich der Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$  für  $t = 5$  s (rot) und  $t = 20$  s (schwarz), links: Amplitude  $A = 5$ ,  $c_1 = c_2 = 0,09$  N/mm, rechts: Amplitude  $A = 10$ ,  $c_1 = c_2 = 0,2$  N/mm, Frequenz  $f = 0,48$  Hz



**Abbildung A - 21:** Vergleich der Lagerreaktionskraft  $F_{Ly}(t)$  für  $t = 5$  s (rot) und  $t = 20$  s (schwarz), links: Amplitude  $A = 20$ ,  $c_1 = c_2 = 1,0$  N/mm, Frequenz  $f = 0,48$  Hz, rechts: Amplitude  $A = 15$ ,  $c_1 = c_2 = 0,1$  N/mm, Frequenz  $f = 0,80$  Hz



## **A - IV Konstruktion der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0**

### **Besonderheiten beim Kleben von POM**

Neben der durch den Einsatz von Ethanol oder dergleichen sicherzustellenden Fettfreiheit der Klebestellen sind Teile aus POM vor dem Kleben mit ca. 60°C warmer Phosphorsäure zu behandeln. Im Rahmen eines Dips muss diese ca. 60 s einwirken. Der Dip bewirkt, dass die wachsartige Oberfläche des Kunststoffes aufgebrochen wird, welche eine dauerhafte Klebeverbindung ansonsten unmöglich macht. Eine erfolgreiche Behandlung des POM ist an der matten Oberfläche zu erkennen, im Vergleich zu einer glänzenden, unbehandelten Probe.

### **Nachrechnung ausgewählter kritischer Verbindungen hinsichtlich Festigkeit**

Nachfolgend erfolgt die Nachrechnung auf Festigkeit der kritischen Elemente des Basismoduls sowie der Effektormodule

#### **Basismodul**

##### **Torsion an der Abtriebswelle des Basismoduls**

Infolge der wechselsinnigen Auslenkung ist die aus Messing bestehende Abtriebswelle einer Torsion unterworfen.

Das maximal auftretende Drehmoment  $M_t$  beträgt 1500 Nmm, dies entspricht dem maximalen Drehmoment des Aktuators (Servo HSR-5980SG). Das Widerstandsmoment beträgt bei einem Wellendurchmesser von 5 mm  $\approx 24,5 \text{ mm}^3$ . Da das Messing durch die Fakultätswerkstatt der TU Ilmenau gestellt wurde und sich nicht näher spezifizieren lässt, wurde für die Festigkeitsrechnung eine Legierung mit einem geringen Streckgrenze  $R_e$  gewählt, hier  $R_e = 200 \text{ N/mm}^2$  (vgl. Lehrblätter Maschinenelemente, TU Ilmenau [125]). Damit ergeben sich die vorhandene sowie die zulässige Torsionsspannung  $\sigma_{t \text{ vorhanden}}$  bzw.  $\sigma_{t \text{ zulässig}}$  ZU:

$$\sigma_{t \text{ vorhanden}} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{1500 \text{ Nmm}}{24,5 \text{ mm}^3} = 61,1 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{t \text{ zulässig}} = 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{A-1})$$

Mit einem Sicherheitsfaktor  $s_f \approx 2$  ist die Abtriebswelle ausreichend dimensioniert.

### Zug-/Druckbeanspruchung der Koppel der Parallelkurbel

Die wechselsinnige Auslenkung des Aktuators bewirkt eine Zug-/Druckbeanspruchung der Koppel. Diese besteht aus POM, welches gemäß Datenblatt [113] eine Streckgrenze von  $73 \text{ N/mm}^2$  besitzt. Die Fläche  $A_k$  ergibt sich zu  $6 \text{ mm}^2$  (Breite: 3 mm, Höhe 2 mm). Die maximal wirkende Kraft  $F_k$  ergibt sich aus dem maximalen Drehmoment  $M$  des Aktuators HSR-5980SG ( $M = 1500 \text{ Nmm}$ ) und der Hebellänge des Antriebsgliedes der Koppel, hier dem Servohorn ( $r = 8,5 \text{ mm}$ ). Damit gilt:

$$F_k = \frac{M}{r} = \frac{1500 \text{ Nmm}}{8,5 \text{ mm}} = 176,5 \text{ N} \quad (\text{A-2})$$

$$\sigma_{z,\text{vorhanden}} = \frac{F_k}{A_k} = \frac{176,5 \text{ N}}{6 \text{ mm}^2} = 29,41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} < \sigma_{z,\text{zulässig}} = 73 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (\text{A-3})$$

Mit einem Sicherheitsfaktor  $s_f \approx 2,5$  ist die Koppel ausreichend dimensioniert.

### Basismodul und Effektivmodul

Eine weitere kritische Verbindung stellen die eingeklebten POM-Einsätze in die PMMA-Außenhüllen dar. Verwendet wird ein 2-Komponenten Epoxidharzkleber der Marke UHU® (UHU® Plus schnellfest) mit einer zulässigen Spannung  $\sigma_c$  zulässig von  $1100 \text{ N/cm}^2$ .

Die Klebefläche  $A_c$  des Basis-/Effektivmoduls ergibt sich aus dem Radius des Innendurchmessers der PMMA-Außenhülle  $r$  ( $r = 27 \text{ mm}$ ) und der Breite der Klebefläche  $o$  ( $o = 10 \text{ mm}$ ):

$$A_c = 2 \cdot r \cdot \pi \cdot o = 2 \cdot 27 \text{ mm} \cdot \pi \cdot 10 \text{ mm} = 16,96 \text{ cm}^2 \quad (\text{A-4})$$

$$F_c = A_c \cdot \sigma_c = 16,96 \text{ cm}^2 \cdot 1100 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} = 18661 \text{ N} \quad (\text{A-5})$$

Die maximal auftretende Kraft an der Klebestelle wird dabei durch die Kraft  $F_{c \text{ max}}$  erzielt. Diese wird mittels des Drehmoments  $M_t$  des Aktuators HSR-5980SG, welcher das unter einem Hebel  $r_c = 5 \text{ mm}$  angreift, berechnet ( $r_c = 5 \text{ mm}$  entspricht dem maximalen Hebelarm des Drehgelenks).

$$F_{c \text{ max}} = \frac{M_t}{r_c} = \frac{1500 \text{ Nmm}}{5 \text{ mm}} = 300 \text{ N} \quad (\text{A-6})$$

Damit ist die Klebestelle ausreichend dimensioniert.

## A - V Eigenschaftsabsicherung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Nachfolgend erfolgt die Eigenschaftsabsicherung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 anhand der in der Anforderungsliste aufgestellten Forderungen. Tabelle A - 19 zeigt, dass die Konstruktion der Experimentalplattform die meisten Anforderungen erfüllt.

**Tabelle A - 19:** Eigenschaftsabsicherung der Konstruktion der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

### Funktion

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Umsetzung eines maximalen zeitabhängigen Winkels des Effektors des Basismoduls (der Abtriebswelle) von $\pm 20^\circ$	$\varphi(t) = \pm 20^\circ$ , erfüllt
2	Fest	Umsetzung einer maximalen Frequenz $f$ von 0,8 Hz	Frequenz des singulären Aktuators $f > 1$ Hz, erfüllt
3	Fest	Möglichkeit der Variation der Anzahl $n_E$ der Effektormodule	zwischen 1 und 3 Effektormodule, erfüllt
4	Fest	Variation der Federsteifigkeit $c$ zwischen den Effektormodulen	erfüllt
5	Fest	Nachbildung der gestellfesten Lagerung der Simulation muss auch beim Demonstrator gegeben sein	erfüllt
6	Fest	Implementierung einer Flosse	erfüllt

### Struktur und Gestalt

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Nutzung eines singulären Aktuators zur Vorgabe von $A$ und $f$	erfüllt
2	Fest	Zylinderförmige Gestalt der Module	Erfüllt
3	Fest	Aktuator muss innerhalb einer 54 mm im Durchmesser messenden Röhre platziert werden	Erfüllt bei Verwendung einer Parallelkurbel
4	Fest	Federn zwischen den Effektormodule sind austauschbar zu halten	Erfüllt, Schraubenverbindung ermöglicht schnellen Austausch
5	Wunsch	Infolge der variablen Anzahl der Effektormodule veränderlichen Auftrieb beachten	Erfüllt, Kontergewichte infolge der Anzahl von max. 3 Effektormodulen nicht nötig
6	Fest	Austauschbare Dichtungen an allen Zugängen zum Roboter	Erfüllt, Silikondichtungen
7	Wunsch	So wenig Zugänge zum Roboter wie nötig	Erfüllt, nur ein rotatorisch bewegtes Gelenk am Effektor des Basismoduls

### Kräfte und Momente

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Drehmoment des Aktuators $> 1$ Nm	$M > 1,5$ Nm, erfüllt
2	Fest	Elektromagnetomechanischer Wandler ist zu bevorzugen	erfüllt

Fortsetzung auf der nächsten Seite

## Eigenschaftsabsicherung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Fortsetzung Tab. A - 19:

### Elektronik und Energie

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Steuerung der Bewegung über Mikrocontroller	ARDUINO UNO und NANO verwendbar, erfüllt
2	Fest	Favorisierte Betriebsspannungen von 7,4 V und 5 V	erfüllt, 7,4 V für Servo, 5 V für Sensorik
3	Fest	Erfassung des zeitabhängigen Winkels der Abtriebswelle des Basismoduls	Über Potentiometer, erfüllt
4	Wunsch	Sensorik zur Detektion von Wassereintrich im Basismodul	Nicht erfüllt
5	Fest	Infolge der geplanten gestellfesten Lagerung Zufuhr der benötigten Energie von außen	Wasserdichte 5 Kabeldurchlass für 5 Kabel, erfüllt

### Steuerung und Software

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Vorwiegend <i>Open Source</i> Software verwenden	Teilweise erfüllt
2	Fest	Vergleichbarkeit zwischen in Simulation und in Realität verwendeten Ansteuerfunktionen gewährleisten	erfüllt

### Biokompatibilität

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Ausschluss der Verwendung von für (Wasser)Lebewesen toxischer Materialien	erfüllt infolge Abdichtung mit biokompatiblen Silikon
2	Fest	Verwendung von nicht rostenden Materialien für alle mit Wasser in Kontakt stehenden Metalle	Verwendung von POM, PMMA, Edelstahlschrauben, erfüllt

### Material und Fertigung

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Bevorzugte Verwendung von spanend hergestellten Teilen	erfüllt
2	Fest	Wiederverwendbarkeit von Teilen	erfüllt
3	Fest	Bevorzugte Verwendung von POM und PMMA	erfüllt
4	Fest	Dichtungen aus 2-Komponentensilikon PDMS	erfüllt

### Kommunikation und Analyse des Energiebedarfs/Bewegungsverhaltens

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Übertragung von Steuerbefehlen vom PC auf den Roboter	erfüllt
2	Fest	Darstellung des erfassten zeitabhängigen Winkels $\varphi(t)$ des Effektors des Basismoduls am PC	erfüllt, Labview®
3	Fest	Auswertung und Erfassung des Strombedarfs der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0	erfüllt
4	Fest	Erfassen des Bewegungsverhaltens der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0	erfüllt

### Montage und Ergonomie

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Alle Schraubverbindungen gut zugänglich halten	erfüllt
2	Fest	Schraubenverbindung und Muttern müssen ca. 2000 Befestigungs- und Lösezyklen überdauern	Nach Abschluss der Messungen: erfüllt

## Konstruktion eines Versuchsstandes zur Überprüfung der sich einstellenden Amplitude A und Frequenz f

Zur Überprüfung der sich am Effektor des Basismoduls einstellenden Amplitude A und Frequenz f erfolgt die Konstruktion eines Versuchsstandes nach VDI 2206 [69]. Tabelle A - 20 fasst die wichtigsten Anforderungen an solch einen Versuchsstand zusammen.

**Tabelle A - 20:** Anforderungsliste des Versuchsstandes zur Überprüfung der sich am Effektor des Basismoduls einstellenden Amplitude A und Frequenz f

<b>Funktion, Struktur und Gestalt</b>			
Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Überprüfung der Baugruppe Antriebsstrang hinsichtlich des zeitabhängigen Winkels $\varphi(t)$ und Frequenz f der Abtriebswelle	
2	Fest	Überprüfung der Parallelkurbel hinsichtlich der Übersetzung des zeitabhängigen Winkels $\varphi_{SM}(t)$ des Aktuators an den zeitabhängigen Winkel $\varphi(t)$ der Abtriebswelle im Verhältnis 1:1	
3	Fest	Aufnahme von Videos	Möglichst von oben, zur Erfassung des zeitabhängigen Winkels $\varphi(t)$
4	Fest	Verschiebbarkeit der Kamera in Richtung der Applikatenachse (z-Richtung)	Unterstützung der Zoomfunktion der Kamera zur Detailfokussierung
5	Fest	Befestigung der Baugruppe „Antriebsstrang“ am Versuchsstand muss zwangsfrei und reproduzierbar möglich sein	Wahrung gleicher Abstände und Hebelverhältnisse

### **Software, Elektronik und Energie**

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Zur Auswertung soll die Open Source Software Kinovea eingesetzt werden	Gute Verfügbarkeit, kostenlose Beschaffung
2	Fest	Ansteuerung des Servos erfolgt über Arduino Uno nebst entsprechender Software	
3	Fest	Stationärer Versuchsaufbau, Energiezufuhr über Netzteil	7,4 V für Aktuator erforderlich
4	Fest	Stationärer Versuchsaufbau, Kommunikation der Komponenten über kabelgebundene Systeme	Kommunikationsstrecke: PC - $\mu$ C - Servo

### **Ergonomie, Material und Fertigung**

Nr.	Forderung	Beschreibung	Bemerkung
1	Fest	Guter Zugang zu allen Befestigungselementen	
2	Fest	Nutzung von CNC gestützter Fertigung	Gewährleistet hohe Genauigkeit aller Komponenten des Versuchsstandes
3	Fest	Nutzung von Kunststoffen mit guten Bearbeitungseigenschaften	z.B. POM

Der Versuchsstand besteht aus einem Lagerbock, in welchen die Baugruppe Antriebsstrang gestellfest eingespannt wird. Unter Verwendung mehrerer Führungen, u.a. einer Linear-Führung der Firma IGUS® kann der Kameraaufbau sowohl in Richtung der Applikaten- als auch der Abszissenachse verschoben werden. Hierdurch kann die Aufnahme von Videodaten optimal an die sich jeweils ergebenden Bedürfnisse der

Bewegungsanalyse angepasst werden. Die Videoaufnahme erfolgt mit einer PANASONIC® HD Kamera (Modell HDC SD40), die Auswertung der Videorohdaten mittels der *Open Source* Bewegungsanalyse-Software KINOVEA [111]. Die Ansteuerung des Servo HSR-5980SG erfolgt unter Nutzung eines ARDUINO UNO; das für die Steuerung notwendige Programm stellt Abbildung 73, Kapitel 6 dar. Unter Variation der Parameter Amplitude und Frequenz innerhalb des Steuerprogramms wird der zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle der Baugruppe Antriebsstrang beeinflusst.

Zur Überprüfung der Eigenschaften der gefertigten Parallelkurbel z.B. hinsichtlich des auftretenden Spiels wird anstelle des Servo HSR-5980SG ein manueller Feintrieb für die Aufprägung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi_{SM}(t)$  verwendet. Im vorliegenden Fall ist dies ein rotatorischer Feintrieb der Firma OWIS®, welcher um  $360^\circ$  mit einer Genauigkeit von  $\pm 0,5^\circ$  verfahren werden kann.

Aus Gründen Übertragbarkeit der Ergebnisse sind die Hebelverhältnisse, unter denen die Koppel der Parallelkurbel durch den Feintrieb ausgelenkt wird, identisch mit der Länge des Servohorns des eingesetzten Aktuators HSR-5980SG.

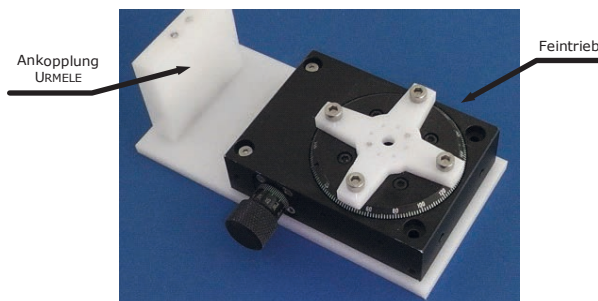


Abbildung A - 22: Feintrieb zur Bestimmung der Eigenschaften der gefertigten Parallelkurbel

### Spielbestimmung

Zur Bestimmung des fertigungstechnisch- respektive des montagebedingten Spiels wird manuell eine Kraft in sowohl in positive als auch in negative Richtung der Abszissenachse (Richtung der x-Achse) auf den Effektor aufgeprägt, welche diesen und die Abtriebswelle ausgelenkt, bis die Servoscheibe des Servo HSR-5980SG eine Bewegung ausführt. Der hierbei auftretende zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$  wird durch Filmen mit der PANASONIC® HD Kamera erfasst; die Auswertung der exakten Winkelverhältnisse erfolgt mittels KINOVEA (vgl. Anhang A - VI).



Abbildung A - 23: Bestimmung des Spiels in Richtung der positiven und negativen Abszisse

Abbildung A - 23 zeigt, dass das Spiel in Richtung der positiven und negativen Abszisse (x-Achsenrichtung)  $\approx 1^\circ - 2^\circ$  beträgt. Somit ist die Genauigkeit für die geplanten Experimente ausreichend.

### Überprüfung der Funktion der Transmissionstrecke

Ziel dieser Untersuchungen ist die Überprüfung der Funktion der Transmission, hier der Parallelkurbel, welche das Moment vom Aktuator an den Effektor, hier die Abtriebswelle, überträgt. Dabei ist mit Verweis auf Anhang A - IV die Parallelkurbel für die Übertragung des maximal durch den Aktuator erzeugten Momentes ausreichend dimensioniert. Nachfolgend wird das Übersetzungsverhältnis des Eingangswinkels  $\varphi_{SM}(t)$  zum Ausgangswinkel  $\varphi(t)$  analysiert, dieses sollte 1:1 betragen. Hierzu wird mittels des Feintriebs der Firma OWIS® manuell ein Eingangswinkel  $\varphi_{SM}$  vorgegeben.

Zu Beginn der Versuche ist zunächst die Nulllage des Feintriebs zu bestimmen, diese liegt bei ca.  $+2^\circ$ . Anschließend wird ein zeitabhängiger Winkel  $\varphi_{SM}$  von  $0^\circ$  bis  $\pm 20^\circ$  in Schritten von  $1^\circ$  vorgegeben. Die hieraus resultierende Bewegung der Abtriebswelle  $\varphi$  wird mittels KINOVEA aufgezeichnet. Abbildung A - 24 stellt exemplarisch die Untersuchung der Übersetzung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi_{SM} = \pm 20^\circ$  und den sich einstellenden Winkel  $\varphi$  an der Abtriebswelle dar.

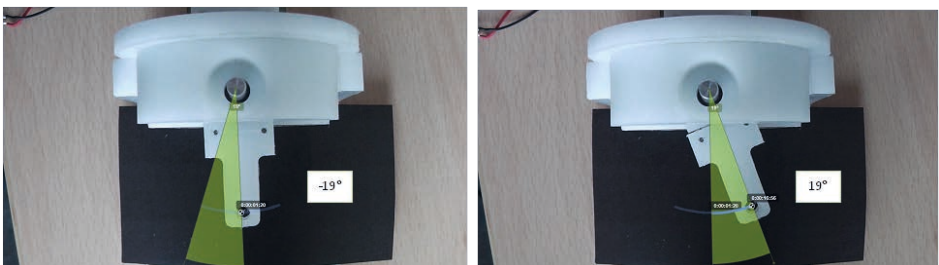


Abbildung A - 24: Resultierender, exemplarischer zeitabhängiger Winkel  $\varphi$  der Abtriebswelle bei Einstellen von  $\varphi_{SM} = \pm 20^\circ$  am Feintrieb

Bei Vorgabe eines zeitabhängigen Winkels  $\varphi_{SM} = 20^\circ$  beträgt der ermittelte zeitabhängige Winkel  $\varphi$  der Abtriebswelle  $19^\circ$ . Unter Berücksichtigung des im vorherigen Abschnitt ermittelten Spiels von ca.  $1^\circ$  erfüllt die Transmission der Baugruppe Antriebsstrang die in Kapitel 6 dargelegten Anforderungen.



## **A - VI Erstellen von Bewegungsanalysen mittels KINOVEA**

Zur Erfassung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle der Baugruppe Antriebsstrang wird die Open Source Software KINOVEA eingesetzt (KINOVEA [111]). Zur Vorbereitung der Bewegungsanalyse ist zunächst ein Video mittels herkömmlicher Videotechnik aufzuzeichnen. Dieses erfolgt im vorliegenden Fall mittels des im Anhang A - V konstruierten Versuchsstandes. Nach Aufnahme des Videos und Start der KINOVEA Software sind für die Erfassung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  der Abtriebswelle folgende Schritte auszuführen:

- Einladen des aufgenommenen Videos innerhalb der KINOVEA-Benutzeroberfläche
- Das Setzen eines Markers an die zu verfolgenden Stelle, hierbei ist auf genügend Kontrast zur Umgebung zu achten, so dass der Marker hinsichtlich seiner Position während der durch das Programm vorgenommenen Analyse der Einzelbilder nicht „wandert“
- Mittels Rechtsklick auf den Marker können weitere Optionen ausgewählt werden, anschließend erfolgt das Markieren der Schaltfläche *<Trajektorien verfolgen>*
- Drücken des Start-Schaltfläche: Das Video wird analysiert, die Trajektorie aufgezeichnet
- Nach Ende der Analyse können an beliebiger Stelle Winkel- und Zeitmessungen durchgeführt werden. Hierzu wird die Schaltfläche *<Winkel>* bzw. *<Stoppuhr>* markiert und in den Arbeitsbereich eingefügt. Im vorliegenden Fall ist bei der Winkelmessung darauf zu achten, dass der Referenzschenkel immer die Nulllage der Abtriebswelle der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 ist; dies erfolgt aus Gründen der Vergleichbarkeit der Ergebnisse.
- Zur Dokumentation können Einzelfotos mittels der *<Foto>* Schaltfläche erzeugt werden, sämtliche hinzugefügten Elemente können zudem in das bestehende Video aufgenommen und gespeichert werden.



## A - VII Bestimmung der Eigenschaften der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

### Abschätzung der benötigten Wasserfläche des Versuchsstandes

Für die Abschätzung der benötigten Wasserfläche des Versuchsstandes wird der in Kapitel 6 konstruierte Prototyp der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 verwendet.

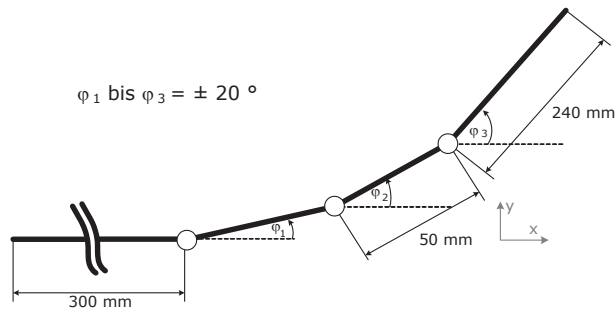


Abbildung A - 25: Modell des Urmele zur Bestimmung der erforderlichen Wasserfläche

Infolge einer Länge von ca. 700 mm im gestreckten Zustand (ein Basismodul, drei Effektormodule und eine Flosse) ergibt sich bei Beachtung eines Sicherheitsabstands von 100 mm zu den Rändern eine minimale Länge von ca. 900 mm. Die maximale Breite  $B_{\text{Max}}$  zeigt (A - 7), sie entsteht bei maximal möglicher Auslenkung aller drei Effektormodule und der Flosse und beträgt  $\approx \pm 120$  mm.

$$B_{\text{max}} = \sin(20^\circ) \cdot 50 \text{ mm} + \sin(20^\circ) \cdot 50 \text{ mm} + \sin(20^\circ) \cdot 240 \text{ mm} \quad (\text{A-7})$$

Somit erscheint ein handelsübliches Aquarium mit den Abmessungen 1500 mm · 600 mm · 500 mm ausreichend für die während dieser Arbeit geplanten Experimente. Infolge der Höhe von 500 mm können unter Nutzung dieses Beckens zudem Tauchversuche innerhalb späterer Arbeiten durchgeführt werden. Für die derzeitigen Versuche ist eine Wasserhöhe von ca. 110 mm ausreichend. Daneben bietet das Aquarium noch weitere Vorteile. Einerseits ermöglichen die Glaswände sowie der Glasboden ein vollständiges Beobachten aller Versuche. Andererseits garantiert das Becken bei korrekter Handhabung die für den langfristigen Betrieb des Versuchsstandes erforderliche Dichtigkeit (vgl. Anforderungsliste Kapitel 7).

## Vorbereitungen am Messverstärker

Zur Überführung des werkseitig eingestellten 6-Leitermess-Verfahren des Messverstärkers ALTHEN SG2K KS24E 510 in das für diese Arbeit benötigte 4-Leitermess-Verfahren sind die Anschlüsse 21/22 und 28/27 mittels Kabeln zu brücken. Für weitere Details sei auf das Datenblatt [121] verwiesen.

## Variantendiskussion zur Erfassung der Lagerreaktionskraft der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

Zur Erfassung der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe zeigt Abbildung A - 26 zwei mögliche Varianten.

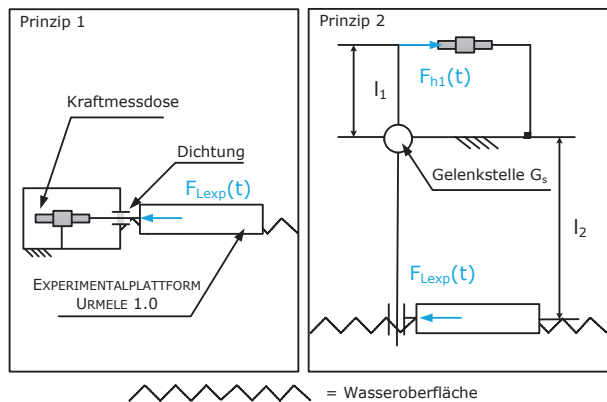


Abbildung A - 26: Varianten zur Erfassung der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe

Das erste Prinzip zeigt eine Kraftmessdose, welche sich in Flucht mit der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 befindet. Die durch die Bewegung der Experimentalplattform erzeugten Lagerreaktionskräfte werden direkt auf den Kraftmesssensor übertragen, eine Dichtung verhindert das Eindringen des die Kraftmessdose umgebenden Fluides. Diese Dichtung ist jedoch gleichzeitig auch das kritische Element: Infolge der hierdurch auftretenden Dämpfung/Reibung werden die Messwerte der Lagerreaktionskraft verfälscht.

Prinzip 2 beinhaltet ebenfalls eine Kraftmessdose; diese ist aber über ein Hebelgetriebe mit der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 verbunden. Hierdurch ist zum einen die Kraftmessdose vor eindringender Feuchtigkeit geschützt. Zum anderen ist aufgrund der in Kapitel 5 und Anhang A - II durchgeführten Simulation zu erwarten, dass die Größenordnung der Lagerreaktionskraft im Bereich von einigen hundert mN bis wenigen

N liegen wird. Der Hebel verstärkt infolge der Übersetzung diese Kraft und ermöglicht somit die Messung kleiner Kräfte.

Tabelle A - 21 vergleicht die beiden Prinzipien, relevante Kriterien sind der Schutz vor Feuchtigkeit, die Messung kleiner Kräfte und der konstruktive Aufwand.

**Tabelle A - 21:** Bewertung der beiden Varianten zur Erfassung der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe

Kriterium	Gewichtung	Prinzip 1		Prinzip 2	
		Pkt.	gew. Punkte	Pkt.	gew. Punkte
Schutz vor Feuchtigkeit	<b>0,4</b>	1	0,4	5	2,0
Messung kleiner Kräfte	<b>0,4</b>	2	0,8	4	1,6
Konstruktiver Aufwand	<b>0,2</b>	3	0,6	3	0,6
Summe	<b>1</b>	<b>6</b>	1,8 0,36	<b>12</b>	4,2 0,84

Damit wird Prinzip 2 zur Messung der durch die EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 erzeugten Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe umgesetzt.

## Kontrolle der Wasserstandshöhe des Versuchsstandes

Zur Kontrolle der Wasserstandshöhe während der Experimente werden in die Lagerung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 drucksensitive FSR-Dünnschichtsensoren (Bezug über Firma CONRAD, Typ FSR402) implementiert. Damit wird der durch die Hülle der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 aufgrund des Auftriebs erzeugte Druck (bzw. die Kraft unter Einbezug der Fläche) messbar. Der Druck bewirkt eine Widerstandsänderung des als Spannungsteiler geschalteten FSR-Sensors. Die Erfassung der sich ändernden Spannung erfolgt über einen ARDUINO UNO. Nach erfolgter Konvertierung mittels des internen AD-Wandlers leitet der Mikrocontroller die Messwerte an den Steuerrechner, an welchem die Messdaten über die serielle Schnittstelle ausgelesen werden. Mittels des Programms PROCESSING [114] werden die erfassten Spannungswerte innerhalb eines Balkendiagramms dargestellt, die Änderungen im Druck und somit der Spannung aktualisieren sich dynamisch im laufenden Betrieb. Anhand programmierter Schwellwerte werden die verschiedenen Bereiche farbkodiert angezeigt: dieses dient der Unterstützung des Bedieners bei der Bewertung des Wasserstandes.

*Kein Balken:* Messung verfälscht, kein Kontakt zwischen Roboter und Sensor oder Sensor defekt  
*Grün:* Wasserhöhe in Ordnung, Messung möglich  
*Orange/Rot:* Wasserhöhe zu hoch, Messung verfälscht

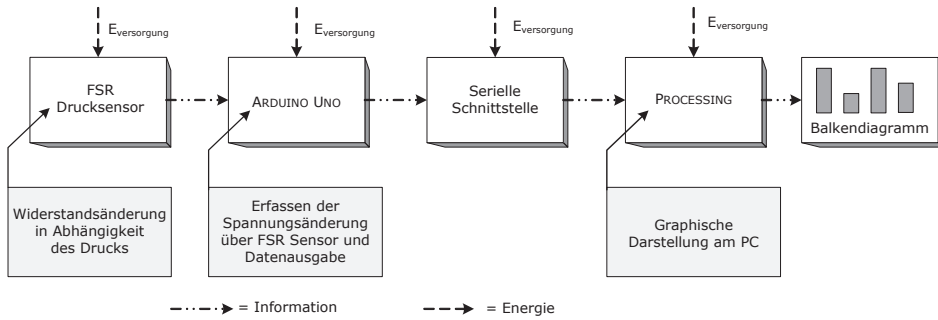


Abbildung A - 27: Prinzip der Druckerfassung mittels FSR-Dünnschichtsensoren

Einige wichtige und auskommentierte Quellcodeelemente sind nachfolgend in Tabelle A - 22 und Tabelle A - 23 abgebildet:

Tabelle A - 22: Ausgewählte Quellcodeelemente zur Erfassung der Widerstandsänderung der FSRDünnschichtsensoren (ARDUINO)

```

int R1= 4; // Variable R1 vom Typ integer definieren, mit analogem Pin 0 verbinden
int halt = 255;
int value; // Variable value vom Typ integer definieren

void setup ()
{
Serial.begin(9600); // Beginn der seriellen Kommunikation
}
void loop ()
{
value=analogRead(R1); // Auslesen des analogen Pins 0

Serial.print(value);
Serial.print(" "); // Ausgabe des Wertes von value auf dem seriellen Monitor

delay(30); // delay von 600 ms
}
    
```

**Tabelle A - 23:** Ausgewählte Quellcodeelemente zur graphischen Darstellung der Messwerte am Steuerrechner (PROCESSING)

```
import processing.serial.*; // Einbinden der Bibliothek
-----
port = new Serial(this, Serial.list()[2], 9600); // Auswahl des Ports
-----
if (sensorValues[i] > 0 && sensorValues[i]< 422)
  { fill (124, 252, 0);
    rect (i*distanceX+distanceX,height-distanceBottom,graphWidth,-sensorValues[i]/2);
    noFill();
  } // Zeichnen eines in der Höhe veränderlichen Balkens (in Abhängigkeit der Datenwerte)
```

## Ermittlung der Messunsicherheit der Zeit-Strom-Verläufe

Zur Ermittlung der Messunsicherheit der Zeit-Strom-Verläufe wird die Gleichung zur Berechnung des ohmschen Widerstands verwendet.

$$I = \frac{U}{R} \quad (\text{A - 8})$$

Unter Verwendung der Lehrunterlagen Prozessmess- und Sensortechnik [131], ergibt sich die kombinierte Messunsicherheit  $u_c(I)$  zu:

$$u_c(I) = \sqrt{\left(\frac{\partial I}{\partial U} u_u\right)^2 + \left(\frac{\partial I}{\partial R} u_R\right)^2} \quad (\text{A - 9})$$

Durch Einsetzen von (A - 8) in (A - 9) ergibt sich:

$$u_c(I) = \sqrt{\left(\frac{1}{R} u_u\right)^2 + \left(-\frac{U}{R^2} u_R\right)^2} \quad (\text{A - 10})$$

Die Division aller Terme mit I und Einsetzen von (A - 8) für I ergibt:

$$\frac{u_c(I)}{I} = \sqrt{\left(\frac{\frac{1}{R} u_u}{I}\right)^2 + \left(\frac{-\frac{U}{R^2} u_R}{I}\right)^2} \quad (\text{A - 11})$$

$$\frac{u_{c(I)}}{I} = \sqrt{\left(\frac{\frac{1}{R} u_u}{\frac{U}{R}}\right)^2 + \left(\frac{\frac{U}{R^2} u_R}{\frac{U}{R}}\right)^2} \quad (\text{A - 12})$$

Damit ergibt sich  $U_c(I)/I$  zu:

$$\frac{u_{c(I)}}{I} = \sqrt{\left(\frac{u_u}{U}\right)^2 + \left(\frac{u_R}{R}\right)^2} \quad (\text{A - 13})$$

Mit  $u_u/U = 2\%$  (Messunsicherheit der Spannung und Abschätzung für die Messabweichung der Übertragungstrecke Shunt > DAQ > LABVIEW® infolge von Abtast- und Quantisierungsunsicherheit) und  $u_R/R = 0,5\%$  zeigt (A - 14) die relative Unsicherheit:

$$w_c(I) = \frac{u_{c(I)}}{I} = \sqrt{(0,02)^2 + (0,005)^2} = 2,1\% \quad (\text{A - 14})$$

Damit ergibt sich für die Ermittlung des Stroms die erweiterte relative Unsicherheit  $w_c$  von 2,1 % bei einer statistischen Sicherheit von  $P = 68,3\%$

### Ermittlung der Messunsicherheit bei der Erfassung des Zeit-Lagerreaktionskraft-Verlaufs

Zur Bewertung des Messverfahrens zur Aufnahme der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verläufe wird nachfolgend die Messunsicherheit abgeschätzt. Hierbei wird folgende Modellgleichung verwendet (vgl. Leitfaden Messunsicherheit [128], bzw. Vorlesungsskript Prozessmess- und Sensortechnik [131]).

$$F_{hl} = \left(\frac{m_g \cdot 9,81}{1000}\right) \cdot \cos(\varepsilon_{\text{kalib}}) \quad (\text{A - 15})$$

Messabweichungen treten somit für Masse  $m_g$  und den Winkel  $\varepsilon_{\text{kalib}}$  auf, die hieraus resultierende kombinierte Messunsicherheit  $u_{hl}$  wird mittels der Fehlerfortpflanzung nach Gauß ermittelt.

$$u_{hl} = \sqrt{\left(\frac{\partial F_{hl}}{\partial m_g}\right)^2 + \left(\frac{\partial F_{hl}}{\partial \varepsilon_{\text{kalib}}}\right)^2} \quad (\text{A - 16})$$



Die Unsicherheit  $u_m$  der Eingangsgrößen  $m_g$  ergibt sich aus der Standardabweichung der Messung und beträgt. Tabelle A - 24 zeigt die aus acht Kalibrierungsmessungen resultierenden Werte der Unsicherheit  $u_m$  der Eingangsgröße  $m_g$ .

Tabelle A - 24: Unsicherheit  $u_m$  der Eingangsgröße  $m_g$

Masse $m_g$ in g	Mittelwert der Masse $m_g$ in g (N = 8)	Standardabweichung $s_n$ der Masse $m_g$ in g	Unsicherheit $u_m$ der Masse $m_g$ in g
0	-4,10	5,50	1,94
52	51,33	4,06	1,44
102	106,75	8,02	2,84
152	153,90	12,59	4,45
203	201,76	13,08	4,62
253	245,11	16,63	5,88

Die Unsicherheit der Eingangsgröße des Winkels  $\varepsilon_{\text{kalib}}$   $u_\varepsilon$  berechnet sich aus der Halbweite der Grenzen der Montag- und Fertigungstoleranz. Hier beträgt die untere Grenze  $0,5^\circ$  und obere Grenze  $1,5^\circ$ .  $a_{\text{Halbweite}}$  ergibt sich damit zu  $0,5^\circ$ . Da alle Werte innerhalb dieser Grenze als gleich wahrscheinlich angenommen werden, ist die Halbweite mit dem Faktor zu gewichten, dies entspricht einer Rechteckverteilung (vgl. Leitfaden Messunsicherheit [128], bzw. Vorlesungsskript Prozessmess- und Sensortechnik [131], Abschätzen von Messunsicherheiten, Typ B).

$$u_\varepsilon = \frac{0,5 \cdot \pi}{180 \cdot \sqrt{3}} = 0,005 \text{ rad} \quad (\text{A - 17})$$

Die Empfindlichkeitskoeffizienten  $c_m$  und  $c_\varepsilon$  ergeben sich aus Ableiten von (A - 15) und Einsetzen der jeweiligen Mittelwerte bzw. der Messabweichung.

$$c_m = \left( \frac{\partial F_{h1}}{\partial m_g} \right) = \frac{(1) \cdot 9,81}{1000} \cdot \cos \varepsilon \quad (\text{A - 18})$$

$$c_\varepsilon = \left( \frac{\partial F_{h1}}{\partial \varepsilon} \right) = -\frac{m_g \cdot 9,81}{1000} \cdot \sin \varepsilon \quad (\text{A - 19})$$

$$u_{h1} = \sqrt{(c_m \cdot u_g)^2 + (c_\varepsilon \cdot u_\varepsilon)^2} \quad (\text{A - 20})$$

Tabelle A - 25 zeigt die Empfindlichkeitskoeffizienten  $c_m$  und  $c_\varepsilon$  sowie die sich erweiterte Messunsicherheit  $U_{h1}$  für eine statistische Wahrscheinlichkeit  $P = 68,3\%$ .

**Tabelle A - 25:** Exemplarische Darstellung der Empfindlichkeitskoeffizienten und erweiterter Messunsicherheit  $U_{hl}$

Masse $m_0$ in g	$c_m$	$c_\epsilon$	$U_{hl}$ in N ( $P = 68,3\%$ )
0	0,00981	0,00070	0,019
52	0,00981	-0,00879	0,014
102	0,00981	-0,01828	0,028
152	0,00981	-0,02635	0,044
203	0,00981	-0,03454	0,045
253	0,00981	-0,04197	0,058

Tabelle A - 26 vergleicht das auf der Modellgleichung basierende Ergebnis der Schätzung der Messabweichung mit dem Ergebnis der auf den Messdaten beruhenden tatsächlichen Messabweichung der Kraft  $F_{h1}$ .

**Tabelle A - 26:** Vergleich der auf der Modellgleichung basierenden Schätzung der Messunsicherheit und tatsächliches Messergebnis der Kraft  $F_{h1}$

Masse $m_0$ in g	$U_{hl}$ in Nmm ( $P = 68,3\%$ )	Ergebnis der Messung ( $P = 68,3\%$ )
0	0,019	0,0191
52	0,014	0,0141
102	0,028	0,0278
152	0,044	0,0437
203	0,045	0,0454
253	0,058	0,0577

Damit zeigt die Betrachtung der Schätzung der Messabweichung, dass die Annahme der Vernachlässigung des Einflusses des Winkels  $\epsilon_{\text{kalib}}$  zulässig ist.

## A - VIII Experimentelle Untersuchung der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0

### Auswertung der gemessenen Zeit-Lagerreaktionskraft- bzw. Zeit-Leistungsbedarf-Verläufe

Die Auswertung der gemessenen Zeit-Lagerreaktionskraft- bzw. Zeit-Leistungsbedarf-Verläufe nutzt ein MATLAB® Programm. Innerhalb des Programms sind je nach Auswertung die Variablen anzupassen. Nachfolgend ist die Bedeutung der wichtigsten verwendeten Elemente anhand des Beispiels der Auswertung eines Zeit-Lagerreaktionskraft-

Verlaufs und die hieraus resultierende Berechnung des Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$  dargestellt.

Analog der Vorgehensweise in Anhang A - I erfolgt die Auswertung des experimentell ermittelten Zeit-Lagerreaktionskraft-Verlaufs unter Verwendung der Funktion SMOOTHING SPLINE sowie des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$ . Tabelle A - 27 zeigt einige, für die nachfolgenden Auswertungen relevante, Quellcodeelemente.

**Tabelle A - 27:** Ausgewählte Elemente des MATLAB®-Quellcodes für die Bestimmung des Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}$

```
yyData = Ampl204
[xData, yData] = prepareCurveData( Zeit, KraftsensorLfy204);

% Set up fittype and options.
ft = fittype( 'smoothingspline' );
opts = fitoptions( ft );

% Fit model to data.
[fitresult, gof] = fit( xData, yData, ft, opts );
[fitresult1, gof1] = fit( xData, yyData, ft, opts );

y = feval(fitresult,xData);

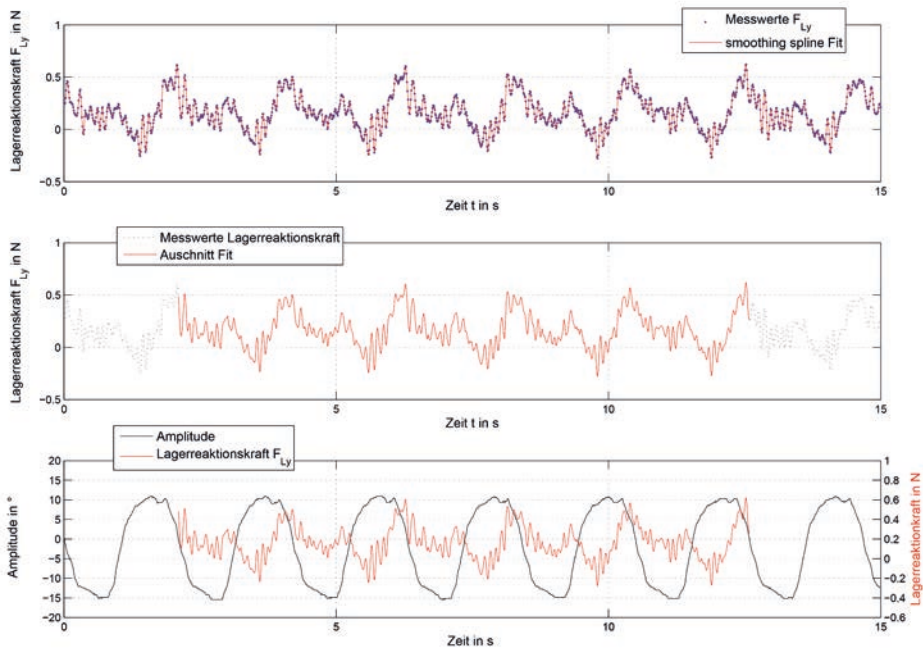
N1 = fzero(fitresult1,2);
N5 = fzero(fitresult1,12.8);

x = N1:(N5-N1)/3000:N5;
y1 = feval(fitresult,x);
z1 = trapz(x,y1);

Export = [z1;0;0;N1;N5];
```

Zur universellen Verwendung des Programms werden die individuell benannten Variablen (aufgrund der in EXCEL® stattfindenden Zusammenfassung der Daten) auf die programmspezifischen Variablen umgespeichert (hier z.B. von *Ampl204*, *Zeit* und *KraftsensorLfy204* auf *yyData*, *xdata* und *yData*). Anschließend erfolgt unter Verwen-

dung der MATLAB®-internen Routine `<fittype>` die Annäherung einer Funktion `<fitresult>` bzw. `<fitresult1>` an die Originalsimulationswerte. Dabei ist `<fitresult>` die Annäherung an `yData`, hier die Lagerreaktionskraft  $F_{Lexp}$  und `<fitresult1>` die Annäherung an den zeitabhängigen Winkel  $\varphi_{exp}(t)$ . Zur Bestimmung des für die Integration und somit die Bildung von  $I_{exp}$  erforderlichen Intervalls  $\Delta t$  werden die Nullstellen von `<fitresult1>` bestimmt. Hierzu wird der Befehl `<fzero>` verwendet, die Startpunkte für das iterative Nullstellenbestimmungsverfahren sind zwei und 12,8. Die sich so ergebenden Nullstellen werden auf den Variablen `N1` und `N5` gespeichert. Anschließend erfolgt mittels des Befehls `<trapz>` numerisch die Bestimmung des Kraftstoßes  $I_{exp}$  (Variable `z1`) unter Verwendung der Trapez Methode; die untere Grenze ist dabei die Nullstelle `N1`, die obere Grenze die Nullstelle `N5`. Zur komfortablen Weiterverarbeitung der Ergebnisse werden der sich ergebende Kraftstoß  $I_{exp}$  sowie die Nullstellen in der Variablen `Export` zusammengefasst, das Bestimmtheitsmaß  $R_B^2$  findet sich innerhalb der Variablen `gof`. Abbildung A - 28 zeigt exemplarisch die Methodik zur Bestimmung des Kraftstoßes  $I_{exp}$  unter Verwendung der Lagerreaktionskraft  $F_{Lexp}$  (Parameter: Amplitude = 15,  $f = 0,48$  Hz, Anzahl Effektormodule = 2).



**Abbildung A - 28:** Exemplarische Darstellung der Lagerreaktionskraft  $F_{Lexp}$  und Ermittlung des Kraftstoßes  $I_{exp}$

Abbildung A - 28 zeigt, dass die Messwerte adäquat durch den Annähungstyp SMOOTHING SPLINE dargestellt werden. Zusätzlich wird das Bestimmtheitsmaß  $R_B^2$  erfasst, welches die Güte der Vorhersage der abhängigen Variablen durch die Annäherungsfunktion beschreibt. Im unteren Drittel der Abbildung A - 28 wird der durch  $\varphi(t)$  auf fünf Perioden T begrenzten Bereich der Lagerreaktionskraft  $F_{Lexp}$  dargestellt, aus welchem der Kraftstoß  $I_{exp5}$  berechnet wird. Die anschließende Bildung des Mittelwertes generiert  $I_{exp}$ .

### Auswertung elektrischen Energie und Kraftstoß - Variante Exp-1

Nachfolgend erfolgt die Darstellung sämtlicher berechneter elektrischer Energien  $E_{exp}$  in Abhängigkeit der innerhalb der Variante EXP-1 untersuchten Parameter.

Tabelle A - 28: Erforderliche elektrische Energie  $E_{exp}$ , Variante EXP-1

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>6,34</b>	<b>6,56</b>	<b>6,24</b>	<b>6,06</b>	<b>6,85</b>	<b>6,67</b>	<b>5,87</b>	<b>5,88</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	1,27	1,31	1,25	1,21	1,37	1,33	1,17	1,18
	$R_B^2$	0,88	0,91	0,91	0,89	0,90	0,90	0,91	0,91
10	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>11,1</b>	<b>11,12</b>	<b>13,38</b>	<b>10,93</b>	<b>12,26</b>	<b>11,59</b>	<b>11,19</b>	<b>11,49</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	2,22	2,22	2,68	2,19	2,45	2,32	2,24	2,30
	$R_B^2$	0,92	0,93	0,92	0,90	0,92	0,92	0,93	0,93
15	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>16,67</b>	<b>18,03</b>	<b>20,48</b>	<b>16,47</b>	<b>17,68</b>	<b>17,94</b>	<b>20,62</b>	<b>19,97</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	3,33	3,61	4,10	3,29	3,54	3,59	4,12	3,99
	$R_B^2$	0,90	0,93	0,92	0,91	0,93	0,91	0,92	0,93
20	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>27,55</b>	<b>27,86</b>	<b>23,07</b>	<b>24,09</b>	<b>23,75</b>	<b>25,75</b>	<b>20,96</b>	<b>23,46</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	5,51	5,57	4,61	4,82	4,75	5,15	4,19	4,69
	$R_B^2$	0,93	0,93	0,91	0,91	0,92	0,92	0,91	0,91

Amplitude in °		M9	M10	M11	M12	M13	M14	M15	M16
5	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>5,73</b>	<b>5,71</b>	<b>5,64</b>	<b>5,68</b>	<b>5,93</b>	<b>6,23</b>	<b>6,20</b>	<b>6,66</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	1,15	1,14	1,13	1,14	1,19	1,25	1,24	1,33
	$R_B^2$	0,90	0,91	0,90	0,91	0,91	0,89	0,91	0,9
10	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>11,61</b>	<b>11,36</b>	<b>11,64</b>	<b>11,74</b>	<b>12,42</b>	<b>11,68</b>	<b>13,22</b>	<b>12,53</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	2,32	2,27	2,33	2,35	2,48	2,34	2,64	2,51
	$R_B^2$	0,91	0,91	0,92	0,91	0,93	0,92	0,92	0,93
15	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>19,55</b>	<b>17,52</b>	<b>20,54</b>	<b>20,54</b>	<b>17,68</b>	<b>19,84</b>	<b>20,02</b>	<b>17,01</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	3,91	3,5	4,11	4,11	3,54	3,97	4,00	3,40
	$R_B^2$	0,91	0,93	0,94	0,92	0,92	0,92	0,93	0,91
20	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>28,47</b>	<b>24,83</b>	<b>26,64</b>	<b>27,21</b>	<b>24,86</b>	<b>26,59</b>	<b>24,91</b>	<b>28,42</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	5,69	4,97	5,33	5,44	4,97	5,32	4,98	5,68
	$R_B^2$	0,92	0,92	0,92	0,92	0,91	0,92	0,91	0,93

Die Auswertung der Zeit-Leistungsbedarf-Verläufe verdeutlicht, dass mit zunehmender Amplitude A der erforderliche elektrische Energiebedarf je Periode T zunimmt. Dabei sind die Ergebnisse bei gleicher Amplitude durchaus vergleichbar, die Unterschiede zwischen den je Amplitude A berechneten Energien  $E_{exp}$  liegen zwischen 5 % und 8 %. Nachfolgend sind sämtlicher berechnete Kraftstöße  $I_{exp}$  in Abhängigkeit der innerhalb der Variante EXP-1 untersuchten Parameter dargestellt.

**Tabelle A - 29:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ , Rohmessdaten, Variante EXP-1

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
	5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,117</b>	<b>0,0572</b>	<b>0,0568</b>	<b>0,0811</b>	<b>0,0504</b>	<b>0,0515</b>	<b>0,0496</b>
$I_{exp}$ 1 T in Ns		0,0234	0,0114	0,0114	0,0162	0,0101	0,0103	0,0099	0,0115
$R_B^2$		0,9912	0,9911	0,9896	0,9914	0,9814	0,9834	0,982	0,9829
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,129</b>	<b>0,1423</b>	<b>0,1232</b>	<b>0,1319</b>	<b>0,1117</b>	<b>0,1105</b>	<b>0,1152</b>	<b>0,1087</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0258	0,0285	0,0246	0,0264	0,0223	0,0221	0,023	0,0217
	$R_B^2$	0,9952	0,9947	0,9954	0,9965	0,9925	0,9951	0,9931	0,9933
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,7837</b>	<b>0,8755</b>	<b>0,517</b>	<b>1,0928</b>	<b>0,3989</b>	<b>0,2005</b>	<b>0,1745</b>	<b>0,4153</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1567	0,1751	0,1034	0,2186	0,0798	0,0401	0,0349	0,0831
	$R_B^2$	0,9993	0,9994	0,9991	0,9990	0,9982	0,9984	0,9984	0,9981
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,4882</b>	<b>1,0421</b>	<b>1,5537</b>	<b>1,5851</b>	<b>-0,0363</b>	<b>0,1041</b>	<b>0,1842</b>	<b>0,1390</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,2976	0,2084	0,3107	0,317	-0,0073	0,0208	0,0368	0,0278
	$R_B^2$	0,9993	0,9994	0,9994	0,9994	0,9995	0,9995	0,9995	0,9995

Amplitude in °		M9	M10	M11	M12	M13	M14	M15	M16
	5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1081</b>	<b>0,1372</b>	<b>0,1213</b>	<b>0,1073</b>	<b>0,1002</b>	<b>0,0897</b>	<b>0,1199</b>
$I_{exp}$ 1 T in Ns		0,0216	0,0274	0,0243	0,0215	0,0200	0,0179	0,0240	0,0262
$R_B^2$		0,9928	0,9930	0,9922	0,9939	0,9908	0,9908	0,9920	0,9924
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1947</b>	<b>0,1692</b>	<b>0,1996</b>	<b>0,1759</b>	<b>0,1623</b>	<b>0,2468</b>	<b>0,1886</b>	<b>0,2018</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0389	0,0338	0,0399	0,0352	0,0325	0,0494	0,0377	0,0404
	$R_B^2$	0,9955	0,9959	0,9942	0,9969	0,9940	0,9959	0,9948	0,9957
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2486</b>	<b>0,6081</b>	<b>0,5000</b>	<b>0,5026</b>	<b>0,6595</b>	<b>0,4606</b>	<b>0,7594</b>	<b>-0,2029</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0497	0,1216	0,1000	0,1005	0,1319	0,0921	0,1519	-0,0406
	$R_B^2$	0,9982	0,9983	0,9984	0,9986	0,9986	0,9986	0,9987	0,9987
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1964</b>	<b>1,0795</b>	<b>-0,1603</b>	<b>-0,1604</b>	<b>-0,4754</b>	<b>0,2682</b>	<b>0,8598</b>	<b>0,6337</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0393	0,2159	-0,0321	-0,0321	-0,0951	0,0536	0,1720	0,1267
	$R_B^2$	0,9997	0,9996	0,9996	0,9996	0,9993	0,9994	0,9994	0,9994

Tabelle A - 30: Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ , gewichtete Messdaten, Variante Exp-1

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp} \text{ 5 T in Ns}$	<b>0,1170</b>	<b>0,0572</b>	<b>0,0568</b>	<b>0,0811</b>	<b>0,0504</b>	<b>0,0515</b>	<b>0,0496</b>	<b>0,0573</b>
	$I_{exp} \text{ 1 T in Ns}$	0,0234	0,0114	0,0114	0,0162	0,0101	0,0103	0,0099	0,0115
	$R_B^2$	0,9912	0,9911	0,9896	0,9914	0,9814	0,9834	0,982	0,9829
10	$I_{exp} \text{ 5 T in Ns}$	<b>0,1290</b>	<b>0,1423</b>	<b>0,1232</b>	<b>0,1319</b>	<b>0,1117</b>	<b>0,1105</b>	<b>0,1152</b>	<b>0,1087</b>
	$I_{exp} \text{ 1 T in Ns}$	0,0258	0,0285	0,0246	0,0264	0,0223	0,0221	0,023	0,0217
	$R_B^2$	0,9952	0,9947	0,9954	0,9965	0,9925	0,9951	0,9931	0,9933
15	$I_{exp} \text{ 5 T in Ns}$	<b>0,7837</b>	<b>0,8755</b>	<b>0,517</b>	<b>1,0928</b>	<b>0,3989</b>	<b>0,2005</b>	<b>0,1745</b>	<b>0,4153</b>
	$I_{exp} \text{ 1 T in Ns}$	0,1567	0,1751	0,1034	0,2186	0,0798	0,0401	0,0349	0,0831
	$R_B^2$	0,9993	0,9994	0,9991	0,999	0,9982	0,9984	0,9984	0,9981
20	$I_{exp} \text{ 5 T in Ns}$	<b>1,4882</b>	<b>1,0421</b>	<b>1,5537</b>	<b>1,5851</b>	<b>-0,0363</b>	<b>0,1041</b>	<b>0,1842</b>	<b>0,139</b>
	$I_{exp} \text{ 1 T in Ns}$	0,2976	0,2084	0,3107	0,317	-0,0073	0,0208	0,0368	0,0278
	$R_B^2$	0,9993	0,9994	0,9994	0,9994	0,9995	0,9995	0,9995	0,9995
Amplitude in °		M9	M10	M11	M12	M13	M14	M15	M16
5	$I_{exp} \text{ 5 T in Ns}$	<b>0,1081</b>	<b>0,1372</b>	<b>0,1213</b>	<b>0,1073</b>	<b>0,1002</b>	<b>0,0897</b>	<b>0,1199</b>	<b>0,1308</b>
	$I_{exp} \text{ 1 T in Ns}$	0,0216	0,0274	0,0243	0,0215	0,0200	0,0179	0,0240	0,0262
	$R_B^2$	0,9928	0,9930	0,9922	0,9939	0,9908	0,9908	0,9920	0,9924
10	$I_{exp} \text{ 5 T in Ns}$	<b>0,1947</b>	<b>0,1692</b>	<b>0,1996</b>	<b>0,1759</b>	<b>0,1623</b>	<b>0,2468</b>	<b>0,1886</b>	<b>0,2018</b>
	$I_{exp} \text{ 1 T in Ns}$	0,0389	0,0338	0,0399	0,0352	0,0325	0,0494	0,0377	0,0404
	$R_B^2$	0,9955	0,9959	0,9942	0,9969	0,9940	0,9959	0,9948	0,9957
15	$I_{exp} \text{ 5 T in Ns}$	<b>0,2486</b>	<b>0,6081</b>	<b>0,5000</b>	<b>0,5026</b>	<b>0,6595</b>	<b>0,4606</b>	<b>0,7594</b>	<b>-0,2029</b>
	$I_{exp} \text{ 1 T in Ns}$	0,0497	0,1216	0,1000	0,1005	0,1319	0,0921	0,1519	-0,0406
	$R_B^2$	0,9982	0,9983	0,9984	0,9986	0,9986	0,9986	0,9987	0,9987
20	$I_{exp} \text{ 5 T in Ns}$	<b>0,1964</b>	<b>1,0795</b>	<b>-0,1603</b>	<b>-0,1604</b>	<b>-0,4754</b>	<b>0,2682</b>	<b>0,8598</b>	<b>0,6337</b>
	$I_{exp} \text{ 1 T in Ns}$	0,0393	0,2159	-0,0321	-0,0321	-0,0951	0,0536	0,1720	0,1267
	$R_B^2$	0,9997	0,9996	0,9996	0,9996	0,9993	0,9994	0,9994	0,9994

## Auswertung elektrische Energie und Kraftstoß – Variante Exp-2

Nachfolgend wird die für fünf bzw. eine Periode T erforderliche elektrische Energie  $E_{exp}$  berechnet. Tabelle A - 31 bis Tabelle A - 35 fassen die sich in Abhängigkeit der jeweiligen Federsteifigkeit  $c_1 = c_2$  ergebenden Werte zusammen

**Tabelle A - 31:** Erforderliche elektrische Energie  $E_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,243$  N/mm, Variante EXP-2

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{exp}$ 5 T in Ns	<b>6,2200</b>	<b>6,5282</b>	<b>6,9036</b>	<b>5,9437</b>	<b>6,5276</b>	<b>6,1985</b>	<b>6,5242</b>	<b>6,8896</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ns	1,2440	1,3056	1,3807	1,1887	1,3055	1,2397	1,3048	1,3779
	$R_B^2$	0,8972	0,9102	0,8984	0,9045	0,9111	0,9033	0,9090	0,9118
10	$E_{exp}$ 5 T in Ns	<b>12,5 429</b>	<b>13,351 2</b>	<b>11,7 801</b>	<b>11,674 1</b>	<b>13,287 2</b>	<b>12,748 4</b>	<b>13,274 7</b>	<b>12,377 8</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ns	2,5086	2,6702	2,3560	2,3348	2,6574	2,5497	2,6549	2,4756
	$R_B^2$	0,9125	0,9249	0,8953	0,8975	0,9278	0,9156	0,9193	0,9130
15	$E_{exp}$ 5 T in Ns	<b>20,471 5</b>	<b>16,9 524</b>	<b>20,8 254</b>	<b>17,319 0</b>	<b>20,257 4</b>	<b>16,9 129</b>	<b>19,330 6</b>	<b>16,504 8</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ns	4,0943	3,3905	4,1651	3,4638	4,0515	3,3826	3,8661	3,3010
	$R_B^2$	0,9152	0,9043	0,9271	0,9251	0,9283	0,9130	0,9126	0,9058
20	$E_{exp}$ 5 T in Ns	<b>29,514 4</b>	<b>25,428 4</b>	<b>28,404 1</b>	<b>29,387 6</b>	<b>26,5 142</b>	<b>27,697 0</b>	<b>27,561 2</b>	<b>23,532</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ns	5,9029	5,0857	5,6808	5,8775	5,3028	5,5394	5,5122	4,7064
	$R_B^2$	0,9262	0,9154	0,9323	0,9448	0,9362	0,9203	0,9148	0,9074

**Tabelle A - 32:** Erforderliche elektrische Energie  $E_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,594$  N/mm, Variante EXP-2

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{exp}$ 5 T in Ns	<b>7,3548</b>	<b>6,7975</b>	<b>6,4063</b>	<b>6,1092</b>	<b>5,6874</b>	<b>7,1712</b>	<b>6,0777</b>	<b>6,6329</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ns	1,4710	1,3595	1,2813	1,2218	1,1375	1,4342	1,2155	1,3266
	$R_B^2$	0,9195	0,9157	0,9182	0,9003	0,8981	0,9203	0,9225	0,9111
10	$E_{exp}$ 5 T in Ns	<b>13,4347</b>	<b>13,2176</b>	<b>14,6157</b>	<b>15,0542</b>	<b>13,4885</b>	<b>15,266</b>	<b>13,5747</b>	<b>15,4452</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ns	2,6869	2,6435	2,9231	3,0108	2,6977	3,0532	2,7149	3,0890
	$R_B^2$	0,9165	0,9110	0,9224	0,9233	0,9107	0,9258	0,9106	0,9288
15	$E_{exp}$ 5 T in Ns	<b>24,2495</b>	<b>24,2265</b>	<b>23,5771</b>	<b>23,7033</b>	<b>23,0064</b>	<b>19,9095</b>	<b>21,6031</b>	<b>22,2151</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ns	4,8499	4,8453	4,7154	4,7407	4,6013	3,9819	4,3206	4,4430
	$R_B^2$	0,9323	0,9316	0,9247	0,9313	0,94	0,9221	0,9217	0,9253
20	$E_{exp}$ 5 T in Ns	<b>32,3101</b>	<b>31,0527</b>	<b>31,8197</b>	<b>33,0407</b>	<b>29,2787</b>	<b>30,4431</b>	<b>27,7694</b>	<b>31,6386</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ns	6,4620	6,2105	6,3639	6,6081	5,8557	6,0886	5,5539	6,3277
	$R_B^2$	0,9284	0,9283	0,9334	0,9434	0,9295	0,9313	0,93	0,936



**Tabelle A - 33:** Erforderliche elektrische Energie  $E_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm, Variante EXP-2

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{exp} 5 T$ in Ns	<b>6,1420</b>	<b>6,3388</b>	<b>6,5440</b>	<b>6,9243</b>	<b>6,2336</b>	<b>6,4290</b>	<b>6,7567</b>	<b>6,0021</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ns	1,2284	1,2678	1,3088	1,3849	1,2467	1,2858	1,3513	1,2004
	$R_B^2$	0,9079	0,9134	0,9039	0,9189	0,9105	0,8978	0,9114	0,8994
10	$E_{exp} 5 T$ in Ns	<b>14,7204</b>	<b>15,4975</b>	<b>14,5351</b>	<b>15,9212</b>	<b>15,32</b>	<b>13,813</b>	<b>14,3385</b>	<b>14,2199</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ns	2,9441	3,0995	2,907	3,1842	3,064	2,7626	2,8677	2,844
	$R_B^2$	0,9238	0,9303	0,9281	0,9339	0,9204	0,9165	0,9191	0,921
15	$E_{exp} 5 T$ in Ns	<b>21,0463</b>	<b>20,2547</b>	<b>20,5986</b>	<b>21,9793</b>	<b>20,4448</b>	<b>20,8686</b>	<b>20,5559</b>	<b>21,3647</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ns	4,2093	4,0509	4,1197	4,3959	4,089	4,1737	4,1112	4,2729
	$R_B^2$	0,9335	0,916	0,9135	0,9141	0,9134	0,9203	0,9231	0,9134
20	$E_{exp} 5 T$ in Ns	<b>27,9226</b>	<b>27,5041</b>	<b>27,189</b>	<b>26,6791</b>	<b>31,8344</b>	<b>30,9116</b>	<b>30,0709</b>	<b>29,7383</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ns	5,5845	5,5008	5,4378	5,3358	6,3669	6,1823	6,0142	5,9477
	$R_B^2$	0,9166	0,9361	0,9117	0,9178	0,9381	0,9213	0,9159	0,9384

**Tabelle A - 34:** Erforderliche elektrische Energie  $E_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 1,451$  N/mm, Variante EXP-2

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>6,9497</b>	<b>7,1925</b>	<b>6,6575</b>	<b>6,6097</b>	<b>6,8041</b>	<b>6,6310</b>	<b>7,1967</b>	<b>5,9733</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	1,3899	1,4385	1,3315	1,3219	1,3608	1,3262	1,4393	1,1947
	$R_B^2$	0,9169	0,9104	0,9151	0,9045	0,9045	0,9084	0,9176	0,9094
10	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>16,9032</b>	<b>16,5349</b>	<b>16,3638</b>	<b>17,1082</b>	<b>15,3402</b>	<b>14,8559</b>	<b>15,0739</b>	<b>15,2901</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	3,3806	3,3070	3,2728	3,4216	3,0680	2,9712	3,0148	3,0580
	$R_B^2$	0,9290	0,9322	0,9346	0,9387	0,9332	0,9276	0,9225	0,9288
15	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>25,8451</b>	<b>24,1587</b>	<b>25,9149</b>	<b>24,9103</b>	<b>26,3553</b>	<b>23,8871</b>	<b>26,2012</b>	<b>26,0873</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	5,1690	4,8317	5,183	4,9821	5,2711	4,7774	5,2402	5,2175
	$R_B^2$	0,9324	0,933	0,9274	0,9302	0,9366	0,9414	0,9422	0,9437
20	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>33,0797</b>	<b>34,3758</b>	<b>33,7631</b>	<b>33,9511</b>	<b>31,1221</b>	<b>30,4674</b>	<b>31,9663</b>	<b>31,6282</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	6,6159	6,8752	6,7526	6,7902	6,2244	6,0935	6,3933	6,3256
	$R_B^2$	0,9513	0,9534	0,948	0,9463	0,9393	0,9404	0,9391	0,9375

**Tabelle A - 35:** Erforderliche elektrische Energie  $E_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm, Variante EXP-2

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>6,6319</b>	<b>7,3481</b>	<b>7,3232</b>	<b>6,7956</b>	<b>6,8571</b>	<b>6,2258</b>	<b>6,4043</b>	<b>6,8227</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	1,3264	1,4696	1,4646	1,3591	1,3714	1,2452	1,2809	1,3645
	RB <sup>2</sup>	0,8923	0,9203	0,9203	0,9050	0,9190	0,9095	0,9097	0,9219
10	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>15,0973</b>	<b>16,9869</b>	<b>15,2968</b>	<b>15,4235</b>	<b>14,3190</b>	<b>16,6887</b>	<b>16,2617</b>	<b>14,5831</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	3,0195	3,3974	3,0594	3,0847	2,8638	3,3377	3,2523	2,9166
	RB <sup>2</sup>	0,9311	0,9333	0,9317	0,9263	0,9282	0,9386	0,9367	0,9295
15	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>25,1235</b>	<b>27,3237</b>	<b>27,8070</b>	<b>25,6789</b>	<b>25,4563</b>	<b>27,0685</b>	<b>26,4138</b>	<b>26,0388</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	5,0247	5,4647	5,5614	5,1358	5,0913	5,4137	5,2828	5,2078
	RB <sup>2</sup>	0,9340	0,9398	0,9541	0,9393	0,9334	0,9382	0,9437	0,9455
20	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>35,1166</b>	<b>34,2425</b>	<b>34,7784</b>	<b>35,9764</b>	<b>36,2114</b>	<b>34,0221</b>	<b>33,7797</b>	<b>33,7211</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	7,0233	6,8485	6,9557	7,1953	7,2423	6,8044	6,7559	6,7442
	RB <sup>2</sup>	0,9449	0,9508	0,9579	0,938	0,9576	0,9436	0,9507	0,9426

Die Auswertung der Daten und die Interpretation erfolgt innerhalb Kapitel 8. Nachfolgend sind sämtliche berechnete Kraftstöße  $I_{exp}$  in Abhängigkeit der innerhalb der Variante EXP-2 untersuchten Parameter dargestellt.

**Tabelle A - 36:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,243$  N/mm, Amplitude A in °, Rohmessdaten, Variante EXP-2

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp} 5 T$ in Ns	<b>0,0498</b>	<b>0,0497</b>	<b>0,0535</b>	<b>0,0683</b>	<b>0,2432</b>	<b>0,2218</b>	<b>0,1665</b>	<b>0,0641</b>
	$I_{exp} 1 T$ in Ns	0,0100	0,0099	0,0107	0,0137	0,0486	0,0444	0,0333	0,0128
	RB <sup>2</sup>	0,9860	0,9870	0,9894	0,9867	0,9935	0,9922	0,9921	0,9926
10	$I_{exp} 5 T$ in Ns	<b>0,1761</b>	<b>0,1922</b>	<b>0,2268</b>	<b>0,1761</b>	<b>0,5524</b>	<b>-0,0726</b>	<b>0,3016</b>	<b>0,2267</b>
	$I_{exp} 1 T$ in Ns	0,0352	0,0384	0,0454	0,0352	0,1105	-0,0145	0,0603	0,0453
	RB <sup>2</sup>	0,9982	0,9988	0,9991	0,9985	0,9994	0,9993	0,9993	0,9993
15	$I_{exp} 5 T$ in Ns	<b>-0,1351</b>	<b>-0,2974</b>	<b>1,019</b>	<b>0,2397</b>	<b>0,2046</b>	<b>-0,1046</b>	<b>-0,0669</b>	<b>0,9074</b>
	$I_{exp} 1 T$ in Ns	-0,0270	-0,0595	0,2038	0,0479	0,0409	-0,0209	-0,0134	0,1815
	RB <sup>2</sup>	0,9991	0,9992	0,9991	0,9989	0,9989	0,9987	0,9987	0,9987
20	$I_{exp} 5 T$ in Ns	<b>1,2167</b>	<b>-0,2732</b>	<b>0,3214</b>	<b>0,8577</b>	<b>1,329</b>	<b>1,2627</b>	<b>1,7088</b>	<b>0,9047</b>
	$I_{exp} 1 T$ in Ns	0,2433	-0,0546	0,0643	0,1715	0,2658	0,2525	0,3418	0,1809
	RB <sup>2</sup>	0,9996	0,9996	0,9995	0,9995	0,9995	0,9996	0,9995	0,9995

**Tabelle A - 37:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ , bei  $c_1 = c_2 = 0,243$  N/mm,  
Amplitude A in °, Bereinigte Messdaten, Variante EXP-2

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0498</b>	<b>0,0497</b>	<b>0,0535</b>	<b>0,0683</b>	<b>0,2432</b>	<b>0,2218</b>	<b>0,1665</b>	<b>0,0641</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0100	0,0099	0,0107	0,0137	0,0486	0,0444	0,0333	0,0128
	$R_B^2$	0,9860	0,9870	0,9894	0,9867	0,9935	0,9922	0,9921	0,9926
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1761</b>	<b>0,1922</b>	<b>0,2268</b>	<b>0,1761</b>	<b>0,5524</b>	<b>-0,0726</b>	<b>0,3016</b>	<b>0,2267</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0352	0,0384	0,0454	0,0352	0,1105	-0,0145	0,0603	0,0453
	$R_B^2$	0,9982	0,9988	0,9991	0,9985	0,9994	0,9993	0,9993	0,9993
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>-0,1351</b>	<b>-0,2974</b>	<b>1,019</b>	<b>0,2397</b>	<b>0,2046</b>	<b>-0,1046</b>	<b>-0,0669</b>	<b>0,9074</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	-0,0270	-0,0595	0,2038	0,0479	0,0409	-0,0209	-0,0134	0,1815
	$R_B^2$	0,9991	0,9992	0,9991	0,9989	0,9989	0,9987	0,9987	0,9987
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,2167</b>	<b>-0,2732</b>	<b>0,3214</b>	<b>0,8577</b>	<b>1,329</b>	<b>1,2627</b>	<b>1,7088</b>	<b>0,9047</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,2433	-0,0546	0,0643	0,1715	0,2658	0,2525	0,3418	0,1809
	$R_B^2$	0,9996	0,9996	0,9995	0,9995	0,9995	0,9996	0,9995	0,9995

**Tabelle A - 38:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,594$ N/mm,  
Amplitude A in °, Rohmessdaten, Variante EXP-2

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>-0,5041</b>	<b>0,1977</b>	<b>0,1158</b>	<b>0,3031</b>	<b>-0,0646</b>	<b>0,0581</b>	<b>0,2228</b>	<b>0,2228</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	-0,1008	0,0395	0,0232	0,0606	-0,0129	0,0116	0,0446	0,0446
	$R_B^2$	0,9979	0,9977	0,9978	0,9980	0,9979	0,9975	0,9977	0,9977
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,4793</b>	<b>0,1051</b>	<b>0,7574</b>	<b>-0,2073</b>	<b>0,5748</b>	<b>-0,5273</b>	<b>-0,0550</b>	-
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0959	0,0210	0,1515	-0,0415	0,1150	-0,1055	-0,0110	-
	$R_B^2$	0,9992	0,9993	0,9992	0,9993	0,9987	0,9988	0,9992	0,9990
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,4439</b>	<b>-0,3993</b>	<b>0,3910</b>	<b>0,7784</b>	<b>1,0777</b>	<b>0,5515</b>	<b>0,3711</b>	-
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0888	-0,0799	0,0782	0,1557	0,2155	0,1103	0,0742	-
	$R_B^2$	0,9995	0,9995	0,9995	0,9995	0,9995	0,9995	0,9995	0,9995
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,5971</b>	<b>2,5617</b>	<b>0,7650</b>	<b>1,0609</b>	<b>2,3271</b>	<b>2,3342</b>	<b>1,5439</b>	<b>1,8993</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1194	0,5123	0,1530	0,2122	0,4654	0,4668	0,3088	0,3799
	$R_B^2$	0,9997	0,9997	0,9997	0,9996	0,9997	0,9996	0,9996	0,9996

**Tabelle A - 39:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,594\text{N/mm}$ , Amplitude  $A$  in  $^\circ$ ,  
Bereinigte Messdaten, Variante EXP-2

Amplitude in $^\circ$		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2691</b>	<b>0,1977</b>	<b>0,1158</b>	<b>0,3031</b>	<b>-0,0646</b>	<b>0,0581</b>	<b>0,2228</b>	<b>0,2228</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0538	0,0395	0,0232	0,0606	-0,0129	0,0116	0,0446	0,0446
	$R_B^2$	0,9979	0,9977	0,9978	0,9980	0,9979	0,9975	0,9977	0,9977
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,4793</b>	<b>0,6689</b>	<b>0,7574</b>	<b>0,3727</b>	<b>0,5748</b>	<b>0,6177</b>	<b>0,6884</b>	<b>0,8037</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0959	0,1338	0,1515	0,0745	0,1150	0,1235	0,1377	0,1607
	$R_B^2$	0,9992	0,9993	0,9992	0,9993	0,9987	0,9988	0,9992	0,9990
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,4439</b>	<b>0,2531</b>	<b>0,3910</b>	<b>0,7784</b>	<b>1,0777</b>	<b>1,0738</b>	<b>0,3711</b>	<b>1,0542</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0888	0,0506	0,0782	0,1557	0,2155	0,2148	0,0742	0,2108
	$R_B^2$	0,9995	0,9995	0,9995	0,9995	0,9995	0,9995	0,9995	0,9995
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,5971</b>	<b>0,6894</b>	<b>0,7650</b>	<b>1,0609</b>	<b>2,2535</b>	<b>2,1048</b>	<b>2,1720</b>	<b>2,2595</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1194	0,1379	0,1530	0,2122	0,4507	0,4210	0,4344	0,4519
	$R_B^2$	0,9997	0,9997	0,9997	0,9996	0,9997	0,9996	0,9996	0,9996

**Tabelle A - 40:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806\text{ N/mm}$ ,  
Amplitude  $A$  in  $^\circ$ , Rohmessdaten, Variante EXP-2

Amplitude in $^\circ$		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0701</b>	<b>-0,0249</b>	<b>0,2454</b>	<b>0,1312</b>	<b>-0,1239</b>	<b>-0,0273</b>	<b>0,4243</b>	<b>0,2051</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0140	-0,0050	0,0491	0,0262	-0,0248	-0,0055	0,0849	0,0410
	$R_B^2$	0,9938	0,9923	0,9930	0,9927	0,9946	0,9927	0,9947	0,9918
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1052</b>	<b>0,6171</b>	<b>-0,1080</b>	<b>-0,0949</b>	<b>0,3022</b>	<b>0,5087</b>	<b>1,3589</b>	<b>0,1010</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0210	0,1234	-0,0216	-0,0190	0,0604	0,1017	0,2718	0,0202
	$R_B^2$	0,9990	0,9988	0,9988	0,9991	0,9985	0,9985	0,9987	0,9988
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2450</b>	<b>1,2550</b>	<b>1,2301</b>	<b>0,2558</b>	<b>0,5634</b>	<b>1,5269</b>	<b>-0,0269</b>	<b>2,0431</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0490	0,2510	0,2460	0,0512	0,1127	0,3054	-0,0054	0,4086
	$R_B^2$	0,9994	0,9993	0,9994	0,9993	0,9993	0,9993	0,9994	0,9994
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,1720</b>	<b>0,6473</b>	<b>1,3875</b>	<b>2,5380</b>	<b>0,6859</b>	<b>0,8379</b>	<b>0,7259</b>	<b>2,6445</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,2344	0,1295	0,2775	0,5076	0,1372	0,1676	0,1452	0,5289
	$R_B^2$	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996

**Tabelle A - 41:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm, Amplitude  $A$  in  $^\circ$ ,  
Bereinigte Messdaten, Variante EXP-2

Amplitude in $^\circ$		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0701</b>	<b>0,0071</b>	<b>0,1229</b>	<b>0,0693</b>	<b>-0,1239</b>	<b>-0,0273</b>	<b>-0,2355</b>	<b>-0,3193</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,014	0,0014	0,0246	0,0139	-0,0248	-0,0055	-0,0471	-0,0639
	$R_B^2$	0,9938	0,9923	0,993	0,9927	0,9946	0,9927	0,9947	0,9918
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1052</b>	<b>n.b.</b>	<b>0,2535</b>	<b>0,2357</b>	<b>0,3022</b>	<b>n.b.</b>	<b>0,2322</b>	<b>0,1753</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,021	n.b.	0,0507	0,0471	0,0604	n.b.	0,0464	0,0351
	$R_B^2$	0,999	n.b.	0,9988	0,9991	0,9985	n.b.	0,9987	0,9988
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,245</b>	<b>0,1901</b>	<b>0,1544</b>	<b>0,2558</b>	<b>n.b.</b>	<b>0,2052</b>	<b>0,2399</b>	<b>0,2117</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,049	0,038	0,0309	0,0512	n.b.	0,041	0,048	0,0423
	$R_B^2$	0,9994	0,9993	0,9994	0,9993	n.b.	0,9993	0,9994	0,9994
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,172</b>	<b>1,384</b>	<b>1,3875</b>	<b>1,332</b>	<b>1,5158</b>	<b>1,6245</b>	<b>1,5725</b>	<b>1,5172</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,2344	0,2768	0,2775	0,2664	0,3032	0,3249	0,3145	0,3034
	$R_B^2$	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

**Tabelle A - 42:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 1,451$  N/mm, Amplitude  $A$  in  $^\circ$ ,  
Rohmessdaten, Variante EXP-2

Amplitude in $^\circ$		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>-0,0187</b>	<b>0,0124</b>	<b>0,0558</b>	<b>0,0967</b>	<b>0,0108</b>	<b>-0,04</b>	<b>0,1089</b>	<b>0,0506</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	-0,0037	0,0025	0,0112	0,0193	0,0022	-0,008	0,0218	0,0101
	$R_B^2$	0,9961	0,9959	0,9962	0,9953	0,9864	0,989	0,9891	0,9901
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0956</b>	<b>-0,4873</b>	<b>-0,6088</b>	<b>0,5628</b>	<b>0,2431</b>	<b>0,3215</b>	<b>-0,2572</b>	<b>-0,1238</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0191	-0,0975	-0,1218	0,1126	0,0486	0,0643	-0,0514	-0,0248
	$R_B^2$	0,9994	0,9993	0,9994	0,9995	0,9995	0,9994	0,9994	0,9995
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>2,3994</b>	<b>2,2234</b>	<b>2,3562</b>	<b>2,215</b>	<b>1,2907</b>	<b>1,2725</b>	<b>1,2283</b>	<b>1,4887</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,4799	0,4447	0,4712	0,443	0,2581	0,2545	0,2457	0,2977
	$R_B^2$	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9995	0,9996	0,9996
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>2,4773</b>	<b>2,4878</b>	<b>2,608</b>	<b>2,608</b>	<b>2,6684</b>	<b>2,5665</b>	<b>1,7566</b>	<b>2,2058</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,4955	0,4976	0,5216	0,5216	0,5337	0,5133	0,3513	0,4412
	$R_B^2$	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997

**Tabelle A - 43:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 1,451$  N/mm, Amplitude A in °, Bereinigte Messdaten, Variante EXP-2

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>-0,0187</b>	<b>0,0124</b>	<b>0,0558</b>	<b>0,0967</b>	<b>0,0108</b>	<b>-0,0400</b>	<b>0,1089</b>	<b>0,0506</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	-0,0037	0,0025	0,0112	0,0193	0,0022	-0,0080	0,0218	0,0101
	$R_B^2$	0,9961	0,9959	0,9962	0,9953	0,9864	0,9890	0,9891	0,9901
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0956</b>	<b>n.b.</b>	<b>n.b.</b>	<b>0,5628</b>	<b>0,2431</b>	<b>0,2653</b>	<b>0,1748</b>	<b>0,2025</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0191	n.b.	n.b.	0,1126	0,0486	0,0531	0,0350	0,0405
	$R_B^2$	0,9994	n.b.	n.b.	0,9995	0,9995	0,9994	0,9994	0,9995
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>2,3994</b>	<b>2,2234</b>	<b>2,3562</b>	<b>2,2150</b>	<b>1,7134</b>	<b>1,6947</b>	<b>1,2283</b>	<b>1,6570</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,4799	0,4447	0,4712	0,4430	0,3427	0,3389	0,2457	0,3314
	$R_B^2$	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9995	0,9996	0,9996
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>2,4773</b>	<b>2,4878</b>	<b>2,6080</b>	<b>2,6080</b>	<b>2,6684</b>	<b>2,5665</b>	<b>2,6222</b>	<b>2,7171</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,4955	0,4976	0,5216	0,5216	0,5337	0,5133	0,5244	0,5434
	$R_B^2$	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

**Tabelle A - 44:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm, Amplitude A in °, Rohmessdaten, Variante EXP-2

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0449</b>	<b>0,1799</b>	<b>0,1549</b>	<b>0,0051</b>	<b>0,0704</b>	<b>0,0076</b>	<b>0,0514</b>	<b>0,0778</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0090	0,0360	0,0310	0,0010	0,0141	0,0015	0,0103	0,0156
	$R_B^2$	0,9966	0,9969	0,9971	0,9966	0,9927	0,9927	0,9929	0,9932
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>-0,0239</b>	<b>0,7946</b>	<b>0,9050</b>	<b>-0,3630</b>	<b>0,5331</b>	<b>0,6732</b>	<b>0,1267</b>	<b>0,3833</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	-0,0048	0,1589	0,1810	-0,0726	0,1066	0,1346	0,0253	0,0767
	$R_B^2$	0,9990	0,9990	0,9991	0,9991	0,9994	0,9994	0,9995	0,9994
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>2,0786</b>	<b>1,9909</b>	<b>1,9780</b>	<b>0,7634</b>	<b>2,7141</b>	<b>0,8210</b>	<b>1,1270</b>	<b>-0,1326</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,4157	0,3982	0,3956	0,1527	0,5428	0,1642	0,2254	-0,0265
	$R_B^2$	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9995	0,9996	0,9996
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,7537</b>	<b>1,6903</b>	<b>2,1847</b>	<b>2,5232</b>	<b>2,5861</b>	<b>2,9611</b>	<b>2,6937</b>	<b>1,7688</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,3507	0,3381	0,4369	0,5046	0,5172	0,5922	0,5387	0,3538
	$R_B^2$	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997

Tabelle A - 45: Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm, Amplitude A in °, Bereinigte Messdaten, Variante EXP-2

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0449</b>	<b>0,1799</b>	<b>0,1549</b>	<b>0,0051</b>	<b>0,0704</b>	<b>0,0076</b>	<b>0,0514</b>	<b>0,0778</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0090	0,0360	0,0310	0,0010	0,0141	0,0015	0,0103	0,0156
	$R_B^2$	0,9966	0,9969	0,9971	0,9966	0,9927	0,9927	0,9929	0,9932
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>-0,0239</b>	<b>-0,2476</b>	<b>-0,3098</b>	<b>-0,3405</b>	<b>0,5331</b>	<b>0,6732</b>	<b>0,1267</b>	<b>0,3833</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	-0,0048	-0,0495	-0,0620	-0,0681	0,1066	0,1346	0,0253	0,0767
	$R_B^2$	0,9990	0,9990	0,9991	0,9991	0,9994	0,9994	0,9995	0,9994
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,0231</b>	<b>1,0083</b>	<b>0,9962</b>	<b>0,9828</b>	<b>0,8924</b>	<b>0,8210</b>	<b>1,1270</b>	<b>1,0519</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,2046	0,2017	0,1992	0,1966	0,1785	0,1642	0,2254	0,2104
	$R_B^2$	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996	0,9995	0,9996	0,9996
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,8089</b>	<b>1,6903</b>	<b>2,1847</b>	<b>2,5232</b>	<b>2,5861</b>	<b>2,9611</b>	<b>2,6937</b>	<b>1,7688</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,3618	0,3381	0,4369	0,5046	0,5172	0,5922	0,5387	0,3538
	$R_B^2$	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997

Tabelle A - 46: Zusammenfassung Messung Variante 2-EXP

Amplitude in °	Federsteifigkeit c in N/mm Rohmessdaten	Mittelwert $I_{exp}$ in Ns Rohmessdaten	$s_n$ in Ns Rohmessdaten	Abweichung	Mittelwert $I_{exp}$ in Ns bereinigte Messdaten	$s_n$ in Ns, bereinigte Messdaten	Abweichung
5	0,243	<b>0,0229</b>	0,0154	67,27 %	<b>0,0229</b>	0,0154	67,27 %
	0,594	<b>0,0138</b>	0,0483	350,52 %	<b>0,0331</b>	0,0228	68,92 %
	0,806	<b>0,0225</b>	0,0332	147,40 %	<b>-0,0109</b>	0,0295	-270,67 %
	1,451	<b>0,0069</b>	0,0099	142,99 %	<b>0,0069</b>	0,0099	142,99 %
	2,051	<b>0,0148</b>	0,0119	80,37 %	<b>0,0148</b>	0,0119	80,37 %
10	0,243	<b>0,0445</b>	0,0322	72,40 %	<b>0,0589</b>	0,0282	47,83 %
	0,594	<b>0,0202</b>	0,0863	427,41 %	<b>0,1241</b>	0,0267	21,53 %
	0,806	<b>0,0698</b>	0,0907	130,07 %	<b>0,0435</b>	0,0125	28,75 %
	1,451	<b>-0,0064</b>	0,0765	-1203,60 %	<b>0,0515</b>	0,0294	57,09 %
	2,051	<b>0,0757</b>	0,0817	107,94 %	<b>0,0199</b>	0,0740	372,53 %
15	0,243	<b>0,0442</b>	0,0920	208,31 %	<b>0,1193</b>	0,0532	44,62 %
	0,594	<b>0,0663</b>	0,1039	156,73 %	<b>0,1361</b>	0,0663	48,74 %
	0,806	<b>0,1773</b>	0,1369	77,22 %	<b>0,0429</b>	0,0066	15,34 %
	1,451	<b>0,3619</b>	0,0995	27,50 %	<b>0,3872</b>	0,0787	20,32 %
	2,051	<b>0,2835</b>	0,1737	61,26 %	<b>0,1976</b>	0,0176	8,93 %
20	0,243	<b>0,1832</b>	0,1179	64,37 %	<b>0,2149</b>	0,0766	35,63 %
	0,594	<b>0,3272</b>	0,1426	43,59 %	<b>0,2976</b>	0,1443	48,50 %
	0,806	<b>0,2660</b>	0,1534	57,66 %	<b>0,2876</b>	0,0276	9,61 %
	1,451	<b>0,4845</b>	0,0569	11,75 %	<b>0,5189</b>	0,0154	2,97 %
	2,051	<b>0,4540</b>	0,0917	20,20 %	<b>0,4540</b>	0,0917	20,20 %

### Auswertung Leistungsmessung und Kraftstoß - Variante Exp-3

Nachfolgend wird die für fünf bzw. eine Periode T erforderliche Energie  $E_{exp}$  berechnet. Tabelle A - 47 bis Tabelle A - 49 fassen die sich in Abhängigkeit der jeweiligen Federsteifigkeit  $c_1$  bis  $c_4$  ergebenden Werte zusammen.

**Tabelle A - 47:** Erforderliche elektrische Energie  $E_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,243$  N/mm,  $c_3 = c_4 = 0,243$  N/mm, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{exp}$ 5 T in Ws	n.a.	<b>7,6858</b>	<b>5,7707</b>	<b>5,6487</b>	<b>6,2579</b>	<b>7,2035</b>	n.a.	<b>4,5215</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	n.a.	1,0980	1,1541	1,1297	1,2516	1,4407	n.a.	1,1304
	RB <sup>2</sup>	n.a.	0,9045	0,9153	0,8933	0,9117	0,9112	n.a.	0,9012
10	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>10,5315</b>	<b>10,7989</b>	<b>11,1761</b>	<b>10,8955</b>	<b>10,3405</b>	<b>10,4777</b>	<b>11,6547</b>	<b>10,2425</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	2,1063	2,1598	2,2352	2,1791	2,0681	2,0955	2,3309	2,0485
	RB <sup>2</sup>	0,9034	0,9135	0,9169	0,9171	0,9038	0,9111	0,9235	0,9076
15,0	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>16,961</b>	<b>15,3147</b>	<b>14,3129</b>	<b>14,8428</b>	<b>14,5805</b>	<b>14,9689</b>	<b>15,4297</b>	<b>15,485</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	3,3922	3,0629	2,8626	2,9686	2,9161	2,9938	3,0859	3,097
	RB <sup>2</sup>	0,9144	0,9193	0,9266	0,9023	0,8976	0,925	0,9003	0,9151
20	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>21,0266</b>	<b>17,7502</b>	<b>17,4046</b>	<b>21,5102</b>	<b>17,8727</b>	<b>18,2549</b>	<b>18,5201</b>	<b>20,482</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	4,2053	3,5500	3,4809	4,3020	3,5745	3,6510	3,7040	4,0964
	RB <sup>2</sup>	0,9135	0,9005	0,8993	0,8863	0,8983	0,8750	0,8773	0,8856

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

n.a. steht dabei für das Nicht-Ermitteln eines Wertes für die Energie  $E_{exp}$ . Der Grund hierfür ist ein Fehler bei der Messwertaufnahme der die Integration begrenzende Amplitude. Denn infolge von Verklemmen bzw. Stick-Slip Effekten liefert das Potentiometer aufgrund der geringen Auslenkung in der Konfiguration Amplitude  $A = 5^\circ$  manchmal Werte, welche entweder nur positiv oder nur negativ sind. Somit kann keine Nullstelle gefunden werden, die Ermittlung der Energie  $E_{exp}$  wird abgebrochen.



**Tabelle A - 48:** Erforderliche Energie elektrische  $E_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,243$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 0,806$  N/mm, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>5,8981</b>	<b>5,9894</b>	<b>5,2925</b>	<b>6,0561</b>	<b>6,1003</b>	<b>6,4601</b>	<b>5,733</b>	<b>6,0453</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	1,1796	1,1979	1,0585	1,2112	1,2201	1,2920	1,1466	1,2091
	RB <sup>2</sup>	0,8955	0,9033	0,8968	0,9011	0,9009	0,8973	0,8994	0,897
10	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>11,2213</b>	<b>11,2177</b>	<b>9,7162</b>	<b>10,6331</b>	<b>10,6538</b>	<b>10,9511</b>	<b>10,1949</b>	<b>10,7573</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	2,2443	2,2435	1,9432	2,1266	2,1308	2,1902	2,039	2,1515
	RB <sup>2</sup>	0,905	0,9029	0,8911	0,9241	0,9036	0,918	0,9104	0,9069
15	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>17,3407</b>	<b>15,0271</b>	<b>14,0715</b>	<b>17,1184</b>	<b>14,692</b>	<b>15,696</b>	<b>16,1563</b>	<b>15,6032</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	3,4681	3,0054	2,8143	3,4237	2,9384	3,1392	3,2313	3,1206
	RB <sup>2</sup>	0,9162	0,9272	0,8943	0,9125	0,9198	0,9006	0,9103	0,9224
20	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>19,0374</b>	<b>20,8612</b>	<b>20,0766</b>	<b>23,6033</b>	<b>24,707</b>	<b>21,5331</b>	<b>23,2399</b>	<b>22,4344</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	3,8075	4,1722	4,0153	4,7207	4,9414	4,3066	4,6480	4,4869
	RB <sup>2</sup>	0,8966	0,8666	0,9028	0,9084	0,9053	0,8778	0,8877	0,8916

**Tabelle A - 49:** Erforderliche elektrische Energie  $E_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,243$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 2,051$  N/mm, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>5,6422</b>	<b>6,1487</b>	<b>5,2896</b>	<b>5,3840</b>	<b>6,5901</b>	<b>6,1637</b>	<b>6,2893</b>	<b>5,9556</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	1,1284	1,2297	1,0579	1,0768	1,3180	1,2327	1,2579	1,1911
	RB <sup>2</sup>	0,8913	0,9047	0,8962	0,8925	0,9167	0,9005	0,9067	0,8982
10	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>11,6252</b>	<b>11,3258</b>	<b>11,6240</b>	<b>10,8242</b>	<b>10,2245</b>	<b>12,5179</b>	<b>12,2003</b>	<b>10,4015</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	2,3250	2,2652	2,3248	2,1648	2,0449	2,5036	2,4401	2,0803
	RB <sup>2</sup>	0,9240	0,9181	0,9284	0,9116	0,8996	0,9213	0,9193	0,8952
15	$E_{exp} 5 T$ in Ws	n.a.	<b>16,7221</b>	<b>17,5588</b>	<b>16,9478</b>	<b>18,6059</b>	<b>16,8212</b>	<b>17,3976</b>	<b>18,7494</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	n.a.	3,3444	3,5118	3,3896	3,7212	3,3642	3,4795	3,7499
	RB <sup>2</sup>	n.a.	0,8998	0,9123	0,9176	0,9181	0,9016	0,9043	0,9219
20	$E_{exp} 5 T$ in Ws	<b>25,1945</b>	<b>22,9775</b>	<b>23,1118</b>	<b>20,4501</b>	<b>24,7277</b>	<b>27,3151</b>	<b>22,0697</b>	<b>23,3865</b>
	$E_{exp} 1 T$ in Ws	5,0389	4,5955	4,6224	4,0900	4,9455	5,4630	4,4139	4,6773
	RB <sup>2</sup>	0,9019	0,8889	0,8869	0,8754	0,8920	0,9078	0,9040	0,8853

Die Auswertung der elektrischen Energie  $E_{\text{exp}}$  in Abhängigkeit der Amplitude  $A$ , der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,243 \text{ N/mm}$  sowie der Federsteifigkeit  $c_3 = c_4 = 0,243 \text{ N/mm}$ ,  $0,806 \text{ N/mm}$  und  $2,051 \text{ N/mm}$  ist in Kapitel 8 dargelegt. Tabelle A - 50 bis Tabelle A -52 fassen die berechneten elektrischen Energien  $E_{\text{exp}}$  für der Federsteifigkeiten  $c_1 = c_2 = 0,806 \text{ N/mm}$  zusammen.

**Tabelle A - 50:** Erforderliche elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806 \text{ N/mm}$ ,  $c_3 = c_4 = 0,243 \text{ N/mm}$ , Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>6,0441</b>	<b>5,8691</b>	<b>6,0031</b>	<b>5,8457</b>	n.a.	n.a.	n.a.	<b>4,3974*</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	1,2088	1,1738	1,2006	1,1691	n.a.	n.a.	n.a.	1,0994
	RB <sup>2</sup>	0,9033	0,9053	0,8965	0,9131	n.a.	n.a.	n.a.	0,9074
10	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>12,62</b>	<b>12,6711</b>	<b>13,1075</b>	<b>12,1582</b>	<b>11,5073</b>	<b>11,8682</b>	<b>12,1529</b>	<b>12,4867</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	2,524	2,5342	2,6215	2,4316	2,3015	2,3736	2,4306	2,4973
	RB <sup>2</sup>	0,9037	0,9323	0,926	0,9148	0,9016	0,9149	0,9162	0,9219
15	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>16,9381</b>	<b>17,0255</b>	<b>17,8042</b>	<b>15,313</b>	n.a.	<b>17,7155</b>	<b>15,6777</b>	n.a.
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	3,3876	3,4051	3,5608	3,0626	n.a.	3,5431	3,1355	n.a.
	RB <sup>2</sup>	0,9073	0,9155	0,9263	0,9021	n.a.	0,9244	0,8965	n.a.
20	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>19,6695</b>	<b>19,979</b>	<b>22,5779</b>	<b>19,9872</b>	<b>23,8929</b>	<b>21,8513</b>	<b>21,8513</b>	<b>24,3225</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	3,9339	3,9958	4,5156	3,9974	4,7786	4,3703	4,3703	4,8645
	RB <sup>2</sup>	0,8809	0,8734	0,895	0,879	0,901	0,8753	0,8725	0,9017

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

**Tabelle A - 51:** Erforderliche elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806 \text{ N/mm}$ ,  
 $c_3 = c_4 = 0,806 \text{ N/mm}$ , Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>7,1350</b>	<b>6,5450</b>	<b>6,4355</b>	<b>6,2147</b>	<b>5,6460</b>	<b>5,8225</b>	<b>6,0968</b>	<b>5,8757</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	1,4270	1,3090	1,2871	1,2429	1,1292	1,1645	1,2194	1,1751
	RB <sup>2</sup>	0,9226	0,9128	0,9118	0,9051	0,9048	0,8960	0,8912	0,9004
10	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>11,7234</b>	<b>11,5945</b>	<b>13,3383</b>	<b>11,8170</b>	n.a.	<b>11,2805</b>	<b>12,5713</b>	<b>11,7886</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	2,3447	2,3189	2,6677	2,3634	n.a.	2,2561	2,5143	2,3577
	RB <sup>2</sup>	0,9181	0,9013	0,9210	0,9062	n.a.	0,8989	0,9180	0,9204
15	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>16,6289</b>	<b>20,4422</b>	<b>19,3703</b>	<b>19,4716</b>	<b>17,0122</b>	<b>16,4673</b>	<b>17,6997</b>	<b>17,6997</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	3,3258	4,0884	3,8741	3,8943	3,4024	3,2935	3,5399	3,5399
	RB <sup>2</sup>	0,8974	0,9181	0,9279	0,9164	0,9072	0,8994	0,9022	0,9110
20	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>20,9314</b>	<b>20,8688</b>	<b>23,9194</b>	<b>26,3461</b>	<b>22,4766</b>	<b>22,4766</b>	<b>20,9311</b>	<b>23,8738</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	4,1863	4,1738	4,7839	5,2692	4,4953	4,4953	4,1862	4,7748
	RB <sup>2</sup>	0,906	0,8885	0,8978	0,9004	0,9213	0,8954	0,8729	0,8938

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

**Tabelle A - 52:** Erforderliche elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806 \text{ N/mm}$ ,  
 $c_3 = c_4 = 2,051 \text{ N/mm}$ , Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>6,6061</b>	<b>6,1041</b>	<b>6,2455</b>	<b>6,2854</b>	<b>6,7348</b>	<b>6,3060</b>	<b>5,6593</b>	<b>6,0113</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	1,3212	1,2208	1,2491	1,2571	1,3470	1,2612	1,1319	1,2023
	RB <sup>2</sup>	0,9149	0,9068	0,9076	0,9056	0,9058	0,8958	0,9017	0,9035
10	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>13,4167</b>	<b>12,6147</b>	<b>13,0567</b>	<b>12,7468</b>	<b>13,1080</b>	<b>11,8875</b>	<b>13,4189</b>	<b>12,5324</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	2,6833	2,5229	2,6113	2,5494	2,6216	2,3775	2,6838	2,5065
	RB <sup>2</sup>	0,9187	0,9100	0,9116	0,9154	0,9154	0,9168	0,9282	0,9096
15	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>19,2163</b>	<b>18,9351</b>	<b>17,8376</b>	<b>16,7851</b>	<b>19,8478</b>	<b>16,5757</b>	<b>19,6961</b>	<b>19,2748</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	3,8433	3,7870	3,5675	3,3570	3,9696	3,3151	3,9392	3,8550
	RB <sup>2</sup>	0,9184	0,9082	0,9064	0,9189	0,9192	0,8981	0,9293	0,9115
20	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>24,7639</b>	<b>25,2513</b>	<b>24,3198</b>	<b>26,1161</b>	<b>21,4757</b>	<b>25,4615</b>	<b>21,4493</b>	<b>27,3450</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	4,9528	5,0503	4,8640	5,2232	4,2951	5,0923	4,2899	5,4690
	RB <sup>2</sup>	0,9059	0,9116	0,9245	0,9277	0,8992	0,9205	0,9021	0,9098

Die Auswertung der elektrischen Energie  $E_{\text{exp}}$  in Abhängigkeit der Amplitude  $A$ , der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,806 \text{ N/mm}$  sowie der Federsteifigkeit  $c_3 = c_4 = 0,243 \text{ N/mm}$ ,  $0,806 \text{ N/mm}$  und  $2,051 \text{ N/mm}$  ist in Kapitel 8 dargelegt. Tabelle A - 53 bis Tabelle A - 55 fassen die berechneten elektrischen Energien  $E_{\text{exp}}$  für der Federsteifigkeiten  $c_1 = c_2 = 2,051 \text{ N/mm}$  zusammen.

**Tabelle A - 53:** Erforderliche elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051 \text{ N/mm}$ ,  
 $c_3 = c_4 = 0,243 \text{ N/mm}$ , Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>6,2099</b>	<b>6,0888</b>	<b>7,2848</b>	<b>6,0081</b>	<b>3,6812*</b>	<b>6,2882</b>	<b>6,0854</b>	<b>5,8035</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	1,2420	1,2178	1,4570	1,2016	1,2271	1,2576	1,2171	1,1607
	RB <sup>2</sup>	0,8910	0,9057	0,9075	0,9056	0,8923	0,9036	0,8930	0,8979
10	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>12,0791</b>	<b>13,2672</b>	<b>12,5173</b>	<b>12,5907</b>	<b>12,0275</b>	<b>10,7744</b>	<b>11,4368</b>	<b>12,0475</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	2,4158	2,6534	2,5035	2,5181	2,4055	2,1549	2,2874	2,4095
	RB <sup>2</sup>	0,9209	0,9213	0,9179	0,9192	0,9049	0,9155	0,9047	0,9126
15	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>18,0901</b>	<b>19,8161</b>	<b>17,5929</b>	<b>19,4151</b>	<b>16,9535</b>	<b>17,0585</b>	<b>15,9574</b>	<b>17,2062</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	3,6180	3,9632	3,5186	3,8830	3,3907	3,4117	3,1915	3,4412
	RB <sup>2</sup>	0,9056	0,9212	0,8987	0,9047	0,9097	0,9047	0,9089	0,9232
20	$E_{\text{exp}} 5 \text{ T}$ in Ws	<b>26,9929</b>	<b>23,2531</b>	<b>26,6575</b>	<b>22,2392</b>	<b>21,9626</b>	<b>25,2565</b>	<b>27,5903</b>	<b>24,0468</b>
	$E_{\text{exp}} 1 \text{ T}$ in Ws	5,3986	4,6506	5,3315	4,4478	4,3925	5,0513	5,5181	4,8094
	RB <sup>2</sup>	0,9019	0,8900	0,9184	0,9062	0,8914	0,9042	0,9062	0,9179

**Tabelle A - 54:** Erforderliche elektrische Energie  $E_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 0,806$  N/mm, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>7,3418</b>	<b>7,6084</b>	<b>7,1607</b>	<b>5,8893</b>	<b>6,6753</b>	<b>6,6698</b>	<b>6,1503</b>	<b>6,8968</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	1,4684	1,5217	1,4321	1,1779	1,3351	1,3340	1,2301	1,3794
	RB <sup>2</sup>	0,9215	0,9124	0,9116	0,8931	0,9113	0,9194	0,9015	0,9042
10	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>15,3759</b>	<b>14,6200</b>	<b>15,3645</b>	<b>13,8762</b>	<b>13,6454</b>	<b>14,7830</b>	<b>12,7278</b>	<b>12,4327</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	3,0752	2,9240	3,0729	2,7752	2,7291	2,9566	2,5456	2,4865
	RB <sup>2</sup>	0,9307	0,9174	0,9300	0,9086	0,9044	0,9223	0,9098	0,9230
15	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>21,7962</b>	<b>21,1798</b>	<b>19,5561</b>	<b>22,0209</b>	<b>19,0688</b>	<b>19,4422</b>	<b>18,8863</b>	<b>18,6261</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	4,3592	4,2360	3,9112	4,4042	3,8138	3,8884	3,7773	3,7252
	RB <sup>2</sup>	0,9163	0,9314	0,9070	0,9381	0,9091	0,9321	0,9326	0,9100
20	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>29,6656</b>	<b>25,6351</b>	<b>28,4444</b>	<b>29,8739</b>	<b>29,0528</b>	<b>24,7404</b>	<b>24,5300</b>	<b>25,9043</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	5,9331	5,1270	5,6889	5,9748	5,8106	4,9481	4,9060	5,1809
	RB <sup>2</sup>	0,9113	0,9013	0,9053	0,9174	0,9177	0,9038	0,9028	0,9050

**Tabelle A - 55:** Erforderliche elektrische Energie  $E_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 2,051$  N/mm, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>7,7350</b>	<b>8,4371</b>	<b>8,7598</b>	<b>8,7647</b>	<b>6,5909</b>	<b>6,8304</b>	<b>7,3713</b>	<b>7,1792</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	1,5470	1,6874	1,7520	1,7529	1,3182	1,3661	1,4743	1,4358
	RB <sup>2</sup>	0,9214	0,9235	0,9260	0,9161	0,9063	0,9122	0,9123	0,9165
10	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>17,7549</b>	<b>18,1837</b>	<b>19,0826</b>	<b>19,8866</b>	<b>13,9530</b>	<b>13,9530</b>	<b>13,9000</b>	<b>13,9235</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	3,5510	3,6367	3,8165	3,9773	2,7906	2,7906	2,7800	2,7847
	RB <sup>2</sup>	0,9226	0,9278	0,9241	0,9306	0,9092	0,9092	0,9222	0,9204
15	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>25,6286</b>	<b>28,8514</b>	<b>25,0667</b>	<b>26,7800</b>	<b>21,2621</b>	<b>21,4752</b>	<b>24,5999</b>	<b>24,2140</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	5,1257	5,7703	5,0133	5,3560	4,2524	4,2950	4,9200	4,8428
	RB <sup>2</sup>	0,9544	0,9393	0,9457	0,9519	0,9354	0,9378	0,9281	0,9314
20	$E_{exp}$ 5 T in Ws	<b>34,0721</b>	<b>37,0455</b>	<b>32,6328</b>	<b>36,0880</b>	<b>30,4695</b>	<b>28,3051</b>	<b>28,5700</b>	<b>30,8945</b>
	$E_{exp}$ 1 T in Ws	6,8144	7,4091	6,5266	7,2176	6,0939	5,6610	5,7140	6,1789
	RB <sup>2</sup>	0,9443	0,9402	0,9448	0,9543	0,9434	0,9272	0,9226	0,9249

Die Auswertung der elektrischen Energie  $E_{exp}$  in Abhängigkeit der Amplitude  $A$ , der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm sowie der Federsteifigkeit  $c_3 = c_4 = 0,243$  N/mm, 0,806 N/mm und 2,051 N/mm ist in Kapitel 8 dargelegt. Nachfolgend sind sämtliche berechnete Kraftstöße  $I_{exp}$  in Abhängigkeit der innerhalb der Variante EXP-3 untersuchten Parameter dargestellt. Tabelle A - 56 bis Tabelle A - 61 fassen die sich in Abhängigkeit der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,243$  N/mm ergebenden Werte  $I_{exp}$  zusammen. Es erfolgt eine Unterteilung in Rohmessdaten sowie gewichtete Daten.

**Tabelle A - 56:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,243$ N/mm,  $c_3 = c_4 = 0,243$  N/mm, Rohmessdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	n.a.	<b>0,0505</b>	<b>0,1481</b>	<b>0,146</b>	<b>0,2867</b>	<b>0,2501</b>	n.a.	<b>0,1548</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	n.a.	0,0168	0,0296	0,0292	0,0573	0,0500	n.a.	0,0516
	$R_B^2$	n.a.	0	0,9936	0,9936	0,9968	0,9965	n.a.	0,9959
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2518</b>	<b>0,1545</b>	<b>0,2333</b>	<b>0,2073</b>	<b>0,2911</b>	<b>0,3198</b>	<b>0,2612</b>	<b>0,2679</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0504	0,0309	0,0467	0,0415	0,0582	0,0640	0,0522	0,0536
	$R_B^2$	0,9990	0,9986	0,9990	0,9989	0,9986	0,9987	0,9987	0,9987
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2416</b>	<b>0,1973</b>	<b>0,3782</b>	<b>0,2352</b>	<b>0,6119</b>	<b>0,4904</b>	<b>0,4678</b>	<b>0,3486</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0483	0,0395	0,0756	0,047	0,1224	0,0981	0,0936	0,0697
	$R_B^2$	0,9994	0,9994	0,9994	0,9995	0,9994	0,9995	0,9994	0,9994
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,4225</b>	<b>0,3009</b>	<b>0,4197</b>	<b>0,4185</b>	<b>0,2638</b>	<b>0,5907</b>	<b>0,3548</b>	<b>1,0096</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0845	0,0602	0,0839	0,0837	0,0528	0,1181	0,071	0,2019
	$R_B^2$	0,9994	0,9995	0,9995	0,9994	0,9994	0,9993	0,9993	0,9994

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

**Tabelle A - 57:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,243$ N/mm,  $c_3 = c_4 = 0,243$  N/mm, Bereinigte Messdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	n.a.	<b>0,0505</b>	<b>0,1481</b>	<b>0,146</b>	<b>0,2867</b>	<b>0,2501</b>	n.a.	<b>0,1548</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	n.a.	0,0168	0,0296	0,0292	0,0573	0,05	n.a.	0,0516
	$R_B^2$	n.a.	0	0,9936	0,9936	0,9968	0,9965	n.a.	0,9959
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2518</b>	<b>0,1545</b>	<b>0,2333</b>	<b>0,2073</b>	<b>0,2911</b>	<b>0,3198</b>	<b>0,2612</b>	<b>0,2679</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0504	0,0309	0,0467	0,0415	0,0582	0,0640	0,0522	0,0536
	$R_B^2$	0,9990	0,9986	0,999	0,9989	0,9986	0,9987	0,9987	0,9987
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2416</b>	<b>0,1973</b>	<b>0,3782</b>	<b>0,2352</b>	<b>0,6119</b>	n.b.	n.b.	n.b.
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0483	0,0395	0,0756	0,047	0,1224	n.b.	n.b.	n.b.
	$R_B^2$	0,9994	0,9994	0,9994	0,9995	0,9994	n.b.	n.b.	n.b.
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,4225</b>	<b>0,3009</b>	<b>0,4197</b>	<b>0,4185</b>	<b>1,1875</b>	<b>0,5907</b>	<b>1,2987</b>	<b>1,0096</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0845	0,0602	0,0839	0,0837	0,2375	0,1181	0,2597	0,2019
	$R_B^2$	0,9994	0,9995	0,9995	0,9994	0,9994	0,9993	0,9993	0,9994

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

**Tabelle A - 58:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,243\text{N/mm}$ ,  
 $c_3 = c_4 = 0,806\text{ N/mm}$ , Rohmessdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1454</b>	<b>0,0679</b>	<b>0,2099</b>	<b>0,0902</b>	<b>0,1758</b>	<b>0,1653</b>	<b>0,1256</b>	<b>0,1692</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0291	0,0136	0,0420	0,0180	0,0352	0,0331	0,0251	0,0338
	$R_B^2$	0,9963	0,9958	0,9953	0,9968	0,9931	0,9925	0,9935	0,9946
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2859</b>	<b>0,1677</b>	<b>0,3241</b>	<b>0,1301</b>	<b>0,3929</b>	<b>0,2866</b>	<b>0,2314</b>	<b>0,1781</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0572	0,0335	0,0648	0,0260	0,0786	0,0573	0,0463	0,0356
	$R_B^2$	0,9980	0,9981	0,9982	0,9980	0,9986	0,9989	0,9989	0,9990
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,3987</b>	<b>0,4361</b>	<b>0,2636</b>	<b>0,4939</b>	<b>0,7054</b>	<b>0,2885</b>	<b>0,4419</b>	<b>0,1818</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0797	0,0872	0,0527	0,0988	0,1411	0,0577	0,0884	0,0364
	$R_B^2$	0,9992	0,9991	0,9992	0,9991	0,9991	0,9993	0,9993	0,9993
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,8590</b>	<b>0,9648</b>	<b>0,6820</b>	<b>0,5500</b>	<b>0,1443</b>	<b>0,1722</b>	<b>0,3478</b>	<b>0,4519</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1718	0,1930	0,1364	0,1100	0,0289	0,0344	0,0696	0,0904
	$R_B^2$	0,9991	0,9990	0,9992	0,9992	0,9987	0,9985	0,9985	0,9984

**Tabelle A - 59:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,243\text{N/mm}$ ,  
 $c_3 = c_4 = 0,806\text{ N/mm}$ , Bereinigte Messdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1454</b>	<b>0,0679</b>	<b>0,2099</b>	<b>0,0902</b>	<b>0,1758</b>	<b>0,1653</b>	<b>0,1256</b>	<b>0,1692</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0291	0,0136	0,0420	0,0180	0,0352	0,0331	0,0251	0,0338
	$R_B^2$	0,9963	0,9958	0,9953	0,9968	0,9931	0,9925	0,9935	0,9946
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2859</b>	<b>0,2898</b>	<b>0,3241</b>	<b>0,3282</b>	<b>0,3929</b>	<b>0,2866</b>	<b>0,2314</b>	<b>0,1781</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0572	0,0580	0,0648	0,0656	0,0786	0,0573	0,0463	0,0356
	$R_B^2$	0,998	0,9981	0,9982	0,998	0,9986	0,9989	0,9989	0,999
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,3987</b>	<b>0,4361</b>	<b>0,4453</b>	<b>0,4939</b>	<b>0,7054</b>	<b>0,2885</b>	<b>0,4419</b>	<b>0,7525</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0797	0,0872	0,0891	0,0988	0,1411	0,0577	0,0884	0,1505
	$R_B^2$	0,9992	0,9991	0,9992	0,9991	0,9991	0,9993	0,9993	0,9993
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,8590</b>	<b>0,9648</b>	<b>0,6820</b>	<b>0,5500</b>	<b>0,8022</b>	<b>0,663</b>	<b>0,3478</b>	<b>0,4519</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1718	0,193	0,1364	0,1100	0,1604	0,1326	0,0696	0,0904
	$R_B^2$	0,9991	0,999	0,9992	0,9992	0,9987	0,9985	0,9985	0,9984

**Tabelle A - 60:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,243\text{N/mm}$ ,  
 $c_3 = c_4 = 2,051\text{ N/mm}$ , Rohmessdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1693</b>	<b>0,1327</b>	<b>0,0825</b>	<b>0,1303</b>	<b>0,1720</b>	<b>0,2001</b>	<b>0,1727</b>	<b>0,1430</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0339	0,0265	0,0165	0,0261	0,0344	0,0400	0,0345	0,0286
	$R_B^2$	0,9978	0,9972	0,9977	0,9975	0,9947	0,9944	0,9942	0,9946
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,3306</b>	<b>0,2357</b>	<b>0,2554</b>	<b>0,2256</b>	<b>0,4644</b>	<b>0,2835</b>	<b>0,2985</b>	<b>0,3172</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0661	0,0471	0,0511	0,0451	0,0929	0,0567	0,0597	0,0634
	$R_B^2$	0,9990	0,9991	0,9990	0,9991	0,9985	0,9983	0,9984	0,9985
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,5278</b>	<b>0,0104</b>	<b>-0,0070</b>	<b>0,5699</b>	<b>0,1483</b>	<b>1,0290</b>	<b>-0,2908</b>	<b>0,7448</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1056	0,0021	-0,0014	0,1140	0,0297	0,2058	-0,0582	0,1490
	$R_B^2$	0,9992	0,9990	0,9989	0,9985	0,9988	0,9990	0,9991	0,9990
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,7159</b>	<b>0,8425</b>	<b>1,4478</b>	<b>1,0639</b>	<b>0,3648</b>	<b>1,1124</b>	<b>1,0534</b>	<b>1,1477</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1432	0,1685	0,2896	0,2128	0,0730	0,2225	0,2107	0,2295
	$R_B^2$	0,9991	0,9975	0,9980	0,9972	0,9992	0,9992	0,9992	0,9993

**Tabelle A - 61:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,243\text{N/mm}$ ,  
 $c_3 = c_4 = 2,051\text{ N/mm}$ , Bereinigte Messdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1693</b>	<b>0,1327</b>	<b>0,0825</b>	<b>0,1303</b>	<b>0,1720</b>	<b>0,2001</b>	<b>0,1727</b>	<b>0,1430</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0339	0,0265	0,0165	0,0261	0,0344	0,0400	0,0345	0,0286
	$R_B^2$	0,9978	0,9972	0,9977	0,9975	0,9947	0,9944	0,9942	0,9946
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,3306</b>	<b>0,2357</b>	<b>0,2554</b>	<b>0,2256</b>	<b>0,4644</b>	<b>0,2835</b>	<b>0,2985</b>	<b>0,3172</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0661	0,0471	0,0511	0,0451	0,0929	0,0567	0,0597	0,0634
	$R_B^2$	0,9990	0,9991	0,9990	0,9991	0,9985	0,9983	0,9984	0,9985
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,5278</b>	n.b.	<b>0,8870</b>	<b>0,5699</b>	<b>0,1483</b>	<b>0,5753</b>	<b>0,4684</b>	<b>0,7448</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1056	n.b.	0,1774	0,1140	0,0297	0,1151	0,0937	0,1490
	$R_B^2$	0,9992	n.b.	0,9989	0,9985	0,9988	0,9990	0,9991	0,9990
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,4091</b>	<b>0,8425</b>	<b>1,2746</b>	<b>1,0639</b>	<b>0,5073</b>	<b>1,1124</b>	<b>1,0534</b>	<b>1,1477</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,2818	0,1685	0,2549	0,2128	0,1015	0,2225	0,2107	0,2295
	$R_B^2$	0,9991	0,9975	0,9980	0,9972	0,9992	0,9992	0,9992	0,9993

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

Die Auswertung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}$  in Abhängigkeit der Amplitude A sowie der Federsteifigkeiten  $c_1 = c_2 = 0,243\text{ N/mm}$  sowie der Federsteifigkeiten  $c_3 = c_4 = 0,243\text{ N/mm}$ ,  $0,806\text{ N/mm}$  und  $2,051\text{ N/mm}$  sind in Kapitel 8 dargelegt.

Tabelle A - 62 bis Tabelle A - 67 fassen die sich in Abhängigkeit der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,806\text{ N/mm}$  ergebenden Werte  $I_{exp}$  zusammen. Es erfolgt eine Unterteilung in Rohmessdaten sowie gewichtete Daten.



**Tabelle A - 62:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 0,243$  N/mm, Rohmessdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0986</b>	<b>0,2347</b>	<b>0,0552</b>	<b>0,0313</b>	n.a.	n.a.	<b>0,1086</b>	n.a.
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0197	0,0469	0,011	0,0063	n.a.	n.a.	0,0155	n.a.
	$R_B^2$	0,9964	0,993	0,996	0,9927	n.a.	n.a.	0,9971	n.a.
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,138</b>	<b>0,1709</b>	<b>0,1115</b>	<b>0,1277</b>	<b>0,2504</b>	<b>0,3594</b>	<b>0,3161</b>	<b>0,2853</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0276	0,0342	0,0223	0,0255	0,0501	0,0719	0,0632	0,0571
	$R_B^2$	0,9985	0,9984	0,9988	0,9986	0,9985	0,9984	0,9981	0,9981
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2831</b>	<b>0,307</b>	<b>0,3627</b>	<b>0,34</b>	<b>0,6431</b>	<b>0,19</b>	<b>0,6218</b>	<b>0,2822</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0566	0,0614	0,0725	0,068	0,1286	0,038	0,1244	0,0564
	$R_B^2$	0,9993	0,9993	0,9994	0,9993	0,9989	0,9988	0,9989	0,9989
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,8389</b>	<b>0,9142</b>	<b>0,5497</b>	<b>0,3143</b>	<b>-0,1327</b>	<b>0,3325</b>	<b>0,3833</b>	<b>1,0184</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1678	0,1828	0,1099	0,0629	-0,0265	0,0665	0,0767	0,2037
	$R_B^2$	0,9994	0,9994	0,9994	0,9996	0,9993	0,9994	0,9993	0,9993

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

**Tabelle A - 63:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 0,243$  N/mm, Bereinigte Messdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0986</b>	<b>0,2347</b>	<b>0,0552</b>	<b>0,0313</b>	n.a.	n.a.	<b>0,1086</b>	n.a.
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0197	0,0469	0,0110	0,0063	n.a.	n.a.	0,0155	n.a.
	$R_B^2$	0,9964	0,9930	0,9960	0,9927	n.a.	n.a.	0,9971	n.a.
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1380</b>	<b>0,1709</b>	<b>0,1115</b>	<b>0,1277</b>	<b>0,2504</b>	<b>0,3594</b>	<b>0,3161</b>	<b>0,2853</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0276	0,0342	0,0223	0,0255	0,0501	0,0719	0,0632	0,0571
	$R_B^2$	0,9985	0,9984	0,9988	0,9986	0,9985	0,9984	0,9981	0,9981
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2831</b>	<b>0,3070</b>	<b>0,3627</b>	<b>0,3400</b>	<b>0,6431</b>	<b>0,8478</b>	<b>0,6218</b>	<b>1,0495</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0566	0,0614	0,0725	0,0680	0,1286	0,1696	0,1244	0,2099
	$R_B^2$	0,9993	0,9993	0,9994	0,9993	0,9989	0,9988	0,9989	0,9989
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,8389</b>	<b>0,9142</b>	<b>0,5497</b>	<b>0,3143</b>	<b>0,6379</b>	<b>0,3325</b>	<b>0,3833</b>	<b>0,6678</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1678	0,1828	0,1099	0,0629	0,1276	0,0665	0,0767	0,1336
	$R_B^2$	0,9994	0,9994	0,9994	0,9996	0,9993	0,9994	0,9993	0,9993

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

**Tabelle A - 64:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 0,806$  N/mm, Rohmessdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>-0,0386</b>	<b>0,0822</b>	<b>0,0645</b>	<b>0,0214</b>	<b>0,1806</b>	<b>0,1020</b>	<b>0,0832</b>	<b>0,2264</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	-0,0077	0,0164	0,0129	0,0043	0,0361	0,0204	0,0166	0,0453
	$R_B^2$	0,9969	0,9971	0,9970	0,9973	0,9964	0,9972	0,9969	0,9970
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1563</b>	<b>0,1668</b>	<b>0,1460</b>	<b>0,2305</b>	<b>-0,1344</b>	<b>0,3810</b>	<b>0,3789</b>	<b>0,2438</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0313	0,0334	0,0292	0,0461	-0,0269	0,0762	0,0758	0,0488
	$R_B^2$	0,9986	0,9985	0,9986	0,9985	0,9982	0,9982	0,9984	0,9986
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2838</b>	<b>0,7100</b>	<b>0,3020</b>	<b>-0,2170</b>	<b>-0,1341</b>	<b>1,1513</b>	<b>1,1539</b>	<b>0,8847</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0568	0,1420	0,0604	-0,0434	-0,0268	0,2303	0,2308	0,1769
	$R_B^2$	0,9991	0,9990	0,9990	0,9991	0,9982	0,9985	0,9988	0,9986
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,6555</b>	<b>-0,2329</b>	<b>0,9083</b>	<b>1,0272</b>	<b>1,5392</b>	<b>1,8884</b>	<b>1,4938</b>	<b>0,5531</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1311	-0,0466	0,1817	0,2054	0,3078	0,3777	0,2988	0,1106
	$R_B^2$	0,9993	0,9993	0,9994	0,9992	0,9994	0,9993	0,9993	0,9993

**Tabelle A - 65:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 0,806$  N/mm, Bereinigte Messdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>n.b.</b>	<b>0,0822</b>	<b>0,0645</b>	<b>0,0214</b>	<b>0,1806</b>	<b>0,1020</b>	<b>0,0832</b>	<b>0,2264</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	n.b.	0,0164	0,0129	0,0043	0,0361	0,0204	0,0166	0,0453
	$R_B^2$	n.b.	0,9971	0,9970	0,9973	0,9964	0,9972	0,9969	0,9970
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1563</b>	<b>0,1668</b>	<b>0,1460</b>	<b>0,2305</b>	<b>n.b.</b>	<b>0,3810</b>	<b>0,3789</b>	<b>0,2438</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0313	0,0334	0,0292	0,0461	n.b.	0,0762	0,0758	0,0488
	$R_B^2$	0,9986	0,9985	0,9986	0,9985	n.b.	0,9982	0,9984	0,9986
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2838</b>	<b>0,7100</b>	<b>0,3020</b>	<b>0,6998</b>	<b>n.b.</b>	<b>1,1513</b>	<b>1,1539</b>	<b>0,8847</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0568	0,1420	0,0604	0,1400	n.b.	0,2303	0,2308	0,1769
	$R_B^2$	0,9991	0,9990	0,9990	0,9991	n.b.	0,9985	0,9988	0,9986
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,6555</b>	<b>0,9387</b>	<b>0,9083</b>	<b>1,0272</b>	<b>1,5392</b>	<b>1,8884</b>	<b>1,4938</b>	<b>0,5531</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1311	0,1877	0,1817	0,2054	0,3078	0,3777	0,2988	0,1106
	$R_B^2$	0,9993	0,9993	0,9994	0,9992	0,9994	0,9993	0,9993	0,9993

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

**Tabelle A - 66:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 2,051$  N/mm, Rohmessdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2338</b>	<b>0,1326</b>	<b>0,1851</b>	<b>0,1754</b>	<b>0,0949</b>	<b>0,0008</b>	<b>0,1412</b>	<b>0,1168</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0468	0,0265	0,0370	0,0351	0,0190	0,0002	0,0282	0,0234
	$R_B^2$	0,9980	0,9980	0,9976	0,9977	0,9965	0,9962	0,9963	0,9953
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,3586</b>	<b>0,1921</b>	<b>0,2928</b>	<b>0,2370</b>	<b>0,2353</b>	<b>0,4724</b>	<b>0,0538</b>	<b>0,1509</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0717	0,0384	0,0586	0,0474	0,0471	0,0945	0,0108	0,0302
	$R_B^2$	0,9993	0,9990	0,9992	0,9993	0,9983	0,9983	0,9985	0,9986
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>-0,2505</b>	<b>0,8405</b>	<b>-0,3718</b>	<b>0,9319</b>	<b>-0,4223</b>	<b>1,5470</b>	<b>-0,3669</b>	<b>-0,6600</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	-0,0501	0,1681	-0,0744	0,1864	-0,0845	0,3094	-0,0734	-0,1320
	$R_B^2$	0,9992	0,9992	0,9991	0,9991	0,9993	0,9992	0,9992	0,9993
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,8725</b>	<b>2,0573</b>	<b>1,7664</b>	<b>-0,3301</b>	<b>-0,4816</b>	<b>2,0312</b>	<b>2,6447</b>	<b>1,9882</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,3745	0,4115	0,3533	-0,0660	-0,0963	0,4062	0,5289	0,3976
	$R_B^2$	0,9993	0,9995	0,9996	0,9996	0,9996	0,9995	0,9996	0,9996

**Tabelle A - 67:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 2,051$  N/mm, Bereinigte Messdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2338</b>	<b>0,1326</b>	<b>0,1851</b>	<b>0,1754</b>	<b>0,0949</b>	<b>0,0008</b>	<b>0,1412</b>	<b>0,1168</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0468	0,0265	0,0370	0,0351	0,0190	0,0002	0,0282	0,0234
	$R_B^2$	0,9980	0,9980	0,9976	0,9977	0,9965	0,9962	0,9963	0,9953
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,3586</b>	<b>0,1921</b>	<b>0,2928</b>	<b>0,2370</b>	<b>0,2353</b>	<b>0,4724</b>	<b>0,0538</b>	<b>0,1509</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0717	0,0384	0,0586	0,0474	0,0471	0,0945	0,0108	0,0302
	$R_B^2$	0,9993	0,9990	0,9992	0,9993	0,9983	0,9983	0,9985	0,9986
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>-0,2505</b>	<b>0,1070</b>	<b>-0,3718</b>	<b>-0,2516</b>	<b>-0,4223</b>	<b>-0,9379</b>	<b>-0,3669</b>	<b>-0,6600</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	-0,0501	-0,0214	-0,0744	-0,0503	-0,0845	-0,1876	-0,0734	-0,1320
	$R_B^2$	0,9992	0,9992	0,9991	0,9991	0,9993	0,9992	0,9992	0,9993
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>n.b.</b>	<b>n.b.</b>	<b>n.b.</b>	<b>-0,3301</b>	<b>-0,4816</b>	<b>-0,6799</b>	<b>-0,6072</b>	<b>-0,5458</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	n.b.	n.b.	n.b.	-0,0660	-0,0963	-0,1360	-0,1214	-0,1092
	$R_B^2$	n.b.	n.b.	n.b.	0,9996	0,9996	0,9995	0,9996	0,9996

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

Die Auswertung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}$  in Abhängigkeit der Amplitude  $A$ , der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm sowie der Federsteifigkeit  $c_3 = c_4 = 0,243$  N/mm,  $0,806$  N/mm und  $2,051$  N/mm ist in Kapitel 8 dargelegt.

Tabelle A - 68 bis Tabelle A - 73 fassen die sich in Abhängigkeit der Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm ergebenden Werte  $I_{exp}$  zusammen. Es erfolgt eine Unterteilung in Rohmessdaten sowie gewichtete Daten.

**Tabelle A - 68:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 0,243$  N/mm, Rohmessdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1434</b>	<b>0,0996</b>	<b>0,0369</b>	<b>0,1162</b>	<b>0,1287*</b>	<b>0,2666</b>	<b>0,1863</b>	<b>0,1662</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0287	0,0199	0,0074	0,0232	0,0429	0,0533	0,0373	0,0332
	$R_B^2$	0,9919	0,9932	0,9931	0,9934	0,9978	0,9975	0,9973	0,9970
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0994</b>	<b>0,1809</b>	<b>0,2018</b>	<b>0,1660</b>	<b>0,3924</b>	<b>0,2651</b>	<b>0,3343</b>	<b>0,2327</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0199	0,0362	0,0404	0,0332	0,0785	0,0530	0,0669	0,0465
	$R_B^2$	0,9993	0,9995	0,9993	0,9994	0,9993	0,9992	0,9992	0,9992
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,1014</b>	<b>0,0266</b>	<b>0,4149</b>	<b>0,0279</b>	<b>0,0431</b>	<b>0,3130</b>	<b>0,7253</b>	<b>0,9023</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,2203	0,0053	0,0830	0,0056	0,0086	0,0626	0,1451	0,1805
	$R_B^2$	0,9995	0,9996	0,9996	0,9995	0,9994	0,9993	0,9994	0,9993
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,2358</b>	<b>1,9574</b>	<b>0,8744</b>	<b>1,0297</b>	<b>0,6218</b>	<b>1,9536</b>	<b>1,1590</b>	<b>1,9286</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0472	0,3915	0,1749	0,2059	0,1244	0,3907	0,2318	0,3857
	$R_B^2$	0,9996	0,9996	0,9997	0,9996	0,9994	0,9994	0,9994	0,9994

\*=,3T statt 5T, n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

**Tabelle A - 69:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 0,243$  N/mm, Bereinigte Messdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,1434</b>	<b>0,0996</b>	<b>0,0369</b>	<b>0,1162</b>	<b>0,1287*</b>	<b>0,2666</b>	<b>0,1863</b>	<b>0,1662</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0287	0,0199	0,0074	0,0232	0,0429	0,0533	0,0373	0,0332
	$R_B^2$	0,9919	0,9932	0,9931	0,9934	0,9978	0,9975	0,9973	0,997
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0994</b>	<b>0,1809</b>	<b>0,2018</b>	<b>0,166</b>	<b>0,3924</b>	<b>0,2651</b>	<b>0,3343</b>	<b>0,2327</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0199	0,0362	0,0404	0,0332	0,0785	0,053	0,0669	0,0465
	$R_B^2$	0,9993	0,9995	0,9993	0,9994	0,9993	0,9992	0,9992	0,9992
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,1014</b>	<b>1,3976</b>	<b>0,9992</b>	<b>1,4656</b>	n.b.	<b>0,313</b>	<b>0,7253</b>	<b>0,9023</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,2203	0,2795	0,1998	0,2931	n.b.	0,0626	0,1451	0,1805
	$R_B^2$	0,9995	0,9996	0,9996	0,9995	n.b.	0,9993	0,9994	0,9993
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,3796</b>	<b>1,9574</b>	<b>0,8744</b>	<b>1,0297</b>	<b>0,6218</b>	<b>1,9536</b>	<b>1,159</b>	<b>1,9286</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,2759	0,3915	0,1749	0,2059	0,1244	0,3907	0,2318	0,3857
	$R_B^2$	0,9996	0,9996	0,9997	0,9996	0,9994	0,9994	0,9994	0,9994

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

**Tabelle A - 70:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 0,806$  N/mm, Rohmessdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0344</b>	<b>0,0247</b>	<b>0,0404</b>	<b>0,0900</b>	<b>0,2931</b>	<b>0,2867</b>	<b>0,3278</b>	<b>0,3823</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0069	0,0049	0,0081	0,0180	0,0586	0,0573	0,0656	0,0765
	$R_B^2$	0,9960	0,9962	0,9967	0,9959	0,9988	0,9985	0,9986	0,9987
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>-0,3357</b>	<b>0,3732</b>	<b>0,2640</b>	<b>0,3221</b>	<b>0,2837</b>	<b>0,6386</b>	<b>0,6625</b>	<b>0,6505</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	-0,0671	0,0746	0,0528	0,0644	0,0567	0,1277	0,1325	0,1301
	$R_B^2$	0,9992	0,9991	0,9989	0,9976	0,9993	0,9992	0,9992	0,9992
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,3316</b>	<b>1,5056</b>	<b>0,9565</b>	<b>1,0219</b>	<b>0,0575</b>	<b>2,4695</b>	<b>0,2872</b>	<b>0,3571</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0663	0,3011	0,1913	0,2044	0,0115	0,4939	0,0574	0,0714
	$R_B^2$	0,9994	0,9995	0,9995	0,9994	0,9996	0,9996	0,9996	0,9996
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,7922</b>	<b>2,3125</b>	<b>1,6305</b>	<b>2,2015</b>	<b>2,0108</b>	<b>2,2737</b>	<b>2,5655</b>	<b>2,5539</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1584	0,4625	0,3261	0,4403	0,4022	0,4547	0,5131	0,5108
	$R_B^2$	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

**Tabelle A - 71:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 0,806$  N/mm, Bereinigte Messdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0344</b>	<b>0,0247</b>	<b>0,0404</b>	<b>0,0900</b>	<b>0,2931</b>	<b>0,2867</b>	<b>0,3278</b>	<b>0,3823</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0069	0,0049	0,0081	0,0180	0,0586	0,0573	0,0656	0,0765
	$R_B^2$	0,9960	0,9962	0,9967	0,9959	0,9988	0,9985	0,9986	0,9987
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	n.b.	<b>0,3732</b>	<b>0,2640</b>	<b>0,3221</b>	<b>0,2837</b>	<b>0,3283</b>	<b>0,3506</b>	<b>0,2605</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	n.b.	0,0746	0,0528	0,0644	0,0567	0,0657	0,0701	0,0521
	$R_B^2$	n.b.	0,9991	0,9989	0,9976	0,9993	0,9992	0,9992	0,9992
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,3316</b>	<b>0,3584</b>	<b>0,3378</b>	<b>0,3076</b>	n.b.	n.b.	<b>0,2872</b>	<b>0,3571</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0663	0,0717	0,0676	0,0615	n.b.	n.b.	0,0574	0,0714
	$R_B^2$	0,9994	0,9995	0,9995	0,9994	n.b.	n.b.	0,9996	0,9996
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,7922</b>	<b>0,6377</b>	<b>0,6490</b>	<b>0,8036</b>	<b>0,7366</b>	<b>0,7465</b>	<b>0,8109</b>	<b>0,7556</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,1584	0,1275	0,1298	0,1607	0,1473	0,1493	0,1622	0,1511
	$R_B^2$	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997

n.a. = nicht verfügbar, n.b. nicht berücksichtigt

**Tabelle A - 72:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 2,051$  N/mm, Rohmessdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0807</b>	<b>0,2104</b>	<b>0,1477</b>	<b>0,1553</b>	<b>0,3616</b>	<b>0,1445</b>	<b>0,2056</b>	<b>0,1228</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0161	0,0421	0,0295	0,0311	0,0723	0,0289	0,0411	0,0246
	$R_B^2$	0,9945	0,9945	0,9935	0,9938	0,9953	0,9964	0,9962	0,9961
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0326</b>	<b>0,4215</b>	<b>0,0295</b>	<b>0,8216</b>	<b>0,3917</b>	<b>-0,2310</b>	<b>0,0967</b>	<b>1,2842</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0065	0,0843	0,0059	0,1643	0,0783	-0,0462	0,0193	0,2568
	$R_B^2$	0,9980	0,9981	0,9982	0,9985	0,9989	0,9990	0,9990	0,9990
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,8932</b>	<b>2,0768</b>	<b>1,9959</b>	<b>-0,2006</b>	<b>1,2610</b>	<b>1,9137</b>	<b>0,8570</b>	<b>1,9426</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,3786	0,4154	0,3992	-0,0401	0,2522	0,3827	0,1714	0,3885
	$R_B^2$	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>3,0083</b>	<b>2,8287</b>	<b>0,8010</b>	<b>1,9209</b>	<b>3,3916</b>	<b>2,9872</b>	<b>2,9901</b>	<b>0,7746</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,6017	0,5657	0,1602	0,3842	0,6783	0,5974	0,5980	0,1549
	$R_B^2$	0,9998	0,9999	0,9998	0,9998	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997

**Tabelle A - 73:** Resultierender Kraftstoß  $I_{exp}$ ,  $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm,  
 $c_3 = c_4 = 2,051$  N/mm, Bereinigte Messdaten, Variante EXP-3

Amplitude in °		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
5	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0807</b>	<b>0,2104</b>	<b>0,1477</b>	<b>0,1553</b>	<b>0,3616</b>	<b>0,1445</b>	<b>0,2056</b>	<b>0,1228</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0161	0,0421	0,0295	0,0311	0,0723	0,0289	0,0411	0,0246
	$R_B^2$	0,9945	0,9945	0,9935	0,9938	0,9953	0,9964	0,9962	0,9961
10	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>0,0326</b>	<b>0,4215</b>	<b>0,0295</b>	<b>0,8216</b>	<b>0,3917</b>	<b>0,5222</b>	<b>0,4884</b>	<b>0,4852</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,0065	0,0843	0,0059	0,1643	0,0783	0,1044	0,0977	0,0970
	$R_B^2$	0,9980	0,9981	0,9982	0,9985	0,9989	0,9990	0,9990	0,9990
15	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>1,8932</b>	<b>2,0768</b>	<b>1,9959</b>	<b>1,2337</b>	<b>1,9190</b>	<b>1,9137</b>	<b>1,8267</b>	<b>1,6769</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,3786	0,4154	0,3992	0,2467	0,3838	0,3827	0,3653	0,3354
	$R_B^2$	0,9998	0,9998	0,9998	0,9998	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997
20	$I_{exp}$ 5 T in Ns	<b>3,0083</b>	<b>2,8287</b>	<b>2,5303</b>	<b>2,4434</b>	<b>2,7232</b>	<b>2,6468</b>	<b>2,5443</b>	<b>2,5225</b>
	$I_{exp}$ 1 T in Ns	0,6017	0,5657	0,5061	0,4887	0,5446	0,5294	0,5089	0,5045
	$R_B^2$	0,9998	0,9999	0,9998	0,9998	0,9997	0,9997	0,9997	0,9997

Die Auswertung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}$  in Abhängigkeit der Amplitude  $A$  sowie der Federsteifigkeiten  $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm sowie der Federsteifigkeiten  $c_3 = c_4 = 0,243$  N/mm,  $0,806$  N/mm und  $2,051$  N/mm sind in Kapitel 8 dargelegt.

**Tabelle A - 74:** Zusammenfassung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}$  je Periode  $T$ ,  
 $c_1 = c_2 = 0,243$ N/mm

Amplitude in °	Federsteifig keit $c$ in N/mm	Rohmessdaten		Abweich ung	Bereinigte Messdaten		Abweich ung
		Mittelwert in Ns	$s_n$ in Ns		Mittelwert in Ns	$s_n$ in Ns	
5	0,243, 0,234	0,0391	0,0147	37,54 %	0,0391	0,0147	37,54%
	0,243, 0,806	0,0287	0,0088	30,62 %	0,0287	0,0088	30,62 %
	0,243, 2,051	0,0301	0,0068	22,52 %	0,0301	0,0068	22,52 %
10	0,243, 0,234	0,0497	0,0095	19,21 %	0,0497	0,0095	19,21 %
	0,243, 0,806	0,0499	0,0166	33,27 %	0,0579	0,0121	20,85 %
	0,243, 2,051	0,0603	0,0142	23,51 %	0,0603	0,0142	23,51 %
15	0,243, 0,234	0,0743	0,0272	36,57 %	0,0666	0,0305	45,80 %
	0,243, 0,806	0,0802	0,0303	37,78 %	0,0991	0,0293	29,54 %
	0,243, 2,051	0,0683	0,0834	122,06 %	0,1120	0,0428	38,18 %
20	0,243, 0,234	0,0945	0,0446	47,17 %	0,1412	0,0741	52,47 %
	0,243, 0,806	0,1043	0,0564	54,08 %	0,1330	0,0391	29,40 %
	0,243, 2,051	0,1937	0,0610	31,47 %	0,2103	0,0515	24,50 %

**Tabelle A - 75:** Zusammenfassung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}$  je Periode  $T$   
 $c_1 = c_2 = 0,806$  N/mm

Amplitude in °	Federsteifig keit $c$ in N/mm	Rohmessdaten		Abweich ung	Bereinigte Messdaten		Abweich ung
		Mittelwert in Ns	$s_n$ in Ns		Mittelwert in Ns	$s_n$ in Ns	
5	0,806, 0,234	0,0199	0,0142	71,62 %	0,0199	0,0142	71,62 %
	0,806, 0,806	0,018	0,0156	86,71 %	0,0217	0,0131	60,27 %
	0,806, 2,051	0,0270	0,0130	48,19 %	0,0270	0,0130	48,19 %
10	0,806, 0,234	0,0440	0,0178	40,45 %	0,0440	0,0178	40,45 %
	0,806, 0,806	0,0392	0,0304	77,58 %	0,0487	0,0186	38,17 %
	0,806, 2,051	0,0498	0,0240	48,15 %	0,0498	0,0240	48,15%
15	0,806, 0,234	0,0757	0,0308	40,69 %	0,1114	0,0530	47,56 %
	0,806, 0,806	0,1034	0,1011	97,80 %	0,1482	0,0661	44,60 %
	0,806, 2,051	0,0312	0,1537	492,60 %	-0,0842	0,0493	-58,54 %
20	0,806, 0,234	0,1055	0,0717	67,98 %	0,1160	0,0425	36,65 %
	0,806, 0,806	0,1958	0,1259	64,28 %	0,2251	0,0874	38,84 %
	0,806, 2,051	0,2887	0,2191	75,89 %	-0,1058	0,0238	-22,52 %

**Tabelle A - 76:** Zusammenfassung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{exp}$   
je Periode  $T$   $c_1 = c_2 = 2,051$  N/mm

Amplitude in °	Federsteifigkeit $c$ in N/mm	Rohmessdaten		Abweichung	Bereinigte Messdaten		Abweichung
		Mittelwert in $N_s$	$s_n$ in $N_s$		Mittelwert in $N_s$	$s_n$ in $N_s$	
5	2,051, 0,234	0,0307	0,0134	43,49 %	0,0307	0,0134	43,49 %
	2,051, 0,806	0,0370	0,0283	76,39 %	0,0370	0,0283	76,39 %
	2,051, 2,051	0,0357	0,0159	44,54 %	0,0357	0,0159	44,54 %
10	2,051, 0,234	0,0468	0,0177	37,83 %	0,0468	0,0177	37,83 %
	2,051, 0,806	0,0715	0,0614	85,92 %	0,0624	0,0081	12,92 %
	2,051, 2,051	0,0712	0,0924	129,80 %	0,0798	0,0490	61,41 %
15	2,051, 0,234	0,0889	0,0790	88,87 %	0,1973	0,0733	37,17 %
	2,051, 0,806	0,1747	0,1508	86,31 %	0,0660	0,0051	7,76 %
	2,051, 2,051	0,2935	0,1492	50,85 %	0,3634	0,0492	13,55 %
20	2,051, 0,234	0,2440	0,1239	50,77 %	0,2726	0,0991	36,34 %
	2,051, 0,806	0,4085	0,1100	26,93 %	0,1483	0,0124	8,37 %
	2,051, 2,051	0,4676	0,1953	41,77 %	0,5312	0,0353	6,65 %



## A - IX Vergleich ausgewählter Konfigurationen Simulation und Experiment

Die Ergebnisse der Simulation der erforderlichen Energie je Periode T im eingeschwungenen Zustand des Modells 2-Sw fasst Tab. A - 77 zusammen. Die Ergebnisse für  $I_{exp}$  zeigt Tab. A - 78.

**Tabelle A - 77:** Darstellung der erforderlichen elektrischen Energie  $E_{exp}$  je Periode T in Ws bei Veränderung der Amplitude A, Modell 2-Sw

Elektrische Energie $E_{sim}$ je Periode T in Ws						
Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Federsteifigkeit $c_1 = c_2 = c$ in N/mm				
		<b>0,243</b>	<b>0,594</b>	<b>0,806</b>	<b>1,451</b>	<b>2,051</b>
0,48	5	0,0077	0,0086	0,0095	0,0112	0,0180
	10	0,0503	0,0503	0,0502	0,0520	0,0520
	15	0,1584	0,1597	0,1595	0,1596	0,1600
	20	0,3565	0,3653	0,3659	0,3656	0,3660

**Tabelle A - 78:** Darstellung des erforderlichen maximalen Kraftstoßes  $I_{sim}$  in Ns bei Veränderung der Amplitude A, Modell 2-Sw

Kraftstoß $I_{sim}$ je Periode T in Ns						
Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Federsteifigkeit $c_1 = c_2 = c$ in N/mm				
		<b>0,243</b>	<b>0,594</b>	<b>0,806</b>	<b>1,451</b>	<b>2,051</b>
0,48	5	-1,65E-06	-8,62E-07	-6,58E-07	-3,87E-07	-2,38E-07
	10	-2,91E-05	-1,36E-05	-1,04E-05	-6,00E-06	-4,32E-06
	15	-1,64E-04	-6,73E-05	-5,09E-05	-2,94E-05	-2,11E-05
	20	-5,68E-04	-2,05E-04	-1,53E-04	-8,82E-05	-6,25E-05

Die Ergebnisse der Simulation der erforderlichen Energie je Periode T im eingeschwungenen Zustand des Modells 3-Sw fasst Tab. A - 79 zusammen. Die Ergebnisse für  $I_{exp}$  zeigt Tab. A - 80.

## Vergleich ausgewählter Konfigurationen Simulation und Experiment

**Tabelle A - 79:** Darstellung der erforderlichen elektrischen Energie  $E_{sim}$  in Ws bei Veränderung der Amplitude A, Modell 3-SW

		Elektrische Energie $E_{sim}$ je Periode T in Ws								
Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Federsteifigkeit in N/mm								
		$c_1 = c_2 = 0,243$			$c_1 = c_2 = 0,806$			$c_1 = c_2 = 2,051$		
		$c_3 = c_4 = 0,243$	$c_3 = c_4 = 0,806$	$c_3 = c_4 = 2,051$	$c_3 = c_4 = 0,243$	$c_3 = c_4 = 0,806$	$c_3 = c_4 = 2,051$	$c_3 = c_4 = 0,243$	$c_3 = c_4 = 0,806$	$c_3 = c_4 = 2,051$
0,48	5	0,0279	0	0,0281	0,0279	0,0288	0,0288	0,0281	0,0287	0,0296
	10	0,1472	0,1477	0,1477	0,1470	0,1486	0,1488	0,1445	0,1469	0,1501
	15	0,4205	0,4230	0,4231	0,4219	0,4266	0,4264	0,417	0,4197	0,4234
	20	0,9008	0,9096	0,9103	0,9183	0,9317	0,9323	0,9122	0,9229	0,9240

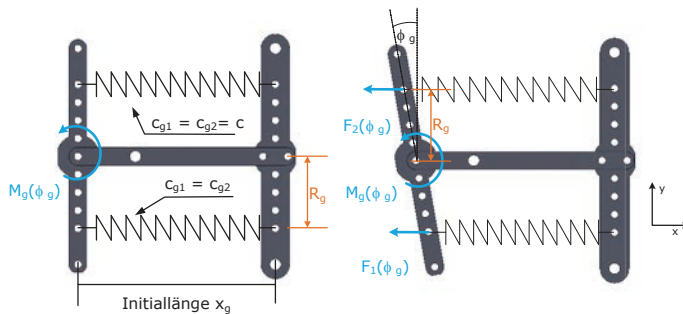
**Tabelle A - 80:** Darstellung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{sim}$  in Ns bei Veränderung der Amplitude A, Modell 3-SW

		Kraftstoß $I_{sim}$ je Periode T in Ns								
Frequenz f in Hz	Amplitude A in °	Federsteifigkeit in N/mm								
		$c_1 = c_2 = 0,243$			$c_1 = c_2 = 0,806$			$c_1 = c_2 = 2,051$		
		$c_3 = c_4 = 0,243$	$c_3 = c_4 = 0,806$	$c_3 = c_4 = 2,051$	$c_3 = c_4 = 0,243$	$c_3 = c_4 = 0,806$	$c_3 = c_4 = 2,051$	$c_3 = c_4 = 0,243$	$c_3 = c_4 = 0,806$	$c_3 = c_4 = 2,051$
0,48	5	-2,68E-05	-1,60E-05	-1,35E-05	-1,42E-05	-4,94E-06	-2,91E-06	-1,24E-05	-3,61E-06	-1,73E-06
	10	-3,34E-04	-2,09E-04	-1,76E-04	-1,84E-04	-7,15E-05	-4,29E-05	-1,61E-04	-5,31E-05	-3,20E-05
	15	-1,46E-03	-9,45E-04	-7,95E-04	-8,39E-04	-3,42E-04	-2,07E-04	-7,35E-04	-2,70E-04	-1,53E-04
	20	-4,11E-03	-2,71E-03	-2,28E-03	-2,45E-03	-1,43E-05	-6,49E-04	-2,15E-03	-7,79E-04	-3,84E-04

## A - X Konstruktion des Roboters URMELE 2.0

### Untersuchung der Winkel-Drehmoment-Verläufe anhand eines Mehrkörpermodells der Baugruppe GEiST

Nachfolgend erfolgt die Untersuchung der Winkel-Drehmoment-Verläufe der Baugruppe GEiST bei Variation der Länge  $R_g$  anhand eines Mehrkörpermodells. Simulationsumgebung ist erneut die SOLIDWORKS® Zusatzanwendung SOLIDWORKS® MOTION. Abbildung A - 29 zeigt das unter Nutzung der CAD-Software SOLIDWORKS® erstellte Modell, welches für die Bewegungssimulation verwendet wird.



**Abbildung A - 29:** Mehrkörpermodell der Baugruppe GeiSt, Simulationsumgebung SOLIDWORKS® MOTION

Gemäß der in Kapitel 10 vorgenommenen Darstellung der Wirkrichtung der Kräfte und Momente anhand der Einheitsvektoren wird nachfolgend auf die vektorielle Notation verzichtet. Die Parameter des in Abbildung A - 29 dargestellten Mehrkörpermodells der Baugruppe GEiST fasst Tabelle A - 81 zusammen. Die Schraubenfedern werden im Abstand  $R_g$  zur Gelenkmittellinie in das Modell integriert. Die Reibung wird vernachlässigt.

**Tabelle A - 81:** Verwendete Parameter innerhalb des Mehrkörpermodells der Baugruppe GEiST

Winkel $\phi_g$ in °	Hebellenge $R_g$ in mm	Federsteifigkeit $c_g$ in N/mm	Initiallänge $x_g$ in mm
0 - 20	2 - 20	0,214	40

Unter Verwendung der in (A - 21) dargestellten Anregungsfunktion wird der bewegliche Hebel der Baugruppe GEiST um einen Winkel  $\phi_g(t)$  ausgelenkt.

$$\phi(t) = A \cdot \sin(t) \quad (\text{A - 21})$$

Zur besseren Vergleichbarkeit des Modells mit dem späteren Experimentalaufbau besteht das Simulationsmodell aus POM. Die Variation der Hebellänge  $R_g$  und der sich einstellende Winkel-Drehmoment-Verlauf ist in Abbildung A - 30 dargestellt:

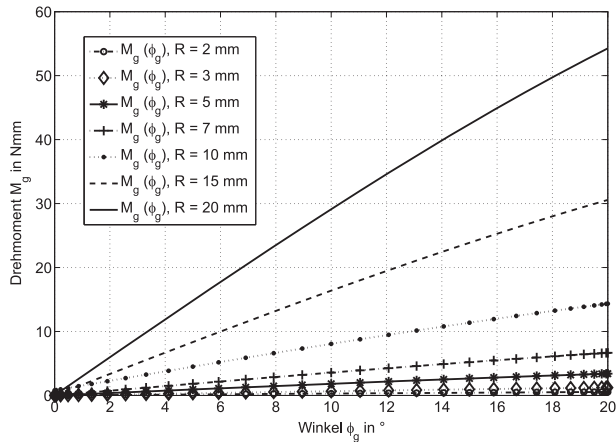


Abbildung A - 30: Theoretisch berechnete Verläufe des Momentes  $M_g(\phi_g)$  in Abhängigkeit des Winkels  $\phi_g$  bei verschiedenen Längen  $R_g$ , Simulation

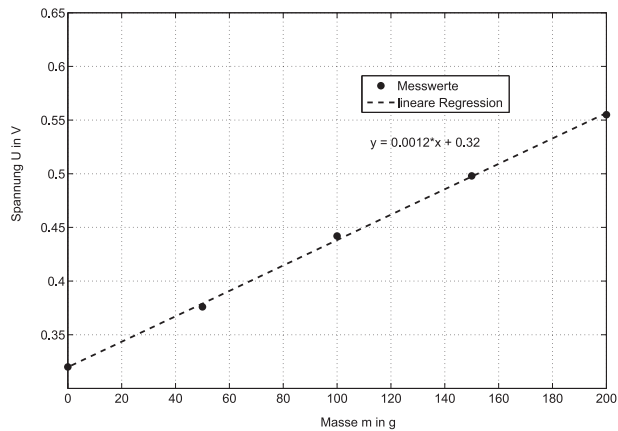
Abbildung A - 30 zeigt, dass mit steigender Länge  $R_g$  das für die Auslenkung des beweglichen Hebelarms um  $\phi_g$  erforderliche Drehmoment  $M_g(\phi_g)$  ansteigt: Grund ist die Zunahme der rückstellenden Kraft  $F_1(\phi_g)$  bzw.  $F_2(\phi_g)$  der Schraubenfeder bei wachsender Länge  $R_g \cdot \sin(\phi_g)$

### Kalibrierung des Versuchsstands zur Eigenschaftsabsicherung des Demonstratorbaugruppe GEIST

Die Kalibrierung des Versuchsstands erfolgt anhand definierter Messestücke im Bereich von 0 g bis 200 g in Schritten von 50 g. Zur Vermeidung von Querbeeinflussungen am Kraftmesssensor werden rotationssymmetrische Gewichte verwendet, deren Schwerpunkt mit der lastaufnehmenden Achse des Kraftmesssensors NOVATECH F250UFR0H0 übereinstimmt.

Die Kalibrierungsgeraden bilden die Grundlage der mittels linearer Regression ermittelten Gleichung zur Umrechnung der Spannungswerte in die entsprechende Masse und somit in die resultierende Kraft  $F_z(\phi_g)$ . Abbildung A - 31 untersetzt eine exemplarische Kalibrierungsgerade:

**Abbildung A - 31:** Exemplarische Kalibrierungsgerade sowie Regressionsformel bei Verwendung von Massestücken von 0 g bis 200 g



Die aufgenommenen Messwerte zeigen einen linearen Zusammenhang zwischen verwendeter Masse und daraus resultierendem Spannungssignal. Die in (A - 22) dargestellte Regressionsgerade wird zur Rückrechnung der Spannung in eine entsprechende Masse in g genutzt, die daraus resultierende Berechnung der Kraft  $F_z(\varphi_g)$  zeigt (A - 23):

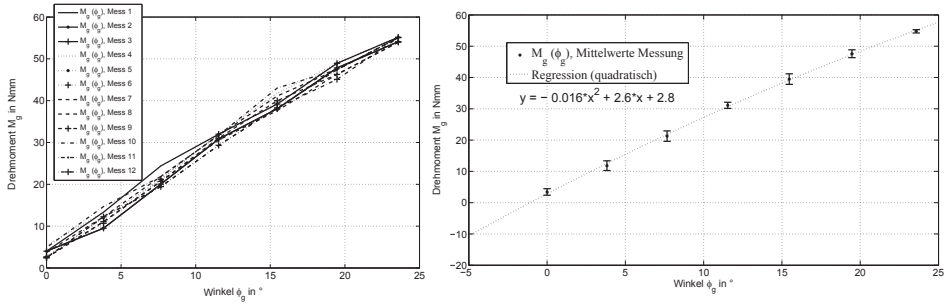
$$U = a_r \cdot m_{BG} + b_r \quad (\text{A - 22})$$

$$F_z(\varphi_g) = \left( \frac{U - b_r}{a_r} \right) \cdot \frac{9,81 \text{ kg} \cdot \text{m}}{1000 \text{ s}^2} \quad (\text{A - 23})$$

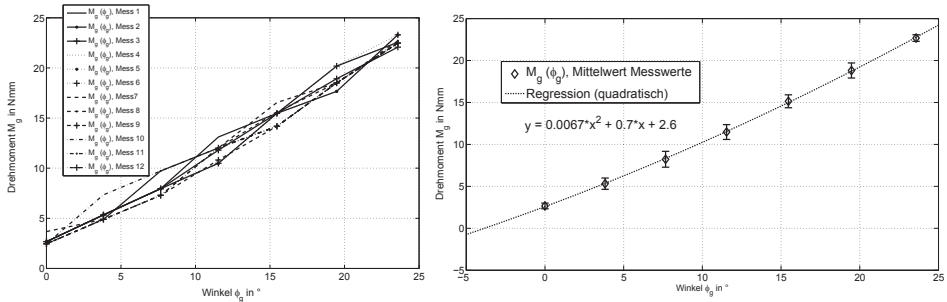
Die Kalibrierung wird zu Beginn jeder Messreihe durchgeführt.

## Versuchsauswertung der Demonstratorbaugruppe GEIST 1.0

Abbildung A - 32 und Abbildung A - 33 zeigen, dass die aufgenommenen Winkel-Drehmoment-Verläufe eine hohe Vergleichbarkeit untereinander aufweisen, welches in einer geringen Standardabweichung resultiert. So liegt für den Fall  $R_g = 20 \text{ mm}$  das gemessene Drehmoment  $M_g$  für  $\varphi_g = 20^\circ$  bei ca.  $(47 \pm 0,8) \text{ Nmm}$  während für  $R_g = 10 \text{ mm}$  das Drehmoment  $M_g$  bei  $\varphi_g = 20^\circ$  ca.  $(18 \pm 0,5) \text{ Nmm}$  beträgt.



**Abbildung A - 32:** Darstellung der Messungen (links) sowie des Mittelwertes und der Standardabweichung (rechts) des Winkel-Drehmoment-Verlaufs der Baugruppe GEIST bei  $R_g = 20$  (Anzahl Messung  $N = 12$ )



**Abbildung A - 33:** Darstellung der Messungen (links) sowie des Mittelwertes und der Standardabweichung (rechts) des Winkel-Drehmoment-Verlaufs der Baugruppe GEIST bei  $R_g = 10$  (Anzahl Messung  $N = 12$ )

**Tabelle A - 82:** Darstellung der gemessenen Mittelwerte des Drehmoments  $M_g(\varphi_g)$  der Demonstratorbaugruppe GEIST bei einer statistischen Sicherheit  $P = 95,4\%$  sowie einen Faktor  $t_p$  von 2,25 ( $N = 12$ )

Winkel $\varphi_g$ in °	Drehmoment $M_g(\varphi_g)$ in Nmm, $R_g = 20$ mm	Drehmoment $M_g(\varphi_g)$ in Nmm, $R_g = 10$ mm
	$x_p = \bar{x} \pm t_p \frac{s_n}{\sqrt{N}}$	$x_p = \bar{x} \pm t_p \frac{s_n}{\sqrt{N}}$
0	$3,43 \pm 0,68$	$2,67 \pm 0,22$
3,82	$11,83 \pm 1,01$	$5,32 \pm 0,44$
7,66	$21,28 \pm 1,08$	$8,23 \pm 0,61$
11,54	$31,11 \pm 0,64$	$11,48 \pm 0,57$
15,47	$39,49 \pm 1,10$	$15,14 \pm 0,50$
19,47	$47,61 \pm 0,81$	$18,81 \pm 0,58$
23,58	$54,76 \pm 0,35$	$22,68 \pm 0,26$

## Schätzung der Messunsicherheit der Untersuchung der Demonstratorbaugruppe GEIST

Zur Bewertung des Messverfahrens der Analyse der Demonstratorbaugruppe GEIST wird nachfolgend die erwartbare Messunsicherheit abgeschätzt. Hierbei wird folgende Modellgleichung verwendet (vgl. Leitfaden Messunsicherheit [128], bzw. Vorlesungsskript Prozessmess- und Sensortechnik [131]). Unter Berücksichtigung der Darstellung der Kraft in Abhängigkeit der gemessenen Spannung ergibt sich (A - 24).

$$M_g(\varphi_g) = \left( \frac{U - b_r}{a_r} \right) \frac{9,81}{1000} \cdot h \cdot \cos(\varphi_g) \quad (\text{A - 24})$$

Aus Gründen der Vereinfachung wird nachfolgend mit der mittels linearer Regression bestimmten Masse  $m_g$  und deren Standardabweichung gerechnet. Die Abweichungen des Verfahrensweges  $s_g$  der Fräse in Richtung der Applikatenachse (z-Richtung) werden vernachlässigt, da sehr gering.

$$M_g(\varphi_g) = F_z(\varphi_g) \cdot h \cdot \cos(\varphi_g) = \frac{m_g \cdot 9,81}{1000} \cdot h \cdot \cos(\varphi_g) \frac{\text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} \quad (\text{A - 25})$$

Messabweichungen treten somit für die Masse  $m_g$ , die Länge  $h$  und für den zeitabhängigen Winkel  $\varphi_g$  auf, die hieraus resultierende kombinierte Messungenauigkeit wird mittels der Fehlerfortpflanzung nach Gauß ermittelt.

Die Unsicherheit der Eingangsgröße der Masse  $m_g$   $u_m$  ergibt sich aus der Standardabweichung der Messung der Masse  $m_g$  und beträgt . Tabelle A - 83 zeigt die für  $R_g = 20$  mm resultierenden Werte Unsicherheit der Eingangsgröße  $m_g$ .

**Tabelle A - 83:** Unsicherheit  $u_m$  der Eingangsgröße  $m_g$  in Abhängigkeit der Strecke  $s_g$

Strecke $s_g$ in mm	Mittelwert der Masse $m_g$ in g (N = 12)	Standardabweichung $s_n$ der Masse $m_g$ in g	Unsicherheit um der Eingangsgröße Masse $m_g$ in g
0	11,6475	3,5373	1,0211
2	41,6033	4,0796	1,1777
4	74,295	5,246	1,5144
6	109,2058	3,5543	1,0261
8	140,5425	5,3357	1,5403
10	172,9008	4,2791	1,2353
12	204,36	0,1984	0,0573

Die Unsicherheit der Eingangsgröße der Hebellänge  $h$   $u_h$  ergibt sich aus der Halbweite der Fertigungstoleranz. Die untere Grenze beträgt 0,1 mm, die obere Grenze 0,3 mm. Damit beträgt  $u_{\text{Halbweite}} = 0,1$  mm bei einem Faktor bei angenommener Rechteckverteilung

(alle Werte werden als gleich wahrscheinlich angenommen, Leitfaden Messunsicherheit [128], bzw. Vorlesungsskript Prozessmess- und Sensortechnik [131], Abschätzen von Messunsicherheiten, Typ B).

$$\mathbf{u}_h = \frac{0,0001\text{m}}{\sqrt{3}} = 0,00006\text{m} \quad (\text{A - 26})$$

Die Unsicherheit der Eingangsgröße des Winkels  $\varphi_g$   $\mathbf{u}_\varphi$  berechnet sich aus der Halbwerte der Grenzen der Montag- und Fertigungstoleranz (untere Grenze:  $0,5^\circ$ , obere Grenze:  $1,5^\circ$ ;  $\mathbf{u}_{\text{Halbwerte}}$  ist somit  $0,5^\circ$ ). Da alle Werte innerhalb dieser Grenze als gleich wahrscheinlich angenommen werden, ist die Halbwerte mit dem Faktor  $\frac{1}{\sqrt{3}}$  zu gewichten, dies entspricht einer Rechteckverteilung (alle Werte werden als gleich wahrscheinlich angenommen, Leitfaden Messunsicherheit [128], bzw. Vorlesungsskript Prozessmess- und Sensortechnik [131], Abschätzen von Messunsicherheiten, Typ B).

$$\mathbf{u}_\varphi = \frac{0,5 \cdot \pi}{\sqrt{3}} = 0,005\text{rad} \quad (\text{A - 27})$$

Die Empfindlichkeitskoeffizienten  $\mathbf{c}_g$ ,  $\mathbf{c}_h$  und  $\mathbf{c}_\varphi$  ergeben sich aus Ableiten von (A - 24) und Einsetzen der jeweiligen Mittelwerte bzw. der Messabweichung. Anschließend wird die kombinierte Messunsicherheit  $\mathbf{u}_g$  gebildet.

$$\mathbf{c}_m = \left( \frac{\partial M_g(\varphi_g)}{\partial m_g} \right) = \left( \frac{1 \cdot 9,81}{1000} \right) \cdot h \cdot \cos(\varphi_g) \quad (\text{A - 28})$$

$$\mathbf{c}_h = \left( \frac{\partial M_g(\varphi_g)}{\partial h} \right) = \left( \frac{m_g \cdot 9,81}{1000} \right) \cdot \cos(\varphi_g) \quad (\text{A - 29})$$

$$\mathbf{c}_\varphi = \left( \frac{\partial M_g(\varphi_g)}{\partial \varphi_g} \right) = \left( \frac{m_g \cdot 9,81}{1000} \right) \cdot h \cdot \sin(\varphi_g) \quad (\text{A - 30})$$

$$\mathbf{u}_g = \sqrt{(\mathbf{c}_m \cdot \mathbf{u}_m)^2 + (\mathbf{c}_h \cdot \mathbf{u}_h)^2 + (\mathbf{c}_\varphi \cdot \mathbf{u}_\varphi)^2} \quad (\text{A - 31})$$



Tabelle A - 84 zeigt die Empfindlichkeitskoeffizienten  $c_g$ ,  $c_h$  und  $c_\varphi$  sowie die sich hieraus ergebenden Messunsicherheiten  $u_m$ ,  $u_h$  und  $u_\varphi$  mit der erweiterten Messunsicherheit  $U_g$  für eine statistische Sicherheit  $P = 68,3\%$ :

**Tabelle A - 84:** Exemplarische Darstellung der Empfindlichkeitskoeffizienten und der erweiterten Messunsicherheit  $U_g$

Mittels Fräse zurückgelegter Weg $s_g$ in mm	$c_m$	$c_h$	$c_\varphi$	$U_g$ in Nmm ( $P = 68,3\%$ )
0	0,000001	0,1142	-0,000011	$\pm 0,0067$
2	0,000001	0,4081	-0,000041	$\pm 0,0236$
4	0,000001	0,7287	-0,000073	$\pm 0,0421$
6	0,000001	1,0711	-0,000107	$\pm 0,0619$
8	0,000001	1,3785	-0,000138	$\pm 0,0796$
10	0,000001	1,6959	-0,00017	$\pm 0,0979$
12	0,000001	2,0045	-0,0002	$\pm 0,1157$

Tabelle A - 85 vergleicht das auf der Modellgleichung basierende Ergebnis der Schätzung der Messabweichung mit dem Ergebnis der auf den Messdaten beruhenden tatsächlichen Messabweichung.

**Tabelle A - 85:** Vergleich der auf der Modellgleichung basierenden Schätzung der erweiterten Messunsicherheit und des tatsächlichen Messergebnisses

Weg $s_g$ in mm	$U_g$ in Nmm ( $P = 68,3\%$ )	$U_g$ in Nmm ( $P = 95,4\%$ )	Ergebnis der Messung ( $P = 95,4\%$ )
0	$\pm 0,0067$	$\pm 0,015$	$\pm 0,68$
2	$\pm 0,0236$	$\pm 0,053$	$\pm 1,01$
4	$\pm 0,0421$	$\pm 0,095$	$\pm 1,08$
6	$\pm 0,0619$	$\pm 0,139$	$\pm 0,64$
8	$\pm 0,0796$	$\pm 0,179$	$\pm 1,10$
10	$\pm 0,0979$	$\pm 0,220$	$\pm 0,81$
12	$\pm 0,1157$	$\pm 0,260$	$\pm 0,35$

Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass die Messung der Validierung eines neu entwickelten Mechanismus zur Beeinflussung der Winkel-Drehmoment-Verläufe dient, sagt die Schätzung der Messunsicherheit den Bereich, in welchem die wahren Messgrößen liegen, hinreichend genau hervor.

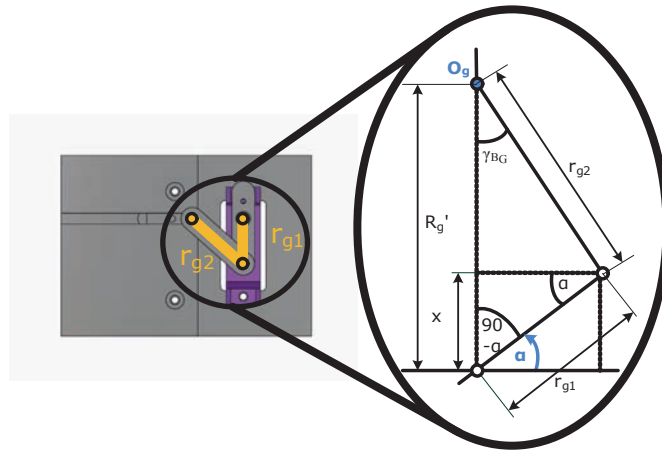
## Optische Bestimmung des Winkels der Demonstratorbaugruppe GEIST 1.0 – Darstellung der erweiterten Messunsicherheit

**Tabelle A - 86:** Darstellung der gemessenen Mittelwerte des Drehmoments  $M_g(\varphi_g)$  der Demonstratorbaugruppe GEIST bei einer statistischen Sicherheit  $P = 95,4 \%$  sowie einen Faktor  $t_p$  von 3,18 ( $N = 3$ )

Winkel $\varphi_g$ in °	Drehmoment $M_g(\varphi_g)$ in Nmm, $R_g = 20$ mm Winkel optisch abgelesen, Darstellung:
	$x_p = \bar{x} \pm t_p \frac{s_n}{\sqrt{N}}$
0	5,72 ± 2,60
3,00	13,88 ± 2,60
6,00	23,58 ± 1,81
9,00	32,86 ± 1,68
12,00	39,82 ± 1,53
15,00	48,33
18,00	57,15
21	65,25

## Auslegung und Konstruktion der Unterbaugruppe Schubkurbel

Unter Berücksichtigung des zur Verfügung stehenden Bauraums des Zwischenraums der Effektormodule des Schwimmroboters URMELE 2.0 (vgl. Anforderungsliste Kapitel 10) soll die veränderliche Hebellänge  $R_g$  ca. 10 mm bis 15 mm betragen, nachfolgend  $R_g'$  genannt. Gleichzeitig zeigt die Analyse der Erkenntnisse der Voruntersuchungen des Prototyps der GEIST, dass für eine technisch nutzbare rotatorische Gelenksteifigkeit insbesondere bei kleinen Federsteifigkeiten  $c_g$  der Abstand zur Gelenksymmetrieachse in der minimalen Konfiguration mindestens 20 mm betragen sollte. Somit muss die zu konstruierende Schubkurbel derartig ausgelegt sein, dass ein Punkt  $O_g$  auf dem Gleitstein unter Berücksichtigung der minimalen Länge mindestens 10 mm und maximal 15 mm verfahren werden kann. Die für die Berechnung aller erforderlichen Längen erforderlichen Abmessungen zeigt Abbildung A - 34, A - 32 fasst die für die Berechnung erforderlichen trigonometrischen Beziehungen zusammen.



**Abbildung A - 34:** Prinzip der Schubkurbel mit den beiden zu bestimmenden Hebeln der Längen  $r_{g1}$ , respektive  $r_{g2}$  sowie die dem mathematischen Modell zugrundeliegende Skizze der Hebelverhältnisse bei sich änderndem Winkel  $\alpha$

Dabei stellen  $r_{g1}$  und  $r_{g2}$  Hebellängen dar, welche in Abhängigkeit des Winkels  $\alpha$  des Servos BMS 303 zu ermitteln sind.

$$R_g' = (\sin(\alpha) \cdot r_{g1}) + (\cos(\gamma_{BG}) \cdot r_{g2}) \quad (\text{A - 32})$$

Unter Berücksichtigung der Anforderung dass  $R_g'$  mindestens 10 mm beträgt und  $\alpha$  zwischen  $0^\circ$  und  $55^\circ$  oszilliert, wird eine Parametervariation der Hebellängen  $r_{g1}$  und  $r_{g2}$  durchgeführt. Eine hinsichtlich der Anforderungen besonders günstige Konfiguration ist eine Hebellänge  $r_{g1}$  von 10 mm und eine Hebellänge  $r_{g2}$  von 15 mm. Tabelle A - 87 fasst die wesentlichen Ergebnisse der Berechnung zusammen.

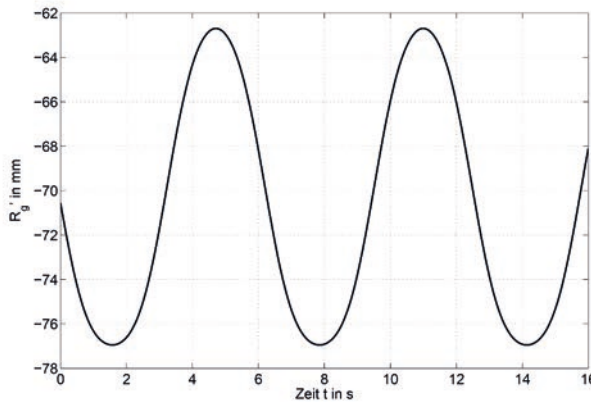
**Tabelle A - 87:** Variation der Länge  $R_g$  bei einer Hebellänge  $r_{g1} = 10$  mm,  $r_{g2} = 15$  mm und  $\alpha = 0^\circ$  bis  $55^\circ$

Hebellänge $r_{g1}$ in mm	Hebellänge $r_{g2}$ in mm	Winkel $\alpha$ in $^\circ$	Länge $R_g$ in mm
10	15	0	11,18
10	15	5	12,09
10	15	10	13,05
10	15	15	14,06
10	15	20	15,11
10	15	25	16,18
10	15	30	17,25
10	15	35	18,30
10	15	40	19,32
10	15	45	20,30
10	15	50	21,21
10	15	55	22,05

Zur Überprüfung der Berechnungen wird ein Modell gemäß Abbildung A - 34 innerhalb der CAD-Programms SOLIDWORKS® erstellt. Unter Nutzung der Zusatzanwendung SOLIDWORKS® MOTION wird die Baugruppe anschließend analysiert; im Detail die translatorische Bewegung des Mittelpunktes des Gleitsteins (Punkt  $O_g$  innerhalb der Skizze, Abbildung A - 34). Die rotatorische Auslenkung der Schubkurbel erfolgt mittels des Simulationswerkzeuges <Rotationsmotor>, vgl. [120], die Ansteuerfunktion zeigt (A - 33).

$$\varphi_g(t) = A \cdot \sin(t) \tag{A - 33}$$

mit:  $A = 40^\circ$



**Abbildung A - 35:** Resultierende Bewegung der Länge  $R_g'(t)$ , bei Verwendung der Hebellängen  $r_{g1} = 10$  mm und  $r_{g2} = 15$  mm Messpunkt: Mittelpunkt des Gleitsteins

Innerhalb von Abbildung A - 35 wird deutlich, dass der Mittelpunkt  $O_g$  des Gleitsteins der Schubkurbel zwischen -63 mm und -77 mm variiert, welches einer maximalen Veränderung der Länge  $R_g$  von 14 mm entspricht. Die Anforderung an einen Verfahrweg der Länge  $R_g$  größer 10 mm sind somit erfüllt, die gewählten Längen  $r_{g1}$  und  $r_{g2}$  für die vorliegenden Anforderungen ausreichend dimensioniert. Die anschließende konstruktive Ausgestaltung der Schubkurbel und der restlichen Elemente der Baugruppe GEIST 2.0 wird mittels SOLIDWORKS® durchgeführt.

## Experimentellen Untersuchung der Baugruppe GEIST 2.0 - Darstellung der erweiterten Unsicherheit

**Tabelle A - 88:** Darstellung der gemessenen Mittelwerte des Drehmoments  $M_g(\varphi_g)$  der Demonstratorbaugruppe GEIST bei einer statistischen Sicherheit  $P = 95,4\%$  sowie einen Faktor  $t_p$  von 2,25 ( $N = 12$ )

Winkel $\varphi_g$ in °	Drehmoment $M_g(\varphi_g)$ in Nmm, $R_g = 31,5$ mm, Darstellung	Drehmoment $M_g(\varphi_g)$ in Nmm, $R_g = 21,5$ mm, Darstellung
	$x_p = \bar{x} \pm t_p \frac{s_n}{\sqrt{N}}$	$x_p = \bar{x} \pm t_p \frac{s_n}{\sqrt{N}}$
0	1,99 ± 0,95	0,75 ± 0,88
3,14	6,08 ± 0,28	4,22 ± 0,81
6,29	9,76 ± 0,87	6,30 ± 0,44
9,46	14,62 ± 1,33	8,83
12,66	18,83 ± 2,19	10,19 ± 0,99



## A - XI Eigenschaftsabsicherung des Roboters URMELE 2.0

### Steuerbefehle während der Experimente

Die während der Experimente erforderlichen Steuerbefehle zur Veränderung der Position der Servos der Effektormodule werden von den am Steuerrechner befindlichen XBEE-Modulen drahtlos an die Effektormodule übermittelt; hierdurch wird die Federsteifigkeit gezielt beeinflusst. Zur Verringerung, bzw. Erhöhung der Position der Servos wird ein individuelles ASCII-Steuerzeichen gemäß Tabelle A - 89 versendet.

**Tabelle A - 89:** ASCII-Steuerzeichen zur Veränderung der Servopositionen innerhalb der Effektormodule des Roboters URMELE 2.0

ASCII Zeichen	Effektormodul 1	Effektormodul 2
+	PosServo 1 +1	
-	PosServo 1 -1	
q		PosServo 2 +1
a		PosServo 2 -1

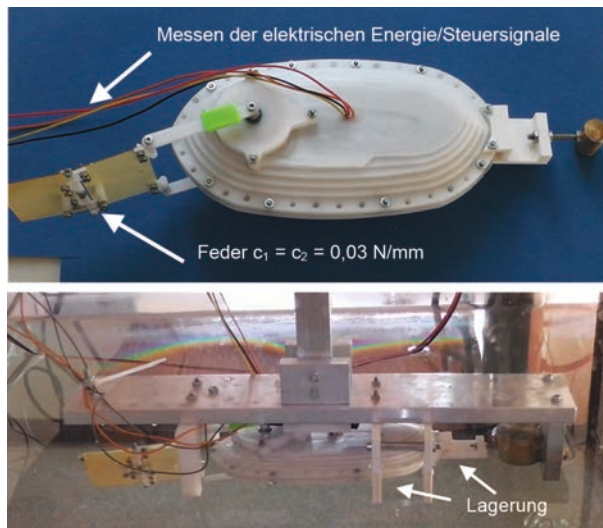




## A - XII Abschätzung der Effizienz nach FROUDE

Nachfolgend erfolgt die Abschätzung der Effizienz  $\eta_F$  nach FROUDE gemäß (2) für den Roboter URMELE LIGHT. Neben der Geschwindigkeit  $u_0$  sind hierfür der zeitlich gemittelte Leistungsbedarf  $P_F$  sowie die zeitlich gemittelte Vortriebskraft  $F_F$  erforderlich.

Zur Bestimmung dieser Daten wird der Roboter mit einer Lagerung gemäß Abbildung A - 36 modifiziert, so dass dieser in den innerhalb von Kapitel 7 dokumentierten Versuchsstand eingegangen werden kann. Dabei wird URMELE LIGHT in der innerhalb von Abschnitt 4.3 dargestellten Konfiguration verwendet: 2 Effektormodule, verkoppelt mit einer Federsteifigkeit  $c_1 = c_2 = 0,03 \text{ N/mm}$ . Zur Bestimmung des Energiebedarfs wird während der Experimente die für die Bewegung der federnd verkoppelten Starrkörperelemente benötigte elektrische Energie von außen zugeführt; ebenso wie das erforderliche PWM-Signal zur Ansteuerung des singulären Aktuators (Servo BLUEBIRD BMS 303). Zur Bestimmung des zeitabhängigen Winkels  $\varphi(t)$  am Übergang zum ersten Effektormodul wird die aktuelle Ist-Position des servointernen Potentiometers ausgelesen und dokumentiert.



**Abbildung A - 36:** Modifikation des Roboters Urmele Light und Lagerung des Roboters innerhalb des Versuchsstandes

Unter Verwendung der in Kapitel 7 konstruierten Versuchsaufbauten sowie der dort dokumentierten Messroutinen werden folgende Daten erfasst und aufgezeichnet:

1. der Zeit-Lagerreaktionskraft-Verlauf,
2. der zeitabhängige Winkel  $\varphi(t)$ ,
3. der Zeit-Strom-Verlauf.

Die Auswertung des resultierenden Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}(t)$  und des Energiebedarfs  $E_{\text{exp}}(t)$  anhand der aufgezeichneten Daten erfolgt unter Verwendung des in Anhang A - I dargelegten MATLAB Programms.

Die Variation der Parameter Amplitude A und Frequenz f des singulären Aktuators des Roboters erfolgt unter Verwendung des Steuerprogramms der EXPERIMENTALPLATTFORM URMELE 1.0 (vgl. Abbildung 73, Kapitel 6). Die variierten Parameter fasst Tabelle A - 90 zusammen.

**Tabelle A - 90:** Variierte Parameter des Roboter URMELE LIGHT

Versuchsnummer	Amplitude A in °	Frequenz f in HZ	Anzahl der Messungen N	Federsteifigkeit $c_1 = c_2$ in N/mm
1	38	4,4	8	0,03
2	30	2,0	8	0,03

Unter Verwendung der Ergebnisse der Untersuchung der Schwimmcharakteristika von FREMEREY et al., 2013 [27], WEYRICH, 2013 [90\*] (vgl. Abschnitt 4.3.2) wird die erforderliche elektrische Energie  $E_{\text{exp}}$  sowie der resultierende Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  des URMELE LIGHT für das Geschwindigkeitsoptimum  $u_{\text{u}} = 0,28$  m/s bestimmt. Die dazugehörigen Steuerparameter des singulären Aktuators betragen für die Amplitude  $A = 38^\circ$  und für die Frequenz  $f = 4,4$  Hz. Zum Vergleich werden der erforderliche Energiebedarf  $E_{\text{exp}}$  sowie der resultierende Kraftstoß  $I_{\text{exp}}$  für eine weitere Geschwindigkeit nebst dazugehöriger Steuerparameter bestimmt: Für  $A = 30^\circ$  und  $f = 2,0$  Hz beträgt  $u_{\text{u}} = 0,2$  m/s.

Die Ergebnisse der Bestimmung des Energiebedarfs  $E_{\text{exp}}(t)$  sowie des Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}(t)$  und der Messungenauigkeit zeigt Tabelle A - 91.

**Tabelle A - 91:** Ergebnisse der Bestimmung des Energiebedarfs  $E_{\text{exp}}(t)$  sowie des Kraftstoßes  $I_{\text{exp}}(t)$

Versuchsnummer	Energiebedarf $E_{\text{exp}}$ in Ws/s	Standardabweichung $s_n$ in Ws	Kraftstoß $I_{\text{exp}}$ in Ns/s	Standardabweichung $s_n$ in Ns
1	1,19	0,05	0,2	0,04
2	1,16	0,04	0,13	0,04

Unter Beachtung der in Abschnitt 8.4.4 dargelegten Ursachen der Messabweichungen ist diese für die Abschätzung der Effizienz  $\eta_F$  nach FROUDE ausreichend. Unter Verwendung von (2) (vgl. Kapitel 3) fasst Tabelle A - 92 die Mittelwerte der Geschwindigkeit  $u_F$ , die der auf eine Sekunde gemittelten Leistung  $P_F$  sowie die der Vortriebskraft  $F_F$  zusammen.

**Tabelle A - 92:** Abschätzung der Effizienz  $\eta_F$  nach FROUDE

Versuchsnummer	Geschwindigkeit $u_u$ in m/s (Mittelwert)	Leistung $P_F$ in W (Mittelwert)	Vortrieb $F_F$ in N (Mittelwert)	Effizienz $\eta_F$ nach FROUDE
1	0,28	1,19	0,2	$\approx 5 \%$
2	0,2	1,16	0,13	$\approx 2 \%$

Somit beträgt die Effizienz  $\eta_F$  nach FROUDE des Roboters URMELE LIGHT für die Steuerparameter  $A = 38^\circ$  und  $f = 4,4 \text{ Hz} \approx 5 \%$ , für  $A = 30^\circ$  und  $f = 2,0 \text{ Hz}$  beträgt  $\eta_F \approx 2 \%$ .