



Frederik Lamping

**Vorteile durch die Berücksichtigung
der Wechselwirkung von Modellierung
und Design bei mehrkammerigen
pneumatischen Soft Robots**

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Kristin de Payrebrune
Computational Physics in Engineering - Berichte
Band 1 | 2023

Bibliografische Information Der Deutschen Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.ddb.de> abrufbar.

Bibliographic information published by Die Deutsche Bibliothek

Die Deutsche Bibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliografie; detailed bibliographic data is available in the Internet at <http://dnb.ddb.de>.

Computational Physics in Engineering - Berichte CPE

Wissenschaftliche Schriftenreihe des
Lehrstuhl Computational Physics in Engineering CPE
der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau

Herausgeber: Lehrstuhl Computational Physics in Engineering CPE
Prof. Dr.-Ing. Kristin de Payrebrune
Postfach 3049
Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
67653 Kaiserslautern

Verlag: Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau

Druck: Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
Dezernat 5 Technik
Abteilung 5.6 Foto-Repro-Druck

D-386

© Lehrstuhl Computational Physics in Engineering CPE, 2023
Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
Gottlieb-Daimler-Straße
67663 Kaiserslautern

Alle Rechte vorbehalten, auch das des auszugsweisen Nachdrucks, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe (Photographie, Mikroskopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und das der Übersetzung.

Als Manuskript gedruckt. Printed in Germany.

ISBN 978-3-95974-204-7
ISSN 2941-7066

Vorteile durch die Berücksichtigung der Wechselwirkung von Modellierung und Design bei mehrkammerigen pneumatischen Soft Robots

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte
Dissertation

von
Herrn
Frederik Lamping (M.Eng.)
aus Ottweiler

Tag der mündlichen Prüfung: 27.04.2023
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Martin Ruskowski
Berichterstatterinnen: Prof. Dr.-Ing. Kristin de Payrebrune
Prof. Dr.-Ing. Annika Raatz

Kurzfassung

Eine große Untergruppe der *Soft Robotik* sind die mehrkammerigen pneumatischen Biegeaktuatoren. Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Modellierung dieser Art Aktuatoren mittels eines Balkenmodells und arbeitet speziell die Vorteile heraus, die sich aus einer Berücksichtigung der wechselseitigen Abhängigkeiten von Design und Modellierung ergeben. Die Verwendung eines Balkenmodells ist numerisch deutlich effizienter als die Simulation eines dreidimensionalen Körpers, trotzdem werden die Freiheitsgrade axiale Dehnung, Biegung, Scherung und Torsion vom verwendeten *Cosserat*-Balken berücksichtigt. Zunächst wird ein sinnvolles Design für mehrkammerige Biegeaktuatoren durch systematische Untersuchung von Designaspekten und unter Berücksichtigung von Aspekten der Modellierung hergeleitet. Zur Modellierung der einzelnen Kammern des Biegeaktuators wird ein Ansatz mittels des Prinzips der virtuellen Arbeit gewählt. Das resultierende Modell erlaubt insbesondere Rückschlüsse auf die Sensitivität der Kammern gegenüber externen axialen Kräften. Dies ist ein wichtiger Aspekt, der bei der Modellierung des mehrkammerigen Biegeaktuators mittels *Cosserat*-Balken aufgegriffen wird. Dieses Modell wiederum nutzt das besonders gut zu modellierende Design des Aktuators, um einen Zusammenhang zwischen Dehn- und Biegesteifigkeit herzustellen, der, im Gegensatz zu bisherigen Modellen, auch Rücksicht auf die axiale Dehnung des Aktuators nimmt. So lassen sich dreidimensionale Simulationen einzig auf Grundlage axialer Parameteridentifikation durchführen. Die in dieser Arbeit hergeleiteten Zusammenhänge zwischen Design und Modellierung und die daraus entwickelten Methoden sind eine wichtige Grundlage für komplexere Anwendungen in der Zukunft.

Abstract

A large subgroup in *soft robotics* are pneumatic multi-chamber bending actuators. This dissertation addresses the modeling of this type of actuator using a beam model, and specifically elaborates the advantages of considering the interdependencies of design and modeling. Using a beam model is numerically much more efficient than simulating a three-dimensional body, nevertheless the degrees of freedom of axial strain, bending, shear, and torsion are considered by the *Cosserat*-beam used. First, a reasonable design for a multi-chamber bending actuator is derived by systematically studying design aspects with considering aspects of modeling. An approach using the principle of virtual work is adopted to model the individual chambers of the bending actuator. In particular, the resulting model allows conclusions to be drawn about the sensitivity of the chambers to external axial forces. This is an important aspect which is considered in the modeling of the multi-chamber bending actuator using the *Cosserat*-beam. This model, in turn, takes advantage of the particularly easy-to-model design of the actuator to establish a relationship between extensional stiffness and bending stiffness that, unlike previous models, also takes into account the axial strain of the actuator. Thus, three-dimensional simulations can be performed based solely on axial parameter identification. The relationships between design and modeling derived in this work and the methods developed from them are an important basis for more complex applications in the future.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	III
Abstract	III
Symbol- und Abkürzungsverzeichnis	IX
1 Einleitung	1
2 Design mehrkammeriger Biegeaktuatoren	3
2.1 Stand der Forschung zu Design	3
2.1.1 Beispiele für mehrkammerige Biegeaktuatoren	4
2.1.2 Untersuchungen von Designaspekten	7
2.2 Herleitung von Designrichtlinien	8
2.2.1 Anzahl an Kammern	9
2.2.2 Querschnitt der Kammern	11
2.2.3 Verbindung der Kammern	12
2.2.4 Verhinderung radialer Expansion	12
2.2.5 Dimensionierung der Kammern	14
2.3 Entwurf eines modularen Biegeaktuators	15
2.3.1 Kammern	15
2.3.2 Radiale Verstärkung	16
2.3.3 Endkappen	17
2.3.4 Verbindungselement	17
2.3.5 Möglichkeiten zur Adaption	18
2.3.6 Herstellungsprozess	18
2.4 Evaluation des modularen Biegeaktuators	19
2.4.1 Material der Kammern	19
2.4.2 Verstärkung aus Ringen	21
2.4.3 Vergleich zu anderen Aktuatoren	21
2.5 Zusammenfassung zu Design	22
2.6 Ausblick zum Design	23
3 Experimentelle Methoden zur Untersuchung von Biegeaktuatoren	25
3.1 Stand der Forschung zu experimentellen Methoden	25
3.1.1 Beispiele für Prüfstände	25
3.1.2 Komponenten von Prüfständen	27
3.2 Modularer Prüfstand in Kaiserslautern	31
3.2.1 Druckregelung	31
3.2.2 Bildanalyse	32
3.2.3 Lineareinheit	33

3.2.4	Kraftmessung	33
3.2.5	Messdatenverarbeitung	34
3.3	Prüfstand für dreidimensionale Verformungsmessungen in Hannover	34
3.4	Herausforderungen bei der experimentellen Untersuchung von <i>Soft Robots</i>	35
3.4.1	Hyperelastisches Materialverhalten	35
3.4.2	Mullins-Effekt	35
3.4.3	Effekte der Dehnungsgeschwindigkeit	36
3.4.4	Fertigungstoleranzen	36
3.5	Zusammenfassung zu experimentellen Methoden	37
3.6	Ausblick zu experimentellen Methoden	38
4	Modellierung einzelner Kammern	39
4.1	Stand der Forschung zu einzelnen Kammern	39
4.1.1	Virtuelle Arbeit	39
4.1.2	Spannungen im Material	41
4.2	Modell einzelner Kammern	42
4.2.1	Kinematik	43
4.2.2	Potenzielle Energie	45
4.2.3	Implementierung	46
4.2.4	Typisches Vorgehen bei der Parameteridentifikation	46
4.2.5	Spezifische Eigenschaften der verschiedenen Verstärkungsarten	47
4.3	Versuch einer experimentellen Validierung	50
4.4	Validierung anhand numerischer Experimente	51
4.4.1	Setup der numerischen Experimente	51
4.4.2	<i>Braided-sheath</i>	52
4.4.3	<i>Crossed-fiber</i>	53
4.4.4	<i>Parallel-fiber</i>	54
4.4.5	<i>Parallel-ring</i>	55
4.5	Anwendung des Modells zur Designoptimierung	56
4.5.1	Setup der Optimierung	56
4.5.2	Optimierung der Aktuierungsenergie	57
4.5.3	Optimierung des Drucks	57
4.5.4	Designrichtlinien	59
4.6	Zusammenfassung zu einzelnen Kammern	59
4.7	Ausblick zu einzelnen Kammern	60
5	Modellierung eines Biegeaktuators	63
5.1	Stand der Forschung zu mehrkammerigen Biegeaktuatoren	63
5.1.1	Einführung in die Theorie des <i>Cosserat</i> -Balkens	64
5.1.2	Beispiele für Modellierungsansätze	66
5.1.3	Simulationsumgebungen	68

5.2	Modell eines mehrkammerigen Biegeaktuators	69
5.2.1	Grundlegende Annahmen	69
5.2.2	Dehnsteifigkeit	71
5.2.3	Biegesteifigkeit	72
5.3	Validierung durch dreidimensionale Messungen	73
5.3.1	Setup der Validierung	73
5.3.2	Position der Spitze des Aktuators	77
5.3.3	Verformung des Aktuators	81
5.4	Zusammenhang der Modellierung einzelner Kammern und mehrkammeriger Biegeaktuatoren	82
5.5	Zusammenfassung zu mehrkammerigen Biegeaktuatoren	82
5.6	Ausblick zu mehrkammerigen Biegeaktuatoren	84
6	Zusammenfassung	85
7	Ausblick	87
8	Quellenverzeichnis	89
	Lebenslauf	99

Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

Symbole

Für eine bessere Übersicht ist das Symbolverzeichnis nach Kapiteln (Kapitel 4 und 5) untergliedert. Alle Symbole sind auch über die Grenzen des jeweiligen Kapitels hinweg eindeutig. Symbole, die in beiden Kapiteln angewandt werden, werden doppelt im Symbolverzeichnis aufgeführt.

Modellierung einzelner Kammern (Kapitel 4)

\mathbf{C}		rechter Cauchy-Green Spannungstensor
c_h	kPa	Materialkonstanten h des <i>Yeoh</i> -Materialmodells
E	N	Dehnsteifigkeit
F	N	axiale Kraft
F_{acc}	N	Beschleunigungskraft
\mathbf{H}		Deformationsgradiententensor
I_1		erste Invariante des rechten Cauchy-Green Spannungstensors
L	m	ursprüngliche Länge einer Kammer
L^*	m	ursprünglicher Abstand zwischen den Ringen einer Kammer
l	m	gedehnte Länge einer Kammer
l^*	m	gedehnter Abstand zwischen den Ringen einer Kammer
p	kPa	Innendruck einer Kammer
δp	kPa	äquivalenter Druck, um eine externe Kraft zu kompensieren
R_a	m	ursprünglicher Außenradius einer Kammer
r_a	m	gedehnter Außenradius einer Kammer
R_i	m	ursprünglicher Innenradius einer Kammer
r_i	m	gedehnter Innenradius einer Kammer
r_w	m	Radius der gewölbten Aktuatorwand
t		Maß für die Torsion einer Kammer
V_m	m ³	Materialvolumen einer Kammer
W_f	J	potenzielle Energie durch axiale Kräfte
W_m	J	potenzielle Energie des Materials einer Kammer
W_p	J	potenzielle Energie des Drucks im Inneren einer Kammer (Aktuierungsenergie)
W_{pot}	J	gesamte potenzielle Energie einer Kammer
x, y, z		Koordinatensystem einer einzelnen Kammer
α	rad	Ursprünglicher Faserwinkel
γ	rad	aktueller Winkel entlang des Kreisabschnitts einer gewölbten Aktuatorwand
ζ	rad	Winkel des Kreisabschnitts einer gewölbten Aktuatorwand

λ	axiales Dehnungsverhältnis eines Aktuators oder einer Kammer
$\lambda_{1,2,3}$	Dehnungsverhältnis des Materials entlang der Hauptachsen der Deformation
λ_p	durch Druck induziertes Dehnungsverhältnis
$(\cdot)_{BS}$	bezogen auf <i>Braided-sheath</i>
$(\cdot)_{CF}$	bezogen auf <i>Crossed-fiber</i>
$(\cdot)_{opt}$	durch Optimierung ermittelter Wert
$(\cdot)_{PF}$	bezogen auf <i>Parallel-fiber</i>
$(\cdot)_{PR}$	bezogen auf <i>Parallel-ring</i>

Modellierung eines Biegeaktuators (Kapitel 5)

a	m	Radius eines imaginären Kreises auf dem die Kammern angeordnet sind
B	Nm ²	Biegesteifigkeit (<i>Cosserat</i> -Balken)
\mathbf{D}		Rotationstensor zwischen Koordinatensystemen (<i>Cosserat</i> -Balken)
$\mathbf{D}_{\phi,\theta,\psi}$		Rotationstensoren um die Achsen des globalen Koordinatensystems (<i>Cosserat</i> -Balken)
\mathbf{d}		Direktoren des lokalen Koordinatensystems als Vektor
$d_{1,2,3}$		Direktoren des lokalen Koordinatensystems
E	N	Dehnsteifigkeit
\mathbf{e}		Achsen des globalen Koordinatensystems als Vektor
$e_{1,2,3}$		Achsen des globalen Koordinatensystems
F	N	axiale Kraft
\mathbf{F}	N	Vektor der äußeren Kräfte (<i>Cosserat</i> -Balken)
F_m	N	axiale Kraft im Material
\mathbf{f}	N/m	Vektor der äußeren Linienkräfte (<i>Cosserat</i> -Balken)
\mathbf{J}		Steifigkeitstensor Verschiebungen (<i>Cosserat</i> -Balken)
j		Anzahl der Kammern eines Aktuators
\mathbf{K}		Steifigkeitstensor Biegungen (<i>Cosserat</i> -Balken)
L	m	ursprüngliche Länge eines Aktuators oder einer Kammer
l	m	gedehnte Länge eines Aktuators oder einer Kammer
\mathbf{l}	N	Vektor der Linienmomente (<i>Cosserat</i> -Balken)
M		Biegemoment
\mathbf{M}	Nm	Vektor der äußeren Momente (<i>Cosserat</i> -Balken)
\mathbf{m}	Nm	Vektor der inneren Momente (<i>Cosserat</i> -Balken)
$m_{1,2,3}$	Nm	Innere Biegemomente (1 und 2) und Torsionsmoment (3) (<i>Cosserat</i> -Balken)
\mathbf{n}	N	Vektor der inneren Kräfte (<i>Cosserat</i> -Balken)
$n_{1,2,3}$	N	Innere Scherkräfte (1 und 2) und Zugkraft (3) (<i>Cosserat</i> -Balken)

p	kPa	Innendruck der Kammern
\mathbf{r}	m	Mittelachse des Aktuators im Raum (<i>Cosserat</i> -Balken)
S	N	Schersteifigkeit
s	m	Bogenlänge (<i>Cosserat</i> -Balken)
T	Nm ²	Torsionssteifigkeit
\mathbf{u}		Vektor der Verformung (<i>Cosserat</i> -Balken)
$u_{1,2,3}$		Biegung (1 und 2) und Torsion (3) (<i>Cosserat</i> -Balken)
\mathbf{v}		Vektor der Verformung (<i>Cosserat</i> -Balken)
$v_{1,2,3}$		Scherung (1 und 2) und axiale Dehnung (3) (<i>Cosserat</i> -Balken)
x, y, z		Koordinatensystem bei Experimenten
β	rad	Biegerichtung des Aktuators
λ		axiales Dehnungsverhältnis eines Aktuators oder einer Kammer
φ	rad	„Phasenwinkel“ der Kammern
$(\cdot)_k$		bezogen auf eine einzelne Kammer k
$(\cdot)'$		Ableitung nach der Bogenlänge (<i>Cosserat</i> -Balken)
$(\cdot)_0$		Ausgangsposition (<i>Cosserat</i> -Balken)
$(\cdot)^{I,II}$		Unterscheidung zwischen zwei verschiedenen Steifigkeiten, Radien und Winkeln

Abkürzungen

ABS	Acrylnitrils-Butadien-Styrol-Copolymere
DMS	Dehnmessstreifen
CPE	Computational Physics in Engineering
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
FE	Finite Elemente
FREE	Fiber Reinforced Elastomeric Enclosure
PAM	Pneumatic Artificial Muscle
PLA	Polymilchsäure

1 Einleitung

Der Begriff *Soft Robotik* hat sich etabliert, um Fragestellungen, die aus der Verwendung weicher Materialien in der Robotik resultieren, in einer Kategorie zusammenzufassen. Rus und Tolley [RT15] definieren *Soft Robots* als „Systeme, die sich autonom verhalten können und die primär aus Materialien bestehen, deren Steifigkeit sich im Bereich weicher, biologischer Materialien befindet“. Dabei quantifizieren sie den Bereich weicher, biologischer Materialien durch einen Elastizitätsmodul von 10^4 Pa bis 10^9 Pa, während sie den Elastizitätsmodul der Materialien konventioneller Roboter im Bereich 10^9 Pa bis 10^{12} Pa angeben. Nach Rus und Tolley liegt der Vorteil der Verwendung weicher Materialien in einer beträchtlichen Reduktion der Schäden, die durch den Roboter verursacht werden können. Daher sind *Soft Robots* insbesondere für Anwendungen in Interaktion mit dem Menschen von Interesse, wie die Beispiele des als Endoskop konzipierten *STIFF-FLOP* [Cia+13] oder das Review zu *Soft Robots* zur Handrehabilitation von Chu und Patterson [CP18] zeigen. Darüber hinaus eignen sich die weichen Materialien insbesondere auch für Greifmechanismen, wie beispielsweise in den Arbeiten von Deimel und Brock [DB15] und Fraš und Althoefer [FA18] beschrieben wird.

Die Anfänge der *Soft Robotik* entspringen dem Vorteil weicher Materialien bei Interaktion mit dem Menschen, der von Klute et al. [KCH99] auch als „biomechanische Intelligenz“ bezeichnet wird. In den 1950er Jahren entwickelte Joseph McKibben den ersten sogenannten *Pneumatic Artificial Muscle (PAM)*. Dieser Aktuator war Teil eines Exoskeletts für die Hand seiner unterhalb des Halses gelähmten Tochter. Das Exoskelett diente als Unterstützung zur Ausführung einfacher Handbewegungen [Gur15]. Zur Herstellung eines *PAM* wird ein dehnbarer, abgeschlossener Hohlkörper, zum Beispiel ein Schlauch aus weichem Material, mit einem Geflecht umhüllt und an seinen Enden damit fixiert. Wird nun der Hohlkörper unter Druck gesetzt, stellt sich statt eines einfachen Aufblähens eine lineare Bewegung ein, deren Richtung und Intensität vom Faserwinkel des Geflechts abhängen. Trotz anfänglich großem Interesse an *PAMs* folgte eine lange Phase ohne Weiterentwicklung. Nachdem *Bridgestone* in den 1980er Jahre den sogenannten *Rubbertuator* auf den Markt brachte [Win90], rücken *PAMs* seit Beginn der 1990er Jahre wieder in den Fokus der Forschung [Win90; Fuk+93; CH94; CH96; LR03; Kot+09]. Mittlerweile haben sich auch andere pneumatische Prinzipien, wie *Pneumatische Netzwerke* [Mos+14] und mehrkammerige Aktuatoren, zu deren Vertretern der bereits erwähnte *STIFF-FLOP* [Cia+13] gehört, etabliert. Darüber hinaus werden heute häufig auch grundlegend andere Aktuierungsprinzipien, wie Formgedächtnislegierungen oder Seilzüge, in der *Soft Robotik* genutzt [BRR18].

Die Modellierung von *Soft Robots* stellt unabhängig vom Aktuierungsmechanismus eine Herausforderung dar. Im Gegensatz zu konventionellen Robotern, die über definierte Freiheitsgrade verfügen, verformen sich *Soft Robots* kontinuierlich, wobei der Aktuierungsmechanismus hochgradig unterbestimmt ist. Beispielsweise können die Kammern eines mehrkammerigen Biegeaktuator zwar so gesteuert oder auch geregelt werden, dass der Biegeaktuator eine gewünschte Verformung anstrebt, jedoch wird die letztlich resultierende Verformung durch die äußeren Lasten bestimmt. Die Unterbestimmung der Aktuierung, in Kombination mit zum Teil komplexen Aktuierungsmechanismen und komplexem Materialverhalten, macht sowohl die statische als noch

viel mehr die dynamische Modellierung von *Soft Robots* aufwendig.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Modellierung von mehrkammerigen pneumatischen Biegeaktuatoren mittels Balkentheorie und arbeitet speziell die Vorteile heraus, die sich aus einer Berücksichtigung der wechselseitigen Abhängigkeiten von Design und Modellierung ergeben. Diese Thematik und die Inhalte der Arbeit gehen aus der Forschung am Lehrstuhl *Computational Physics in Engineering (CPE)* im Rahmen des Projekts „Experimental Enriched Beam Model for Robust Simulation of Soft Material Robotic Systems“, gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) als Teil des SPP2100, hervor. Die Beschränkung auf mehrkammerige Biegeaktuatoren begründet sich auf deren Vorteile in Handhabung und Modellierung, die im Laufe der Arbeit herausgearbeitet werden. Die Beschränkung auf eine Modellierung mittels Balkentheorie resultiert aus dem guten Kompromiss aus Genauigkeit und Effizienz, den Balkentheorien bieten, und wird in Kapitel 5 näher begründet. Der Hauptteil der Arbeit ist in vier Kapitel unterteilt:

- *Design mehrkammeriger Biegeaktuatoren* (Kapitel 2)
- *Experimentelle Methoden zur Untersuchung von Biegeaktuatoren* (Kapitel 3)
- *Modellierung einzelner Kammern* (Kapitel 4)
- *Modellierung eines Biegeactuators* (Kapitel 5)

Alle Kapitel enthalten einen eigenen Stand der Forschung, da unterschiedliche Aspekte der *Soft Robotik*, die meist nicht miteinander in Verbindung stehen, behandelt werden. Zudem verfügen alle Kapitel über eine eigene Zusammenfassung und einen eigenen Ausblick, sodass sie abgeschlossene Themenblöcke, die unabhängig voneinander gelesen werden können, bilden. Abschließend werden die wechselseitigen Abhängigkeiten der Kapitel bzw. Themenblöcke in Kapitel 6 zusammengefasst und in Kapitel 7 ein Ausblick gegeben, welche Weiterentwicklungen und Anwendungen sinnvoll erscheinen.

Wie sich im Verlauf der Arbeit zeigen wird, ist der Stand der Forschung zu den jeweiligen Kapiteln weit fortgeschritten und vor allem in den letzten Jahren stark gewachsen. Daher ist das Ziel dieser Arbeit nicht, grundlegend neue oder besonders präzise Methoden zu entwickeln. Der wissenschaftliche Mehrwert ist stattdessen, vorhandene Methoden aufzugreifen, sie unter dem Aspekt der wechselseitigen Abhängigkeit von Design und Modellierung neu aufzuarbeiten und dabei gezielt ihre Komplexität zu verringern, ohne Nachteile bei der Funktionalität (Design) oder der Genauigkeit (Modellierung) zu verursachen. Ein schönes Beispiel dafür, wie selbst einfachste Modelle bei der Entscheidung zu Designfragen helfen können, sind die (in dieser Arbeit nicht weiter erwähnten) Konferenzbeiträge „On the motion of a snake-like soft robot“ [LSP21] und „Design improvement by a simulative investigation of the locomotion of a snake-like soft robot“ [LP21b].

2 Design mehrkammeriger Biegeaktuatoren

In der *Einleitung* wird der *PAM* als erster Aktuator der *Soft Robotik* besonders hervorgehoben. Ab 1991 begann parallel zur stetigen Weiterentwicklung des *PAM* die Entwicklung und Erforschung mehrkammeriger pneumatischer Biegeaktuatoren, angestoßen durch zwei Veröffentlichung von Koishi Suzumori [SIT91a; SIT91b]. Wie im *Stand der Forschung* gezeigt wird, sind mehrkammerige Aktuatoren vielseitiger als der *PAM* oder andere einkammerigere Aktuatoren und daher einzig relevant für diese Arbeit.

Das Ziel dieses Kapitels ist der Entwurf eines mehrkammerigen Biegeactuators, der besondere Rücksicht auf die Modellierbarkeit nimmt und auf einer systematischen Untersuchung von Designaspekten begründet ist. Obwohl in den ca. 30 Jahren seit den ersten Veröffentlichungen von Koichi Suzumori eine Vielzahl an Designideen vorgestellt wurde, sind die Aspekte ‚Rücksicht auf Modellierbarkeit‘ und ‚systematische Untersuchung‘ aus Sicht des Autors in der Literatur nicht ausreichend beleuchtet.

Im Folgenden wird zunächst eine Übersicht über den *Stand der Forschung* (Unterkapitel 2.1) gegeben. Anschließend werden in *Herleitung von Designrichtlinien* (Unterkapitel 2.2) die Designaspekte von mehrkammerigen Biegeaktuatoren einzeln untersucht. Das Design, das daraus abgeleitet wurde und das für die weiteren Kapitel dieser Arbeit von Relevanz ist, wird in *Entwurf eines modularen Biegeactuators* (Unterkapitel 2.3) vorgestellt und in *Evaluation des modularen Biegeactuators* (Unterkapitel 2.4) mit etablierten Aktuatoren aus der Literatur verglichen. Zuletzt folgen eine Zusammenfassung dieses Kapitels und ein Ausblick.

Abgesehen vom *Stand der Forschung zu Design* (Unterkapitel 2.1), beruht das gesamte Kapitel grundlegend auf dem Paper „A systematically derived design for a modular pneumatic soft bending actuator“ [LMP22], welches wiederum viele Erkenntnisse aus der am Lehrstuhl *CPE* entstandenen Masterarbeit „Simulativer Entwurf eines Soft Robots in Schlangenform“ [Mü20] von Daniel Müller nutzt. Gelegentlich werden Erkenntnisse aus *Modellierung einzelner Kammern* (Kapitel 4) und *Modellierung eines Biegeactuators* (Kapitel 5) ergänzt.

2.1 Stand der Forschung zu Design

Das grundlegende Funktionsprinzip pneumatischer Aktuatoren in der *Soft Robotik* ist stets ein weicher Hohlkörper, der mit Druck beaufschlagt wird und dessen Ausdehnung durch äußere Elemente oder besondere Formgebung in eine gewünschte Richtung gelenkt wird, wie in Abbildung 1 dargestellt. Die Funktionsweise des *PAM* entspricht prinzipiell der Darstellung in Abbildung 1b, wobei in der ursprünglichen Variante statt einer Faserverstärkung, also um den Aktuator gewickelte Fasern, ein Fasergeflecht benutzt wurde. Je nach Winkel der Faser wird der Aktuator unter Druckbeaufschlagung länger oder kürzer. Somit stellt die Faser einen Designaspekt dar [Con+15]. Würde eine Seite des *PAMs* steifer ausgeführt sein als die andere, käme es, wie in Abbildung 1c zu sehen, zu einer Biegung. Dieses Prinzip wird beispielsweise für den Aktuator von Polygerinos et al. [Pol+15] genutzt. Eine abgewandelte Form nutzen *Pneumatische Netzwerke*, bei denen die zur Biegung notwendige Längung durch aneinandergereihte Luftkissen

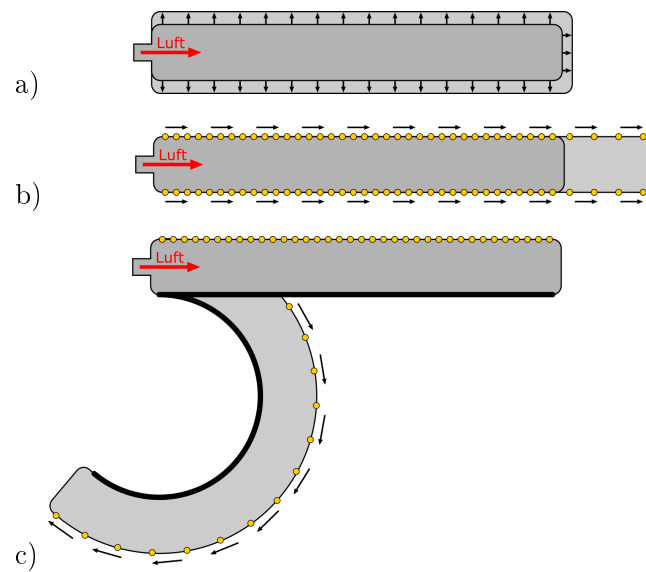


Abbildung 1: Funktionsprinzip von einkammerigen pneumatischen Aktuatoren in der *Soft Robotik*: a) einfaches Aufblähen , b) Längung durch den Einsatz einer Faserverstärkung und c) Biegung durch den Einsatz einer Faserverstärkung und unterschiedlich steifer Materialien. Es sind jeweils der Ausgangszustand (dunkel) und der verformte Zustand (hell) dargestellt.

erreicht wird [Mos+14]. Der Nachteil einer einzigen Kammer zur Herstellung eines Biegeaktuators ist, dass Längung und Biegung stets in einem festen Verhältnis miteinander gekoppelt sind. Das Verhältnis wird durch die Abmessungen und die verwendeten Materialien vorherbestimmt.

Mehrkammerige Biegeaktuatoren funktionieren ähnlich. Sie bestehen aus mehreren parallel angeordneten und miteinander verbundenen Kammern, wobei jede das in Abbildung 1b gezeigte Funktionsprinzip nutzt. Werden die Kammern ungleich mit Druck beaufschlagt – dehnen sich also axial unterschiedlich – führt dies zu einer Biegung, da die Kammer mit weniger Druck die Aufgabe des steiferen Materials in Abbildung 1c übernimmt. Durch die einzeln ansteuerbaren Kammern wird erreicht, dass Längung und Biegung nicht in einem festgelegten Verhältnis zueinander auftreten, wodurch der Aktuator deutlich vielseitiger anwendbar ist. Der Nachteil ist eine höhere Komplexität der Ansteuerung.

Für diese Arbeit wird die Vielseitigkeit mehrkammeriger Aktuatoren als so wichtig bewertet, dass andere Aktuationsprinzipien keine weitere Erwähnung finden. Da mehrkammerige Biegeaktuatoren den allgemeineren Fall abbilden, könnte ein festes Verhältnis von Biegung und Längung auch nachträglich als Restriktion in einem Modell implementiert werden.

2.1.1 Beispiele für mehrkammerige Biegeaktuatoren

Obwohl ‚mehrkammeriger pneumatischer Biegeaktuator‘ bereits eine starke Einschränkung bezüglich des Aktuationsprinzips ist, würde die Vielzahl an Aktuatoren in der Literatur den Rahmen dieses Abschnitts übersteigen. Zudem stehen in der Regel die eigentlichen Untersuchungen der jeweiligen Arbeit im Fokus und nicht die verwendeten Aktuatoren. Beispielsweise suchen

Peng et al. [Pen+19] nach optimalen Parametern für einen mehrkammerigen Biegeaktuator, ohne dass dessen grundlegendes Design näher erläutert wird. Aus diesen beiden Gründen werden hier vier ausgewählte, in Abbildung 2 dargestellte Aktuatoren vorgestellt. Die vier Beispiele sind so ausgesucht, dass sie eine möglichst große Bandbreite an Designmöglichkeiten umfassen.

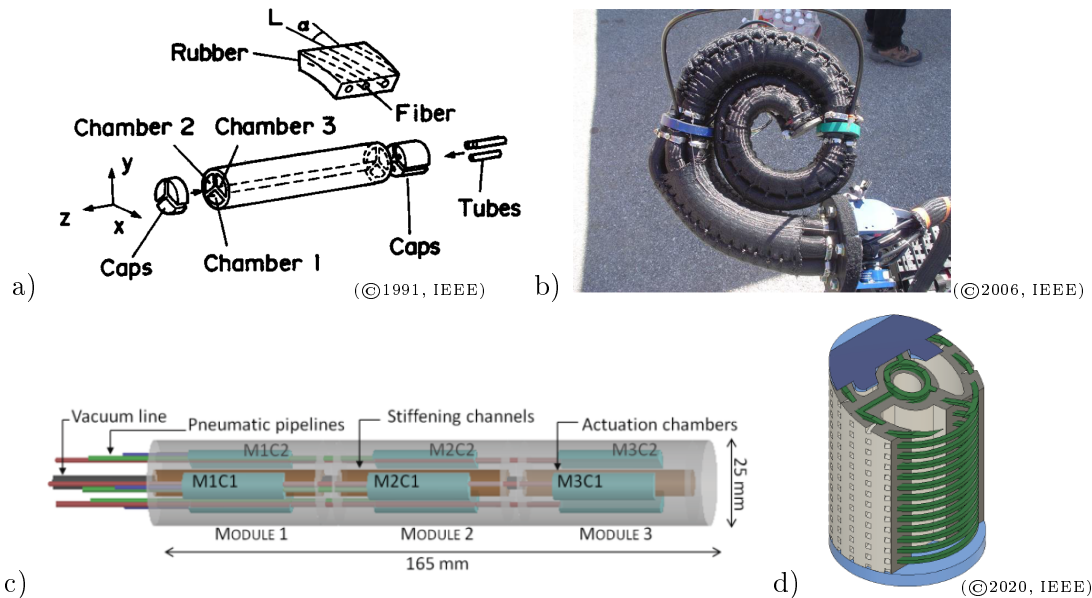


Abbildung 2: Vier ausgewählte, mehrkammerige Biegeaktuatoren nach [Pol+22a]: a) Aktuator von Suzumori [SIT91a], b) *Oct-Arm V* [McM+06], c) *STIFF-FLOP* [DF-CM14] und d) *Instant Soft Robot* (Schnittdarstellung: Verstärkungsstruktur in grün, Endkappen in blau) [FGA20]

Der **Aktuator von Suzumori** (Abbildung 2a, [SIT91a]) ist der erste in der Literatur zu findende mehrkammerige Biegeaktuator. Seine drei parallel angeordneten Kammern haben die Form eines Kreisausschnittes, sodass sie die Querschnittsfläche maximal ausnutzen. Die Außenwand und die Wände zwischen den Kammern scheinen die gleiche Wandstärke zu haben, genaue Angaben werden nicht gemacht. Der Aktuator kann mit Durchmessern von 1 mm bis 20 mm hergestellt werden und besteht aus Gummi. Auch zum Material werden keine genaueren Angaben gemacht. Die Faserverstärkung ist in die Außenwand des Aktuators eingearbeitet und nicht in die Wände zwischen den Kammern.

In einem Experiment mit einem Aktuator, der einen Durchmesser von 4 mm und eine Länge von 20 mm hat, werden Biegewinkel von 90° bei einem Druck von 400 kPa erreicht [SIT92]. Außerdem wird die Leistungsfähigkeit des Aktuators demonstriert, indem vier parallel zueinander montierte Aktuatoren durch koordinierte Ansteuerung eine Schraube, die in einem Gewinde steckt, drehen.

Der **Oct-Arm V** (Abbildung 2b, [McM+06]) besteht aus drei in Serie geschalteten Biegeaktuatoren, die im Folgenden als Module bezeichnet werden. Jedes Modul besteht aus drei bzw. sechs

PAMs, welche von einem Geflecht umgeben sind, das sie parallel zueinander ausgerichtet hält. Jeder *PAM* hat einen äußeren Radius von 14 mm bzw. 20 mm, die Länge der Module beträgt 250 mm, 280 mm und 300 mm. Genauere Angaben zu den verwendeten Materialien der Kammern werden nicht gemacht.

Wie bereits durch die Abmaße deutlich wird, ist der *Oct-Arm V* eher für „grobe“ Anwendungen vorgesehen. Die drei Module erreichen Biegewinkel von 90° , 180° und 360° bei Drücken bis 847 kPa.

Der **STIFF-FLOP** (Abbildung 2c, [Cia+13; DFCM14]) besteht ebenfalls aus drei in Serie geschalteten Modulen. Während der *Aktuator von Suzumori* die zur Verfügung stehende Grundfläche maximal ausnutzt, indem die Kammern durch dünne Wände voneinander getrennt sind, sind beim *STIFF-FLOP* halbkreisförmige Kammern (in Abbildung 2c blau dargestellt) in einen Zylinder aus Vollmaterial eingelassen. Als Material wird das Silikon *Ecoflex 00-50* verwendet. Statt einer Faserverstärkung wird ein in Falten aufgeschobener Geflechschlauch zur radialen Verstärkung verwendet. Dieser umgibt, wie auch beim *Aktuator von Suzumori*, den gesamten Aktuator statt einzelne Kammern. Jedes Modul verfügt über ein mittig angebrachtes, durch Unterdruck steuerbares Versteifungselement.

Angewandt werden soll der *STIFF-FLOP* als Werkzeug bei Operationen am menschlichen Körper. Dadurch, dass *Ecoflex 00-50* relativ weich ist, ist der benötigte Aktuierungsdruck sehr gering. Durch das Versteifungselement kann bei Bedarf die Steifigkeit erhöht werden. Einzelne Module können Biegewinkel von 120° bei einem Druck von 65 kPa erreichen, wenn nur eine Kammer mit Druck beaufschlagt wird. Bei zwei Kammern können bei gleichem Druck nur 90° erreicht werden. Dieser kontraintuitive Zusammenhang begründet sich durch den Geflechschlauch, welcher den gesamten Aktuator umgibt. Dies lässt zu, dass sich eine einzeln aktuierte Kammer stark aufblähen und ihre Wirkung verstärken kann, indem sie die anderen Kammern zusammendrückt. Bei zwei aktuierten Kammern stoßen die beiden Kammern aneinander und der Effekt verringert sich. Dadurch hängt die Verformung des *STIFF-FLOP* nicht nur vom Druck in den Kammern ab, sondern aufgrund von Reibung zwischen Geflechschlauch und Außenwand auch von der Aktuierungsreihenfolge. Die starke Dehnung bei Aktuierung einer einzelnen Kammer führt zudem zu Materialermüdung. Untersuchungen an einer modifizierten Version, bei der die Kammern einzeln verstärkt sind, ergeben maximale Biegewinkel von 110° (eine Kammer) bzw. 140° (zwei Kammern) bei einem Druck von 150 kPa [Fra+15].

Der **Instant Soft Robot** (Abbildung 2d, [FGA20]) ist ein neuartiger Vertreter im Bereich der mehrkammerigen Biegeaktuatoren. Er wurde speziell mit dem Ziel eines geringen Fertigungsaufwands entworfen. Statt einer Faserverstärkung, die in Handarbeit um den Aktuator oder seine Kammern gelegt werden muss, oder einem Geflechschlauch, der (meist aufwendig) mit dem Aktuator verbunden werden muss, besteht die radiale Verstärkungsstruktur aus flexiblem Nylon und wird zusammen mit der Gießform im 3D-Drucker hergestellt. Verstärkungsstruktur und Gießform sind über kleine Brücken miteinander verbunden. Nachdem das Silikon des Aktuators ausgehärtet ist, wird die Form an den Brücken von der Verstärkungsstruktur getrennt und

entfernt. Die zurückbleibende Verstärkungsstruktur ist fest im Silikon des Aktuators vergossen.

Grundsätzlich ist der *Instant Soft Robot* eine Weiterentwicklung des *STIFF-FLOP*, die „Anfängern“ den Einstieg in die *Soft Robotik* erleichtern soll. Er erreicht Biegewinkel von 91° (eine Kammer) bzw. 97° (zwei Kammern) bei einem Druck von 180 kPa. Der limitierende Faktor, sowohl für Längung als auch für Biegung, ist der Abstand zwischen den Rippen der Verstärkungsstruktur. Dieser ist größer als bei einer Faserverstärkung und führt zu einem Aufblähen der Kammerwand zwischen den Rippen. Der höhere Aktuierungsdruck gegenüber dem *STIFF-FLOP* kommt dadurch zustande, dass statt *Ecoflex 00-50* das steifere Silikon *Dragon Skin 10* verwendet wird. Wird der *Instant Soft Robot* aus *Ecoflex 00-50* hergestellt, so wird ein deutlich geringerer Druck als beim *STIFF-FLOP* für die gleiche Verformung benötigt. Die Autoren führen dies auf das geänderte Verhältnis von Materialvolumen zu pneumatischem Volumen, also das Volumen des Hohlraums der Kammern, zurück.

2.1.2 Untersuchungen von Designaspekten

Obwohl die Menge an Aktuatoren in der Literatur sehr groß ist, sind systematische Untersuchungen von Designaspekten selten. Die vorhandenen Studien werden im Folgenden vorgestellt. Dabei werden solche, die Aktuatoren ohne radiale Verstärkung (z.B. Faserverstärkung) behandeln [Suz+97; Els+14; Zha+17], aufgrund von geringer Relevanz für diese Arbeit außenvor gelassen.

Fraś et al. [Fra+15] untersuchen den Einfluss der Position der Faserverstärkung am Beispiel des *STIFF-FLOP*. Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, umfasst dessen Geflechschlauch zur Verhinderung radialer Dehnung den gesamten Aktuator statt die einzelnen Kammern. Wenn nur eine Kammer aktuiert wird, drückt diese die anderen Kammern zusammen, wodurch eine besonders starke Biegung hervorgerufen wird. Der Nachteil ist eine größere Materialermüdung und eine Abhängigkeit der Verformung von der Aktuierungsreihenfolge. Als Alternative wird von Fraś et al. eine Faserverstärkung, die die einzelnen Kammern umfasst, erprobt. Dadurch verringert sich zwar der Biegewinkel bei Aktuierung von nur einer Kammer, allerdings erhöht er sich für zwei Kammern. Zudem ist das Biegeverhalten deutlich linearer, da eine einzelne Kammer sich nicht aufblähen kann, und das Material wird weniger stark beansprucht, da keine Stellen mit übermäßiger Dehnung auftreten.

Garriga-Casnovas et al. [GCCB18] präsentieren ein analytisches Modell anhand dessen sie Designrichtlinien herleiten. Dabei werden einkammerige und mehrkammerige Aktuatoren untersucht. Die mehrkammerigen Aktuatoren werden in sich ausdehnende und sich zusammenziehende Aktuatoren unterteilt. Die Autoren gehen auf viele Details bezüglich Dimensionierung ein. Dabei bleibt die Hauptidee stets, dass der Querschnitt des Aktuators weitestgehend für Luftkammern ausgenutzt werden sollte. Dadurch steigt das pneumatische Volumen und das Volumen des Materials wird reduziert. Garriga-Casnovas et al. nehmen in einem Beispiel an, dass die Querschnittsfläche des Aktuators maximal ausgenutzt werden soll. Unter dieser Annahme stellen drei Kammern die optimale Anzahl dar, da sich der Aktuator so zwar in alle Raumrichtungen biegen

kann, gleichzeitig aber das Materialvolumen der Wände zwischen den Kammern minimiert wird. Ein solches Design entspricht dem *Aktuator von Suzumori* in Abbildung 2a.

Fraś und Althoefer [FA19] untersuchen, wie sich die Funktionalität mehrkammeriger Biegeaktuatoren verbessern und die Komplexität ihrer Herstellung verringern lässt. Ein Aspekt dabei ist der Querschnitt der Luftkammern. Dieser sollte kreisförmig sein, da sich alle andere Querschnitte unter Druckbelastung einem runden Querschnitt annähern, wobei es an den vorherigen Ecken bzw. Kanten zu hohen Spannungen im Material kommt. Ein weiterer Aspekt ist die Faserverstärkung, welche möglichst dicht sein sollte. Dies hat einen positiven Effekt auf die Linearität der Biegung und die Materialermüdung, da kein Aufblähen zwischen den Fasern stattfindet. Unter der Annahme, dass der Faserwinkel mit der Dichte der Fasern abnimmt (was nicht zwangsläufig der Fall sein muss) und dass keine gegenläufigen Fasern verwendet werden, wird zudem die Torsion, die mit Längung einher geht, reduziert.

Lenssen et al. und **Naghbi et al.** [LNA19; Nag+19] nutzen, wie bereits Fraś et al. [Fra+15], den *STIFF-FLOP* für ihre Untersuchungen. Auch in diesen Arbeiten wird die Position der Faserverstärkung (um den gesamten Aktuator, um die einzelnen Kammern und um beides), sowie eine Änderung des Luftkammerquerschnitts entlang der Mittelachse des Aktuators und der Unterschied zwischen drei und vier Kammern untersucht. Für die Faserverstärkung ist das Ergebnis identisch zu Fraś et al. [Fra+15]. Sie sollte die Kammern umschließen und nicht den gesamten Aktuator, um beide gleichzeitig bringt keine Vorteile. Auch eine Änderung des Luftkammerquerschnitts in axialer Richtung bietet keine Vorteile. Im Gegensatz zu Garriga-Casanovas et al. [GCCB18] stellen die Autoren fest, dass vier Kammern Vorteile gegenüber drei Kammern haben. Das unterschiedliche Ergebnis kommt daher, dass sich die zugrunde gelegten Annahmen unterscheiden. Bei Lenssen et al. [LNA19] wird angenommen, dass der Querschnitt der Kammern vorgegeben ist, statt dass die Kammern, wie bei Garriga-Casanovas et al. [GCCB18], in die vorhandene Querschnittsfläche eingepasst werden. Bei der Annahme von Lenssen et al. steigt das pneumatische Volumen bei einer größeren Anzahl an Kammern, gleichzeitig nimmt das des Materials ab.

2.2 Herleitung von Designrichtlinien

Die gerade beschriebenen Arbeiten untersuchen einzelne Designaspekte von mehrkammerigen Biegeaktuatoren. Für das Ziel dieser Arbeit, einen Aktuator anhand systematischer Untersuchungen zu entwerfen, sind allerdings nicht alle zu treffenden Entscheidungen hinsichtlich des Designs abgedeckt. Diese Lücke wird durch diesen Abschnitt geschlossen, indem alle relevanten Designaspekte aufgegriffen und anhand von drei Kriterien bewertet werden:

- Ein quantitativer Vergleich des *Biegewinkels bei gegebenem Druck*, wohl wissend, dass andere Größen, wie z.B. die Sensitivität gegenüber externen Kräften, auch von Interesse sein könnten,
- eine Bewertung des Einflusses auf die *Modellierbarkeit*,

- und eine Abschätzung des *Herstellungsaufwands*.

Die untersuchten Designaspekte sind die *Anzahl an Kammern*, der *Querschnitt der Kammern*, die *Verbindung der Kammern*, die *Verhinderung radialer Expansion* und die *Dimensionen der Kammern*.

2.2.1 Anzahl an Kammern

In den im *Stand der Forschung zu Design* (Unterkapitel 2.1) beschriebenen Arbeiten von Garriga-Casanovas et al. [GCCB18], Lenssen et al. [LNA19] und Naghibi et al. [Nag+19] wird die Anzahl an Kammern untersucht. Allen Arbeiten ist gemein, dass die Anzahl einen Einfluss auf das Verhältnis von pneumatischem Volumen (Volumen des Hohlraums der Kammern) zu Materialvolumen hat, welches wiederum ausschlaggebend für die maximale Biegung ist. Je nach Annahmen haben entweder drei Kammern Vorteile (Garriga-Casanovas et al.) oder mehr als drei Kammern (Lenssen et al. und Naghibi et al.).

Folglich bleibt die Frage offen, wie viele Kammern ideal sind, wenn die Anzahl an Kammern keinen Einfluss auf das Verhältnis von pneumatischem Volumen zu Materialvolumen hat. In Abbildung 3a sind die Querschnitte von Aktuatoren dargestellt, bei denen genau dies der Fall ist. Die Aktuatoren orientieren sich an dem Design von Suzumori [SIT91a] und verfügen über eine Faserverstärkung an der Außenwand, die radiale Ausdehnung verhindert. Die Länge der Aktuatoren beträgt 100 mm, ihr Durchmesser 30 mm und sie bestehen aus *Dragon Skin 10* (neo-Hookean, $c_{10} = 42.5 \text{ kPa}$) bzw. die Faser aus Kevlar (Dehnungskoeffizient 31.067 MPa) [Pol+22b]. Die zugehörigen Biegewinkel in Abbildung 3b wurden durch Finite Elemente (FE) Simulationen in *Abaqus/Standard 2018* ermittelt. Die Elementtypen (Material: C3D10H, Faser: B12) und Materialmodelle (Material: hyperelastisch, Faser: elastisch) sind identisch zu denen von Polygerinos et al. [Pol+15; Pol+22b]. Der Biegewinkel ergibt sich aus den exportierten Koordinaten des gebogenen Aktuators, in die mittels *Matlab R2018b* eine kreisförmige Mittellinie gelegt wurde, an der sich der Biegewinkel ablesen lässt. Wie aus Abbildung 3b hervorgeht, erreichen drei Kammern den größten Biegewinkel. Ursächlich dafür ist wahrscheinlich, dass der Mittelpunkt der Kammern in diesem Fall am weitesten außen liegt, sodass sich das Biegemoment erhöht.

Bei den in Abbildung 4a gezeigten Aktuatoren mit kreisförmigen Kammern bleibt nicht nur das pneumatische Volumen gleich, sondern auch der Abstand des Mittelpunktes der Kammern zur Mittelachse des Aktuators. Dabei dient nicht mehr der *Aktuator von Suzumori* als Grundlage, sondern, in Anlehnung an Unterkapitel 2.3, einzelne, über Verbindungselemente parallel zueinander ausgerichtete Kammern. Die Verbindungselemente sind dünn, aber steif und regelmäßig entlang der Mittelachse des Aktuators verteilt. Der Biegewinkel eines solchen Aktuators lässt sich mit Hilfe des in Kapitel 5 vorgestellten Modells berechnen. Dabei wurde, übereinstimmend mit den Parametern in Unterkapitel 5.3, eine Dehnsteifigkeit von 60 N pro Kammer angenommen sowie eine Länge von 100 mm . In Abbildung 4b ist zu erkennen, dass Aktuatoren mit drei Kammern und mit vier Kammern bei gleichem Abstand der Kammern zur Mittelachse ähnliche maximale Biegewinkel erreichen.

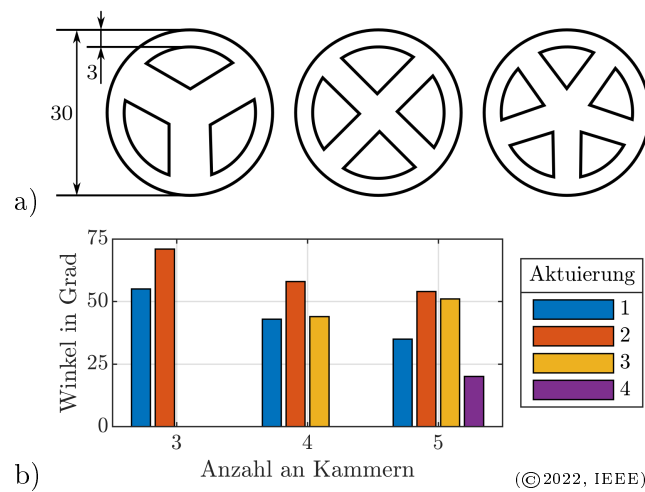


Abbildung 3: Einfluss der Anzahl an Kammern auf den Biegewinkel bei gleich bleibendem pneumatischem Volumen [LMP22]: a) Querschnitte von Aktuatoren mit drei, vier und fünf Kammern und b) zugehörige Biegewinkel für variierende Anzahl von aktuierten Kammern bei einem Druck von 55 kPa

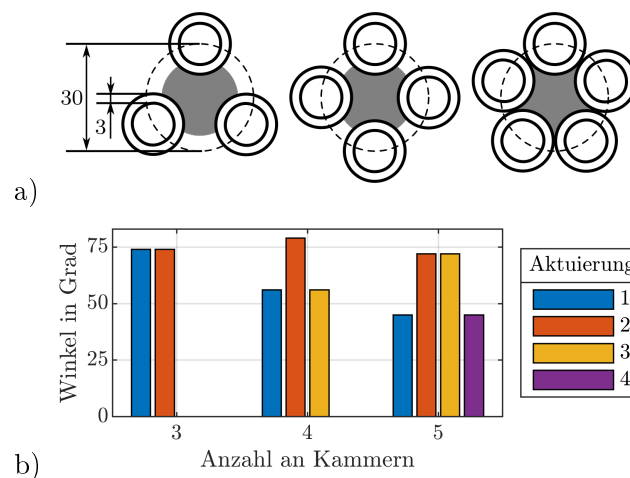


Abbildung 4: Einfluss der Anzahl an Kammern auf den Biegewinkel bei gleich bleibendem pneumatischem Volumen und gleich bleibendem Abstand zur Mittelachse: a) Querschnitte von Aktuatoren mit drei, vier und fünf Kammern (steife Verbindungselemente in grau) und b) zugehörige Biegewinkel für variierende Anzahl von aktuierten Kammern bei einer axialen Kraft von 17,5 N

Zusammengefasst hängt also die optimale Anzahl an Kammern davon ab, welche wechselseitigen Beziehungen zwischen ihr, dem Verhältnis zwischen pneumatischem Volumen und Materialvolumen und dem Abstand zwischen dem Mittelpunkt der Kammern und der Mittelachse des Aktuators bestehen. Die folgenden Untersuchungen beziehen sich auf Aktuatoren mit drei Kammern.

2.2.2 Querschnitt der Kammern

Der Querschnitt der Kammern beeinflusst das Verformungsverhalten eines Aktuators auf zwei Weisen. Zum einen hängt der Abstand zwischen dem Mittelpunkt der Kammern und der Mittelachse des Aktuators vom Querschnitt ab [Fra+15]. Zum anderen beeinflusst der Querschnitt auch das Volumen des umgebenden Materials und dessen Anordnung. Dies gilt besonders dann, wenn die Kammern in einen Körper aus Silikon eingelassen sind. Untersuchungen von Fraš et al. [Fra17] an einkammerigen Aktuatoren haben ergeben, dass ein kreisförmiger Querschnitt am vorteilhaftesten ist. Halbkreisförmige und rechteckige Querschnitte nähern sich unter Druckbelastung einem kreisförmigen Querschnitt an, wobei jedoch an den vorherigen Ecken bzw. Kanten hohe Spannungen im Material auftreten.

Abbildung 5a zeigt Aktuatoren mit verschiedenen Querschnitten, die sich an den einkammerigen Aktuatoren von Polygerinos et al. [Pol+15] orientieren. Die in Abbildung 5b aufgeführten Biegewinkel ergeben sich aus FE-Simulationen mit den gleichen Einstellungen wie in Abschnitt 2.2.1. Jede Kammer verfügt über eine eigene Faserverstärkung, die jegliches Aufblähen verhindert, und die Kammern sind, wie teilweise auch in Abschnitt 2.2.1, durch steife Verbindungselemente stets parallel zueinander ausgerichtet. Bei Aktuierung von nur einer Kammer erreicht der kreisförmige Querschnitt den größten Biegewinkel. Bei Aktuierung von zwei Kammern erreichen der gedreht halbkreisförmige Querschnitt und der kreisförmige Querschnitt ähnliche Biegewinkel. Da jedoch die bereits erwähnten, hohen Spannungen im Material an vormaligen Ecken bzw. Kanten erhöhte Materialermüdung hervorrufen, sollte stets ein kreisförmiger Querschnitt gewählt werden.

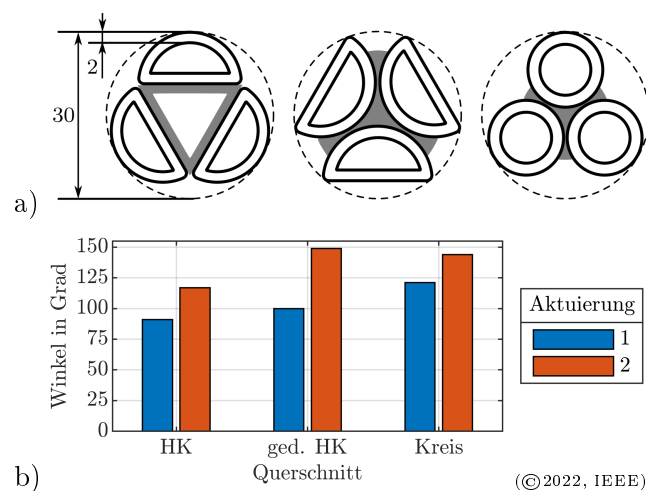


Abbildung 5: Einfluss des Querschnitts der Kammern auf den Biegewinkel [LMP22]: a) Aktuatoren mit halbkreisförmigem (HK), gedreht halbkreisförmigem (ged. HK) und kreisförmigem Querschnitt (steife Verbindungselemente in grau) und b) zugehörige Biegewinkel für ein und zwei aktuierte Kammern bei einem Druck von 55 kPa

2.2.3 Verbindung der Kammern

Der Mechanismus von mehrkammerigen Biegeaktuatoren beruht darauf, dass die parallele Anordnung der Kammern die axiale Dehnung einer einzelnen Kammer in eine Biegung des gesamten Aktuators transformiert. Dabei kommen zwei Techniken zum Einsatz. Entweder werden die Kammern über steife Verbindungselemente miteinander verbunden [TLR07; Lin+17] oder sie werden in einen Zylinder aus Vollmaterial eingelassen [Fra+15; SIT91a; Cia+13; Abi+17].

Beide Alternativen wurden an dem in Abbildung 5a gezeigten Aktuator mit kreisförmigem Querschnitt mittels FE-Simulationen untersucht. Dazu wurde die Steifigkeit und der Abstand der Verbindungselemente entlang der Mittelachse variiert. Ergänzend dazu wurde eine kontinuierliche Verbindung der Kammern mittels Silikon, das über einen identischen Querschnitt wie die Verbindungselemente verfügt, angenommen. Solange der Abstand zwischen den Verbindungselementen gering genug ist, um ein Ausknicken der Kammern zu verhindern, werden größere Biegewinkel als mit einer kontinuierlichen Verbindung erreicht. Der Grund dafür ist, dass das zusätzliche Material einer Dehnung bzw. Biegung des Aktuators entgegen wirkt. Folglich wird das Biegevermögen eines Aktuators durch in Vollmaterial eingelassene Kammern reduziert, da dies einem Maximum an zusätzlichem Material entspricht. Die Steifigkeit der Verbindungselemente hat keinen Einfluss, solange sie ausreichend ist um die Kammern stets parallel zueinander ausgerichtet zu halten und Knicken zu verhindern. Der maximale Abstand zwischen den Verbindungselementen hängt vom Durchmesser und der Wandstärke der Kammern sowie den äußeren Lasten ab.

Die Nutzung von Verbindungselementen hat zudem einen positiven Nebeneffekt auf die Modellierung des Aktuators mittels Balkenmodellen. Um die dreidimensionale Struktur des Aktuators in einem eindimensionalen Balken zu repräsentieren, wird häufig eine „Superposition“ des Verhaltens einzelner Kammern durchgeführt [TLR07; Mus+19; Bao+19]. Je einfacher die Struktur der Kammern und des umgebenden Materials, desto genauer ist das Modell. Dieser Gedanke wird bei der *Modellierung eines Biegeaktuators* (Kapitel 5) aufgegriffen.

2.2.4 Verhinderung radialer Expansion

Eine Verstärkung eines Aktuators oder seiner Kammern dient der Verhinderung radialer Expansion. In Abbildung 1b und bei den meisten bisher beschriebenen Aktuatoren wird eine Faserverstärkung verwendet. Die Verstärkungsart sowie ihre Position haben einen großen Einfluss auf das Biegeverhalten.

Es gibt zwei Möglichkeiten die Verstärkung zur Verhinderung radialer Expansion zu positionieren. Entweder wird jede Kammer einzeln verstärkt (z.B. Trivedi et al. [TLR07]) oder nur die Außenwand des Aktuators (z.B. in Cianchetti et al. [Cia+13]). Wie im *Stand der Forschung zu Design* (Unterkapitel 2.1) beschrieben, erhöht letzteres den Biegewinkel, wenn nur eine Kammer aktuiert wird, da sich die Kammer in den Bereich der anderen beiden Kammern aufblähen kann. Dabei ist das Dehnungsverhalten allerdings stark nicht-linear und die Biegung hängt von der Aktuierungsreihenfolge ab, was die Modellierung kompliziert macht. Zudem wird das Material stärker belastet, was zu frühzeitiger Materialermüdung führen kann. Folglich sollten die

Kammern einzeln verstärkt werden.

Faltenbalgstrukturen können die radiale Ausdehnung der Kammern verhindern, ohne dass ein zusätzliches Material, wie beispielsweise eine Faser, benutzt werden muss. Ist der Faltenbalg jedoch voll ausgedehnt, so kommt es zu radialer Expansion, die der axialen Dehnung des Aktuators entgegen wirkt [Cia+13]. Eine weitere Möglichkeit ohne ein zusätzliches Material ist eine Rippenstruktur auf der Wand der Kammer, wobei die dickeren Bereiche radiale Expansion verhindern sollen. Allerdings hängt die Steifigkeit der Rippenstruktur von ihrer Dicke ab. Im Kontrast dazu kann durch Nutzung eines zusätzlichen, steiferen Materials die Steifigkeit erhöht werden, ohne zwangsläufig dickere Strukturen nutzen zu müssen, was zu einer schlankeren Bauart führt.

Die für die bisherigen Betrachtungen simulierten Aktuatoren verfügen über eine Faserverstärkung mit gegenläufigen Fasern, was Torsion verhindert, und über eine so hohe Faserdichte, dass ein Aufblähen zwischen den Fasern verhindert wird. Unabhängig von der Anzahl an Kammern wird diese Art der Faserverstärkung für viele Aktuatoren verwendet [Pol+15; SIT91a; TLR07; Cia+13; Lin+17; BM+12]. Ein entscheidender Nachteil einer Faserverstärkung ist der hohe Herstellungsaufwand. Alternativ kann, wie beim *PAM*, ein Geflechschlauch verwendet werden. Wie in Kapitel 4 gezeigt wird, sollte der Faserwinkel möglichst gering sein (gemessen senkrecht zur Mittelachse der Kammer), wohingegen handelsübliche Geflechschläuche einen großen Faserwinkel aufweisen. Zusammen mit einer hohen Faserdichte des Geflechts führt dies zu nicht zu vernachlässigender Reibung zwischen Geflechschlauch und Kammeraußenwand. Dadurch wird das Biegevermögen des Aktuators reduziert und die Modellierung komplexer. Eine weitere Alternative ist der bereits erläuterte *Instant Soft Robot* [FGA20], bei dem die verstärkende Struktur in die Gießform integriert ist und nach dem Entformen in der Kammerwand zurückbleibt.

Angelehnt an den *Instant Soft Robot* [FGA20], stellen einzelne Ringe, die in Nuten in der Außenwand der Kammer platziert werden, eine weitere Alternative dar, die nach Kenntnis des Autors bisher keine Erwähnung in der Literatur gefunden hat. Die Ringe können aus einem beliebigen Material, das steif genug ist, um radiales Aufblähen zu verhindern, bestehen und werden über die Kammer in Position geschoben. Der Vorteil von Ringen liegt in der schnellen Herstellbarkeit des Aktuators, allerdings bläht sich die Kammer bei höheren Drücken zwischen den Ringen auf. Dies hat einen negativen Einfluss auf die Druckbeständigkeit des Aktuators sowie auf die Materialermüdung und die Linearität der Dehnung [FA19; Fra17]. Die Intensität des Aufblähens hängt von der Wandstärke der Kammern und dem Abstand der Ringe ab und kann nur schwer universell angegeben werden.

Mit dem Modell aus Kapitel 4 lässt sich die in Abbildung 6 gezeigte axiale Dehnung einzelner Kammern bei einer Verstärkung aus Ringen berechnen. Die simulierte Kammer ist zylindrisch mit einem Innenradius von 4 mm, einem Außenradius von 7,5 mm und einer Länge von 100 mm. Wie bei den bisherigen Simulationen besteht sie aus *Dragon Skin 10*. Für die ideale radiale Verstärkung wird angenommen, dass der Außenradius der Kammer stets gleich bleibt. Wie von Fraš et al. [FA19; Fra17] prognostiziert, verringert sich die Linearität der Dehnung mit steigendem Abstand zwischen den Ringen, was schließlich ab einem gewissen Druck zu unkontrolliertem Aufblähen führt (besonders für 8 mm und 10 mm sichtbar). Dieser Effekt ist bekannt und wurde

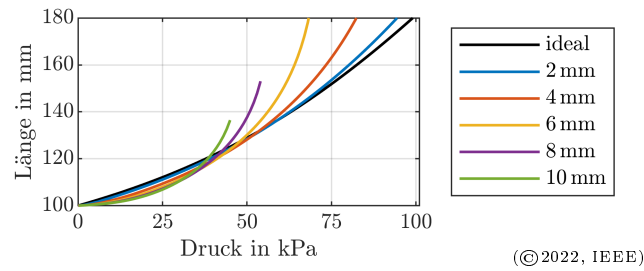


Abbildung 6: Einfluss des Abstandes der Ringe auf die axiale Dehnung einer Kammer [LMP22]: Axiale Dehnung in Abhängigkeit des Drucks für eine ideale radiale Verstärkung und für variierenden Abstand zwischen Ringen

bereits 1977 von Needleman [Nee77] bei der Berechnung von Wetterballons aus hyperelastischem Material beschrieben. Folglich sollte ein geringer Abstand zwischen den Ringen vorgezogen werden. Jedoch zeigen die Ergebnisse in Abbildung 6 auch, dass der Abstand nicht zwangsläufig so gering wie möglich sein muss, sondern mehrere Millimeter betragen kann. Dieses Ergebnis ist unabhängig vom Material. Es kann qualitativ auf mehrkammerige Aktuatoren übertragen werden.

2.2.5 Dimensionierung der Kammern

Die Biegung mehrkammeriger Aktuatoren beruht auf wechselseitigem Zug und Druck der aneinander fixierten Kammern. Wie in *Verbindung der Kammern* (Abschnitt 2.2.3) erwähnt, ist der Aktuator besonders einfach zu modellieren, wenn die Kammern über steife Verbindungselemente miteinander verbunden werden. Bei dieser Art der Verbindung kann der Einfluss der Dimensionen der Kammern auf die Biegung des Aktuators anhand des Verhaltens einer einzelnen Kammer abgeschätzt werden.

Wie in Kapitel 4 gezeigt und in Übereinstimmung mit Garriga-Casnovas et al. [GCCB18], hängt die axiale Dehnung einzelner zylindrischer Kammern, die wiederum mit der Dehnung mehrkammeriger Aktuatoren korreliert, vom Verhältnis von pneumatischem Volumen zu Materialvolumen ab. Dieses wiederum hängt von der Wandstärke verglichen mit der Innenfläche der Kammern ab. Ein weiteres Ergebnis aus Kapitel 4 ist, dass der äquivalente Druck, der zur Kompensation zusätzlich aufgebracht axialer Kräfte benötigt wird, (zumindest in der Theorie) ausschließlich vom Außenradius der Kammer abhängt.

Geeignete Dimensionen der Kammern können erschlossen werden, indem zuerst der Außenradius anhand der zu erwartenden äußeren Kräfte gewählt wird. Wie in Abbildung 7a dargestellt, hat der Außenradius nur einen geringen Einfluss auf den Biegewinkel, solange der Abstand zwischen den Außenwänden (nicht zwischen den Mittelpunkten der Kammern) gleich bleibt. Nachdem der Außenradius festgelegt wurde, lässt sich das Dehn- und Biegeverhalten durch die Wandstärke bzw. den Innenradius festlegen, wie aus Abbildung 7b hervorgeht.

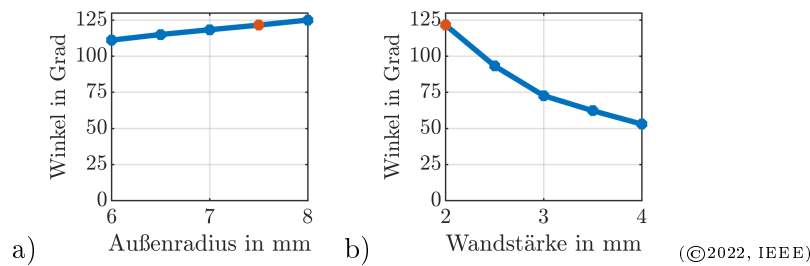


Abbildung 7: Einfluss der Dimensionen der Kammern auf den Biegewinkel [LMP22]: a) Biegung eines Aktuators mit zylindrischen Kammern bei einem Druck von 55 kPa für variierenden Außenradius (Wandstärke und Abstand der Außenwände der Kammern bleiben stets gleich) und b) variierende Wandstärke (der Außenradius bleibt stets gleich). Die Ergebnisse des ursprünglichen Aktuators aus Abbildung 5 sind orange markiert.

2.3 Entwurf eines modularen Biegeaktuators

Während die *Herleitung von Designrichtlinien* (Unterkapitel 2.2) weitestgehend allgemein ist, wurde daraus ein Entwurf für einen Biegeaktuator entwickelt, der in diesem Abschnitt vorgestellt wird. Dieser Aktuator kann mit geringem Aufwand hergestellt werden, ist modular und sein Design nimmt auf einfache Modellierbarkeit Rücksicht. Der Aktuator (Abbildung 8) besteht aus drei zylindrischen Kammern, die über Endkappen und Verbindungselemente miteinander verbunden sind und durch Ringe verstärkt werden. Drei Kammern werden genutzt, da bei dem Design des Aktuators kein Unterschied im maximalen Biegewinkel zwischen drei und vier Kammern besteht (Abschnitt 2.2.1) und drei Kammern die Ansteuerung vereinfachen. Eine zylindrische Grundfläche verhindert hohe Spannungen im Material (Abschnitt 2.2.2). Die Verbindung der Kammern mittels Verbindungselementen ist besonders effizient und vereinfacht die Modellierung (Abschnitt 2.2.3) und eine Verstärkung der Kammern mittels Ringen sorgt für geringen Herstellungsaufwand (Abschnitt 2.2.4). Die Dimensionen des Aktuators sind in einem Bereich, der typisch für solche Aktuatoren ist [Pol+15; TLR07; Cia+13; Sed+18]. Alle Komponenten sind so konstruiert, dass sie unabhängig von den anderen angepasst werden können. Zusätzlich kann die Länge des Aktuators beliebig gewählt werden, indem mehrere Aktuatoren durch Verbindungskappen in Serie geschaltet werden. Die einzelnen Aktuatoren werden daher als Module bezeichnet. Im Folgenden werden die Komponenten sowie der Herstellungsprozess im Detail besprochen.

2.3.1 Kammern

Der Außenradius der Kammern beträgt 7,5 mm und der Innenradius 4 mm, wie bereits bei der Untersuchung zum Einfluss des Abstandes zwischen Ringen zur Verhinderung radialer Expansion (Abschnitt 2.2.4). Der Außenradius ist so gewählt, dass die Grundfläche eines Aktuators mit circa 30 – 40 mm Durchmesser so gut wie möglich ausgenutzt wird. Der Innenradius resultiert aus einer Wandstärke von 3,5 mm, die relativ schnelles Gießen der Kammern erlaubt und dem

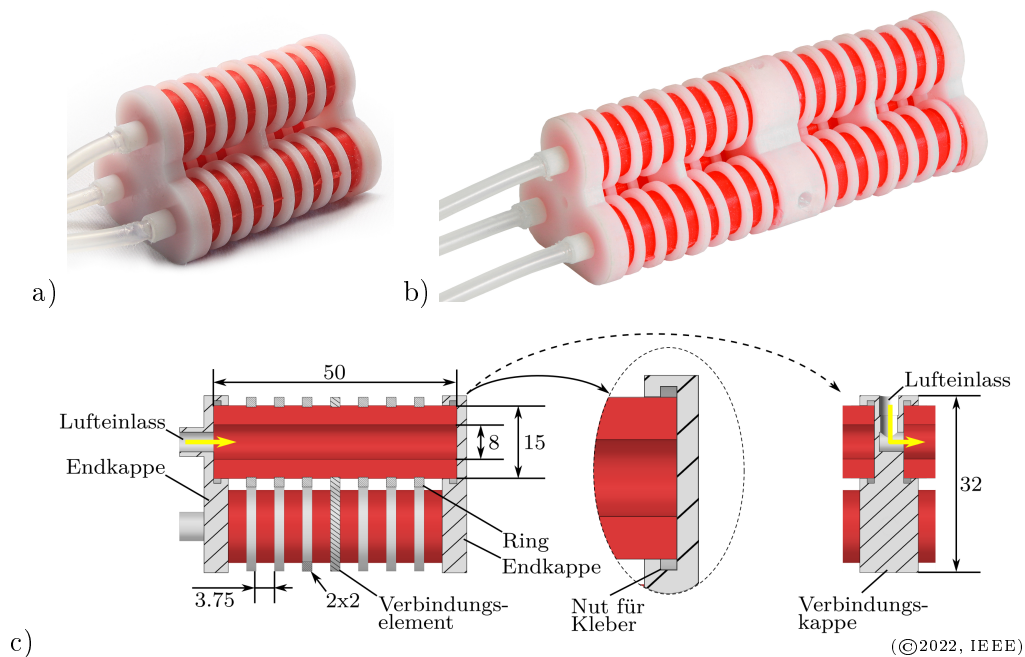


Abbildung 8: Modularer Biegeaktuator [LMP22]: a) Einzelnes Modul, b) Doppelmodul (Module pneumatisch verbunden, Lufteinlass der Verbindungskappe geschlossen) und c) Abmaße und Namen der Komponenten mit der Option einer Verbindungskappe, die statt einer Endkappe benutzt werden kann, um mehrere Module miteinander zu verbinden. Die Seitenansicht zeigt einen Schnitt durch die Mitte des Aktuators.

Aktuator Stabilität verleiht. Die Wandstärke kann verändert werden, indem das Mittelstück der Gießform der Kammern ausgetauscht wird. Der Außenradius sollte nicht verändert werden, da die Kammern sonst nicht ohne weitere Änderungen zu den restlichen Komponenten passen.

Simulationen und Experimente haben gezeigt, dass der Abstand zwischen den Verbindungselementen bei geringen äußeren Lasten ca. 25 mm nicht überschreiten sollte, um Ausknicken zu verhindern. Werden hohe äußere Lasten erwartet, so sollte er noch geringer gewählt werden. Dementsprechend beträgt die Länge der Kammern 50 mm, was einem Vielfachen von 25 mm entspricht. Das Material der Kammern sollte gießbar und flexibel sein. Am Lehrstuhl *CPE* und in dieser Arbeit werden die in der *Soft Robotik* üblichen Silikone *Dragon Skin 10* und *Ecoflex 00-50* (beide *Smooth-On Inc., USA*) verwendet.

2.3.2 Radiale Verstärkung

Die Kammern werden durch Ringe verstärkt, die über sie geschoben und von flachen Nuten (0,3 mm) in Position gehalten werden. Die Wand der Kammer drückt sich bei Druckbeaufschlagung gegen die Ringe, sodass eine selbsthaltende Verbindung entsteht.

Der Abstand zwischen den Ringen ist ein Kompromiss zwischen möglichst geringem Aufblähen und dem Herstellungsaufwand sowie der Flexibilität des Aktuators. Aus der Steigung der

Kurve für 4 mm in Abbildung 6 (Abschnitt 2.2.4) wird abgeschätzt, dass bei 3,75 mm eine axiale Dehnung von circa 75 % erreicht werden kann, ohne dass kritisches Aufblähen auftritt. Dies wird als ausreichend eingestuft.

Die Ringe können aus einem beliebigen Material hergestellt werden, das substantiell steifer als das Silikon der Kammern ist. Am Lehrstuhl *CPE* erprobt sind *ABS* (Acrylnitril-Butadien-Styrol-Copolymere), *PLA* (Polymilchsäure), *VisiJet M2R* (*3D-Systems GmbH, Deutschland*) und *Simpact 85A* (Polyurethan, *Smooth-On Inc., USA*). Letzteres wird gegossen, wohingegen die anderen gedruckt werden.

2.3.3 Endkappen

Da die Kammern nicht in einen Körper aus Silikon eingelassen sind, müssen sie über zusätzliche Komponenten verbunden werden, wie auch bei Trivedi et al. [TLR07], Lindenroth et al. [Lin+17], Kang et al. [Kan+13] und Peng et al. [Pen+19]. Die Endkappen des Aktuators erfüllen diese Funktion. Zusätzlich verfügen sie über einen Lufteinlass, in den ein Schlauch eingeklebt werden kann, und dichten die Kammern ab, was den Herstellungsaufwand reduziert. Die Endkappen können aus dem gleichen Material wie die Ringe hergestellt werden. Da sie mehr Material umfassen als die Ringe, können auch steife Silikone, wie beispielsweise *ADDV-42* (*R&G Verbundwerkstoffe GmbH, Deutschland*), ohne Verlust an Stabilität genutzt werden. Wenn mehr als nur ein Modul benötigt wird, können mehrere Aktuatoren durch Verbindungskappen (Abbildung 8c, ganz rechts) in Serie geschaltet werden.

Typischerweise stellt die Versiegelung die Schwachstelle einer Kammer da und beschränkt ihre Druckfestigkeit [GCCB18; Sch+18]. Daher verfügen die Endkappen über einen selbthaltenden Mechanismus, bei dem die Kammern in die Endkappe eingeführt werden und von einer Nut, wie in Abbildung 8 dargestellt, umgeben sind. Die Nut ist mit Silikonkleber gefüllt (*Sil-Poxy, Smooth-On Inc., USA*). Unter Druckbeaufschlagung drückt sich die Wand der Kammern und der Kleber in die Nut. Dieser selbthaltende Mechanismus ist nicht notwendig, wenn die Endkappen aus Silikon bestehen, da in diesem Fall die Klebeverbindung zwischen Kammern und Endkappe stark genug ist.

2.3.4 Verbindungselement

Die Kammern sollten alle 25 mm miteinander verbunden werden, um Ausknicken zu verhindern. Alle 50 mm wird dies durch die End- bzw. Verbindungskappen übernommen. In der Mitte ersetzt ein Verbindungselement die Verstärkungsringe an dieser Stelle. Verglichen mit End- bzw. Verbindungskappen alle 25 mm ist der Vorteil der Verbindungselemente der reduzierte Herstellungsaufwand und die erhöhte Flexibilität des Aktuators. Die Verbindungselemente können aus den selben Materialien wie die Ringe hergestellt werden.

2.3.5 Möglichkeiten zur Adaption

Das Design des Aktuators ist modular, was die Herstellung speziell angepasster Prototypen erleichtert. Mögliche Anpassungen umfassen:

- Die *Materialien* haben einen großen Einfluss auf das Deformationsverhalten des Aktuators und den Herstellungsaufwand. Sie können je nach Anforderung gewählt werden. Druckbare Materialien für die End- bzw. Verbindungskappen, die Ringe und die Verbindungselemente sind weniger zeitaufwändig als Materialien, die gegossen werden müssen.
- Der *Innenradius* der Kammern hat ebenso einen großen Einfluss auf das Deformationsverhalten des Aktuators. Er kann angepasst werden, indem das Mittelstück der Gießform der Kammern angepasst wird.
- Die *Länge* der Kammern kann durch Kürzen angepasst werden.
- Eine höhere Dichte an *Verbindungselementen* pro Modul verhindert Ausknicken der Kammern bei hohen Lasten. Um eine höhere Dichte zu erreichen, werden Ringe durch Verbindungselemente ersetzt.
- Der *Abstand der Kammern* zueinander hat einen Einfluss auf das Biegemoment, das der Aktuator aufbringen kann. Um den Abstand zu ändern, müssen die End- bzw. Verbindungskappen und die Verbindungselemente angepasst werden.
- *Zusätzliche Komponenten*, wie beispielsweise Versteifungselemente oder Pivot-Gelenke, können zwischen den Kammern untergebracht werden, wenn der Abstand zwischen den Kammern erhöht wird.

Für die meisten der aufgezählten Anpassungen muss nur eine einzige Komponente verändert werden. Lediglich für einen größeren Abstand zwischen den Kammern müssen sowohl die Endkappen als auch das Verbindungselement angepasst werden.

2.3.6 Herstellungsprozess

Zur Herstellung eines Aktuators werden zunächst die Lufteinlässe der Endkappen (Abbildung 8c) durch Schläuche zur Luftversorgung ergänzt. Jeder Schlauch wird so durch den Einlass geschoben, dass die Spitze am anderen Ende herauschaut, dann wird Kleber aufgetragen und der Schlauch ein wenig zurück gezogen. Dadurch entsteht eine selbsthaltende Verbindung. Danach wird die Nut einer der beiden Endkappen mit Kleber (*Sil-Poxy, Smooth-On Inc., USA*) gefüllt und die Kammern in die Endkappe eingeführt. Anschließend werden die Ringe und das Verbindungselement über die Kammern geschoben und der Vorgang mit der zweiten Endkappe wiederholt. Alternativ kann auch eine Verbindungskappe verwendet und das beschriebene Vorgehen wiederholt werden.

Durch das modulare Design können Komponenten in verschiedenen Adaptionen auf Vorrat produziert werden und später ähnlich einem Baukasten verwendet werden. Zudem können die

Komponenten eines bereits benutzten Aktuators wiederverwendet werden oder einzelne Komponenten eines bestehenden Aktuators ausgetauscht werden. Dazu wird der Aktuator in umgekehrter Reihenfolge wieder zerlegt. Wenn die Kammern wieder von den End- bzw. Verbindungskappen getrennt werden, bleibt der ausgehärtete Kleber an den Kammern zurück. Wird er mit einer Schere abgeschnitten, so sind auch die Kammern wiederverwendbar. Aufgrund der starken Klebeverbindung zwischen zwei Silikon, ist dies bei End- bzw. Verbindungskappen aus Silikon nicht möglich.

2.4 Evaluation des modularen Biegeaktuators

Zur Evaluation, wie gut das entworfene Design in der Praxis funktioniert, wurden drei Prototypen mit unterschiedlichen Materialkombinationen entsprechend Tabelle 3 getestet. Die Prototypen 1 und 2 nutzen, abgesehen von den Kammern, steife Komponenten und dienen dem Vergleich der Materialien *Ecoflex 00-50* und *Dragon Skin 10*. Prototyp 3 ist die weiche Ausführung von Prototyp 2 und dient der Evaluation der Auswirkung nicht-steifer Materialien zur radialen Verstärkung und Verbindung der Kammern.

Wie aus Abbildung 9 hervorgeht, wurden die Aktuatoren jeweils mit einer, zwei und drei aktuierten Kammern betrieben. Dabei wurde der Druck von 12 kPa bis zu einem Druckniveau, bei dem sich der Aktuator kritisch aufzublähen beginnt, jeweils in Schritten von 2 kPa (*Ecoflex 00-50*) bzw. 4 kPa (*Dragon Skin 10*) erhöht. Zur Druckregelung wurde das in Abschnitt 3.2.1 beschriebene pneumatische Terminal benutzt. Die Länge des Aktuators sowie sein Biegewinkel wurden mittels Bildanalyse (Abschnitt 3.2.2) bestimmt.

2.4.1 Material der Kammern

Prototyp 1 benötigt für die gleiche Dehnung deutlich weniger Druck als die Prototypen 2 und 3 (Abbildung 9). Der Grund dafür ist, dass *Ecoflex 00-50* weicher als *Dragon Skin 10* ist. Die maximale Dehnung und Biegung in Abbildung 9 ist jedoch unabhängig vom Material der Kammern, wobei die maximale Dehnung von 50 mm auf 87 mm ungefähr 75 % entspricht. Prototyp 3 dehnt und biegt sich weniger aufgrund der flexiblen Ringe, wie weiter unten erklärt wird. Der Biegewinkel bei einer und zwei aktuierten Kammern soll laut den Simulationsergebnissen in Abbildung 4 exakt gleich sein, wobei die Krümmung bei zwei aktuierten Kammern etwas größer und der Kreisabschnitt kleiner ist (nicht abgebildet in Abbildung 4). Bei Prototyp 1 ist der Biegewinkel, wie simuliert, bei ein und zwei aktuierten Kammern exakt gleich, bei den Prototypen 2 und 3 ist der Biegewinkel bei zwei Kammern geringfügig kleiner. Eine mögliche Erklärung ist, dass die nicht aktuierte Kammer bei Aktuierung von zwei Kammern durch die etwas größere Krümmung stärker gestaucht ist als die nicht aktuierten Kammern bei nur einer aktuierten Kammer.

Bei den gewählten Dimensionen der Prototypen besteht eine hohe Anfälligkeit gegenüber Fertigungstoleranzen, wenn die Kammern aus *Ecoflex 00-50* hergestellt werden. Durch das sehr weiche Material dehnt sich bereits bei geringen Fertigungstoleranzen eine einzelne Kammer stärker oder weniger stark als die anderen Kammern, gegebenenfalls noch verstärkt durch das Überschreiten eines Punktes, an dem Aufblähen auftritt. Dies führt dazu, dass sich der Aktuator bei Aktuierung

Tabelle 3: Konfiguration der experimentell evaluierten Biegeaktuatoren [LMP22]

Prototyp	Kammern	Endkappen	Ringe/ Verbindungselement
1	<i>Ecoflex 00-50</i>	<i>Visijet M2R</i>	<i>Visijet M2R</i>
2	<i>Dragon Skin 10</i>	<i>Visijet M2R</i>	<i>Visijet M2R</i>
3	<i>Dragon Skin 10</i>	<i>ADDV-42</i>	<i>Simpact 85A</i>

(©2022, IEEE)

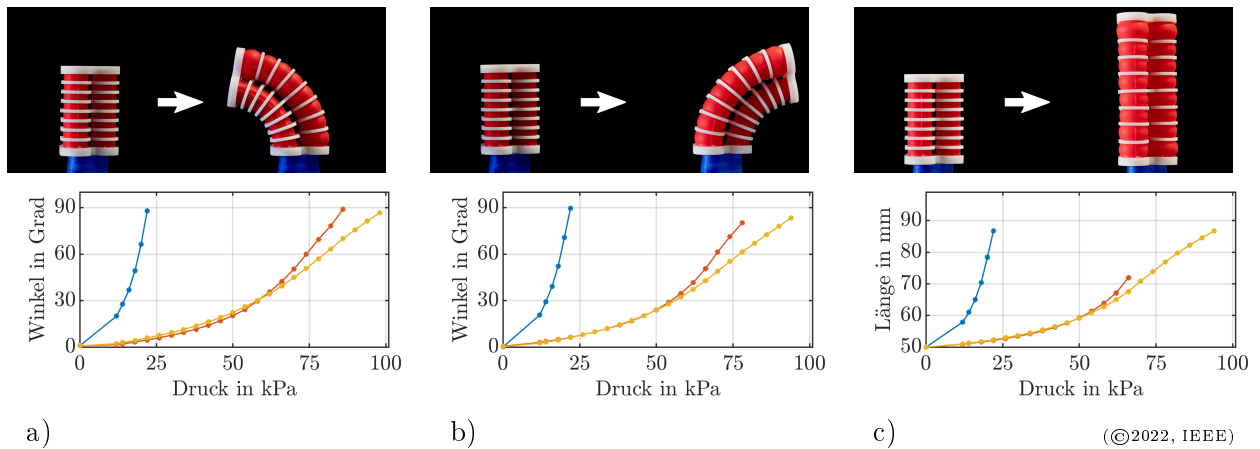


Abbildung 9: Evaluation des modularen Biegeaktuators [LMP22]: a) Einzelne Kammer, b) zwei Kammern und c) drei Kammern aktiviert, Prototyp 1 (*Ecoflex 00-50/Visijet M2R*) in blau, Prototyp 2 (*Dragon Skin 10/Visijet M2R*) in gelb, and Prototyp 3 (*Dragon Skin 10/ADDV-42/Simpact 85A*) in orange. Die Bilder zeigen Prototyp 2 ohne Druck und bei maximalem Druck von 94 kPa.

aller drei Kammern mit dem gleichen Druck mit leichter Krümmung statt gerade dehnt bzw. sich je nach Biegerichtung unterschiedlich stark krümmt. Für die in Abbildung 9 gezeigten Ergebnisse mussten mehrere Prototypen aus *Ecoflex 00-50* hergestellt werden, bis ein Prototyp keine Unregelmäßigkeiten aufzeigte. Folglich sollte *Ecoflex 00-50* nur bei einer höheren Wandstärke eingesetzt werden.

Die Verwendung von *Ecoflex 00-50* hat, verglichen mit anderen Aktuatoren, eine untergeordnete Relevanz. Ähnlich wie beim *Instant Soft Robot* [FGA20], ist das Dehnungsverhalten der hier vorgestellten Prototypen aus *Dragon Skin 10* vergleichbar mit dem eines *STIFF-FLOP* [Cia+13] aus *Ecoflex 00-50*. Zum einen unterscheidet sich das Verhältnis von pneumatischem Volumen zu Materialvolumen des *STIFF-FLOP* deutlich zum *Instant Soft Robot* und den verwendeten Prototypen [FGA20]. Zum anderen verhindert eine nicht-kontinuierliche Verstärkung, wie zum Beispiel Ringe, dass Reibverluste zwischen Verstärkung und Außenwand des Aktuators auftreten können.

2.4.2 Verstärkung aus Ringen

Die Wahl von Ringen zur radialen Verstärkung der Kammern dient einer Verringerung des Herstellungsaufwands, wobei Aufblähen zwischen den Ringen bei höherem Druck akzeptiert wird. Durch das Aufblähen ist die maximale Dehnung und Biegung der Prototypen geringer als beim *STIFF-FLOP* (Tabelle 4). Beim *Instant Soft Robot* tritt auch Aufblähen auf, da er ebenfalls über eine nicht-kontinuierliche Verstärkung verfügt. Da der Abstand zwischen den einzelnen Verstärkungselementen jedoch kleiner ist als bei dem hier vorgestellten modularen Aktuator, tritt Aufblähen erst bei größerer Dehnung auf. Wenn notwendig, könnte der Abstand der Ringe des modularen Aktuators ebenfalls reduziert werden, was aufgrund der Breite der Ringe jedoch zu Lasten der Flexibilität des Aktuators ginge.

Ein Vergleich der Prototypen 2 und 3 zeigt, dass flexible Ringe aus *Simpact 85A* eine weitere Schwierigkeit verursachen. Da die Nuten, die die Ringe in Position halten, relativ flach sind, neigen flexible Ringe dazu, aus den Nuten herauszurollen, wenn Aufblähen auftritt. Dieser Effekt ist bei Prototyp 3 reduziert, indem lediglich Verbindungselemente und keine Ringe genutzt werden. Wie aus Abbildung 10 ersichtlich, kann der Effekt jedoch nicht vollständig verhindert werden.

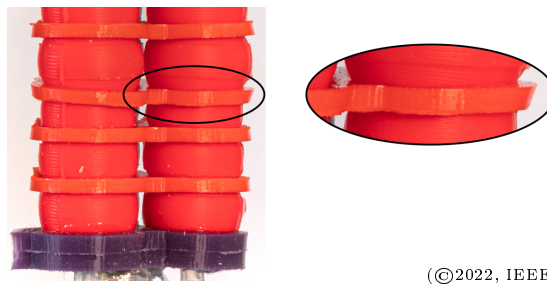


Abbildung 10: Verstärkung aus Ringen [LMP22]: Verformte Verbindungselemente von Prototyp 3 bei einem Druck von 66 kPa (drei Kammern mit gleichem Druck aktuiert)

2.4.3 Vergleich zu anderen Aktuatoren

In Tabelle 4 wird das Biege- bzw. Dehnverhalten von Prototyp 2 mit dem Verhalten des *STIFF-FLOP* [Cia+13], einer modifizierten Version des *STIFF-FLOP* [Fra+15] sowie des *Instant Soft Robot* [FGA20] gegenübergestellt. Die Gegenüberstellung dient nur einer groben Einordnung, da in jeder Arbeit andere Messverfahren benutzt werden und der maximale Druck nach Gefühl festgelegt wird.

Die maximale Dehnung von Prototyp 2 ist etwas geringer als die der anderen drei Aktuatoren. Bei der modifizierten Version des *STIFF-FLOP* [Fra+15] wird die reine Dehnung zwar nicht getestet, allerdings dienen die Biegewinkel als Anhaltspunkt. Der Grund für eine geringere Dehnung liegt in der Verwendung von Ringen zur radialen Verstärkung der Kammern. Aus dem gleichen Grund ist auch die maximale Biegung etwas geringer.

Während die anderen Aktuatoren unter den rein quantitativen Aspekten Dehnung und Biegung Vorteile haben, erfüllt das hier vorgestellte Design die gewünschten Vorteile hinsichtlich der qualitativen Aspekte Herstellbarkeit, Modularität und Modellierbarkeit. Der Nachteil des

Tabelle 4: Evaluation des modularen Biegeaktuators [LMP22]: Eine Übersicht zum maximalen Biegewinkel bzw. zur maximalen Dehnung ähnlicher Aktuatoren. Prototyp 2 wird aufgrund seiner Stabilität bei hohen Drücken für den Vergleich verwendet.

Studie	Cianchetti et al. [Cia+13]	Fraś et al. [Fra+15]	Fraś et al. [FGA20]	Modularer Biegeaktor
Name	STIFF-FLOP	STIFF-FLOP	Instant soft robot	Prototyp 2
Abbildung	2c		2d	8a
Länge/Durchm.	50/35 mm	50/35 mm	38/22 mm	50/42 mm
Material	<i>Ecoflex 00-50</i>	<i>Ecoflex 00-50</i>	<i>Dragon Skin 10</i>	<i>Dragon Skin 10</i>
Max. Druck	65 kPa	150 kPa	180 kPa	94 kPa
1 Kammer	120°	110°	91°	87°
2 Kammer	80°	140°	97°	83°
3 Kammer	86 %	-	90 %	74 %

(©2022, IEEE)

STIFF-FLOP ist das mehrfach angesprochene, nicht-lineare und von der Aktuierungsreihenfolge abhängige Biegeverhalten, das Auswirkungen auf die Materialermüdung hat. Die modifizierte Version des *STIFF-FLOP* gleicht diesen Nachteil aus, verursacht dabei aber sehr hohen Fertigungsaufwand. Der *Instant Soft Robot* nimmt wiederum darauf Rücksicht, hat aber den Nachteil, nicht modular aufgebaut zu sein (wie die anderen beiden auch). Zudem sind seine Gießformen nicht wiederverwendbar.

2.5 Zusammenfassung zu Design

Wie der *Stand der Forschung* (Unterkapitel 2.1) zeigt, ist in der Literatur eine Vielzahl an Designs für mehrkammerige Biegeaktuatoren zu finden, jedoch nur eine sehr begrenzte Anzahl an Untersuchungen von Designaspekten. Für diese Arbeit werden lediglich einige Beispiele für mehrkammerige Biegeaktuatoren, die eine möglichst große Bandbreite an Designmöglichkeiten umfassen, herausgegriffen und näher erläutert. Anschließend werden die Untersuchungen zu Designaspekten aus der Literatur vorgestellt. Diese umfassen im Wesentlichen die Position der Faserverstärkung, den Querschnitt der Kammern und die Anzahl an Kammern.

Darauf aufbauend werden in Unterkapitel 2.2 für diese und weitere Kriterien Designrichtlinien hergeleitet. Die Ergebnisse lauten zusammengefasst:

- Die optimale *Anzahl an Kammern* beträgt drei oder vier. Sie hängt davon ab, welche Quereinflüsse zu anderen Parametern, wie z.B. dem Abstand der Kammern, bestehen.
- Der *Querschnitt der Kammern* sollte rund sein. Bei eckigen Querschnitten würden die Kammern unter Druckbeaufschlagung zu einem runden Querschnitt divergieren, was hohe Spannungen an den vormaligen Ecken bzw. Kanten verursacht.
- Die effizienteste *Verbindung der Kammern* besteht aus steifen Verbindungselementen. Das zusätzliche Material, wenn die Kammern in einen Körper aus Silikon eingelassen sind,

wirkt der Dehnung bzw. Biegung des Aktuators entgegen. Zusätzlich vereinfacht sich die Modellierung.

- Die optimale *Verhinderung radialer Expansion* wird durch eine Faserverstärkung erreicht, die den Außenradius der Kammer stets konstant hält. Allerdings bedeutet eine solche Faserverstärkung einen hohen Fertigungsaufwand. Durch eine nicht-kontinuierliche Verstärkung kann der Herstellungsaufwand reduziert werden. Eine solche Konstruktion nutzt der *Instant Soft Robot*. Als Alternative nicht-kontinuierliche Verstärkung werden in dieser Arbeit Ringe verwendet, die über die Kammern geschoben werden.
- Die *Dimensionen der Kammern* hängen von den zu erwartenden äußeren Lasten ab. Zur Erschließung sinnvoller Dimensionen sollte zunächst der Außenradius entsprechend der Lasten gewählt werden, anschließend die Wandstärke bzw. der Innenradius entsprechend dem gewünschten Dehn- und Biegeverhalten.

In Unterkapitel 2.3 wird der Entwurf eines modularen Biegeaktuators vorgestellt, der anhand der beschriebenen Designrichtlinien entwickelt wurde. Er besteht aus drei zylindrischen Kammern, die über Verbindungselemente miteinander verbunden sind und über Ringe verstärkt werden. Durch die Verwendung von Ringen statt einer Faserverstärkung wird der Herstellungsaufwand reduziert. Der Aktuator ist modular aufgebaut, das heißt einzelne Komponenten können angepasst und ausgetauscht werden, ohne die anderen Komponenten verändern zu müssen. Zudem können beliebig viele Aktuatoren durch Verbindungskappen in Serie geschaltet werden.

Die *Evaluation des modularen Biegeaktuators* (Unterkapitel 2.4) ergibt, dass die maximale Dehnung und Biegung des hier vorgestellten Aktuators etwas geringer sind als bei vergleichbaren Aktuatoren. Dafür verantwortlich ist vor allem die Verstärkung mittels Ringen, die zwar den Herstellungsaufwand signifikant reduziert, jedoch ein Aufblähen der Kammern zwischen den Ringen zulässt. Zudem neigen Ringe aus flexiblem Material bei Aufblähen dazu, aus den Nuten, die sie in Position halten sollen, zu rollen. Beide Probleme lassen sich teilweise durch eine geringere Distanz zwischen den Ringen bzw. ausschließlich Verbindungselementen statt Ringen verringern. Folglich muss abgewägt werden, ob die Vorteile beim Herstellungsaufwand oder eine höhere maximale Dehnung im jeweiligen Anwendungsfall schwerer wiegen.

2.6 Ausblick zum Design

Der hier vorgestellte Entwurf für einen Biegeaktuator wurde auf Grundlage universeller Designrichtlinien für mehrkammerige Biegeaktuatoren hergeleitet. Das Design des Aktuators nimmt besondere Rücksicht auf das Entwickeln von Modellen für diesen Typ von Aktuator. In diesem Fall sind der modulare Aufbau und der geringe Herstellungsaufwand von besonderer Bedeutung.

Mit dem *Instant Soft Robot* steht eine interessante Alternative zur Verfügung, die ebenso darum bemüht ist, den Fertigungsaufwand von Aktuatoren zu reduzieren. Dieser Aktuator erreicht zwar größere Dehnungen, da der Abstand zwischen den Verbindungselementen geringer ist, allerdings auf Kosten der Modularität und der Wiederverwendbarkeit der Gussformen. Aus Sicht des Autors würde eine Kombination beider Ansätze - das hier vorgestellte modulare Design mit

einer verbesserten Version des *Instant Soft Robot* für die Kammern - zu einem Design führen, das als Standard in der *Soft Robotik* dienen könnte, da es leicht herzustellen und modular ist und zudem große Dehnungen und Biegungen erreichen kann. Ein solcher Aktuator befindet sich zum Zeitpunkt der Veröffentlichung dieser Arbeit in der Entwicklung.

3 Experimentelle Methoden zur Untersuchung von Biegeaktuatoren

Sowohl zur Evaluation von Aktuatoren als auch zur Validierung von Simulationen ist eine experimentelle Untersuchungen realer Prototypen unerlässlich. Während die anderen Kapitel dieser Arbeit für sich abgeschlossene Themenblöcke bilden, sind experimentelle Methoden ein Querschnittsthema, das alle Kapitel betrifft. Zur Erhöhung der Übersicht und zur Vermeidung von Redundanzen sind alle Informationen zum Thema Experimente in diesem Kapitel zusammengefasst.

Nach dem *Stand der Forschung zu experimentellen Methoden* (Unterkapitel 3.1) wird auf die Messtechnik im Labor des Lehrstuhls *CPE (Modularer Prüfstand in Kaiserslautern* (Unterkapitel 3.2)) eingegangen. Da dreidimensionale Messungen von Aktuatoren am Institut *match* der Leibniz-Universität Hannover durchgeführt wurden, wird der Aufbau der dortigen Messtechnik gesondert betrachtet (*Prüfstand für dreidimensionale Verformungsmessungen in Hannover* (Unterkapitel 3.3)). Anschließend werden allgemeine *Herausforderungen bei der experimentellen Untersuchung von Soft Robots* (Unterkapitel 3.4), die zum Verständnis der Messungen in dieser Arbeit notwendig sind, erläutert. Zuletzt folgt eine Zusammenfassung dieses Kapitels und ein Ausblick.

3.1 Stand der Forschung zu experimentellen Methoden

Wie auch im *Stand der Forschung zu Design* (Unterkapitel 2.1) würde die Vielzahl an Prüfständen in der Literatur den Rahmen dieses Abschnitts übersteigen. Um trotzdem einen möglichst umfassenden Überblick zu bieten, werden zunächst *Beispiele für Prüfstände* aus der Literatur vorgestellt, anschließend werden die üblichen *Komponenten von Prüfständen* einzeln besprochen.

3.1.1 Beispiele für Prüfstände

Üblicherweise sind die in der Literatur beschriebenen Prüfstände auf den individuellen Zweck der jeweiligen Untersuchung angepasst. In der Regel wird entweder die Verformung eines Aktuators in Abhängigkeit des Aktuierungsdrucks und der äußeren Lasten, die Kraft, die ein Aktuator auf seine Umgebung ausübt, oder beides gemessen. Die drei folgenden Beispiele sind so gewählt, dass sie einen Eindruck vermitteln, wie Prüfstände für einfache Aktuatoren in der *Soft Robotik* typischerweise aufgebaut werden.

Bruder et al. [Bru+18] verwenden den in Abbildung 11a gezeigten Prüfstand für eindimensionale Messungen der Kraft und des Moments, die ein Aktuator bei verschiedenen Längen und Drücken erzeugt. Die Messungen dienen der Validierung eines analytischen Modells des getesteten Aktuators. Der Aktuator besteht aus drei parallelen Kammern und wird in horizontaler Ausrichtung eingespannt. Die Druckregelung erfolgt über ein Druckregelventil mit integriertem Drucksensor *TR-010-g10-s* (*Enfield Technologies, USA*). Die Länge des Aktuators ist stets bekannt, da sie über die Lineareinheit *HDA 6-50* (*ServoCity, USA*) eingestellt wird, ebenso wie der

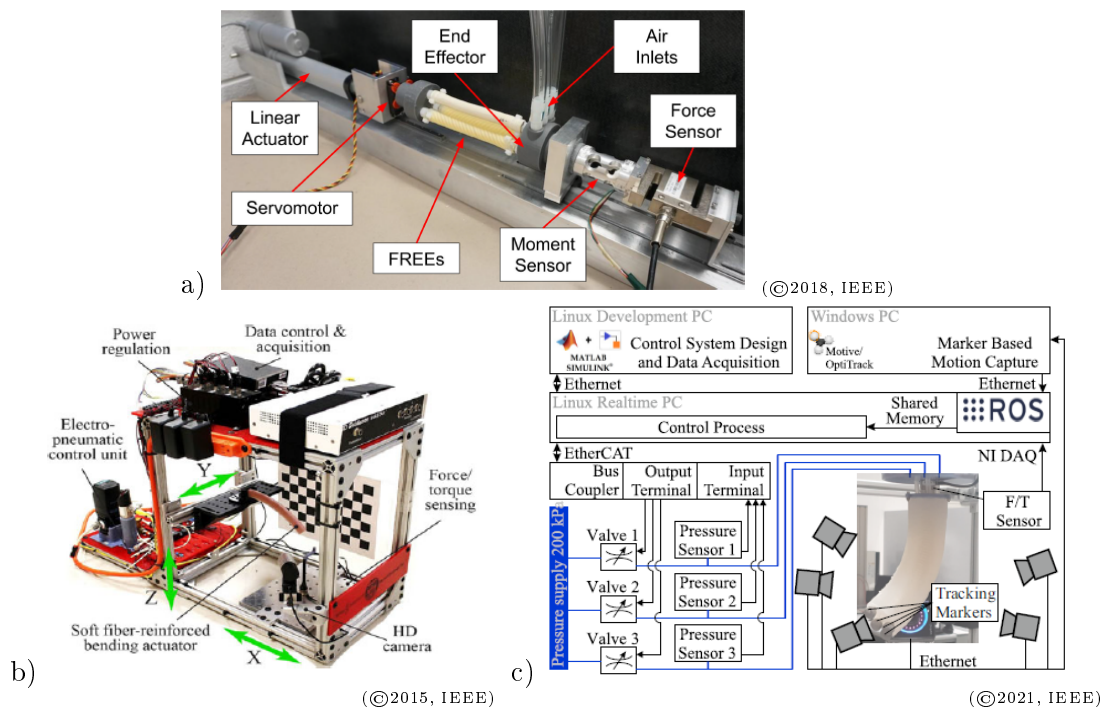


Abbildung 11: Drei ausgewählte Prüfstände: a) Eindimensionale Messung von Kraft und Moment von Bruder et al. [Bru+18], b) zweidimensionale Messung der Verformung und Kraft an der Spitze des Aktuators von Polygerinos et al. [Pol+15] und c) dreidimensionale Messung der Verformung und Kraft/Moment an der Einspannung von Bartholdt et al. [Bar+21]

Verdrehwinkel des Aktuators über den Servomotor *HS-645mg* (*Hitec, Vereinigtes Königreich*). Die Messungen der Kräfte und Momente, die der Aktuator erzeugt, erfolgt über zwei separate Sensoren *RAS1-25lb* und *RST1-6Nm* (*LoadStar, USA*), die in Reihe geschaltet sind.

Polygerinos et al. [Pol+15] nutzen den Prüfstand in Abbildung 11b zur optischen Messung der zweidimensionalen Verformung eines einkammerigen Biegeaktuators, um ein analytisches Modell des Aktuators zu validieren. Gemessen wird jedoch nur die Position der Spitze. Der Aktuator wird an einem Ende fixiert und horizontal vor einem Hintergrund mit Schachbrettmuster ausgerichtet. Durch das Muster können Verzerrungen, die durch die Linse entstehen, nachträglich korrigiert werden. Ein Lineal neben dem Aktuator dient als Referenz zur Ermittlung von metrischen Maßen. Der Aktuator wird mit einer Kamera gefilmt und die Position seiner Spitze im Postprocessing mittels der Software *Kinovea 0.8.15* (www.kinovea.org) berechnet. Bei einigen Experimenten wird zudem die Kraft, die die Spitze des Aktuators bei räumlicher Fixierung aufbringen kann, gemessen. Dafür wird der kombinierte Kraft- und Momentensensor *Nano 17* (*ATI Industrial Automation, USA*) verwendet. Genaue Angaben zu den weiteren Komponenten in Abbildung 11b, insbesondere zur Druckregelung, werden von den Autoren nicht gemacht.

Bartholdt et al. [Bar+21] führen mit dem in Abbildung 11c dargestellten Prüfstand dreidimensionale Messungen der Position der Spitze eines dreikammerigen Aktuators durch. Da ein großer Datensatz benötigt wird, kann der Prüfstand lange Messreihen automatisiert ausführen. Die Druckregelung erfolgt in Echtzeit und basiert auf dem Proportional-Druckventil *LS-V25s* (*Enfield Technologies, USA*) und dem Drucksensor *142BC30A-PCB* (*First Sensor, Deutschland*). Der Aktuator ist an einem Ende über den kombinierten Kraft- und Momentensensor *Nano 17* (*ATI Industrial Automation, USA*) fest eingespannt, wodurch die Kräfte und Momente, die an dieser Stelle auf den Aktuator wirken, bekannt sind. Das Tracking der Spitze des Aktuators erfolgt während der Messung mittels des optischen Systems *Prime17W* und der Software *Motive* (beide *OptiTrack, USA*).

3.1.2 Komponenten von Prüfständen

Implizit ergibt sich aus den Beispielen in Abschnitt 3.1.1, dass für die Gesamtfunktion eines Prüfstands drei Komponenten von Bedeutung sind: Die Druckregelung, die Messung der Verformung und die Messung von Kräften und Momenten. Je nach Messaufgabe kann auch entweder nur die Verformung oder nur Kräfte und Momente von Interesse sein. Tabelle 5 zeigt verschiedene Lösungsmöglichkeiten für diese drei Komponenten. Im Folgenden werden für jede Komponente ergänzende Erläuterungen gegeben, sowie weitere Erläuterungen zur Messdatenverarbeitung.

Obwohl zur **Druckregelung** vier Lösungsmöglichkeiten in Tabelle 5 aufgeführt sind, sind die Unterschiede zwischen den Möglichkeiten gering. Vielmehr bauen die Lösungsmöglichkeiten aufeinander auf.

Manuelles Einstellen des Drucks über einen Druckminderer (Möglichkeit 1) stellt nur eine sinnvolle Alternative dar, wenn wenige Versuche gemacht werden sollen und der zeitliche Aufwand zum Aufbau des experimentellen Setups einen hohen Stellenwert hat.

Wie an der Anzahl an Quellen zu erkennen, ist die meist genutzte Möglichkeit die Nutzung eines Druckregelventils mit integriertem Drucksensor (Möglichkeit 2). Diese Möglichkeit bietet den Vorteil, dass der Soll-Druck elektronisch an das Ventil übermittelt werden kann, der Aufwand zur Implementierung jedoch verhältnismäßig gering ist.

Die Ergänzung eines zusätzlichen Drucksensors (Möglichkeit 3) hat den Vorteil, einen Sensor mit hoher Messgenauigkeit oder hohen dynamischen Anforderungen unabhängig vom Druckregelventil wählen zu können. Zudem kann die Messstelle des Sensors beliebig gewählt werden, beispielsweise kurz vor dem Lufteinlass des Prototyps.

Die Nutzung eines Proportional-Druckventils, eines Drucksensors und einer externen Regelung des Drucks (Möglichkeit 4) stellt ein Druckregelventil analog zu Möglichkeit 2, allerdings im Eigenbau, dar. Ein Nachteil dieser Lösung ist der hohe Aufwand zur Implementierung. Ein weiterer Nachteil sind gegebenenfalls auftretende Schwingungen, wenn die Reglerparameter nicht korrekt gewählt wurden. Die Vorteile decken sich mit denen von Möglichkeit 3. So können die verwendeten Komponenten unabhängig voneinander exakt nach Anforderung gewählt und die Messstelle des Drucksensors beliebig positioniert werden. Der Vorteil gegenüber Möglichkeit 3 besteht darin,

Tabelle 5: Komponenten von Prüfständen: Lösungsmöglichkeiten für Druckregelung, Verformungsmessung und Kräfte-/Momentenmessung in der Literatur

	Druckregelung	Verformung	Kräfte/Momente
Möglichkeit 1	Manuell über Druckminderer mit Messuhr [Kot+09; BM+12; BMKK13]	Lineareinheit (und ggf. Servomotor) [BMK15; Bru+17; Sed+18; Sed+19]	Separate Sensoren miteinander gekoppelt [Sed+18; Sed+19; BMKK13; Bru+18]
Möglichkeit 2	Druckregelventil mit integriertem Drucksensor [Sed+18; Sed+19; FGA20; Kan+22; Pen+19; Cia+13; Bra+19; Bao+19; Sad+17a; Sha+21; Bru+18]	Zweidimensionale Bildanalyse [TLR07; Pol+15; Sun+21; FGA20; Cia+13; Bao+19; Gha+21; Bru+18; PO16]	Kombinierter Sensor [Pol+15; Cia+13; Bra+19; Sad+20; Bar+21]
Möglichkeit 3	Druckregelventil und zusätzlicher Drucksensor [Sun+21]	Optisches Tracking [BM+12; Mus+19; Kan+22; Bar+21]	
Möglichkeit 4	Proportional-Druckventil, Drucksensor und externe Regelung [Bar+21; Gha+21]	Magnetisches Tracking [Thu+17; DFCM14; Bra+19; Sad+17a; Sha+21]	

dass der Druck dann auch an dieser Stelle geregelt wird und nicht am Druckregelventil. Zudem kann im Allgemeinen angenommen werden, dass Möglichkeit 4 günstiger in der Beschaffung ist, da bei Möglichkeit 3 der Drucksensor doppelt vorhanden ist, einmal im Druckregelventil und einmal zusätzlich an der Messstelle.

Die **Verformung** weicher Aktuatoren zu messen ist komplex, da diese sich in der Regel kontinuierlich verformen. Die in Tabelle 5 aufgeführten Lösungsmöglichkeiten beschränken sich (nahezu) darauf, die Position der Spitze des Aktuators zu bestimmen.

Durch die Verwendung einer Lineareinheit (Möglichkeit 1), auf der der Aktuator eingespannt wird, wird die Länge des Aktuators zwar nicht gemessen, sie wird jedoch durch die Lineareinheit vorgegeben und ist damit bekannt. Gleiches gilt für die Torsion des Aktuators, wenn ein Servomotor eingesetzt wird. Der Einsatz dieser Möglichkeit macht dann Sinn, wenn die Experimente vorsehen, dass der Aktuator bei verschiedenen Längen untersucht werden soll. Dadurch kann auf ein gegebenenfalls teures oder toleranzbehaftetes Messsystem verzichtet werden. Auch Material-

prüfmaschinen, wie von Kothera et al. [Kot+09] benutzt, basieren auf einer Lineareinheit, wobei gleichzeitig auch axiale Kräfte gemessen werden.

Unter zweidimensionaler Bildanalyse (Möglichkeit 2) sind in Tabelle 5 die Arbeiten aufgeführt, in denen konventionelle Digitalkameras zur Ermittlung der Verformung des Aktuators genutzt werden. Der Aktuator muss zur Positionsbestimmung mit mindestens einem optisch signifikanten Punkt versehen werden oder bereits über einen solchen verfügen. Zudem muss sich ein Objekt bekannter Größe im Bild befinden, um in metrische Größen umrechnen zu können, wie bereits bei dem Prüfstand von Polygerinos et al. [Pol+15] erläutert. Bei allen Arbeiten in Tabelle 5 wird die Positionsbestimmung erst im Postprocessing durchgeführt. Die Auswertung der Bilder/Videos kann mit frei verfügbarer Software (*kinovea* [Pol+15], *physlets* [Sun+21]) oder mittels eines selbst geschriebenen Skripts [Cia+13; PO16; FGA20] erfolgen. Letzteres geht mit einem höheren Aufwand bei der Implementierung einher, ist dafür aber exakt auf die Bedürfnisse des Experiments anpassbar. Beispielsweise kann bei einem selbst geschriebenen Skript nicht nur die Position der Spitze des Aktuators, sondern der Verlauf des Aktuators über mehrere Marker rekonstruiert werden [PO16]. Sedal et al. [Sed+18; Sed+19] nutzen zwar eine Lineareinheit zur Längenmessung, bestimmen jedoch über Bildanalyse, ob der zu messende Aktuator während der Messung seitlich ausknickt.

Bei optischem Tracking (Möglichkeit 3) wird ebenfalls eine Bildanalyse durchgeführt, allerdings in einem vorkonfigurierten System, das (mehrere) Kameras, Marker und kommerzielle Software umfasst. Die Systeme in Tabelle 5 stammen von *Vicon Motion Systems Ltd.* [Mus+19; Kan+22; BM+12] und *OptiTrack* [Bar+21]. Je nach Anzahl der Kameras und Marker kann nicht nur die Position des zu messenden Punktes bestimmt werden, sondern auch dessen Orientierung im Raum. Die speziell angepasste Software ermöglicht eine Positionsbestimmung in festen, sehr kurzen Intervallen, beispielsweise 120 Bilder pro Sekunde bei Bishop-Moser et al. [BM+12], sodass auch dynamische Experimente möglich sind. Ein Nachteil von optischem Tracking ist, dass es zu Problemen bei der Positionsbestimmung kommen kann, wenn die Marker aus dem Sichtfeld der Kamera geraten oder teilweise durch den Aktuator verdeckt werden.

Um einen Punkt magnetisch zu tracken (Möglichkeit 4), wird dieser statt mit optischen Markern mit einem Magnetsensor ausgestattet. Die in Tabelle 5 aufgeführten Arbeiten nutzen das System *Aurora* von *Northern Digital Inc.* Wie auch beim optischen Tracking kann nicht nur die Position, sondern auch die Orientierung im Raum bestimmt werden. Im Gegensatz zu optischen Systemen führt es nicht zu Problemen, wenn der Marker durch den Aktuator verdeckt wird. Dafür muss die Messleitung des am Aktuator befestigten Sensors zu einem Messverstärker geführt werden. Gilbert et al. [GG19] und Uppalapati et al. [USK18; UK20] nutzen ebenfalls magnetisch basierte Positionsbestimmung, allerdings mit Tastköpfen, die von Hand geführt werden müssen.

Zu den vier Möglichkeiten in Tabelle 5 können bei Bedarf ergänzende Messmethoden verwendet werden. Beispielsweise nutzen Ganguly et al. [Gan+12] einen optischen Abstandssensor für axiale Messungen, der die Position einer Lineareinheit gegebenenfalls mit höherer Genauigkeit erfasst als das integrierte System. Eine weitere Ergänzung stellen Sensoren dar, die in den *Soft Robot* integriert werden. Der Sensor, den Toshimitsu et al. [Tos+21] nutzen, liefert den Winkel zwischen

seinen beiden Endpunkten als Messwert. Wall et al. [WZB17] benutzen selbst entwickelte Dehnungssensoren, die speziell auf die großen Dehnungen in der *Soft Robotik* angepasst sind. Durch eine Vielzahl solcher Sensoren und geschickte geometrische Anordnung kann die Verformung des Aktuators rekonstruiert werden.

Kräfte und **Momente** lassen sich entweder durch separate, miteinander gekoppelte Sensoren (Möglichkeit 1) oder durch kombinierte Sensoren (Möglichkeit 2) messen. Möglichkeit 1 hat zwei Nachteile. Erstens kann ein Sensor durch die Kopplung eine Auswirkung auf den anderen haben (beispielsweise misst der Momentensensor ein zusätzliches Moment, das durch den Kraftsensor verursacht wird), zweitens sind Querwirkungen einer Messgröße auf die andere nicht genau spezifiziert. Daher sind kombinierte Sensoren aus Sicht des Autors der allgemeine Standard zu sein, wohingegen die Arbeiten, bei denen gekoppelte Sensoren benutzt werden, alle aus der gleichen Arbeitsgruppe stammen.

Unabhängig davon, ob ein kombinierter Sensor eingesetzt wird oder nicht, muss das Messprinzip des Sensors gewählt werden. Dehnmessstreifen (*DMS*) basierte Sensoren, beispielsweise in S-Form, bestimmen Kräfte und Momente über Änderungen des elektrischen Widerstand, Piezo basierte Sensoren über Änderungen der Kapazität. Letztere sind besonders für hochdynamische Messungen geeignet, da sie auch hohe Frequenzen gut erfassen, sie können allerdings keine über einen längeren Zeitraum konstanten Kräfte messen. *DMS* sind im Gegensatz zu Piezos eher träge, dafür aber langzeitstabil und robust. Da in der *Soft Robotik* in der Regel keine besonders schnellen Bewegungen auftreten, werden meist *DMS* verwendet [Pol+15; Sed+18; Sed+19; BMKK13; Cia+13; Bra+19; Sad+20; Bru+18; Bar+21].

Die **Messdatenverarbeitung** ist bei allen in Tabelle 5 genannten Arbeiten sehr individuell gelöst, sodass keine Kategorien für Lösungsmöglichkeiten gebildet werden können. Zwei Fragen, die bei der Wahl der Komponenten und der Messdatenverarbeitung eine wichtige Rolle spielen, sind der Grad der Automatisierung und in welchen Zeitintervallen Messdaten erhoben werden sollen. Bishop-Moser et al. [BMKK13] stellen den Druck, der im getesteten Aktuator herrschen soll, manuell ein. Für jeden der Drücke wird die am Kraftsensor anliegende Kraft über ein Messprogramm abgelesen. Im Gegensatz dazu nutzen Barthold et al. [Bar+21] ein vollautomatisiertes Messprogramm, bei dem der Verlauf der Drücke während eines Zyklus über eine Tabelle vorgegeben wird und der zeitliche Verlauf von Position und Kraft kontinuierlich erhoben werden. Je nach Verwendung der Daten werden erst im Nachhinein einzelne Datenpunkte aus den Messdaten extrahiert. Dementsprechend komplex ist auch der Aufbau der Messdatenverarbeitung. Sie basiert auf einem Echtzeit-Linux-Computer, der die Messdaten erfasst, einem Windows-Computer, der die Positionsdaten berechnet, und einem weiteren Linux-Computer, auf dem alle Prozesse gesteuert werden. Häufig kommen für die Messdatenverarbeitung *Labview* (*National Instruments Corp., USA*) und die dazugehörige Hardware zum Einsatz [Kot+09; Sun+21; GG19; Cia+13; Bao+19; Sad+17a; Sad+20; Sha+21; Gha+21]. Der Vorteil dieser integrierten Lösung liegt darin, dass *Labview* und die Hardware exakt aufeinander abgestimmt sind. So kann bei verhältnismäßig geringem Aufwand bei der Programmierung echtzeitfähige Messdatenerfassung und Regelung

sichergestellt werden.

3.2 Modularer Prüfstand in Kaiserslautern

Während die in Tabelle 5 genannten Arbeiten jeweils einen Prüfstand beschreiben, der für eine spezielle Messaufgabe genutzt wurde, ist die Messtechnik im Labor des Lehrstuhls *CPE* so konzipiert, dass möglichst viele Messaufgaben mit nur geringen Umbauten durchgeführt werden können. Abbildung 12 zeigt einen möglichen Aufbau des Prüfstands. Im Folgenden werden die eingesetzten Komponenten, ergänzt durch die in diesem Aufbau nicht gezeigte Bildanalyse, einzeln näher spezifiziert.

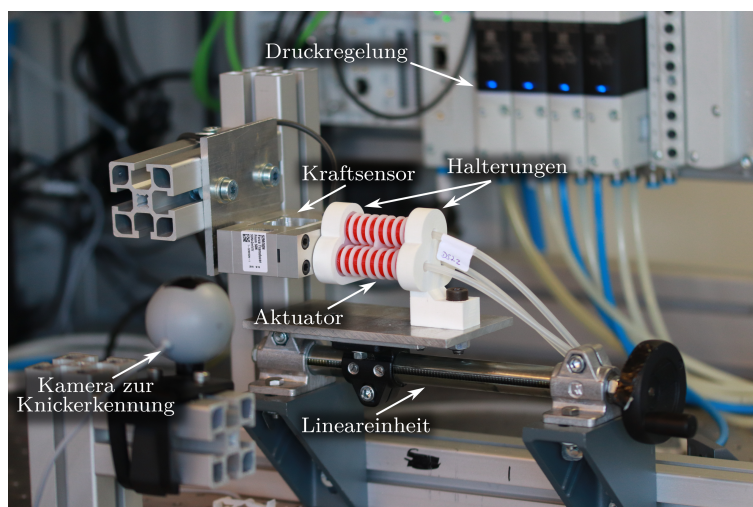


Abbildung 12: Modularer Prüfstand in Kaiserslautern: Beispiel für einen Aufbau zur Messung der axialen Kraft eines Aktuators bei variierendem Druck und variierender Länge

3.2.1 Druckregelung

Die pneumatische Ansteuerung des zu testenden Aktuators wird für (nahezu) jede Messaufgabe benötigt. Das eingesetzte *Motion Terminal VTEM* (*Festo SE & Co. KG, Deutschland*) entspricht dabei Möglichkeit 2 in Tabelle 5. Es verfügt über vier Universalventile, die die Funktionen der gängigsten pneumatischen Ventile imitieren können. Jedes Universalventil kann zwei Druckregelventile imitieren, sodass acht Druckregelventile zur Verfügung stehen. Die Druckregelung erfolgt nach Datenblatt mit einer Gesamtgenauigkeit kleiner als 9 kPa [Fes22].

Die Druckregelventile können über eine Wartungsoberfläche einzeln angesteuert werden. Zudem verfügt die genutzte Konfiguration des *VTEM* über eine speicherprogrammierbare Steuerung auf Grundlage von *Codesys* (*CODESYS Group, Deutschland*), mittels derer automatisierte Abläufe programmiert werden können. Die Steuerung kann auch so programmiert werden, dass Soll-Druckwerte über eine *EtherCat*-Schnittstelle empfangen und Ist-Werte übermittelt werden. Aufgrund einer begrenzten Anzahl freier Variablen bei der Kommunikation, können maximal

drei Universalventile bzw. sechs Druckregelventile über die *EtherCat*-Schnittstelle angesteuert werden [Pau21].

Die Funktion des *Motion Terminal VTEM* ist in der Praxis auf zwei Weisen eingeschränkt. Zum einen können sowohl Ist- als auch Soll-Werte mit einer maximalen Genauigkeit von 2 kPa übermittelt werden. Zum anderen ist unter 12 kPa keine Druckregelung möglich, am Druckregelventil liegt dann Umgebungsdruck an. Auch wenn der Hersteller eine Gesamtgenauigkeit kleiner als 9 kPa angibt, zeigen praktische Erfahrungswerte deutlich geringere Abweichungen. Bei Testmessungen mit einem Barometer konnte im üblich genutzten Druckbereich keine Abweichung größer als 0,4 kPa im ausgeregelten Zustand ermittelt werden. Um die Genauigkeit der Druckmessung zu erhöhen, sollen zukünftig zusätzliche Drucksensoren verwendet werden, was Möglichkeit 3 aus Tabelle 5 entspricht.

3.2.2 Bildanalyse

Entsprechend Möglichkeit 2 aus Tabelle 5, basiert die Bildanalyse am Lehrstuhl *CPE* auf einer konventionellen Kamera, deren Bilder über ein Skript ausgewertet werden. Als Kamera wird die Spiegelreflexkamera *EOS 750D* (*Canon Inc., Japan*) verwendet, die Bilder werden über die von *Matlab R2021a* zur Verfügung gestellten Funktionen ausgewertet. Ein Hintergrund mit Schachbrettmuster wie bei Polygerinos et al. [Pol+15], zum Ausgleich von Verzerrungen durch die Linse, wird nicht verwendet. Stattdessen wird der Abstand zwischen Kamera und Aktuator möglichst groß gewählt und nur ein Ausschnitt des Bildes ausgewertet, sodass Verzerrungen vernachlässigt werden können. Die Auflösung der Bilder ist auch bei großem Abstand ausreichend.

Der konkrete Ablauf des Skripts bei der Bildauswertung variiert je nach Anwendungsfall. Allgemein beruht die Auswertung darauf, dass die üblich verwendeten Farben des Aktuators vor einem schwarzen Hintergrund einen starken Kontrast bilden. Je besser die Ausleuchtung des Bildes ist, desto besser kann Schattenwurf reduziert werden. So lassen sich entweder die Flächen der weißen Komponenten des Aktuators oder die der rot (*Dragon Skin 10*) bzw. gelb (*Ecoflex 00-50*) eingefärbten Kammern identifizieren. Für eine Auswertung der Länge und des Biegewinkels des Aktuators bieten sich die Flächen der weißen Komponenten an. Entsprechend Abbildung 13 wird, wenn als Näherung sinnvoll, üblicherweise ein Kreis, der die Mittelpunkte der beiden Endkappen und des Verbindungselements schneidet, in das Bild eingepasst. Für die Umrechnung in metrische Einheiten werden entweder die Maße der Endkappen des Aktuators verwendet oder im Bild befindet sich ein Aufkleber mit dem Logo des Lehrstuhls *CPE*, dessen Maße bekannt sind.

Die hier vorgestellte Methode der Bildanalyse bietet den Vorteil, dass sie mit geringem Aufwand aufgebaut und individuell angepasst werden kann. Auch die Berechnung von Längen aus den Bildern beinhaltet aus Erfahrung Toleranzen deutlich kleiner als 1 mm. Allerdings muss dazu beim Aufbau sehr genau gearbeitet werden. Beispielsweise muss die Biegung des Aktuators exakt in der Bildebene der Kamera stattfinden, da es sich um eine zweidimensionale Messung handelt. Zudem muss sich die Kamera exakt auf Höhe des Aktuators befinden. Zuletzt ist der Aufwand sehr groß, wenn eine Vielzahl an Daten benötigt wird, da die verwendete Kamera nicht in die Automatisierung des Prüfstands eingebunden werden kann.

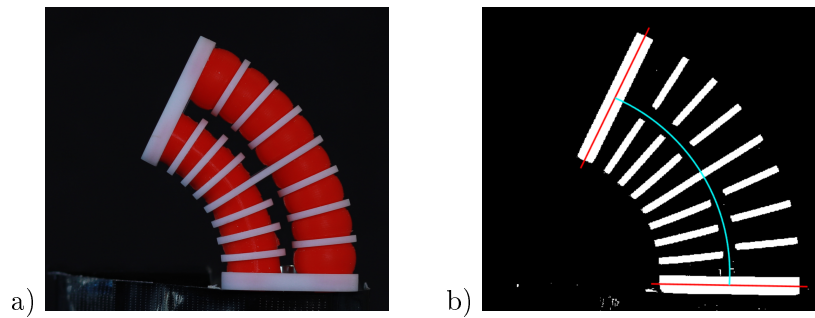


Abbildung 13: Messung der Verformung durch Bildanalyse: a) Beispielbild eines Aktuators und b) durch Bildanalyse identifizierte weiße Flächen mit Mittelachse der Endkappen (rot) und eingepasster kreisförmiger Mittelachse des Aktuators (cyan)

Ähnlich zu Sedal et al. [Sed+18; Sed+19] steht ergänzend eine Webcam zur Knickerkennung zur Verfügung. Die Webcam kann über ein *Python*-Skript automatisch angesteuert und die Bilder ausgewertet werden. Durch einen Spiegel über oder neben dem Aktuator, im Winkel von 45° zur Kamera, ist es möglich, den Aktuator mit nur einem Bild aus zwei Perspektiven zu erfassen. Die Implementierung in *Python* ermöglicht eine einfache Einbindung in die meisten Automatisierungsanwendungen.

3.2.3 Lineareinheit

Ähnlich zu Möglichkeit 1 in Tabelle 5, steht eine Lineareinheit *E 18* (*Rose+Krieger GmbH, Deutschland*) zur Verfügung. Diese verfügt jedoch nicht über eine integrierte Positionsmessung. Die Lineareinheit wird über einen Steppermotor und einen Microcontroller, der über ein Schaltpult bedient wird, betätigt. Durch den Microcontroller lässt sich die Ansteuerung individuell anpassen, zum Beispiel indem feste Prüfabläufe programmiert werden. Entweder erfolgt die Positionsbestimmung stets händisch mit einer Schieblehre oder die Position wird aus den Schritten des Schrittmotors ermittelt, nachdem zu Anfang eine Kalibrierfahrt durchgeführt wurde. Die Lineareinheit wird in dem in Abbildung 12 gezeigten Aufbau durch eine Handkurbel statt durch einen Steppermotor betätigt.

3.2.4 Kraftmessung

Entgegen den angegebenen Möglichkeiten in Tabelle 5, ist keine Momentenmessung im Labor des Lehrstuhls *CPE* vorgesehen. Für die Kraftmessung werden S-förmige Kraftsensoren auf Basis von *DMS* eingesetzt. Die Messbereiche der verwendeten Sensoren betragen $\pm 1\text{ N}$ (*KD43s, ME Meßsysteme GmbH, Deutschland*), $\pm 10\text{ N}$ und $\pm 50\text{ N}$ (beide *S2M, HBM GmbH, Deutschland*). Bei allen Sensoren sind vier *DMS* als Vollbrücke geschaltet und der Messwert wird durch 4-Leiter-Messung ($\pm 1\text{ N}$) bzw. 6-Leiter-Messung ($\pm 10\text{ N}$ und $\pm 50\text{ N}$) ermittelt.

Wie in Abbildung 12 dargestellt, kann der in Unterkapitel 2.3 beschriebene Aktuator über Halterungen, die die Endkappen umschließen, so ausgerichtet werden, dass er exakt mittig auf den Kraftsensor drückt. Eine ähnliche Halterung wurde auch zum Test einzelner Kammern des

Aktuators konstruiert. Diese Halterung verfügt zudem über eine Lagerung, die freie Torsion erlaubt, und ist so konstruiert, dass nicht nur Druck- sondern auch Zugtests möglich sind [Li22].

3.2.5 Messdatenverarbeitung

Die Verarbeitung der Messdaten basiert auf dem echtzeitfähigen Controller *cRIO-9054* (*National Instruments Corp., USA*). Echtzeitfähigkeit ist notwendig, um mit dem pneumatischen *Motion Terminal VTEM* über *EtherCat* Soll- und Ist-Werte auszutauschen. Die Messsoftware ist in *Labview 2020 SP1* (auch *National Instruments Corp., USA*) programmiert und aufgeteilt in zwei getrennte Programme, die miteinander kommunizieren. Auf einem zusätzlichen Computer läuft die grafische Oberfläche, die eigentliche Erhebung und Verarbeitung der Daten läuft auf dem Controller.

Der Controller verfügt über vier Steckplätze für Ein- und Ausgangsmodule von *National Instruments*. So erfolgt die Kraftmessung über spezielle Module, die auf Brückenschaltungen ausgelegt sind. Der Vorteil des integrierten Systems aus Controller und Modulen liegt darin, dass alle Messdaten, die aus diesen Modulen stammen, auch bei unterschiedlichen Abstraten automatisch zeitlich exakt zueinander passen. Ausgangsmodule könnten beispielsweise benutzt werden, um den Schrittmotor der Lineareinheit anzusteuern.

Die Anzahl der Ein- und Ausgangskanäle des Controllers kann neben der Erweiterung durch Module zusätzlich auf zwei Weisen erhöht werden. Einerseits können weitere Geräte mit entsprechender Schnittstelle über *EtherCat* eingebunden werden. Andererseits bietet *Labview* eine interne *Python*-Schnittstelle, die zum Beispiel zum Einbinden der Webcam zur Knickerkennung verwendet werden könnte.

3.3 Prüfstand für dreidimensionale Verformungsmessungen in Hannover

Bei dreidimensionalen Messungen der Verformung haben die beiden in Abschnitt 3.2.2 beschriebenen Nachteile einer Bildanalyse mittels konventioneller Kamera und selbst geschriebenem Skript einen signifikanten Einfluss. Zum einen ist der Aufwand pro Bild in der Nachbearbeitung sehr hoch. Zum anderen verursacht die Ausrichtung des Aktuators einen hohen Aufwand. Werden bestimmte Druckstufen festgelegt, mit denen jede Kammer aktuiert werden soll, und sollen alle Kombination berücksichtigt werden, so steigt die Anzahl der Positionen kubisch zur Anzahl der Druckstufen, während sie bei zweidimensionalen Messungen nur quadratisch steigt. Zudem müssen entweder zwei Kameras in exakt 90° Ausrichtung zueinander verwendet werden oder der Prüflauf zweimal durchlaufen und der Aktuator zwischen beiden Durchläufen gedreht werden.

Da neben dem Aufwand die zu erwartende Messungenauigkeit durch zwei Kameras oder doppelte Versuchsdurchführung zu hoch für eine sinnvolle Validierung von Simulationsergebnissen ist, wurden die dreidimensionalen Messungen in dieser Arbeit am Institut *match* der Leibniz-Universität Hannover durchgeführt. Der dortige Prüfstand entspricht, abgesehen von dem Verzicht auf eine Kraft- und Momentenmessung, exakt dem in Abschnitt 3.1.1 und Abschnitt 3.1.2 beschriebenen Prüfstand von Bartholdt et al. [Bar+21]. Aus diesem Grund wird auf eine erneute Beschreibung verzichtet.

Für die durchgeführten Messungen (Unterkapitel 5.3), bei denen sowohl Position als auch Orientierung der Spitze des Aktuators ermittelt werden sollen, muss die Spitze mit einer Halterung für fünf Marker versehen werden. Vor Beginn einer Messung müssen sowohl die Position als auch die Orientierung kalibriert werden. Ist der Aktuator vertikal ausgerichtet und an seinem oberen Ende eingespannt, sind Position und Orientierung bekannt, wenn das Eigengewicht des Aktuators keine signifikante Längung verursacht. Eine Kalibrierung in horizontaler Ausrichtung ist deutlich komplexer, da in diesem Fall das Eigengewicht des Aktuators einen deutlichen Einfluss zeigt. Die Kalibrierung müsste beispielsweise mit einer steifen Attrappe durchgeführt werden.

3.4 Herausforderungen bei der experimentellen Untersuchung von *Soft Robots*

Die Materialien und die kontinuierliche Verformung von *Soft Robots* sind nicht nur herausfordernd bei der Modellierung, sondern auch bei experimentellen Untersuchungen. Im Folgenden werden einige der Herausforderungen beschrieben. Die Auflistung orientiert sich an den Erfahrungen durch Versuche am Lehrstuhl *CPE* und an der Arbeit von Case et al. [CWK15], in der die Autoren das Materialverhalten in der *Soft Robotik* typischer Silikone untersuchen.

3.4.1 Hyperelastisches Materialverhalten

Die in der *Soft Robotik* meist eingesetzten Silikone, eine Untergruppe der Elastomere, dehnen sich nicht linear-elastisch. Ihr Dehnungsverhalten wird in der Regel durch hyperelastische Materialmodelle beschrieben. Die grundlegende Annahme dieser Modelle ist, dass das Materialvolumen auch bei Dehnung konstant bleibt. Der Zusammenhang zwischen Dehnung und Spannung wird über die Dehnungsenergie in Abhängigkeit der Verformung hergeleitet. Die Dehnungsenergie berechnet sich aus den Invarianten des Deformationstensors. Welche Invarianten einbezogen werden, hängt vom Materialmodell ab [Par03].

Fertigungstoleranzen können zu unerwünschtem Verhalten eines Aktuators führen. Beispielsweise dehnt sich ein mehrkammeriger Aktuator nur dann genau in axiale Richtung, wenn alle Kammern durch Druckbeaufschlagung die gleiche Länge aufweisen. Weist eine Kammer eine Fehlstelle auf, tritt dort besonders hohe Spannung auf und es kann zu einer Verringerung der Steifigkeit des Materials ab einer gewissen Dehnung kommen, was zu einer schiefen Dehnung des Aktuators führt. Ähnliches gilt auch, wenn sich die Wand der Kammern an einer Stelle zwischen zwei Ringen besonders stark aufbläht. Der nicht-lineare Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung durch hyperelastisches Materialverhalten verstärkt solche Effekte. Needleman [Nee77] berechnet in einer Arbeit über Wetterballons aus hyperelastischem Material, dass es bei einem sich durch Druckbeaufschlagung aufblähenden Ballon ab einem bestimmten Druck zu unkontrolliertem Aufblähen kommen kann.

3.4.2 Mullins-Effekt

Der *Mullins-Effekt* besagt, dass bei Elastomeren der ursprüngliche Zusammenhang zwischen Spannung und Dehnung nur ein einzelnes Mal durchlaufen werden kann. Bei künftigen Deh-

nungen, die geringer oder gleich der bisher maximalen Dehnung sind, ist das Material weniger steif [Mul69; DFG09]. Case et al. weisen den *Mullins-Effekt* auch bei in der *Soft Robotik* typischen Silikonen nach.

In der Praxis hat dies zwei Auswirkungen. Zum einen sollte vor Experimenten der Aktuator mindestens einmal weiter als die im Experiment maximal erwartete Dehnung aktuiert werden. Zum anderen kann unkontrolliertes Aufblähen an einer Stelle des Aktuators diesen irreversibel schädigen, da sich die Steifigkeit des Materials an dieser Stelle verringert und sich so die Wahrscheinlichkeit erneuten unkontrollierten Aufblähens in der Zukunft erhöht.

3.4.3 Effekte der Dehnungsgeschwindigkeit

Bei Case et al. zeigen die getesteten Materialproben eine Abhängigkeit der Materialparameter von der Dehnungsgeschwindigkeit. Für das konkrete Verhalten, also ob das Material mit zunehmender Geschwindigkeit steifer oder weicher wird, lässt sich keine Regelmäßigkeit feststellen. Durch hohe Varianzen bei den Messdaten können keine Rückschlüsse auf die Wirkmechanismen gezogen werden.

Die von Case et al. untersuchten Materialproben haben eine speziell an Materialtests angepasste Geometrie. Effekte der Geschwindigkeit traten aber auch bei axialen Kraftmessungen am Lehrstuhl *CPE* mit einzelnen Kammern, bei denen die Länge und der Druck variiert wurden, auf. Allerdings ist es in diesem Fall schwierig, die geschwindigkeitsabhängigen Effekte des Materials und der Druckregelung voneinander zu trennen [Li22].

3.4.4 Fertigungstoleranzen

Bei der *Evaluation des modularen Biegeaktuators* (Unterkapitel 2.4) verursachen bei den Aktuatoren aus *Ecoflex 00-50* bereits geringe Fertigungstoleranzen ungewünschte Änderungen im Dehnungsverhalten. Case et al. stellen signifikante Schwankungen der Eigenschaften zwischen den untersuchten Materialproben, die aus unterschiedlichen Verarbeitungsgängen stammen, fest. Im Kontrast dazu sind die Eigenschaften von Materialproben aus dem selben Verarbeitungsgang sehr ähnlich zueinander.

Wie sich in Kapitel 5 zeigt, haben Fertigungstoleranzen eine signifikante Auswirkung. In den dortigen Experimenten (*Validierung durch dreidimensionale Messungen* (Unterkapitel 5.3)) zeigen zwei baugleiche Aktuatoren, deren Kammern aus unterschiedlichen Verarbeitungsgängen stammen, eine durchschnittliche Abweichung von 2,1 % (relativ zur Aktuatorlänge) der Position ihrer Spitze zueinander, obwohl bei den Verarbeitungsgängen großer Wert auf einen exakt identischen Ablauf gelegt wurde. Case et al. raten, die Materialparameter erst nach dem Gießen für jeden Prototyp separat zu bestimmen. Dieses Vorgehen wird in der *Soft Robotik* von den meisten Autoren angewandt [TLR07; USK18; GG19; Bar+21].

3.5 Zusammenfassung zu experimentellen Methoden

Im *Stand der Forschung zu experimentellen Methoden* (Unterkapitel 3.1) werden aus der Literatur drei Beispiele für Prüfstände herausgegriffen, die einen möglichst umfassenden Eindruck zu typischen Messmethoden geben. Anhand dieser Beispiele wird deutlich, dass neben der Frage der Messdatenverarbeitung, die in der Regel sehr individuell gelöst ist, drei Komponenten von Bedeutung sind: Die Druckregelung, die Messung von Verformung und die Messung von Kräften und Momenten. Die Lösungsmöglichkeiten für diese drei Komponenten werden im einzelnen mit den jeweiligen Vor- und Nachteilen besprochen.

Anschließend werden die Komponenten des *Modularen Prüfstands in Kaiserslautern* (Unterkapitel 3.2) vorgestellt:

- Die *Druckregelung* erfolgt über ein *Motion Terminal VTEM*, das über acht Druckregelventile verfügt. Die Ansteuerung kann entweder durch eine speicherprogrammierbare Steuerung oder extern erfolgen.
- Mittels *Bildanalyse* wird die Verformung eines Aktuators bei Bedarf analysiert. Dazu wird eine konventionelle Spiegelreflexkamera und ein selbst geschriebenes, individuell anpassbares Skript in *Matlab* genutzt.
- Für rein axiale Versuche wird eine *Lineareinheit*, die über einen Schrittmotor und einen individuell programmierbaren Microcontroller angesteuert wird, benutzt.
- Die *Kraftmessung* erfolgt über S-förmige Kraftsensoren auf Basis von *DMS*, die in verschiedenen Messbereichen zur Verfügung stehen. Messungen von Momenten sind nicht möglich.
- Die *Messdatenverarbeitung* erfolgt über einen echtzeitfähigen Controller und eine grafische Oberfläche in *Labview*. Der Controller tauscht Ist- und Soll-Werte mit der Druckregelung aus, zudem können Ein- und Ausgangsmodule, zum Beispiel für die Kraftmessung, integriert werden. Zusätzliche Erweiterungen können über die *EtherCat*-Schnittstelle oder *Python* erfolgen.

Da die Bildanalyse des modularen Prüfstands (im Rahmen praktischer Handhabung) auf zweidimensionale Messungen und geringe Datenmengen beschränkt ist, wurde ein *Prüfstand für dreidimensionale Verformungsmessungen in Hannover* (Unterkapitel 3.3) benutzt. Dieser Prüfstand verfügt über ein optisches System für das Tracking der Spitze eines Aktuators während Versuchen.

Zuletzt werden einige *Herausforderungen bei der experimentellen Untersuchung von Soft Robots* (Unterkapitel 3.4), die auf den praktischen Erfahrungen am Lehrstuhl *CPE* und der Arbeit von Case et al. [CWK15] basieren, besprochen. Diese Herausforderungen sind das hyperelastische Materialverhalten von *Soft Robots*, der *Mullins-Effekt*, Effekte der Dehnungsgeschwindigkeit sowie Fertigungstoleranzen. Insbesondere letztere führen dazu, dass in der *Soft Robotik* in der Regel die Bestimmung der Materialparameter und Versuche zur Validierung von Modellen an dem selben Aktuator durchgeführt werden.

3.6 Ausblick zu experimentellen Methoden

Der *Modulare Prüfstand in Kaiserslautern* (Unterkapitel 3.2) befindet sich auf dem Stand der Technik, der sich implizit aus Tabelle 5 ergibt, bietet aber trotzdem noch Optimierungspotenzial. Die zur Verfügung stehenden Komponenten erlauben sowohl zweidimensionale Messungen der Verformung als auch axiale Längen- und Kraftmessungen. Folgende Funktionen sollten zusätzlich realisiert werden:

- Momentenmessung durch Beschaffung eines kombinierten Kraft- und Momentensensors,
- dreidimensionales Tracking entweder durch ein optisches oder ein magnetisches System
- und eine präzise Druckmessung durch zusätzliche Drucksensoren.

Weiteres Potenzial ergibt sich aus der Messdatenverarbeitung des Prüfstands. Das aktuelle System vereint die Druckregelung für sechs Kanäle und die Kraftmessung. Die drei gerade aufgezählten Komponenten sowie die Ansteuerung der Lineareinheit und die automatische Erkennung von Knicken sollten in das System integriert werden. So könnten alle Funktionen zentral gesteuert und alle Messdaten zeitlich korrekt zueinander erfasst werden.

4 Modellierung einzelner Kammern

Der in Kapitel 2 vorgestellte Aktuator lässt sich besonders einfach modellieren, da die Kammern nicht in einen Körper aus Silikon eingelassen sind, sondern durch Verbindungselemente in Position gehalten werden. Darüber hinaus sind die Kammern selbst durch ihre zylindrische Geometrie einfach mathematisch zu beschreiben. Bevor in *Modellierung eines Biegeaktuators* (Kapitel 5) der gesamte Aktuator im Fokus steht, werden in diesem Kapitel zunächst die einzelnen Kammern modelliert. Dieses Vorgehen wird auch von Trivedi et al. [TLR07] und Mustaza et al. [Mus+19] genutzt. Aus Sicht des Autors ergeben sich daraus zwei Vorteile:

- Es besteht eine Vielzahl an Literatur, die sich mit einkammerigen Aktuatoren befasst. Dort aufgeführte Methoden können gegebenenfalls auf drei Kammern übertragen werden.
- Verglichen mit Modellen zu mehrkammeriger Aktuatoren, ergeben sich für einzelne Kammern einfachere mathematische Zusammenhänge. Diese erlauben es, den Einfluss von Designaspekten auf das Verhalten der Kammer abzuschätzen oder einem Optimierungsverfahren zu unterziehen.

Im Folgenden wird zunächst der *Stand der Forschung zu einzelnen Kammern* (Unterkapitel 4.1) erläutert. Anschließend wird ein *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2) vorgestellt. Die Validierung des Modells gliedert sich in den *Versuch einer experimentellen Validierung* (Unterkapitel 4.3) und die schließlich verwendete *Validierung anhand numerischer Experimente* (Unterkapitel 4.4). Das Thema Optimierung wird in *Anwendung des Modells zur Designoptimierung* (Unterkapitel 4.5) behandelt. Zuletzt folgt eine Zusammenfassung und ein Ausblick. Das gesamte Kapitel, abgesehen vom *Stand der Forschung zu einzelnen Kammern* (Unterkapitel 4.1) und von *Versuch einer experimentellen Validierung* (Unterkapitel 4.3), basiert weitestgehend auf dem Paper „A virtual work model for the design and parameter identification of cylindrical pressure-driven soft actuators“ [LP21a].

4.1 Stand der Forschung zu einzelnen Kammern

Im Wesentlichen lassen sich die Modelle für einkammerige Aktuatoren bzw. für einzelne Kammern mehrkammeriger Aktuatoren in zwei Gruppen unterteilen. Entweder es wird ein Ansatz über das Prinzip der virtuellen Arbeit oder über die Spannungen im Material gewählt. Wie auch in den Kapiteln zuvor, werden für beide Ansätze mehrere Beispiele, die eine möglichst große Bandbreite an Lösungsmöglichkeiten repräsentieren, vorgestellt. Dabei wird jeweils die Methodik der Herleitung beschrieben, auf konkrete mathematische Beziehungen jedoch verzichtet, um eine übersichtliche Darstellung zu wahren.

4.1.1 Virtuelle Arbeit

Das Prinzip der virtuellen Arbeit gehört zu den Energieprinzipien in der Mechanik. Es besagt, dass „ein deformierbarer Körper sich dann im Gleichgewicht [befindet], wenn die Arbeiten der inneren und der äußeren Kräfte bei einer virtuellen Verrückung gleich sind“ [Gro+15]. Anders

ausgedrückt geht ein Gleichgewichtszustand immer mit einem Minimum der potentiellen Energie einher. Bei hyperelastischen Materialien, wie den in der *Soft Robotik* eingesetzten Silikonen, bietet sich dieser Ansatz besonders an, da diese in der Regel mit Hilfe der potentiellen Energie in Form der Dehnungsenergiefunktion beschrieben werden [Par03].

Trivedi et al. [TLR07] nutzen das Prinzip der virtuellen Arbeit zur Modellierung der einzelnen Kammern des *Oct-Arm V* (Abbildung 1b), bei denen es sich um *PAMs* handelt. Für die Modellierung des gesamten *Oct-Arm V* wird das Verhalten der einzelnen Kammern und ihre geometrische Anordnung in einem Balkenmodell miteinander gekoppelt.

Das Verhältnis von axialer zu radialer Dehnung der Kammer ist durch die Länge der Fasern der Faserverstärkung und die Länge des Aktuators vorgegeben. Die Wandstärke ergibt sich daraus, dass hyperelastisches Material stets als volumenkonstant angenommen wird [Par03]. Neben der potenziellen Energie des Materials, die sich aus den Dehnungen und dem *Neo-Hooke*-Materialmodell ergibt, wird die potenzielle Energie des Drucks im Inneren der Kammer berechnet. Die Länge des Aktuators wird entsprechend dem Prinzip der virtuellen Arbeit berechnet, indem die Ableitung der potenziellen Energie des Systems zu null gesetzt wird. Als Ergebnis ergibt sich der Druck der Kammer als Funktion ihrer Länge. Für die Modellierung des *Oct-Arm V* wird diese Funktion invertiert und der Druck in eine äquivalente Kraft umgerechnet, die dann in das verwendete Balkenmodell eingeht.

Der Ansatz von Trivedi et al. ist gut auf die Kammern des Aktuators in dieser Arbeit übertragbar. Aus Sicht des Autors ist der Ansatz jedoch an zwei Stellen inkonsistent. Das Volumen im Inneren der Kammer, das zur Berechnung der potenziellen Energie des Drucks benötigt wird, resultiert aus der Länge, dem Außendurchmesser und der Wandstärke der Kammer. Obwohl alle drei Größen bekannt sind und zur Berechnung der potenziellen Energie des Materials genutzt werden, wird die Änderung der Wandstärke bei der Volumenberechnung nicht beachtet. Desweiteren könnten axiale Kräfte auch als potenzielle Kräfte berücksichtigt und bei der Berechnung der virtuellen Arbeit verwendet werden, statt nachträglich als äquivalente Kräfte eingeführt zu werden.

Bishop-Moser und Kota [BMK15] betrachten die kinematische Verformung sowie die generierten Kräfte und Momente des Aktuators *FREE* (Fiber Reinforced Elastomeric Enclosure). Das Design dieses Aktuators orientiert sich grundsätzlich am *PAM*, jedoch sind die Steigungen der gegenläufigen Fasern des *FREE* nicht zwangsläufig gleich, sodass auch tordierende Bewegungen erreicht werden.

Verglichen mit Trivedi et al. werden zusätzlich Kräfte und Momente beim Ansatz der virtuellen Arbeit berücksichtigt und so in Abhängigkeit des Drucks berechnet. Allerdings wird bei dieser Berechnung die Dehnungsenergie des Materials unterschlagen. Damit ist dieser Ansatz eigentlich nur gültig, wenn sich der Aktuator in seiner ursprünglichen Länge befindet.

Mustaza et al. [Mus+19] entwickeln ein Modell für einen Aktuator mit drei in Silikon eingebetteten Kammern. Im Gegensatz zu den beiden anderen Arbeiten, wird viskoses Materialverhalten

berücksichtigt und nicht explizit nach Kräften gelöst. Das dynamische Verhalten des Aktuators ergibt sich aus der *Euler-Lagrange-Gleichung*.

Statt dem *Neo-Hooke*-Materialmodell nutzen Mustaza et al. das komplexere *Yeoh*-Materialmodell. Auch wenn es sich bei dem Aktuator (abgesehen vom Hohlraum der Kammern) um einen Körper aus Vollmaterial handelt, wird die Querschnittsfläche in drei Segmente aufgeteilt, deren Eigenschaft jeweils kombiniert betrachtet werden. Im Gegensatz zu den beiden anderen Arbeiten spielt der Faserwinkel keine Rolle, da der Außenradius der Kammern als konstant angenommen wird.

4.1.2 Spannungen im Material

Für linear-elastisches Material ergibt sich die Spannung im Material aus der angreifenden Kraft und der Fläche, auf die die Kraft wirkt. Auch für hyperelastisches Material, dessen Materialmodelle über die Dehnungsenergiefunktion ansetzen, kann die Spannung im Material hergeleitet werden [Par03]. Da es sich bei dem Druck im Inneren der Kammern ebenfalls um eine Spannung handelt und die äußeren Kräfte direkt in eine Spannung überführt werden können, vermeidet dieser Ansatz den Umweg über virtuelle Verrückungen.

Connolly et al. [CWB16] modellieren axiale und radiale Dehnung, Torsion und Biegung einkammeriger Aktuatoren ähnlich des *FREE*-Aktuators. Dabei werden die Wand des Aktuators und die umgebende Faser als gemeinsames, homogenes, aber anisotropes Material angesehen. Für den isotropen Anteil dieses Materials wird das *Neo-Hooke*-Materialmodell verwendet, der anisotrope Anteil wird als ein Balken unter axialer Last angesehen. Die Spannung im Material wird mit der durch die pneumatische Ansteuerung induzierten Spannung gleich gesetzt.

Das Modell von Connolly et al. ist einerseits sehr weitreichend für einkammerige Biegeaktuatoren, da Torsion enthalten ist. Andererseits werden äußere Kräfte nicht berücksichtigt. Durch die Annahme von anisotropem Material ist die Berücksichtigung der Faserverstärkung konsistent für beliebige Faserwinkel gelöst. Jedoch wird keine explizite Beziehung zwischen Druck und Verformung des Aktuators hergeleitet.

Bruder et al. [Bru+18] modellieren mehrere *FREE* in paralleler Anordnung. Im Gegensatz zu Biegeaktuatoren sind die einzelnen Kammern jedoch nur an ihren Enden miteinander verbunden und so fixiert, dass sie sich nicht biegen, sondern nur axial dehnen und tordieren. Kern der Herleitung ist eine Jacobi-Matrix, die „das weiche und multi-dimensionale Äquivalent der Querschnittsfläche eines traditionellen pneumatischen Zylinders“ darstellt und aus der schließlich die axiale und radiale Dehnung, die axiale Kraft und das Torsionsmoment des Aktuators berechnet werden. Die Matrix leitet sich aus den Spannungen in den Fasern der Faserverstärkung ab, während die Spannungen im Material vernachlässigt werden.

Bruder et al. weisen explizit darauf hin, dass sich die Herleitung auf einen stets idealen Zylinder bezieht und Effekte an den Rändern oder Aufblähen zwischen den Fasern vernachlässigt wird. Dies ist bei den anderen bisher vorgestellten Arbeiten ebenfalls der Fall, wird aber nicht

explizit erwähnt. Verglichen mit den anderen Arbeiten charakterisiert die Jacobi-Matrix die Eigenschaften eines Aktuators besonders anschaulich. Allerdings stellt die Vernachlässigung der Spannungen im Material eine starke Vereinfachung da.

Sedal et al. [Sed+18] leiten ebenfalls ein Modell für den *FREE* her. Dieses Modell berücksichtigt die Elastizität des Materials durch das *Neo-Hooke*-Materialmodell, jedoch keine axialen Kräfte. Im Gegensatz zu den bisher vorgestellten Arbeiten, wird eine Elastizität der Faserverstärkung angenommen und als wichtiger Designparameter aufgeführt.

4.2 Modell einzelner Kammern

Der *Stand der Forschung* (Unterkapitel 4.1) zeigt eine Vielzahl an Ansätzen zur Modellierung einzelner Kammern. Das Modell in dieser Arbeit beruht auf dem Prinzip der virtuellen Arbeit und erweitert die vorgestellten Ansätze mit Rücksicht auf die folgenden Punkte:

- Die Form der hergeleiteten Gleichungen ist so einfach, dass analytische Rückschlüsse zum Einfluss einzelner Parameter möglich sind.
- Das Funktionsprinzip mehrkammeriger Biegeaktuatoren beruht auf einem gegenseitigen Ziehen und Drücken der Kammern, weswegen axiale Kräfte berücksichtigt werden.

Zudem werden die in Abbildung 14 gezeigten vier Verstärkungsarten berücksichtigt, die das Spektrum typischer Verstärkungen in der *Soft Robotik* widerspiegeln. Bei *Braided-sheath* (Indizierung $(\cdot)_{BS}$) handelt es sich um einen in Falten aufgeschobenen Geflechschlauch, angelehnt an die Faserverstärkung des *STIFF-FLOP* (Abschnitt 2.1.1). Die gegenläufigen Fasern mit gleichem Winkel, *Crossed-fiber* (Indizierung $(\cdot)_{CF}$), stellen einen *PAM* dar, die parallelen Fasern, *Parallel-fiber* (Indizierung $(\cdot)_{PF}$), eine spezielle, auf Torsion ausgelegte Konfiguration des *FREE*. *Parallel-ring* (Indizierung $(\cdot)_{PR}$) nimmt Bezug auf das in Kapitel 2 beschriebene Design des Biegeaktuators des Lehrstuhls *CPE*.

Im Folgenden wird das Modell zunächst so allgemein wie möglich hergeleitet. Eine Spezifizierung auf die verschiedenen Verstärkungsarten erfolgt erst im letzten Abschnitt 4.2.5 *Spezifische Eigenschaften der verschiedenen Verstärkungsarten*.

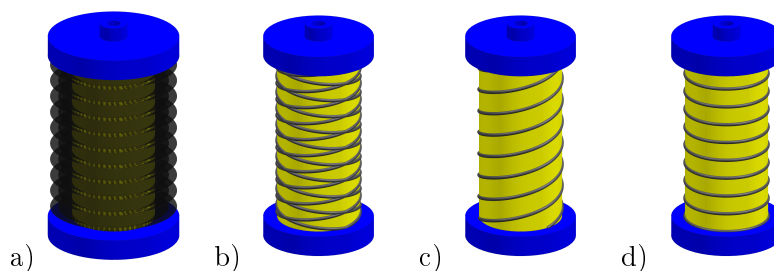


Abbildung 14: Einzelne Kammer mit vier Arten von Verstärkung [LP21a]: a) *Braided-sheath*, b) *Crossed-fiber*, c) *Parallel-fiber* und d) *Parallel-ring*

4.2.1 Kinematik

Unabhängig der radialen Verstärkung kann jede Kammer als ein hohler Zylinder mit ursprünglichem Innenradius R_i , ursprünglichem Außenradius R_a und ursprünglicher Länge L beschrieben werden (Abbildung 15a). Das Dehnungsverhältnis der Kammer λ ist das Verhältnis der gedehnten Länge l zur ursprünglichen Länge L . Die Hauptachsen der Deformation und die dazugehörigen Dehnungsverhältnisse des Materials sind in axialer (λ_1) und radialer Richtung (λ_2) und normal zur Wand der Kammer (λ_3) definiert.

Im Folgenden wird zunächst die Kinematik unter der Zwangsbedingung, dass die Kammer auch in gedehntem Zustand eine zylindrische Form beibehält, hergeleitet. Diese Einschränkung wird gewählt, da sie für *Braided-sheath*, *Crossed-fiber* und *Parallel-fiber* bei hinreichender Faserdichte gültig ist. Die allgemeinere Annahme einer aufgeblähten Wand wird nur für *Parallel-ring* benötigt und daher separat in Abschnitt 4.2.5 hergeleitet.

Die Zwangsbedingung einer stets zylindrischen Form bedeutet, dass die Kammer sich weiterhin axial dehnen, radial dehnen/stauchen und tordieren kann, wie aus Abbildung 15b hervorgeht. Zusätzlich ist die Spannung im Material durch die Zwangsbedingung gleichmäßig, was impliziert, dass das axiale Dehnungsverhältnis des Materials λ_1 gleich dem Dehnungsverhältnis der Kammer λ ist. Folglich werden der Außenradius r_a und die Länge l des gedehnten Aktuators durch die Dehnungsverhältnisse λ_1 und λ_2 durch

$$r_a = \lambda_2 R_a, \quad (1)$$

$$l = \lambda_1 L \quad (2)$$

beschrieben.

Das Silikon der Kammern wird als hyperelastisches Material modelliert und damit als inkompressibel angesehen [Par03]. Das Materialvolumen im ursprünglichen Zustand $V_m(R_a, R_i, L)$ ist also gleich dem Volumen in gedehntem Zustand $V_m(r_a, r_i, l)$

$$V_m = \pi(R_a^2 - R_i^2)L = \pi(r_a^2 - r_i^2)l. \quad (3)$$

Um nach dem gedehnten Innenradius r_i zu lösen, wird die Bedingung für das Materialvolumen mit Hilfe von Gleichung 1 und Gleichung 2 umgestellt

$$r_i = \sqrt{(\lambda_2 R_a)^2 - \frac{R_a^2 - R_i^2}{\lambda_1}}. \quad (4)$$

In Gleichung 4 ist der Innenradius r_i nicht nur eine Funktion des radialen Dehnungsverhältnisses λ_2 , sondern auch des axialen Dehnungsverhältnisses λ_1 . Dies ist eine signifikante Änderung zu anderen Arbeiten, die auf dem Prinzip der virtuellen Arbeit beruhen und diese Abhängigkeit nicht berücksichtigen [CH96; TLR07; BMK15; SK17; CWB16], mit signifikantem Einfluss auf die Dehnung. Der Zusammenhang in Gleichung 4 wurde bereits von Sedal et al. [Sed+18] über Spannungen im Material statt wie hier über die Volumenkonstanz hergeleitet.

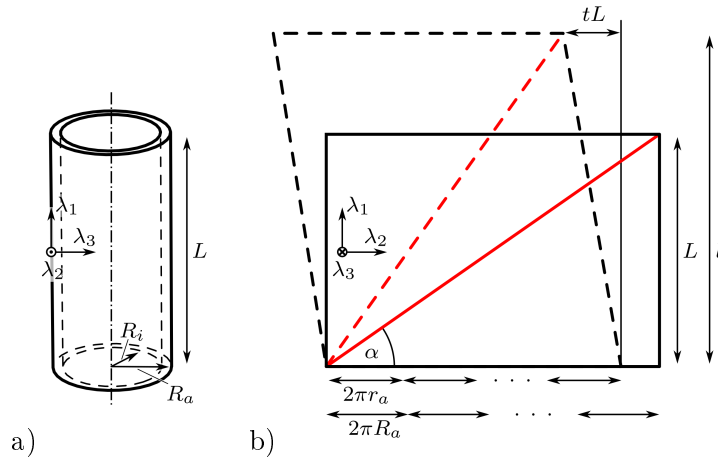


Abbildung 15: Skizze einer einzelnen Kammer [LP21a]: a) Ausgangszustand und b) projizierte Fläche entlang einer abgewickelten Faser (rot) der radialen Verstärkung in ursprünglichem Zustand (durchgehend) und in gedehntem Zustand (gestrichelt)

Eine weitere Größe, die zur Berechnung der potenziellen Energie der gedehnten Kammer notwendig ist, ist die erste Invariante I_1 des rechten Cauchy-Green Spannungstensors \mathbf{C} :

$$I_1 = \text{Sp}(\mathbf{C}), \quad (5)$$

$$\mathbf{C} = \mathbf{H}^T \cdot \mathbf{H}, \quad (6)$$

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 & 0 \\ -t & \lambda_2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3 \end{bmatrix}. \quad (7)$$

\mathbf{H} und \mathbf{H}^T sind der Deformationsgradiententensor bzw. dessen Transponierte, die auch Torsion berücksichtigen. Die Stärke der Torsion wird durch t , die „horizontale Bewegung“ der oberen Kante entlang des Außenradius der Kammer, beschrieben (Abbildung 15b). Unter der Annahme $\det(\mathbf{H}) = 1$, was Inkompressibilität repräsentiert, kann das Dehnungsverhältnis λ_3 in Abhängigkeit des axialen Dehnungsverhältnisses λ_1 und des radialen Dehnungsverhältnisses λ_2 ausgedrückt werden. Damit ist die erste Invariante des Spannungstensors

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \frac{1}{\lambda_1^2 \lambda_2^2} + t^2. \quad (8)$$

Zuletzt sind λ_1 und λ_2 durch die Torsion t und die Länge der Faser, die als nicht dehnbar angenommen wird, gekoppelt. Vorgreifend auf Unterkapitel 4.4, ist der durch diese Annahme verursachte Fehler vernachlässigbar. Mit einem ursprünglichen Faserwinkel α der Faserverstärkung, ergibt sich das radiale Dehnungsverhältnis

$$\lambda_2 = \frac{\sqrt{1 - (\lambda_1 \sin(\alpha))^2} + k \sin(\alpha)}{\cos(\alpha)}. \quad (9)$$

Wie bereits erwähnt, wird bei Berechnung des gedehnten Innenradius r_i (Gleichung 4) sowohl das radiale Dehnungsverhältnis λ_2 als auch das axiale Dehnungsverhältnis λ_1 berücksichtigt. Die

Abhängigkeit von beiden Größen ergibt sich aus der Inkompressibilität des Materials, was wiederum Änderungen der Wandstärke impliziert. Diese Änderungen der Wandstärke verursachen weitere radiale Dehnung. Da der Außenradius als Referenz für die radiale Dehnung gilt, ist die zusätzliche radiale Dehnung durch Änderungen der Wandstärke für weiter innen liegendes Material größer. Sie wird vernachlässigt, da ihr Einfluss für die Abmaße des Aktuators in dieser Arbeit gering ist, wie in Unterkapitel 4.4 gezeigt wird. Für dickere Wände müsste sie jedoch berücksichtigt werden.

4.2.2 Potenzielle Energie

Das Prinzip der virtuellen Arbeit beruht darauf, das Minimum der potenziellen Energie des Systems ‚Kammer‘ zu finden. Dazu werden drei Größen berechnet: Die Energie des Materials W_m , des Drucks W_p und der externen, axialen Kräfte W_f .

Material: Das Silikon der Kammern wird als hyperelastisch angenommen und die potenzielle Energie bzw. Dehnungsenergie durch das *Yeoh*-Materialmodell bestimmt [Yeo93]. Dieses Materialmodell definiert die Dehnungsenergie des Materials W_m als

$$W_m = \int_{V_m} \sum_h c_h (I_1 - 3)^h dV_m, \quad (10)$$

wobei c_h Materialkonstanten sind, die über Versuche ermittelt werden. Die erste Invariante I_1 des rechten Cauchy-Green Deformationstensors ist eine Funktion des betrachteten Volumenelements dV_m . Für zylindrische Wände mit gleichmäßiger Spannung ist I_1 konstant und

$$W_m = \sum_h c_h (I_1 - 3)^h V_m. \quad (11)$$

Die Verwendung des *Yeoh*-Materialmodells bietet zwei Vorteile. Zum einen basiert die Dehnungsenergiefunktion auf dem Cauchy-Green Deformationstensor \mathbf{C} . Andere Materialmodelle, zum Beispiel von Ogden [Ogd76], basieren auf der ersten Invarianten des Deformationsgradiententensors \mathbf{H} , welcher im Falle von Torsion nicht symmetrisch und damit nur schwer analytisch herzuleiten ist. Zum anderen schließt das *Yeoh*-Materialmodell das in der Literatur übliche *Neo-Hooke*-Materialmodell ein. Für letzteres wird nur eine einzige Konstante c_1 verwendet.

Druck: Die potenzielle Energie der komprimierten Luft W_p im Inneren des Aktuators beträgt

$$W_p = \int_l p \pi r_i^2 dl. \quad (12)$$

Für stets zylindrische Wände kann das Integral durch die Konstante

$$W_p = p \pi r_i^2 l \quad (13)$$

ersetzt werden. Dabei ist wichtig zu beachten, dass sich sowohl der Innenradius r_i als auch die Länge l mit der Dehnung ändern.

Externe Kräfte: Das hier hergeleitete Modell beschränkt sich auf externe Kräfte in axialer Richtung, wobei Druckkräfte als positiv definiert sind. Die potenzielle Energie der externen Kraft W_f ergibt sich dann zu

$$W_f = -F(l - L) = -FL(\lambda - 1). \quad (14)$$

Mit den bis hier hergeleiteten Beziehungen ist es möglich, das Dehnungsverhältnis $\lambda = l/L$ einer Kammer für gegebenen Druck p und gegebene externe Kraft F zu berechnen.

4.2.3 Implementierung

Die potenzielle Energie des Gesamtsystems ‚Kammer‘ W_{pot} ist

$$W_{pot} = W_m - (W_p + W_f). \quad (15)$$

Das Prinzip der virtuellen Arbeit besagt, dass eine statische Verformung mit einem Minimum der potenziellen Energie des Systems einher geht. Zur Bestimmung des Minimums von Gleichung 15 wird die Funktion *fmincon* in *Matlab R2018b* verwendet. Abhängig von der Verstärkungsart, basiert das Optimierungsproblem auf ein oder zwei Designvariablen aus den miteinander gekoppelten Größen λ_1 (axiales Dehnungsverhältnis), λ_2 (radiales Dehnungsverhältnis) und t (Torsion).

Bei der Optimierung mit zwei Designvariablen kann es teilweise zu numerischen Instabilitäten kommen. Die Konditionierung des Optimierungsproblems lässt sich signifikant verbessern, indem λ_1 Teil der Designvariablen ist.

4.2.4 Typisches Vorgehen bei der Parameteridentifikation

Im Balkenmodell von Trivedi et al. [TLR07] ist die axiale Komponente des Kräftegleichgewichts

$$E(\lambda - \lambda_p(p)) - F = F_{acc}, \quad (16)$$

mit der Dehnsteifigkeit des Materials E , dem Dehnungsverhältnis des Aktuators λ , dem durch Druck induzierten Dehnungsverhältnis $\lambda_p(p)$, der externen Kraft F und der Beschleunigungskraft durch Trägheit F_{acc} .

Bei der (experimentellen) Parameteridentifikation eines Aktuators im statischen Fall, wobei $F_{acc} = 0$ gilt und λ , p und F variiert werden, sind geringe wechselseitige Abhängigkeiten zwischen den Parametern von Interesse, besonders dann, wenn linearisiert werden soll. Dies kann erreicht werden, indem die externe Kraft F durch eine äquivalente Druckänderung δp ausgedrückt wird. Damit kann Gleichung 16 umgeschrieben werden zu

$$E(\lambda - \lambda_p(p - \delta p)) = 0. \quad (17)$$

So kann die Dehnsteifigkeit E anhand der Steigung der (gemessenen) Kurve $\lambda(p, F = 0)$ bestimmt werden. Wie in Abbildung 16 veranschaulicht, ist dann $\delta p(F \neq 0)$ die „horizontale Verschiebung“ der Kurve $\lambda(p, F \neq 0)$ verglichen mit $\lambda(p, F = 0)$.

Durch die Formulierung in Gleichung 17 wird deutlich, dass das Modell einer Kammer aus zwei voneinander unabhängigen Größen besteht. Eine Größe ist die Dehnsteifigkeit des Materials ausgedrückt durch E . Die andere Größe ist die einer Kraft äquivalente Druckänderung δp ,

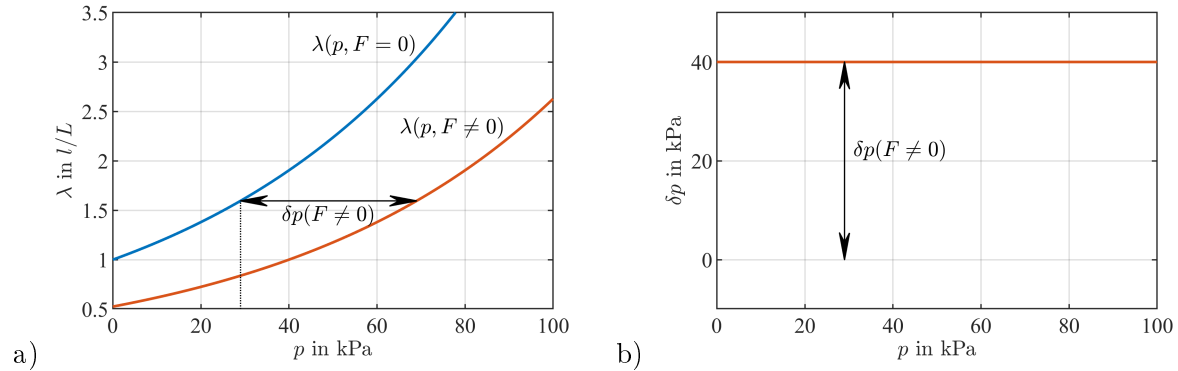


Abbildung 16: Veranschaulichung der Parameteridentifikation mit δp : a) Dehnungsverhältnisse $\lambda(p, F = 0)$ und $\lambda(p, F \neq 0)$ und b) dazugehörige Kurve $\delta p(p, F \neq 0)$

die, wie im folgenden Abschnitt 4.2.5 gezeigt wird, von der Geometrie und der Verstärkungsart des Aktuators abhängt. Durch diese Separierung können Fehler in der Parameteridentifikation reduziert werden, da keine Querswirkungen zwischen den zu ermittelnden Parametern bestehen.

4.2.5 Spezifische Eigenschaften der verschiedenen Verstärkungsarten

Die Herleitung der *Kinematik* (Abschnitt 4.2.1) nimmt eine beliebige, stets zylindrische Kammer mit relativ dünnen Wänden an. Im Folgenden wird der Einfluss der vier Verstärkungsarten (Abbildung 14) auf die Kinematik näher erläutert. Für *Parallel-ring* wird ein Ansatz für sich aufblähende Wände hergeleitet.

Braided-sheath ist mathematisch die einfachste radiale Verstärkung. Die aufgeschobenen Bereiche des Gewebeslauchs dehnen sich gemeinsam mit der Kammer, wobei der innere Radius des aufgeschobenen Gewebeslauchs, der gleich dem ursprünglichen Außenradius der Kammer R_a ist, ungefähr gleich bleibt. Daher kann angenommen werden, dass keine radiale Dehnung stattfindet ($\lambda_2 = 1$) und dass folglich auch keine Beziehung zwischen axialer und radialer Dehnung hergestellt werden muss (Gleichung 9). Zusätzlich findet auch keine Torsion statt.

Mit diesen Annahmen berechnet sich die potenzielle Energie einer Kammer zu

$$W_{pot,BS} = \sum_h c_h \left(\lambda_1^2 + \frac{1}{\lambda_1^2} - 2 \right)^h V_m - p\pi (R_a^2 (\lambda_1 - 1) + R_i^2) L + FL (\lambda_1 - 1). \quad (18)$$

Das Minimum der potenziellen Energie ergibt sich durch Differenzieren nach λ_1 und zu null setzen. Damit ist der analytische Zusammenhang zwischen den Lasten p und F und dem axialen Dehnungsverhältnis λ_1

$$\underbrace{p\pi L R_a^2 - FL}_{\text{Lasten}} = \underbrace{\sum_h c_h \left(\lambda_1^2 + \frac{1}{\lambda_1^2} - 2 \right)^{h-1} \left(2\lambda_1 - 2 \frac{1}{\lambda_1^3} \right) V_m}_{\text{Material}}. \quad (19)$$

Gleichung 19 zeigt, dass mathematisch kein Unterschied zwischen dem Aufbringen einer externen Kraft und Änderungen des Drucks besteht. In Abschnitt 4.2.4 wird diese Äquivalenz durch

die Verschiebung δp ausgedrückt. Im Falle von *Braided-sheath* beträgt

$$\delta p_{BS} = \frac{F}{\pi R_a^2} \quad (20)$$

und ist konstant. Damit ist die Druckänderung δp_{BS} , die äquivalent zu einer Änderung der externen Kraft F ist, unabhängig von der Dehnung der Kammer und unabhängig von den Materialparametern. Interessanterweise ist nicht die Innenfläche der Kammer entscheidend für δp_{BS} , sondern die äußere Stirnfläche. Diese theoretische Erkenntnis wird durch die experimentelle Arbeit von Gilbert und Godage [GG19] gestützt.

Crossed-fiber ist als *PAM* bekannt und wird in einer Vielzahl von Arbeiten untersucht [CH96; LR03; Kot+09; Tu+20]. Die gegenläufigen Fasern mit gleichem Winkel verhindern Torsion ($t = 0$), lassen aber eine Änderung des Außenradius zu. Das axiale Dehnungsverhältnis λ_1 und das radiale Dehnungsverhältnis λ_2 sind durch Gleichung 9 miteinander gekoppelt. Wie auch bei *Braided-sheath*, kann die potenzielle Energie W_{pot} analytisch durch Gleichung 15 hergeleitet werden. Berechnung des Minimums der potenziellen Energie durch Ableiten nach λ_1 und Auflösen nach den Lasten ergibt

$$\underbrace{p\pi LR_a^2(2\lambda_1\lambda_2\lambda'_2 + \lambda_2^2)}_{\text{Lasten}} - FL = \underbrace{\sum_h c_h(\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \frac{1}{\lambda_1^2\lambda_2^2} - 3)^{h-1}(2\lambda_1 + 2\lambda_2\lambda'_2 - 2\frac{1}{\lambda_1^3\lambda_2^3}\lambda_2 + \lambda_1\lambda'_2)}_{\text{Material}} V_m, \quad (21)$$

mit

$$\lambda_2 = \sqrt{\frac{1 - \lambda_1^2 \sin^2(\alpha)}{\cos^2(\alpha)}}, \quad (22)$$

$$\lambda'_2 = \frac{d\lambda_2}{d\lambda_1} = -\lambda_1 \frac{\sin^2(\alpha)}{\cos^2(\alpha)} \left(\frac{1 - \lambda_1^2 \sin^2(\alpha)}{\cos^2(\alpha)} \right)^{-\frac{1}{2}}. \quad (23)$$

Im Gegensatz zu *Braided-sheath* hängt

$$\delta p_{CF} = \frac{F}{\pi R_a^2} \cdot \frac{\cos^2(\alpha)}{1 - 3\lambda_1^2 \sin^2(\alpha)} \quad (24)$$

nun auch von λ_1 ab.

Gleichung 24 zeigt, dass die zu einer externen Kraft F äquivalente Druckänderung δp_{CF} mit der axialen Dehnung der Kammer zunimmt. Der Effekt ist ausgeprägter für steigende Faserwinkel α und erreicht sein Maximum bei $\alpha \approx 35^\circ$. An diesem Punkt wechselt die Kammer von Ausdehnung unter Druckbeaufschlagung zu Kontraktion. δp_{CF} ist auch weiterhin unabhängig von den Materialparametern.

Das hier hergeleitete Modell für *Crossed-fiber* präzisiert die Modelle anderer Arbeiten [CH96; BMK15], da der gedehnte Innenradius r_i eine Funktion des axialen Dehnungsverhältnisses λ_1 ist, wie im Kontext von Gleichung 4 erklärt wird.

Parallel-fiber lässt die Kammer unter Druckbeaufschlagung tordieren. Es wird freie Drehung ohne äußere Momente angenommen. Alle in *Kinematik* (Abschnitt 4.2.1) beschriebenen Freiheitsgrade kommen in diesem Fall zum Tragen und die potenzielle Energie der Kammer ergibt sich zu

$$W_{pot,PF} = \sum_h c_h (\lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \frac{1}{\lambda_1^2 \lambda_2^2} + t^2 - 3)^h V_m - p\pi(R_a^2(\lambda_1 \lambda_2^2 - 1) + R_i^2)L + FL(\lambda_1 - 1). \quad (25)$$

Für eine analytische Lösung für die Kraft F und den Druck p muss die potenzielle Energie $W_{pot,PF}$ sowohl nach dem axialen Dehnungsverhältnis λ_1 als auch nach dem radialen Dehnungsverhältnis λ_2 abgeleitet werden. Die daraus resultierende Lösung eignet sich nicht für eine Analyse von δp_{PF} . Allerdings lässt sich δp_{PF} aus Ergebnissen der numerischen Experimente in Unterkapitel 4.4 bestimmen.

Bei **Parallel-ring** bläht sich die Kammer zwischen den Ringen auf. Dieser Effekt kann auch bei *Crossed-fiber* und *Parallel-fiber* auftreten, wenn die Distanz zwischen den Fasern zu groß ist. Auf den ersten Blick scheint das Aufblähen zwischen Ringen schon durch Singh et al. [SK17] berechnet worden zu sein. Das Modell von Singh et al. beschreibt eine Kammer, die sich zwar zu einer nicht-zylindrischen Form aufbläht. Allerdings wird die Länge der Faser als Randbedingung genutzt und zwischen den Fasern selbst tritt kein Aufblähen auf. Das hier beschriebene Modell beschreibt eine Kammer, die sich zwischen Ringen oder Fasern, die über einen konstanten Radius verfügen, aufbläht. Um den Einfluss des Aufblähens auf die axiale Dehnung der Kammer abzuschätzen, wird der Abschnitt der Wand der Kammer zwischen zwei benachbarten Ringen bzw. Fasern vereinfachend als Kreisabschnitt angenommen. Ein präziserer Ansatz im Falle einer mit Fluid gefüllten Membran wird von Pamplona und Mota [PM12] hergeleitet.

Bezugnehmend auf Abbildung 17, definiert sich der Abschnitt eines Kreises durch den Radius r_w und den Winkel ζ . Die Form der Kammerwand wird durch die Koordinaten

$$z = r_w \sin(\gamma) \quad (26)$$

$$y = r_w (\cos(\gamma) - \cos(\zeta/2)) + R_a \quad (27)$$

beschrieben, mit der mittleren Längsachse der Kammer z , einer beliebigen Achse in der Mittelebene der Kammer y und $\gamma \in [-\zeta/2, \zeta/2]$.

Das axiale Dehnungsverhältnis des Materials λ_1 wird als konstant angenommen, aber ist, im Gegensatz zu stets zylindrischen Wänden, nicht gleich dem Dehnungsverhältnis der Kammer λ ,

$$\lambda = \frac{l^*}{L^*} = \frac{2r_w \sin(\zeta/2)}{L^*}, \quad (28)$$

$$\lambda_1 = \frac{\zeta r_w}{L^*} = \text{const.}, \quad (29)$$

$$\lambda_2 = \frac{y}{R_a}. \quad (30)$$

In diesem Fall sind L^* und l^* nicht die Gesamtlänge der Kammer, sondern der Abstand zwischen zwei benachbarten Ringen oder Fasern.

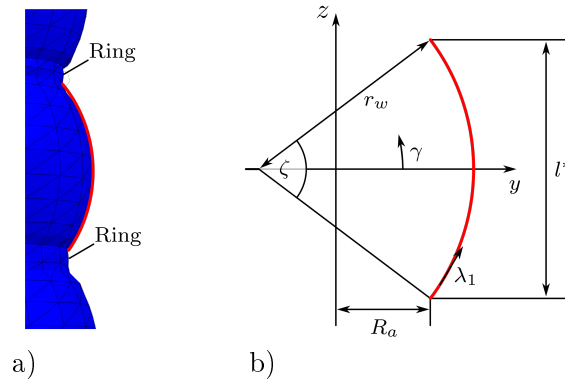


Abbildung 17: Wand einer Kammer als Kreisabschnitt [LP21a]: a) Ausschnitt einer aufgeblähten Kammer (Kreisabschnitt rot markiert) und b) den Dimensionen des Kreisabschnitts

Schließlich muss Gleichung 4 angepasst werden, da λ_1 nicht länger parallel zur Mittelachse der Kammer liegt, wie in Abbildung 17b gezeigt. In aufgeblähtem Zustand beträgt der Innenradius

$$r_i = \sqrt{(\lambda_2 R_a)^2 + \frac{R_a^2 - R_i^2}{\cos(\gamma)\lambda_1}}. \quad (31)$$

Für einen bekannten Radius r_w und einen bekannten Kreisabschnittswinkel ζ kann die potenzielle Energie des Materials der Kammer durch numerische Integration der Gleichungen 10 und 12 berechnet werden. Folglich lässt sich auch das Dehnungsverhältnis der Kammer λ über die Designvariablen r_w und ζ lösen.

Indem der Aktuator an den Ringen auf den ursprünglichen Radius R_a gezwungen wird, ist die Kinematik von *Parallel-ring* eine Erweiterung derer von *Braided-sheath*. Wenn notwendig, könnte die Kinematik von *Crossed-fiber* und *Parallel-fiber* auf dem gleichen Weg angepasst werden. Da die ursprüngliche Länge L einer Kammer bei stets zylindrischen Wänden keinen Einfluss auf das Dehnungsverhältnis $\lambda = l/L$ hat, kann das Dehnungsverhältnis einer beliebigen Distanz L^* zwischen benachbarten Ringen mit dem Dehnungsverhältnis von *Braided-sheath* verglichen werden, um den Einfluss des Aufblähens zu bewerten.

4.3 Versuch einer experimentellen Validierung

In der Literatur zur Modellierung einzelner Kammern sind Experimente zur Validierung üblich [Sed+18; SK17; CWB16]. Entsprechend beschäftigt sich eine am Lehrstuhl *CPE* entstandene Masterarbeit von Dawei Li mit dem Titel „Konzipierung eines Prüfzyklus für zylindrische ‚Soft Actuators‘“ [Li22] damit, das *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2) mit Hilfe der in Kapitel 3 beschriebenen Messtechnik experimentell zu validieren. Der Ansatz der Arbeit ist die Messung einer einzelnen, axial eingespannten Kammer bei variierendem Druck und variierender Länge.

Wie auch bei Sedal et al. [Sed+18], werden die einzelnen Kammern so in eine Lineareinheit eingespannt, dass ihre Länge durch den Schlitten der Lineareinheit vorgegeben werden kann. Die

dafür eingesetzte Halterung erlaubt sowohl Druck- als auch Zugversuche und ermöglicht durch ein Lager freie Torsion. Über einen Kraftsensor wird die axiale Kraft der Kammern gemessen. Die Kammern sind identisch zu denen des Aktuators in Unterkapitel 2.3.

Neben vielen Detailfragen, die in der Masterarbeit kritisch untersucht werden, kommt Dawei Li zu dem Schluss, dass das grundsätzliche Konzept der Experimente nicht passend ist. Die wichtigsten Erkenntnisse aus dem Modell der virtuellen Arbeit sind die Unabhängigkeit zwischen Material und Lasten und die Äquivalenz von externer Kraft und Druck. Beides lässt sich am besten nachweisen, indem der Druck und die externe Kraft variiert und die Länge des Aktuators gemessen wird. Durch die Verwendung der Lineareinheit werden allerdings Druck und Länge variiert und die Kraft gemessen. In der Theorie können die Messkurven zwar invertiert werden, allerdings ist die Steifigkeit der untersuchten Kammern problematisch, da bereits kleine Änderungen der Länge sehr hohe Kräfte hervorrufen. So ist eine Invertierung und ein sinnvoller Vergleich der Kurven untereinander nur in einem sehr begrenzten Bereich möglich, was eine sinnvolle Validierung des Modells unmöglich macht.

Bei den in der Literatur beschriebenen Experimenten wird diese Problematik umgangen, indem sich entweder auf Kräfte bei Ursprungslänge oder freie Verformung ohne äußere Kräfte beschränkt wird. Dies ist auch in der erwähnten Arbeit von Sedal et al. [Sed+18], an die sich der von Dawei Li verwendete Prüfstand anlehnt, der Fall. Nach Kenntnis des Autors sind keine Messergebnisse veröffentlicht, die den Ansprüchen an eine Validierung des Modells in dieser Arbeit genügen würden.

4.4 Validierung anhand numerischer Experimente

Das *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2) wird in diesem Abschnitt anhand numerischer Experimente auf Basis von FE-Simulationen in *Abaqus/Standard 2018* validiert. Neben den beschriebenen konzeptionellen Schwierigkeiten einer experimentellen Validierung werden so auch Abweichungen durch ein ungenaues Materialmodell und durch Fertigungstoleranzen (Unterkapitel 3.4) vermieden. Die Validierung anhand numerischer Experimente erlaubt somit eine Fokussierung auf Fehler, die durch die Reduktion einer dreidimensionalen Kammer auf das Prinzip der virtuellen Arbeit entstehen, und deren Ursachen.

4.4.1 Setup der numerischen Experimente

Alle numerischen Experimente wurden mit einem Aktuator mit ursprünglichem Außenradius $R_a = 6$ mm, Innenradius $R_i = 4$ mm und Länge $L = 25$ mm durchgeführt. Die Länge entspricht dem in Unterkapitel 2.3 hergeleiteten Mindestabstand zwischen Verbindungselementen. Die Parameter des *Yeoh*-Materialmodells wurden vom *Institut für Dynamik und Schwingungen* der Leibniz Universität Hannover ermittelt und betragen $c_1 = 2.21 \cdot 10^4$ Pa, $c_2 = 8.07 \cdot 10^2$ Pa und $c_3 = -0.93$ Pa für *Ecoflex 00-50*.

Das FE-Modell besteht aus einem zylindrischen Körper aus hyperelastischem Material (*Abaqus element type C3D10H*, ~ 2400 Elemente), der eine einzelne Kammer repräsentiert. Der innere Hohlraum wird durch zwei Endkappen aus ABS verschlossen. Die Endkappen zwingen die Enden

der Kammer des gedehnten Aktuators auf die ursprünglichen Radien R_a und R_i , wohingegen im Modell der virtuellen Arbeit die Kammerwand stets über ihre komplette Länge zylindrisch bleibt (außer für *Parallel-ring*). Für *Braided-sheath* werden die Knoten der Außenfläche der Kammer auf axiale Bewegung beschränkt. Für die anderen Verstärkungsarten werden die Fasern bzw. Ringe als *quadratic beam elements* (*Abaqus element type B32*, ~ 60 pro Windung) simuliert und sind über *tie constraints* mit der Kammer verbunden, wie auch in [Pol+15]. Eine Endkappe der Kammer ist fixiert, der Mittelpunkt der anderen Kappe ist auf axiale Bewegung beschränkt.

Das Dehnungsverhältnis der Kammer λ wurde als Funktion des Drucks p im Intervall von $p_{min} = 0$ kPa bis $p_{max} = 100$ kPa bestimmt. Es wurden sieben externe Kräfte F (0 N, ± 1 N, ± 3 N, ± 5 N) und drei Faserwinkel α (3° , 12° , 24°) getestet. Für das Modell der virtuellen Arbeit wurde $\lambda(p)$ in Schritten von 1 kPa im Intervall von p bestimmt. Für das FE-Modell wurde zunächst eine Kraft auf der Stirnfläche der beweglichen Endkappe aufgebracht, wenn ohne Ausknicken möglich. Danach wurde der Druck erhöht und $\lambda(p)$ in Schritten von 10 kPa exportiert. Die Dichte der Fasern wurde so hoch gewählt, dass kein Aufblähen auftritt. Der Fehler des Modells der virtuellen Arbeit ist definiert als die Differenz der Dehnungsverhältnisse der beiden Modelle geteilt durch das Dehnungsverhältnis des FE-Modells.

Das Dehnungsverhältnis $\lambda(p)$ bei maximalem Druck $p_{max} = 100$ kPa dient als Vergleichswert, um die unterschiedlichen Verstärkungsarten miteinander zu vergleichen. Da $\delta p(p)$ von besonderem Interesse ist, wird bei beiden Modellen die „horizontale Verschiebung“ zweier Kurven $\lambda(p, F = 0)$ und $\lambda(p, F \neq 0)$ mittels *Matlab* berechnet, wie auch in Abschnitt 4.2.4 beschrieben. Wie in Abbildung 18 zu erkennen, bezieht sich die Abzisse von $\delta p(p)$ auf die Abzisse der Kurve ohne externe Kraft $\lambda(p, F = 0)$. Um eine höhere Auflösung von $\delta p(p)$ aus dem FE-Modell zu erhalten, wird bei dessen Berechnung zwischen den exportierten Punkten der Kurven $\lambda(p, F \neq 0)$ in Schritten von 1 kPa linear interpoliert.

4.4.2 Braided-sheath

Ohne äußere Kraft erreicht die Kammer mit *Braided-sheath* in Abbildung 18 ein maximales Dehnungsverhältnis von $\lambda_{BS} \approx 2,8$ für das FE-Modell. Externe Kräfte von $F = \pm 5$ N ändern das Maximum zu $\lambda_{BS} \approx 2$ bzw. $\lambda_{BS} \approx 3,5$.

Bei keiner der präsentierten Kurven, abgesehen von $F = 5$ N, ist der durchschnittliche Fehler des Modells der virtuellen Arbeit größer als 3,6 % und der maximale Fehler größer als 6 %. Unter Berücksichtigung der Freiheitsgrade bei *Braided-sheath* bleibt nur die in Abschnitt 4.2.1 beschriebene Vernachlässigung der zusätzlichen radialen Dehnung, die durch Änderungen der Wandstärke entsteht, als Grund für die Abweichung. Diese wichtige Erkenntnis wurde anhand verschiedener Wandstärken bestätigt. Für größere Wandstärken steigt die Abweichung, für geringe Wandstärken sinkt sie und tendiert für sehr dünne Wände gegen null.

Der Verlauf von δp_{BS} in Abbildung 18b ist im Rahmen numerischer Toleranzen identisch für beide Modelle. Das bedeutet, dass δp durch die zusätzliche radiale Dehnung durch Änderungen der Wandstärke nicht beeinflusst wird. Folglich kann δp mit dem Modell der virtuellen Arbeit auch bei dicken Wänden ohne Fehler berechnet werden. Die Wirkung von Druck und externer

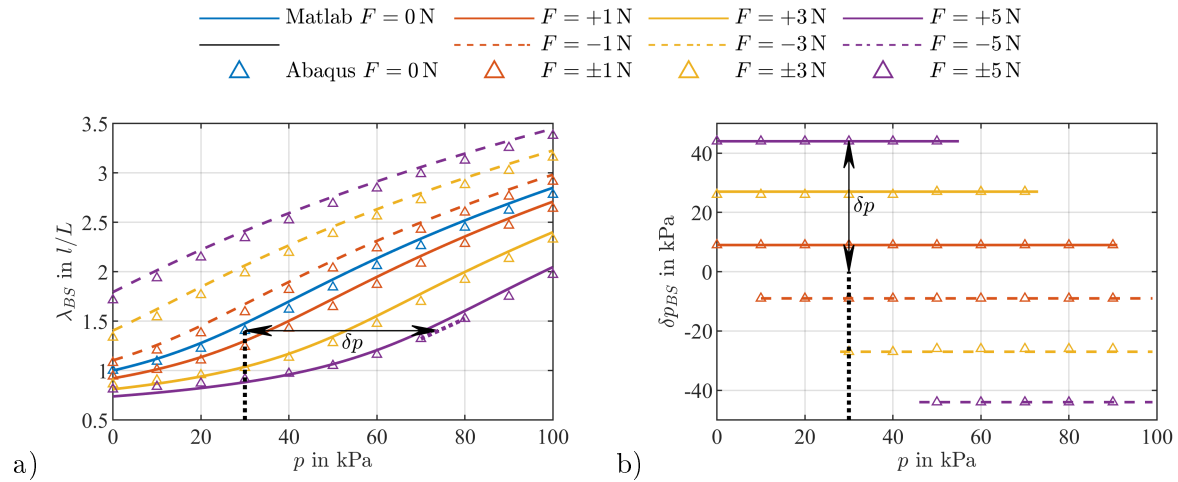


Abbildung 18: *Braided-sheath* [LP21a]: a) Dehnungsverhältnis λ_{BS} , b) äquivalente Druckänderung δp_{BS} als Funktion des Drucks p für verschiedene Kräfte F und Berechnung von $\delta p_{BS}(p = 30\text{ kPa}, F = 5\text{ N})$ aus den Ergebnissen des FE-Modells

Kraft sind proportional zueinander mit dem Faktor δp_{BS} , unabhängig von Dehnung und Material. Dies bestätigt exakt die Erkenntnisse in Abschnitt 4.2.5. Weitere numerische Experimente mit anderen Materialien bestätigen ebenfalls, dass δp_{BS} ausschließlich eine Funktion der Geometrie ist.

4.4.3 Crossed-fiber

Die Faserwinkel, die in den numerischen Experimenten verwendet werden, lassen die Kammer sich unter Druckbeaufschlagung dehnen, allerdings weniger als bei *Braided-sheath*. In Abbildung 19 werden die Ergebnisse für $\alpha = 12^\circ$ gezeigt, um zu demonstrieren, dass der Einfluss der gekreuzten Fasern bereits bei moderaten Winkeln sichtbar ist. Für sehr kleine Faserwinkel ($\alpha = 3^\circ$) sind die Ergebnisse mit denen von *Braided-sheath* vergleichbar, wohingegen bei $\alpha = 24^\circ$ die Reduktion der Dehnung sehr stark ausgeprägt ist. Diese Abhängigkeit vom Faserwinkel ist bekannt und auch untersucht, beispielsweise von Singh et al. [SK15], und in Einklang mit den theoretischen Erkenntnissen in Abschnitt 4.2.5.

Das maximale Dehnungsverhältnis ohne externe Kräfte bei *Crossed-fiber* beträgt $\lambda_{CF} \approx 2$ und $\lambda_{CF} \approx 1,5$ bzw. $\lambda_{CF} \approx 2,4$ mit externen Kräften von $F = \pm 5\text{ N}$. Der Verlauf des Dehnungsverhältnisses in Abbildung 19a flacht für hohe Drücke und hohe Zugkräfte signifikant ab.

Der Fehler des Modells der virtuellen Arbeit ist nicht höher als bei *Braided-sheath*, obwohl das FE-Modell bei *Crossed-fiber* zwei Aspekte enthält, die im Modell der virtuellen Arbeit vernachlässigt werden. Zum einen ist die Faser in geringem Maße dehnbar, zum anderen werden die Enden der Wände der Kammern auf den ursprünglichen Radius R_a gezwungen statt stets zylindrisch zu bleiben. Da der Fehler bei *Braided-sheath* klar identifiziert werden kann, können die beiden genannten Aspekte keinen (signifikanten) Einfluss auf die Genauigkeit des Modells der virtuellen Arbeit haben. Diese Erkenntnis steht im Kontrast zu den Arbeiten von Singh et al. [SK17] und

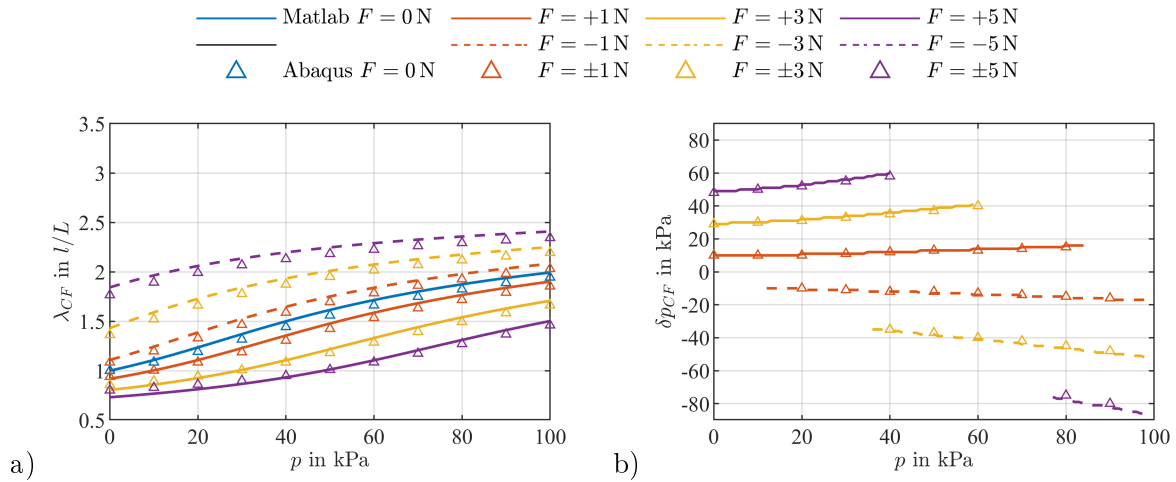


Abbildung 19: *Crossed-fiber* [LP21a]: a) Dehnungsverhältnis λ_{CF} und b) äquivalente Druckänderung δp_{CF} als Funktion des Drucks p für verschiedene Kräfte F

Sedal et al. [Sed+18]. Zumindest hinsichtlich der Faser ist eine Erklärung, dass das Verhältnis der Steifigkeit der Faser zu der des Materials bei Sedal et al. [Sed+18] anders sein könnte.

In Abbildung 19b ist die zu externen Kräften äquivalente Druckänderung δp_{CF} für geringe Dehnungen vergleichbar mit δp_{BS} , nimmt aber für größere Dehnungen zu. Beispielsweise ist $\delta p_{CF}(p = 80 \text{ kPa}, F = 1 \text{ N})$ um 50 % höher als $\delta p_{CF}(p = 0 \text{ kPa}, F = 1 \text{ N})$.

4.4.4 Parallel-fiber

Während bei *Crossed-fiber* der Radius der Kammer unter Druckbeaufschlagung geringer wird, nimmt er bei *Parallel-fiber* typischerweise zu. Durch die geringere Stützwirkung der parallelen Fasern tritt im FE-Modell ein Ausknicken des Aktuators bei Druckkräften auf. Aus diesem Grund werden die Druckkräfte $F = 3 \text{ N}$ und $F = 5 \text{ N}$ nicht berücksichtigt. In Abbildung 20 sind, wie auch bei *Crossed-fiber*, die Ergebnisse für einen Faserwinkel $\alpha = 12^\circ$ dargestellt.

Das maximale Dehnungsverhältnis der Kammer ohne externe Kraft ist $\lambda_{PF} \approx 2,5$, was höher als bei *Crossed-fiber*, aber niedriger als bei *Braided-sheath* ist. Für eine externe Kraft von $F = -5 \text{ N}$ ist das maximale Dehnungsverhältnis $\lambda_{PF} \approx 2,8$, was wieder zwischen den beiden anderen Verstärkungsarten liegt. Der mittlere Fehler des Modells der virtuellen Arbeit erhöht sich leicht auf 4,5 %.

Im Gegensatz zu *Crossed-fiber* verringert sich bei *Parallel-fiber* die einer externen Kraft äquivalente Druckänderung δp_{PF} für größere Dehnungen, wie in Abbildung 20b zu sehen. Beispielsweise ist $\delta p_{PF}(p = 80 \text{ kPa}, F = 1 \text{ N})$ um 50 % geringer als $\delta p_{PF}(p = 0 \text{ kPa}, F = 1 \text{ N})$. Dies zeigt, dass eine Kammer mit *Parallel-fiber* weniger sensitiv auf externe Kräfte reagiert als bei den anderen Verstärkungsarten. Tatsächlich erreicht die Kammer ein Dehnungsverhältnis von $\lambda_{PF} \approx 2,3$ bei einer Kraft von $F = 5 \text{ N}$, was höher als bei *Braided-sheath* ist. Eine geringere Sensitivität gegenüber externen Kräften ist ein interessanter Designaspekt, der in *Anwendung des Modells zur Designoptimierung* (Unterkapitel 4.5) aufgegriffen wird.

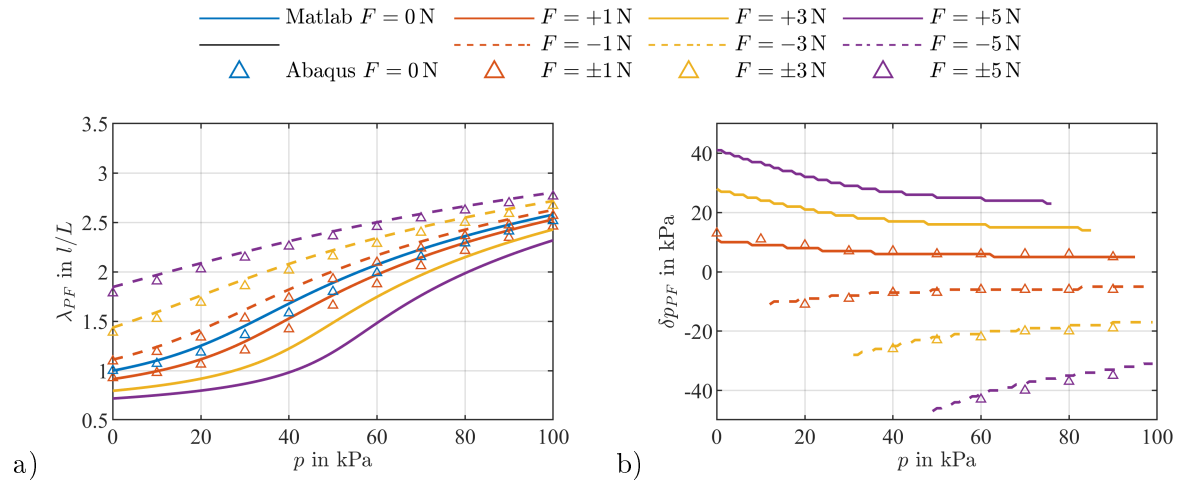


Abbildung 20: *Parallel-fiber* [LP21a]: a) Dehnungsverhältnis λ_{PF} und b) äquivalente Druckänderung δp_{PF} als Funktion des Drucks p für verschiedene Kräfte F

Externe Kräfte haben einen starken Einfluss auf alle bisher diskutierten Größen. Obwohl sich der Aktuator jedoch signifikant und mit guter Übereinstimmung beider Modelle tordiert, ändert sich die Torsion t nur geringfügig durch externe Kräfte und wird daher in Abbildung 20 nicht gezeigt.

4.4.5 *Parallel-ring*

Große Dehnungen in Kombination mit nicht-linearem Materialverhalten gestalten die Modellierung von aufgeblähtem, weichem Material schwierig. Beispielsweise steigt für einige Materialmodelle der Druck im Inneren eines Ballons nicht monoton mit der Dehnung [Nee77]. Aufgrund dieses Verhaltens konvergiert das FE-Modell bei *Parallel-ring* bei Abständen zwischen den Ringen von $L^* \geq 5$ mm und Drücken von $p \geq 20$ kPa nicht. Daher ist ein Vergleich der beiden Modelle nicht möglich.

Im Modell der virtuellen Arbeit strebt der Radius der Wand r_w in Abbildung 21b, unabhängig vom Abstand zwischen den Ringen L^* , für Drücke $p \approx 0$ kPa gegen unendlich, was einer zylindrischen Wand entspricht. Wie in Abbildung 21a gezeigt, dehnt sich die Kammer bei geringen Drücken weniger als bei *Braided-sheath*, wobei dieses Verhalten bei größeren Abständen zwischen den Ringen L^* stärker ausgeprägt ist. Ab einem von L^* abhängigen Druck beginnt sich die Kammer jedoch überproportional zu dehnen, beispielsweise $p \approx 20$ kPa für $L^* = 5$ mm. Auch hier ist das Verhalten für größere Abstände L^* stärker ausgeprägt.

Nach Erfahrung des Autors muss Aufblähen nicht zwangsläufig das Verhältnis Dehnung/Druck negativ beeinflussen. Vielmehr benötigt eine solche Kammer mehr Druck, um mit der Dehnung zu starten, erreicht dann aber ähnliche Dehnungen, bis mechanische Instabilität auftritt. Qualitativ stimmt dieses Verhalten mit den Ergebnissen aus Abbildung 21a überein. Jedoch kann der Druck, ab dem eine signifikante Differenz zwischen Modell und Wirklichkeit sowie mechanische Instabilität auftreten, nicht ohne Experimente mit einem realen Aktuator bestimmt werden.

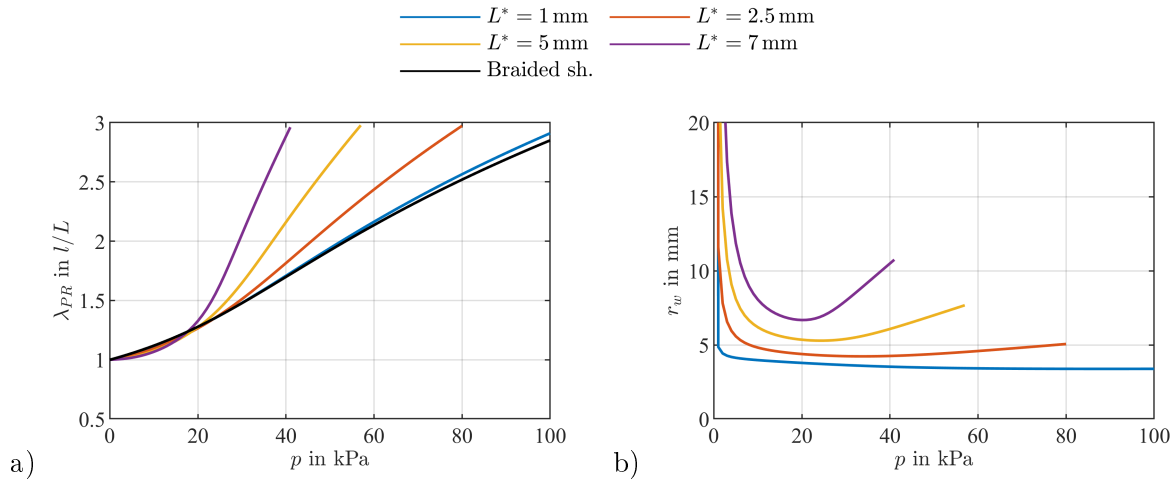


Abbildung 21: *Parallel-ring* [LP21a]: a) Dehnungsverhältnis λ_{PR} und b) Radius der Kammerwand r_w als Funktion des Drucks p für verschiedene Abstände L^* zwischen Ringen ohne externe Kräfte. Das Dehnungsverhältnis von *Braided-sheath* dient als Vergleich.

Wahrscheinlich sind die Ergebnisse unterhalb des Drucks, bei dem in Abbildung 21b der Radius r_w sein Minimum erreicht, verlässlich, da in diesem Bereich die Dehnung des Materials gering ist.

4.5 Anwendung des Modells zur Designoptimierung

Wie in Kapitel 2 bereits thematisiert, taucht beim Design von *Soft Robots* die Frage passender Dimensionen auf. Für praktische Anwendungen können ein minimaler Druck p oder eine minimale Aktuierungsenergie W_p von Interesse sein. Die Herleitung in *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2) ist nützlich, um Designrichtlinien abzuschätzen. Beispielsweise deuten Gleichung 19 und Gleichung 21 an, dass ein größerer Außenradius R_a und ein verringertes Materialvolumen V_m den Druck, um ein gewünschtes Dehnungsverhältnis zu erreichen, reduzieren. Jedoch machen die trigonometrischen Funktionen des Fasenwinkels α eine Abschätzung komplex.

4.5.1 Setup der Optimierung

Optimierung ist ein umfassender Ansatz ein passendes Design zu finden. Mit ihr können Designrichtlinien für zylindrische Kammern zur Minimierung des Drucks p oder der Energie W_p anhand von drei Szenarien abgeschätzt werden. Die Szenarien sind in Tabelle 7 aufgeführt und die Ergebnisse der Optimierung in Abbildung 22 grafisch dargestellt. Das Ziel des kraftdominierten Szenarios sind Dimensionen, bei denen die Kammer hohen Kräften (4N) bei ursprünglicher Länge widersteht. Im dehnungsdominierten Szenario soll die Kammer ihre Länge ohne externe Kräfte verdoppeln. Im ausgewogenen Szenario wird eine moderate Kraft bei doppelter Länge aufgebracht. Bei *Parallel-ring* verhält sich die Kammer grundlegend wie bei *Braided-sheath*, nur dass zusätzlich Aufblähen zwischen den Ringen auftritt. Daher wird *Parallel-ring* nicht zur Herleitung

von Designrichtlinien berücksichtigt. Jedes Szenario enthält eine Optimierung des Faserwinkels α und wird sowohl mit vorgegebenen Radien $R_i = 4\text{ mm}$, $R_a = 6\text{ mm}$ und mit Optimierung der Radien berechnet. Bei der Optimierung der Radien werden $R_i \geq R_a/1,5$, wie bei den in *Validierung anhand numerischer Experimente* (Unterkapitel 4.4) verwendeten Aktuatoren, und $R_a - R_i > 2\text{ mm}$, um Herstellbarkeit zu gewährleisten, als Zwangsbedingungen verwendet. Der Faserwinkel $3^\circ \leq \alpha \leq 24^\circ$ ist ebenfalls per Zwangsbedingung auf den zuvor validierten Bereich festgelegt.

4.5.2 Optimierung der Aktuierungsenergie

Die Ergebnisse zur Minimierung der Aktuierungsenergie W_p sind unabhängig vom Szenario. Aus diesem Grund wird in Tabelle 7 nur das dehnungsdominierte Szenario und in Abbildung 22 kein Szenario aufgeführt. Für eine minimale Aktuierungsenergie sollte *Braided-sheath* als Verstärkung gewählt werden oder, für die anderen Verstärkungsarten, ein möglichst kleiner Faserwinkel α . Der ursprüngliche Innenradius R_i sollte so klein wie möglich und die Wand der Kammer so dünn wie möglich sein.

4.5.3 Optimierung des Drucks

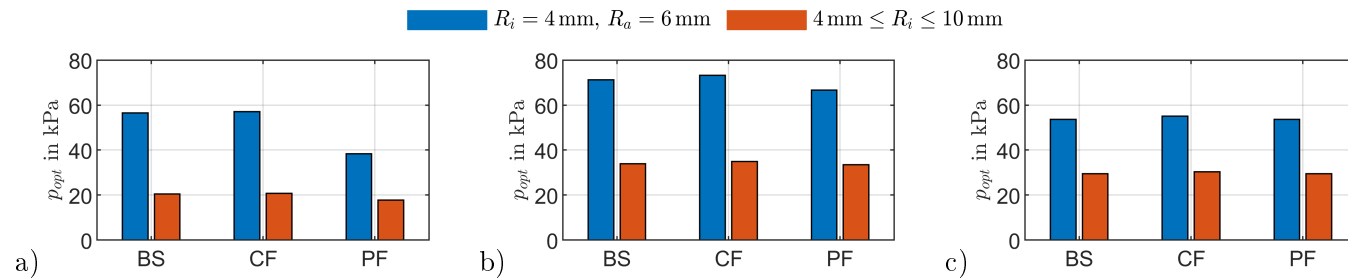
Die optimierten Radien R_i und R_a zur Minimierung des Drucks sind unabhängig vom Szenario und der Verstärkungsart. Wie an $R_{i,opt}$ in Tabelle 7 zu erkennen und an weiteren, nicht präsentierten Optimierungen verifiziert, konvergiert der innere Radius R_i während der Optimierung stets gegen die obere Schranke. Wie auch bei der Minimierung des Drucks sollte die Wand so dünn wie möglich sein.

In keinem der Fälle in Abbildung 22 hat *Crossed-fiber* einen Vorteil bei der Minimierung des Drucks gegenüber den anderen beiden Verstärkungsarten. Dies zeigt sich auch am Faserwinkel $\alpha_{CF,opt}$, der in allen Szenarien zur unteren Schranke $\alpha = 3^\circ$ konvergiert und daher in Tabelle 7 nicht aufgeführt wird. Je kleiner der Faserwinkel, desto kleiner ist auch der Effekt der gekreuzten Fasern auf die Kinematik und desto mehr stimmt die Kinematik mit der von *Braided-sheath* überein.

In der *Validierung durch dreidimensionale Messungen* (Unterkapitel 5.3) fällt auf, dass die Kammer bei *Parallel-fiber* externen Druckkräften mit weniger Druck p widerstehen kann, als bei den anderen Verstärkungsarten notwendig ist. Die vorgestellten Szenarien zeigen jedoch die Eingeschränktheit dieses Effekts. Im kraftdominierten Szenario mit vorgegebenen Radien wird der benötigte Druck p signifikant von 57 kPa auf 38 kPa reduziert, wobei der Faserwinkel gegen die obere Schranke $\alpha = 24^\circ$ konvergiert. Die Reduktion des Drucks ist bereits deutlich geringer für größere Radien, wie im kraftdominierten Szenario mit Optimierung der Radien. Der Vorteil von *Parallel-fiber* reduziert sich ebenfalls für größere Dehnungen. So ist der Druck im ausgeglichenen Szenario kaum geringer als bei *Braided-sheath* und der optimierte Faserwinkel reduziert sich auf $\alpha = 13^\circ$ bzw. $\alpha = 8^\circ$. Im dehnungsdominierten Szenario hat *Parallel-fiber* keinen Vorteil bei der Reduzierung des Drucks gegenüber den anderen Szenarien.

Tabelle 7: Optimierung [LP21a]: Ergebnisse für drei Szenarien mit den Zwangsbedingungen $3^\circ \leq \alpha \leq 24^\circ$ und $R_a/1.5 \leq R_i \leq R_a - 2 \text{ mm}$

Szenario	f_{min}	Dimensionen	<i>Braided-sh.</i>	<i>Crossed-f.</i>	<i>Parallel-f.</i>	$R_{i,opt}$	$\alpha_{PF,opt}$
Kraftdominiert $\lambda = 1.3, F = 4 \text{ N}$	p	$R_i = 4 \text{ mm}, R_a = 6 \text{ mm}$	57 kPa	57 kPa	38 kPa	-	24°
		$4 \text{ mm} \leq R_i \leq 10 \text{ mm}$	21 kPa	21 kPa	18 kPa	10 mm	24°
Ausgewogen $\lambda = 2, F = 2 \text{ N}$	p	$R_i = 4 \text{ mm}, R_a = 6 \text{ mm}$	71 kPa	73 kPa	67 kPa	-	13°
		$4 \text{ mm} \leq R_i \leq 10 \text{ mm}$	34 kPa	35 kPa	34 kPa	10 mm	8°
Dehnungsdominiert $\lambda = 2, F = 0 \text{ N}$	p	$R_i = 4 \text{ mm}, R_a = 6 \text{ mm}$	54 kPa	55 kPa	54 kPa	-	3°
		$4 \text{ mm} \leq R_i \leq 10 \text{ mm}$	30 kPa	30 kPa	30 kPa	10 mm	3°
	W_p	$R_i = 4 \text{ mm}, R_a = 6 \text{ mm}$	8,76 J	8,89 J	9,13 J	-	3°
		$4 \text{ mm} \leq R_i \leq 10 \text{ mm}$	8,76 J	8,89 J	9,13 J	4 mm	3°

Abbildung 22: Optimierung [LP21a]: Ergebnisse mit den Zwangsbedingungen $3^\circ \leq \alpha \leq 24^\circ$ und $R_a/1.5 \leq R_i \leq R_a - 2 \text{ mm}$ für das a) kraftdominierte, b) ausgewogene und c) dehnungsdominierte Szenario

4.5.4 Designrichtlinien

Anhand der Ergebnisse der Optimierung lassen sich Designrichtlinien für einzelne Kammern wie folgt festlegen. Geringe Dehnung bei hohen externen Kräften und möglichst geringem Druck wird am besten von *Parallel-fiber* erfüllt. In anderen Fällen ist *Braided-sheath* die zu bevorzugende radiale Verstärkung, sowohl zur Reduktion des benötigten Drucks p als auch der Aktuierungsenergie W_p . Der innere Radius R_i sollte zur Reduktion des Drucks so groß wie möglich und zur Reduktion der Aktuierungsenergie so klein wie möglich gewählt werden, die Wandstärke immer so gering wie möglich. Der Faserwinkel α bei *Crossed-fiber* und *Parallel-fiber* sollte immer so klein wie möglich gewählt werden.

Nachdem ein Design gefunden wurde, kann der passende Abstand zwischen den Ringen oder den Fasern der Kammern mit dem Modell für *Parallel-ring* (Abschnitt 4.2.5) abgeschätzt werden. Auch wenn dieses nur als Adaption von *Braided-sheath* hergeleitet wurde, sind die Auswirkungen des Abstands für *Crossed-fiber* und *Parallel-fiber* vergleichbar.

4.6 Zusammenfassung zu einzelnen Kammern

Wie der *Stand der Forschung* (Unterkapitel 4.1) zeigt, existiert eine Vielzahl an Arbeiten zur Modellierung einzelner Kammern bzw. einkammeriger Aktuatoren in der Literatur. Die herausgegriffenen Beispiele zeigen aber auch, dass jeder der Ansätze individuelle Stärken und Schwächen hat.

Das *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2) basiert auf dem Prinzip der virtuellen Arbeit und ergänzt die Ansätze aus der Literatur, indem besondere Rücksicht auf gut zu analysierende Gleichungen und die Berücksichtigung axialer Kräfte genommen wird. Zudem werden vier Verstärkungsarten statt nur einer einzigen betrachtet. Durch die einfache Form der Gleichungen kann gezeigt werden, dass externe Kräfte und Druckbeaufschlagung mathematisch äquivalent sind. Das Verhältnis der beiden wird durch die neu eingeführte Größe δp beschrieben. Bei der experimentellen Parameteridentifikation ermöglicht die Nutzung von δp eine Entkopplung in material- und geometrieabhängige Parameter.

Da eine Validierung anhand von Experimenten mit den verwendeten Messmethoden nicht zielführend ist (Unterkapitel 4.3), erfolgt eine *Validierung anhand numerischer Experimente* (Unterkapitel 4.4). Diese zeigt eine gute Übereinstimmung des Modells der virtuellen Arbeit und eines dreidimensionalen FE-Modells für *Braided-sheath*, *Crossed-fiber* und *Parallel-fiber*. Durch Verwendung des FE-Modells werden, neben strukturellen Schwächen bei den Experimenten, Fehler im Materialmodell und Fertigungstoleranzen als Grund für Abweichungen bei der Validierung ausgeschlossen. So können Abweichungen zwischen den beiden Modellen klar identifiziert werden. Die vorhandenen Abweichungen entstehen durch die Vernachlässigung von zusätzlicher radialer Dehnung durch Änderungen der Wandstärke im Modell der virtuellen Arbeit. Das Modell der virtuellen Arbeit für *Parallel-ring* soll das Aufblähen zwischen Ringen bzw. Fasern durch die Annahme einer kreisförmigen Verformung der Wand auf möglichst einfache Art und Weise abbilden. Aufgrund der starken Verformungen während des Aufblähens kann es nicht anhand von FE-Simulationen validiert werden, da diese in den interessanten Bereichen nicht konvergieren.

Qualitativ sind die Ergebnisse des Modells jedoch in Einklang mit der persönlichen Erfahrung des Autors. Somit kann geschlossen werden, dass zumindest eine Abschätzung des Einflusses des Abstands der Ringe bzw. Fasern möglich ist.

In *Anwendung des Modells zur Designoptimierung* (Unterkapitel 4.5) werden anhand von drei Szenarien Designrichtlinien zur Minimierung des Drucks p und der Aktuierungsenergie W_p hergeleitet. Zusammengefasst lauten diese:

- Es sollte möglichst *Braided-sheath* als radiale Verstärkung oder alternativ ein möglichst geringer Faserwinkel α gewählt werden.
- Die Wand der Kammer sollte so dünn wie möglich sein.
- Der Innenradius sollte so groß wie möglich sein, um den Druck zu minimieren, und so klein wie möglich, um die Aktuierungsenergie zu minimieren.

Im seltenen Fall hoher Kräfte bei geringer Dehnung ist *Parallel-fiber* zu bevorzugen. Dabei muss sich, mit Rücksicht auf die Annahmen bei der Herleitung des Modells, die Kammer frei drehen können. Wenn *Crossed-fiber*, *Parallel-fiber* oder Ringe als Verstärkung gewählt werden, lässt sich ein geeigneter Abstand zwischen Ringen bzw. Fasern anhand des Modells für *Parallel-ring* abschätzen.

4.7 Ausblick zu einzelnen Kammern

Um gut zu analysierende Gleichungen zu erhalten, wird im Modell der virtuellen Arbeit die Faser der Verstärkung als nicht dehnbar angenommen sowie die radiale Dehnung durch Änderungen der Wandstärke vernachlässigt. Wie die *Validierung anhand numerischer Experimente* (Unterkapitel 4.4) zeigt, hat Ersteres für die Genauigkeit des Modells bei den verwendeten Parametern keinen Einfluss. Letzteres hat einen Einfluss auf die Dehnung der Kammer, aber nicht auf die einer externen Kraft äquivalente Druckänderung δp . Trotzdem könnten beide Effekte durch geringe Änderungen im Modell berücksichtigt werden. Für eine dehnbare Faser müsste, ähnlich wie bei Singh et al. [SK17], eine zusätzliche Größe $\Omega \neq 1$ in die Kopplung von λ_1 , λ_2 und t in Gleichung 9 eingeführt und ein zusätzlicher Term der Energie in Gleichung 15 berücksichtigt werden. Um radiale Dehnung durch Änderungen der Wandstärke zu berücksichtigen, beispielsweise um auch „dicke“ Wände zu simulieren, müsste das radiale Dehnungsverhältnis λ_2 im Deformationsgradiententensor \mathbf{H} (Gleichung 7) durch einen Term abhängig des gedehnten Innenradius $r_i(\lambda_1, \lambda_2)$ (Gleichung 4) ergänzt werden. Obwohl die Validierung nur für Kammern einer einzigen Größe, die typisch für solche Aktuatoren ist [Pol+15; TLR07; Cia+13; Sed+18], durchgeführt wurde, ist sie auch für andere Dimensionen gültig, solange das Verhältnis von pneumatischem Volumen zu Materialvolumen ungefähr gleich bleibt oder dickere Wände explizit mathematisch berücksichtigt werden.

Auch wenn der *Versuch einer experimentellen Validierung* (Unterkapitel 4.3) zeigt, dass eine komplette Validierung des Modells mit Herausforderungen verbunden ist, lohnt sich eine zielgerichtete experimentelle Untersuchung einzelner Aspekte. Insbesondere die Trennung von material-

und geometrieabhängigen Größen durch δp ist eine interessante Erkenntnis der theoretischen Herleitung, die auch für mehrkammerige Biegeaktuatoren von Interesse ist. Bei parallelen Kammern, die mit dem gleichen Druck beaufschlagt werden, addieren sich die Steifigkeiten. Der Aktuator ist somit stabiler gegen Ausknicken und Fertigungstoleranzen der einzelnen Kammern fallen nicht so schwer ins Gewicht. Mit einem mehrkammerigen, stabileren Aktuator könnte ein Prüfstand aufgebaut werden, bei dem statt einer vorgegebenen Länge ein Gewicht aufgebracht wird, das den Aktuator axial belastet. Mit diesem Ansatz könnte erneut ein Versuch unternommen werden, den Verlauf von δp für Aktuatoren mit verschiedenen Verstärkungsarten zu bestimmen.

5 Modellierung eines Biegeaktuators

Nach der *Modellierung einzelner Kammern* (Kapitel 4) folgt in diesem Kapitel die Modellierung eines mehrkammerigen Biegeaktuators. Wie im *Stand der Forschung zu mehrkammerigen Biegeaktuatoren* (Unterkapitel 5.1) begründet und näher erläutert wird, erfolgt die Modellierung mittels Balkentheorie nach *Cosserat*. Das vorgestellte *Modell eines mehrkammerigen Biegeaktuators* (Unterkapitel 5.2) ist möglichst allgemein gehalten und nicht nur auf den in dieser Arbeit relevanten Aktuator (Unterkapitel 2.3), sondern beispielsweise auch auf den *STIFF-FLOP* anwendbar. Die *Validierung durch dreidimensionale Messungen* (Unterkapitel 5.3) erfolgt anhand von Experimenten mit ersterem. Zuletzt folgt eine Zusammenfassung und ein Ausblick. Das gesamte Kapitel, abgesehen vom *Stand der Forschung zu mehrkammerigen Biegeaktuatoren* (Unterkapitel 5.1), basiert weitestgehend auf dem Paper „A Novel and Practicable Approach for Determining the Beam Parameters of Soft Pneumatic Multi-Chamber Bending Actuators“ [LP23].

5.1 Stand der Forschung zu mehrkammerigen Biegeaktuatoren

So groß wie die Vielfalt an Designs für *Soft Robots*, so umfangreich sind auch die Simulationsmethoden. Armanini et al. [Arm+21] bilden aus einer Vielzahl an Quellen vier Kategorien (kontinuumsmechanische, geometrische, diskrete und datenbasierte Modelle). Der *Cosserat*-Balken wird dabei als Unterkategorie der kontinuumsmechanischen Modelle und häufig genutzter Ansatz umfangreich erläutert. Neben der Tatsache, dass der *Cosserat*-Balken im Gegensatz zu simpleren Modellen, zwar kontinuierliche Verformungen zulässt, gleichzeitig aber zugunsten der Rechenzeit die Geometrie von drei auf eine Dimension reduziert, nennen die Autoren die einfache Integration typischer Wirkmechanismen der *Soft Robotik* als Vorteil. Die Reduktion von drei auf eine Dimension wird allerdings auch als Nachteil aufgeführt, da gewisse Effekte, wie beispielsweise Aufblähen, nicht adäquat abgebildet werden können.

Die Arbeit von Armanini et al. [Arm+21] ist aus einer theoretischen Perspektive mit wenigen Beispielen verfasst und legt besonderen Wert auf eine Kategorisierung von Ansätzen. Im Kontrast dazu wenden Sadati et al. [Sad+17b] fünf Simulationsmethoden, die das Spektrum der von Armanini et al. [Arm+21] identifizierten Kategorien (abgesehen von dreidimensionalen FE-Simulationen) abdecken, am Beispiel des *STIFF-FLOP* an. Sie bewerten die Komplexität, die strukturellen Details, die Sensitivität gegenüber der Genauigkeit von Parametern, die Rechenzeit und die Genauigkeit. Die Autoren kommen zu dem Schluss, dass sich der *Cosserat*-Balken besonders für die Anwendung als Simulationsumgebung eignet, da er, verglichen mit simpleren Ansätzen, zwar verhältnismäßig hohe Rechenzeit und Komplexität aufweist, allerdings auch sehr genau ist.

Da die Eigenschaften des *Cosserat*-Balken den Anforderungen des Projekts, in dessen Rahmen diese Arbeit entstanden ist, exakt entsprechen, richtet sich der *Stand der Forschung* ausschließlich danach aus. Wie auch in den Kapiteln zuvor, werden mehrere Beispiele aus der Literatur vorgestellt, die möglichst umfangreich die üblichen Ansätze umfassen. Um diese Ansätze adäquat

beschreiben zu können, erfolgt zunächst eine Einführung in die Theorie des *Cosserat*-Balkens. Abschließend wird ein Überblick zu verfügbaren Simulationsumgebungen gegeben.

5.1.1 Einführung in die Theorie des *Cosserat*-Balkens

Da es sich beim *Cosserat*-Balken um einen etablierten Modellierungsansatz handelt, ist die folgende Herleitung auf die wesentlichen Zusammenhänge beschränkt, die zum Verständnis des restlichen Kapitels notwendig sind. Für eine detaillierte Herleitung sind Antman [Ant06] und Cao und Tucker [CT08] zu empfehlen.

Der Balken wird beschrieben durch eine Kurve im Raum

$$\mathbf{r}(s) = x(s)\mathbf{e}_1 + y(s)\mathbf{e}_2 + (s + z(s))\mathbf{e}_3, \quad (32)$$

die seine Mittelachse repräsentiert, wobei s die Bogenlänge ist.

Wie in Abbildung 23 dargestellt, wird das globale Koordinatensystem $\{\mathbf{e}_1, \mathbf{e}_2, \mathbf{e}_3\}$ durch ein lokales Koordinatensystem $\{\mathbf{d}_1, \mathbf{d}_2, \mathbf{d}_3\}$, sogenannte Direktoren, ergänzt. Dabei sind \mathbf{d}_1 und \mathbf{d}_2 die Hauptträgheitsachsen des Balkens und

$$\mathbf{d}_3(s) = \mathbf{d}_1(s) \times \mathbf{d}_2(s). \quad (33)$$

Ein beliebiger Vektor \mathbf{c} des globalen Koordinatensystem $(.)^e$ kann durch drei hintereinander ausgeführte Rotationen, zusammengefasst in \mathbf{D} , in das lokale Direktorensystem $(.)^d$ transformiert werden:

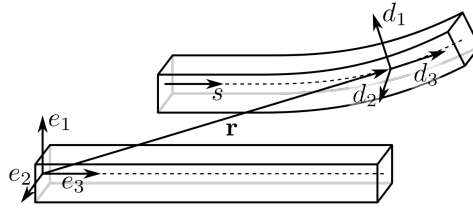
$$\begin{aligned} \mathbf{c}^d &= \mathbf{D}_{\phi, \theta, \psi}(s) \mathbf{c}^e, \\ \mathbf{D}(s) &= \mathbf{D}_{\phi}(s) \mathbf{D}_{\theta}(s) \mathbf{D}_{\psi}(s), \\ \mathbf{D}_{\psi}(s) &= \begin{bmatrix} \cos(\psi(s)) & 0 & -\sin(\psi(s)) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\psi(s)) & 0 & \cos(\psi(s)) \end{bmatrix}, \\ \mathbf{D}_{\theta}(s) &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta(s)) & \sin(\theta(s)) \\ 0 & -\sin(\theta(s)) & \cos(\theta(s)) \end{bmatrix}, \\ \mathbf{D}_{\phi}(s) &= \begin{bmatrix} \cos(\phi(s)) & \sin(\phi(s)) & 0 \\ -\sin(\phi(s)) & \cos(\phi(s)) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (34)$$

Die statische Verformung des Balkens ergibt sich aus dem Kräfte- und Momentengleichgewicht

$$\mathbf{n}'(s) + \mathbf{f}(s) = \mathbf{0}, \quad (35)$$

$$\mathbf{m}'(s) + \mathbf{r}'(s) \times \mathbf{n}(s) + \mathbf{l}(s) = \mathbf{0}, \quad (36)$$

wobei \mathbf{f} (Kraft) und \mathbf{l} (Moment) äußere Linienlasten sind, \mathbf{n} die inneren Scherkräfte ($n_{1/2}$) und die Zugkraft (n_3), ebenso wie \mathbf{m} die inneren Biegemomente ($m_{1/2}$) und das Torsionsmoment (m_3)

Abbildung 23: *Cosserat*-Balken [LP23]: Koordinatensysteme und Drehwinkel nach [CT08]

repräsentieren. Das hochgestellte $(.)'$ kennzeichnet die Ableitung einer Größe nach der Bogenlänge s . Zur Berechnung des dynamischen Verhaltens des Balkens müsste seine Trägheit in Form von Beschleunigungskräften im Kräfte- und Momentengleichgewicht berücksichtigt werden.

Die Verformung des Balkens, die zur Berechnung der inneren Kräfte \mathbf{n} und Momente \mathbf{m} benötigt wird, wird durch \mathbf{v} (Scherung $v_{1/2}$, axiale Dehnung v_3) und \mathbf{u} (Biegung $u_{1/2}$, Torsion u_3) beschrieben, mit

$$\mathbf{v}(s) = \mathbf{r}'(s), \quad (37)$$

$$\mathbf{d}'(s) = \mathbf{u}(s) \times \mathbf{d}(s). \quad (38)$$

Die inneren Kräfte ergeben sich aus

$$\mathbf{n} = \mathbf{K}(\mathbf{v} - \mathbf{v}_0), \quad (39)$$

$$\mathbf{m} = \mathbf{J}(\mathbf{u} - \mathbf{u}_0). \quad (40)$$

Das tiefgestellte $(.)_0$ kennzeichnet die Ausgangsposition des Balkens. Für einen geraden Balken, der in \mathbf{e}_3 -Richtung zeigt, ist $\mathbf{v}_0 = (0, 0, 1)^T$ und $\mathbf{u}_0 = \mathbf{0}$. Unter der Annahme linearer Materialgesetze, was nicht zwangsläufig der Fall sein muss, ist

$$\mathbf{K} = K_{ij}(\mathbf{d}_i \otimes \mathbf{d}_j) \quad (41)$$

$$K_{ij} = \begin{bmatrix} S & 0 & 0 \\ 0 & S & 0 \\ 0 & 0 & E \end{bmatrix},$$

mit der Schersteifigkeit S und der Dehnsteifigkeit E , und analog

$$\mathbf{J} = J_{ij}(\mathbf{d}_i \otimes \mathbf{d}_j) \quad (42)$$

$$J_{ij} = \begin{bmatrix} B & 0 & 0 \\ 0 & B & 0 \\ 0 & 0 & T \end{bmatrix},$$

mit der Biegesteifigkeit B und der Torsionssteifigkeit T . Für bessere Lesbarkeit und in Hinblick auf die experimentelle Parameteridentifikation sind alle Materialparameter kombinierte Größen, die sowohl Materialsteifigkeit als auch geometrische Aspekte vereinen, beispielsweise im Fall der Biegesteifigkeit B , die den Elastizitätsmodul und das Flächenträgheitsmoment beinhaltet.

5.1.2 Beispiele für Modellierungsansätze

Für die Simulation von *Soft Robots* mittels *Cosserat*-Balken müssen die Parameter Schersteifigkeit S , Dehnsteifigkeit E , Biegesteifigkeit B und Torsionssteifigkeit T bekannt sein. Zusätzlich ist es notwendig, das Aktuierungsprinzip des zu simulierenden Roboters oder Aktuators im Modell zu berücksichtigen. Die im Folgenden vorgestellten Ansätze beschränken sich auf pneumatische, mehrkammerige Biegeaktuatoren.

Uppalapati et al. [USK18] simulieren einen Aktuator, der aus drei *FREE*, einer Abwandlung des *PAM*, in paralleler Anordnung besteht. Anders als im *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2), wird die Aktuierung durch Druck nicht als Kraft bzw. Moment berücksichtigt. Stattdessen werden eine ursprüngliche Krümmung $\mathbf{u}_0(p)$, eine Biegesteifigkeit $B(p)$ und eine Torsionssteifigkeit $T(p)$ in Abhängigkeit des Drucks experimentell bestimmt. Da weder Scherung noch axiale Dehnung berücksichtigt werden, müssen die entsprechenden Parameter S und E nicht bestimmt werden.

Der Vorteil dieses Ansatzes liegt in der verringerten Komplexität, indem der Druck p in eine druckabhängige ursprüngliche Krümmung und druckabhängige Steifigkeiten überführt wird, statt als Kraft berücksichtigt zu werden. Gleichzeitig ergeben sich daraus zwei elementare Nachteile. Zum einen handelt es sich bei der Wirkung des Drucks und der Steifigkeit des Aktuators um zwei unterschiedliche physikalische Phänomene, die kombiniert werden und somit nicht mehr unabhängig voneinander betrachtet und auf ihre Auswirkungen untersucht werden können. Zum anderen reduziert sich bei der Parameteridentifikation die Anzahl der Messpunkte pro Parameter, da für jede Position ein „eigener“ Parameter gilt. Folglich sinkt entweder die Genauigkeit der Parameteridentifikation oder es müssen mehr Messungen durchgeführt werden.

Gilbert und Godage [GG19] verwenden ein Modell, das auf den ersten Blick sehr ähnlich erscheint, zur Simulation eines Aktuators, der aus drei *PAM* in paralleler Anordnung besteht. Auch dieses Modell nimmt eine ursprüngliche Verformung $\mathbf{v}_0(p)$ und $\mathbf{u}_0(p)$ an. Allerdings wird diese Verformung nicht experimentell ermittelt. Vielmehr wird die durch den Druck erzeugte axiale Kraft durch Experimente mit einem einzelnen *PAM* ermittelt. Das erzeugte Moment ergibt sich aus dem Abstand der *PAMs* zur Mittelachse des Aktuators. Aus Kraft und Moment lässt sich über die Steifigkeitstensoren \mathbf{K} und \mathbf{J} die ursprüngliche Verformung $\mathbf{v}_0(p)$ und $\mathbf{u}_0(p)$ ermitteln. Die Steifigkeit des Aktuators ergibt sich durch Anpassen („Fitting“) der Parameter.

Wie auch bei Uppalapati et al. [USK18], besteht der Vorteil dieses Ansatzes in der verringerten Komplexität durch Berücksichtigung des Drucks als eine ursprüngliche Verformung, zumal diese Verformung physikalisch begründet ist. Solange lineare Materialmodelle zur Anwendung kommen, ist dieses Vorgehen mathematisch identisch mit den beiden folgenden Ansätzen, da äußere Kräfte und die durch den Druck induzierte Verformung, welche wiederum aus Kräften resultiert, nach dem Superpositionsprinzip addiert werden können. Im Falle eines nicht-linearen Materialmodells entstünde daraus ein Fehler.

Trivedi et al. [TLR07] ermitteln für den *Oct-Arm V*, wie im *Stand der Forschung zu einzelnen Kammern* (Unterkapitel 4.1) beschrieben, zunächst die Dehnung $\lambda_k(p)$ der einzelnen Kammern k über das Prinzip der virtuellen Arbeit. Unter Annahme einer Dehnsteifigkeit E , die auch später im Balkenmodell Anwendung findet, kann für jede Kammer k eine durch Druck induzierte externe Kraft

$$F_k = E \cdot (\lambda_k(p) - 1) \quad (43)$$

berechnet werden, die die durch die radiale Verstärkung der Kammer verursachte nicht-Linearität enthält. Die durch den inneren Druck induzierte Kraft und das sich durch die Anordnung der Kammern ergebende Moment wirken auf der kompletten Länge der jeweiligen Kammer. Dies wird durch sich gegenseitig aufhebende Sprungbedingungen der beiden Größen an den Enden der Kammer erreicht. Zusätzlich werden die externen Kräfte F_k der Kammern im Kräftegleichgewicht (Gleichung 35) berücksichtigt, woraus sich die angepasste Form

$$(\mathbf{n} - \mathbf{F})'(s) + \mathbf{f}(s) = \mathbf{0} \quad (44)$$

ergibt. Der Vorteil dieses Ansatzes ist die Trennung zwischen dem Modell der einzelnen Kammern und dem des Aktuators im Gesamten, wobei trotzdem die nicht-Linearität durch die Verstärkung erhalten bleibt. Allerdings erfolgt, wie bereits in Unterkapitel 4.1 beschrieben, die Berechnung der externen Kräfte F_k nicht nach dem Prinzip der virtuellen Arbeit, was inkonsistent ist. Zudem müsste auch im Momentengleichgewicht die Wirkung des Drucks berücksichtigt werden, wie beim nächsten vorgestellten Ansatz.

Till et al. und **Bartholdt et al.** [TAR19; Bar+21] nutzen einen Ansatz, der grundsätzlich mit dem von Trivedi et al. [TLR07] übereinstimmt, für die Simulation von Aktuatoren, bei denen die Kammern in einen Körper aus Silikon eingelassen sind. Zusätzlich zu den Sprungbedingungen und dem modifizierten Kräftegleichgewicht (Gleichung 44) wird korrekterweise die Druckbeaufschlagung auch im Momentengleichgewicht (Gleichung 36) durch \mathbf{F} und \mathbf{M} berücksichtigt

$$\mathbf{m}'(s) + \mathbf{r}'(s) \times \mathbf{n}(s) + \mathbf{M}'(s) + \mathbf{r}'(s) \times \mathbf{F}(s) + \mathbf{l}(s) = \mathbf{0}. \quad (45)$$

Statt die axiale Kraft der Kammern experimentell (Gilbert und Godage [GG19]) oder durch ein Modell der Kammern (Trivedi et al. [TLR07]) zu bestimmen, wird der Druck über die inneren Stirnflächen der Kammern in eine Kraft umgerechnet. Dieses Vorgehen nutzen auch Sadati et al. [Sad+17a], während dort sonst der Ansatz von Trivedi et al. [TLR07] gewählt wird. Wie das *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2) zeigt, ist diese Annahme nicht korrekt, da (zumindest theoretisch) der Außenradius ausschlaggebend für die Wirkung des Drucks ist.

Bartholdt et al. [Bar+21] identifizieren die Parameter des Balkens über einen Datensatz mit 9261 Positionen, aus denen ein *Neuronales Netzwerk* angelernt wird. Till et al. [TAR19] machen keine Angaben, wie die Parameter des Balkens bestimmt werden.

Eugster et al. [Eug+22] umgehen das explizite Kräfte- und Momentengleichgewicht (Gleichungen 35 und 36) durch einen energetischen Ansatz, der direkt in FE überführt und gelöst wird.

Die Autoren zeigen jedoch die Äquivalenz ihres Ansatzes zu Till et al. [TAR19] und Bartholdt et al. [Bar+21]. Durch den energetischen Ansatz kann ein nicht-lineares Materialverhalten angewandt werden. Grundsätzlich ist das Modell von Eugster et al. so konzipiert, dass für die Steifigkeiten Korrekturfaktoren zu Materialparametern aus Datenblättern sowie ein Parameter für die nicht-Linearität des Materialmodells experimentell identifiziert werden müssen. Zusätzlich werden noch Korrekturwerte für die Position der Kammern relativ zur Mittelachse berücksichtigt und ein Korrekturfaktor, der die radiale Dehnung der Kammer mit zunehmendem Druck berücksichtigt. Versuche mit steigender Anzahl berücksichtigter Parameter zeigen, dass vor allem das nicht-lineare Materialverhalten und der Korrekturfaktor für den Innenradius der Kammer einen signifikanten Einfluss haben.

Der Vorteil dieses Ansatzes liegt in der konsistenten Berücksichtigung eines nicht-linearen Materialmodells, das auch Scherung und Torsion umfasst. Zudem ist der Korrekturfaktor für den Innenradius der Kammer nicht statisch, sondern der Radius steigt linear mit dem Druck im Inneren der Kammern. Nichtsdestoweniger stellt dieser Korrekturfaktor bloß eine Annäherung dar, die in ihrer Komplexität geringer ist als das *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2). Zudem ist das Modell wenig anschaulich, da das Materialverhalten nicht explizit in Steifigkeiten, beispielsweise der Dehnsteifigkeit, angegeben wird, sondern sich erst aus der Energie im Material während der Verformung ergibt.

5.1.3 Simulationsumgebungen

Auch wenn die Autoren der Beispiele aus dem vorhergehenden Abschnitt 5.1.2 ausnahmslos eigene Implementierungen verwenden, gibt es eine wachsende Zahl an Simulationsumgebungen für *Cosserat*-Balken. Armanini et al. [Arm+21] zählen neben kommerzieller FE-Software auch die frei verfügbaren Projekte *SOFA* [SOF], *PyElastica* [PyE] und *SoRoSym* [SoR] auf.

SOFA [SOF] ist eine Simulationsumgebung mit Schwerpunkt auf medizinischen Simulationen. Da die Steifigkeit der Materialien in der *Soft Robotik* ähnlich der des Gewebes von Lebewesen ist [RT15], bietet sich die Anwendung in der *Soft Robotik* ebenfalls an. Neben den häufig angewandten, dreidimensionalen FE-Simulationen ist ein Plug-in für den *Cosserat*-Balken verfügbar.

Der Vorteil von *SOFA* liegt in der breiten Anwendbarkeit und der großen Community. Simulationen werden per *Python*-Skript aufgebaut, sodass einfache Kompatibilität zu anderen Programmen besteht. Der Nachteil von *SOFA* ist die verhältnismäßig schlechte Dokumentation, die größtenteils aus Beispielskripten mit Kommentaren besteht und deren Qualität je nach verwendetem Plug-in schwankt.

PyElastica [PyE] ist eine Simulationsumgebung mit Schwerpunkt auf ausschließlich schlanken Strukturen, die sich durch das Zusammenfügen mehrerer *Cosserat*-Balken approximieren lassen. Wie durch den Namen bereits angedeutet, basiert die Implementierung auf *Python*.

Der Vorteil von *PyElastica* ist, wie auch bei *SOFA*, die einfache Kompatibilität zu anderen Programmen durch *Python* und die spezielle Fokussierung auf den *Cosserat*-Balken. Nachteilig

ist der bisher geringe Funktionsumfang.

SoRoSim [SoR] ist eine Toolbox für *Matlab* mit Schwerpunkt auf der Simulation von *Soft Robots*. Diese können durch Zusammenfügen von weichen Strukturen (*Cosserat*-Balken) und Festkörpern erstellt werden. Die Evaluation dieser Toolbox ist am Lehrstuhl *CPE* noch nicht weit genug voran geschritten, um Vor- und Nachteile benennen zu können.

5.2 Modell eines mehrkammerigen Biegeaktuators

Wie auch das *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2), zielt die Herleitung des hier vorgestellten Modells für einen mehrkammerigen Biegeaktuator auf möglichst einfache Gleichungen ab. Ein Vorteil, der sich daraus ergibt, ist eine gute Analysierbarkeit, sodass beispielsweise Abschätzungen zur Auswirkung von Änderungen des Designs eines Aktuators getroffen werden können. Ein zweiter Vorteil ist eine verringerte Anzahl Parameter, die zur Simulation eines Aktuators identifiziert werden müssen. Im Fall des in Unterkapitel 2.3 vorgestellten Aktuators reichen axiale Tests für die Parameteridentifikation und Modellierung des dreidimensionalen Verhaltens.

Aus dem *Stand der Forschung zu mehrkammerigen Biegeaktuatoren* (Unterkapitel 5.1) ergibt sich die Notwendigkeit, die Schersteifigkeit S , Dehnsteifigkeit E , Biegesteifigkeit B und Torsionssteifigkeit T zu kennen, um einen Aktuator mittels *Cosserat*-Balken simulieren zu können. Wie häufig in der Literatur, werden im Folgenden die Schersteifigkeit S und die Torsionssteifigkeit T aufgrund ihrer geringeren Relevanz vernachlässigt. Nach Kenntnis des Autors verzichten nur die Modelle von Bartholdt et al. [Bar+21] und Eugster et al. [Eug+22] auf diese Vereinfachung. Wie bereits erläutert, handelt es sich bei der Dehnsteifigkeit E und der Biegesteifigkeit B um kombinierte Größen mit den entsprechenden Einheiten $[E] = \text{N}$ und $[B] = \text{Nm}^2$.

5.2.1 Grundlegende Annahmen

Eine grundlegende Annahme des hier vorgestellten Ansatzes ist, dass sich die Grundfläche des mehrkammerigen Biegeaktuators mit der ursprünglichen Länge L in Bereiche aufteilen lässt, deren Dehnsteifigkeit, axiale Kraft in Abhängigkeit der Druckbeaufschlagung und Dimensionen bekannt sind, wie in Abbildung 24 abgebildet. Der Aktuator in Abbildung 24 verfügt für eine möglichst allgemeine Herleitung über Kammern, die in Silikon eingebettet sind, auch wenn für den Aktuator aus Unterkapitel 2.3 separierte Kammern ausreichend wären. Für den betrachteten Aktuator ergeben sich sieben Bereiche: ein mittlerer Bereich, einer für jede Kammer und einer je zwischen zwei benachbarten Kammern. Allgemeiner gefasst ergeben sich $2j + 1$ Bereiche für einen Aktuator mit j Kammern.

Jeder Bereich k verfügt über die Dehnsteifigkeit

$$E_k = \{E^I, E^{II}, E^I, \dots, E^I, E^{II}, E^{III}\}, \quad (46)$$

die für Bereiche mit gleichem Querschnitt identisch ist. Externe Kräfte F_k können in axialer Richtung in jeder Kammer wirken. Wie auch beim *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2)

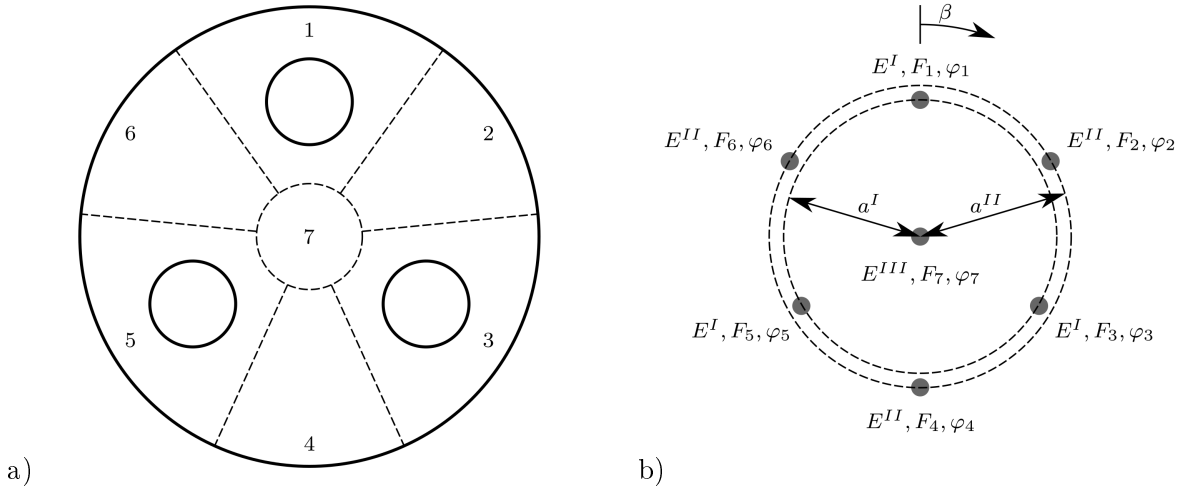


Abbildung 24: Aufteilung mehrkammeriger Biegeaktuatoren [LP23]: a) Querschnitt eines Aktuators mit drei in Silikon eingelassenen Kammern und b) Aufteilung in sieben Bereiche mit bekannten Eigenschaften

und bei Trivedi et al. [TLR07] sollen diese Kräfte Druckbeaufschlagung repräsentieren, könnten aber auch anderweitige Kräfte repräsentieren. Im Falle von Druckbeaufschlagung sind die externen Kräfte für Bereiche ohne Kammer null. Jedem Bereich wird ein „Phasenwinkel“ φ_k sowie der Radius a_k eines gedachten Kreises um die Mittelachse des Aktuators, auf dem die Kammern angeordnet sind, zugeordnet

$$\varphi_k = \left\{ 0, \frac{\pi}{j}, \frac{2\pi}{j}, \frac{3\pi}{j}, \dots, \left(\pi - \frac{\pi}{j} \right), 0 \right\}, \quad (47)$$

$$a_k = \{ a^I, a^{II}, a^I, \dots, a^I, a^{II}, 0 \}. \quad (48)$$

Bei allen Vektoren bezieht sich das letzte Element auf den mittleren Bereich ($k = 7$ in Abbildung 24).

Im Folgenden wird ein Aktuator angenommen, auf den, abgesehen von den durch Druck induzierten Kräften, keine weiteren externen Kräfte wirken, und der sich mit einer konstanten Krümmung κ biegt. Diese Annahme ist valide, da *Constant Curvature*-Modelle, die genau auf dieser Annahme beruhen, erst durch externe Kräfte ungenau werden [WJ10]. Im Gegensatz zu diesen Modellen, ist hier die Annahme jedoch nur während der Herleitung der Balkenparameter von Bedeutung, und nicht mehr, wenn sie im *Cosserat*-Balken angewandt werden.

Die zweite grundlegende Annahme ist eine Vernachlässigbarkeit der Biegesteifigkeit der einzelnen Bereiche gegenüber ihrer Dehnsteifigkeit. Durch Erweiterung des *Modells einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2) um Biegung lässt sich anhand der beiden Anteile von Dehnung und Biegung an der Dehnungsenergie abschätzen, dass durch diese Vereinfachung ein vernachlässigbarer Fehler entsteht.

5.2.2 Dehnsteifigkeit

Aufgrund der konstanten Krümmung κ kann die gedehnte Länge der einzelnen Bereiche l_k als Funktion der gedehnten Länge des gesamten Aktuators bzw. seiner Mittelachse l und der Richtung der Biegung β (Abbildung 24b) bestimmt werden

$$l_k = (1 + \cos(\beta - \varphi_k) a_k \kappa) \cdot l. \quad (49)$$

Die Dehnsteifigkeit E_k und das Dehnungsverhältnis der Kammern $\frac{l_k}{L}$ verursachen eine interne axiale Kraft im Material

$$F_{m,k} = \left(\frac{l_k}{L} - 1 \right) \cdot E_k. \quad (50)$$

Ohne weitere externe Kräfte, abgesehen von Druckbeaufschlagung, muss an jeder Stelle der Mittellinie des Aktuators ein Gleichgewicht der axialen Kräfte vorherrschen

$$\sum_{k=1}^{2j+1} F_k - F_{m,k} = 0. \quad (51)$$

Einsetzen der Gleichungen 49 und 50 in 51 ergibt

$$\sum_{k=1}^{2j+1} F_k - \left(\frac{(1 + \cos(\beta - \varphi_k) a_k \kappa) \cdot l}{L} - 1 \right) \cdot E_k = 0. \quad (52)$$

Die gleichmäßige Anordnung der Bereiche in einem Kreis führt zu

$$\sum_{k=1}^{2j} E_k \cos(\beta - \varphi_k) = 0, \text{ wenn } j \geq 3. \quad (53)$$

Die Einschränkung auf drei oder mehr Kammern ist vernachlässigbar, da mindestens drei Kammern für Bewegungen in jede Raumrichtung benötigt werden. Einsetzen von Gleichung 53 und $a_{2j+1} = 0$ (Gleichung 48) vereinfacht Gleichung 52 zu

$$l = \left(\frac{\sum_{k=1}^{2j+1} F_k}{\sum_{k=1}^{2j+1} E_k} + 1 \right) \cdot L. \quad (54)$$

Für den *Cosserat*-Balken wird die Dehnsteifigkeit E des gesamten Aktuators benötigt. Diese Größe setzt die axiale Kraft F in Relation zur axialen Dehnung des Aktuators $(\frac{l}{L} - 1)$. Gleichung 54 impliziert

$$F = \sum_{k=1}^{2j+1} F_k, \quad (55)$$

$$E = \sum_{k=1}^{2j+1} E_k \stackrel{(46)}{=} j \cdot (E^I + E^{II}) + E^{III}. \quad (56)$$

Wie zu erwarten ist die Dehnsteifigkeit E des Aktuators gleich der Summe der Dehnsteifigkeiten der einzelnen Bereiche E_k . Insbesondere ist sie unabhängig von der Biegerichtung β gemäß Gleichung 53.

5.2.3 Biegesteifigkeit

Analog zum Kräftegleichgewicht (Gleichung 51) lässt sich das Momentengleichgewicht

$$\sum_{k=1}^{2j+1} (F_k - F_{m,k}) \cdot \cos(\beta - \varphi_k) \cdot a_k = 0 \quad (57)$$

bilden. Durch Einsetzen der Gleichungen 49, 50 und 53 ergibt sich die Krümmung

$$\kappa = \frac{\sum_{k=1}^{2j+1} F_k \cdot \cos(\beta - \varphi_k) a_k}{\sum_{k=1}^{2j+1} E_k \cdot \cos^2(\beta - \varphi_k) a_k^2 \frac{l}{L}}. \quad (58)$$

Die Biegesteifigkeit B setzt das wirkende Moment M in Relation zur Krümmung κ . Das Moment in Gleichung 58 beträgt

$$M = \sum_{k=1}^{2j+1} F_k \cdot \cos(\beta - \varphi_k) a_k. \quad (59)$$

Folglich ist die Biegesteifigkeit

$$B = \frac{M}{\kappa} = \sum_{k=1}^{2j+1} E_k \cdot \cos^2(\beta - \varphi_k) \cdot a_k^2 \cdot \frac{l}{L}. \quad (60)$$

Eine Vereinfachung lässt sich erneut durch $a_{2j+1} = 0$ (Gleichung 48) und durch die regelmäßige Anordnung der Bereiche in einem Kreis mit

$$\sum_{k=1}^{2j} \cos^2(\beta - \varphi_k) \cdot (k \bmod 2) = \sum_{k=1}^{2j} \cos^2(\beta - \varphi_k) \cdot (k+1 \bmod 2) = \frac{j}{2}, \text{ wenn } j \geq 3, \quad (61)$$

erreichen, wobei der Modulo-Operator zur Unterscheidung der Bereiche mit und ohne Kammer dient. Folglich beträgt die Biegesteifigkeit

$$B = \frac{j}{2} \cdot (E^I (a^I)^2 + E^{II} (a^{II})^2) \cdot \frac{l}{L}. \quad (62)$$

Analog zur Dehnsteifigkeit E berücksichtigt die Biegesteifigkeit B die Anzahl der Kammern j und ihre Anordnung durch die Radien a^I und a^{II} . Der mittlere Bereich (Dehnsteifigkeit E^{III}) hat keinen Einfluss auf die Biegesteifigkeit, da seine Länge unabhängig von der Biegung ist und seine individuelle Biegesteifigkeit aufgrund der Annahmen vernachlässigt wird. Vielmehr resultiert die Biegesteifigkeit aus einer Längendifferenz der einzelnen Bereich des Aktuators. Je mehr sich der Aktuator durch Druckbeaufschlagung oder andere externe Kräfte dehnt, desto größer muss die Längendifferenz der Bereiche werden, um eine bestimmte Krümmung beizubehalten. Mit der Längendifferenz muss auch das Biegemoment steigen. Folglich erhöht sich die Biegesteifigkeit mit einem größeren Dehnungsverhältnis $\frac{l}{L}$ des Aktuators. Obwohl der Aktuator in diskrete Bereiche aufgeteilt ist, ist die Biegesteifigkeit unabhängig vom Biegewinkel β durch die Vereinfachung in Gleichung 61.

5.3 Validierung durch dreidimensionale Messungen

Die Besonderheit des in Unterkapitel 5.2 hergeleiteten Modells ist der intuitive Zusammenhang zwischen der Dehnsteifigkeit E und der Biegesteifigkeit B . Dies hat besondere Vorteile, wenn der zu simulierende Aktuator, so wie der in Unterkapitel 2.3 beschriebene Aktuator, eine einfache Struktur hat. Axiale Tests reichen dann aus, um die Balkenparameter, die für dreidimensionale Simulationen benötigt werden, zu identifizieren. Eine Beschränkung auf axiale Tests ist von besonderem Interesse für Anwender*innen mit limitierten Messmöglichkeiten, die einen Prototypen simulieren möchten.

Die Validierung erfolgt anhand von zwei Prototypen, die aus zwei in Serie geschalteten Modulen bestehen (Abbildung 8b). Zwei Module in Serie werden benutzt, um den Hebelarm, mit dem äußere Lasten auf den Aktuator wirken, zu vergrößern. Um dem Fall von limitierten Messmöglichkeiten zu entsprechen, ist das Vorgehen zur experimentellen Parameteridentifikation in diesem Unterkapitel so einfach wie möglich gewählt.

5.3.1 Setup der Validierung

Die eigentliche Validierung des Modells besteht darin, Simulationsergebnisse mit Experimenten abzugleichen, die mit den Prototypen durchgeführt wurden. Neben diesen Experimenten müssen zunächst die Balkenparameter der Prototypen identifiziert und das Modell des *Cosserat*-Balkens implementiert werden.

Parameteridentifikation: Ein Vergleich der beiden Prototypen (Abbildung 8b, Unterkapitel 2.3) mit dem Schema eines allgemeinen Aktuators in Abbildung 24 zeigt, dass $E^{II} = E^{III} = 0$, da die Prototypen aus einzelnen Kammern bestehen, die durch steife Verbindungselemente miteinander verbunden sind. In diesem Fall vereinfachen sich Gleichung 56 und 62 zu

$$E = 3 \cdot E^I, \quad (63)$$

$$B = \frac{3}{2} \cdot E^I (a^I)^2 \cdot \frac{l}{L}. \quad (64)$$

Folglich hängt die Biegesteifigkeit der Prototypen ausschließlich von ihrer Dehnsteifigkeit und dem Radius, auf dem die Kammern um die Mittelachse angeordnet sind, der in diesem Fall $a^I = \frac{20}{\sqrt{3}}$ mm beträgt, ab. Unabhängig vom Design des Aktuators ist die Biegesteifigkeit stets eine Funktion des Dehnungsverhältnisses $\frac{l}{L}$.

Zur Validierung des Modells wird die Dehnsteifigkeit E durch axiale Tests mit realen Aktuatoren ermittelt. Alternativ könnte auch das *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2) oder ein anderes Modell aus der Literatur verwendet werden, wie in Unterkapitel 5.4 genauer erläutert wird. Wäre der Aktuator komplexer aufgebaut, so wie in Abbildung 24, wäre die Parameteridentifikation umfassender. Nach den axialen Tests für die Dehnsteifigkeit E müsste der Aktuator in einer (oder mehreren) gekrümmten Stellungen analysiert werden, um $(E^I (a^I)^2 + E^{II} (a^{II})^2)$ aus Gleichung 62 als kombinierte Größe und damit auch die Biegesteifigkeit B zu bestimmen.

Da die aus zwei in Serie geschalteten Modulen bestehenden Prototypen bei Druckversuchen eher zu Knicken neigen, wird die Parameteridentifikation von E mit zwei einzelnen Modulen

gemäß Abbildung 8a durchgeführt. Abgesehen von der Empfindlichkeit gegenüber Knicken, ist das axiale Verhalten unabhängig von der Anzahl der Module in Serie, sodass die ermittelte Dehnsteifigkeit auch für die zur Validierung benutzten Prototypen aus zwei Modulen gültig ist. Alle Aktuatoren bestehen aus dem selben Silikon und sind exakt nach dem gleichen Ablauf hergestellt (Zeit in der Vakuumkammer, Temperatur während des Aushärtens).

Um den Zusammenhang zwischen Druckbeaufschlagung und Kraft zu ermitteln, wurden entsprechend Abbildung 25a axiale Kraftmessungen (Messbereich ± 50 N, Abschnitt 3.2.4) durchgeführt, bei denen die Aktuatoren auf ihrer ursprünglichen Länge gehalten wurden. Die Kammern der Aktuatoren wurden über das *Motion Terminal VTEM* (Abschnitt 3.2.1) stets alle mit dem gleichen Druck beaufschlagt. Eine Messung besteht aus zehn Zyklen. In jedem Zyklus werden fünf Druckstufen (24 kPa Abstufung) mit jeweils 4 s Haltezeit von 0 kPa bis 96 kPa und zurück auf 0 kPa durchlaufen, wie anhand des Kraftsignals in Abbildung 25b zu erkennen. Der Mittelwert der letzten Sekunde Haltezeit wird als gemessener Wert der jeweiligen Druckstufe definiert, um instationäre Zustände nicht zu berücksichtigen. Der resultierende Messwert für jede Druckstufe ist der Mittelwert der gemessenen Werte aller zehn durchlaufenen Zyklen. Bei beiden getesteten Aktuatoren sind Druck und Kraft ungefähr proportional zueinander. Die maximale Kraft bei 96 kPa beträgt 33 N.

Zusätzlich zu Messungen der axialen Kraft wurde die Länge der Aktuatoren bei identischen Druckstufen mittels einer Schieblehre gemessen. Diese Methode wurde gewählt, um limitierte Messmöglichkeiten nachzuempfinden. Die Ergebnisse wurden jedoch am *Prüfstand für dreidimensionale Verformungsmessungen in Hannover* (Unterkapitel 3.3) verifiziert. Beide getestete Aktuatoren dehnen sich ungefähr um 20 % bei 96 kPa, wobei die Kurve einen progressiven Verlauf zeigt. Die steifen Komponenten der Aktuatoren sind bei der Berechnung der Dehnung nicht berücksichtigt.

Die Dehnsteifigkeit E der Aktuatoren ist das Verhältnis von Kraft zu Dehnung. Durch den progressiven Verlauf der Dehnung ist die Dehnsteifigkeit E nicht konstant, wobei E bei höheren Kräften geringer ist. Um den typischen Annahmen des *Cosserat*-Balken zu entsprechen, wird der Mittelwert der ermittelten Kurve $E \approx 200$ N angenommen.

Dreidimensionale Messungen: Während die Parameteridentifikation so einfach wie möglich gehalten wurde, wurde für die Validierung des Modells der *Prüfstand für dreidimensionale Verformungsmessungen in Hannover* (Unterkapitel 3.3) verwendet. Wie auch bei der Parameteridentifikation wurden Messungen an zwei identischen Prototypen durchgeführt. Die Prototypen, bestehend aus jeweils zwei Modulen in Serie, wurden entsprechend Abbildung 26 in vertikaler Position, jeweils ohne und mit einer Last von 1 N am freien Ende, fixiert. Die z -Achse des Koordinatensystems des optischen Tracking-Systems wurde entlang der Mittelachse des Aktuators kalibriert, sodass die Position des freien Endes ohne Last in ursprünglicher Position $(0, 0, L)$ ist, mit L der Länge des Aktuators.

Ähnlich zu den axialen Kraftmessungen wurde der Druck in den Kammern in fünf Druckstufen (23, 75 kPa) mit jeweils 3 s Haltezeit von 0 kPa bis 95 kPa variiert und der Mittelwert

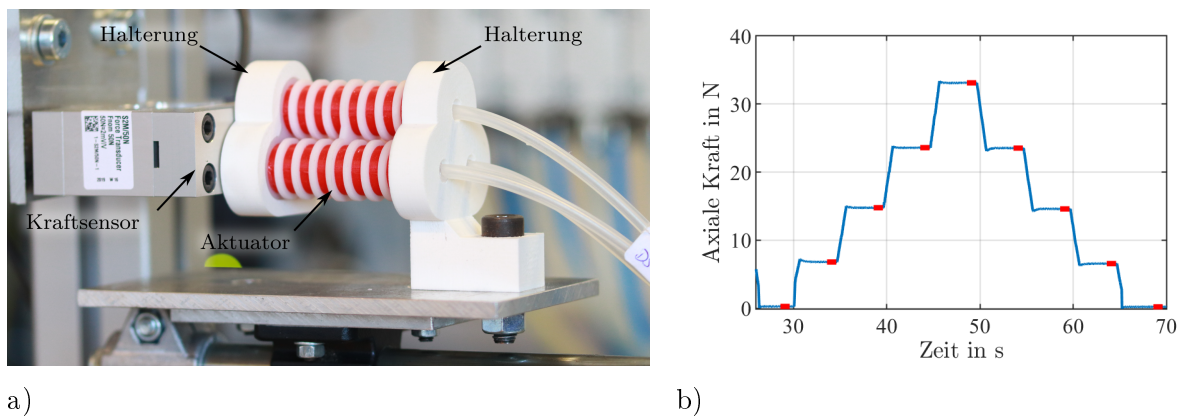


Abbildung 25: Parameteridentifikation [LP23]: a) Aufbau des Prüfstands und b) ein einzelner Zyklus der dazugehörigen Messung mit Kraftsignal (blau) und dem Mittelwert der letzten Sekunde Haltezeit (rot)

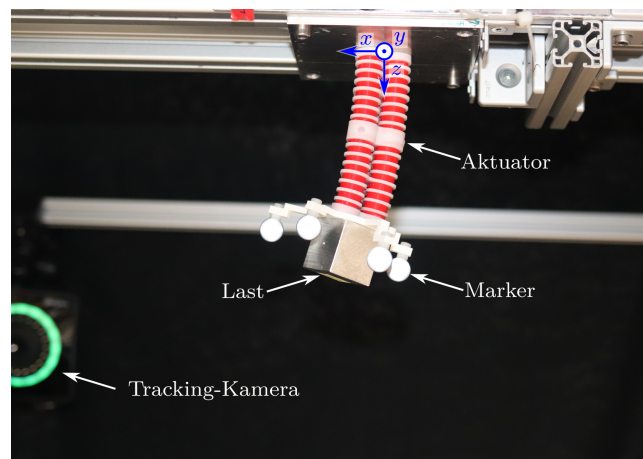


Abbildung 26: Dreidimensionale Messungen [LP23]: Aktuator mit Markern und an einem Ende aufgebrachtener Last in leicht gebogener Position

der letzten Sekunde Haltezeit jeder Druckstufe als Messwert verwendet. Bei Berücksichtigung sämtlicher Kombinationen von Druckbeaufschlagung in den Kammern, ergeben sich insgesamt 125 Datenpunkte pro Messung. Die Positionen sind zufällig permutiert, um möglicherweise auftretende Effekte durch langanhaltende Druckbeaufschlagung zu verhindern. Die Datenpunkte werden für die Validierung verwendet.

Implementierung: Auch wenn die im *Stand der Forschung* (Unterkapitel 5.1) vorgestellten Simulationsumgebungen Vorteile bieten, wurde für die Validierung eine eigene Implementierung des *Cosserat*-Balkens gewählt, die sich an Till et al. [TAR19] und Bartholdt et al. [Bar+21] orientiert. Folgende Aspekte sprechen in diesem Fall für die Verwendung einer eigenen Implementierung:

- Eine statische Simulation ist ausreichend, wohingegen die Simulationsumgebungen für dynamische Simulationen gedacht sind.

- Durch die eigene Implementierung sind sämtliche Details der Implementierung bekannt und besondere Eigenschaften, wie die dehnungsabhängige Biegesteifigkeit, können sehr einfach umgesetzt werden.

Die für Druckbeaufschlagung adaptierten Differentialgleichungen des *Cosserat*-Balkens (Gleichung 44 und Gleichung 45) werden in ein System von Differentialgleichungen umgewandelt und als Randwertproblem mittels *bvp4c*-Solver in *Matlab R2021a* gelöst.

Da die Prototypen aus Komponenten unterschiedlichen Gewichts bestehen, ist der implementierte *Cosserat*-Balken entsprechend Tabelle 8 in sechs Regionen aufgeteilt. Das Gewicht der Prototypen wird, aufgeteilt auf die sechs Regionen, als in z -Richtung wirkende Linienlast berücksichtigt. Einige der Komponenten der Prototypen überlappen sich. Beispielsweise werden die Kammern ein kleines Stück in die End- bzw. Verbindungskappen eingeführt. Diese überlappenden Komponenten sind jeweils so auf die betreffenden Regionen aufgeteilt, dass:

- der dehnbare Anteil der Kammern korrekt abgebildet ist, da diese Größe essentiell für die Simulationen ist,
- die Gewichtsverteilung von zwei überlappenden, in einer Region kombinierten Komponenten ungefähr gleichmäßig ist und
- die Summe der Längen der Regionen gleich zur Länge der Prototypen ist.

Gemäß Gleichung 62 hängt die Biegesteifigkeit vom axialen Dehnungsverhältnis $\frac{l}{L}$ des Aktuators ab, das im *Cosserat*-Balken durch v_3 repräsentiert wird und daher eine bekannte Größe ist. Für die steifen Komponenten des Aktuators wird eine unendliche Dehn- und Biegesteifigkeit angenommen, zudem eine unendliche Scher- und Torsionssteifigkeit für alle Komponenten.

Tabelle 8: Implementierung des *Cosserat*-Balkens [LP23]: Gewicht und Länge der Regionen, in die die beiden Prototypen in der Simulation aufgeteilt sind, vom eingespannten zum freien Ende

Reg.	Komponenten	Gewicht in kg	Länge in m	Anmerkungen
1	Endkappe 1	$3,97 \cdot 10^{-3}$	$3,5 \cdot 10^{-3}$	
2	Kammern + Ringe	$25 \cdot 10^{-3}$	$44,95 \cdot 10^{-3}$ $44,8 \cdot 10^{-3}$	Prototyp 1 Prototyp 2
3	Verbindungskappe	$8,26 \cdot 10^{-3}$	$9 \cdot 10^{-3}$	
4	Kammern + Ringe	$25 \cdot 10^{-3}$	$44,95 \cdot 10^{-3}$ $44,8 \cdot 10^{-3}$	Prototyp 1 Prototyp 2
5	Endkappe 2 + Adapterplatte Marker	$13,97 \cdot 10^{-3}$	$7,5 \cdot 10^{-3}$	
6	Marker ohne Last	$11,4 \cdot 10^{-3}$	$17,2 \cdot 10^{-3}$	keine Last
	Marker + Last	$113,8 \cdot 10^{-3}$	$34,9 \cdot 10^{-3}$	mit Last

Für jede Position der dreidimensionalen Messungen sind die Drücke in den Kammern bekannt. Aus diesen wird anhand des in der Parameteridentifikation berechneten Zusammenhangs

zwischen Druck und Kraft die von den Kammern ausgeübte axiale Kraft berechnet. Die resultierende axiale Kraft, im *Cosserat*-Balken durch $\mathbf{F} = (0, 0, F)$ repräsentiert, ist gleich der Summe der axialen Kräfte der Kammern. Die Momente der Kammern, durch $\mathbf{M} = (M_1, M_2, 0)$ repräsentiert, ergeben sich aus ihrer axialen Kraft und ihrem Abstand zur Mittelachse des Aktuators in x -Richtung bzw. y -Richtung. Die im Kontext von Gleichung 44 und Gleichung 45 erklärten, sich gegenseitig aufhebenden Sprungbedingungen für beide Größen, die neben den zusätzlichen Kräften im Gleichungssystem berücksichtigt werden müssen, greifen jeweils an den Enden der Kammern an, was den Regionen 2 und 4 in Tabelle 8 entspricht.

Der absolute Fehler der Simulationen ist die euklidische Distanz zwischen der Position der Spitze des Prototyps im Experiment und in der Simulation. Der relative Fehler wird mit zwei verschiedenen Referenzlängen berechnet. Eine Referenzlänge ist die Länge des Prototyps, wie in der Literatur sonst üblich [TLR07; GG19; USK18; Sad+18; Bar+21], und die andere die Auslenkung der Spitze im Experiment [UK20]. Zweitere ist eine an den Grad der Verformung angepasste Referenzlänge und führt zu höheren Fehlern, da die Auslenkung üblicherweise kleiner ist als die Länge des Prototyps.

5.3.2 Position der Spitze des Aktuators

Das Ergebnis jeder dreidimensionalen Messung ist ein Datensatz mit 125 Positionen der Spitze eines Prototyps und seiner Orientierung. Die beiden Prototypen wurden jeweils einmal ohne und einmal mit einer Last von 1 N an der Spitze getestet. Der Hauptaspekt der Validierung ist ein quantitativer Vergleich der experimentellen Daten mit den Simulationsergebnissen des Modells. Zusätzlich wird im nächsten Abschnitt 5.3.3 die Verformung eines Prototyps für zwei ausgewählte Positionen verglichen.

Die Ergebnisse für beide Prototypen ohne Last werden in Abbildung 27 gezeigt. Von allen Datenpunkten werden die Extrempositionen, bei denen entweder

- der Druck in einer Kammer maximal und in den anderen null ist (Positionen 1, 3, 5),
- der Druck von zwei Kammern maximal und von der dritten null ist (Positionen 2, 4, 6) oder
- der Druck aller Kammern maximal ist (Position 7)

als besonders aussagekräftig bewertet. Bei allen Messungen (auch mit Last) ist die Auslenkung bei Position 2 auffallend größer als bei den anderen Extrempositionen, was auch für die Datenpunkte in dieser „Richtung“ gilt. Ein struktureller Fehler im Setup der Experimente konnte jedoch nicht identifiziert werden. Ein Vergleich der experimentellen Daten der beiden Prototypen zeigt eine mittlere Abweichung von 2,1 % (relativ zur Aktuatorlänge) zueinander, die auf Fertigungstoleranzen zurückzuführen ist.

Die in Abbildung 27 gezeigten Simulationsergebnisse und die experimentellen Daten ohne Last stimmen gut überein. Dies zeigt sich auch am mittleren Fehler der Extrempositionen relativ zur Aktuatorlänge (3,3 % bzw. 3,4 %), der in einem ähnlichen Bereich ist wie bei vergleichbaren

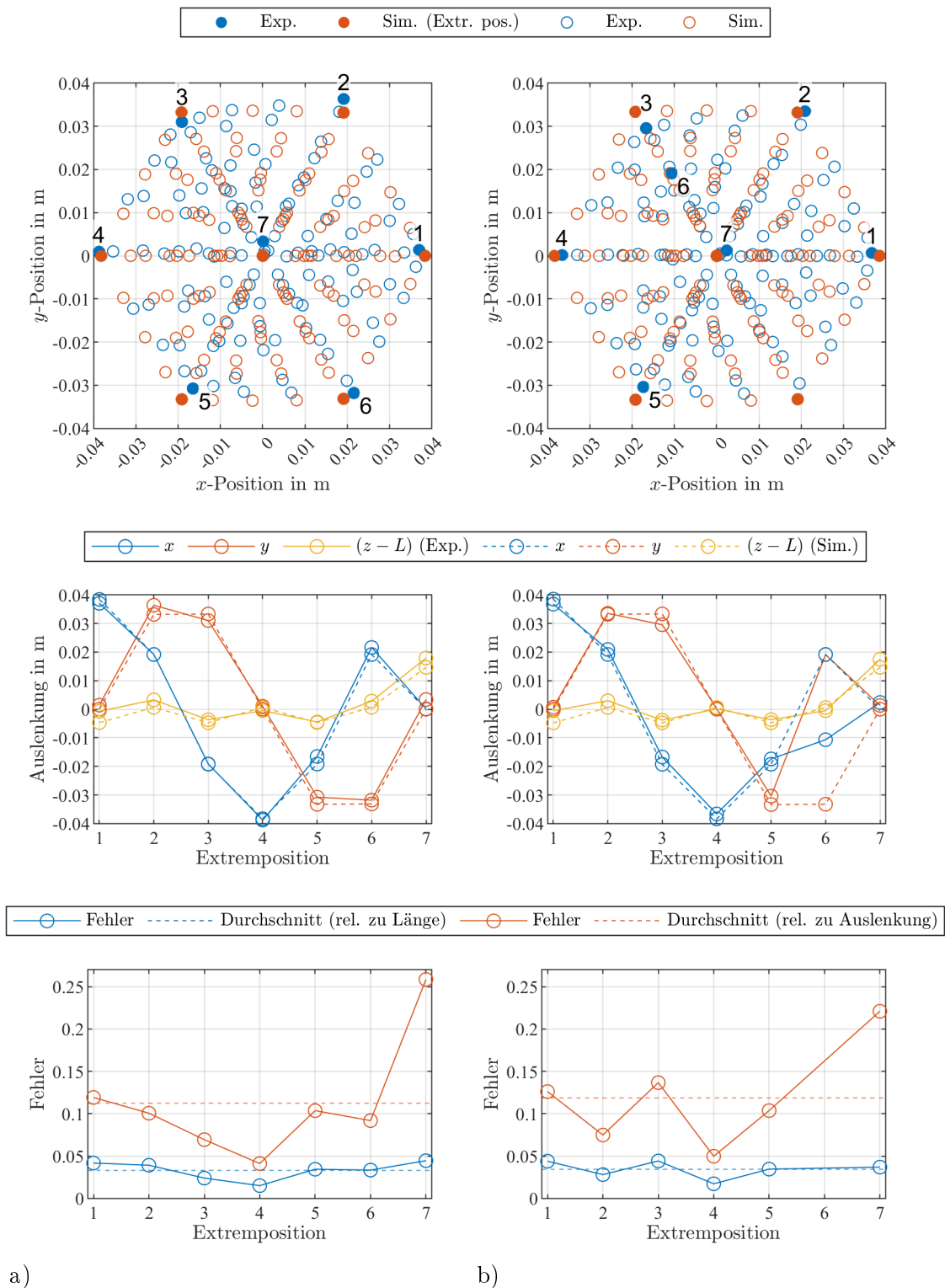


Abbildung 27: Position der Spitze ohne Last [LP23]: a) Prototyp 1 und b) Prototyp 2 jeweils mit Position in der x - y -Ebene (oben), Koordinaten der sieben Extrempositionen (mittig) und Fehler an diesen Positionen (unten)

Ansätzen [TLR07; GG19; USK18; Sad+18; Mus+19]. Position 6 von Aktuator 2 (Abbildung 27b) ist ein Ausreißer (der einzige aller überhaupt erhobenen Datenpunkte), der vermutlich auf eine fehlerhafte Zuordnung des Messpunkts zurückzuführen ist und daher nicht für die Berechnung des mittleren Fehlers berücksichtigt wird.

Die Ergebnisse mit einer Last von 1 N am freien Ende des Aktuators werden in Abbildung 28 gezeigt. Auch hier ist der mittlere Fehler der Extrempositionen mit (2.9 % bzw. 3.1 %) in einem typischen Bereich für vergleichbare Ansätze ohne Last, aber signifikant geringer als bei Sadati et al. [Sad+17b], wo ebenfalls eine Last am Ende des Aktuators angebracht ist.

Die Dehnsteifigkeit E hat in dem hier vorgestellten Ansatz einen wichtigen Einfluss im Modell, da sie zudem die Biegesteifigkeit B bestimmt. Für die Simulationen der Validierung wurde eine konstante Dehnsteifigkeit von $E = 200$ N, die als Mittelwert aus der Parameteridentifikation hervorgeht, verwendet. Um die Sensitivität des Fehlers auf E zu untersuchen, wurden zusätzliche Simulationen mit $E = 180$ N und $E = 220$ N durchgeführt, sowie mit einer druckabhängigen Dehnsteifigkeit $E(F(p))$, die sich ebenfalls aus der experimentellen Parameteridentifikation ableiten lässt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 9 aufgeführt. In Abbildung 27 und Abbildung 28 sagt die Simulation eine zu große Auslenkung vorher. Dementsprechend verringert eine erhöhte Dehnsteifigkeit von $E = 220$ N den Fehler verglichen mit $E = 200$ N. Eine druckabhängige Dehnsteifigkeit $E(F(p))$ verringert den Fehler so weit, dass er für beide Prototypen nahe der Abweichung von 2,1 % zueinander ist.

Die experimentelle Untersuchung von *Soft Robots* wird durch die beschriebenen *Herausforderungen bei der experimentellen Untersuchung von Soft Robots* (Unterkapitel 3.4), insbesondere Fertigungstoleranzen, erschwert. Folglich verursacht das Übertragen von Parametern von einem Aktuator zu einem anderen, wie durch die Parameteridentifikation an Aktuatoren aus nur einem Modul geschehen, zwangsläufig Ungenauigkeiten. Der mittlere Fehler der beiden Prototypen zueinander beträgt 2,1 % relativ zur Aktuatorlänge. Folglich können Simulationen niemals zuverlässig unter diesem Limit liegen. Dieses Problem ist in der Literatur bekannt und wird typischerweise gelöst, indem die Parameteridentifikation und Validierung an dem gleichen Aktuator durchgeführt werden [TLR07; USK18; GG19; Bar+21]. Die Problematik dieses Vorgehens ist wiederum, dass die Parameter auf einen einzelnen Aktuator zugeschnitten sind und keine Aussage darüber getroffen werden kann, wie genau sie für einen Aktuator identischer Bauart sind, was für die praktische Anwendung eine wichtige Information ist.

Tabelle 9: Variation der Dehnsteifigkeit E [LP23]: Durchschnittlicher Fehler der Extrempositionen (in Prozent) relativ zur Aktuatorlänge und zur Auslenkung der Spitze

		$E = 180$ N	$E = 200$ N	$E = 220$ N	$E = E(F(p))$
Aktuator 1	0 N	5.0 / 15.5	3.3 / 11.2	3.6 / 12.3	2.7 / 8.7
	1 N	3.8 / 15.4	2.9 / 12.4	2.8 / 11.9	2.1 / 8.7
Aktuator 2	0 N	5.6 / 18.0	3.4 / 11.9	2.7 / 10.0	2.0 / 7.0
	1 N	4.0 / 16.6	3.1 / 13.0	2.6 / 11.4	2.3 / 9.4

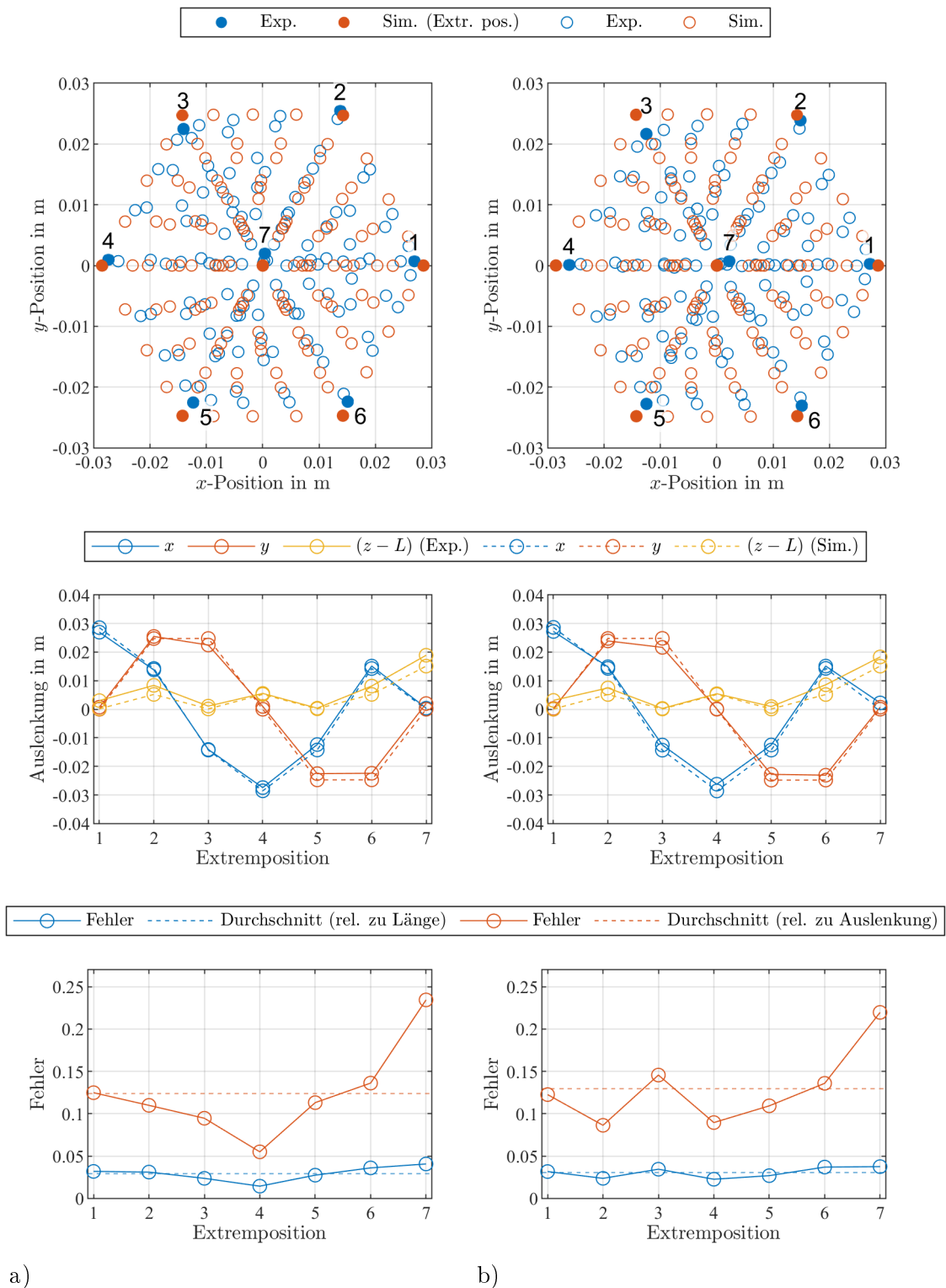


Abbildung 28: Position der Spitze mit Last [LP23]: a) Prototyp 1 und b) Prototyp 2 jeweils mit Position in der x - y -Ebene (oben), Koordinaten der sieben Extrempositionen (mittig) und Fehler an diesen Positionen (unten)

5.3.3 Verformung des Aktuators

Während die Position der Spitze der Prototypen eine wichtige quantitative Größe ist, um die Genauigkeit des Modells zu bewerten, ist ihre Verformung eine qualitative Größe, die ebenfalls Rückschlüsse auf die Korrektheit der identifizierten Parameter zulässt. In Abbildung 29a wird die Verformung von Prototyp 2 in Extremposition 1 sowie die dazugehörigen Simulationsergebnisse (Mittelachse durchgehend und Projektion der Mittelachse gestrichelt) für eine Dehnsteifigkeit von $E = 200 \text{ N}$ gezeigt.

Während die Verformung von Prototyp 2 ohne Last von der Simulation grundlegend richtig vorhergesagt wird, ist die axiale Dehnung zu groß, übereinstimmend mit Abbildung 27b. Im Kontrast dazu zeigt die Verformung mit einer Last am Ende des Prototyps in der Simulation Abweichungen zur Realität. Neben möglicherweise vorhandenen Ungenauigkeiten im Modell selbst, ist dies auf das komplexe Zusammenspiel aus Druck, Kraft und Steifigkeit des Materials zurückzuführen. Das Verhältnis von Druck und Kraft wird bei der Parameteridentifikation bei der ursprünglichen Aktuatorlänge ermittelt, aber danach auch für einen gedehnten Aktuator angewandt. Diese Ungenauigkeit hat ebenfalls einen Einfluss auf die Dehnsteifigkeit E und die Biesteifigkeit B . Solange die äußeren Lasten vernachlässigbar gegenüber der vom Druck induzierten Kraft sind, hebt sich der Fehler in der Simulation auf, da sowohl die Steifigkeit des Materials als auch die dominierende Kraft den gleichen Fehler aufweisen. Bei größeren externen Kräften ist dies nicht der Fall, da der Fehler in der Steifigkeit und der vom Druck induzierten Kraft weiterhin vorhanden ist, aber nicht in den externen Kräften.

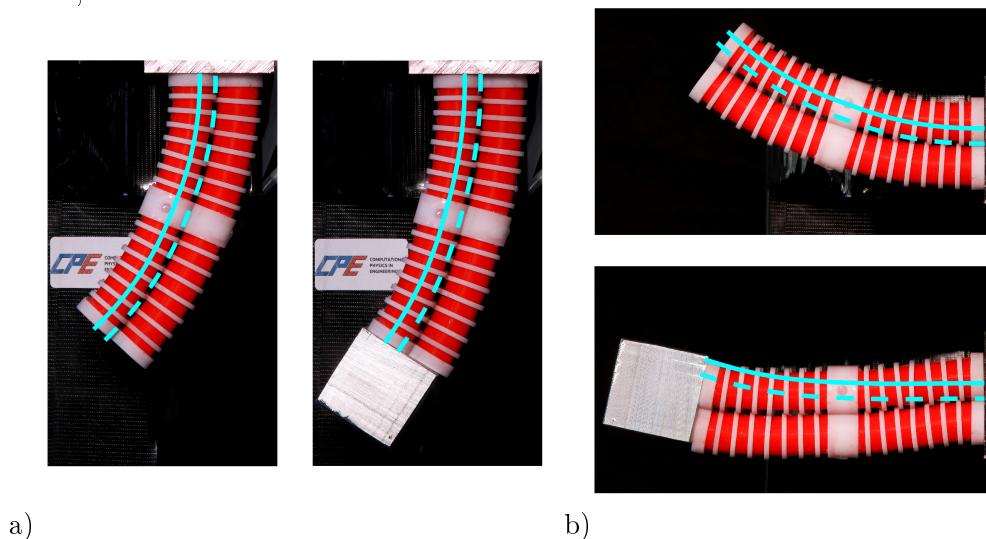


Abbildung 29: Verformung des Aktuators [LP23]: Prototyp 2 (ohne Marker) mit einer einzigen Kammer mit maximaler Druckbeaufschlagung (Extremposition 1) in a) vertikaler und b) horizontaler Einspannung jeweils ohne und mit Last. Die simulierten Ergebnisse werden auf zwei Weisen gezeigt: Die Mittelachse des Prototyps (durchgehend) und, zur besseren Vergleichbarkeit, eine Offset-Kurve [Duc15] der Mittelachse entlang der sichtbaren Lücke zwischen den Kammern (gestrichelt).

In Abbildung 29b befindet sich Prototyp 2 in einer horizontalen Einspannung. Im Gegensatz

zur vertikalen Ausrichtung, prognostiziert die Simulation in diesem Fall eine größere Auslenkung als im Experiment. Dies ist eindeutig auf die als unendlich groß angenommene Schersteifigkeit S zurückzuführen. Die verstärkenden Ringe der Kammern auf der eingespannten Hälfte des Prototyps zeigen, dass der Querschnitt der Kammern nicht senkrecht zur Mittelachse des Aktuators liegt, was ein Zeichen für Scherung ist.

5.4 Zusammenhang der Modellierung einzelner Kammern und mehrkammeriger Biegeaktuatoren

In Unterkapitel 5.3 wird eine experimentelle Parameteridentifikation verwendet, statt das *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2) anzuwenden. Dafür sind zwei Gründe ausschlaggebend:

- Die experimentelle Validierung des Modells einzelner Kammern (Unterkapitel 4.3) ist nicht praktikabel. Die Messmethoden müssten zunächst überarbeitet werden. Danach könnten die Parameter für das Modell einzelner Kammern identifiziert und im Modell eines mehrkammerigen Biegeaktuators angewendet werden.
- Die einfache Parameteridentifikation des *Modells eines mehrkammerigen Biegeaktuators* (Unterkapitel 5.2) ist eine wichtige Eigenschaft und wird durch das gewählte Vorgehen unter Beweis gestellt.

Trotzdem bauen beide Modelle aufeinander auf. Im *Modell einzelner Kammern* wird für die verschiedenen Verstärkungsarten speziell δp , die einer externen Kraft äquivalente Druckänderung, herausgearbeitet. Bei den gewählten Achsen der Abbildungen in *Validierung anhand numerischer Experimente* (Unterkapitel 4.4) hat diese Größe den Vorteil, dass sie sich für variierende externe Kräfte als Parallelverschiebung der Kurven ausdrückt. Mathematisch äquivalent könnte aber auch δF , die zu einer Druckänderung äquivalente Kraft, berechnet werden. Diese Größe findet in Unterkapitel 5.2 durch die Annahme einer durch Druck induzierten, externen Kraft F_k (Abbildung 24) Anwendung.

Sowohl δp als auch δF bringen zum Ausdruck, dass die Wirkung des Drucks bzw. der axialen Kraft mit der axialen Dehnung des Aktuators variieren kann. Diesem Prinzip wird in Unterkapitel 5.3 durch eine vom Druck abhängige Dehnsteifigkeit $E(F(p))$ annähernd entsprochen, da sich die Länge des Aktuators durch den Druck ändert. Für eine exaktere Anwendung müsste eine experimentelle Parameteridentifikation des *Modells einfacher Kammern* (Unterkapitel 4.2) möglich sein. Damit wäre die Integration der Modelle in Kapitel 4 und Kapitel 5 vollständig.

5.5 Zusammenfassung zu mehrkammerigen Biegeaktuatoren

Neben einer Einführung in den *Cosserat*-Balken und in verfügbare Simulationsumgebungen für diesen, geht der *Stand der Forschung zu mehrkammerigen Biegeaktuatoren* (Unterkapitel 5.1) vor allem auf unterschiedliche Ansätze zur Modellierung von *Soft Robots* mittels *Cosserat*-Balken ein. Wie auch in Kapitel 4 ist die Motivation für das *Modell eines mehrkammerigen Biegeaktuators* (Unterkapitel 5.2) nicht ein Mangel an Ansätzen in der Literatur, sondern vielmehr die Herleitung

eines Modells mit gut zu analysierenden Gleichungen. Die dazu notwendigen Vereinfachungen verursachen nur einen geringen Verlust bei der Genauigkeit. Eine grundlegende Annahme dabei ist, dass sich die Querschnittsfläche des zu simulierenden Aktuators in Bereiche aufteilen lässt, deren Eigenschaften bekannt sind oder experimentell ermittelt werden können. Die zweite grundlegende Annahme ist die Vernachlässigbarkeit der Biegesteifigkeit der einzelnen Kammern gegenüber ihrer Dehnsteifigkeit. Die Dehnsteifigkeit des gesamten Aktuators ist, wie zu erwarten, gleich der Summe der Dehnsteifigkeiten der einzelnen Bereiche. In die Biegesteifigkeit fließen die Anzahl der Kammern, ihre Dehnsteifigkeit und Anordnung und die aktuelle Dehnung des Aktuators ein. Letzteres stellt eine Neuheit gegenüber anderen Modellen dar. Die Scher- und Torsionssteifigkeit werden aufgrund ihres untergeordneten Einflusses, wie in der Literatur üblich, vernachlässigt.

Die *Validierung durch dreidimensionale Messungen* (Unterkapitel 5.3) erfolgt anhand des in Unterkapitel 2.3 vorgestellten Aktuators. Aufgrund dessen einfacher Struktur mit drei einzelnen, steif miteinander verbundenen Kammern reichen zur Parameteridentifikation einfache axiale Tests, bei denen der Zusammenhang zwischen Druck und axialer Kraft sowie zwischen Druck und axialer Dehnung der Kammern ermittelt wird. Aus diesen beiden Zusammenhängen lässt sich die Dehnsteifigkeit der Kammern berechnen. Die Methoden zur Parameteridentifikation sind besonders einfach gewählt, um den Anwendungsfall limitierter Messmöglichkeiten nachzuempfinden, und benötigen lediglich einen Kraftsensor, eine Einspannung für den Aktuator, eine Druckregelung und eine Schieblehre. Die ermittelten Parameter werden in einer eigenen Implementierung des *Cosserat*-Balkens verwendet und mit dreidimensionalen Messungen der Verformung des Aktuators verglichen. Bei den dreidimensionalen Messungen werden zwei Prototypen in vertikaler Einspannung, jeweils ohne und mit einer Last von 1 N am freien Ende jeweils mit 125 Kombinationen von Druckbeaufschlagung angesteuert. Ein Vergleich der simulierten und gemessenen Position der Spitze der Prototypen ergibt eine Genauigkeit, die ohne Last im Bereich anderer Ansätze aus der Literatur liegt, und mit Last deutlich besser ist. Durch eine druckabhängige Dehnsteifigkeit lässt sich die Genauigkeit weiter verbessern. Ein Vergleich der Verformung eines Prototyps in Simulation und Experiment in horizontaler Einspannung zeigt, dass in diesem Fall die Schersteifigkeit von Relevanz ist und zukünftig beachtet werden sollte. Die Validierung lässt des Weiteren zwei Rückschlüsse zu. Zum einen limitiert die Fertigungstoleranz von *Soft Robots* die Genauigkeit, mit der sich Simulationen durchführen lassen. Dies lässt sich nur durch speziell auf jeden einzelnen Prototypen angepasste Parameter verhindern. Zum anderen ist das Zusammenspiel aus Druck, Kraft und Steifigkeit des Materials komplex. Ohne äußere Last haben Fehler bei der Identifizierung nur begrenzten Einfluss auf die Genauigkeit der Modellierung, da sie sich gegenseitig aufheben. Mit äußerer Last ist dies nicht mehr der Fall und der Fehler in der Modellierung erhöht sich.

Zuletzt wird auf den *Zusammenhang der Modellierung einzelner Kammern und mehrkammeriger Biegeaktuatoren* (Unterkapitel 5.4) eingegangen. Die Parameteridentifikation des mehrkammerigen Aktuators basiert auf Experimenten und nicht auf dem *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2), da bei diesem keine experimentelle Validierung möglich war und somit auch nicht die Parameter der einzelnen Kammern identifiziert und auf den mehrkammerigen Aktuator

übertragen werden können. Trotzdem besteht ein Zusammenhang zwischen den Modellen, da die bei einzelnen Kammern besonders herausgestellte, einer externen Kraft äquivalente Druckänderung δp in abgewandelter Form auch in den Annahmen für mehrkammerige Aktuatoren berücksichtigt wird. Zudem ist die druckabhängige Dehnsteifigkeit in der *Validierung durch dreidimensionale Messungen* (Unterkapitel 5.3) an die Erkenntnisse zu einzelnen Kammern angelehnt.

5.6 Ausblick zu mehrkammerigen Biegeaktuatoren

Das im *Stand der Forschung* (Unterkapitel 5.1) präsentierte Modell von Eugster et al. [Eug+22] ist nach Kenntnis des Autors das Modell, das unter Verwendung des *Cosserat*-Balkens am besten die nicht-lineare Steifigkeit des Materials bei jeglicher Kombination von Verformung darstellt. Allerdings ist der daraus resultierende Nachteil, dass die zugrundeliegenden Gleichungen keine Rückschlüsse der Wirkung einzelner Parameter auf das Verformungsverhalten des Aktuators zulassen. Zudem ist der Korrekturfaktor für die „wirksame“ Fläche, auf die der Druck der Kammern Kraft ausübt, ohne physikalische Grundlage.

Ein vielversprechender Ansatz, der diese Nachteile behebt, wäre, das *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2) mit den Techniken von Eugster et al. [Eug+22] zu kombinieren und in die Ansätze des Modells in diesem Kapitel zu integrieren. Damit könnten auch die Scher- und Torsionssteifigkeit zukünftig berücksichtigt werden. Zudem liegt der Vorteil dieses Ansatzes in seiner Modularität. So wie in der *Validierung durch dreidimensionale Messungen* (Unterkapitel 5.3) eine experimentelle Parameteridentifikation genutzt wurde, statt das *Modell einzelner Kammern* (Unterkapitel 4.2) zu verwenden, kann je nach Anwendungsfall entschieden werden, ob konstante oder kontinuumsmechanisch basierte nicht-konstante Steifigkeiten berücksichtigt werden sollen.

Eine zweite mögliche Verbesserung würde sich durch sogenanntes *Hybrid-Modeling*, also der Kombination von physikalischen Modellen und datengestützten Methoden, erzielen lassen. Bartholdt et al. [Bar+21] erreichen mit dieser Technik einen sehr geringen Fehler in ihren Simulationen, der allerdings auf einem sehr großen Datensatz zur Parameteridentifikation beruht. Indem das *Modell eines mehrkammerigen Biegeaktuators* (Unterkapitel 5.2) zugrunde gelegt wird, ließe sich wahrscheinlich die Größe des notwendigen Datensatzes massiv reduzieren ohne an Genauigkeit zu verlieren. Dabei ist es Abwägungssache, ob ein solcher Ansatz im konkreten Anwendungsfall Sinn macht, da die identifizierten Parameter speziell auf den getesteten Aktuator zugeschnitten und wahrscheinlich nicht ohne Verlust von Genauigkeit auf einen anderen, identischen Aktuator übertragbar sind.

6 Zusammenfassung

Entsprechend des Projekts im Rahmen des SPP2100, in dessen Verlauf die Inhalte dieser Arbeit entstanden sind, beschäftigt sich diese Arbeit mit der Modellierung mehrkammeriger pneumatischer Biegeaktuatoren mittels Balkentheorie. Die Arbeit ist in vier Kapitel aufgeteilt, die jeweils mit Stand der Forschung, Zusammenfassung und Ausblick für sich abgeschlossene Themenblöcke bilden. In der Einleitung wird das Vorgehen „vorhandene Methoden aufzugreifen, sie unter dem Aspekt der wechselseitigen Abhängigkeit von Design und Modellierung neu aufzuarbeiten und dabei gezielt ihre Komplexität zu verringern, ohne Nachteile bei der Funktionalität (Design) oder der Genauigkeit (Modellierung) zu verursachen“ als wissenschaftlicher Mehrwert deklariert. Bezüglich ‚Methoden aufgreifen und neu aufarbeiten‘ sei auf die Zusammenfassungen in den einzelnen Kapiteln verwiesen. An dieser Stelle wird der Aspekt einer ‚Verringerung der Komplexität durch die Beachtung der wechselseitigen Abhängigkeit von Design und Modellierung‘ zusammengefasst, wobei Abbildung 30 als Orientierung dient. Um Redundanzen zu vermeiden, werden jeweils nur die positiven Auswirkungen eines Themas auf die anderen Themen aufgezählt und nicht auch umgekehrt, wovon das Thema profitiert.

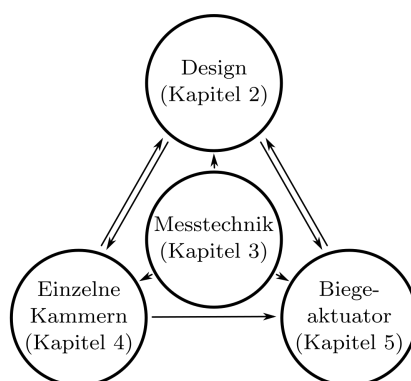


Abbildung 30: Zusammenhänge der wechselseitigen Abhängigkeiten der Kapitel dieser Arbeit

Das **Design mehrkammeriger Biegeaktuatoren** (Kapitel 2) hat einen Einfluss auf die Modellierung, sowohl von einzelnen Kammern als auch insbesondere von mehrkammerigen Biegeaktuatoren. Dieser Aspekt wird bei der systematischen Untersuchung von Designparametern berücksichtigt und erlaubt erst die besonders einfachen Modellbeschreibungen in dieser Arbeit. Die Untersuchungen zum Querschnitt der Kammern zeigen, dass kreisförmige bzw. zylindrische Kammern die Spannungen im Material, und damit Materialermüdung, verringern. Diese Erkenntnis ist bei der *Modellierung einzelner Kammern* (Kapitel 4) entscheidend, da sich diese auf die besonders einfache Kinematik von kreisförmigen Kammern beschränken kann. Die Untersuchungen zur Verbindung der Kammern miteinander identifizieren steife Verbindungselemente als besonders effizient. Damit kann das Modell eines Biegeaktuators in Kapitel 5 so gestaltet werden, dass eine

Parameteridentifikation ausschließlich in axialer Richtung für dreidimensionale Simulationen mit hoher Genauigkeit ausreicht.

Experimentelle Methoden zur Untersuchung von Biegeaktuatoren (Kapitel 3) sind ein Querschnittsthema, das die Grundlage sowohl zur Evaluierung neuer Designs (Kapitel 2) als auch zur Validierung von Modellen (Kapitel 4 und Kapitel 5) bildet. Je vielfältiger die Möglichkeiten der Messtechnik sind, desto eher kann eine exakt auf das Problem passende Lösung angewandt werden.

Die **Modellierung einzelner Kammern** (Kapitel 4) unterstützt auf zwei Wegen das *Design mehrkammeriger Biegeaktuatoren* (Kapitel 2). Zum einen kann der Einfluss von Änderungen der Dimensionen der Kammern abgeschätzt werden. Dabei ist insbesondere die Sensitivität gegenüber äußeren Kräften, die primär vom Außenradius der Kammern abhängt, ein interessanter Aspekt. Zum anderen können die Auswirkungen der Wahl der Faserverstärkung abgeschätzt werden, inklusive des Abstandes zwischen Ringen bzw. Fasern. Da einzelne Kammern das Grundelement mehrkammeriger Aktuatoren bilden, hat die Modellierung einzelner Kammern naturgemäß auch einen Einfluss auf die *Modellierung eines Biegeaktuators* (Kapitel 5). Die Erkenntnisse zur Äquivalenz von Druckänderungen und axialen Kräften können durch den in *Modellierung eines Biegeaktuators* gewählten Ansatz direkt übertragen werden. So werden auch die typischerweise in der *Soft Robotik* auftretenden nicht-Linearitäten aufgrund von Material und radialer Verstärkung adäquat berücksichtigt.

Die **Modellierung eines Biegeaktuators** (Kapitel 5) unterstützt, wie auch die *Modellierung einzelner Kammern* (Kapitel 4), das *Design mehrkammeriger Biegeaktuatoren* (Kapitel 2). Zum einen zeigt die Biegesteifigkeit eine Abhängigkeit von der Dehnsteifigkeit, der Anordnung der Kammern und der Dehnung des Aktuators. Zum anderen sind axiale Kräfte und Biegemomente über den Wirkmechanismus des Aktuators miteinander gekoppelt. Dieses Wissen kann genutzt werden, um die Auswirkung von Änderungen am Design auf das Verhalten des Aktuators abzuschätzen. Dabei ist insbesondere ein gewünschtes Verhältnis zwischen Dehnung, Biegung und Stabilität gegenüber äußeren Kräften von Interesse. Unter Einbezug der *Modellierung einzelner Kammern* lassen sich passende Dimensionen abschätzen.

Aus Sicht des Autors demonstriert die zusammenfassende Aufzählung der wechselseitigen Abhängigkeiten, dass der Anspruch nach einer ‚Verringerung der Komplexität durch die Beachtung der wechselseitigen Abhängigkeit von Design und Modellierung‘ gelungen ist. Insbesondere die beiden Modelle profitieren vom Design des Aktuators. Andersherum bieten die Modelle die Möglichkeit, ergänzend zu den präsentierten systematischen Untersuchungen, physikalisch begründete Entscheidungen hinsichtlich des Designs treffen zu können, ohne dafür einen gesamten Aktuator dreidimensional mittels FE-Methode simulieren zu müssen. In Summe trägt diese Arbeit so dazu bei, das analytische Verständnis mehrkammeriger pneumatischer Biegeaktuatoren zu verbessern.

7 Ausblick

Im Ausblick zu *Modellierung eines Biegeaktuators* (Kapitel 5) wird skizziert, wie der Modellierungsansatz für mehrkammerige Biegeaktuatoren sinnvoll mit anderen Ansätzen aus der Literatur verknüpft werden könnte. Dabei ist das Ziel, einen Kompromiss zwischen den Aspekten Genauigkeit, Analysierbarkeit und Parameteridentifikation zu finden. Angelehnt daran ist eine Sensitivitätsanalyse zu den Balkenparametern, in die auch die Auswirkung von Fertigungstoleranzen einfließt, von Interesse. Des Weiteren sollten die in dieser Arbeit vorgestellten Modelle an anderen, vergleichbaren Aktuatoren erprobt werden. Zusammengenommen ließe sich so eine Grundlage schaffen, um mehrkammerige pneumatische Biegeaktuatoren mit einem umfassenden, verhältnismäßig einfachen, genauen und standardisierten Ansatz zu modellieren.

Aber auch ohne weitere Verbesserungen sind die hier vorgestellten Modelle ausgereift genug, um zukünftig angewandt zu werden. Am Lehrstuhl *CPE* sind dazu zwei Projekte in Planung. Zum einen soll der mehrkammerige Biegeaktor (Kapitel 2) und dessen gute Modellierbarkeit genutzt werden, um zukünftig „*Künstliche Intelligenz* gestützte Entwurfsmethoden“ etablieren zu können. Dabei sollen die Dimension und die Struktur des Aktuators durch einen Algorithmus automatisiert so bestimmt werden, dass eine zuvor definierte Aufgabe optimal erfüllt werden kann. Da der Aktuator modular aufgebaut ist, können die Komponenten nach Vorgaben des Algorithmus zusammengebaut werden. Die Trainingsdaten des Algorithmus stützen sich auf das in *Modellierung eines Biegeaktuators* (Kapitel 5) vorgestellte Modell sowie die in *Design mehrkammeriger Biegeaktuatoren* (Kapitel 2) genutzten FE-Simulationen für einzelne Module. Zum anderen soll der in Kapitel 2 präsentierte Aktuator für praktische Anwendungen weiterentwickelt werden, beispielsweise als Grabe-Roboter zur Verlegung von Leitungen. Neben der Nutzung des Aktuators müsste auch die Simulation mittels *Cosserat*-Balken erweitert werden, im Fall des Grabe-Roboters um Kontaktmechanik und Kopplung mit geomechanischen Simulationsmethoden.

8 Quellenverzeichnis

- [Abi+17] H. Abidi u. a. „Highly dexterous 2-module soft robot for intra-organ navigation in minimally invasive surgery“. In: *The International Journal of Medical Robotics and Computer Assisted Surgery* 14.1 (2017), e1875. DOI: 10.1002/rcs.1875.
- [Ant06] S. Antman. *Nonlinear Problems of Elasticity*. Springer New York, 30. März 2006. URL: http://www.ebook.de/de/product/11430282/s_s_antman_stuart_s_antman_nonlinear_problems_of_elasticity.html.
- [Arm+21] C. Armanini u. a. „Soft Robots Modeling: a Literature Unwinding“. In: *ArXiv abs/2112.03645* (2021).
- [Bao+19] G. Bao u. a. „Trunk-like Soft Actuator: Design, Modeling, and Experiments“. In: *Robotica* 38.4 (2019), S. 732–746. DOI: 10.1017/s0263574719001012.
- [Bar+21] M. Bartholdt u. a. „A Parameter Identification Method for Static Cosserat Rod Models: Application to Soft Material Actuators with Exteroceptive Sensors“. In: *2021 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. IEEE, 2021, S. 624–631. DOI: 10.1109/iros51168.2021.9636447.
- [BM+12] J. Bishop-Moser u. a. „Design of soft robotic actuators using fluid-filled fiber-reinforced elastomeric enclosures in parallel combinations“. In: *2012 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. IEEE, 2012, S. 4264–4269. DOI: 10.1109/iros.2012.6385966.
- [BMK15] J. Bishop-Moser und S. Kota. „Design and Modeling of Generalized Fiber-Reinforced Pneumatic Soft Actuators“. In: *IEEE Transactions on Robotics* 31.3 (2015), S. 536–545. DOI: 10.1109/tro.2015.2409452.
- [BMKK13] J. Bishop-Moser, G. Krishnan und S. Kota. „Force and moment generation of fiber-reinforced pneumatic soft actuators“. In: *2013 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. IEEE, 2013. DOI: 10.1109/iros.2013.6696997.
- [Bra+19] M. Brancadoro u. a. „Toward a Variable Stiffness Surgical Manipulator Based on Fiber Jamming Transition“. In: *Frontiers in Robotics and AI* 6 (2019). DOI: 10.3389/frobt.2019.00012.
- [BRR18] P. Boyraz, G. Runge und A. Raatz. „An Overview of Novel Actuators for Soft Robotics“. In: *Actuators* 7.3 (2018). DOI: 10.3390/act7030048. URL: <http://www.mdpi.com/2076-0825/7/3/48>.

- [Bru+17] D. Bruder u. a. „Model based control of fiber reinforced elastofluidic enclosures“. In: *2017 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. IEEE, 2017. DOI: 10.1109/icra.2017.7989653.
- [Bru+18] D. Bruder u. a. „Force Generation by Parallel Combinations of Fiber-Reinforced Fluid-Driven Actuators“. In: *IEEE Robotics and Automation Letters* 3.4 (2018), S. 3999–4006. DOI: 10.1109/lra.2018.2859441.
- [CH94] C.-P. Chou und B. Hannaford. „Static and dynamic characteristics of McKibben pneumatic artificial muscles“. In: *Proceedings of the 1994 IEEE International Conference on Robotics and Automation*. IEEE Comput. Soc. Press, 1994. DOI: 10.1109/robot.1994.350977.
- [CH96] C.-P. Chou und B. Hannaford. „Measurement and modeling of McKibben pneumatic artificial muscles“. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 12.1 (1996), S. 90–102. DOI: 10.1109/70.481753.
- [Cia+13] M. Cianchetti u. a. „STIFF-FLOP surgical manipulator: Mechanical design and experimental characterization of the single module“. In: *2013 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. IEEE, 2013, S. 3576–3581. DOI: 10.1109/IROS.2013.6696866.
- [Con+15] F. Connolly u. a. „Mechanical Programming of Soft Actuators by Varying Fiber Angle“. In: *Soft Robotics* 2.1 (2015), S. 26–32. DOI: 10.1089/soro.2015.0001.
- [CP18] C.-Y. Chu und R. M. Patterson. „Soft robotic devices for hand rehabilitation and assistance: a narrative review“. In: *Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation* 15.1 (2018). DOI: 10.1186/s12984-018-0350-6.
- [CT08] D. Cao und R. W. Tucker. „Nonlinear dynamics of elastic rods using the Cosserat theory: Modelling and simulation“. In: *International Journal of Solids and Structures* 45.2 (2008), S. 460–477. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2007.08.016>.
- [CWB16] F. Connolly, C. J. Walsh und K. Bertoldi. „Automatic design of fiber-reinforced soft actuators for trajectory matching“. In: *Proceedings of the National Academy of Sciences* 114.1 (2016), S. 51–56. DOI: 10.1073/pnas.1615140114.
- [CWK15] J. C. Case, E. L. White und R. K. Kramer. „Soft Material Characterization for Robotic Applications“. In: *Soft Robotics* 2.2 (2015), S. 80–87. DOI: 10.1089/soro.2015.0002.

-
- [DB15] R. Deimel und O. Brock. „A novel type of compliant and underactuated robotic hand for dexterous grasping“. In: *The International Journal of Robotics Research* 35.1-3 (Aug. 2015), S. 161–185. DOI: 10.1177/0278364915592961.
- [DFCM14] I. De Falco, M. Cianchetti und A. Menciassi. „STIFF-FLOP surgical manipulator: design and preliminary motion evaluation“. In: *4th Joint WorkShop on Computer/Robot Assisted Surgery (CRAS)*. Okt. 2014. DOI: 10.13140/RG.2.1.3972.9124.
- [DFG09] J. Diani, B. Fayolle und P. Gilormini. „A review on the Mullins effect“. In: *European Polymer Journal* 45.3 (2009), S. 601–612. DOI: 10.1016/j.eurpolymj.2008.11.017.
- [Duc15] J. Duchateau. *Offset Curve*. Hrsg. von M. C. F. Exchange. 2015. URL: <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/52496-offset-curve> (besucht am 14.11.2022).
- [Els+14] Y. Elsayed u. a. „Finite element analysis and design optimization of a pneumatically actuating silicone module for robotic surgery applications“. In: *Soft Robotics* 1.4 (2014), S. 255–262. DOI: 10.1089/soro.2014.0016.
- [Eug+22] S. R. Eugster u. a. „Soft Pneumatic Actuator Model Based on a Pressure-Dependent Spatial Nonlinear Rod Theory“. In: *IEEE Robotics and Automation Letters* 7.2 (2022), S. 2471–2478. DOI: 10.1109/lra.2022.3144788.
- [FA18] J. Fras und K. Althoefer. „Soft Pneumatic Prosthetic Hand“. In: *Towards Autonomous Robotic Systems*. Springer International Publishing, 2018, S. 112–120. DOI: 10.1007/978-3-319-96728-8_10.
- [FA19] J. Fras und K. Althoefer. „Soft Fiber-Reinforced Pneumatic Actuator Design and Fabrication: Towards Robust, Soft Robotic Systems“. In: *Towards Autonomous Robotic Systems*. Springer International Publishing, 2019, S. 103–114. DOI: 10.1007/978-3-030-23807-0_9.
- [Fes22] Festo SE & Co. KG. *Motion Terminal VTEM - Merkmale*. 2022.
- [FGA20] J. Fras, J. Glowka und K. Althoefer. „Instant soft robot: A simple recipe for quick and easy manufacturing“. In: *2020 3rd IEEE International Conference on Soft Robotics (RoboSoft)*. IEEE, 2020. DOI: 10.1109/robosoft48309.2020.9115973.
- [Fra+15] J. Fras u. a. „New STIFF-FLOP module construction idea for improved actuation and sensing“. In: *2015 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. IEEE, 2015. DOI: 10.1109/icra.2015.7139595.

- [Fra17] J. Fraš. „Depth-Map-Based Shape Recognition of Soft Continuum Manipulator Body“. In: *Automation 2017*. Springer International Publishing, 2017, S. 300–307. DOI: 10.1007/978-3-319-54042-9_27.
- [Fuk+93] T. Fukuda u. a. „A Study on Actuators of the Artificial Muscular Type. Structure and Characteristics of Serial Parallel Types of Pneumatic Actuators.“ In: *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Series C* 59.563 (1993), S. 2169–2176. DOI: 10.1299/kikaic.59.2169.
- [Gan+12] S. Ganguly u. a. „Control of pneumatic artificial muscle system through experimental modelling“. In: *Mechatronics* 22.8 (2012), S. 1135–1147. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2012.09.010.
- [GCCB18] A. Garriga-Casanovas, I. Collison und F. R. y Baena. „Toward a Common Framework for the Design of Soft Robotic Manipulators with Fluidic Actuation“. In: *Soft Robotics* 5.5 (2018), S. 622–649. DOI: 10.1089/soro.2017.0105.
- [GG19] H. B. Gilbert und I. S. Godage. „Validation of an Extensible Rod Model for Soft continuum Manipulators“. In: *2019 2nd IEEE International Conference on Soft Robotics (RoboSoft)*. IEEE, 2019. DOI: 10.1109/robosoft.2019.8722721.
- [Gha+21] M. H. N. Ghalati u. a. „Static Modeling of Soft Reinforced Bending Actuator Considering External Force Constraints“. In: *Soft Robotics* 9.4 (2021). DOI: 10.1089/soro.2021.0010.
- [Gro+15] D. Gross u. a. *Technische Mechanik 3*. Springer Berlin Heidelberg, 2015. DOI: 10.1007/978-3-642-53954-1.
- [Gur15] W. Gurstelle. *Making a Simple Air Muscle*. 2015. URL: <https://makezine.com/projects/joseph-mckibben-and-the-air-muscle/> (besucht am 02.11.2022).
- [Kan+13] R. Kang u. a. „Design, modeling and control of a pneumatically actuated manipulator inspired by biological continuum structures“. In: *Bioinspiration & Biomimetics* 8.3 (2013), S. 036008. URL: <http://stacks.iop.org/1748-3190/8/i=3/a=036008>.
- [Kan+22] Z. Kan u. a. „Soft Actuator with Programmable Design: Modeling, Prototyping, and Applications“. In: *Soft Robotics* 9.5 (2022). DOI: 10.1089/soro.2020.0148.
- [KCH99] G. K. Klute, J. M. Czerniecki und B. Hannaford. „McKibben artificial muscles: pneumatic actuators with biomechanical intelligence“. In: *1999 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. IEEE. 1999, S. 221–226. DOI: 10.1109/AIM.1999.803170.

-
- [Kot+09] C. S. Kothera u. a. „Experimental Characterization and Static Modeling of McKibben Actuators“. In: *Journal of Mechanical Design* 131.9 (2009), S. 091010. DOI: 10.1115/1.3158982.
- [Li22] D. Li. „Konzipierung eines Prüfzyklus für zylindrische Soft Actuators“. Masterarbeit. TU Kaiserslautern/CPE, 2022.
- [Lin+17] L. Lindenroth u. a. „Design of a soft, parallel end-effector applied to robot-guided ultrasound interventions“. In: *2017 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. IEEE, 2017. DOI: 10.1109/iros.2017.8206219.
- [LMP22] F. Lamping, D. Müller und K. M. de Payrebrune. „A systematically derived design for a modular pneumatic soft bending actuator“. In: *2022 IEEE 5th International Conference on Soft Robotics (RoboSoft)*. IEEE, 2022. DOI: 10.1109/robosoft54090.2022.9762087.
- [LNA19] J. A. Lenssen, H. Naghibi und M. Abayazid. „Evaluation of design aspects of modular pneumatic soft robotic endoscopes“. In: *2019 2nd IEEE International Conference on Soft Robotics (RoboSoft)*. IEEE, 2019. DOI: 10.1109/robosoft.2019.8722749.
- [LP21a] F. Lamping und K. M. de Payrebrune. „A Virtual Work Model for the Design and Parameter Identification of Cylindrical Pressure-Driven Soft Actuators“. In: *Journal of Mechanisms and Robotics* 14.3 (2021). DOI: 10.1115/1.4052849.
- [LP21b] F. Lamping und K. M. de Payrebrune. „Design improvement by a simulative investigation of the locomotion of a snake-like soft robot“. In: *PAMM* 21.1 (2021). DOI: 10.1002/pamm.202100059.
- [LP23] F. Lamping und K. M. de Payrebrune. „A Novel and Practicable Approach for Determining the Beam Parameters of Soft Pneumatic Multi-Chamber Bending Actuators“. In: *Applied Sciences* 13.5 (Feb. 2023), S. 2822. DOI: 10.3390/app13052822.
- [LR03] W. Liu und C. R. Rahn. „Fiber-Reinforced Membrane Models of McKibben Actuators“. In: *Journal of Applied Mechanics* 70.6 (2003), S. 853–859. DOI: 10.1115/1.1630812.
- [LSP21] F. Lamping, R. Seis und K. M. de Payrebrune. „On the motion of a snake-like soft robot“. In: *PAMM* 20.1 (2021). DOI: 10.1002/pamm.202000037.
- [McM+06] W. McMahan u. a. „Field trials and testing of the OctArm continuum manipulator“. In: *2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. IEEE, 2006, S. 2336–2341. DOI: 10.1109/ROBOT.2006.1642051.

- [Mos+14] B. Mosadegh u. a. „Pneumatic networks for soft robotics that actuate rapidly“. In: *Advanced Functional Materials* 24.15 (2014), S. 2163–2170.
- [Mul69] L. Mullins. „Softening of Rubber by Deformation“. In: *Rubber Chemistry and Technology* 42.1 (1969), S. 339–362. DOI: 10.5254/1.3539210.
- [Mus+19] S. M. Mustaza u. a. „Dynamic Modeling of Fiber-Reinforced Soft Manipulator: A Visco-Hyperelastic Material-Based Continuum Mechanics Approach“. In: *Soft Robotics* 6.3 (2019), S. 305–317. DOI: 10.1089/soro.2018.0032.
- [Mü20] D. Müller. „Simulativer Entwurf eines Soft Robots in Schlangenform“. Masterarbeit. TU Kaiserslautern/CPE, 2020.
- [Nag+19] H. Naghibi u. a. „Development of a Multi-level Stiffness Soft Robotic Module with Force Haptic Feedback for Endoscopic Applications“. In: *2019 International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. IEEE, 2019. DOI: 10.1109/icra.2019.8793584.
- [Nee77] A. Needleman. „Inflation of spherical rubber balloons“. In: *International Journal of Solids and Structures* 13.5 (1977), S. 409–421. DOI: 10.1016/0020-7683(77)90036-1.
- [Ogd76] R. Ogden. „Volume changes associated with the deformation of rubber-like solids“. In: *Journal of the Mechanics and Physics of Solids* 24.6 (1976), S. 323–338. DOI: 10.1016/0022-5096(76)90007-7.
- [Par03] H. Parisch. *Festkörper-Kontinuumsmechanik*. Vieweg+Teubner Verlag, Apr. 2003. 400 S. ISBN: 3519004348. URL: https://www.ebook.de/de/product/2259383/horst_parisch_festkoerper_kontinuumsmechanik.html.
- [Pau21] F. Pauly. *Mündliche Auskunft*. 2021.
- [Pen+19] X. Peng u. a. „Dimension Optimization of Pneumatically Actuated Soft Continuum Manipulators“. In: *2019 2nd IEEE International Conference on Soft Robotics (RoboSoft)*. IEEE, 2019. DOI: 10.1109/robosoft.2019.8722816.
- [PM12] D. Pamplona und D. Mota. „Numerical and experimental analysis of inflating a circular hyperelastic membrane over a rigid and elastic foundation“. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 65.1 (2012), S. 18–23. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2012.08.010.

-
- [PO16] K. M. de Payrebrune und O. M. O'Reilly. „On constitutive relations for a rod-based model of a pneu-net bending actuator“. In: *Extreme Mechanics Letters* 8 (2016), S. 38–46. DOI: 10.1016/j.eml.2016.02.007.
- [Pol+15] P. Polygerinos u. a. „Modeling of Soft Fiber-Reinforced Bending Actuators“. In: *IEEE Transactions on Robotics* 31.3 (2015), S. 778–789. DOI: 10.1109/tro.2015.2428504.
- [Pol+22a] P. Polygerinos u. a. *Fiber-Reinforced Actuators*. 2022. URL: softroboticstoolkit.com/book/fiber-reinforced-bending-actuators (besucht am 14. 11. 2022).
- [Pol+22b] P. Polygerinos u. a. *Finite Element Modeling*. 2022. URL: <https://softroboticstoolkit.com/book/fr-modeling> (besucht am 02. 11. 2022).
- [PyE] PyElastica. URL: <https://www.cosseratrods.org/>.
- [RT15] D. Rus und M. T. Tolley. „Design, fabrication and control of soft robots“. In: *Nature* 521.7553 (2015), S. 467–475.
- [Sad+17a] S. M. H. Sadati u. a. „A Geometry Deformation Model for Braided Continuum Manipulators“. In: *Front. Robot. AI* 4.22 (2017). DOI: 10.3389/frobt.2017.00022.
- [Sad+17b] S. M. H. Sadati u. a. „Mechanics of Continuum Manipulators, a Comparative Study of Five Methods with Experiments“. In: *Towards Autonomous Robotic Systems*. Springer International Publishing, 2017, S. 686–702. DOI: 10.1007/978-3-319-64107-2_56.
- [Sad+18] S. M. H. Sadati u. a. „Control Space Reduction and Real-Time Accurate Modeling of Continuum Manipulators Using Ritz and Ritz–Galerkin Methods“. In: *IEEE Robotics and Automation Letters* 3.1 (2018), S. 328–335. DOI: 10.1109/lra.2017.2743100.
- [Sad+20] S. Sadati u. a. „Stiffness Imaging With a Continuum Appendage: Real-Time Shape and Tip Force Estimation From Base Load Readings“. In: *IEEE Robotics and Automation Letters* 5.2 (2020), S. 2824–2831. DOI: 10.1109/lra.2020.2972790.
- [Sch+18] F. Schmitt u. a. „Soft Robots Manufacturing: A Review“. In: *Frontiers in Robotics and AI* 5 (2018). DOI: 10.3389/frobt.2018.00084.
- [Sed+18] A. Sedal u. a. „A Continuum Model for Fiber-Reinforced Soft Robot Actuators“. In: *Journal of Mechanisms and Robotics* 10.2 (2018), S. 024501. DOI: 10.1115/1.4039101.

- [Sed+19] A. Sedal u. a. „Comparison and experimental validation of predictive models for soft, fiber-reinforced actuators“. In: *The International Journal of Robotics Research* 40.1 (2019), S. 027836491987949. DOI: 10.1177/0278364919879493.
- [Sha+21] A Shariati u. a. „Dynamic modelling and visco-elastic parameter identification of a fibre-reinforced soft fluidic elastomer manipulator.“ In: *2021 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS 2021)*. IEEE, 2021, S. 661–667. DOI: 10.1109/IROS51168.2021.9636785.
- [SIT91a] K. Suzumori, S. Iikura und H. Tanaka. „Development of Flexible Microactuator and its Applications to Robotic Mechanisms“. In: *1991 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. IEEE, 1991, S. 1622–1627.
- [SIT91b] K. Suzumori, S. Iikura und H. Tanaka. „Flexible microactuator for miniature robots“. In: *1991 Proceedings. IEEE Micro Electro Mechanical Systems*. IEEE. IEEE, 1991, S. 204–209. DOI: 10.1109/MEMSYS.1991.114797.
- [SIT92] K. Suzumori, S. Iikura und H. Tanaka. „Applying a flexible microactuator to robotic mechanisms“. In: *IEEE control systems* 12.1 (1992), S. 21–27.
- [SK15] G. Singh und G. Krishnan. „An isoperimetric formulation to predict deformation behavior of pneumatic fiber reinforced elastomeric actuators“. In: *2015 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. IEEE, 2015, S. 1738–1743. DOI: 10.1109/iros.2015.7353602.
- [SK17] G. Singh und G. Krishnan. „A constrained maximization formulation to analyze deformation of fiber reinforced elastomeric actuators“. In: *Smart Materials and Structures* 26.6 (2017), S. 065024. DOI: 10.1088/1361-665x/aa6dc6.
- [SOF] SOFA CosseratPlugin. URL: <https://www.sofa-framework.org/>.
- [SoR] SoRoSim. URL: <https://de.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/83038-sorosim>.
- [Sun+21] Y. Sun u. a. „Static Modeling of the Fiber-Reinforced Soft Pneumatic Actuators Including Inner Compression: Bending in Free Space, Block Force, and Deflection upon Block Force“. In: *Soft Robotics* 9.3 (2021). DOI: 10.1089/soro.2020.0081.
- [Suz+97] K. Suzumori u. a. „Fiberless flexible microactuator designed by finite-element method“. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 2.4 (1997), S. 281–286. DOI: 10.1109/3516.653052.

-
- [TAR19] J. Till, V. Aloï und C. Rucker. „Real-time dynamics of soft and continuum robots based on Cosserat rod models“. In: *The International Journal of Robotics Research* 38.6 (2019), S. 723–746. DOI: 10.1177/0278364919842269.
- [Thu+17] T. G. Thuruthel u. a. „Learning Closed Loop Kinematic Controllers for Continuum Manipulators in Unstructured Environments“. In: *Soft Robotics* 4.3 (2017), S. 285–296. DOI: 10.1089/soro.2016.0051.
- [TLR07] D. Trivedi, A. Lotfi und C. D. Rahn. „Geometrically exact dynamic models for soft robotic manipulators“. In: *2007 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. IEEE, 2007, S. 1497–1502. DOI: 10.1109/iros.2007.4399446.
- [Tos+21] Y. Toshimitsu u. a. „SoPrA: Fabrication & Dynamical Modeling of a Scalable Soft Continuum Robotic Arm with Integrated Proprioceptive Sensing“. In: *2021 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. IEEE, 2021, S. 653–660. DOI: 10.1109/IROS51168.2021.9636539.
- [Tu+20] Q. Tu u. a. „Analysis on the Impact Factors for the Pulling Force of the McKibben Pneumatic Artificial Muscle by a FEM Model“. In: *Journal of Robotics* 2020 (2020), S. 1–11. DOI: 10.1155/2020/4681796.
- [UK20] N. K. Uppalapati und G. Krishnan. „Design and Modeling of Soft Continuum Manipulators Using Parallel Asymmetric Combination of Fiber-Reinforced Elastomers“. In: *Journal of Mechanisms and Robotics* 13.1 (2020). DOI: 10.1115/1.4048223.
- [USK18] N. K. Uppalapati, G. Singh und G. Krishnan. „Parameter estimation and modeling of a pneumatic continuum manipulator with asymmetric building blocks“. In: *2018 IEEE International Conference on Soft Robotics (RoboSoft)*. IEEE, 2018. DOI: 10.1109/robosoft.2018.8405380.
- [Win90] J. M. Winters. „Braided artificial muscles: mechanical properties and future uses in prosthetics/orthotics“. In: *Proceedings of the RESNA 13th annual conference*. ERIC, 1990, S. 173–174.
- [WJ10] R. J. Webster III und B. A. Jones. „Design and Kinematic Modeling of Constant Curvature Continuum Robots: A Review“. In: *International Journal of Robotics Research* 29.13 (2010), S. 1661–1683. DOI: 10.1177/0278364910368147.
- [WZB17] V. Wall, G. Zöllner und O. Brock. „A method for sensorizing soft actuators and its application to the RBO hand 2“. In: *2017 IEEE International Conference on*

- Robotics and Automation (ICRA)*. IEEE, 2017, S. 4965–4970. DOI: 10.1109/ICRA.2017.7989577.
- [Yeo93] O. H. Yeoh. „Some Forms of the Strain Energy Function for Rubber“. In: *Rubber Chemistry and Technology* 66.5 (1993), S. 754–771. DOI: 10.5254/1.3538343.
- [Zha+17] H. Zhang u. a. „Design and development of a soft gripper with topology optimization“. In: *2017 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. IEEE, 2017. DOI: 10.1109/iros.2017.8206527.

Frederik Lamping

Akademische Ausbildung

- seit 2018 Promotion im Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik an der Universität Kaiserslautern
- 2016-2018 Masterstudium Elektrotechnik an der Hochschule Kaiserslautern
Abschlussnote: 1,6
- 2013-2016 Duales Studium Mechatronik an der DHBW Mosbach
Abschlussnote: 1,5

Berufserfahrung

- 2018 Obermeyer Planen + Beraten:
Masterarbeit mit dem Thema „Energieoptimierung der Kläranlage Enkenbach Alsenborn“
- 2017-2018 Süss Beratende Ingenieure:
Werkstudent in der Bauleitung Technische Gebäudeausrüstung für die innere Medizin am Universitätsklinikum des Saarlandes
- 2013-2016 ZF Friedrichshafen AG:
Duales Studium mit Praxisphasen in Grundbildung, Instandhaltung und diversen Entwicklungsabteilungen (vor allem im Bereich Elektromobilität)

