

# Entwicklung und Analyse neuer flexibler Fluidaktoren und Realisierung nachgiebiger Leichtbau- Robotersysteme

Zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

von der Fakultät für Maschinenbau des  
Karlsruher Institutes für Technologie

genehmigte

DISSERTATION

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Immanuel Nicolas Gaiser  
aus Reutlingen

Hauptreferent:

Prof. Dr.-Ing. habil. Georg Bretthauer

Korreferenten:

Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers

Tag der mündlichen Prüfung:

01. Februar 2016



Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons Namensnennung –  
Weitergabe unter gleichen Bedingungen 3.0 Deutschland Lizenz  
(CC BY-SA 3.0 DE): <http://creativecommons.org/licenses/by-sa/3.0/de/>

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner der Tätigkeit am Institut für Angewandte Informatik/Automatisierungstechnik am Karlsruher Institut für Technologie.

Mein besonderer Dank gilt zunächst Herrn Prof. Dr. Ing. habil. Georg Bretthauer für die wohlwollende Unterstützung meiner Arbeit und seine ausführlichen und konstruktiven Anregungen bei der Erstellung des Manuskripts.

Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr. Ing. Dr. h. c. Albert Albers herzlichst für die Übernahme des Korreferats und sein Interesse an der Arbeit.

Herrn Dr. Stefan Schulz danke ich besonders für die Aufnahme in seiner Arbeitsgruppe und für sein Beispiel des unermüdlichen Strebens nach der Lösung. Mein außerordentlicher Dank gilt Frau Maika Torge und Herr Dr. Mario Walter vom Institut für Angewandte Materialien für ihre stetige Hilfsbereitschaft bei Werkstoffuntersuchungen sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Karl Schweizerhof vom Institut für Mechanik an der Fakultät für Bauingenieur-, Geo- und Umweltwissenschaften für seine Anregungen bezüglich der Modellierung. Herrn Dipl.-Ing. Stefan Griebel von der TU Ilmenau (Forschungsgruppe Prof. Lena Zentner) sowie dem CADFEM-ANSYS-Support danke ich für die Bereitstellung der Materialdaten.

Ich danke Herrn Gottlob Dietz sowie der gesamten Belegschaft der Gottlob Dietz GmbH für ihre stetige Hilfsbereitschaft und die offene Zusammenarbeit, die sie mir bei der Erstellung der Prototypen entgegengebracht haben.

Ich möchte außerdem meiner ganzen Arbeitsgruppe und Institutskollegen für die kollegiale Zusammenarbeit und stetige Bereitschaft zur Diskussion danken. Im einzelnen sind das: Dr. Artem Kargov, Tino Werner, Helmut Breitwieser, Reinhold Oberle, Dr. Christian Pylatiuk, Wolfgang Rössler, Stefan Vollmannshäuser und Andreas Hofmann sowie meine Mitstreiter aus der Gruppe der Doktoranden Alexander Pfriem, Bastian Schmitz und Roland Wiegand.

Des weiteren gilt mein Dank allen meinen studentischen Mitarbeitern, die die Arbeit immer wieder mit frischem Schwung befruchtet haben. Im Besonderen möchte ich nennen: Markus Hollik, Patrick Prestel sowie Adrian Andres, dessen lange Ausdauer maßgeblich zur Erstellung

des FEM-Modells beigetragen hat.

Ich danke allen meinen Freunden, dass sie mich trotz meiner deutlich reduzierten Präsenz im Zeitraum der Fertigstellung der Arbeit nie vergessen haben.

Meinen Eltern Gudrun und Horst danke ich für ihre Unterstützung in allen Lebenslagen und meinen Geschwistern Sophia, Caroline und Konstantin für ihre immer tatkräftige Hilfe.

Mein größter Dank gilt meiner Frau Erin und meinen Söhnen Linus und Levi, die sicher die größten Entbehrungen erfahren haben. Ich danke Euch für die unermüdliche Unterstützung und den immer scharfen Sinn für das Wesentliche.

Ihr seid mein ganzes Glück.

Durmersheim,  
im Februar 2016

*Immanuel Gaiser*  
*Karlsruher Institut für Technologie*

## Kurzfassung

Mit der Tatsache, dass die Grenzen zwischen Mensch und Maschine immer enger gezogen werden, sind besondere Anforderungen an die Antriebstechnologie und Maschinenkonzeption verbunden. Besonders die sichere Kooperation zwischen Mensch und Roboter fordert von Maschinenseite Nachgiebigkeit und Adaptivität in Verbindung mit geringen beschleunigten Massen.

In der Dämpfer- und Hebetchnik sind Balgaktoren und Rollbalgzylinder Beispiele für das Wirkprinzip flexibler Fluidaktoren. Die vorliegende Arbeit trägt dazu bei, das Antriebsprinzip flexibler Fluidaktoren weiterzuentwickeln und durch die Realisierung einer kompletten Aktorbauweise einem breiten Anwendungsspektrum zu erschliessen.

Die Arbeit beginnt mit der Diskussion des Entwicklungsstandes zu flexiblen Fluidaktoren und nachgiebigen Strukturelementen. Dann wird der neu entwickelte Herstellungsprozess für flexible Fluidaktoren und die damit verbundene Materialentwicklung erläutert. Es folgt die Vorstellung des konzipierten FEM-Modells zur Auslegung neuer flexibler Fluidaktoren sowie die Charakterisierung und Evaluierung der spezifischen Leistungsparameter. Das vorletzte Kapitel beschäftigt sich mit der Entwicklung neuartiger Gelenkstrukturen, die in Kombination mit neuen flexiblen Fluidaktoren besonders leichte und hochintegrierte Roboterstrukturen ermöglichen. Die Arbeit schliesst mit den Entwicklungsergebnissen zu modularen Robotereinheiten und Anwendungsbeispielen aus der humanoiden Robotik und der Medizintechnik.



**Der Weg ist das Ziel.**

Konfuzius, 551 - 579 v. Chr.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Bedeutung flexibler Fluidaktoren für nachgiebige Leichtbaurobotersysteme	1
1.1.1	Beziehung Mensch-Roboter	2
1.1.2	Robotersicherheit	3
1.1.3	Roboteranwendungen im Kontext nachgiebiger Leichtbau- Robotersysteme	6
1.1.4	Aktuelle Herausforderungen im Bereich nachgiebiger Leichtbau-robotik	10
1.2	Entwicklungsstand relevanter Teilgebiete	11
1.2.1	Leichtbau- Robotersysteme	11
1.2.2	Nachgiebige Roboterantriebe	13
1.2.3	Flexible Fluidaktoren und flexible fluidische Strukturelemente	16
1.3	Ziele und Aufgaben	46
<b>2</b>	<b>Neuer Herstellungsprozess für flexible Fluidaktoren und nachgiebiger Strukturbauteile</b>	<b>49</b>
2.1	Anforderungen an Herstellungsprozess und Produkt	49
2.2	Relevante Aspekte der Elastomertechnologie	51
2.3	Konzeption und Prozessentwicklung	53
2.3.1	Neuer Herstellungsprozess zur Fertigung flexibler Hohlstrukturen flexibler Fluidaktoren	53
2.3.2	Neue Materialien für die Herstellung flexibler Fluidaktoren	54
2.3.3	Aufbau und Geometrie neuer flexibler Fluidaktoren	69
2.3.4	Entwurf nachgiebiger Strukturelemente	75
<b>3</b>	<b>Strukturmechanische Betrachtungen und Entwicklung eines Auslegungswerkzeugs für Entwurf und Evaluierung flexibler Fluidaktoren</b>	<b>81</b>
3.1	Grundlagen zum Verständnis dünnwandiger Hohlstrukturen	81
3.2	Grundlagen zum Verständnis nichtlinearer Analysen	82
3.2.1	Strukturbedingte Nichtlinearitäten	82
3.2.2	Geometrische Nichtlinearitäten	83
3.2.3	Werkstoffliche Nichtlinearitäten	83

3.2.4	Verbundwerkstoffe . . . . .	86
3.3	Analytische und numerische Modelle für flexible Hohlstrukturen . . . . .	86
3.4	Aufbau des neuen FEM-Modells . . . . .	90
3.4.1	Generierung des Modells . . . . .	92
3.4.2	Randbedingungen und Berechnung . . . . .	101
3.4.3	Auswertung und Darstellung der Ergebnisse . . . . .	108
3.5	Übersicht des Aktormodells . . . . .	109
3.6	Verformungsanalyse . . . . .	111
3.7	Spannungsanalyse . . . . .	111

**4 Experimentelle Charakterisierung und Simulation der neuen flexiblen Fluidaktoren 119**

4.1	Statische Charakterisierung flexibler Hohlstrukturen . . . . .	119
4.1.1	Drehmomentcharakteristik 11mm-Aktor . . . . .	122
4.1.2	Drehmomentcharakteristik 18mm-Aktor . . . . .	124
4.1.3	Drehmomentcharakteristik 36mm-Aktor . . . . .	128
4.1.4	Drehmomentcharakteristik Einzelkammeraktor . . . . .	129
4.1.5	Steifigkeitscharakterisierung nachgiebiger Strukturelemente . . . . .	131
4.2	Dauerfestigkeit flexibler Fluidaktoren . . . . .	135
4.2.1	Zyklischer Belastungstest der 18mm-Aktoren . . . . .	135
4.2.2	Zyklischer Belastungstest 36mm-Aktoren . . . . .	135
4.2.3	Zyklischer Belastungstest der Einzelkammeraktoren . . . . .	137
4.3	Modellverhalten und Experiment . . . . .	138
4.3.1	Strukturelle axiale Steifigkeit des drucklosen Aktors . . . . .	139
4.3.2	Drehmomentdaten der Modelle . . . . .	140

**5 Neuartige Gelenkstrukturen für flexible Fluidaktoren 147**

5.1	Prinzipieller Aufbau von Festkörpergelenken für die Robotik . . . . .	147
5.2	Herstellungsprozess, Materialauswahl und Leistungsfähigkeit faserverstärkter Festkörpergelenke . . . . .	152
5.2.1	Faserauswahl für neue verstärkte Festkörpergelenke in Faserverbundbauweise . . . . .	152
5.2.2	Statische Leistungsfähigkeit neuer faserverstärkter Festkörpergelenke . . . . .	156
5.2.3	Dynamische Leistungsfähigkeit faserverstärkter Festkörpergelenke	168
5.3	Aktorintegration . . . . .	170
5.3.1	Herstellungsprozess eines einfachwirkenden Festkörpergelenks .	171
5.3.2	Herstellungsprozess eines doppelwirkenden Festkörpergelenks .	174

5.4	Positionsmeßsysteme für Festkörpergelenke . . . . .	176
5.4.1	Sensorintegration . . . . .	177
5.4.2	Evaluierung des Positionsmeßsystems für faserverstärkte Festkörpergelenke . . . . .	183
<b>6</b>	<b>Hochintegrierte nachgiebige Leichtbau- Robotersysteme</b>	<b>189</b>
6.1	Krafteinkopplung und Integration neuer flexibler Fluidaktoren . . . . .	189
6.2	Neue nachgiebige Antriebsmodule mit flexiblen Fluidaktoren . . . . .	192
6.2.1	Kinematische Kombinationsmöglichkeiten nachgiebiger Antriebsmodule mit flexiblen Fluidaktoren . . . . .	192
6.2.2	Sensor- und Ventilintegration in nachgiebige Antriebsmodule mit flexiblen Fluidaktoren . . . . .	195
6.3	Dreifingergreifer in CFK-Bauweise . . . . .	199
6.4	Leichtbauroboterarm LRA (Lightweight-Robotic-Arm) . . . . .	201
6.5	Weitere Einsatzgebiete neuer flexibler Fluidaktoren . . . . .	203
6.5.1	Humanoide Roboterhand - ARMAR IV . . . . .	203
6.5.2	Konzeptstudie - semi-passive Laufmaschine mit neuen flexiblen Fluidaktoren . . . . .	206
6.5.3	Prothetik und Orthetik . . . . .	208
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>213</b>
<b>A</b>	<b>Anhang</b>	<b>219</b>
A.1	Leichtbau-Robotersysteme . . . . .	219
A.2	Festkörpergelenke . . . . .	225
A.3	Sensor- und Ventildatenblätter . . . . .	226
A.4	Materialdatenblätter . . . . .	231
<b>B</b>	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>237</b>
<b>C</b>	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>245</b>
<b>D</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>247</b>
	<b>Glossar</b>	<b>283</b>
	<b>Abkürzungsverzeichnis</b>	<b>285</b>
	<b>Symbolverzeichnis lateinischer Formelzeichen</b>	<b>287</b>
	<b>Symbolverzeichnis griechischer Formelzeichen</b>	<b>289</b>



# 1. Einleitung

## 1.1. Bedeutung flexibler Fluidaktoren für nachgiebige Leichtbaurobotersysteme

Die Robotik ist heute nahezu in allen Branchen und Märkten vertreten. Im September 2014 gab die International Federation of Robotics (IFR) mit 178.132 verkauften Einheiten das Jahr 2013 als das Jahr mit den meisten Roboterverkäufen an [176]. Bis zum Jahr 2017 prognostiziert der IFR eine weltweite Population von 1,9 Millionen Industrierobotern. Während die Roboterdichten in Ländern wie Japan, Südkorea und Deutschland bei 400-1500 Robotern pro 10.000 Beschäftigte liegen, besteht in Wachstumsmärkten wie China, Indien und Russland mit 14 Robotern pro 10.000 Arbeiter noch viel Entwicklungspotential. Die treibenden Industrien sind aktuell immer noch die Automobilindustrie gefolgt von der Elektronikbranche und der Metallindustrie. Gleichzeitig registriert der IFR eine Verschiebung in der Konsumgüterindustrie hin zu stark individualisierten Produkten. Die aufgezeigte Entwicklung fordert mehr Vielseitigkeit der Roboter, was in der Praxis mehr Mensch-Roboter Interaktion bedeutet.

Im Bereich professioneller Serviceroboter sagen die Experten von der IFR ebenfalls ein starkes Wachstum voraus. Nach der aktuellen Statistik vom September 2014 wurden im Jahr 2013 etwa 21.000 professionelle Serviceroboter verkauft. 9.500 Einheiten fallen auf Militärroboter, 5.100 auf Melkroboter und 1.300 auf Medizinroboter. Das Feld der Serviceroboter für den privaten Gebrauch, bezieht sich auf Haushaltsroboter, vor allem aber auf Freizeit- und Unterhaltungsroboter. 2013 wurden etwa 4 Millionen Serviceroboter für den privaten Bereich verkauft und der Trend zeigt hier steil nach oben [176]. Die Statistiken zeigen zwei Dinge. Erstens eine starke weltweite Zunahme an robotisch ausgeführten Arbeitsschritten. Zweitens eine Verschiebung oder auch Erweiterung der Einsatzfelder von Robotern in Richtung mehr Interaktion aber auch in Richtung unstrukturierter Umgebungen.

Aufgaben, die Präzision, Wiederholgenauigkeit und Zuverlässigkeit erfordern, können mit heutigen Robotern sehr gut bedient werden. Die meisten Anwendungsfelder setzen eine strukturierte, bekannte und nicht veränderliche Roboterumgebung voraus. Die wachsenden Anforderungen an Roboter bezüglich Interaktion, Operation in unstrukturierten Umgebungen, Adaptivität, Universalität und Sicherheit erfordern neue Roboterkonzepte, die die Eigenschaften der Roboterantriebe und Roboterstrukturen erweitern. Nachgiebigkeit und Leichtbau sind aktuelle Anforderungen an Roboter, die zum Einen aus Sicherheitsgründen interessant sind, zum Anderen aber auch funktionell und ökonomisch motiviert sind. Wie die Zusammenhänge im Einzelnen sind, zeigen die folgenden Abschnitte des ersten Kapitels.

### 1.1.1. Beziehung Mensch-Roboter

Die Faszination des Menschen für automatisierte, maschinell ausgeführte Tätigkeiten und Bewegungen ist spätestens seit der industriellen Revolution ungebrochen. Im industriellen Umfeld gilt das in ausgeprägtem Maße, aber auch in den Bereichen Kunst, Kultur und Gesellschaft finden sich zahlreiche Beispiele.

In den Bereichen Kunst und Kultur wird das durch eine Vielzahl von Ausstellungen, Museen und Veranstaltungen deutlich [32, 36, 85, 94, 124, 268].

Gesellschaftlich gesehen lassen sich zwei Bereiche benennen, in denen Roboter Positionen im Alltag einnehmen. Im Bereich der Spiele finden sich eine Vielzahl von Produkten, sowohl im Niedrigpreissegment als auch bei den anspruchsvollen Lernspielen. Mit Bausätzen wie Lego Mindstorms, Aibo, Bioloid, Nao, etc., seien nur einige genannt, die die Brücke zwischen Wissenschaft bzw. Bildungswesen und Unterhaltung schlagen [12, 40, 338, 363, 371].

Im industriellen Bereich ist der Einsatz von Robotern meist ökonomisch oder zweckdienlich motiviert. Automatisierungslösungen in den Bereichen Montage und Produktion in vielen verschiedenen Branchen zeigen die Vorteile des Robotereinsatzes. Andere Gründe für Roboterunterstützung sind die Minimierung des Gefahrenpotentials für den Menschen oder die Operation in schwierigen Umgebungen. Beispiele hierfür sind Tauchroboter, Minenräumroboter oder Roboter in gefährlicher oder schwieriger Umgebung wie z.B. Kontaminationsbereichen oder Weltraumanwendungen.

Es lassen sich zwei Betriebsformen unterscheiden, wie Mensch und Roboter zusammen aktiv werden können, und zwar:

- interagierender Roboter
- kollaborierender Roboter

Stark interagierende Betriebsformen erfordern mehr Intelligenz auf der Roboterseite. Interagierend bedeutet, dass der Roboter „selbstständig“ die Entscheidung über seine Handlungen trifft. Asimovs<sup>1</sup> drei Gesetze der Robotik gehen auf die damit verbundene Problemstellung ein:

1. „Ein Roboter darf kein menschliches Wesen verletzen oder durch Untätigkeit gestatten, dass einem menschlichen Wesen Schaden zugefügt wird.“

---

<sup>1</sup>Isaac Asimov - (1919 - 1992) russisch-amerikanischer Biochemiker, Sachbuchautor und Science-Fiction-Schriftsteller.

2. „Ein Roboter muss den ihm von einem Menschen gegebenen Befehlen gehorchen - es sei denn, ein solcher Befehl würde mit Regel Eins kollidieren.“
3. „Ein Roboter muss seine Existenz beschützen, solange dieser Schutz nicht mit Regel Eins oder Zwei kollidiert.“

Obwohl Asimovs „Gesetze“ auch das Ergebnis schriftstellerischer, philosophischer Überlegungen sind, finden sie doch weite Verbreitung in Betrachtungen aktueller Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Mensch-Roboter Interaktion [17, 131, 281]. Vor dem visionären Hintergrund der Mensch-Roboter Beziehung muss angemerkt werden, dass Begriffe wie Selbstständigkeit, kognitive Entscheidungsfähigkeit oder Denken, von Menschen auf die Maschinen angewandt werden. Tatsächlich denken Maschinen nicht. Sie verhalten sich lediglich entsprechend den Vorgaben ihrer Konstrukteure. Ein etwaiger Bediener kann jedoch Einschränkungen seiner Entscheidungsfreiheit erfahren, die dann aber nicht von Maschinenseite herrühren, sondern die sich als Folge des konstruktiven Entwicklungsprozesses ergeben [139].

Die eher kollaborierende Betriebsform bedeutet ebenfalls eine Mensch-Roboter Interaktion, jedoch mit viel weniger Entscheidungsfreiheit auf Maschinenseite. Hier geht es vor allem darum, die Fähigkeiten des Menschen im Hinblick auf Flexibilität mit der Wiederholgenauigkeit, Kraft, Geschwindigkeit und Ermüdungsfreiheit eines Roboters zu kombinieren. Die Herausforderungen liegen hier im sicheren Betrieb im Falle von maschinellem Versagen oder menschlicher „irrationaler“ Handlungen [153, 208, 211, 291, 293, 299, 357]. Die Reglementierungen für den kollaborierenden Betrieb sind durch weitaus konkretere Normen und Verordnungen beschrieben und befinden sich in stetiger Entwicklung [2, 3, 241]

### **1.1.2. Robotersicherheit**

Bei der Diskussion der Beziehung Mensch-Roboter müssen die Sicherheitsaspekte bezüglich gemeinsamer Betriebsformen betrachtet werden. Grundsätzlich können zwei Implementierungsfelder zum Thema Robotersicherheit unterschieden werden, die durch den Zeitpunkt der Mensch-Roboter Kollision verbunden werden. Das ist zum Einen der präventive Kollisionsschutz (Pre-Collision Safety) und zum Anderen die Sicherheitsstrategien nach erfolgter Kollision (Post-Collision Safety) [241].

#### **Pre-Collision Safety**

Präventive Sicherheitsstrategien konzentrieren sich auf die Trennung der Aktionsbereiche von Mensch und Roboter, die Beschränkung zulässiger Kräfte und Momente des Roboters und der sensormäßigen Überwachung von Sicherheitsbereichen. Die Reduktion der bewegten Massen und somit des übertragbaren Impulses kann einen großen Beitrag zur präventiven Sicherheit leisten. Die Literatur führt viele Beispiele im wissenschaftlichen Bereich an. Im folgenden

Abschnitt werden relevante Arbeiten der letzten 30 Jahre aufgeführt und in chronologischer Reihenfolge diskutiert.

Frühere Arbeiten aus den Achtziger Jahren haben sich schon mit der Problematik der Robotersicherheit beschäftigt [277, 291].

Martenson [277] spricht sich dafür aus, Roboter und Menschen nicht in einer Produktionslinie zusammenarbeiten zu lassen. Er beschreibt außerdem die Stressproblematik, die bei einer Interaktion mit Robotern auftritt, da der Roboter die Arbeitsgeschwindigkeit vorgibt und keine Kommunikation und/oder Pausen erlaubt. Arbeitspolitische Argumente haben in den frühen Achtziger Jahren die Diskussionen zusätzlich angeheizt. Ängste, dass Roboter viele Arbeitskräfte überflüssig machen würden, haben sich nicht bestätigt [157]. Im Gegenteil, es konnte gezeigt werden, dass der Einsatz von Robotern die Zahl qualifizierter Arbeitsplätze steigert.

Nicolaisen [291] beleuchtet zuerst die Wahrnehmung von Roboter und Robotersicherheit in der Öffentlichkeit. Begriffe wie „Killer“ oder „Job Killer“ werden im Zusammenhang mit Robotern genannt. Beide Begriffe stehen für die Ängste, die mit Robotern in Verbindung gebracht werden. Prinzipiell ist festzuhalten, dass eine Schlagzeile wie „Arbeiter von Roboter erschlagen“ mehr existentielle Ängste schürt als eine Schlagzeile wie „Arbeiter von Hydraulikpresse erdrückt“. Beide Beispiele verdeutlichen die subjektive Wahrnehmung im Themenfeld Robotersicherheit. Objektiv führt Nicolaisen zwei Personengruppen als besonders gefährdet ein: Das Programmierpersonal und das Wartungspersonal. In den 1980er Jahren waren das die Personengruppen mit der meisten Roboterinteraktion. Karwowski [208] bestätigt und ergänzt, dass die Möglichkeiten zur Separierung von Mensch und Roboter begrenzt sind, da es immer Fälle gibt, in denen Personen in den Wirkungskreis des Roboters treten müssen. Eine Statistik von Carlsson aus dem Jahre 1984 zeigt, dass 39% der Unfälle beim Einrichten eines Werkstücks oder Werkzeugs auftreten und 36% der Unfälle während Wartung, Reparatur oder Programmierung. Die diskutierte Literatur zeigt, dass die meisten Unfälle passieren, weil das Personal die Sicherheitseinrichtungen umgeht. Kathib [211] betrachtet den Aspekt, dass der Roboter in einer menschlichen oder menschenorientierten Umgebung steht und nicht umgekehrt. Er beschreibt wie Roboter konzeptioniert sein müssen, um sowohl autonome, als auch menschlich geführte Aufgaben ausführen zu können.

Haegle [146] zeigt eine Verschiebung des Einsatzfeldes von Robotern und die damit einhergehende Notwendigkeit von Reglementierungen für die Auslegung von Assistenzrobotern. Als sicherheitstechnische Maßnahmen werden die sensorische Ausstattung zur Kollisionserkennung sowie die Limitierung der zulässigen Kräfte und Momente über deren Messung oder passive Nachgiebigkeit empfohlen.

Im Jahr 2006 haben Alami et al.[8] die Aspekte der „Physical Human Robot Interaction (pHRI)“ (physical Human Robot Interaction), der körperlichen Mensch-Roboter Interaktion, im Hinblick auf Sicherheit und Zuverlässigkeit des Systems beleuchtet. Sicherheit und Zuver-

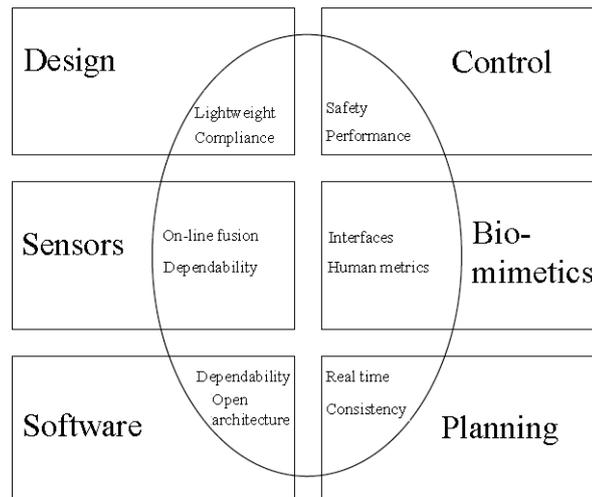


Abb. 1.1.: Einflussbereiche der Mensch-Roboter Interaktion [8]

lässigkeit werden als Bewertungskriterien dafür genannt, wie gut ein Roboter für die Mensch-Roboter Interaktion geeignet ist. Die Autoren führen ein „neues“ Konstruktionsparadigma für Roboter ein: **„Konstruiere Roboter, die in sich sicher sind, und steure und regle sie zur besten Leistungserzielung“**. Der Beitrag macht deutlich, warum es so schwierig ist, den Roboter auf unerwartete oder „natürliche“ Aktionen der interagierenden Menschen vorzubereiten. Logische, rationale Handlungsentscheidungen scheinen für einen Roboter noch erlernbar, aber individuelle, emotionale Handlungsentscheidungen machen es Robotern schwer, Abschätzungen für ihre eigene Aktionsplanung zu vollziehen. Nachgiebigkeit und geringes Eigengewicht werden als Schlüsselvoraussetzungen für die Entwicklung sicherer Roboter genannt. Allerdings wird Nachgiebigkeit auf weiche Abdeckungen und nachgiebige Getriebe, sowie das Design des hier vorgestellten -Arms reduziert. Als generelle Aussage kann man zusammenfassen, dass „Allgegenwärtige Roboter“ nur denkbar sind, wenn die Kriterien für Sicherheit und Zuverlässigkeit erfüllt sind. In Abbildung 1.1 ist eine Abbildung aus [8] zu sehen, der die Einflussbereiche für eine sichere Mensch-Roboter Interaktion darstellt.

### Post-Collision Safety

Die Sicherheitsstrategien nach erfolgter Kollision betreffen hauptsächlich das Feld der Regelungstechnik. Post-Collision Strategien beschäftigen sich im Wesentlichen mit der Frage wie der Verletzungsgrad des Menschen und der Beschädigungsgrad des Roboters minimiert werden können.

Es gibt einige aktuelle Arbeiten, die eine Klassifizierung anstreben. Ein vorgestelltes Kriterium ist das sogenannte „Head Injury Criterion“[47]. Es ist auch aus der Fahrzeugsicherheit bekannt und betrachtet die Beschleunigung des Kopfes in einem bestimmten Zeitintervall (üblicherweise 15ms). Umfangreiche Studien zu Roboter-Crashtests wurden von Deutschen Zentrum

für Luft- und Raumfahrttechnik durchgeführt [142–144].

Die Arbeiten schließen auch die Entwicklung von Regelungsstrategien nach erfolgter Kollision mit ein. In [236, 253] werden verschiedene Roboterstrategien für den Zeitpunkt nach erfolgter Kollision vorgestellt. Die diskutierten Ansätze reichen vom einfachen Stoppen des Roboters bis hin zu „zurückfedernden“ Strategien.

Wenn man konkrete Verordnungen oder normierte Regelungen zum Thema Robotersicherheit betrachtet, ergibt sich ein weit konservativeres Bild als im vorangehenden Abschnitt gezeigt. Bestehende Normen beschreiben fast ausschließlich den Bereich der Industrieroboter. Das unterstreicht den Charakter der Mensch-Roboter Beziehung zum heutigen Zeitpunkt. Im technischen Forschungsumfeld gibt es eine Vielzahl von Szenarien der Mensch-Roboter Interaktion und Kollaboration. Die Zahl der tatsächlich bestehenden Szenarien ist jedoch deutlich kleiner. Der prognostizierte Anstieg servicerobotischer Anwendungen [147, 173, 175] wird hier mittelfristig sicher für eine Ergänzung der aktuellen Reglementierungen sorgen. Die umfangreichsten internationalen Normen zur Robotersicherheit sind Internationale Organisation für Normung (ISO) 10218-1, ISO 10218-2 sowie American National Standards Institute-Underwriters Laboratories (ANSI/UL) 1740 [2, 3]

Die meisten der oben diskutierten Arbeiten machen die Notwendigkeit neuer Normen im Bereich der Servicerobotik deutlich.

Die Verschiebung der Roboteraktivitäten hin zum Feld der Assistenzroboter mutet oft herbeigeredet an. Daraus spricht sicher die Faszination für die Robotik und der Schöpferdrang des Menschen. Anwendungszahlen wie im Bereich Industrierobotik sind nicht gegeben. Aktuelle Ereignisse könnten den Bereich Servicerobotik zum Beispiel im Hinblick auf nukleares Handling deutlich stärken. Marketingtechnische und wettbewerbsstrategische Überlegungen lenken sicher die Entwicklungsgelder der Roboterindustrie auch in diese Richtung. Ein kurzer Überblick über die Situation im Bereich der Servicerobotik wird im folgenden Abschnitt gegeben.

### **1.1.3. Roboteranwendungen im Kontext nachgiebiger Leichtbau-Robotersysteme**

Der Abschnitt gibt einen Überblick über aktuelle Anwendungen, die für nachgiebige Leichtbau-Robotersysteme interessant sind. Zur besseren Übersicht werden die Anwendungen in die Bereiche Servicerobotik und Industrierobotik eingeteilt.

#### **Servicerobotik**

Ist eine internetfähige, programmierfähige Waschmaschine ein Haushaltsgerät oder ein Serviceroboter? Fragen wie diese machen die Problematik der Zuordnung deutlich. Zuerst einmal

		Anwendungsbereiche				
		Gewerbliche Fertigung	Gewerbliche Services	Häuslicher Service	Sicherheit	Medizin Service
Anwendungsszenarien	Robotischer Arbeiter (autonom)	✓	✓			
	Robotischer Co-Worker (Roboter-Mensch)	✓	✓	✓	✓	✓
	Logistik Roboter	✓	✓	✓		✓
	Roboter zur Überwachung & Intervention		✓	✓	✓	
	Roboter zur Exploration, Inspektion & Wartung (autonom agierende Serviceroboter)		✓		✓	✓
	Roboter zur Schulung und für Spiele		✓	✓		✓

Abb. 1.2.: Prognose für Anwendungsfelder der Servicerobotik nach [152]

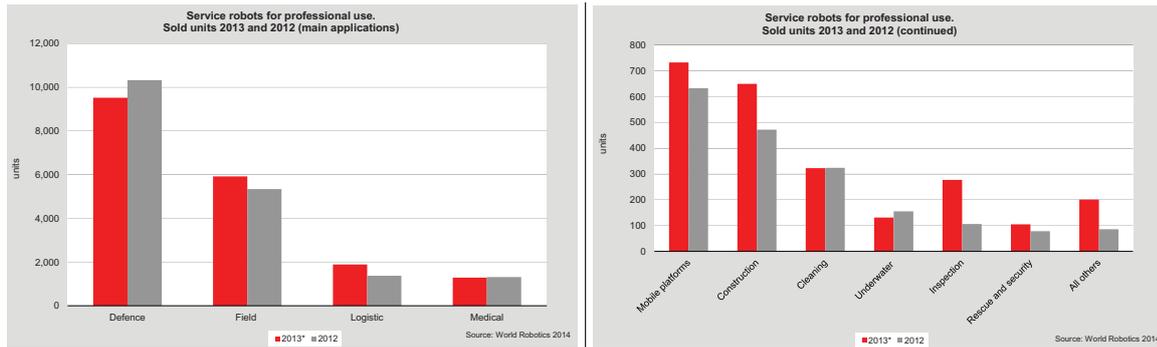
muss eine Abgrenzung stattfinden, die definiert, ab wann von Servicerobotern gesprochen wird. Die Abgrenzung fällt zuweilen schwer und wird kontrovers diskutiert. Grundsätzlich sind alle robotisch ausgeführten Arbeiten, die nicht im industriellen Maschinen- und Anlagenbau einzuordnen sind, der Servicerobotik zuzuordnen. Eine Konvergenzstudie im Auftrag des Bundesministeriums für Bildung und Forschung diskutiert unter Anderem die Problematik der Begriffsbestimmung [152]. Die Definition der IFR

„A service robot is a robot which operates semi- or fully autonomously to perform services useful to the well-being of humans and equipment, excluding manufacturing operations.“

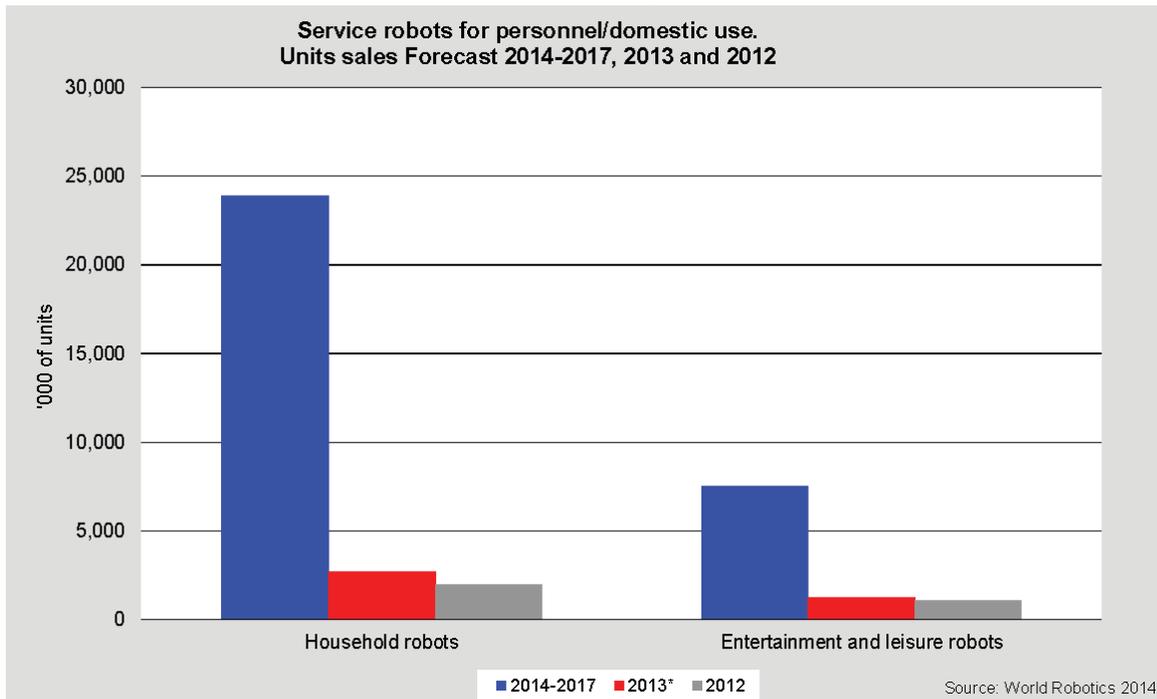
ist sehr eng gesteckt. Die BMBF-Studie erweitert die vorausgehende Definition um Robotersysteme, „die kleinteilige und individuelle Herstellung und Handhabung von Dingen in Zusammenarbeit mit dem Menschen oder auch völlig autonom ermöglichen.“ Danach werden die Anwendungsfelder von Serviceroboter gemäß Abbildung 1.2 prognostiziert.

Eine Einteilung der „Institute of Electrical and Electronics Engineers-Robotics and Automation Society (IEEE-RAS)“ definiert 18 Anwendungsfelder<sup>2</sup>. Viele der Anwendungsfelder werden auf wissenschaftlicher Ebene bearbeitet. Allerdings gibt es auch einige kommerziell erhältliche Serviceroboter, die den 18 Anwendungsfeldern zuzuweisen sind. Die bekanntesten sind Reinigungsroboter für Schwimmbekken, Saug- und Wischroboter, Rasenmäherroboter, Rohr- und Pipelineinspektionsroboter sowie Überwachungs- und Aufklärungsroboter und Roboter für den Agrarsektor.

<sup>2</sup><http://www.service-robots.org/>, 08.05.2013



(a) Statistik der Serviceroboter im professionellen Bereich



(b) Statistik der Servicerobotik im persönlichen, häuslichen Bereich

Abb. 1.3.: Statistik zur Servicerobotik des IFR [176]

Die IFR veröffentlicht jedes Jahr die zahlenmäßige Verteilung der weltweit verkauften Serviceroboter [176]. Die Abbildungen 1.3a und 1.3b zeigen die Aufstellung vom Herbst 2014. Der IFR geht von ca. 150.000 Servicerobotern aus, die seit 1998 im professionellen Bereich verkauft wurden. Die Roboterverkäufe für das Jahr 2013 für den militärischen Bereich machen etwa 45% aus, gefolgt von Agrarrobotern (hauptsächlich Melkroboter) mit 25%. Die weiteren Verteilungen sind Abbildung 1.3a zu entnehmen.

Demgegenüber stehen weit größere Stückzahlen im persönlichen, häuslichen Gebrauch. Die Gesamtzahl der am Markt befindlichen Einheiten wird hier auf 8,7 Millionen geschätzt, wobei 5,6 Mio. den Haushaltsrobotern zufallen und 3,1 Mio den Unterhaltungs- und Freizeitrobotern 1.3b.

Die zahlenmäßigen Prognosen sagen einen Zuwachs von 3.500 Robotern im professionellen Bereich, 1,1 Mio. im Bereich der Haushaltsroboter und 1,5 Mio. im Bereich der Unterhaltungs- und Freizeitroboter voraus. Besonders werden Roboter, die zur Unterstützung von Personen mit Einschränkungen dienen, hervorgehoben. Hier wird ein deutlicher Zuwachs innerhalb der nächsten 10 Jahre erwartet [174]. Der Interaktionsgrad von Robotern mit Mensch, Material und Umwelt befindet sich also in einem stetigen Wachstum. Nachgiebigkeit und geringes Eigengewicht tragen maßgeblich dazu bei, immer mehr Anwendungsbereiche zu erschließen. Nachstehend deshalb einige Beispiele, die das Wachstumspotential verdeutlichen. Rehabilitation ist ein aktuelles Forschungsfeld in der Servicerobotik. Das Ziel ist die Rückgewinnung eigener motorischer Fähigkeiten [93, 190, 294, 327, 350, 353] oder die Ergänzung der verbleibenden motorischen und/oder sensorischen Fähigkeiten durch robotische Systeme [87, 375, 397, 406]. Aufgrund des demographischen Wandels fließen viele Anstrengungen in die Forschung und Entwicklung von Haushalts- und Pflegerobotern [128, 186, 328, 372]. Die Prognosen des IFR deuten allerdings dahin, dass hier noch viel Arbeit zu leisten ist, und rechnen nicht vor 2020 mit wirklich konkurrenzfähigen Lösungen. Wie in Abbildung 1.3a zu sehen, bilden die Verteidigungsroboter mit Aufklärungs- und Entschärfungsrobotern die größte Gruppe professioneller Serviceroboter. Die verfügbaren Plattformen der mobilen Roboter unterscheiden sich untereinander kaum. Durch ihren modularen Aufbau können sie je nach Aufgabe verschiedene Geräte, von Kameras bis zu Roboterarmen, aufnehmen<sup>3</sup>. Die zweitgrößte Gruppe im Bereich professioneller Servicerobotik bilden Roboter, die im Agrarbereich zum Einsatz kommen. Hier fällt der größte Anteil auf Melkroboter [240]. Inspektionsroboter kommen vorwiegend in schwer zugänglichen oder gefährlichen Bereichen zum Einsatz<sup>4</sup>. Klassische Anwendungsfelder sind Tank- und Rohrleitungsinspektionen sowie Inspektionen im nuklearen Sektor. Der Schwerpunkt liegt hier natürlich im Erkennen von Zuständen die Wartung oder Reparatur nötig machen, aber auch darauf das zu untersuchende Umfeld oder Gerät nicht zu beschädigen [129, 130, 297, 405]. Egal ob die Systeme mit Mensch, Tier oder Technik interagieren, das Verletzungs- und Beschädigungspotential soll immer klein sein. Nachgiebigkeit und Adaptivität sind für alle Serviceanwendungen essentiell. Konventionelle Robotersysteme erfüllen die Anforderungen durch Implementierung aktiver Nachgiebigkeit über die Regelung. Der Ansatz funktioniert, ist aber nicht ausfallsicher. Die Reduzierung der bewegten Massen erweitert immer die dynamischen Möglichkeiten eines Systems und verringert gleichzeitig den übertragenen Impuls im Falle einer Kollision. Inhärente Nachgiebigkeit und geringes Gewicht sind deshalb Schlüsselparameter für viele Anwendungsfelder der Servicerobotik.

---

<sup>3</sup><http://www.irobot.com/gi/ground>, <http://www.qinetiq-na.com/>, <http://www.robowatch.de/>, 08.05.2013

<sup>4</sup><http://www.prokasro.de/>, <http://www.solexrobotics.com/>, <http://www.inuktun.com/index.php>, 08.05.2013

### **Industrielle Anwendungen**

Wie schon mehrfach angesprochen, erlauben leichtere Roboterstrukturen höhere Geschwindigkeiten. Leichtbau ist deshalb ein wichtiger Aspekt in der Industrierobotik im Allgemeinen. Nachgiebigkeit und Adaptivität dagegen weniger. Meist ist genau das Gegenteil, eine möglichst steife und präzise Konstruktion, gefordert. Für die meisten industriellen Anwendungen ist das auch sinnvoll, denn es geht darum wiederkehrende Arbeitsschritte mit großer Wiederholgenauigkeit und kleinen Zykluszeiten durchzuführen. Wo in der Industrie ist also Nachgiebigkeit und Adaptivität gefordert?

Eine Antwort ist, überall dort, wo nachgiebige, oder empfindliche Teile oder Materialien manipuliert werden müssen. Vakuumgreifer haben sich längst am Markt etabliert und sind eine Paradelösung, um unregelmäßig geformte und/oder empfindliche Gegenstände zu greifen. Vom rohen Ei über Gemüse und Papier, bis hin zu schweren Glasplatten lassen sich viele Greifaufgaben durch die Vakuumtechnik lösen. Selbst berührungslose Greiflösungen für besonders sensible oder gefährliche Anwendungen sind möglich. Schwebesauger nutzen den Bernoulli-Effekt, um das Werkstück in einen Schwebезustand relativ zum „Greifer“ zu halten und werden zum Beispiel in der Waferproduktion eingesetzt. Eine andere Antwort liegt in der industriellen Mensch-Roboter Kooperation, welche sich noch in einem frühen Entwicklungsstadium befindet und Gegenstand vieler aktueller Forschungsarbeiten ist [81, 149, 351, 379]. Die grundlegende Schwierigkeit liegt in der Reaktion des Roboters auf die vorhersehbaren und unvorhersehbaren Variationen, die in seinem Umfeld auftreten können. Denn der Roboter verfügt über kein implizites Wissen über seine Arbeit und die damit verbundenen Prozesse. Ein Ansatz liegt in der sensorbasierten Roboterreaktion [145]. Dazu gehören auch die Begrenzung der Drehmomente und Kräfte des Roboters [181]. Ein Beispiel für einen besonders leichten Roboter, der für die Interaktion mit dem Menschen zugelassen ist, vertreibt die Jossi AG [193]. Ihr „Katana“ Roboter kann bei einem Eigengewicht von 4,3 kg eine Nutzlast von 500 g manipulieren. Hier wird deutlich, dass die Herausforderung nicht darin liegt, kleine Roboter interaktionssicher zu machen. Kleine Roboter haben sowieso kein großes Gefahrenpotential. Die Herausforderung liegt darin, Roboter, die auch schwere Massen manipulieren können, für die Mensch-Roboter Interaktion auszurüsten. Aktuelle Standards verlangen meist eine strikte Trennung der Arbeitsräume von Mensch und Roboter [2, 3]. Viele Arbeitsschritte in der Industrie könnten durch die Mensch-Roboter Kooperation qualitativ hochwertiger oder schneller ausgeführt werden. Leichtbau sowie nachgiebige Aktoren und/oder Strukturelemente haben auch hier das Leistungsvermögen, Mensch und Roboter einen Schritt näher zu bringen.

#### **1.1.4. Aktuelle Herausforderungen im Bereich nachgiebiger Leichtbaurobotik**

Wie in den vorangegangenen Abschnitten beschrieben, sind Nachgiebigkeit und Leichtbau Kerneigenschaften zukünftiger Roboteranwendungen. Grundsätzlich wird zwischen aktiver und

passiver Nachgiebigkeit unterschieden. Aktive Nachgiebigkeit bedeutet in sich steifen Systemen durch entsprechende „aktive“ Regelungsstrategien nachgiebiges Systemverhalten aufzuprägen. Der aktive Ansatz ist durch die Dynamik der Antriebe und des Gesamtsystems begrenzt und erfordert einen hohen Sensor- und Rechenaufwand. Hinzu kommt, dass im Falle eines Ausfalls von Sensorik oder Rechner die nachgiebigen Eigenschaften verschwinden, und so kein sicherer Betrieb mehr möglich ist. Passive Nachgiebigkeit bedeutet eine systemimmanente Nachgiebigkeit. Passive nachgiebige Strukturelemente und Antriebe können eine sinnvolle Ergänzung bestehender Robotersysteme sein, oder sogar neue Anwendungsfelder für die Robotik erschließen. Die große Herausforderung hierbei ist es, Strukturelemente und Antriebe zu entwickeln, deren Steifigkeit und Antriebsleistung über einen weiten Bereich eingestellt werden kann und die gleichzeitig möglichst leicht sind, sodass im Falle von Kollisionen nur geringe Impulse übertragen werden.

### **1.2. Entwicklungsstand relevanter Teilgebiete**

Der folgende Abschnitt beschreibt Lösungen und Lösungsansätze, die für nachgiebige Leichtbau-Robotersysteme im Allgemeinen und flexible fluidische Antriebe im Speziellen relevant sind. Die Gesamtheit der Teilgebiete in einer Lösung zusammenzubringen, verdeutlicht die Aufgabenstellung der Arbeit.

#### **1.2.1. Leichtbau- Robotersysteme**

Aufgaben, die hohe Wiederholungsraten, hohe Genauigkeit, in schwierigen und/oder gefährlichen Umgebungen sowie große zu bewegende Lasten erfordern, begründen oft den Einsatz von Robotersystemen. Roboterapplikationen sind also ökonomisch oder technisch motiviert. Im nächsten Schritt bedeutet das die Umsetzung möglichst effizienter Roboterkonstruktionen. Die Leistungsaufnahme sowie die möglichen Beschleunigungen hängen stark von den zu bewegenden Massen ab. Leichtbau bei Industrierobotern ist daher immer mit dem Ziel der Effizienzsteigerung verbunden. Deshalb kommen immer mehr Faserverbundwerkstoffe im Roboterbau zum Einsatz. Das grundsätzliche Ziel ist, die Masse des Roboters zu senken, ohne an Steifigkeit und Genauigkeit einzubüßen. Die erfolgreiche Umsetzung des Ansatzes führt wiederum zu kleineren zu beschleunigenden Massen und am Ende zu kürzeren Zykluszeiten [4, 230–232].

Eine weitere Motivation für Leichtbau im Bereich Robotik ist, wie schon in Abschnitt 1.1.2 beschrieben, die Sicherheit. Im Falle einer Kollision reduziert sich so der übertragene Impuls bei niedrigeren bewegten Massen.

Das Ziel ist also ein Gewichtsreduktion bei gleichzeitig hoher Steifigkeit und hohen Traglasten. Klassische Ansätze sind strukturmechanische Optimierungen, der Einsatz leistungsfähiger Werkstoffe oder Kombinationen aus beidem.



Abb. 1.4.: CFK-Segmente des DLR-LBR III

Ein populäres Beispiel für die Kombination beider Ansätze ist der DLR-Leichtbauroboterarm LBR III [164]. Die einzelnen Robotersegmente sind aus kohlenstofffaserverstärktem Material hergestellt. Die Verstärkungsfasern in den Segmenten sind entsprechend den auftretenden Spannungsverläufen ausgerichtet. Im Fertigungsprozess wird zuerst eine Faserpreform im Tailored Fiber Placement (TFP)-Verfahren hergestellt, wobei die Ausrichtung der Fasern erfolgt [106]. Im nächsten Schritt wird im Resin Transfer Molding (RTM)-Verfahren die Preform mit Matrixharz getränkt. Dadurch entsteht ein maßgeschneidertes Bauteil mit möglichst wenigen nicht tragenden Materialbereichen. Die Konstruktion des Roboters wurde von der Firma KUKA übernommen und erfolgreich in ein Produkt, den KUKA Leichtbauroboterarm 4, umgesetzt [230]. Bei der kommerziellen Umsetzung wurden die kohlenstofffaserverstärkten Robotersegmente durch Segmente aus Aluminium ersetzt. Dadurch halbiert sich die Traglast von 14kg auf 7kg bei einem Eigengewicht von 15kg. Das Beispiel verdeutlicht die Tragweite der richtigen Materialauswahl.

Leichtbau bedeutet auch eine Reduktion auf das Wesentliche. So ist es schwer, Leichtbau mit Attributen wie Universalität und Modularität in Einklang zu bringen.

Ein Beispiel für einen an geringe Traglasten angepassten Roboter ist der BioRob-Arm der Technischen Universität-Darmstadt [241]. Die Struktur des Roboters besteht aus einfachen Rohren. Die Gelenke werden über Seilzüge bewegt, deren Antriebseinheiten in der Basis des Roboters untergebracht sind. Die zentrale Antriebseinheit führt zusätzlich zu geringen bewegten Massen im Arm des Roboters. Der Roboter ist für eine mittlere Traglast von 500 g bei einem Eigengewicht von 3,73 kg ausgelegt.

### 1.2.2. Nachgiebige Roboterantriebe

Im folgenden Abschnitt wird zunächst ein Überblick über relevante Aktortechnologien im Allgemeinen gegeben. Anschließend wird diskutiert wie die einzelnen Aktortechnologien im Sinne nachgiebiger Antriebe für die Robotik nutzbar gemacht werden können.

#### Relevante Aktortechnologien in der Robotik und Automatisierungstechnik

Es existieren viele verschiedene Antriebslösungen im Bereich der Robotik und Automatisierungstechnik. Gemäß [280] lässt sich eine Einteilung in „Klassische Aktoren“ und „Neue Aktoren“ vornehmen. Ergänzend ist anzumerken, dass die in [280] getroffene Einteilung nicht verbindlich ist. Selbst im hier beschriebenen Bereich der „Neuen Aktoren“ finden sich in der Praxis etablierte Lösungen. Auf der anderen Seite finden natürlich auch im Bereich der „Klassischen Aktoren“ stetig neue Entwicklungen den Weg in die Praxis.

Elektrische und fluidische (pneumatische und hydraulische) Aktoren werden hier dem Feld der „klassischen Aktoren“ zugeordnet.

Elektrische Antriebe sind heute in einer Vielzahl von Ausführungen verfügbar. Es existieren Rotations- und Linearmotoren, die in verschiedenen Antriebsmodi betrieben werden können. Auf die grundlegenden Charakteristika soll hier nicht weiter eingegangen werden. Elektrische Antriebe zeichnen sich durch einen geräuscharmen, umweltfreundlichen Betrieb aus. Sie besitzen einen sehr guten Wirkungsgrad, sind wartungsarm und in verschiedenen Leistungsklassen verfügbar. Weiterhin bietet das elektromechanische Antriebskonzept gute Möglichkeiten zur Steuerung und Regelung. Nachteilig können sich die mangelnde Nachgiebigkeit und das relativ hohe Gewicht auswirken. Elektromagnetische Antriebe bilden die Gruppe der „klassischen“ Roboterantriebe.

Pneumatische Antriebe zeichnen sich durch eine hohe Dynamik aus. Der Grund dafür ist im Wesentlichen das „schnelle“ Arbeitsmedium Luft. Typische pneumatische Antriebslösungen sind Zylinder und Druckluftmotoren. Hiermit stehen lineare und rotierende pneumatische Antriebslösungen zur Verfügung. Druckluftmotoren decken Drehzahlbereiche von  $6000 \frac{U}{min}$  bis  $500.000 \frac{U}{min}$  ab. Sie kommen wegen ihrer Robustheit vor allem in rauen Betriebsumgebungen zum Einsatz. Wegen ihrer lastabhängigen Drehzahl und der schweren Regelbarkeit kommen sie in der Robotertechnik selten vor.

Pneumatikzylinder sind eine klassische Antriebslösung für die Automatisierungstechnik. Sie wandeln die potentielle Energie der Druckluft direkt in mechanische Arbeit um. Da die Bewegung linear ist, sind oft zusätzliche mechanische Übertragungsglieder oder Leit- und Stützstrukturen nötig. Das Arbeitsmedium Luft stellt wegen seiner Kompressibilität besondere Ansprüche an Steuerung und Regelung solcher Antriebe. Deshalb wird hier in der klassischen Automati-

sierungstechnik oft mit Anschlägen gearbeitet und eine servopneumatische Steuerung, wenn möglich, vermieden. Servopneumatische Systeme kommen immer dann zum Einsatz, wenn die herrschenden Betriebsbedingungen oder Sicherheitsanforderungen die Verwendung elektromechanischer Antriebslösungen erschweren [367].

Hydraulische Antriebslösungen eignen sich besonders zum Übertragen hoher Leistungen und zur Bewegungserzeugung in geschlossenen fluidischen Kreisläufen. In den Bereichen Automatisierungstechnik und Robotik kommen meist hydraulisch betriebene Zylinder oder Hydraulikmotoren zum Einsatz. Hydraulische Antriebe waren die ersten Antriebe industrieller Roboter, sind aber wegen der aufwändigen Infrastruktur zur Druckerzeugung und Regelung sowie der intensiven Wartungsansprüche in den Hintergrund getreten.

Die Gruppe der „Neuen Aktoren“ entwickelt sich sehr dynamisch [170]. Ständig werden neue physikalische und chemische Prinzipien für den Bereich der Aktorik erschlossen. Dieser Abschnitt erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit sondern nennt einige wichtige und für die Arbeit relevanten Aktoren. Prinzipiell wird hier nur auf Antriebe eingegangen, die für den Betrieb von Robotern interessant sind. Reine Schaltantriebe werden hier nicht diskutiert. Im Folgenden werden Piezoantriebe, Formgedächtnisaktoren, elektroreologische Antriebe und Polymeraktoren betrachtet.

### Piezoantriebe

Piezoantriebe nutzen den Effekt der Festkörperumwandlung ferroelektrischer Materialien. Werden ferroelektrische Materialien deformiert, so werden sie polarisiert. Eine Spannung kann gemessen werden. Dieser Vorgang beschreibt den direkten Piezoeffekt. Umgekehrt kann ein elektrisches Feld angelegt werden, um eine Deformation herbeizuführen, was als inverser Piezoeffekt bezeichnet wird. Für die Robotik interessant sind die Ultraschallwandleraktoren, im Folgenden als Piezomotoren bezeichnet.

Die Wirkungsweise ist dadurch gekennzeichnet, dass im Piezomaterial wellenförmige Deformationen erzeugt werden. Die Wanderwellen bewegen sich mit bis zu 150kHz und bewegen so reibschlüssig aufgedrückte Teile. So können Rotations- und Linearmotoren realisiert werden. Für nachgiebige Antriebslösungen sind sie deshalb interessant, weil die reibschlüssige Kraftübertragung ein von der Vorspannung abhängiges Maß an Schlupf zulässt [422]. In den Abbildungen 1.5a und 1.5b sind einige Bauformen exemplarisch dargestellt. Eine Besonderheit ist der SQUIGGLE ®Motor. Im Betrieb als reiner Linearmotor tritt beim SQUIGGLE ®Motor Selbsthemmung auf, sodass nicht von Nachgiebigkeit gesprochen werden kann [154]. Im Bereich der Robotik setzen sich ferroelektrische Antriebe besonders in den Bereichen der Mikro- und Nanoantriebe durch [319, 337]

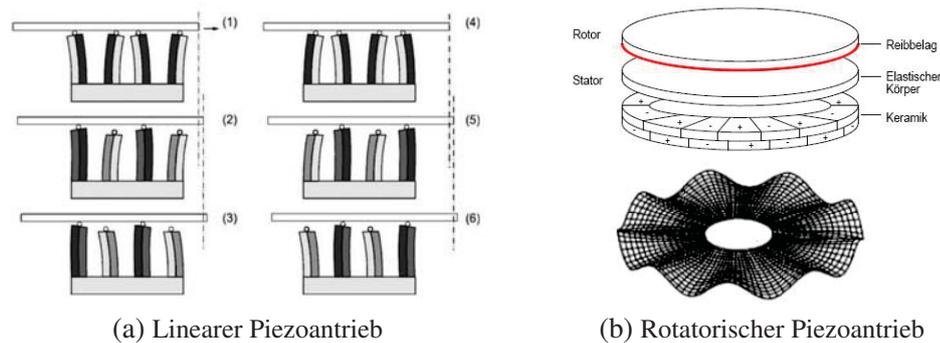


Abb. 1.5.: Bauformen verschiedener Piezoantriebe [377]

### Formgedächtnisaktoren

Innerhalb der letzten Jahre wurden häufig Roboterantriebe mit Formgedächtnisaktoren realisiert [69, 165, 170, 227, 249, 370, 409]. Formgedächtnislegierungen, im Wesentlichen Nickel-Titan Legierungen, sind in der Lage nach scheinbaren plastischen Verformungen wieder zu ihrer thermomechanisch aufgeprägten Ausgangsgestalt zurückzukehren. Für Roboterantriebe sind sie deshalb so interessant, weil auf sehr kleinem Bauraum große Kräfte realisiert werden können. Nachteilig wirken sich hier vor allem die langen Zeitkonstanten und der niedrige Wirkungsgrad aus. Im Rahmen ihrer Materialsteifigkeiten und durch Formgedächtnislegierung (FGL) Aktoren mit angepasster Formgebung sind nachgiebige Antriebe in beschränktem Maß möglich.

### Elektrorheologische Antriebe

Elektrorheologische Antriebe sind eine Besonderheit. Sie können sowohl den fluidischen, als auch den elektromechanischen Antrieben zugeordnet werden. Die häufigsten Einsatzgebiete in der Robotik liegen im Bereich der Dämpfer und Kupplungen [118, 209, 244, 284, 387]. Wie in [354] beschrieben, sind aber auch Anwendungen denkbar, die beide Wirkprinzipien vereinen. Elektrorheologische Antriebe können als fluidische Antriebe betrachtet werden, bei denen die Viskosität des Fluids veränderbar ist. Die meisten der elektrorheologischen Anwendungen sind noch im Entwicklungsstadium.

### Polymeraktoren

Die Gruppe der elektroaktiven Polymere schließt verschiedene Funktionsprinzipien ein. Für den Bereich der Robotik sind die dielektrischen Elastomeraktoren vielleicht am wichtigsten [188]. Dielektrische Polymeraktoren bestehen aus einem planaren isolierenden Elastomermaterial, das beidseitig mit einer leitfähigen Beschichtung (Elektrode) versehen ist. Wird nun ein Hochspannungsfeld an die beiden Elektroden angelegt, erfährt das Elastomer, welches hier als Dielektrikum agiert, eine Deformation. Die Deformation basiert auf Induzierung der Maxwell-Spannung (hier ist die mechanische Spannung gemeint), welche jedes Dielektrikum im elektrischen Feld

erfährt. Die große Herausforderung bei der Herstellung solcher Aktoren ist die Realisierung elastischer Elektroden. Einer der ersten Kommerzialisierungsversuche läuft momentan bei der Firma Danfoss PolyPower A/S [213]. Die nachgiebigen Eigenschaften der Aktoren erklären sich allein durch die eingesetzten Materialien. Allerdings können zu große aufgebrachte Dehnungen die elastischen Elektroden zerstören, was neben der Realisierung der dauerhaften Verbindung der einzelnen Schichten eine der Herausforderungen ist.

Die vorgestellten Antriebsprinzipien bieten unterschiedliche Grade an Nachgiebigkeit. Um die passive Nachgiebigkeit eines Antriebssystems zu erhöhen, können nachgiebige Elemente in Serie geschaltet werden. Das Antriebskonzept ist auch bekannt als „Series Elastic Actuators“ [95, 236, 394, 399, 412, 418]. Als nachgiebige Elemente kommen in Frage: Mechanische Federn, Gasdruckfedern, Rutschkupplungen, Elastische Materialien, usw.. Die Problematik bei allen seriellen Lösungen ist, dass sie eine signifikante Steigerung an Aufwand, Gewicht und Versagenspotential bedeuten.

### **1.2.3. Flexible Fluidaktoren und flexible fluidische Strukturelemente**

Die Gruppe der flexibler Fluidaktoren deckt ein weites Feld ab. Im sich anschließenden Abschnitt erfolgt deshalb eine Einteilung flexibler Fluidaktoren nach ihren Wirkprinzipien.

Alle flexiblen Fluidaktoren wandeln die potentielle Energie des fluidischen Arbeitsmediums in mechanische Arbeit. Je nach Gestaltung der flexiblen Membranen der einzelnen Aktoren ergeben sich unterschiedliche mechanische Wirkprinzipien. Basierend auf den Wirkprinzipien kann eine Unterteilung in Zug-, Druck-, und Biegeaktoren erfolgen. Eine weitere Gruppe beschreibt die Aktoren, die Kombinationen der einzelnen Wirkprinzipien vereinen. Innerhalb jedes Teilabschnitts wird ein kurzer historischer Überblick gegeben. Dann werden die kommerziell erhältlichen Beispiele vor dem historischen Hintergrund diskutiert und zuletzt die jeweils aktuellen Beispiele aus den Bereichen Forschung und Entwicklung betrachtet. Die Entwicklung flexibler Aktoren ist eng mit der Entwicklung flexibler Materialien verknüpft. Im Jahr 1839 wurde die Vulkanisation von Naturkautschuk durch den Amerikaner Charles GoodYear entdeckt. Im Jahr 1909 gelang es dem deutschen Chemiker Fritz Hofmann erstmals synthetischen Kautschuk herzustellen. Das war ein strategisch wichtiger Schritt, weil dadurch die Unabhängigkeit von den natürlichen Ressourcen erreicht wurde. Der historische Zusammenhang erklärt die relativ junge Geschichte flexibler fluidischer Antriebe. Innerhalb der letzten 10 Jahre gab es verschiedene Arbeiten, die den jeweils aktuellen Stand im Bereich der flexiblen fluidischen Antriebe zusammenfassen. Diese Übersichtsartikel konzentrieren sich mal mehr und mal weniger auf ein bestimmtes Anwendungsfeld oder Wirkprinzip [79, 133, 158, 392]. Eine relativ umfangreiche Übersicht wurde von Daerden und Lefeber im Jahr 2000 veröffentlicht [79]. Die Autoren beschränken sich in ihrer Zusammenstellung auf Zugaktoren und deren geschicht-

Vorteile	Nachteile
leicht	ausgeprägte Hysterese
nachgiebig	minimaler Grenzdruck
adaptiv	schwierige Regelung
einfache Integration, ohne Getriebeeinheiten	temperaturabhängige Charakteristik
risikofreier Einsatz, für explosionsgeschützten Einsatz	unbefriedigende Standzeiten, 10000-30000 Lastwechsel
verschleissfrei	Notwendigkeit von Druckversorgungseinheiten und Stellgliedern
umweltfreundlich	schwierige Modellierung

Tab. 1.1.: Vor- und Nachteile flexibler Fluidaktoren [79, 133, 158, 392]

liche Entwicklung. Einige der von Daerden und Lefeber diskutierten Themen gelten jedoch für viele Konstruktionen flexibler Fluidaktoren. DeGreff et al. [133] haben bei ihrer Zusammenstellung medizintechnische Anwendungen kleinerer Größenordnungen im Fokus. Dennoch wird ein breiter Überblick gegeben. Ihre Bewertung erfolgt allerdings entsprechend dem gewählten Anwendungsgebiet. Begleitend zur Produkteinführung ihres „Fluidic Muscle“ hat die Firma Festo AG&Co.KG im Jahre 2003 ein Buch herausgegeben [158], welches sowohl den geschichtlichen Zusammenhang, als auch viele Anwendungsbeispiele darstellt. Die Autoren der Übersichtswerke besprechen die Vorteile und Nachteile flexibler Fluidaktoren im Hinblick auf ihre Charakterisierung, Lebensdauer, Regelung und Modellierung. Eine Zusammenfassung der Merkmale, wie sie in den einzelnen Beiträgen diskutiert wurden, ist in Tabelle ?? dargestellt. Eine weitere Übersicht, welche die Brücke zum nächsten Abschnitt schlägt, stammt von Trivedi et al. aus dem Jahr 2008 [392]. Ein Fokus der Autoren liegt hier in der Beschreibung der Herausforderungen im Bereich der Modellierung und Regelung flexibler Fluidaktoren als Folge der werkstofflichen und geometrischer Nichtlinearitäten. Besonders wird jedoch auf die biologisch inspirierten Wirkprinzipien flexibler Fluidaktoren eingegangen.

### **Biomimetischer Zusammenhang flexibler fluidischer Antriebe und Strukturen**

Warum ist es so interessant, biomimetische Prinzipien in technische Systeme zu übertragen? Die Antwort lässt sich in einem Wort zusammenfassen: Optimierung. Technischen Entwicklungsprozessen stehen heutzutage eine Vielzahl von Methoden zur Verfügung, deren Ziel es ist, systematisch zur „optimalen“ Lösung zu kommen. Die Praxis zeigt aber, dass der technisch, wissenschaftliche Entwicklungsprozess trotzdem, bei entsprechender zeitlicher Abgrenzung, bestimmte evolutionäre Elemente enthält. Die Natur hat diese evolutionären Optimierungsschritte über einen langen Zeitraum durchlaufen und so die Lösungen immer weiter perfektioniert. Warum also nicht davon lernen? Es kann sogar gezeigt werden, dass die evolutionären

Entwicklungsschritte eine Systematik besitzen.

Wie schon in Abschnitt 1.2.3 angesprochen, besteht ein enger Zusammenhang zwischen flexiblen fluidischen Strukturen und Antrieben und in der Natur vorkommenden Tier- und Pflanzenstrukturen. Bei Betrachtung der evolutionstheoretischen Überlegungen von Gutmann [140, 141] werden sehr grundlegende Zusammenhänge deutlich. Unabhängig von den philosophischen und evolutionstheoretischen Überlegungen zeigen die Arbeiten von Gutmann die Leistungsfähigkeit der „Hydroskelettstrukturen“. Gutmann hat das „hydraulische Prinzip“ nicht nur aus evolutionstheoretischer Sicht sondern auch aus konstruktionsmorphologischer Sicht etabliert. Besonders letzteres kann für ingenieurtechnische Betrachtungen herangezogen werden. Eine von Gutmanns Thesen besagt:

„Wenn Organismen als funktionale Einheiten verstanden werden, dann müssen all ihre Aktivitäten von einem ingenieurtechnischen Standpunkt betrachtet werden.“

Nach seinem Ansatz sind die Konstruktionsprinzipien der Hydroskelette im Zusammenspiel mit den organischen Geweben maßgeblich für Aufbau und Entwicklung der Organismen verantwortlich. Die Übertragung von Gutmanns Erkenntnissen in die technische Konstruktion wird im Begriff „Engineering Morphology“ deutlich, der von Gude eingeführt wurde [137, 138]. Aus den Überlegungen von Gutmann und Gude wird deutlich, dass die in der vorliegenden Arbeit verfolgten Ansätze grundlegenden konstruktionsmorphologischen Zusammenhängen der Natur folgen und versuchen diese in ein technisches Produkt zu überführen.

Der biomimetische Zusammenhang der Arbeit wird bei Betrachtung von Aufbau und Konstruktion der Anthropoden <sup>5</sup> deutlich. In [42] ist eine sehr übersichtliche Darstellung exoskellertaler Gelenkstrukturen gegeben. Es wird besonders auf das Potential biologischer Gelenkstrukturen für Anwendungen in der Robotik und Prothetik eingegangen. Ein schönes Beispiel für ein fluidgetriebenes Exoskelett bietet das Kopfgelenk des Rüsselkäfers (*Strophosomamelanogrammum*). Wie in Abbildung 1.6 zu sehen, zeichnet sich die Gelenkstruktur durch Sklerite aus, die durch ein Festkörpergelenk in Form einer elastischen Membran verbunden sind. Der Rüsselkäfer nutzt zwei verschiedene Aktorprinzipien zur Bewegung seines Kopfgelenks, die jeweils antagonistisch wirken. Zur Flexion des Gelenks dienen innenliegende Muskelstränge. Die Extension erfolgt fluidisch durch eine Variation des Hämolympfdrucks im Inneren des Gelenks. Die Flüssigkeitsbewegung wird hierbei durch Muskelkontraktion an einer anderen Stelle im Körper des Käfers erzeugt. Theoretisch hat das Gelenk sechs Freiheitsgrade. Boegelsack et al. [42] gehen besonders auf die Membraneigenschaften ein, die eine Schlüsselrolle im Hinblick auf die Effizienz haben. Es wird hervorgehoben, dass eine geringe Elastizität des Materials bei gleichzeitig geringer Biegesteifigkeit für einen guten Wirkungsgrad des fluidischen Antriebs elementar ist.

Das Gelenk aus Abbildung 1.6 kann schematisch wie in Abbildung 1.7a dargestellt werden. Nach [42] wird das beschriebene Antriebsprinzip auch als „verteilter Antrieb“ bezeichnet.

---

<sup>5</sup>Gliederfüßer

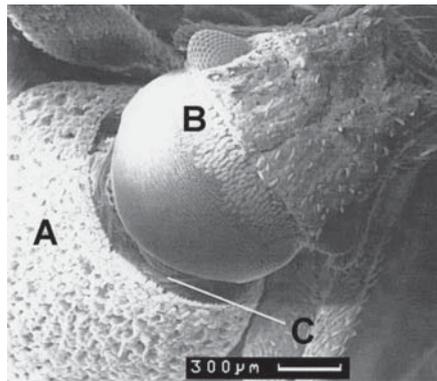


Abb. 1.6.: Kopf- Körpergelenk des Rüsselkäfers, A: Thorax, B: Kopf, C: Membran [42]

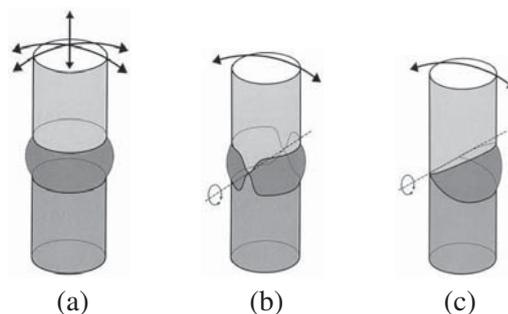


Abb. 1.7.: Schematische Darstellung verschiedener Festkörpergelenke, wie sie bei Insekten vorkommen [42]

„Verteilt“ deshalb, weil der Antrieb des Gelenks auf zwei unterschiedliche Antriebsprinzipien verteilt ist: innenliegende Muskeln und die Hämolympheflüssigkeit. Prinzipiell sind so, wie in den Abbildungen 1.7b und 1.7c dargestellt, weitere einachsige Gelenkkonfigurationen möglich. Durch eine lokale Annäherung der steifen Gelenkteile und somit kleinen flexiblen Zonen zwischen den steifen Gelenkteilen, erhalten die Gelenke ihre gerichteten Freiheitsgrade. Abbildung 1.7b zeigt eine dikondyläre Anordnung<sup>6</sup>. Die hier dargestellte Gelenkanordnung mit nur einer Kavität bewegt sich unabhängig vom Innendruck und ist somit nicht fluidisch ansteuerbar. Bei axialer Teilung der inneren Kavität ergibt sich jedoch ein doppelwirkendes fluidisches Gelenk. Die Analogie zur Doppelwirkung ist elementar für Abschnitt 5. Ein schönes Beispiel für eine semi-fluidische einachsige Gelenkanordnung ist in Abbildung 1.7c zu sehen. Die Flexion des Gelenks wird hier über innenliegende Muskeln realisiert, während die Extension über eine Erhöhung des Innendrucks im Gelenk herbeigeführt wird. Der Gelenkaufbau entspricht dem der Spinne und soll im Folgenden näher betrachtet werden.

Ende der 1950er Jahre begannen Wissenschaftler erstmals zu verstehen, dass nach der Anatomie der Spinne Extensionsmuskeln keine schlüssige „Antriebslösung“ sein können. Erste Theorien, die Extension erfolge fluidisch, wurden von Parry und Brown belegt [300, 301]. Parry und Brown führten Experimente zur Bestimmung des Innendrucks im Spinnenbein sowie des korre-

<sup>6</sup>von Kondylus griechisch für Faust, Knolle, Knorren oder Knöchel

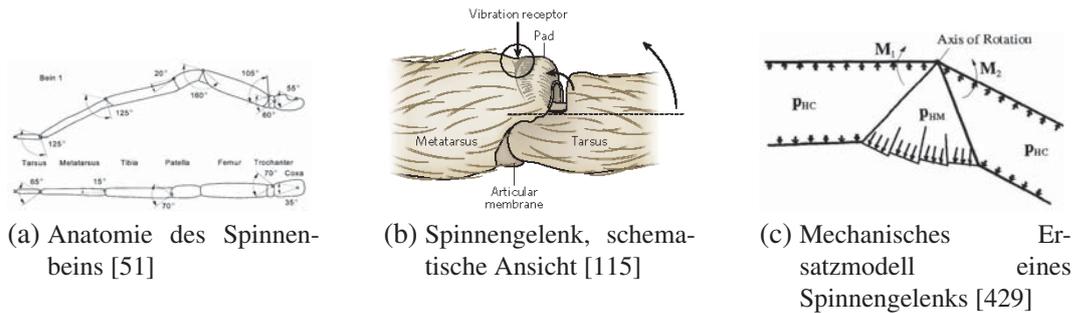


Abb. 1.8.: Aufbau und Funktion des Spinnenbeins

spondierenden Drehmoments durch. Zuerst betrachteten sie die Winkelspinne (*Tegenaria*). Für die Winkelspinne beträgt der Innendruck im Ruhezustand ca.  $0,147\text{bar}$ . Die maximalen Drücke liegen bei  $0,56 - 0,61\text{bar}$  [16]. Für die gefundenen Extensionsdrehmomente ergeben sich Werte von  $5,4 - 13\mu\text{Nm}$ . Weitere Untersuchungen an der Vierpunktspringspinne (*Sitticus pubescens*) ergaben sogar theoretische Innendrucke bis  $1,44\text{bar}$ .

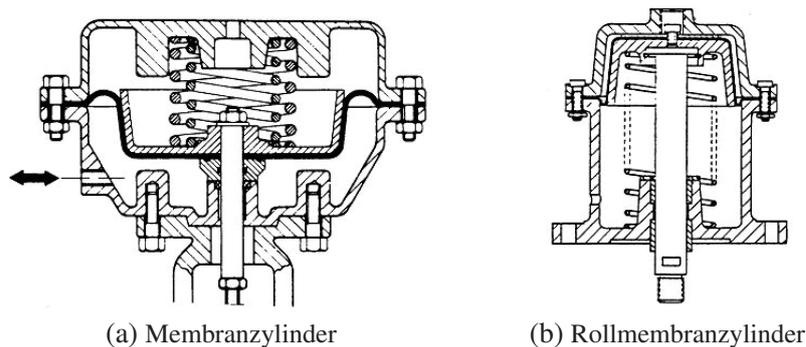
Vor allem der Sprung der Spinne steht im Fokus biomimetischer Betrachtungen, da er rein fluidisch ohne Muskelbeteiligung erfolgt [50, 51, 408]. Die Abbildungen 1.8a bis 1.8c zeigen sowohl den morphologischen Aufbau des Spinnenbeins als auch die schematische Darstellung des mechanischen Modells.

Die Vorteile fluidischer technischer Systeme sind allgemein gültig und in erster Linie unabhängig vom biomimetischen Zusammenhang. Sie wurden ausführlich in Abschnitt 1.2.2 beschrieben. Wenn es aber um die Implementierung hochoptimierter Antriebslösungen geht, ist der oben geschilderte biomimetische Grundgedanke sehr ermutigend und vielversprechend, was sich in einer regen Forschungstätigkeit zeigt [245, 265, 429]. Das System des Spinnenbeins ermöglicht in der Natur hochdynamische, effiziente und robuste Antriebe. Die gleichen Parameter finden sich in vielen Anforderungslisten in den Bereichen Automatisierungstechnik, Robotik, Prothetik[358], Orthetik[314], usw.. Die vorliegende Arbeit leistet einen Beitrag, das flexible fluidische Antriebskonzept im Hinblick auf modulare Herstellbarkeit und allgemeine Leistungsfähigkeit für einen weiten Anwendungsbereich konkurrenzfähig zu machen.

### Flexible fluidische Druckaktoren

Zu den flexiblen fluidischen Druckaktoren werden im Folgenden alle Aktoren gezählt, bei denen bei Druckbeaufschlagung die Expansionsrichtung als Arbeitsrichtung genutzt wird.

Hebekissen sind die einfachsten kommerziellen Druckaktoren. Sie kommen in einem weiten Bereich als Berge- und Rettungswerkzeuge zum Einsatz [404, 407]. Ihre hohen Tragkräfte bei niedrigen Innendrucke sowie ihre gute Anpassungsfähigkeit und breite Kraftverteilung machen sie hier unübertroffen. Hebekissen für ähnliche technische Einsatzfälle sind schon im frühen 20. Jahrhundert dokumentiert [114, 274, 401, 411]. Ein klassischer Einsatzfall für ein

Abb. 1.9.: Klassische Anwendung für Hebekissen<sup>7</sup>Abb. 1.10.: Verschiedene Membranzylinder, wie sie als Stellelemente eingesetzt werden<sup>8</sup>

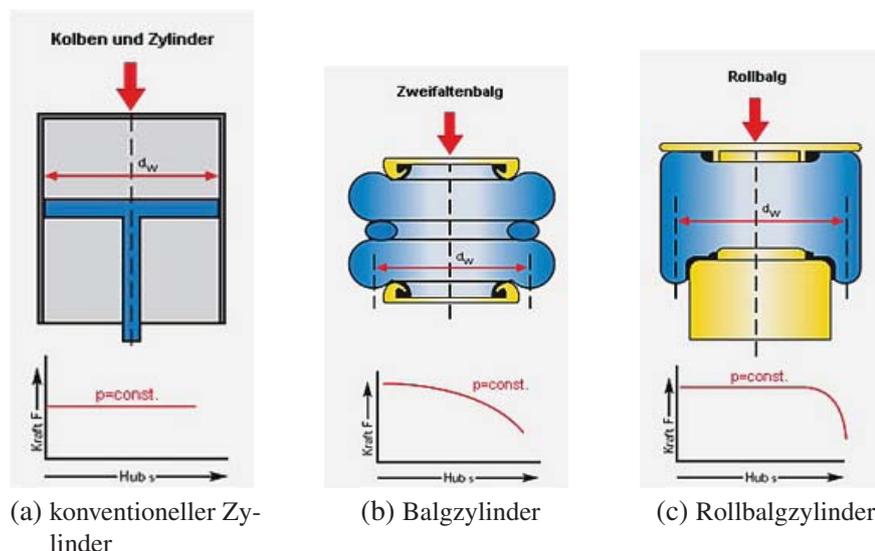
Hebekissen ist in Abbildung 1.9 zu sehen.

Ein Antriebskonzept, das die Brücke zwischen den „klassischen“ fluidischen Aktoren und nachgiebigen fluidischen Aktoren schlägt, sind die Membran- und Rollmembranzylinder. Diese Gruppe von Aktoren verbindet die strukturelle Einfachheit des Zylinders mit dem Vorteil dass keine beweglichen Dichtflächen auftreten. Die Herausforderungen liegen dabei im Bereich der Materialermüdung des Membranmaterials sowie der aufwändigeren Führung des Kolbens. Membranzylinder kommen in großen Stückzahlen als Stellelemente im Kfz-Bereich zum Einsatz [166]. Rollmembranzylinder sind eine Modifikation der Membranzylinder für größere Hübe. Die Abbildungen 1.10a und 1.10b zeigen Schnittzeichnungen durch Membran- und Rollmembranzylinder. Die Vorteile gegenüber klassischen Zylindern sind wartungsfreier Betrieb und keine Losreisskräfte (Stick-Slip Effekte). Die strukturelle Integrität wird hier im Wesentlichen durch starre Gehäusebauteile gewährleistet.

Ein weiterer Schritt in Richtung flexibler Fluidaktoren sind Rollbalgzylinder. Rollbalgzylinder kommen in großen Stückzahlen als Federelemente im Nutzfahrzeugbereich zum Ein-

<sup>7</sup><http://www.gritzke.de/vetter-dichtkissen-gritzke-messtechnik-baggersysteme-baulaser.htm>, 08.05.2013

<sup>8</sup><http://www.hawe.de/de/fluid-lexikon/>, 08.05.2013

Abb. 1.11.: Verschiedene Zylindertypen im Vergleich<sup>10</sup>

satz [73], aber auch für den Bereich der Antriebstechnik gibt es entsprechende Bauformen am Markt [109]. Im Nutzfahrzeugbereich ermöglichen Rollbalgzylinder eine lastunabhängige Fahrkomfort- und Niveauregulierung. Es können Traglasten von 5-55kN<sup>9</sup> realisiert werden. Der Betriebsdruck reicht üblicherweise bis 8 bar. Schon früh wurden Gasdruckfederprinzipien mit elastischen Elementen patentiert. In [243] aus dem Jahr 1847 ist eine solche Automobilfeder beschrieben. Kontinuierliche Patenterteilungen bis heute [26, 57, 135] machen die Aktualität der Thematik deutlich. Beim Einsatz von Rollbalgzylindern ist zu beachten, dass ein Minimaldruck erforderlich ist, um ein einwandfreies Abrollen der Membran auf dem Pleurollen zu gewährleisten. Abbildung 1.11 zeigt die Schnittansicht eines Rollbalgzylinders und die zugehörige Kraft-Hub Kennlinie im Vergleich zu konventionellen Zylindern und Balgzylindern.

Eine weitere Gruppe im Bereich der kommerziell verfügbaren Druckaktoren sind Balgzylinder [73, 74]. Balgzylinder kommen verstärkt dort zum Einsatz, wo schwierige Umgebungsbedingungen den Einsatz klassischer Zylinder erschweren. Da keine gleitenden Dichtflächen vorkommen, sind Balgzylinder unempfindlich gegen Staub und Schmutz. Durch die flexiblen Eigenschaften können Bewegungsbahnen mit seitlichem Versatz oder Winkelverkippen ohne Probleme realisiert werden. Wie bei den meisten flexiblen Fluidaktoren treten keine Haftreibungseffekte auf, da es keine gegeneinander bewegten Teile gibt. Geringe Druckänderungen werden sofort und gleichmäßig in Bewegung umgesetzt. Die kommerziell verfügbaren Balgzylinder sind auf maximal 3 Falten beschränkt. Ihr relativer Hub liegt bei bis zu 400 Prozent des minimalen Kompressionsmaßes und der maximale Kippwinkel liegt bei ca. 30 Grad [73, 74]. Aufgrund der Konstruktion und der Wandstärke der Membran liegen die kleinsten Balgzylinder

<sup>9</sup>[www.contitech.de](http://www.contitech.de), 08.05.2013

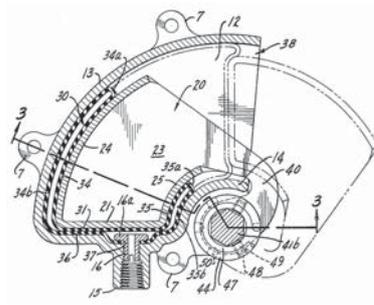


Abb. 1.12.: Rotationsantrieb nach dem Prinzip eines Rollbalgzylinders [287]

bei einem Durchmesser von 160 mm. Die Anwendungen reichen von Schwingungsdämpfern über Press- und Hubeinrichtungen bis hin zu adaptiver Aktorik verschiedenster Anwendungsfelder [356]. Das Potential balgförmiger Hebe- und Dämpfungselemente wurde früh erkannt. Ein Patent aus dem Jahre 1919 [113] zeigt eine Wagenhebersausführung mit Balgzylinder. Die Patente [37, 127, 254, 303] geben einen Eindruck, wie sich die Balgzylinder in den folgenden 30 Jahren bis 1960 entwickelt haben. In den einzelnen Patenten wird meist nur auf den prinzipiellen Aufbau eingegangen, nicht aber auf den detaillierten Aufbau der Membran. Neuere Patente beschreiben die Problematik der Materialermüdung bei Balgzylindern [355]. Sowohl Materialermüdung im Bereich der metallischen Anschlussteile, als auch im Bereich der flexiblen Membranen stellen sich als problematisch dar. Konkrete Lösungen werden aber nur ansatzweise diskutiert. Die Abbildung 1.11b zeigt Aufbau und Kraft-Hub Kennlinie eines Balgzylinders.

Der vorangehende Abschnitt diskutiert Druckaktoren, die einen linearen Hub erzeugen. Der Bereich der drehmomenterzeugenden Druckaktoren zeigt eine ähnliche Systematik. Hier ergibt sich zunächst eine Aktorgruppe, die ähnlich wie die Membran- oder Rollbalgzylinder (siehe Abbildung 1.11c) die flexible Membran als Dichtelement nutzt und die Druckfestigkeit und strukturelle Integrität über ein starres Gehäuse realisiert, mit dem Unterschied, dass eine Rotationsbewegung erzeugt wird. Der Vorteil liegt darin, einen Antrieb zu haben, der keine weiteren Transmissionselemente benötigt, um eine Rotationsbewegung zu erzeugen [287]. Ein weiterer Aspekt ist die direkte Umwandlung vorhandener fluidischer Arbeitsmedien. Ein Beispiel aus dem Feld der Raketenmotoren beschreibt die direkte Umsetzung der vorhandenen heißen Gase in einen rotatorischen Stellantrieb [376]. Hier sind viele Lastwechsel weniger problematisch als vielmehr die Temperaturen des genutzten Arbeitsmediums. Die Schnittansicht eines solchen Stellantriebs ist in Abbildung 1.12 dargestellt.

Die Patente [171, 172] beschreiben das Fehlen von Reibung und Verschleiß sowie von Dichtungsverlusten als Hauptvorteile solcher rotatorischer Membranzyylinder. Speziell [172] hebt die Bedeutung des reibungsfreien Anprechverhaltens für empfindliche Instrumente hervor. Es gibt auch Lösungsvorschläge, bei denen die innere Membran gedehnt wird und keine Abrollbewe-

<sup>10</sup><http://213.164.133.30/catalog/Start.do?language=6>, 08.05.2013

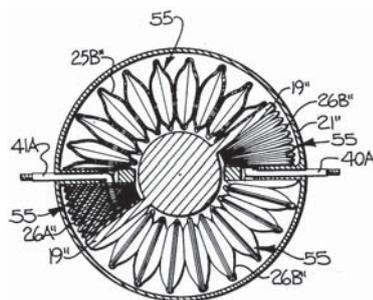


Abb. 1.13.: Radiale Schnittansicht eines Faltenbalgantriebs nach [368]

gung stattfindet [183]. In solchen Fällen entsteht eine Relativbewegung zwischen Gehäuse und Membran, und eine entsprechende Schmierung wird erforderlich [14]. Die Lösungen nehmen für sich in Anspruch besonders preisgünstig in Betrieb und Wartung zu sein [184].

[276] zeigt, dass der „Membran-Struktur-Ansatz“ auch auf unterdruckbetriebene Systeme übertragbar ist. Mit den bis hierher vorgestellten Systemen ist es möglich, eine Leistungssteigerung der Antriebe durch Funktionstrennung zu erlangen. Dichtfunktion, Druckstabilität und Kraftleitung werden jeweils von unterschiedlichen Teilen übernommen. Es liegt Nahe, dass im Hinblick auf eine Leistungsdichteoptimierung eine Funktionsintegration sinnvoll ist. Ein Schritt in Richtung Funktionsintegration beschreibt [368]. Die strukturelle Integrität wird über ein Gehäuse bestimmt. Druckstabilität und Kraftentwicklung werden von einem innenliegenden Balgaktor getragen. Der Aktor ist so geformt, dass er eine kreisbogenförmige Bewegungsbahn beschreibt, ohne in Kontakt mit Gehäuseteilen zu kommen. Das Resultat ist eine reibungsfreie Drehmomenterzeugung. Zur Fertigung des Faltenbalgs werden verschiedene Halbzeuge wie Schläuche und Endlosware vorgeschlagen. Bezüglich die Herstellung wird aber auf „qualifizierte Personen“ verweisen. Abbildung 1.13 zeigt eine radiale Schnittansicht des Antriebs.

[191] stellt einen Faltenbalgantrieb für lineare oder Winkelbewegungen vor. Besonderes Augenmerk liegt hier auf der Verbindung der einzelnen Aktorkammern. Die Kammern werden hier nicht wie in [257] durch gesondert eingebrachte Elemente verbunden, sondern werden durch eine Öffnung zur nächsten Kammer mit Fluid befüllt. Es werden elastomerbasierte Materialien empfohlen, aber auch metallische Balgausführungen werden besprochen.

Sehr interessante Ansätze bezüglich Herstellung und Einsatzgebiet flexibler Balgantriebe werden in [52] vorgestellt. Es werden Anwendungen von künstlichen Gliedmassen über Dämpf- und Federelemente bis hin zu Einsatzmöglichkeiten als Pumpen diskutiert. Besonders hervorzuheben sind die vorgestellten Membrankonstruktionen, die Analogien zu Techniken der Reifenherstellung aufzeigen. Dabei wird ein Schichtaufbau verschiedener Elastomer- und Faserverstärkungsschichten propagiert. Jedoch ist bei der hier vorgestellten Vorgehensweise kein kontinuierlicher Faserverlauf möglich. Überlegungen bezogen auf Spannungsverläufe und Materialauswahl werden in [83] angestellt. Diskutiert wird, dass die Membranen flexibler Balgaktoren für die Anwendung als Dämpfungselemente eine möglichst geringe Biegesteifigkeit bei gleich-

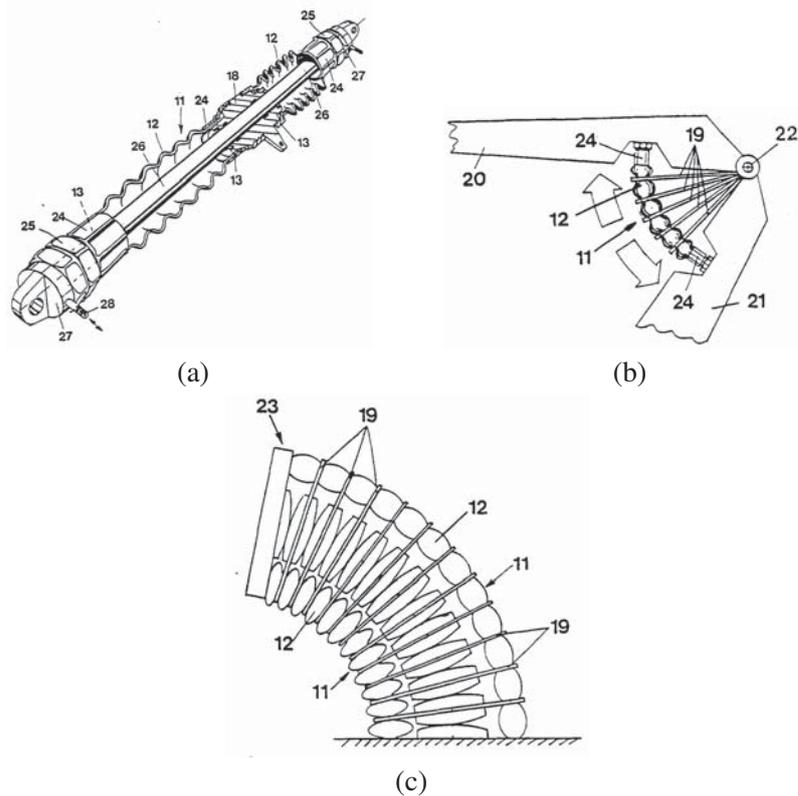


Abb. 1.14.: Flexible Druckaktoren in verschiedenen Konfigurationen [238]

zeitig hohen Zugfestigkeiten in der Ebene haben müssen. Ein anderer Ansatz bezüglich Herstellung und Einsatzprofil wird in [117] vorgestellt. Der präsentierte Antrieb ist als Monostoffsystem konzipiert und für vergleichsweise kleine Antriebsleistungen ausgelegt. Das Konzept ist deshalb so einzigartig, weil es Gelenkstruktur und Antriebsaktorik in einem Herstellungsschritt erzeugt. Vergleichbare Methoden werden in [421] besprochen. Hier allerdings im Anwendungsfeld unterdruckaktuierter Linearaktoren als Steuerelemente im Anlagenbau. Eine Lösung, die besondere Aufmerksamkeit verdient, da sie den Einsatzbereich flexibler Druckaktoren auf den Hochdruckbereich bis 200 bar erweitert, ist in [238] dokumentiert. In der Arbeit werden Lösungen diskutiert, die variable gekrümmte Bewegungsbahnen über einen Bewegungsbereich mehrerer Meter ermöglichen. Abbildung 1.14a zeigt den empfohlenen Aufbau. Dabei werden verschiedene Verstärkungsverfahren der Membran, wie helixförmiges Umwickeln oder das Überziehen einer Fasersocke vorgestellt. Hierbei wird auf die einzelne Faserführung im Hinblick auf Winkel und Position entlang des Balgs eingegangen. Es wird auch auf die Möglichkeiten für Anwendungen im Bereich der Robotik verwiesen. Im Detail werden Rotationsantriebe und rüsselförmige Antriebe vorgestellt, siehe Abbildung 1.14b und 1.14c.

Die positiven Eigenschaften flexibler fluidischer Antriebe wie Nachgiebigkeit, geringes Gewicht und Robustheit stehen im Vordergrund. Die im Folgenden vorgestellte Aktorgruppe versucht diese Eigenschaften mit einem einfachen Herstellungsprozess zu verbinden. Als Aus-

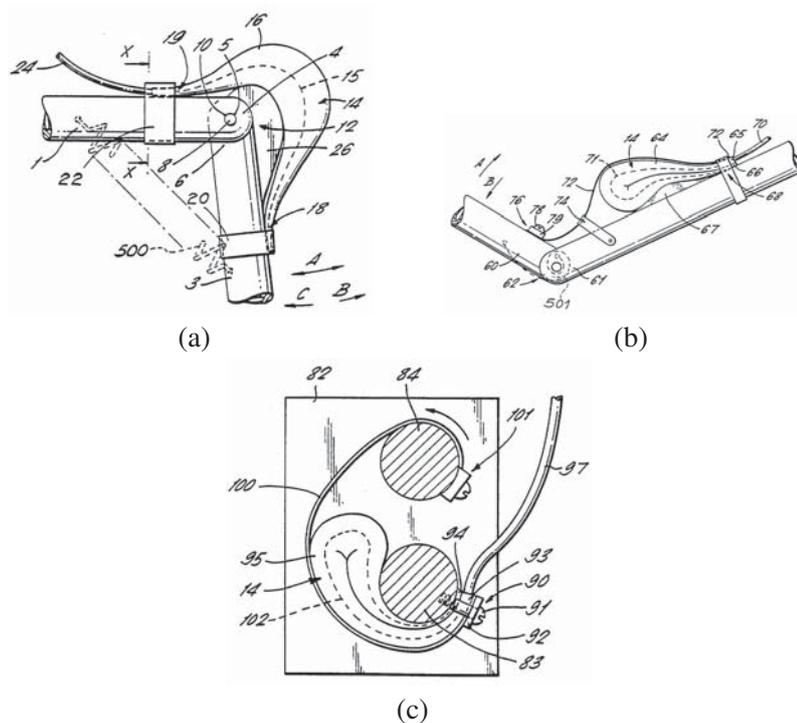


Abb. 1.15.: Verschiedene Konfigurationen des FLEXATOR Muskels [155]

gangsmaterial dienen Druckschläuche verschiedener Durchmesser, die als Meterware vorliegen. Ein typisches Halbzeug solcher Aktoren sind Feuerwehrschräuche. Eine frühes Patent aus dem Jahr 1961 [257] beschreibt, wie solche Schlauchabschnitte zu Aktorkammern geschlossen und mit Klammern fluidisch und kraftschlüssig verbunden werden können. Im Wesentlichen werden metallische Klammern und Schraubklammern verwendet. Einen Schritt weiter gehen Hennequin und Fluck mit ihrem fluidischen FLEXATOR Muskel [155]. Das Basispatent beschreibt Schlauchabschnitte, die als Kammern dienen und bei Expansion ein Zugband betätigen, welches für die gewünschte Gelenkbewegung sorgt. Verschiedene Konfigurationen sind in den Abbildungen 1.15a - 1.15c zu sehen. Die Artikel [313, 390] betrachten die FLEXATOR Technologie einmal im Kontext der Rehabilitationsrobotik und einmal im agrartechnischen Kontext. Die vorgestellten Rotationsantriebe wurden statisch und dynamisch charakterisiert und erreichen Drehmomente bis 5,65 Nm bei einem Winkelbereich von bis zu 250 Grad. Ein besonderer Regelungsansatz wird in [313] verfolgt, welcher später als „hybrider Antrieb“ bekannt werden sollte. Dabei wird die grobe Positionierung mit dem flexiblen fluidischen Antrieb erzielt und die Feinpositionierung erfolgt durch einen seriell eingekoppelten Schrittmotor geringer Leistung.

In [378] wird auf wichtige Eigenschaften eines flexiblen fluidischen Drehantriebs eingegangen. Es werden ausdrücklich elastische Membranmaterialien empfohlen, was die Nachgiebigkeit fördert, den Druckbereich des Antriebs aber extrem von den Werkstoffmoduli abhängig macht. Die Aktualität des Themas „flexible fluidische Roboterantriebe“ wird in [110, 111] gezeigt. Hier wird außerdem die Problematik der Etablierung des flexiblen fluidischen Antriebs-

konzepts deutlich. Die vorliegende Arbeit soll einmal mehr dazu beitragen, die Brücke vom Design- und Marketingobjekt hin zu handfesten leistungsfähigen Anwendungen zu schlagen.

### **Flexible fluidische Zugaktoren**

Zu den flexiblen fluidischen Zugaktoren werden im Folgenden alle Aktoren gezählt, bei denen bei Druckbeaufschlagung die Kontraktionsrichtung als Arbeitsrichtung genutzt wird.

Flexible fluidische Zugaktoren können gemäß ihres Membranaufbaus klassifiziert werden. Eine Klasse flexibler fluidischer Zugaktoren nutzt gezielte anisotrope Steifigkeiten in der Membranebene, die andere nutzt gerichtete strukturelle Freiheitsgrade zur Erzeugung einer Zugkraft. Die Arbeit von Daerden und Lefeber [79] stellt zwar schon eine Vielzahl relevanter Aktoren vor, es erfolgt aber keine Einteilung nach der obigen Klassifizierung.

#### **Wirkprinzip - Anisotrope Steifigkeiten in der Membranebene**

Bezeichnend für Zugaktoren, die nach dem Wirkprinzip konstruiert sind, ist eine Vergrößerung der Oberfläche bei Befüllung. Damit eine Kraft erzeugt werden kann, sind die Membranen so aufgebaut, dass in der Membranebene richtungsabhängige Steifigkeitsunterschiede bestehen. Bezüglich eines globalen Koordinatensystems ändert sich die Ausrichtung der Anisotropien in Abhängigkeit vom Füllgrad des Aktors. Ein Teil der Arbeit, die durch das Druckmedium verrichtet wird, wird durch die Membrandeformation verbraucht. Die axiale Kontraktion ist mit einer radialen Expansion gekoppelt. Der Rest steht als nutzbare mechanische Arbeit zur Verfügung. Das Resultat ist ein begrenzter Arbeitsweg mit abnehmender Kraftkennlinie und eine ausgeprägte Hysterese. Allgemein wird Joseph L. McKibben als Erfinder des populärsten Wirkprinzips angegeben und der Muskel kurz McKibben-Muskel genannt. Als Zeitpunkt der Erfindung werden die späten 1950er Jahre angegeben [79].

McKibben schlug einen Muskel für Anwendungen in der Orthetik und Prothetik vor. Beide Anwendungsfelder sind wohl für die große öffentliche Aufmerksamkeit verantwortlich. Tatsächlich wurde dem Franzosen Dimitri Sensaud de Lavaud [239] im Jahre 1929 ein Patent erteilt, das genau das Wirkprinzip des „McKibben“ Antriebs enthält. Abbildung 1.16 zeigt die originale Patentzeichnung.

Ein Patent von Alexandre Henri Morin [273], eingereicht im Jahre 1947 und ein Patent von John E. Woods [419], eingereicht im Jahre 1953, beschreiben im Weiteren genau und ausführlich sehr ähnliche Wirkprinzipien und Anwendungen. Charakteristisch für die Bauart von „McKibben“ Muskeln ist ein schichtweiser Aufbau und die im drucklosen Zustand zylindrische Gestalt. Eine innere Membran großer Elastizität ist von einer faserförmigen Verstärkungsschicht umgeben. Die Verstärkungsschicht umgibt die innere Membran in Form eines Geflechschlauchs oder sich kreuzenden schichtweise angeordneter Fäden, Drähte oder Bänder. Die Richtungen der Fasern beschreiben eine Doppelhelix entlang der Zylinderoberfläche. Der

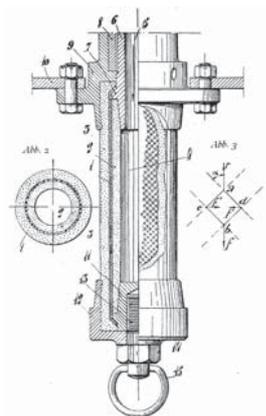
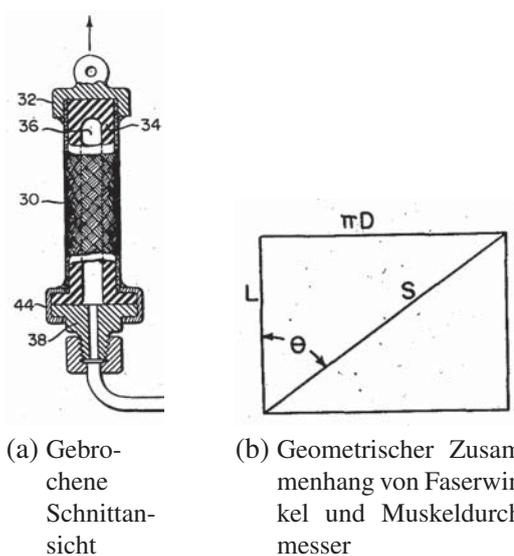


Abb. 1.16.: Patentauszug aus [239] aus dem Jahre 1929



(a) Gebrochene Schnittansicht

(b) Geometrischer Zusammenhang von Faserwinkel und Muskeldurchmesser

Abb. 1.17.: Muskel nach Woods [419]

prinzipielle Aufbau des Muskels ist in Abbildung 1.17a zu sehen.

Der spezifische Zusammenhang zwischen der Kraftkennlinie des Aktors und dem relativen Faserwinkel (siehe Abbildung 1.17b) des Geflechtschlauchs wurde schon von Woods [419] diskutiert. Der Zusammenhang zwischen Aktorvolumen und Faserwinkel lautet wie folgt:

$$V = \frac{\pi D, d^2 L}{4} = \frac{L(S^2 - L^2)}{4\pi} \quad [1.1]$$

mit  $L = S \cos \theta$  ergibt sich,

$$V = \frac{S^3 \cos \theta \sin^2 \theta}{4\pi}. \quad [1.2]$$

Die Ableitung des Volumens nach dem Faserwinkel lautet:

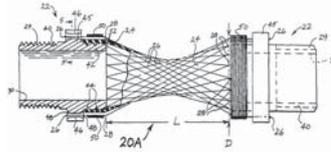


Abb. 1.18.: Hyperboloidmuskel nach Paynter [307]

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{S^3 \sin \theta}{4\pi} (3 \cos^2 \theta - 1). \quad [1.3]$$

Eine Extremwertbetrachtung  $\frac{dV}{d\theta} = 0$  führt zu drei Nullstellen und somit drei kritischen Faserwinkeln. Das minimale Volumen ergibt sich logischerweise bei einem Winkel

$$\theta_1 = \arcsin 0 = 90^\circ. \quad [1.4]$$

Das maximale Volumen bildet sich bei

$$\theta_{2/3} = \arccos \pm \left( \frac{1}{\sqrt{3}} \right) = \pm 54,7^\circ. \quad [1.5]$$

Das bedeutet der Aktor erfährt solange eine radiale Expansion und somit eine axiale Kontraktion, bis der Faserwinkel  $\theta$  einen Wert von  $54,7^\circ$  erreicht hat. Bei Erreichen des Winkels  $\theta$ , der im Folgenden als Grenzwinkel bezeichnet ist, wird die Aktorkraft Null und das Volumen maximal. Es gibt eine Vielzahl von Patenten und Veröffentlichungen, die Antriebe beschreiben, die auf dem beschriebenen Prinzip beruhen. Eine Variation des Aufbaus beschreibt Paynter in [307]. Prinzipiell besteht allerdings kein Unterschied zu der Variante von Wood. Paynter verlängert allerdings den Arbeitsweg des Antriebs, da der spannungsfreie Zustand seines „Hyperboloid Muscle“, wie in Abbildung 1.18 zu sehen, dem eines vorgespannten McKibben Muskels entspricht. Paynters Aufbau benötigt, bei gleichem Arbeitshub, mehr Bauraum in radialer Richtung und dafür weniger in axialer Richtung.

Weitere Variationen und Anwendungsbeispiele werden von Paynter in [306, 308] diskutiert. Die angegebenen maximalen Betriebsdrücke liegen bei  $125 \text{ psi}$  was ungefähr  $8,6 \text{ bar}$  entspricht. In [41] bemüht sich Beullens einen Aufbau zu realisieren, der freie Konfigurierbarkeit und einfache und kostengünstige Herstellung kombiniert. Eine Besonderheit ist hier die mögliche serielle oder parallele Kopplung mehrerer Aktorabschnitte bei gleichzeitiger Verwendung nur eines langen Geflechtschlauchs.

Ein erster Versuch zur kommerziellen Umsetzung des Prinzips, welcher mittlerweile wieder eingestellt ist, wurde von der Bridgestone Corporation Japan unternommen. Der entwickelte Aufbau ist in [386] aus dem Jahre 1986 dokumentiert. Er zeichnet sich durch eine zusätzliche äussere Schutzschicht und fest eingebettete Verstärkungsfasern aus. Die zyklische Lebensdauer wird bei einer Belastung von  $2 \text{ bar}$  mit 67.000 Lastwechsel angegeben. In einer Weiterentwick-

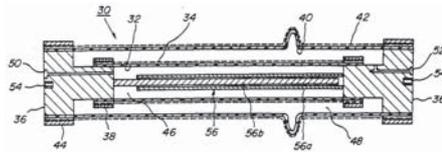


Abb. 1.19.: Schnittansicht des doppelwirkenden Bridgestonemuskels [288]

lung hat Bridgestone eine doppelwirkende Variante beschrieben [288]. Gemäß Abbildung 1.19 werden zwei Aktoren kombiniert, die jeweils eine Faserverstärkung mit Flechtwinkeln oberhalb und unterhalb des Grenzwinkels von  $\theta = 54,7^\circ$  haben. In der vorgestellten Konzeption übernimmt der äussere Aktor die Kontraktion mit  $10^\circ \leq \theta \leq 25^\circ$  und der innere Aktor die Expansion mit  $65^\circ \leq \theta \leq 85^\circ$ . Der Aufbau nach Bridgestone beinhaltet zusätzlich ein Führungselement, das ungewünschte Querbewegungen des Antriebs verhindert.

Seit einigen Jahren vertreibt die Firma Festo AG & Co. KG einen flexiblen fluidischen Zugaktor [107] unter dem Namen „Fluidic Muscle“. Das Angebot umfasst drei verschiedene Baureihen mit unterschiedlichen Endkonfigurationen. Der Druckbereich liegt bei 0-8bar und die Lebensdauer wird mit 10.000 - 10 Mio Lastwechsel angegeben [108]. Während Festo versucht, ein breites Anwendungs- und Marktsegment abzudecken, zielt die Shadow Robot Company eher auf den Forschungs- und Universitätssektor [389].

Einen anderen Muskelaufbau wählen Kleinwächter et al. in [218]. Hier ist die schlauchförmige elastische Membran nicht von einer helixförmigen Faserstruktur sondern von axial verlaufenden Strukturen verstärkt. Bei Druckbeaufschlagung dehnt sich die innere Membran und der Aktor kontrahiert. Dabei vergrößern sich die radialen Abstände der axial verlaufenden Verstärkungen. Es ergibt sich eine starke Abhängigkeit des Maximaldrucks und des radialen Verstärkungsabstands im unbelasteten Zustand. Auf dem gleichen Prinzip beruht eine Gurtstrafferantrieb nach Lewis [242]. Wie in Abbildung 1.20 zu sehen, gibt es nur Verstärkungsstrukturen in axialer Richtung. Für den hier betrachteten Anwendungsfall macht die Anordnung durchaus Sinn. Zur Befüllung sind Gasgeneratoren auf Basis von Explosivstoffen vorgesehen. Wie beim Airbag kommt es im Kollisionsfall nur zur einmaligen Anwendung. Der Aufbau gewährleistet somit genug Kraft- und Wegreserven, um den Fahrgast effektiv zu schützen, da schon im Normalbetrieb die Verstärkungsgurte gespannt sind.

Das Potential der Aktorvariante mit reinen Axialverstärkungen für den Bereich der Robotik wird in [271] beschrieben (Abbildung 1.21b). Obwohl hier eine Funktionstrennung zwischen der Dichtmembran und der äußeren Faserstruktur beschrieben ist, kann man doch von einer integrierten Fasermembran sprechen. Die rein axialen Fasern sind hier fest im gummielastischen äußeren Schlauchmaterial eingebettet, wie in der Schnittansicht in Abbildung 1.21a zu sehen.

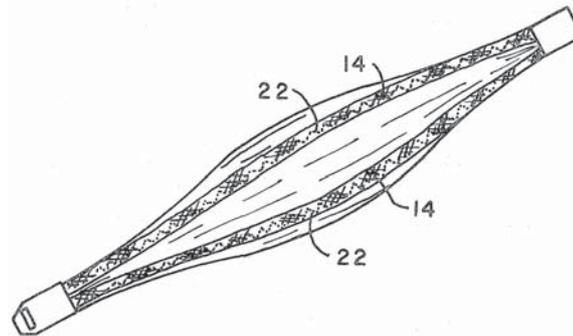
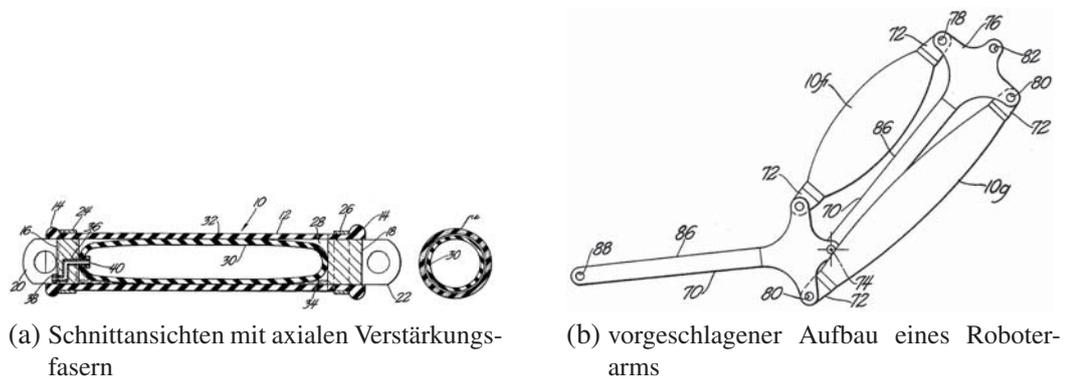


Abb. 1.20.: Gurtstrafferaktor nach Lewis [242]



(a) Schnittdarstellungen mit axialen Verstärkungsfasern

(b) vorgeschlagener Aufbau eines Roboterarms

Abb. 1.21.: Monroemuskel für Anwendungen in der Robotik [271]

### Wirkprinzip - Gerichtete strukturelle Freiheitsgrade

Wie schon in [79] erwähnt, haben Aktoren, die anisotrope Steifigkeiten in der Membranebene zur Erzeugung mechanischer Kraft nutzen, einige Nachteile. Erstens wird ein Teil der Energie zur Deformierung der Membran benötigt. Das senkt den Wirkungsgrad und führt zu einem minimal erforderlichen Grenzdruck in Abhängigkeit von der MembranstEIFigkeit. Zweitens kann es zu Reibungsverlusten und Verschleiß bei Verschiebung der Verstärkungsstrukturen kommen. Der Effekt tritt vor allem bei Aktoren nach dem McKibben Prinzip auf und zeigt sich in einer deutlichen Hysterese in der Kraft-Weg-Charakteristik des Aktors sowie einem weiteren Leistungsverlust. Generell erfolgt bei den nun vorgestellten Antriebskonzepten die Krafterzeugung durch Vergrößerung des Volumens bei konstanter Oberfläche. Die Membranmaterialien der Aktorgruppe müssen möglichst große Steifigkeiten in der Ebene besitzen. Der Arbeitsweg wird im Wesentlichen durch die Freiheitsgrade festgelegt, die die topographische Gestalt des Aktors in Abhängigkeit des Füllgrades bestimmen. Die verschiedenen konstruktiven Lösungen zeigen die folgenden Beispiele.

Ein Konzept von Yarlott aus dem Jahr 1972 [425] sieht eine gewebeverstärkte, gasdichte Membran vor, die, wie in den Abbildungen 1.22a und 1.22b zu sehen, gefaltet und mit Anschlussstücken versehen ist. Zusätzlich wird die Membran von einer gröberen Verstärkungsstruktur umgeben. Yarlott erwähnt ausdrücklich die Sensibilität des Antriebs auf kleine, hochfrequente

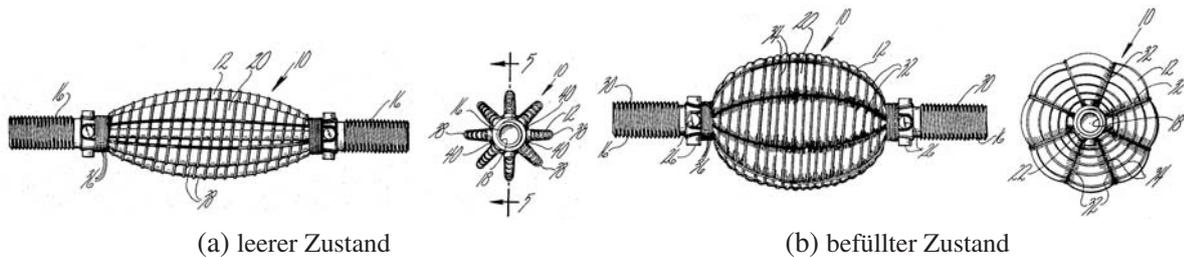


Abb. 1.22.: Betriebszustände des Yarlott-Muskels [425]

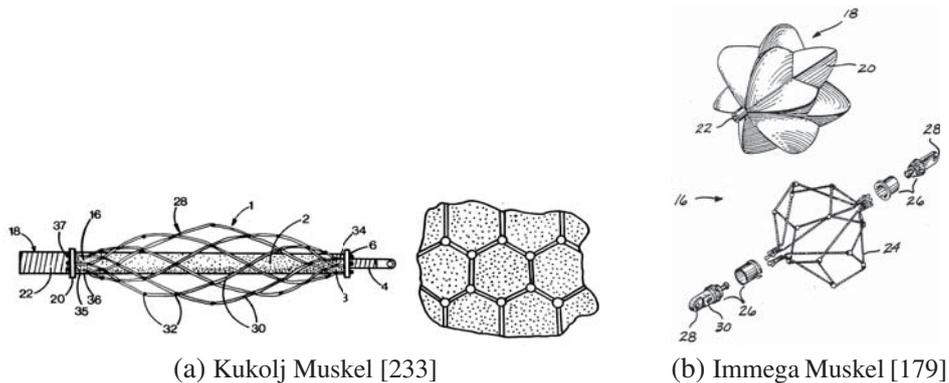


Abb. 1.23.: Lösungen zur Verringerung der Hysterese

Druckänderungen. Die zitierten Druckbereiche liegen mit  $0,25\text{psi} \approx 0,017\text{bar}$  in einem sehr niedrigen Bereich.

Eine evolutionäre Entwicklung wird bei Betrachtung der Arbeiten von Kukolj und Immega deutlich. Kukolj beschreibt in seinem Patent [233] einen modifizierten McKibben Muskel, bei dem die doppelhelixförmige Verstärkungsstruktur jeweils an ihren Kreuzungspunkten fest verbunden ist. Kukoljs Aufbau eliminiert die Reibung zwischen den Verstärkungsfäden. Die Reibung zwischen der gesamten Verstärkungsstruktur und der inneren Membran bleibt aber wegen der auftretenden Relativbewegung bestehen. Der prinzipielle Aufbau des Aktors ist in Abbildung 1.23a zusehen. Die Suche nach einer Lösung, die zusätzlich die Relativbewegung zwischen Membran und Verstärkungsstruktur verhindert, führt zu einer Variante wie sie von Immega in [179, 180] beschrieben wird. Die Membran ist hier faltbar zwischen den Maschen der Verstärkungsstruktur ausgeführt. Abbildung 1.23b zeigt mögliche Ausführungen des Prinzips. Unabhängig vom Füllvolumen bleibt die Oberfläche des Aktors konstant. Die Betriebsdrücke liegen hier im Bereich bis  $7\text{bar}$ . Je nach Baugröße können Zugkräfte bis  $13.600\text{N}$  erreicht werden. Im Betrieb tritt hier weder Energieverlust durch Membrandehnung noch durch Reibung auf. Hysterese und minimale Grenzdrücke sind deshalb vernachlässigbar.

Ein Antrieb, der als „Pleated Pneumatic Artificial Muscle/PPAM“ bekannt wurde, ist von Daerden in [77, 78] beschrieben. Die Membran des Antriebs ist in Umfangsrichtung gefaltet. Bei Befüllung entfaltet sich die Membran wie in Abbildung 1.24a zu sehen. Da weder Mate-

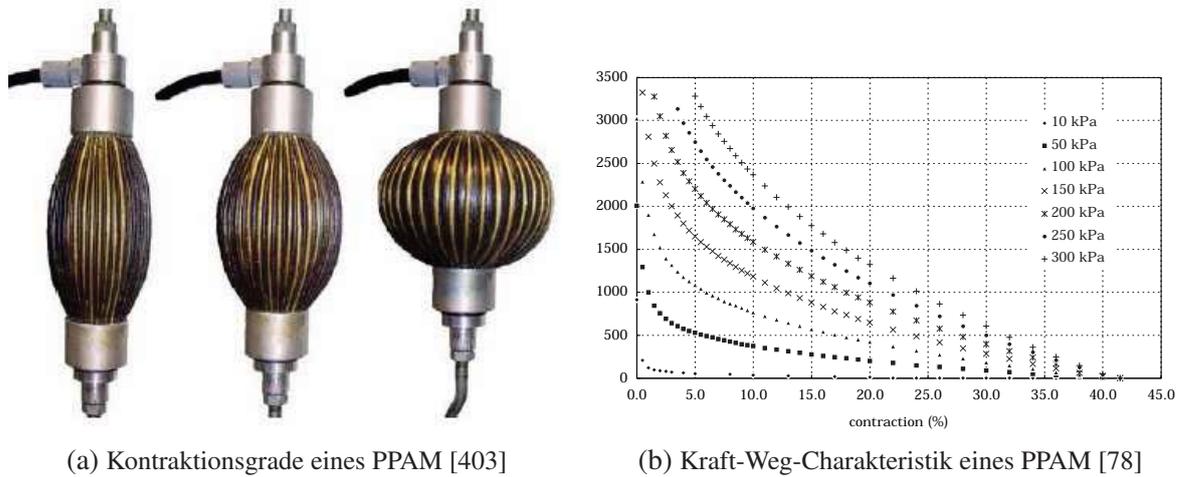


Abb. 1.24.: Pleated Pneumatic Artificial Muscles/PPAM

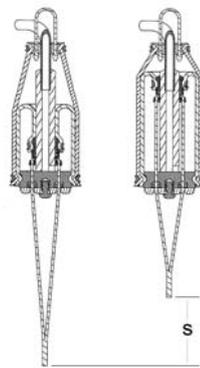


Abb. 1.25.: Fluidischer Zugaktor nach Erickson [99]

rialdehnung noch innere Reibung auftreten, ergibt sich eine Kraft-Weg-Charakteristik gemäß Abbildung 1.24b ohne nennenswerte Hysterese oder minimalen erforderlichen Grenzdruck.

In [77] wird ein Aktorgewicht von 58,3g bei 44 Falten und einem Durchmesser von 2,5cm und einer Länge von 10cm im Ruhezustand angegeben. Die Bestimmung des Zusammenhangs von Zugkraft  $F$  und Volumen  $V$  erfordert deutlich mehr Aufwand als bei Muskeln nach dem McKibben Prinzip [78]. Er ist für das Verständnis der vorliegenden Arbeit nicht erforderlich und wird deshalb hier nicht weiter behandelt.

Wie schon im vorherigen Abschnitt beschrieben, haben sich Rollmembranzylinder erfolgreich als Dämpfungselemente und Hebeaktoren etabliert. Es liegt also Nahe, das Wirkprinzip auf Zugaktoren anzuwenden. Erickson beschreibt in seinem Patent aus 2001 [99] einen solchen Aufbau. Abbildung 1.25 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer der von Erickson vorgeschlagenen Varianten. Der Vorteil liegt im größeren Arbeitswegs, der bei ca. 40-60% der Ausgangslänge liegt. Zum Vergleich, bei McKibben Muskeln liegt der Arbeitsweg bei ca. 20-35% der Ausgangslänge. Als Arbeitsdrücke werden Drücke bis 5,5bar genannt.

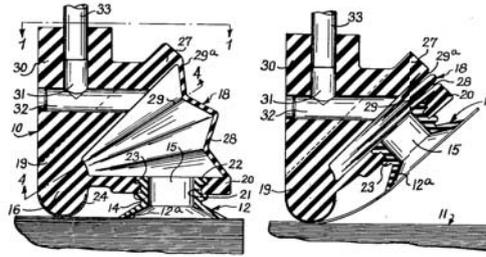


Abb. 1.26.: Vakuumbetätigte Hubeinheit nach Staines [374]

Die Anwendungsgebiete flexibler fluidischer Zugaktoren, die im Fokus aktueller Forschungsarbeiten stehen, reichen vom Bereich der Prothetik über die Bereiche Servicerobotik bis hin zu einfachen Automatisierungsaufgaben. Speziell im letzten genannten Bereich können sie überall dort, wo wenig Bauraum und große Lasten bei unproblematischer Druckversorgung gefordert sind, eine passende Lösung sein. Jedoch ermöglichen sie nicht Rotationsantriebe direkt in einem Gelenk zu platzieren, sodass keine weiteren Transmissionselemente benötigt werden. Die vorliegende Arbeit möchte genau dafür konkurrenzfähige Lösungen aufzeigen.

### Flexible fluidische Biegeaktoren

In diesem Abschnitt werden Aktoren vorgestellt, die auf Grund ihrer Membrangestaltung eine Biegebewegung ausführen, welche als Arbeitsrichtung genutzt wird. Bei den meisten vorgestellten Lösungen ist das Ziel das adaptive, nachgiebige und möglichst formschlüssige Umschließen von Gegenständen, sodass eine Manipulation mit geringer Krafteinwirkung möglich ist. Im Mittelpunkt stehen also Anwendungen, die besonders sensible Manipulationsanforderungen haben. Das umfasst die Manipulation explosiver Gegenstände genauso wie die Handhabung von Pflanzen und Tieren. Die einzelnen Anwendungsfelder werden im Folgenden vorgestellt.

Im Jahre 1962 patentierte Staines [374] eine vakuumbetätigte Einheit zum Anheben von Blechen. Das Besondere an seiner Lösung ist der hohe Integrationsgrad von Struktur, Antrieb und Endeffektor. Wie in Abbildung 1.26 zu sehen, wird das Drehgelenk, der Balg zum Antrieb der Drehbewegung sowie der Saugnapf zum Aufnehmen des Blechs aus einem Bauteil gebildet und allein durch das Anlegen eines Unterdrucks aktiviert.

Die Patente von Baer beschreiben einen Greifmechanismus für Gegenstände, deren Handhabung im Allgemeinen schwierig ist [30, 31]. Die hier vorgeschlagenen „Finger“ bestehen aus einem flexiblen unelastischen Material, das nicht weiter spezifiziert wird. Die Abbildungen 1.27a und 1.27b zeigen die Schnittansicht eines Fingers sowie eine Gesamtansicht des Greifers. Sie verdeutlichen wie sich die Finger bei Beaufschlagung mit Innendruck um den jeweiligen Gegenstand kringeln.

Einen ähnlichen Ansatz verfolgen Orndorff und Ewing [103, 296]. Allerdings wird hier die Biegebewegung über gezielt eingebrachte, gerichtete Steifigkeitsunterschiede herbeigeführt. Es

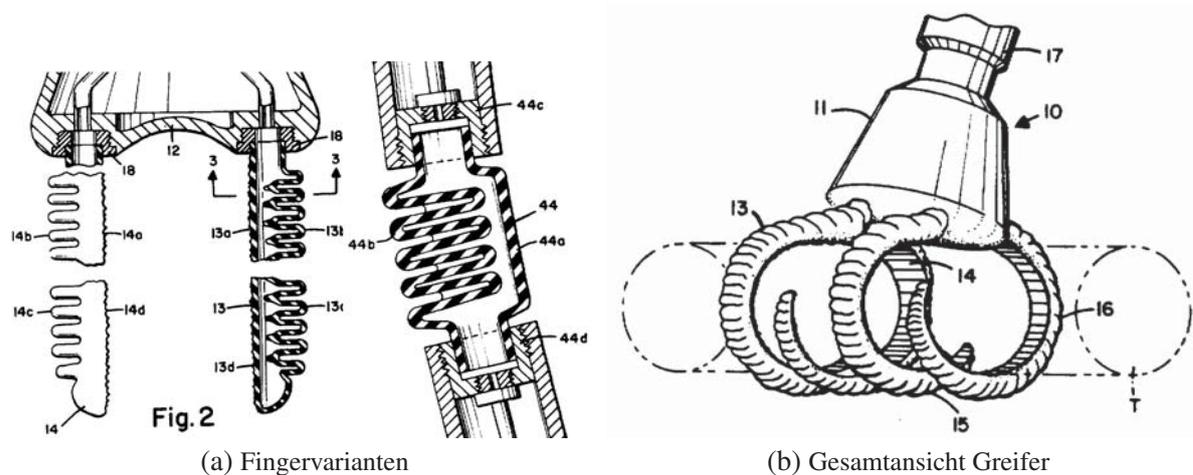


Abb. 1.27.: Adaptiver Greifer nach Baer [30]

werden Anwendungen, die besondere Sensibilität erfordern wie zum Beispiel das Bergen am Meeresgrund liegender Torpedos, angeführt. Aber auch Orthetik- und Prothetikanwendungen werden genannt, wie in den Abbildungen 1.28a und 1.28b zu sehen. Abbildung 1.28c zeigt die eingebetteten Verstärkungen entlang der Innenseite der Finger sowie die radialen Verstärkungsringe entlang der gesamten Fingerlänge, welche für das beschriebene Bewegungsmuster sorgen. Orndorff empfiehlt vulkanisierbare Elastomermaterialien, die eine Einbettung der Verstärkungsstrukturen ermöglichen.

Die Firma Freudenberg, Weinheim entwickelte 1975 einen vollständig aus Elastomermaterial bestehenden Finger [18]. Um auch im drucklosen Zustand eine gewisse strukturelle Integrität zu haben, wurden die Freiheitsgrade des Fingers allerdings eingeschränkt. Abbildung 1.29a zeigt den Längsschnitt durch die reine Elastomerstruktur. Abbildung 1.29b zeigt eine der vorgeschlagenen Lösungen mit entsprechenden Versteifungselementen. Im Vordergrund der Erfindung stehen Anwendungen, die ein hohes Adaptionsvermögen sowie einen verschleißfreien Betrieb erfordern. Die nötigen Arbeitsdrücke liegen im Bereich von 0 – 2,5bar.

Die strukturelle Integrität flexibler fluidischer Biegeantriebe wird oft durch das benutzte Fluid realisiert. So können sehr kleine Transportvolumina und Transportgewichte realisiert werden. [76] empfiehlt einen solchen Greifer für Raumfahrtanwendungen und besonders für das Greifen und Manipulieren von Satelliten. Für solche Anwendungen ist es außerdem wichtig, einen möglichst vielseitigen Greifer zu haben, um die beschränkten Transportkapazitäten nicht unnötig zu belegen. Abbildung 1.30 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines solchen Greifers. Bei Druckbeaufschlagung kringeln sich die Finger helixförmig ein und umschließen so das Objekt. Durch entsprechende Längsteilungen der schlauchförmigen Kammern können verschiedene Arbeitsrichtungen realisiert werden. Auf die verwendeten Materialien wird hier allerdings genauso wenig eingegangen wie auf die Problematik der kryogenen Umgebungstemperaturen.

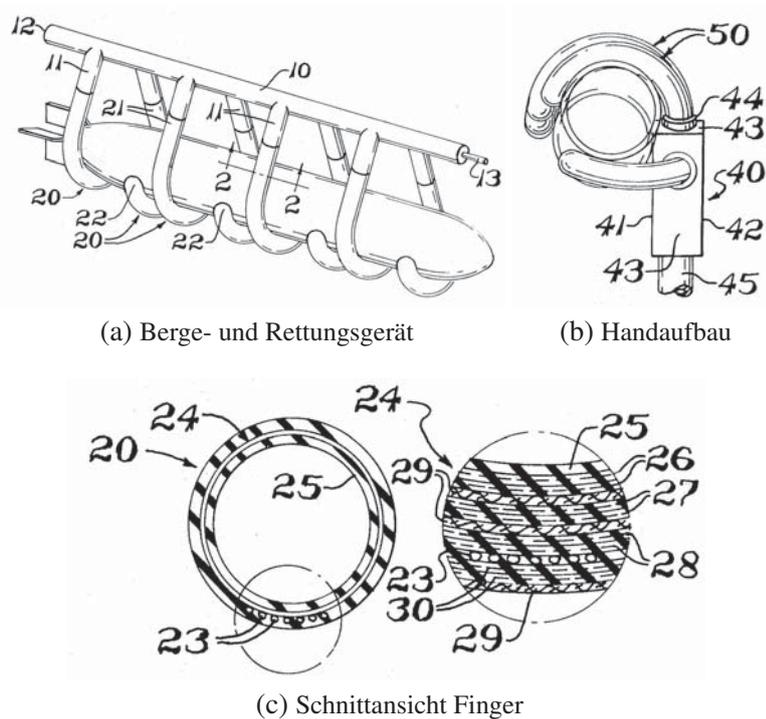


Abb. 1.28.: Adaptiver Greifer nach Orndorff [296]

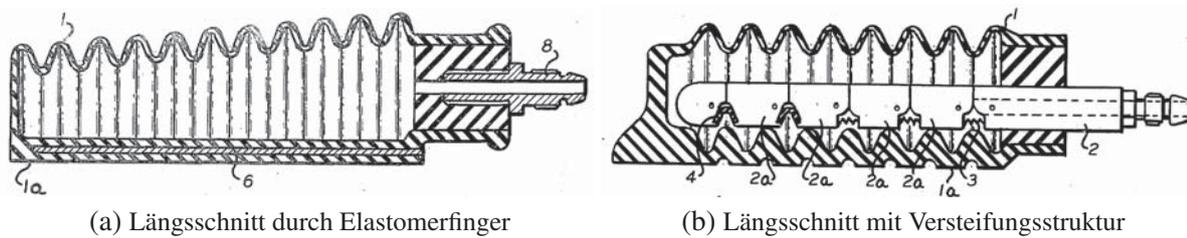


Abb. 1.29.: Adaptiver Finger nach Freudenberg [18]

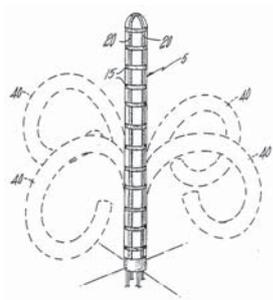


Abb. 1.30.: Greiffinger für Raumfahrtanwendungen nach Craig et al.[76]

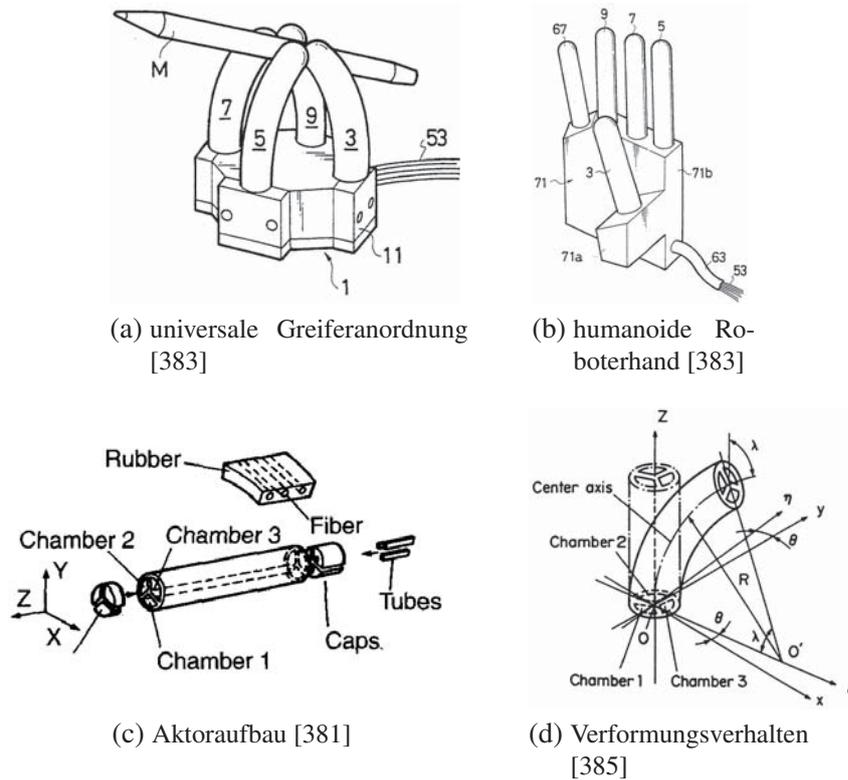


Abb. 1.31.: Nachgiebige Roboter nach Suzumori et al.

Suzumori et al. beschäftigen sich seit Anfang der 1990er Jahre mit flexiblen fluidischen Biegeaktoren [380, 381, 383–385]. Ihr Ansatz besteht im Wesentlichen darin, mehrlumige elastische Kavitäten entsprechend der gewünschten Anwendung zu konstruieren. Die Aktoren haben in ihrer äußeren Hülle jeweils Verstärkungsfasern, die eine radiale Expansion verhindern. Die Biegung ist aber immer an eine axiale Expansion gekoppelt, wie in Abbildung 1.31d zu sehen. Die maximalen Betriebsdrücke liegen je nach Dimension des Antriebs bei 1,4 – 4bar. Die vorgestellten Anwendungsfelder reichen von Miniaturanwendungen über Laufmaschinen und Greifer bis hin zu künstlichen Händen. Die Abbildungen 3.4a-1.31c zeigen einige der von Suzumori vorgestellten Konstruktionen.

Eine Gruppe von Biegeaktoren, die nicht als reine Biegeaktoren bezeichnet werden kann, besteht aus einer Kombination von Kontraktions- oder Expansionsantrieben, die durch zusätzliche Elemente beschränkt werden und so eine biegeformige Bewegung ausführen. Das Spektrum reicht von einfachen Biegeelementen bis hin zu kompletten rüsselförmigen Roboterstrukturen. Die Konstruktionen in [289, 369, 423] sind konzeptionell gleich aufgebaut unterscheiden sich aber in der praktischen Umsetzung. Wie in Abbildung 1.32a zu sehen, nutzt Negishi drei in sich abgeschlossene axial expandierende Kavitäten, die dann durch eine zusätzliche Umhüllung geführt werden. Smith hingegen nutzt eine Kavität und erzeugt die Biegebewegung durch äussere Zwangsbedingungen in Form von biegeweichen, zugfesten Elementen, wie in Abbildung 1.32b dargestellt.

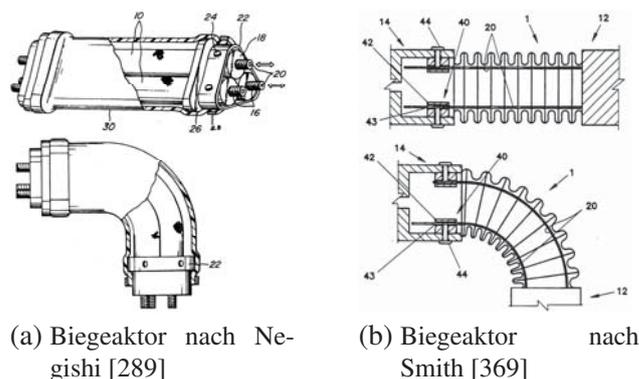


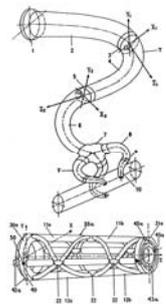
Abb. 1.32.: Biegung durch äussere Zwangsbedingungen

Im Bereich rüsselförmiger Antriebe oder Roboterstrukturen gibt es viele Beispiele, die flexible fluidische Aktoren nutzen. Die folgenden Abbildungen geben einen Eindruck der vielzähligen Konstruktionen. Meistens werden Druckaktoren benutzt. So kann der antagonistische Part von einfachen Zugbauteilen wie zum Beispiel Seilzügen übernommen werden [22, 178]. Eine andere Möglichkeit zur Stabilisierung des Rüssels ist das Anbringen zusätzlicher äußerer Manschetten [262, 392].

Der Abschnitt über Biegeaktoren schließt mit einigen jüngeren Beispielen aus dem Bereich der monolithischen Biegeaktoren und ihnen ähnlichen Aktoren. Monolithische Biegeaktoren sind Monostoffsysteme und werden mehr oder weniger in einem Guss gefertigt. Sie können als die reinste Form der Biegeaktoren bezeichnet werden, da sie nicht aus Zug- oder Druckaktoren aufgebaut sind. Die Biegebewegung entsteht in erster Linie durch strukturelle Steifigkeitsunterschiede und im einfachsten Fall durch unterschiedliche Wandstärken elastomerer Werkstoffe. Wie in den Abbildungen 1.34a und 1.34b zu sehen, ergeben sich so, bei Veränderung des Füllvolumens, Bereiche unterschiedlicher Dehnung, was zu einer Biegebewegung der Gesamtanordnung führt. Zentner et al. haben umfangreiche Studien zur Simulation des Verformungsverhalten monolithischer Elastomeraktoren vorgestellt [427, 428].

Sehr ähnliche Konfigurationen, wenn auch nicht monolithisch, wurden von Konishi et al. und Chang et al. veröffentlicht [67, 221, 364]. Hier werden die Regionen höherer Steifigkeit nicht durch dickere Wandstärken sondern durch eine andere Materialauswahl realisiert. Wie in Abbildung 1.35 zu sehen, ist das Verformungsverhalten dem der Aktoren in Abbildung 1.34a sehr ähnlich.

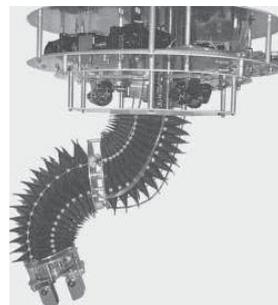
Eine schöne doppelwirkende Anordnung wurde von Ilievski et al. realisiert [177]. Abbildung 1.36b zeigt die Versatilität des „Soft Robotic Gripper“. Die Strukturen zeichnen sich durch eine einfache und kostengünstige Herstellung aus. Die Betriebsdrücke liegen aber meist unter  $1\text{ bar}$ . Die realisierbaren Kräfte sind dementsprechend gering und liegen im Bereich bis  $0,05\text{ N}$  [221]. Während Konishi et al. die Manipulation zerbrechlicher Materialien zum Ziel haben, verfolgen Ilievski et al. das Ziel die Laborautomatisierung voranzutreiben. Besonders das Manipulieren



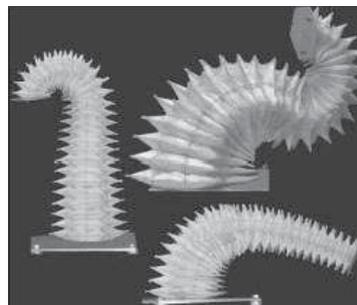
(a) nach[61]



(b) nach[262]

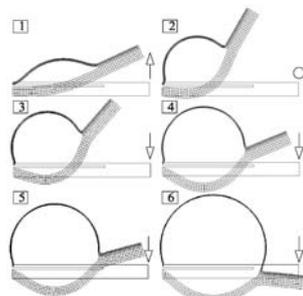


(c) nach[22]

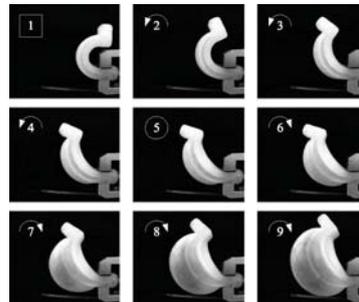


(d) nach[22]

Abb. 1.33.: Rüsselförmige Roboterstrukturen



(a) FEM-Modell



(b) Experiment

Abb. 1.34.: Dehnverhalten monolithischer Biegeaktoren nach [427, 428]

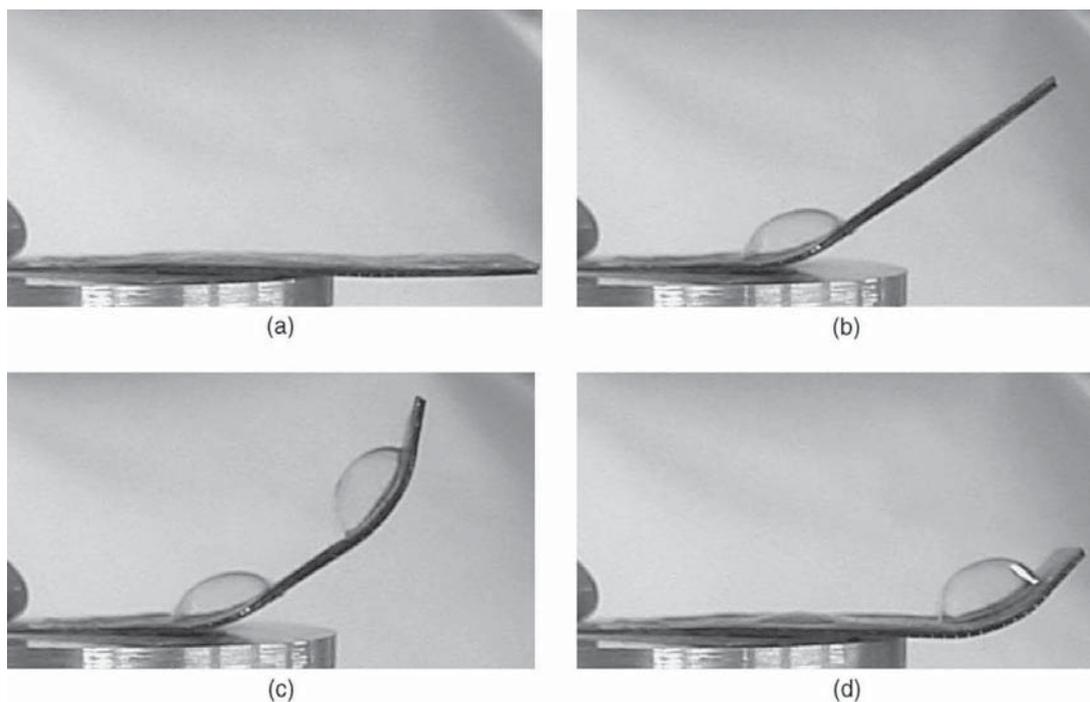
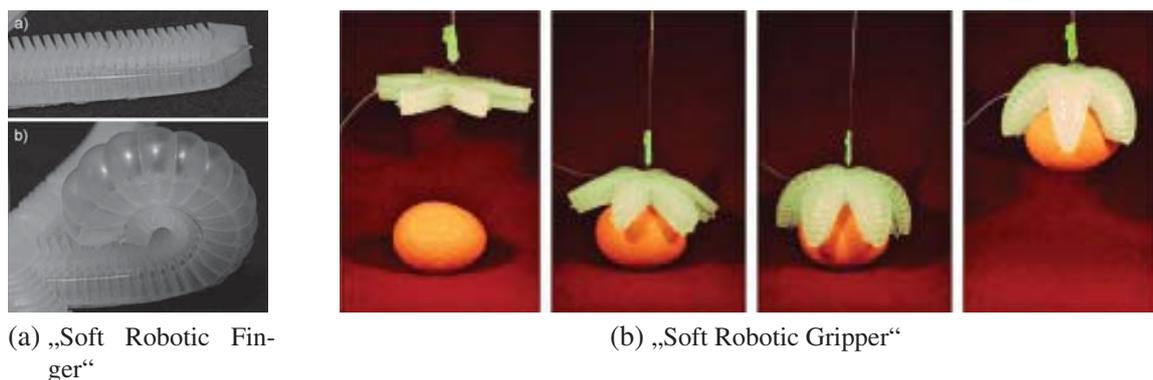


Abb. 1.35.: Biegeaktoren nach Konishi et al.[221]



(a) „Soft Robotic Finger“

(b) „Soft Robotic Gripper“

Abb. 1.36.: Biegeaktoren nach Ilievski et al.<sup>11</sup>

roher Eier und lebender Mäuse wird angeführt.

### Flexible fluidische Aktoren - Kombinierte Arbeitsrichtungen

„Kombinierte Arbeitsrichtungen“ bedeutet, dass die Aktoren bei Befüllung mehrere überlagerte Bewegungsrichtungen besitzen. Das kann zum Beispiel eine Expansion kombiniert mit einer Rotation sein. Griebel et al. in [134] schlagen ein solches Prinzip für die Platzierung von EEG-Elektroden vor. Die Expansion sorgt hier für den nötigen Anpressdruck auf die Kopfhaut, während durch die Rotation die zwischenliegenden Haarschichten durchdrungen werden. Abbildung 1.37 verdeutlicht, wie die lineare Expansion mit einer gleichzeitigen coaxialen Rotation

<sup>11</sup><http://gmwgroup.harvard.edu/research/index.php?page=23>, 09.05.2013

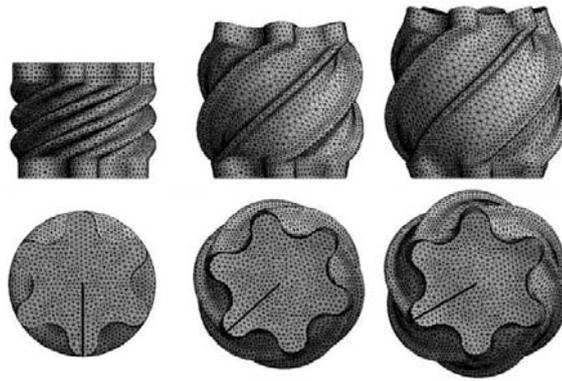


Abb. 1.37.: Aktor mit linearer Expansion und koaxialer Rotation [134]

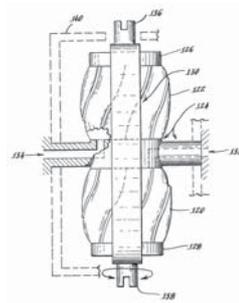


Abb. 1.38.: „Twistor“ Rotationsantrieb nach Paynter [305]

realisiert wird.

Es kann aber auch bedeuten, dass nur eine Arbeitsrichtung genutzt wird beziehungsweise eine Richtung gezielt unterdrückt wird. Paynter schlägt in seinen Patenten [305] und [304] einen Antrieb vor, der allein die Rotation nutzt und die axiale Expansion vernachlässigt. Der Nachteil der Anordnung ist die relativ instabile Drehmomententwicklung und die Tendenz zum Einschnüren des Aktors. Der hier betrachtete Aufbau ist allerdings interessant für die späteren Betrachtungen nachgiebiger Strukturelemente und deren Torsionssteifigkeit. In Abbildung 1.38 ist der prinzipielle Aufbau der Rotationsantriebe zu sehen. Der tordierte Aktor kann bei Befüllung nur unter Ausführung einer Drehbewegung expandieren, weil entsprechende Verstärkungen eine reine radiale Expansion verhindern. Über die Variation der Ausgangswinkel der Verstärkungen ist eine Einstellung des Drehbereichs möglich.

Die beiden folgenden Beispiele zeigen, wie durch die Kombination mehrerer Kavitäten multiple Bewegungsrichtungen erzeugt werden können. In [70] wird eine Art Zug-Druckaktor vorgestellt. Abbildung 1.39a zeigt, wie die Befüllung des inneren Schlauchs eine Kontraktion des Gesamtsystems bewirkt. Die überlagerte Befüllung des äußeren Rings hingegen bewirkt eine Expansion des Gesamtsystems. Durch eine entsprechende Steuerung der beiden Drücke kann die Position des System eingestellt werden. Einen Schritt weiter geht Wilson in seinem Patent [415]. Sein Ziel ist es, einen in alle Raumrichtungen beweglichen Arm zu entwickeln. Er erreicht das durch entsprechende Kombination expandierender Schläuche, deren Anordnung in

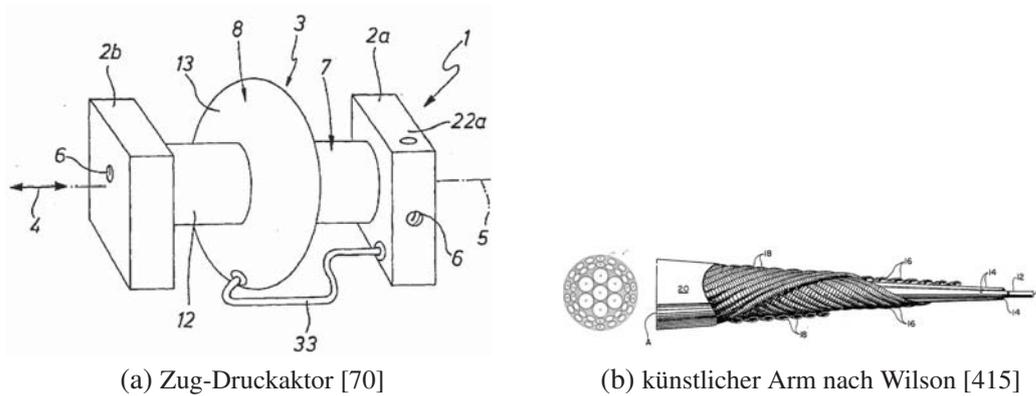


Abb. 1.39.: Aktoren mit überlagerten Bewegungsrichtungen



Abb. 1.40.: Vakuumbreifer nach Brown et al. [55]

Abbildung 1.39b zu sehen ist.

Einige neuere Arbeiten lassen sich unter den Begriffen „Whole Skin Locomotion“ oder „Whole Body Movement“ einordnen. Darunter ist eine Bewegung des Gesamtsystems durch Variation der äußeren Gestalt zu verstehen. Die Arbeiten folgen oft biomimetischen Ansätzen. So ist in [75] das Beispiel eines Roboters nach dem Vorbild einer Raupe vorgestellt. [214] beschreibt einen Roboter mit hydrostatischer Skelettstruktur. Das Prinzip der „Whole Skin Locomotion“ bietet hier ein großes Maß an Anpassungsfähigkeit in alle Raumrichtungen und eignet sich somit gut für die Exploration in engen Räumen. Ein sehr interessantes Wirkprinzip wurde von Brown et al. veröffentlicht [55]. Es basiert auf dem gleichen Prinzip wie Vakuummatratzen, die für den Transport von Personen mit Wirbelsäulenverletzungen benutzt werden. Eine elastische Membran ist mit einem Granulat-Luftgemisch gefüllt. Bei Evakuierung wird das Granulat, über den auf die Membran wirkenden Außendruck, komprimiert. So wird das Granulat in beliebigen Verteilungen fixiert. Der beschriebene Effekt erlaubt es, Gegenstände formschlüssig zu fixieren, wie in Abbildung 1.40 zu sehen ist.

### Flexible fluidische Strukturelemente

Flexible fluidische Strukturelemente komplettieren den biomimetischen Ansatz. Wie in Abschnitt 1.2.3 besprochen, gibt es viele Vorbilder in der Natur, die ihre strukturelle Integrität



(a) Aufblasbares Eventzelt



(b) Aufblasbares Feldkrankenhaus der Firma Eurovinil [102]

Abb. 1.41.: Verschiedene aufblasbare Zeltstrukturen

durch Fluidinnendruck herstellen. Oktopusse, Seesterne, Kalmare, Würmer und Schnecken sind Vertreter aus dem Tierreich mit „hydrostatischen Skeletten“ [392]. Pflanzenstrukturen kollabieren, wenn sie abgeschnitten werden, sprich von ihrer Druckversorgung getrennt werden. Gestalt und Funktion der Pflanze sind an den Zellinnendruck gekoppelt. Dieser Abschnitt stellt technische Lösungen und Einsatzgebiete fluidischer, statischer Strukturen vor und diskutiert sie im Zusammenhang der vorliegenden Arbeit.

Grundsätzlich kommen aufblasbare Strukturelemente überall dort zum Einsatz, wo Nachgiebigkeit, geringes Transportvolumen, geringes Eigengewicht oder Kombinationen dieser Eigenschaften gefordert sind. Eine aufblasbare Struktur, die uns wohl täglich begegnet, sind Luftreifen. Sie sind bei passendem Innendruck steif genug, die Last des Fahrzeugs zu tragen und bieten gleichzeitig Dämpfung und Adaption an die Fahrbahnoberfläche. Weitere Alltagsbeispiele für aufblasbare Strukturen sind Hüpfburgen oder auch aufblasbare Zelte. Besonders im Messebau und Kriseninterventionsbereich etablieren sich aufblasbare Strukturen mehr und mehr, da ein geringes Transportvolumen erwünscht ist. Die Abbildungen 1.41a<sup>12</sup> und 1.41b zeigen verschiedene Varianten aufblasbarer Zelte. Abbildung 1.41b macht die Vorzüge des geringen Transportvolumens deutlich. So lässt sich ein transportables Feldkrankenhaus aufbauen. Pro Modul liegt das Packvolumen bei 0,5m x 1,3m x 1m, das Gewicht je nach Größe bei 135-225kg und die Aufstellzeit durch eine Person bei nur 4 Minuten [102].

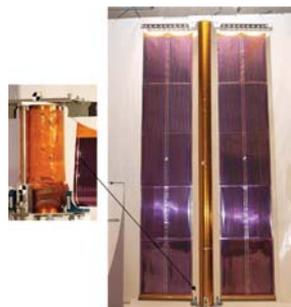
Ein anderer Bereich der besonders auf geringe Transportvolumina und -gewichte angewiesen ist, ist die Luft- und Raumfahrttechnik. Hier liegen die Frachtkosten bei 12,6 - 43,3 Mio EUR pro Tonne<sup>13</sup>. Deshalb besteht hier großes Potential für aufblasbare Strukturelemente als Trägerstrukturen für Satelliten, Sonnensegel, Antennen, etc.. Ein Experiment aus dem Jahre 1996 [116] sollte das Potential der Technik für die Antennentechnik im All aufzeigen. Seither nehmen die Forschungs- und Entwicklungsprojekte, die sich mit aufblasbaren Weltraumstrukturen beschäftigen zu. Abbildung 1.42a zeigt die aufblasbare Parabolantenne, deren Spiegel einen

<sup>12</sup><http://www.airstructures.de>, 09.05.2013

<sup>13</sup>[http://de.wikipedia.org/wiki/Automated\\_Transfer\\_Vehicle](http://de.wikipedia.org/wiki/Automated_Transfer_Vehicle), 09.05.2013



(a) Aufblasbare Parabolantenne [398]



(b) Aufblasbares Sonnensegel [156]

Abb. 1.42.: Aufblasbare Strukturen für Weltraumanwendungen

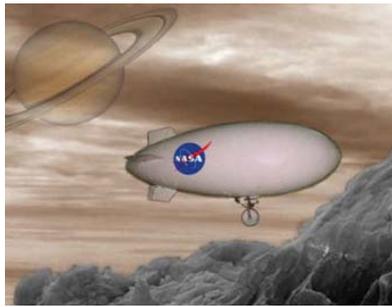
Durchmesser von 14 m hatte. Die 3 Stützen hatten eine Länge von 28 m, bei einem Gesamtgewicht des Systems von nur 60 kg. Die Herausforderungen des Anwendungsfelds liegen in der strukturellen Präzision. Große Teleskopreflektoren verlangen eine Präzision im Mikrometerbereich, kontrollierte Entfaltung sowie eine Versteifung der Struktur im All, um eine Leckageunempfindlichkeit zu erreichen [104, 252, 259]. Abbildung 1.42b zeigt ein Sonnensegel im gefalteten und entfalteten Zustand.

In der Arbeit „Inflatable Robotics for Planetary Applications“ [192] werden weitere Vorteile aufblasbarer Strukturen aufgezeigt. Abbildung 1.43c beschreibt großvolumige Räder für einen Marsrover, der so unempfindlich für Hindernisse bis 0,5m Höhe ist. Andere Lösungen sehen Prallluftschiffe, Gasballons oder Taumelbälle vor [Abbildung 1.43a und 1.43b], die vom Wind beschleunigt werden. Alle Lösungen haben gemeinsam, dass aufwändige, schwere und sperrige Mechanismen durch aufblasbare Strukturen ersetzt werden.

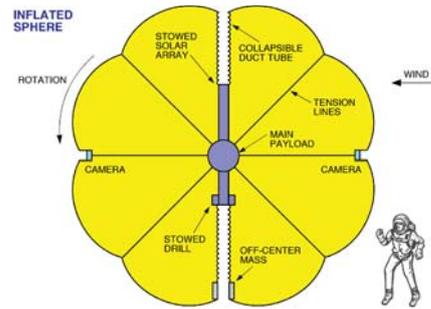
Ein klassischer Roboterarm für Raumfahrtanwendungen wurde von Koren et al. in [223] vorgestellt. Das äussere Erscheinungsbild ist in Abbildung 1.44 vorgestellt. Aufgrund des strukturellen Aufbaus sind die maximalen Innendrucke auf 3,5bar beschränkt. Da im schwerelosen Raum kleine Massenträgheiten wichtiger sind als sehr hohe Biegesteifigkeiten, sind die erreichten Eigenschaften zufriedenstellend.

Die positiven Eigenschaften aufblasbarer Roboter sind nicht nur für Weltraumanwendungen interessant. Während hier Transportvolumen und -gewicht im Vordergrund stehen, sind es bei terrestrischen Anwendungen meist Sicherheitsaspekte wie inhärente Nachgiebigkeit, Adaptionsvermögen, niedriger Impuls und geringe Kontaktsteifigkeit. Die Arbeiten aus der Gruppe von Shoham [344, 347, 366] beschreiben aufblasbare Gelenkstrukturen für Anwendungen im Weltall und in der terrestrischen Servicerobotik. Der Druckbereich der Elemente liegt bei bis zu 2bar. Die Arbeiten schließen statische und dynamische Analysen für Biegung und statische Analysen für Torsion mit ein. Die Abbildungen 1.45a und 1.45b zeigen eine Variante der aufblasbaren Strukturelemente für einen Lokomotionsroboter.

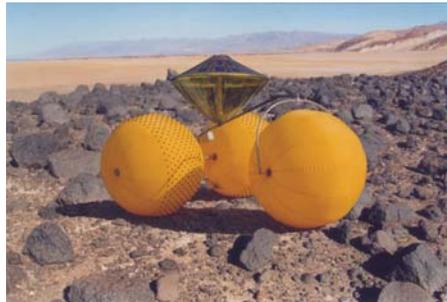
Einen stärkeren Schwerpunkt auf die Service- und Inspektionsrobotik haben die Arbeiten



(a) Aerover zur Exploration des Saturnmondes Titan



(b) Durch Wind vorantriebener Tautmelball zur Marsexploration



(c) aufblasbarer Marsrover

Abb. 1.43.: NASA Studien für aufblasbare Explorationsfahrzeuge [192]

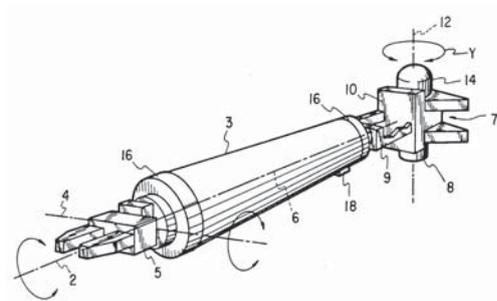


Abb. 1.44.: Aufblasbarer Roboterarm für Weltraumanwendungen nach [223]



(a) Roboter mit entleerten Strukturelementen



(b) Roboter mit befüllten Strukturelementen

Abb. 1.45.: Lokomotionsroboter mit aufblasbaren Strukturelementen [366]



Abb. 1.46.: Aufblasbarer Roboterarm für die Servicerobotik<sup>14</sup>

von Sanan et al. [348], Maruyama et al. [261] und Voisembert et al. [405]. Die beschriebenen Druckbereiche liegen im Bereich von  $0,4 - 0,6 \text{ bar}$ . Die vergleichsweise niedrigen Drücke sind in Bezug auf Sicherheit und niedrige Kontaktsteifigkeiten passend. Ob die aus Polyurethanfolie gefertigten Strukturelemente höhere Innendrucke ertragen, bleibt offen. Bei den beschriebenen Betriebsdrücken ist es nur möglich, geringe Lasten zu manipulieren. Die zulässigen am Armenende wirkenden Kräfte werden mit  $8 \text{ N}$  angegeben. Abbildung 1.46 zeigt den 1 Degree Of Freedom (deutsch: Freiheitsgrad) (DOF) aufblasbaren Roboterarm von Sanan et al..

Ein Ziel der vorliegenden Arbeit ist es aufblasbare Strukturelemente zu entwickeln, die Betriebsdrücke  $\geq 10 \text{ bar}$  ermöglichen. Durch entsprechende Einstellung des Innendrucks können so größere Lasten präziser manipuliert werden. Im Kollisionsfall kann die Kontaktsteifigkeit durch Absenkung des Innendrucks auf ein Minimum reduziert werden.

### 1.3. Ziele und Aufgaben

Die vorangegangenen Abschnitte beschreiben aktuelle Aspekte und Trends der Robotik und Automatisierungstechnik bezüglich flexibler Fluidaktoren und nachgiebiger Leichtbau-Robotersysteme. Die Prognosen zeigen einen Bedarf für inhärent nachgiebige und leichte Roboter. Die relevanten Anwendungsfelder reichen von industriellen und technischen Anwendungen in unstrukturierten Umgebungen über Anwendungen mit enger Mensch-Roboter Interaktion bis hin zur humanoiden Robotik. Das Ziel besteht immer darin, die Versatilität des Roboters und die Sicherheit für Mensch und Umgebung zu steigern. Flexible fluidische Antriebe bieten ein großes Potential zur Erfüllung der Anforderungen. Der aktuelle Entwicklungsstands verdeutlicht das. Es gibt sehr viele Patente und wissenschaftliche Veröffentlichungen im Bereich flexibler fluidischer Antriebe, aber nur sehr wenige marktfähige Produkte. Einer der Gründe dafür liegt in der schwierigen Herstellung flexibler Hohlstrukturen sowie der richtigen Materialzusammensetzung.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, ein modulares System zur Konstruktion von Leichtbaurobotern mit flexiblen Fluidaktoren bereitzustellen. Die dafür bearbeiteten Teilziele gestalten

---

<sup>14</sup><http://www.cs.cmu.edu/afs/cs/Web/People/ssanan/index.html>, 09.05.2013

sich folgendermaßen:

1. Entwicklung eines neuen Herstellungsprozesses für verstärkte, elastomere Hohlstrukturen im Allgemeinen und Entwicklung flexibler Fluidaktoren und Strukturelemente im Speziellen. Das beinhaltet Aspekte wie Prozessführung und Materialentwicklung auf der Fabrikationsseite sowie den Aktorentwurf bezüglich Geometrie und Integration in ein Gesamtsystem.
2. Aufbau eines Modells als Auslegungswerkzeugs für flexible Fluidaktoren. Das Modell soll es erstmals ermöglichen, die Geometrie und die Einbausituation für eine bestimmte Anwendung mit Blick auf Drehmoment und Bewegungsumfang zu simulieren und so den aufwändigen Weg über die Evaluation vieler Prototypen zu umgehen. Die Basis des Werkzeugs bilden strukturmechanische Betrachtungen mittels Finite Elemente Methode (FEM).
3. Charakterisierung der neuen Aktoren und Strukturelemente bezüglich ihrer Leistungsparameter.
4. Entwicklung und Evaluierung von neuen Leichtbau-Gelenkstrukturen nach biomimetischen Analogien. Der Schwerpunkt liegt hier auf neuen Gelenkstrukturen, die leicht und leistungsfähig sind und gleichzeitig einen hohen Integrationsgrad zulassen.
5. Kombination der neu entwickelten Antriebe und Strukturen zu hochintegrierten nachgiebigen Leichtbaurobotersystemen. Ziel ist es hier, trotz des hohen Spezialisierungsgrades der Antriebe ein neues modulares Robotersystem zu entwickeln.
6. Nachweis der Funktionsfähigkeiten der entwickelten flexiblen Fluidaktoren und der nachgiebigen Leichtbaurobotersysteme.

In Kapitel 2 werden zunächst der neu entwickelte Herstellungsprozess und die neu entwickelten Materialkompositionen zur Herstellung flexibler Fluidaktoren vorgestellt. Hierbei ist die Behandlung der zum Verständnis wichtigen Grundlagen der Elastomerverarbeitung mit eingeschlossen. Die qualitative Charakterisierung der neuen Materialien ermöglicht eine Werkstoffvorauswahl. Basierend auf der neuen Prozess- und Materialtechnologie, wird die Baureihe flexibler Fluidaktoren und nachgiebiger Strukturelemente präsentiert.

Das Kapitel 3 behandelt die strukturmechanische Modellierung flexibler Fluidaktoren. Es beginnt mit verständnisrelevanten Grundlagen nichtlinearer strukturmechanischer Probleme und gibt einen kurzen Überblick über relevante Forschungsergebnisse des speziellen Bereiches. Danach folgt die schrittweise Erklärung des neuen FEM-Modells für flexible Fluidaktoren. Das

Kapitel schließt mit einer Diskussion der Verformungs- und Spannungsergebnisse.

Die Gegenüberstellung der Modelldaten flexibler Fluidaktoren zu den experimentell ermittelten Daten erfolgt in Kapitel 4. Die experimentelle Charakterisierung beinhaltet die Vermessung der Drehmoment-Winkel Charakteristika für die gesamte neue Aktorbaureihe flexibler Fluidaktoren, die Bestimmung des Steifigkeitsverhaltens der neu entwickelten nachgiebigen Strukturelemente sowie die Untersuchung der Dauerfestigkeit flexibler Fluidaktoren.

Kapitel 5 zeigt, wie das biomimetische Potential flexibler Fluidaktoren bezüglich Leichtbau und Integrationsgrad in Kombination mit neuen faserverstärkten Gelenkstrukturen voll ausgeschöpft werden kann. Nach einem kurzen Überblick über existierende Anwendungen von Festkörpergelenken in der Robotik folgt die Beschreibung von Fertigungsprozess und Materialkomposition der neuen hochbelastbaren, faserverstärkten Festkörpergelenke. Danach werden hochintegrierte einfach- und doppelwirkende Gelenkkonfigurationen vorgestellt. Zum Schluß wird das neue integrierte Positionsmeßsystem für Festkörpergelenke beschrieben.

Kapitel 6 stellt vor, wie alle der bis hier vorgestellten Neuentwicklungen zu hochintegrierten nachgiebigen Leichtbaurobotern kombiniert werden können. Dabei werden die Antriebskonfigurationen und -charakteristika für Roboterarme und Greifer diskutiert. Am Ende des Kapitels steht die Präsentation eines flexiblen fluidischen Leichtbauroboterarms, der alle neu entwickelten Technologien vereint.

Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung der Ergebnisse in Kapitel 7 und zeigt einige Möglichkeiten für zukünftige Weiterentwicklungen der diskutierten Arbeitsbereiche auf.

## 2. Neuer Herstellungsprozess für flexible Fluidaktoren und nachgiebiger Strukturbauteile

Das vorliegende Kapitel beschreibt die Entwicklung neuer flexibler Fluidaktoren und nachgiebiger Strukturelemente von der Prozessentwicklung bis hin zum Aktorentwurf. Zuerst werden die zugrundeliegenden Anforderungen diskutiert und ein Überblick über die relevanten Aspekte der Elastomerverarbeitung gegeben. Am Beispiel eines Modellaktors wird der neue Herstellungsprozess vorgestellt. Zuletzt werden Aufbau und Entwurf der entwickelten Aktoren und Strukturelemente beschrieben.

### 2.1. Anforderungen an Herstellungsprozess und Produkt

Wie im einleitenden Kapitel gezeigt, gibt es viele prinzipielle Lösungen und Patente für flexible Fluidaktoren unterschiedlicher Wirkprinzipien. Durch die Präsenz des Themas in Forschung und Entwicklung wird das Potential deutlich, das mit flexiblen Fluidaktoren verbunden ist. Die Basisanforderungen an flexible Fluidaktoren für Anwendungen in der Robotik und Automatisierungstechnik sind Dichtigkeit und Druckfestigkeit. Aus dem Anwendungsfeld ergibt sich eine Summe von Anforderungen, die die Entwicklung entsprechender flexibler Fluidaktoren zu einem komplexen Problem machen. Abbildung 2.1 zeigt, wie sich die Anforderungen an flexible Fluidaktoren auf Prozess und Komponenten auswirken und welche Einzelanforderungen sich im Detail ergeben.

Das Wirkprinzip flexibler Fluidaktoren, die in dieser Arbeit behandelt werden, basiert auf dem der flexiblen fluidischen Druckaktoren. Eine Begrenzung der Freiheitsgrade durch die umgebende Struktur ermöglicht die Erzeugung verschiedener Bewegungsformen. Dabei wird die vom Aktor erzeugte Druckkraft direkt in ein Drehmoment umgewandelt. Im Gegensatz zu Zugaktoren lassen Druckaktoren eine wesentlich kompaktere Bauform zu und verlangen weniger Transmissionselemente [199]. Prinzipiell sollen zwei Anordnungen realisiert werden, und zwar:

1. Einfachwirkende Anordnung
2. Doppelpwirkende Anordnung.

Abbildung 2.2 zeigt die einfachwirkende Variante. Eine Erhöhung des Aktorinnendruckes  $P$  resultiert in einer Vergrößerung des Aktorvolumens  $V$  und einer Drehbewegung. Bei der ein-

<b>Flexibler Fluidaktor</b>	<u>Hauptanforderungen:</u>	<u>Teilanforderungen:</u>
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Dichtigkeit</li> <li>• Druckfestigkeit</li> </ul>	<u>Herstellung:</u> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Reproduzierbar</li> <li>• Freie Formgebung</li> <li>• Wirtschaftlich</li> </ul>
	<u>Systemintegration:</u> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Universelle, modulare Schnittstellen für Montage und Medienversorgung</li> <li>• Rückstellelemente</li> <li>• Sensorintegration</li> </ul>	<u>Aktorschale:</u> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Geringe Biegesteifigkeit</li> <li>• Grosse Zugfestigkeit in der Ebene</li> <li>• Grosser Widerstand gegen Rissbildung und Risswachstum</li> <li>• Freier Formgebungsprozess</li> <li>• Druckdichtigkeit für Gase und Flüssigkeiten</li> <li>• Geringe Wandstärke</li> </ul>

Abb. 2.1.: Anforderungen an Herstellungsprozess und Komponenten neuer flexibler Fluidaktoren für Anwendungen in der Robotik und Automatisierungstechnik

fachwirkenden Anordnung kommen elastische Rückstellelemente zum Einsatz, da kein antagonistisch wirkender Aktor vorhanden ist. Der Bewegungsumfang der Anordnung liegt bei  $90^\circ$ . Wird keine antagonistische Antriebsform gebraucht, lassen sich mit der einfachwirkenden Anordnung sehr kompakte Antriebslösungen realisieren. Der Einsatz passiver Rückstellelemente stellt allerdings höhere Anforderungen an die Regelung und limitiert die Positionsstabilität in  $0^\circ$ -Stellung.

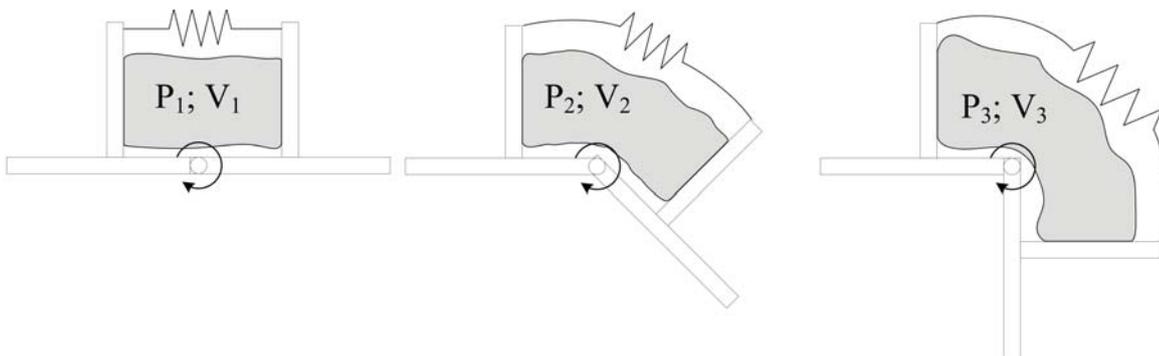


Abb. 2.2.: Prinzipielles Betriebsverhalten eines FFA in einfachwirkender Anordnung bei quasikonstanter Drehmomentbelastung

In Abbildung 2.3 ist der prinzipielle Aufbau für die doppelwirkende Anordnung dargestellt. Hier liegt der aktive Bewegungsumfang bei  $180^\circ$ . Eine Drehbewegung ist auf einer Seite mit einer Volumenvergrößerung und auf der gegenüberliegenden Seite mit einer entsprechenden Volumenreduzierung verbunden. Der erweiterte Bewegungsumfang erfordert mehr Winkelbewegung von den einzelnen Aktoren, was mehr Bauraum und Materialeinsatz verlangt. Die Mög-

lichkeiten zur Regelung und Positionsstabilität sind als besser zu bewerten, da für jede Bewegungsrichtung aktive Stellglieder zur Verfügung stehen.

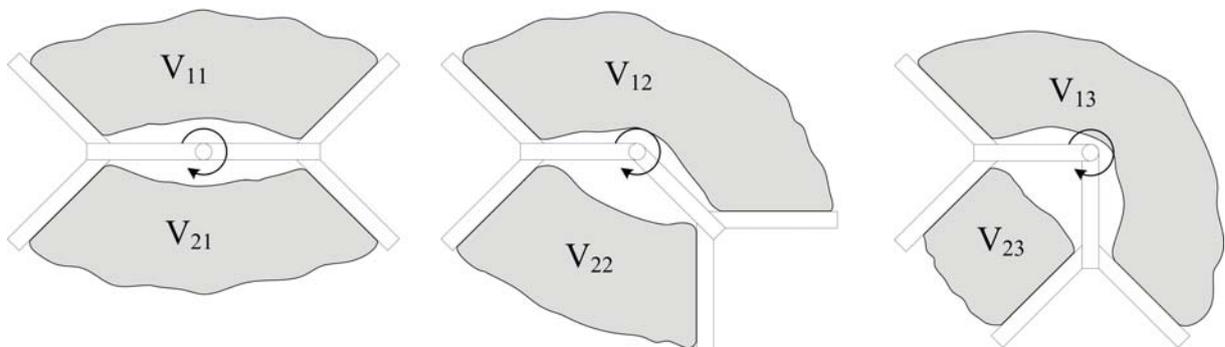


Abb. 2.3.: Prinzipielles Betriebsverhalten eines FFA in doppelwirkender Anordnung ohne Drehmomentbelastung

Flexible Fluidaktoren sind aus einer flexiblen Schale mit an die jeweilige Anwendung angepasster Geometrie aufgebaut. Die Leistungsfähigkeit in Bezug auf Wirkungsgrad, Druckfestigkeit und Dauerfestigkeit ist entscheidend durch die Eigenschaften der Schale definiert. Die grundlegenden Eigenschaftsanforderungen an die Schale sind Abbildung 2.1 zusammengefasst.

Vulkanisierbare Elastomere bilden die Basis für flexible Fluidaktoren mit den geforderten Eigenschaften. Die Eigenschaften des Gesamtsystems, die nicht direkt vom Elastomermaterial erfüllt werden, können durch Einbringen entsprechender Verstärkungsstrukturen erzielt werden. Hierbei erlaubt die Herstellung im Heißvulkanisationsverfahren eine optimale Verbindung der einzelnen Strukturen. Abschnitt 2.2 beschreibt die zum Verständnis nötigen Grundlagen der Elastomerverarbeitung.

## 2.2. Relevante Aspekte der Elastomertechnologie

Der Grund für die Wahl von Elastomerwerkstoffen für die Aktorherstellung liegt im einzigartigen Verformungsverhalten dieser Werkstoffgruppe. Grundsätzlich sind sehr hohe elastische Dehnungen möglich. Bei Metallen liegt die Streckgrenze unter 1%, bei thermoplastischen Werkstoffen bei bis zu 10%. Elastomere zeichnen sich durch niedrige E-Modulwerte zwischen  $10^{-1}$  MPa und  $10^2$  MPa und elastische Dehnungen von bis zu 1000% aus [126]. Die Verformungscharakteristik von Elastomeren ist stark nichtlinear und wird auch als hyperelastisch bezeichnet. Um das Verhalten zu erklären, müssen die molekularen Verformungsmechanismen zur Energiespeicherung der unterschiedlichen Werkstoffgruppen betrachtet werden. Bei Metallen wird dabei von energieelastischen Werkstoffen gesprochen. Das bedeutet, dass bei einer Deformation die definierten Atomorientierungen verschoben werden. Dazu sind hohe Kräfte erforderlich

und nur kleine elastische Verschiebungen sind möglich. Die elastische Verformung ist an eine Änderung der Inneren Energie  $U$  gekoppelt. Das lineare Verformungsverhalten solcher Werkstoffe wird durch das Hookesche-Gesetz  $\sigma = E \cdot \varepsilon$  beschrieben.

Die Verformungsmechanismen von Elastomeren unterscheiden sich grundlegend. Die Molekülstruktur eines Elastomerwerkstoffs kann als hoch verdichtetes Gas verstanden werden. Bei normalen Gebrauchstemperaturen bilden Elastomermoleküle weitmaschig vernetzte, statistisch angeordnete Molekülknäuel. Die Molekülgruppen können relativ zueinander rotatorische und translatorische Bewegungen ausführen. Am einfachsten lässt sich das mechanische Verhalten thermodynamisch beschreiben. Wie jedes thermodynamische System streben auch die statistisch orientierten Molekülknäuel nach dem Zustand größter Entropie. Das heißt im unbelasteten Zustand befinden sich Elastomerwerkstoffe im Zustand maximaler Unordnung. Durch äußere Verformung wird der Entropiezustand verändert und die statistischen Anordnungsmöglichkeiten verringert. Es ergibt sich ein entropieelastisches Werkstoffverhalten. Der entropieelastische Mechanismus ermöglicht große Verformungen bei relativ geringer äußerer Krafteinwirkung [126, 340]. Wie das Werkstoffverhalten der Elastomere in Stoffgesetzen beschrieben werden kann, wird in Abschnitt 3 beschrieben. Die Abbildung 2.4 stellt die Verformungsverhalten verschiedener Polymerwerkstoffe qualitativ gegenüber und verdeutlicht das deutlich geringere Spannungsniveau elastomerer Polymere im Vergleich zu anderen Polymergruppen.

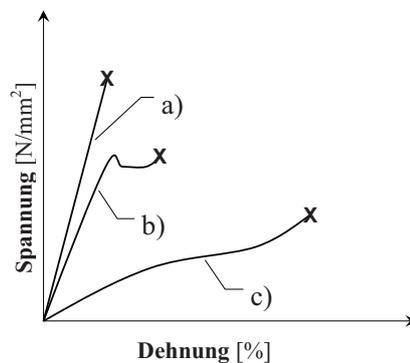


Abb. 2.4.: Spannungs-Dehnungscharakteristika spröder a), kristalliner b) und elastomerer c) Polymere [125]

Zur Herstellung von Elastomerformteilen werden hauptsächlich drei Verfahren angewandt.

- Pressverfahren (Compression Molding)
- Transferpressverfahren (Transfer Molding)
- Spritzgiessverfahren (Injection Molding)

Soweit nicht konstruktiv oder werkstofftechnisch anderes gefordert, kommen im Bereich der Kleinserien und Prototypenherstellung Pressverfahren zum Einsatz. Der prinzipielle Ablauf des

Verfahrens ist in Abbildung 2.5 zu sehen. Der unvernetzte Gummirohling wird in die Werkzeugkavität eingelegt. Durch den Schliessdruck der Presse fließt die Rohmasse in die Hohlräume der Form. Um eine saubere Füllung der Form zu garantieren, wird stets mehr Material eingelegt als tatsächlich nötig. Die überschüssige Mischungsmenge fließt als Austrieb in die Formtrennebene. Die Vulkanisation wird über die Parameter Druck und Temperatur beeinflusst.

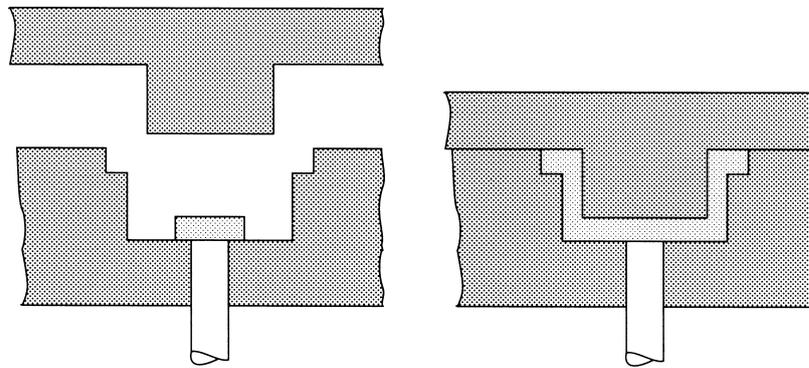


Abb. 2.5.: Heißpressverfahren nach [258]

### 2.3. Konzeption und Prozessentwicklung

Konstruktionsmethodisch betrachtet ist die Lösung für den Aktoraufbau ein Kompromiß zwischen Funktionstrennung und Funktionsintegration. Im ersten Schritt wurden die zwei Hauptfunktionen isoliert und ein Prozess entwickelt, der die Erfüllung beider Funktionen sicherstellt. Die beiden Hauptfunktionen der Aktorschale sind (vergleiche Abbildung 2.1):

1. Dichtigkeit
2. Druckfestigkeit beziehungsweise hohe Zugfestigkeit in der Ebene.

Um beide Funktionen zuverlässig und reproduzierbar erfüllen zu können, sowie die Entformbarkeit zu gewährleisten, werden beide Funktionen unterschiedlichen Schichten der Aktorschale zugeordnet. Als prinzipieller Schalenaufbau ergibt sich so eine innere Schale, die die Funktion der Dichtigkeit übernimmt und eine äußere Schale, die die strukturelle Festigkeit in der Schalenebene garantiert. Wie die einzelnen Teilanforderungen in die Struktur integriert werden, wird in den folgenden Abschnitten erläutert.

#### 2.3.1. Neuer Herstellungsprozess zur Fertigung flexibler Hohlstrukturen flexibler Fluidaktoren

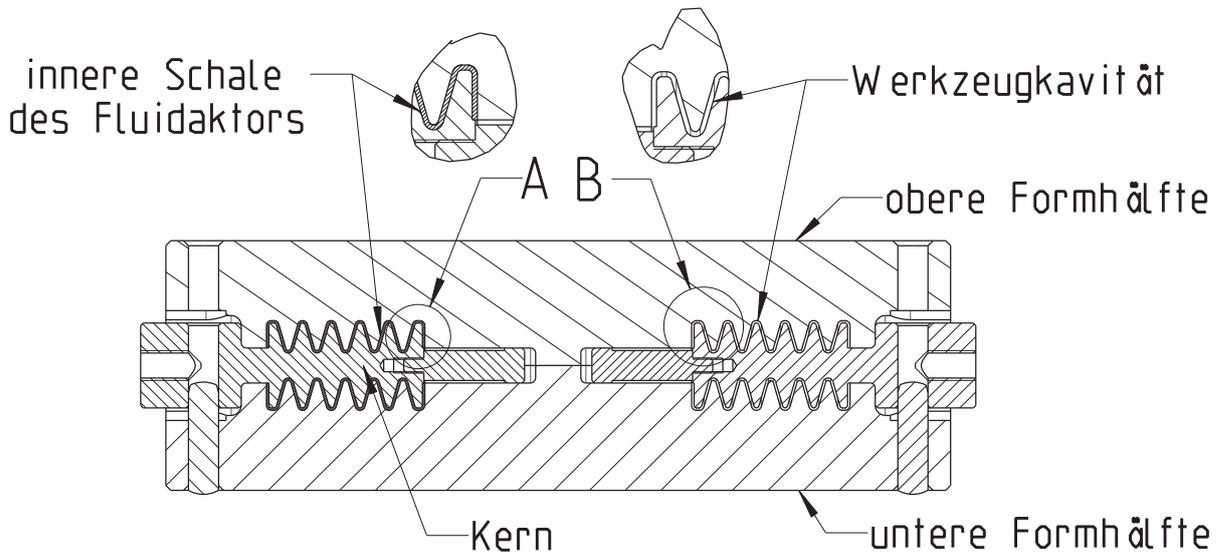
Der neu entwickelte Herstellungsprozess ist ein zweistufiger Prozess [120]. Im ersten Schritt wird die innere Elastomerschale hergestellt. Die zugehörige Pressform besteht aus Ober- und

Unterhälfte der zweiteiligen Negativform und dem entsprechenden Kern. Die Geometrie des Bauteils ist insofern eingeschränkt, als dass die Entformung noch möglich sein muss, ohne die maximale Dehnung des Materials zu überschreiten. Die innere Schale übernimmt die Funktionen für Dichtigkeit und Ermüdungsfestigkeit. Abbildung 2.6a zeigt eine Schnittansicht des Presswerkzeugs für die innere Aktorschale. Nach der Vulkanisation unter Druck und Temperatur werden Kern und innere Aktorschale entnommen und die Schale vom Kern abgezogen. Die fertige innere Aktorschale ist in Abbildung 2.6b zu sehen.

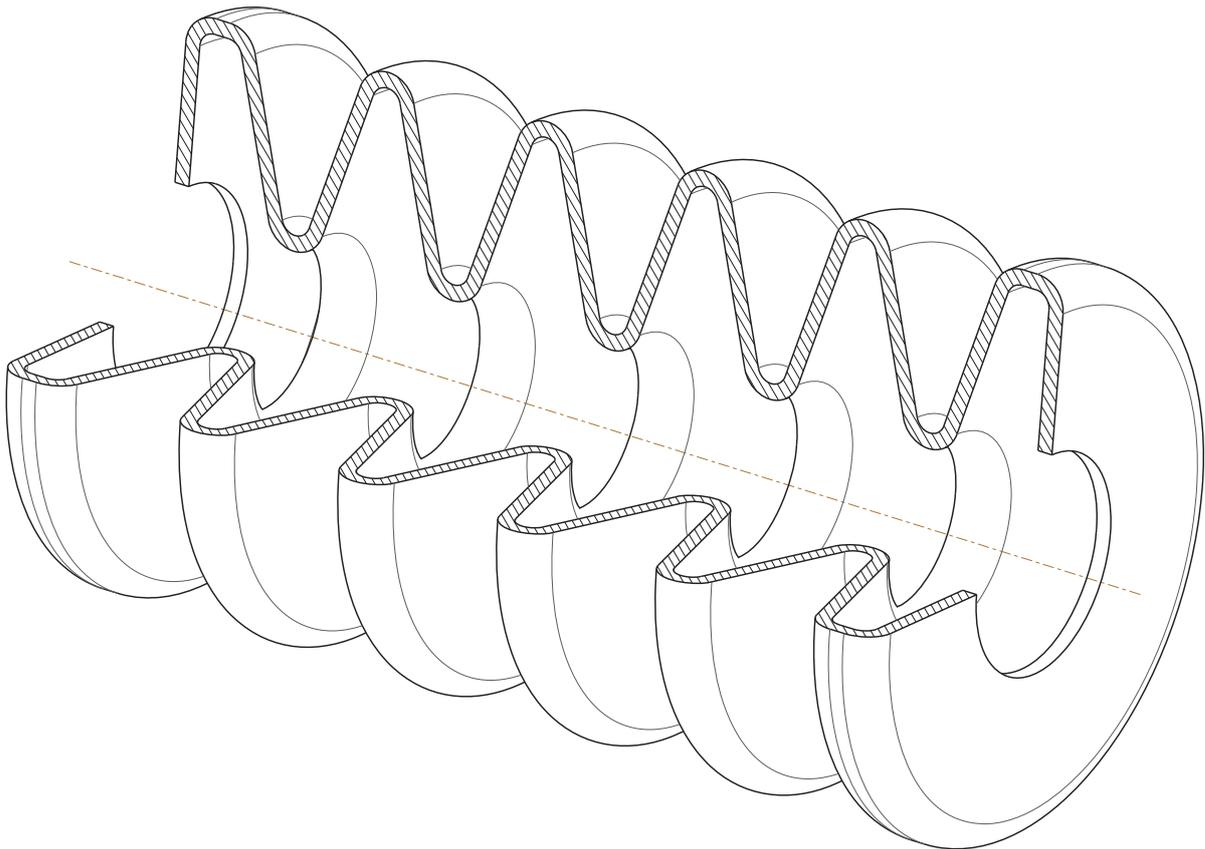
Der zweite Vulkanisationsschritt bedarf einiger Vorbereitung. Die gefertigte erste Schale wird zuerst mit einem Geflechtschlauch aus Aramidfasern [120] überzogen. Der Geflechtschlauch ist in Durchmesser und Kreuzungsdichte auf die jeweilige Aktorgeometrie abgestimmt und ist für die Druckfestigkeit des späteren Aktors verantwortlich. Der Geflechtschlauch wird mit dynamisch hochfestem Vectrangan [168] um die innere Aktorschale fixiert. Die noch offenen Stirnseiten der Hohlstruktur werden durch Einlegen metallischer Anschlusssteile verschlossen. Die Anschlusssteile bilden später die Schnittstellen für Montage und Medienversorgung des Aktors. In einem dritten Vorbereitungsschritt wird der Geflechtschlauch mit einer dünnen Schicht Rohgummi überzogen. Nun ist der Aktor fertig für den zweiten Vulkanisationsschritt (siehe Abbildung 2.7a). Hierzu wird der Aktor an den Stirnseiten mit Werkzeugaufnahmen versehen, die eine sichere Positionierung im zweiten Presswerkzeug garantieren. Der Aktor wird nun in das aufgeheizte Werkzeug eingelegt und die Pressform geschlossen. Um den nötigen Vulkanisationsdruck aufzubauen, wird der Aktor über die Werkzeugaufnahme mit Druckluft befüllt. Die im ersten Schritt vulkanisierte Schale presst so das Geflecht und den Rohgummi gegen die Werkzeugwandung. Gleichzeitig werden auch die metallischen Anschlusssteile anvulkanisiert, sodass eine fest verbundene Aktoreinheit entsteht. Abbildung 2.7b zeigt eine Schnittansicht des zweiten Vulkanisationsschritts.

### **2.3.2. Neue Materialien für die Herstellung flexibler Fluidaktoren**

Für die prinzipielle Prozessentwicklung wurde zunächst eine Mischung auf Naturkautschukbasis verwendet. Der Grund hierfür liegt in der einfachen Verarbeitung bei relativ niedrigen Vulkanisationstemperaturen (ca. 150° C) sowie der hohen möglichen Dehnraten (bis 400%). Erste Versuche im Dauerlauf mit Aktoren aus Naturkautschuk zeigten, dass Ermüdungsrissbildung der inneren Schale das beherrschende Versagenskriterium bei flexiblen Fluidaktoren ist. Um die Dauerfestigkeit der Aktorschale zu verbessern, wurde intensive Materialentwicklung betrieben. Zum Verständnis der dynamischen Versagensmechanismen von Elastomeren werden nachfolgend einige Grundlagen dargestellt.

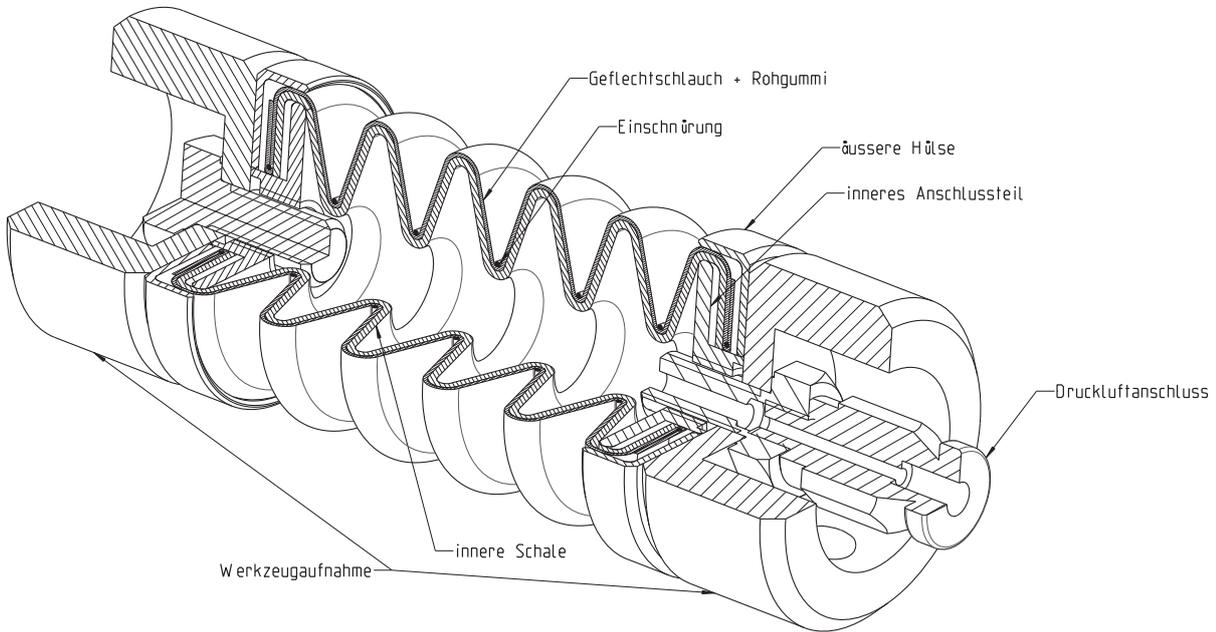


(a) Schnittansicht des Presswerkzeugs für den ersten Vulkanisationsschritt eines FFA

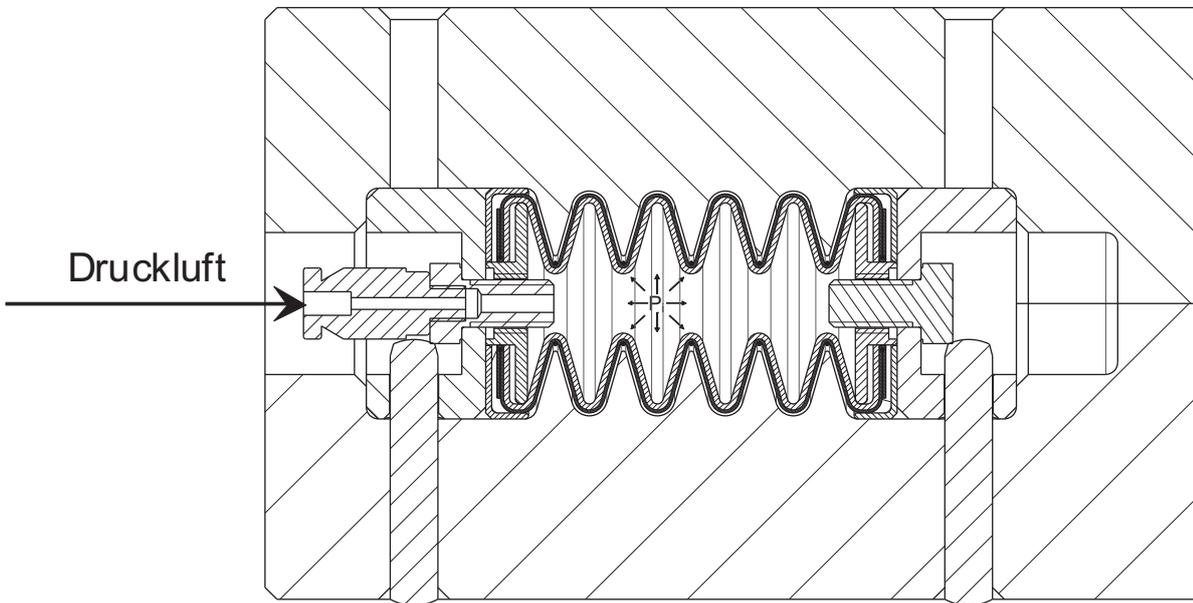


(b) Teilschnitt der inneren Elastomerschale für einen FFA

Abb. 2.6.: Erster Herstellungsschritt für einen FFA



(a) Teilschnitt einer Aktorbaugruppe vorbereitet für den zweiten Vulkanisationsschritt



(b) Schnittansicht des Presswerkzeugs für den zweiten Vulkanisationsschritt eines FFA

Abb. 2.7.: Zweiter Herstellungsschritt für einen FFA

## Dynamische Versagensmechanismen bei Elastomeren - werkstoffmechanische Prozesse

Ermüdungsrisse bei Elastomeren können durch mechanisch, thermisch, chemisch oder durch andere Umwelteinflüsse induzierte Spannungsrissbildung entstehen. Ozon oder ultraviolettes Licht (UV) Exposition können als Initiatoren für Rissbildung bei flexiblen Fluidaktoren zunächst ausgeschlossen werden. In der bestehenden Laborumgebung sowie beim gegebenen Betrieb mit Druckluft als Arbeitsfluid kann bei flexiblen Fluidaktoren von Versagen durch mechanische Ermüdungsrissbildung ausgegangen werden.

Elastomere haben eine hohe Festigkeit unter Druck- und Schubbelastungen. Im Falle zyklischer Zugbelastungen kommt es allerdings zu Ermüdungsrisen.

In der Praxis kann von einer Kombination von Druck-, Schub-, und Biegebelastungen ausgegangen werden. Die größte Deformation der inneren Schale des Aktors erfolgt durch Biegung. Die Druckbelastung der Aktorschale durch den Betriebsdruck wird über die Zugkräfte in der Faserverstärkung der äußeren Aktorschale abgefangen.

In der Bruchmechanik geht einer Rissausbreitung ein Initialriss voraus. Ein Initialriss hat seinen Ursprung in Inhomogenitäten oder Fehlstellen im Material. Elastomermischungen beinhalten Additive, Hilfsstoffe und Füllstoffe, die auch bei guter Dispergierung zu Inhomogenitäten führen. Typische Werte für Größen mikroskopischer Fehlstellen in Elastomeren liegen zwischen 10 und 25  $\mu\text{m}$ . Bei äußerer Belastung des entsprechenden Bauteils treten an den Fehlstellen hohe lokale Spannungskonzentrationen auf. An solch einer Stelle beginnt dann, ein Riss zu wachsen. Das von Griffith<sup>1</sup> im Jahr 1920 eingeführte Kriterium ermöglicht die Beschreibung des Zustands an der Risspitze über die Betrachtung der Oberflächenenergie  $G$  [125]. Ein Initialriss der Länge  $C$  in einem Körper der Dicke  $t$  wächst, wenn die elastische Energie  $W$  des Körpers pro Einheit Risszuwachs zumindest so groß ist wie die Oberflächenenergie  $G$ , die nötig ist, um eine neue Rissoberfläche hervorzubringen. Hierfür gilt die Beziehung [125]

$$-\left(\frac{1}{t}\right)\left(\frac{\partial W}{\partial C}\right) \geq G. \quad [2.1]$$

Da Elastomere nicht ideal spröde sind, gilt das Griffithkriterium nur, wenn die Energieabfuhr und Energiebetrachtung auf einen kleinen Bereich an der Risspitze beschränkt wird.

Die nächste Frage muss nun lauten, welche Mechanismen für Elastomere zur Verfügung stehen, um die Rissausbreitung zu stoppen oder zu verlangsamen. Das heißt, wie kann die Oberflächenenergie, die zum Risswachstum aufgebracht werden muss, vergrößert werden?

Die Ermüdungsfestigkeit, also der Widerstand gegen Risswachstum, kann zum Einen durch die Wahl des Elastomers, als auch durch die Wahl geeigneter Verstärkungsstrukturen erhöht werden.

<sup>1</sup>Alan Arnold Griffith - (1893 - 1963) britischer Ingenieur.

Spannungs- und verformungskristallisierende Elastomere zeigen eine deutlich bessere Ermüdungsfestigkeit, vor allem bei überlagerter statischer Belastung [125]. Trifft eine Risspitze auf ein solches Kristallit ist deutlich mehr Energie nötig, um die Rissausbreitung weiterzuführen.

Ähnliche Verstärkungseffekte lassen sich über Füllstoffe erzielen [125]. Hier muss jedoch genau abgewägt werden. Standardmäßig kommen Ruße als Füllstoffe zum Einsatz. Ruße erhöhen den Modul des Elastomers. Gleichzeitig werden auch die Hystereseverluste im Material erhöht, was zu einer Erwärmung führt. Die Erwärmung wirkt sich positiv auf das Risswachstum aus, da die Wärmeenergie nicht mehr zur Rissbildung zur Verfügung steht. Bei zu starker Erwärmung wird allerdings die Rissausbreitung wieder begünstigt. Temperaturregulation spielt deshalb im Hinblick auf die Ermüdungsfestigkeit eine erhebliche Rolle.

Die dritte Möglichkeit die Ermüdungsfestigkeit zu beeinflussen ist, der Einsatz von Elastomerverbundwerkstoffen. Durch Faserverstärkungen kann die nötige Reißenergie pro Flächenelement Rissoberfläche deutlich erhöht werden und so die Standzeit verlängert werden.

### **Materialkomposition**

Resultierend aus den Betrachtungen zu Herstellungsprozess und Versagensmechanismen neuer flexibler Fluidaktoren ergeben sich eine Reihe von Werkstoffanforderungen für die innere Aktorschale:

- hohe dynamische Festigkeit
- geringe Hysterese
- gute Verbindung zu Metallen und Aramid
- Herstellbarkeit, und Verarbeitbarkeit von Lösungen.

Hinzu kommen Anforderungen, die durch die späteren potentiellen Einsatzgebiete wie Automatisierungstechnik, Robotik und Prothetik definiert werden:

- keine Abfärbungen
- Eignung für ein großen Temperatureinsatzbereich
- Beständigkeit gegenüber Wasser und Silikonöl
- UV-Beständigkeit.

Grundsätzlich finden Elastomere selten in reiner Form Anwendung. Es werden fast immer angepasste Mischungen mit verschiedenen Additiven verarbeitet. Typische Füllstoffe sind [125]:

- Ruße

- Kieselsäuren
- Verarbeitungshilfsmittel
- Vulkanisationshilfsmittel
- Konservierungsstoffe.

Auf dem Markt existieren Tausende von Elastormischungen Markt. Die Auswahl des Grundelastomers, welches die Basisanforderungen abdeckt, geht deshalb auf eine Empfehlung des Lieferanten <sup>2</sup> zurück. Zum Einsatz kommt ein Chloroprenkautschuk (CR) mit einer Reißfestigkeit von 22,5 MPa und einer Reißdehnung von 501%. CR-Elastomere zeichnen sich durch eine ausgezeichnete Witterungsbeständigkeit, gute Adhäsion zu Metallen sowie einer geringer Permeabilität für Luft und Wasser aus. Außerdem findet bei CR Spannungs- bzw. Dehnungskristallisation statt, was sich als Verfestigungsmechanismus positiv auf die statische und dynamische Leistungsfähigkeit auswirkt. Die  $C - CL$  -Dipole steigern die Ketteninteraktion und fördern so die Kristallisation [125].

Die Erhöhung der Ermüdungsfestigkeit und Reißfestigkeit des Basispolymers ist ein Schwerpunkt bei der Materialkomposition für neue flexible Fluidaktoren. Unabhängig von der limitierten chemischen Werkstoffmodifikation kann die Dauerfestigkeit hauptsächlich über die Kombination mit geeigneten verstärkenden Füllstoffen geschehen. Die Basismischung enthält bereits Ruße, die dafür standardmäßig eingesetzt werden. Generell erhöht sich mit dem Füllgehalt von Rußen der E-Modul des Compounds ebenso wie Reißfestigkeit, Ermüdungsfestigkeit und die Abriebfestigkeit [44].

Auf Grund der Partikelmorphologie von Rußen ist deren Beitrag zur Ermüdungsfestigkeit begrenzt. Die Effekte bezüglich der Ermüdungsfestigkeit liegen im Mechanismus der Rißspitzenentschärfung. Trifft ein Riss auf einen Rußpartikel so wird die Rißspitze „abgestumpft“. Der Effekt senkt die Spannungskonzentration an der Rißspitze und erhöht so die Energiefreisetzungsrates nach Gleichung 2.1. Soll das Risswachstum zusätzlich erschwert werden, sind Rissüberbrückungsmechanismen (*crack bridging*) notwendig.

Ein vielversprechender Ansatz Rissüberbrückungsmechanismen im Material zu realisieren, liegt im Einsatz feinverteilter Mikrofasern. Es ist wichtig, eine sehr gute Dispergierung der Mikrofasern zu erlangen, da sonst die auftretenden Agglomerate wie Störstellen im Material wirken und Materialversagen fördern. Faserfeinheit und Dispergiergrad sind allerdings im Verhältnis zu den Bauteildimensionen zu betrachten. Bei flexiblen Fluidaktoren hat die innere Schale eine Wandstärke von 0,5mm. Um negative Störstellen auszuschließen, sind also sehr feine Fasern und eine sehr gute Dispergierung unverzichtbar.

---

<sup>2</sup>Beratung Herr Schultheiss, Firma Kraiburg



(a) Einzelne Pulpfaser



(b) Aramid-Faserpulpe

Abb. 2.8.: Morphologie der Aramid-Faserpulpe [216]

Bei der Herstellung von Faserpulpen werden in einem Schleifprozess die Basisfasern zerkleinert und „aufgeraut“, sodass sehr feine Fasern mit einer großen spezifischen Oberfläche entstehen. Anwendungen von Faserpulpen in Elastomeren sind aus Cellulose, Seide und anderen Naturfasern bekannt [7, 125, 420, 424].

Mit der Entwicklung sehr fester Fasern stehen neue Basismaterialien für Faserpulpen zur Verfügung. Unter den technischen Fasern sind besonders Aramidfasern für den Einsatz in Elastomeren geeignet. Sie ermöglichen bessere Adhäsion als mineralische Fasern und ertragen leicht die Verarbeitungstemperaturen im Vulkanisationsprozess. Die letzten 25 Jahre zeigen einen kontinuierlichen Zuwachs an Veröffentlichungen, die sich mit dem Thema Faserpulpen beschäftigen. Bei Mischungsherstellern ist die Verarbeitung von Aramidfaserpulpen nach wie vor unbeliebt. Um die schwierige Dispergierung zu verstehen, müssen Aramidfaserpulpen genauer betrachtet werden [396].

Die spezifische Oberfläche technischer Aramidfaserpulpen liegt je nach Feinheit bei 5 – 15  $\frac{m^2}{g}$ . Die Faserstruktur ist in Abbildung 2.8a dargestellt. Die einzelne Faser kann als Faserkern mit feinverzweigten Fibrillen betrachtet werden. Typischerweise hat der Faserkern Längen um 1 – 2 mm und Durchmesser im Bereich von 20 – 100  $\mu m$ . Die Fibrillen sind sehr viel kleiner bei Durchmessern von ca. 10  $\mu m$  [56, 216]. Abbildung 2.8b zeigt eine Aramidfaserpulpe. Eine Faserpulpe kann als Filzflocken verstanden werden, welche aus mikrofibrillären Einzelfasern bestehen. Das mechanische „Aufschließen“, also Dispergieren, solcher Faserpulpen ist mit erhöhtem Aufwand verbunden. Die einzelnen Fibrillen wirken wie viele Haken, die die Mikrofasern zusammenhalten. Wegen der hohen Festigkeit der Aramidfasern und der hohen Fibrillität sind sehr hohe Scherkräfte nötig, um die Verhakungen zu trennen. Ohne Vordispergierung ist es deshalb kaum möglich, eine gute Einarbeitung zu erlangen [96, 148, 217, 396]. Eine weitere Besonderheit ist die Ausbildung starker Faserorientierungen in Fließrichtung.

Um den Einsatz von Aramidfaserpulpen bei der Herstellung neuer flexibler Fluidaktoren realisieren zu können, sind zuerst einige grundlegende Untersuchungen nötig:

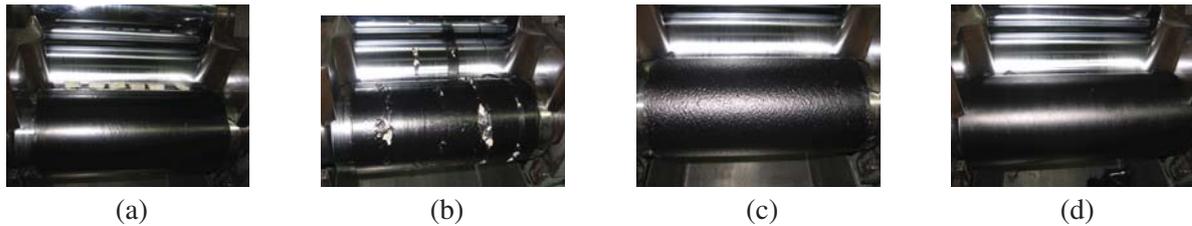


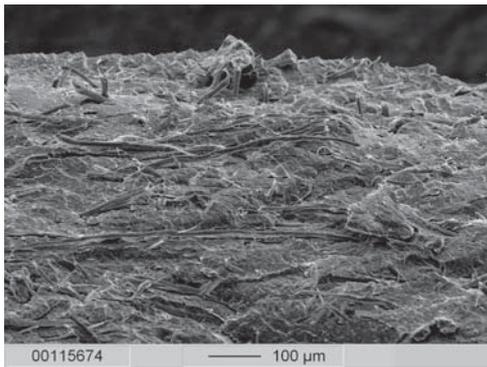
Abb. 2.9.: Eindispersierung der Aramidfaserpulpe auf dem Walzwerk

- Wie beeinflusst der Füllgehalt die Werkstoffparameter?
- Wie beeinflusst die Faserorientierung die Werkstoffparameter?

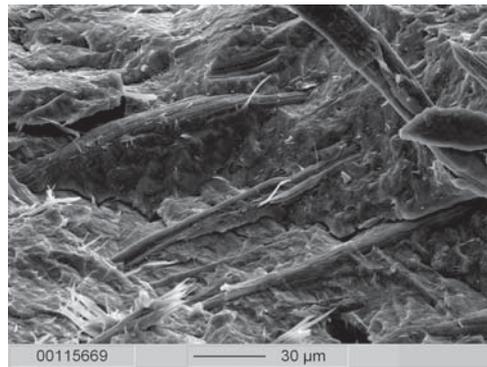
Zur Beantwortung beider Fragen wird zuerst das Dispergierverhalten betrachtet. Kommerziell sind Masterbatches mit einem Pulpfasergehalt von 40% und dem entsprechenden Basispolymer, hier Chloroprenkautschuk (CR), verfügbar. Die Masterbatches helfen vor allem in der Handhabung der Pulpe, da so keine Staubentwicklung im Verarbeitungsprozess entsteht und die Pulpe schon teilweise aufgeschlossen ist. Um den optimalen Verstärkungsgehalt für die Schale flexibler Fluidaktoren zu finden wurden Mischungen von 0,5 Gew.%, 1 Gew.%, 2 Gew.% und 5 Gew.% hergestellt. Die Abbildungen 2.9a - 2.9d zeigen exemplarisch die Eindispersierung des Masterbatches auf dem Walzwerk.

Für die Herstellung kleinerer Gummimischungen eignen sich Walzwerke, die auch bei kleinen Materialmengen hohe Scherkräfte auf das Mischgut übertragen. Die Scherkräfte werden im Mischspalt tangential zu den Walzen auf das Material übertragen. Die gerichtete Krafteinwirkung resultiert in einer starken Ausrichtung der Verstärkungsfasern in Richtung der Kraftlinien der Scherkräfte. Zur Untersuchung der damit verbundenen Effekte werden Prüfplatten mit unterschiedlichen Füllgehalten gepresst. Die Gummirohlinge werden so verarbeitet, dass die Faserorientierung im Pressvorgang erhalten bleibt. Aus den Prüfplatten werden Proben zur Analyse der Dispergierung geschnitten sowie Zugproben nach DIN 53 504 ausgestanzt [1].

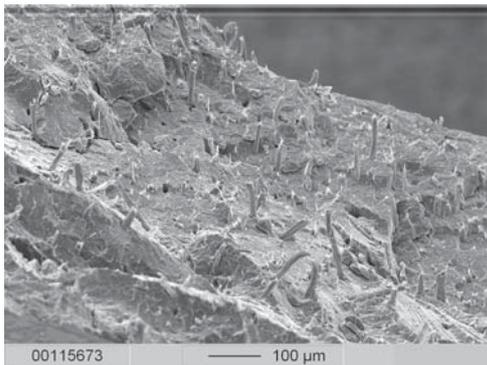
Die qualitative Analyse der Dispergierung kann leicht durch die optische Untersuchung von Bruchflächen der einzelnen Proben erfolgen. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die Gummimatrix an einer Schnittfläche mit einem geeigneten Lösungsmittel auszulösen, sodass die Verstärkungsfasern sichtbar werden. Wegen der einfacheren Handhabung wurde hier die erste Methode gewählt. Um eine aussagekräftige Bruchfläche zu erhalten, wird die entsprechende Probe mit flüssigen Stickstoff auf eine Temperatur unterhalb der Glasübergangstemperatur  $T_g$  des Elastomers abgekühlt. Unterhalb der Glasübergangstemperatur ergibt sich sprödes energieelastisches Materialverhalten und die Probe kann leicht gebrochen werden. Die sich so ergebende Bruchfläche wird auch als Kryobruchfläche bezeichnet. Von den entstandenen Bruchflächen werden Rasterelektronenmikroskop (REM)-Aufnahmen gemacht, die dann eine Beurteilung bezüglich Materialaufschluss und Materialverteilung zulassen. Die Abbildungen 2.10a und 2.10b



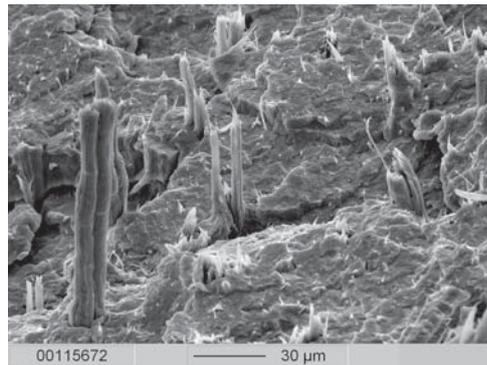
(a) Pulpfaserorientierung parallel zur Bruchfläche; 130-fache Vergrößerung



(b) Pulpfaserorientierung parallel zur Bruchfläche; 600-fache Vergrößerung



(c) Pulpfaserorientierung senkrecht zur Bruchfläche; 130-fache Vergrößerung



(d) Pulpfaserorientierung senkrecht zur Bruchfläche; 600-fache Vergrößerung

Abb. 2.10.: Cryobruchflächen von Proben mit einem Pulpfaseranteil von 5 Gew.-%

zeigen die Bruchflächen parallel zur Pulpfaserorientierung. Abbildung 2.10c und 2.10d verdeutlichen das Bruchbild von Proben, die senkrecht zur Faserorientierung gebrochen sind. Der Füllgehalt liegt für alle Proben bei 5 Gew.-%. Die Bruchbilder zeigen jeweils eine feine und gleichmäßige Verteilung der Pulpfasern.

Für die Herstellung der Zugproben werden immer drei Proben parallel zur Faserrichtung und drei Proben senkrecht zur Faserrichtung ausgestanzt. Die Abbildungen 2.11a und 2.11b zeigen schematisch die Ausrichtung innerhalb der jeweiligen Zugproben. Die Zugprüfung erfolgt in Anlehnung an DIN 53 504 [1] mit einer Geschwindigkeit von  $200 \frac{mm}{min}$ . Da es sich um eine vergleichende Messung handelt, wurde auf zusätzliche Dehnungsaufnehmer verzichtet.

Die Abbildungen 2.12a - 2.22b zeigen die Ergebnisse der Zugprüfung für die verschiedenen Füllstoffgehalte. Es werden zwei Einflussfaktoren deutlich:

1. Einfluss der Faserausrichtung
2. Einfluss des Fasergehaltes.

Der Zusatz von Pulpfasern ist mit einer Steigerung des E-Moduls verbunden. Allerdings nimmt schon bei reiner statischer Zugbelastung die Bruchfestigkeit bei höheren Pulpfasergehal-

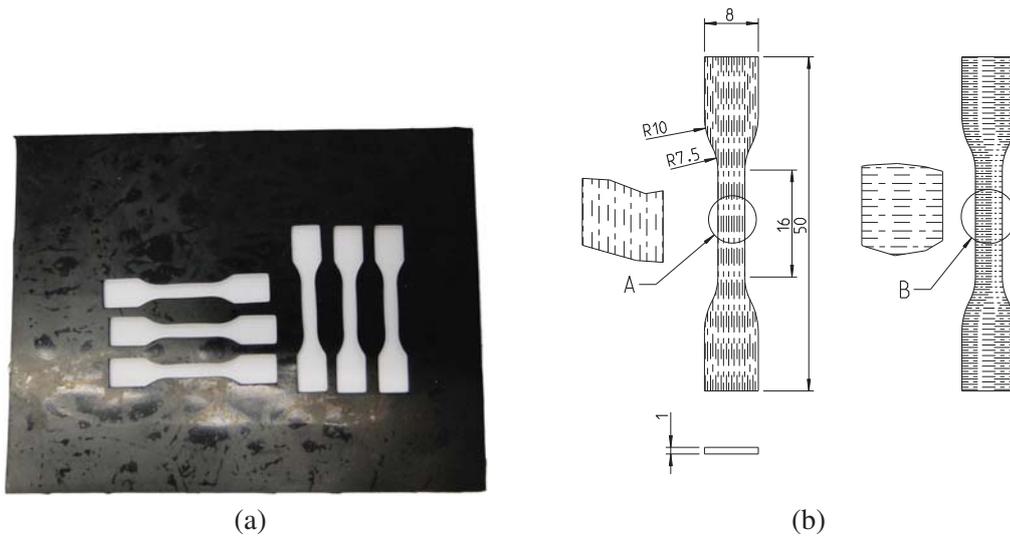


Abb. 2.11.: Schulterstäbe für Zugversuche nach DIN 53 504, Form S3A [1]

ten ab, da die Fasern dann mehr und mehr als Störstellen wirken. Die Ausprägung des Effekts hängt von der Faserorientierung ab, was im Folgenden durch die Betrachtung verschiedener Füllgehalte von 0 Gew.-%, 0,5 Gew.-%, 1 Gew.-%, 2 Gew.-% und 5 Gew.-% Pulpfaserteil gezeigt wird.

### 0 Gew.-% Pulpfaseranteil

Die Abbildungen 2.12a und 2.12b zeigen REM-Aufnahmen der Bruchfläche einer unverstärkten Probe aus CR-Kautschuk. Das Bruchbild zeigt eine, im Vergleich zu verstärkten Proben, glatte und ebene Bruchfläche. Die Bruchfläche wird im Wesentlichen durch die Materialinhomogenitäten des reinen CR-Kautschuks bestimmt. Die nach Abbildung 2.11b gefertigten Zugprüfstäbe zeigen unabhängig von der Orientierung in der Prüfplatte eine ähnliche Charakteristik. Das zugehörige Kraft-Weg Diagramm ist in Abbildung 2.13 dargestellt. Die Bruchkräfte liegen zwischen 178N und 211N. Da die Zugversuche ohne Dehnungsaufnehmer durchgeführt wurden, ist keine exakte Bestimmung der Bruchdehnung möglich. Die folgende Versuchsreihe erlaubt jedoch eine vergleichende Betrachtung, die als Mittel zur Bestimmung des optimalen Pulpfaseranteils ausreicht. Die Proben 1-3 haben eine tendenziell etwas größere Bruchfestigkeit. Die Proben 4 und 5 zeigen die niedrigsten Bruchfestigkeiten. Es ist ein leichter Einfluss der strukturellen Ausrichtung in der Prüfplatte durch den Walzprozess festzustellen.

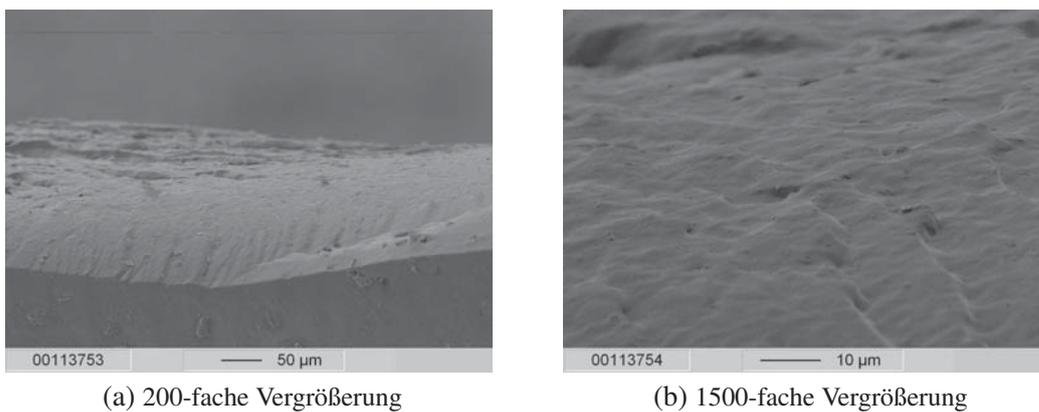


Abb. 2.12.: Kryobruchflächen reiner CR-Kautschukproben

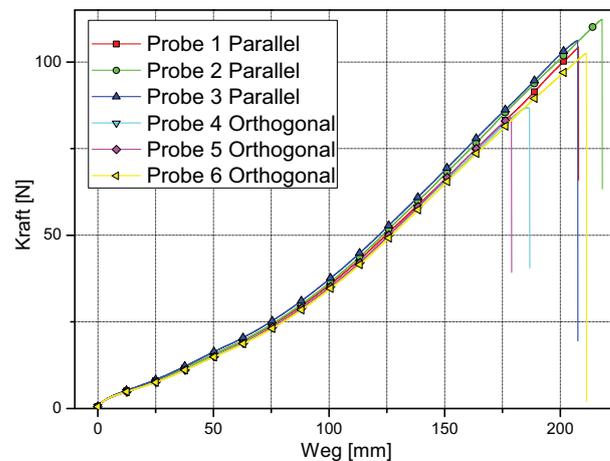


Abb. 2.13.: Kraft-Weg Diagramm von Zugversuchen mit Prüfstäben aus reinem CR-Kautschuk

## 0,5 Gew.-% Pulpfaseranteil

Die Abbildungen 2.14a und 2.14b zeigen REM-Aufnahmen der Bruchfläche einer Probe mit einem Pulpfaseranteil von 0,5 Gew.-%. Die Bruchfläche lässt einzelne Fasern erkennen, die aus der Bruchfläche herausragen. Im gezeigten Bildausschnitt ist ein Faserkern mit einem Durchmesser von ca.  $20\ \mu\text{m}$  zusehen. In der Bruchfläche gleichmäßig verteilt sind helle Faserspitzen mit einem Durchmesser von ca.  $1 - 2\ \mu\text{m}$  erkennbar, die die feindispersierten Pulpfaserfibrillen repräsentieren. Bei Betrachtung des Kraft-Weg Diagramms (Abbildung 2.15) wird keine signifikante Veränderung der Kurvencharakteristik im Vergleich zu reinem CR-Kautschuk deutlich. Lediglich die Steifigkeit der Proben mit orthogonaler Verstärkungsrichtung ist im Bereich bis  $100\text{mm}$  Verformung leicht erhöht. Die Bruchfestigkeiten liegen ebenso wie die Bruchdehnung in derselben Größenordnung wie die der Proben ohne Pulpfaserverstärkung.

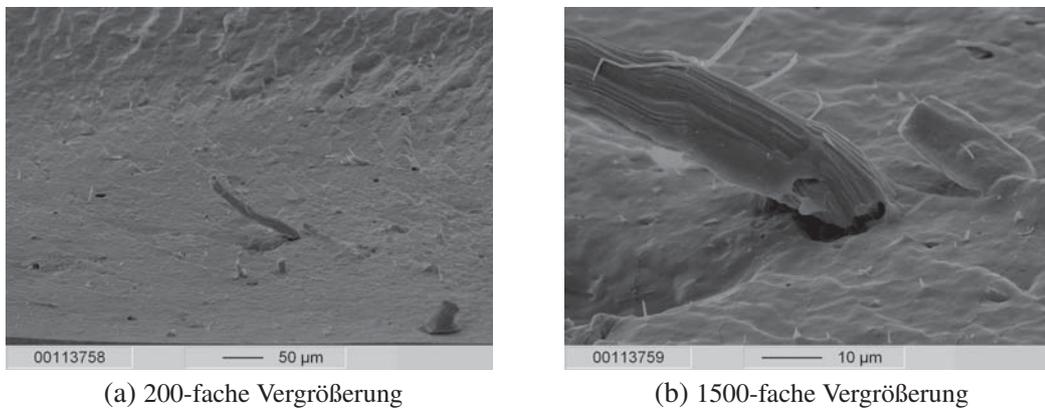


Abb. 2.14.: Kryobruchflächen von Kautschukproben mit 0,5 Gew.-% Pulpfaseranteil

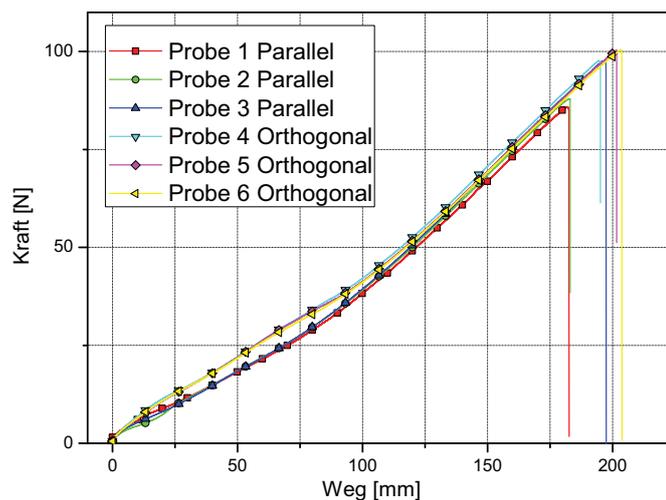


Abb. 2.15.: Kraft-Weg Diagramm von Zugversuchen mit Prüfstäben mit 0,5 Gew.-% Pulpfaseranteil

### 1 Gew.-% Pulpfaseranteil

Die Abbildungen 2.16a und 2.16b zeigen REM-Aufnahmen der Bruchfläche einer Probe mit einem Pulpfaseranteil von 1 Gew.-%. Das Erscheinungsbild der Bruchfläche ist vergleichbar zur Probe mit 0,5 Gew.-% Pulpfaseranteil. Es sind sowohl Faserkerne als auch dispergierte Faserfibrillen erkennbar. Ein deutlicher Unterschied ergibt sich aber bei der Betrachtung des Kraft-Weg Diagramms. Hier wird deutlich, wie sich mit steigendem Pulpfaseranteil die Charakteristik der Kurve verändert. Die Proben mit Pulpfasern parallel zur Zugrichtung zeigen ein deutlich steiferes Verhalten bei kleinen Verformungen. Die Bruchfestigkeiten liegen hier im Bereich von 103,25 – 109,669N. Bei orthogonaler Pulpfaserausrichtung sinkt die Bruchfestigkeit auf einen Bereich von 84,496 – 84,903N ab. Die niedrigeren Werte machen die Störstelleneffekte orthogonal zur Belastungsrichtung liegender Pulpfasern deutlich.

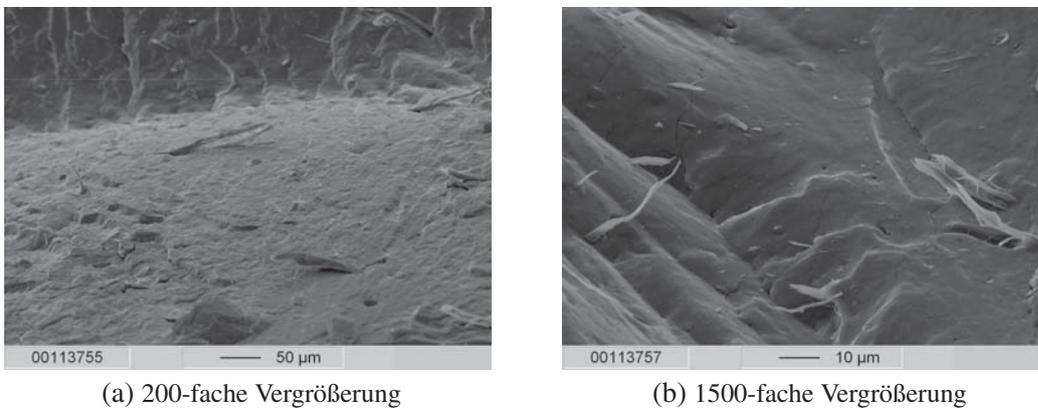


Abb. 2.16.: Kryobruchflächen von Kautschukproben mit 1 Gew.-% Pulpfaseranteil

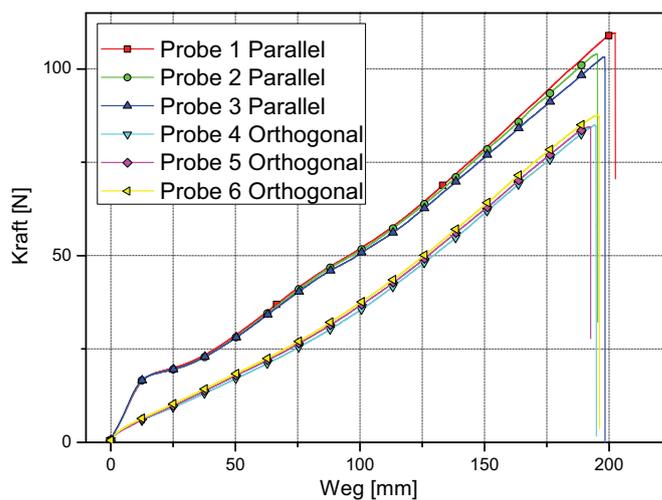


Abb. 2.17.: Kraft-Weg Diagramm von Zugversuchen mit Prüfstäben mit 1 Gew.-% Pulpfaseranteil

## 2 Gew.-% Pulpfaseranteil

Die Abbildungen 2.18a und 2.18b zeigen REM-Aufnahmen der Bruchfläche einer Probe mit einem Pulpfaseranteil von 2 Gew.-%. Die Abbildungen zeigen weiterhin eine gute Dispergierung. Abbildung 2.18a verdeutlicht darüberhinaus die Entstehung der Bruchfläche. Im Hintergrund ist ein Pull-Out Kanal sichtbar, während im Vordergrund das umgekehrte Ergebnis eines freigelegten Faserkerns zu sehen ist. Der Einfluss auf die Steifigkeit der Zugproben ist bei 2 Gew.-% ähnlich wie bei 1 Gew.-% Pulpfaseranteil. Allerdings sinkt die Bruchfestigkeit nun auch bei den Proben mit paralleler Pulpfaserausrichtung auf Werte von  $82,923 - 90,528N$  ab. Bei orthogonaler Pulpfaserausrichtung liegen die Werte noch niedriger bei  $74,536 - 81,074N$ .

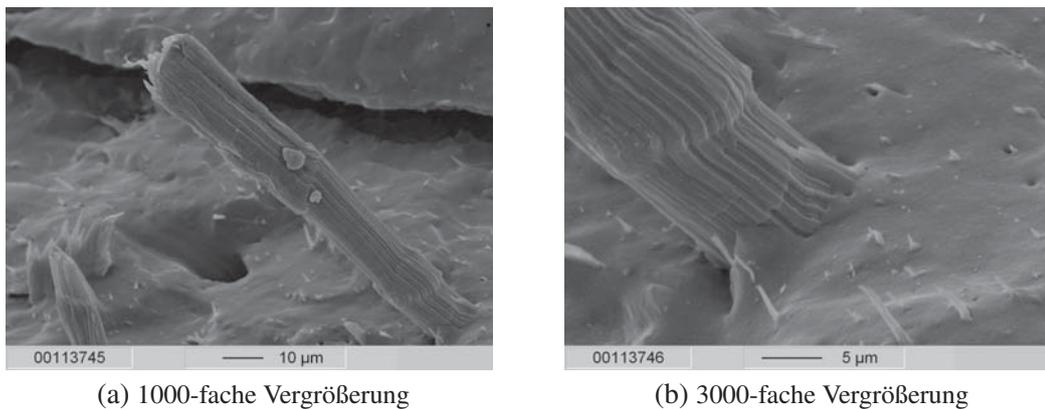


Abb. 2.18.: Kryobruchflächen von Kautschukproben mit 2 Gew.-% Pulpfaseranteil

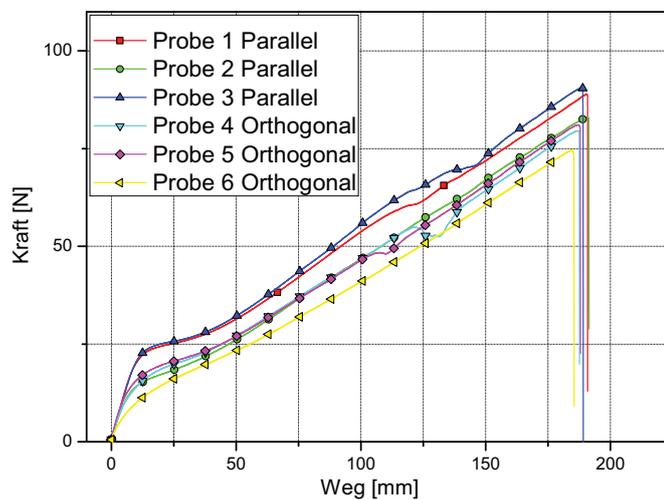


Abb. 2.19.: Kraft-Weg Diagramm von Zugversuchen mit Prüfstäben mit 2 Gew.-% Pulpfaseranteil

### 5 Gew.-% Pulpfaseranteil

Die Abbildungen 2.20a und 2.20b zeigen REM-Aufnahmen der Bruchfläche einer Probe mit einem Pulpfaseranteil von 5 Gew.-%. Die Abbildungen zeigen sehr schön die Versagensmechanismen an der Grenzfläche CR-Kautschuk ↔ Aramid-Pulpfaser. Am „Fuss“ der Pulpfaser kann von einem Gummibruch der CR-Matrix gesprochen werden, welcher dann in einen Faser Pull-Out übergeht. Die Kraft-Weg Charakteristik bei 5 Gew.-% Pulpfaseranteil zeigt einen sehr deutlichen Einfluss der parallel orientierten Verstärkungsfasern. Bei kleinen Verformungen ist eine starke Modulsteigerung erkennbar. Die Bruchfestigkeit nimmt jedoch mit steigendem Pulpfaseranteil weiter ab und liegt bei 72,519 – 77,713N. Eine Erklärung hierfür können die im Material ablaufenden Pull-Out Effekte sein.

Bei orthogonaler Faserorientierung ist ein leicht erhöhter Modul im Bereich kleiner Verformungen sichtbar. Die Bruchfestigkeit sinkt hier ebenso weiter ab und liegt bei 58,315 – 61,099N.

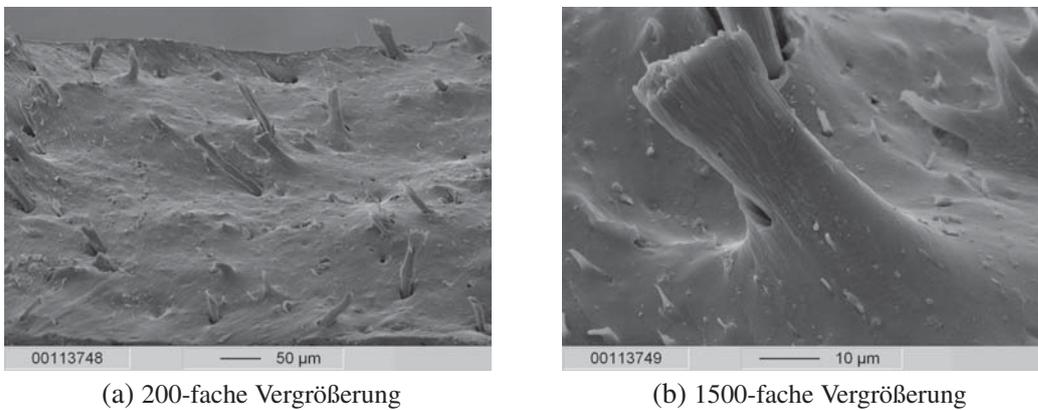


Abb. 2.20.: Kryobruchflächen von Kautschukproben mit 5 Gew.-% Pulpfaseranteil

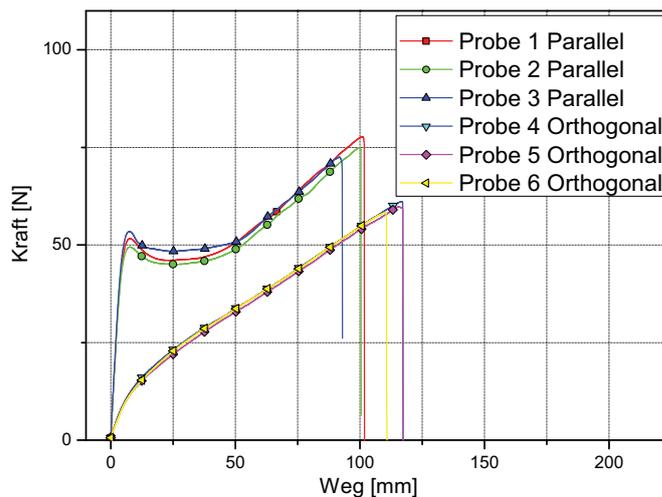


Abb. 2.21.: Kraft-Weg Diagramm von Zugversuchen mit Prüfstäben mit 5 Gew.-% Pulpfaseranteil

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass bei einer Steigerung des Pulpfaseranteils von 0 Gew.-% auf 5 Gew.-% die Steifigkeit des Materials zunimmt und die Bruchdehnung abnimmt. Der Effekt wirkt sich bei paralleler Faserorientierung deutlich stärker aus, als bei senkrechter Faserorientierung.

Die Bruchfestigkeitsdiagramme in Abbildung 2.22 zeigen den Einfluss der Pulpfaserkonzentration auf die Bruchfestigkeit bei reiner statischer Zugbelastung. Zugproben mit Konzentrationen von 2 und 5 Gew.-% verzeichnen unabhängig von der Orientierung einen deutlichen Verlust an Bruchfestigkeit. Deshalb sind beide Füllgehalte für die weiteren Betrachtungen nicht interessant.

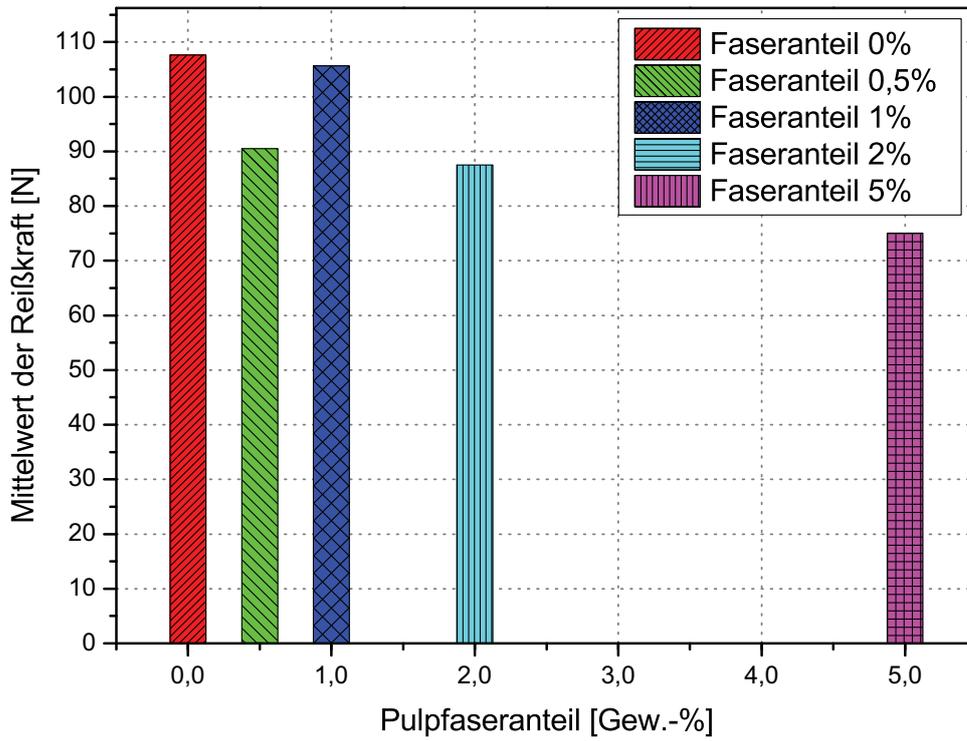
Ziel ist es, einen möglichst hohen Fasergehalt bei möglichst geringem Verlust an Bruchfestigkeit im Vergleich zum unverstärkten Material zu bekommen. Dann können die eindispersierten Pulpfasern durch Rissüberbrückungsmechanismen die Dauerfestigkeit erhöhen, ohne die Bruchfestigkeit des Materials signifikant zu senken.

Die Abbildungen 2.22a und 2.22b zeigen die Werte der mittleren Bruchfestigkeiten für parallele und senkrechte Faserorientierung. Für die späteren dynamischen Betrachtungen kommen Pulpfaseranteile von 0,5 und 1 Gew.-% in Frage, da bei diesen Füllgehalten nur kleine Verluste der Bruchkraft zu messen sind.

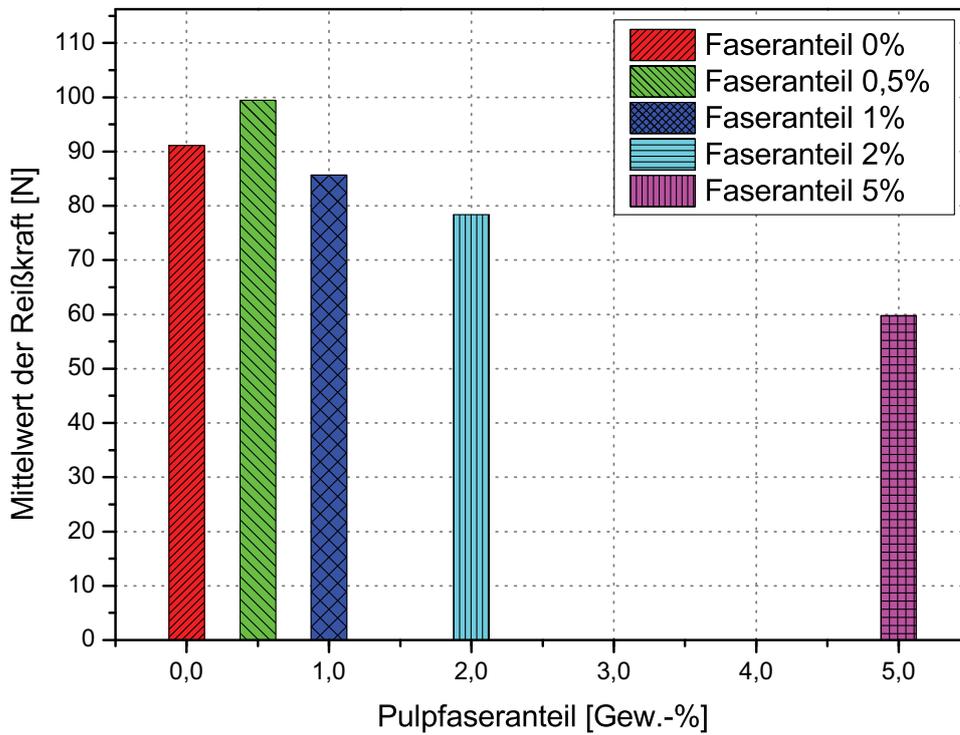
Über einen höheren Pulpfaseranteil lassen sich außerdem die Hysterseverluste des Materials beeinflussen [44]. Deshalb werden die Aktoren zunächst mit 1 Gew.-% Pulpfaseranteil hergestellt.

### **2.3.3. Aufbau und Geometrie neuer flexibler Fluidaktoren**

Ein Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, Aktoren für ein möglichst breites Anwendungsspektrum zu entwickeln. Der in Abschnitt 2.3.1 vorgestellte Herstellungsprozess lässt sich auf variierende Größen und Geometrien übertragen. Der folgende Abschnitt stellt die Aktoren vor, die im Rahmen der Arbeit entwickelt wurden. Dabei wird auf die dimensions- und geometriespezifischen Besonderheiten und Anforderungen eingegangen. Die vorliegende Aktorbaureihe deckt Einsatzgebiete kleiner Greiferanwendungen bis hin zu Gelenkantrieben für Armanwendungen mit unterschiedlichen Bewegungsbereichen ab. Alle Vulkanisierwerkzeuge wurden im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelt und sind so konzeptioniert, dass eine Stammform als Aufnahme für die einzelnen Formeinsätze ausreicht.



(a) parallele Pulpfaserorientierungen



(b) senkrechte Pulpfaserorientierungen

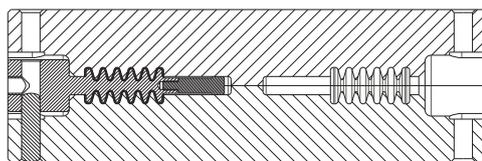
Abb. 2.22.: Vergleich der mittleren Bruchfestigkeiten in Abhängigkeit des Pulpfaseranteils

### Flexibler Fluidaktor mit einem effektiven Durchmesser von 11mm

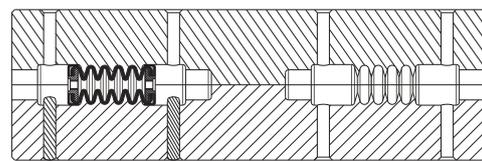
Flexible Fluidaktoren mit einem effektiven Durchmesser von 11mm sind für Greiferanwendungen und kleinere Automatisierungsanwendungen einsetzbar. Der Bewegungsbereich liegt bei 90° beim Einsatz als Rotationsantrieb. Das Gewicht eines Aktors beträgt 4,5g. Prinzipiell entspricht der Aufbau dem des Referenzaktors aus Abschnitt 2.3.1. Die Skalierung verlangt aber einige Anpassungen. Die Abbildungen 2.24a und 2.24b zeigen die Geometrie des 11mm Aktors entlang der zwei Fertigungsstufen. Generell sind einer Verkleinerung Grenzen gesetzt, da die Aktorschale nicht beliebig dünn werden kann. Hier bedeutet das konkret die Anpassung des Geflechschlauchs an die geringeren Durchmesser. Um dennoch eine saubere Drapierbarkeit zu garantieren, müssen Garnfeinheit, Fadenanzahl und Kreuzungsdichte des Geflechschlauchs entsprechend gewählt werden. Zusätzlich wird ein Faden größerer Garnfeinheit für die Einschnürung benutzt. Die zugehörigen neu entwickelten Werkzeuge sind in den Abbildungen 2.24c und 2.24d dargestellt.



Abb. 2.23.: Aktor mit 11mm Durchmesser



(a) Schnittansicht Prozessschritt 1



(b) Schnittansicht Prozessschritt 2



(c) Werkzeug Prozessschritt 1



(d) Werkzeug Prozessschritt 2

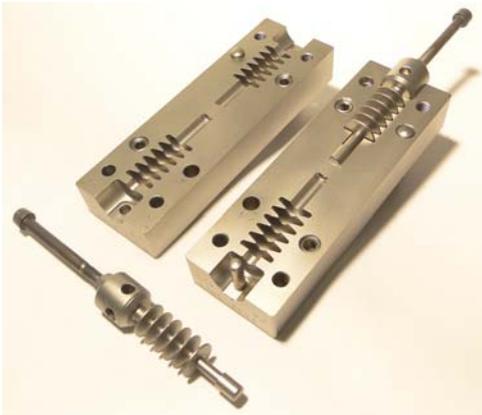
Abb. 2.24.: Fertigungsschritte und zugehörige Werkzeuge für den 11mm Aktor

### Flexibler Fluidaktor mit einem effektiven Durchmesser von 18mm

Der Einsatzbereich entspricht dem der 11mm Aktoren. Der 18mm Aktor hat aber ein günstigeres Durchmesser-Längenverhältnis, sodass ein etwas größerer Bewegungsbereich von  $120^\circ$  zur Verfügung steht. Der maximale Betriebsdruck liegt auch hier bei  $20\text{bar}$  bei einem Aktorgewicht von  $9,5\text{g}$ . Die zugehörigen Werkzeugeinsätze sind in den Abbildungen 2.26a und 2.26b zu sehen. Wie in Kapitel 5 noch gezeigt wird, ergeben sich aus der größeren Beweglichkeit mehr Möglichkeiten des Einbaus als Gelenkantrieb.



Abb. 2.25.: Aktor 18mm Durchmesser



(a) Werkzeug Prozessschritt 1



(b) Werkzeug Prozessschritt 2

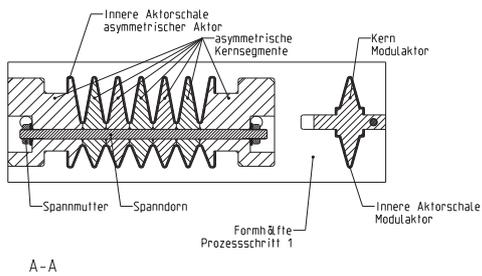
Abb. 2.26.: Fertigungsschritte und zugehörige Werkzeuge für den 18mm Aktor

### Flexibler Fluidaktor mit einem effektiven Durchmesser von 36mm

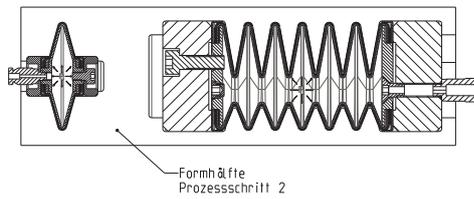
Die 36mm Aktoren nehmen eine besondere Stellung in der Baureihe flexibler Fluidaktoren ein. Der Bewegungsbereich ist mit  $\pm 90^\circ$  am größten, was durch eine asymmetrische Aktorgeometrie erreicht wird. Alle anderen Aktoren sind geometrisch rotationssymmetrisch. Der maximale Betriebsdruck liegt bei 10bar und das Eigengewicht eines Aktors bei 55,8g. Wie in Abbildung 2.27 zu sehen, ist der Aktor so gestaltet, dass relativ zur Drehachse außen größere Falten als innen realisiert sind. Deshalb beschreibt der Aktor auch ohne Fixierung im Gelenk eine bogenförmige Gestalt. Die Herstellung der asymmetrischen Geometrie verlangt eine Modifikation des Werkzeugs für die innere Aktorschale. Die großen Durchmesserunterschiede verlangen den Einsatz eines segmentierten Kerns wie in den Abbildungen 2.28a und 2.28c dargestellt. Die einzelnen Kernsegmente sind auf einem Vierkantdorn verspannt. Nach der Vulkanisation kann der Dorn gezogen und die einzelnen Kernsegmente herausgedrückt werden. So wird sichergestellt, dass die Dehnraten beim Entformen im Bereich der elastischen Dehnung des Elastomers liegen.



Abb. 2.27.: Aktor mit 36mm Durchmesser



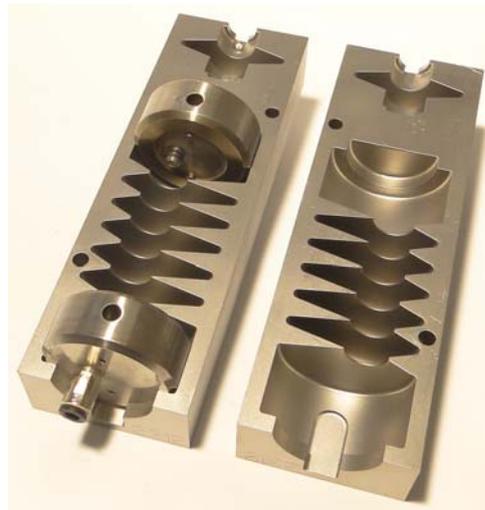
(a) Schnittansicht Prozessschritt 1



(b) Schnittansicht Prozessschritt 2



(c) Werkzeug Prozessschritt 1



(d) Werkzeug Prozessschritt 2

Abb. 2.28.: Fertigungsschritte und zugehörige Werkzeuge für den 36mm Aktor

### Flexibler Fluidaktor als modularer Einzelkammeraktor

Der modulare Charakter flexibler Fluidaktoren wird durch diese Aktorklasse unterstrichen. Die Aktoren mit einem effektiven Durchmesser von  $40\text{mm}$  bestehen aus nur einer Aktorkammer. Als Maß für den Bewegungsumfang wird deshalb nur der maximale Hub von  $19\text{mm}$  angegeben. Der maximale Betriebsdruck beträgt  $10\text{bar}$ . Das Gewicht eines Einzelkammeraktors beträgt  $7,2\text{g}$ . Einzelkammeraktoren können als universelle Hub- oder Expansionsaktoren für eine Vielzahl unterschiedlicher Kinematiken eingesetzt werden. Die Aktoren können über die universellen Anschlusssteile zu Aktorpaketen erweitert werden oder einzeln die umgebende Struktur integriert werden. Abbildung 2.28b zeigt eine Schnittzeichnung des rotationssymmetrischen Aktors. Aus Kostengründen wurde die Pressform für den  $36\text{mm}$  Aktor und den Einzelkammeraktor in einem Formeinsatz gefertigt.



Abb. 2.29.: Einzelkammeraktor

#### 2.3.4. Entwurf nachgiebiger Strukturelemente

Die Integration nachgiebiger Strukturelemente (Abbildung 2.30) in eine Antriebskinematik ergänzt deren nachgiebige Eigenschaften. Roboterstrukturen kann so unabhängig von der Wahl des Antriebskonzepts Nachgiebigkeit verliehen werden. Der neu entwickelte zweistufige Herstellungsprozess eignet sich allgemein zur Herstellung flexibler Schalenstrukturen. Durch entsprechende Konstruktion der in der Schale integrierten Verstärkungsstrukturen können die Eigenschaften der Hohlstrukturen eingestellt werden. Im Gegensatz zu Aktoren soll hier keine Bewegung erzeugt werden. Lediglich die Steifigkeit bei gleichbleibender äußerer Gestalt soll variiert werden können.



Abb. 2.30.: Nachgiebiges Strukturelement

Die Auslegung nachgiebiger Strukturelemente erfordert zunächst die Untersuchung der auftretenden Belastungsfälle. Neben den unkritischen Belastungsarten von reinem Zug und reinem Druck stellen Biege- und Torsionsbelastungen die kritischen Belastungsfälle dar. Schalenstrukturen eignen sich für die Aufnahme beider Belastungen besonders gut, da sowohl für Biegung als auch für Torsion die auftretenden Randspannungen am größten sind. Nun haben Schalen die grundlegende Eigenschaft, Zugkräfte im ebenen Spannungszustand gut aufnehmen zu können. Die Aufnahme nennenswerter Druckkräfte ist hingegen nicht möglich. Die Aufnahme von Druckkräften wird durch die Vorspannung der Schale möglich. Konkret bedeutet das, dass die Kavität der Strukturelemente mit Innendruck beaufschlagt wird. Dieser Innendruck erzeugt Zugspannungen in der Schale. Wird die Schale nun durch äußere Kräfte auf Druck belastet, werden diese Zugspannungen abgebaut und solange die Zugspannungen größer als die Druck-

spannungen sind, tritt kein kritischer Belastungsfall auf. Übersteigen die Druckspannungen die aufgeprägten Zugspannungen kommt es zu instabilen Zuständen und die Struktur versagt durch Knicken. Das bedeutet im Anwendungsfall instabiles Ausweichen oder Abknicken des Roboterarms. Durch entsprechende Anpassung des Innendrucks kann so die Nachgiebigkeit eines Roboterarms eingestellt werden. Bei der Konstruktion des Schalenaufbaus aufblasbarer Strukturelemente müssen die auftretenden Hauptspannungsrichtungen für Biegung und Torsion berücksichtigt werden. Desweiteren muss sichergestellt werden, dass bei Veränderung des Innendrucks die äussere Gestalt des Strukturelements unverändert bleibt. Zur Veranschaulichung sind in Abbildung 2.31 die angreifenden Kräfte dargestellt. Den anliegenden äußeren Biegemomenten  $M_b$  und Torsionsmomenten  $M_t$  wirkt der Innendruck  $P_i$  entgegen.

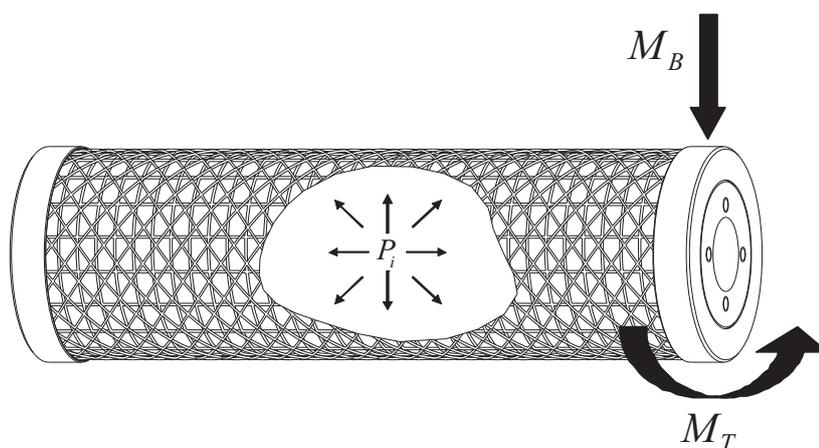


Abb. 2.31.: Lastfälle an nachgiebigen Strukturelementen

### Belastungsfall Biegung

Zur Aufnahme der durch Biegung aufgeprägten Hauptzugspannungen sind Verstärkungsstrukturen in axialer Richtung entlang der Schale notwendig. Realisiert wird die axiale Verstärkungsstruktur durch die Kettfäden eines Geflechtschlauchs aus Polyamid. Es ergibt sich eine Verstärkungsstruktur wie in Abbildung 2.32 gezeigt. Die für den Belastungsfall Biegung relevanten Kettfäden sind rot hervorgehoben.

### Belastungsfall Torsion

Die Aufnahme der Torsionsspannungen erfolgt durch eine doppelhelixförmige Verstärkungsstruktur entlang der Hauptspannungsrichtungen für Torsion. Zur technischen Umsetzung wird der Gewebeslauch durch einen Geflechtschlauch aus Aramidfäden ergänzt. So ergeben sich gegensinnig verlaufende Zugverstärkungen zur Aufnahme drehrichtungsunabhängiger Torsionsbelastungen. Die Verstärkungsstruktur durch den Geflechtschlauch ist in Abbildung 2.33 veranschaulicht.

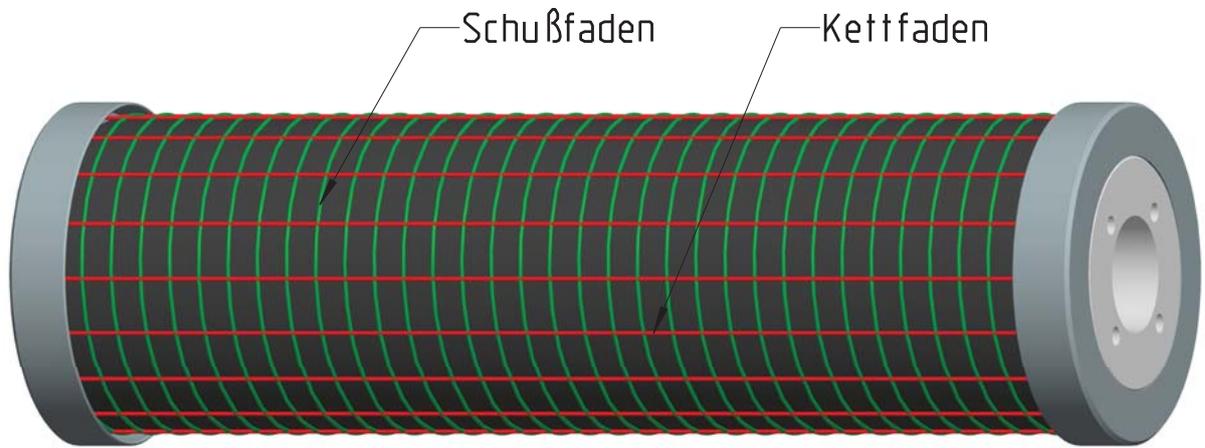


Abb. 2.32.: Nachgiebiges Strukturelement mit Gewebeschlauch

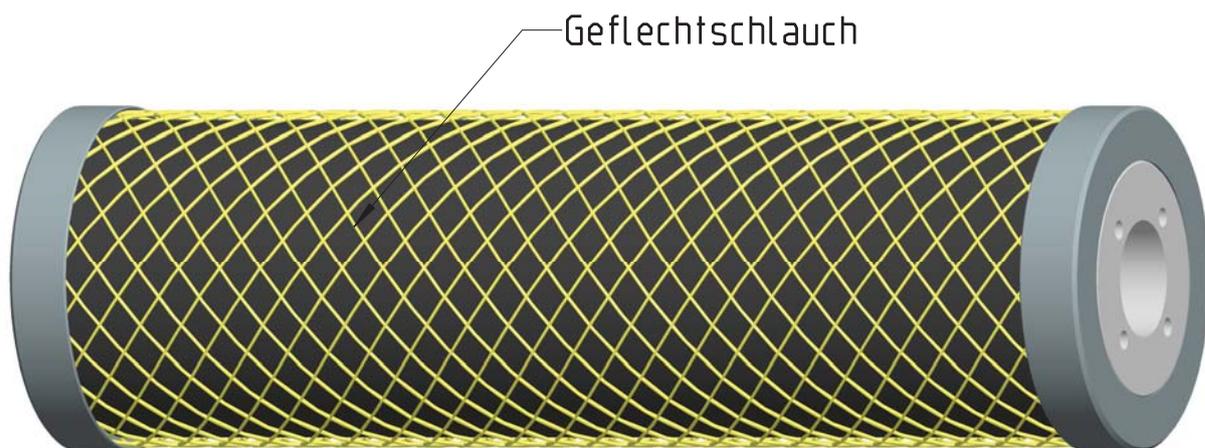


Abb. 2.33.: Nachgiebiges Strukturelement mit Geflechschlauch

## Belastungsfall Innendruck

Um die Formstabilität des Strukturelements zu garantieren, sind radial verlaufende Zugverstärkungen nötig. Die Realisierung einer solchen Verstärkungsstruktur erfolgt durch die mit geringer Steigung verlaufenden Schussfäden des Gewebeschlauchs. Die Schussfäden sind in Abbildung 2.32 grün hervorgehoben.

## System- und Sensorintegration

Die Integration nachgiebiger Strukturelemente bietet die Möglichkeit, durch die innendruckabhängige Steifigkeit, Roboter mit regelbarer Steifigkeit zu bauen, was die Integration einer Drucksensorik im Strukturelement nötig macht. Die Druckmessung direkt im Strukturelement ist nötig, um die Verzögerung bei Druckänderungen durch Schläuche und Leitungen möglichst gering zu halten. Die Anschlusssteile der nachgiebigen Strukturelemente bieten die Möglichkeit, durch einmaliges Befüllen einen konstanten, an die jeweilige Anwendung angepassten, Innendruck einzustellen. Außerdem besteht die Möglichkeit einen Sensoradapter zu integrieren. Abbildung 2.34 veranschaulicht die Integration des Drucksensors. Es kommt hier auch der Drucksensor MS5803-14BA zum Einsatz [263]. Der Sensoradapter ermöglicht weiterhin die Nutzung des Vierlochflanschs für den Einbau in beliebige Roboterstrukturen und übernimmt auch die Medienversorgung des Strukturelements. Die Integration der Plug-In Ventile, wie in Abbildung 6.11 vorgestellt, in die Strukturelemente wurde im Rahmen dieser Arbeit nicht verwirklicht, ist aber ohne viel Aufwand möglich.

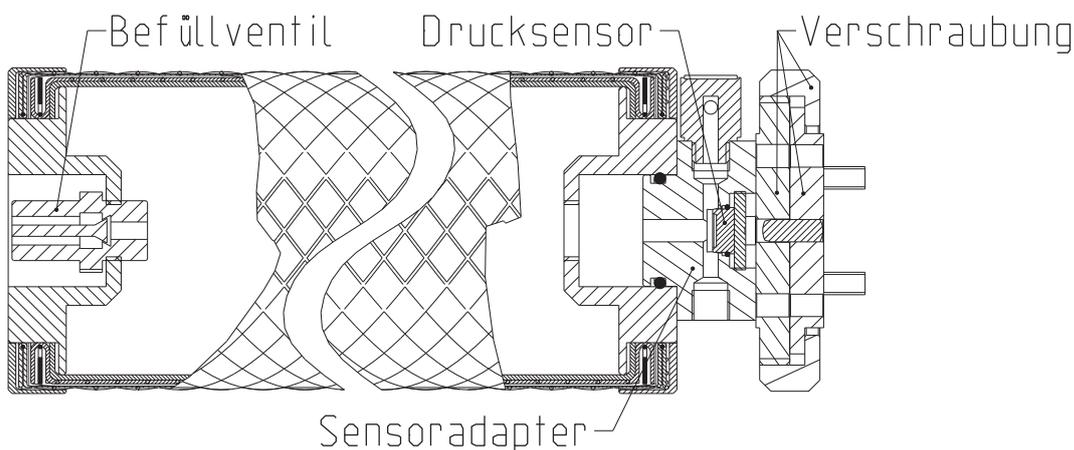


Abb. 2.34.: Schnittansichten der Sensorintegration und Medienversorgung bei nachgiebigen Strukturelementen

Das Kapitel 2 beschreibt die systematische Entwicklung eines neuen Prozesses und neuer Materialien zur Herstellung flexibler Fluidaktoren und nachgiebiger Strukturelemente. Im Einzelnen wurden folgende neue Ergebnisse vorgestellt:

- Definition der grundlegenden Anforderungen an die strukturellen Eigenschaften flexibler Fluidaktoren und nachgiebiger Strukturelemente
- Konzeption und Ausarbeitung eines zweistufigen Herstellungsprozesses zur Herstellung druckfester Elastomerschalen für flexible Fluidaktoren und nachgiebige Strukturelemente.
- Entwicklung und Evaluierung neuer pulpfaserverstärkter Elastomercompounds zur Erhöhung der Dauerfestigkeit flexibler Fluidaktoren und nachgiebiger Strukturelemente
- Entwicklung und Fertigung einer neuen Aktorbaureihe flexibler Fluidaktoren und eines nachgiebigen Strukturelements



Abb. 2.35.: Übersichtsansicht; Aktorbaureihe und Strukturelement

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass der neue universelle Herstellungsprozess, sowohl die Herstellung flexibler Fluidaktoren als auch nachgiebiger Strukturelemente, auf einfache und skalierbare Weise umgesetzt. Abbildung 2.35 zeigt eine Übersicht der neuen Aktorbaureihe mit einem nachgiebigen Strukturelement. Die Aktorbaureihe bietet Antriebslösungen für unterschiedliche Anforderungen bezüglich Bewegungsumfang und Antriebsleistung. Die Dimensionierung der Baureihe ergibt sich zunächst aus rein geometrischen Überlegungen. Die Entwicklung eines neuen Auslegungs- und Dimensionierungswerkzeugs zur Entwicklung maßgeschneiderter flexibler fluidischer Antriebslösungen ist Gegenstand des nachfolgenden Kapitels. Das Ziel ist die Berechnung der Kraft-Weg Kennlinien flexibler Fluidaktoren in Abhängigkeit von Geometrie und Einbausituation.



### 3. Strukturmechanische Betrachtungen und Entwicklung eines Auslegungswerkzeugs für Entwurf und Evaluierung flexibler Fluidaktoren

Die Entwicklung und Dimensionierung flexibler Fluidaktoren im Speziellen und dünnwandiger, druckfester und flexibler Hohlstrukturen im Allgemeinen ist eine große Herausforderung. Thema des Kapitels ist die Entwicklung eines Auslegungs- und Dimensionierungswerkzeugs für solche Strukturen. Das Werkzeug soll es ermöglichen, das strukturmechanische Verhalten flexibler Hohlstrukturen als fluidmechanische Antriebe abzubilden. Die experimentelle Untersuchung des Verhaltens ist sehr aufwändig und auch nur schwer übertragbar auf andere Geometrien. Bei der Beschreibung des Strukturverhaltens müssen geometrische sowie werkstoff- und strukturbedingte Nichtlinearitäten berücksichtigt werden. Deshalb ist eine rein analytische Beschreibung schwierig. Numerische Lösungsmethoden bieten hier die Möglichkeit, die Anisotropien und Nichtlinearitäten wirklichkeitsnah abzubilden. Als Referenzbauteil für die Modellierung wird der 18mm Aktor aus Abschnitt 2.3.3 gewählt. Zur Modellierung und Lösung des Problems kommt das Softwarepaket ANSYS<sup>®</sup> zum Einsatz. Das Programm bietet die Möglichkeiten, mehrschalige Verbundwerkstoffe mit nichtlinearen und hyperelastischen Werkstoffigenschaften zu modellieren. Unabhängig von den Möglichkeiten des Programms ist der Weg weit bis ein funktionierendes und realitätsnahes Modell vorliegt. Zum Verständnis werden zunächst die Grundlagen der Finite-Elemente-Methode kurz angesprochen. Dann werden die materialspezifischen Verformungsgrößen eingeführt. Dem folgt die Generierung der Modelle sowie die Diskussion der Ergebnisse im Vergleich mit den experimentell ermittelten Daten.

#### 3.1. Grundlagen zum Verständnis dünnwandiger Hohlstrukturen

Der Spannungszustand eines beliebigen Punktes einer belasteten Struktur lässt sich durch seinen Spannungstensor beschreiben. Im dreidimensionalen Belastungsfall hat der Spannungstensor die Form [136]

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix} \quad [3.1]$$

mit  $\sigma_x, \sigma_y$  und  $\sigma_z$  als den Normalspannungen und  $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}, \tau_{yx}, \tau_{zx}$  und  $\tau_{zy}$  als den korrespondierenden Schubspannungen.

Dünnwandige Hohlstrukturen, die durch Innendruck belastet werden, sind typische Lastbeispiele für einen ebenen Spannungszustand. Die Wandstärke  $t$  ist relativ zum Durchmesser  $r$  klein ( $t \ll r$ ). Deshalb treten nur vernachlässigbare Spannungen in  $z$ -Richtung auf. Der Spannungstensor reduziert sich auf die Form

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{yx} & \sigma_y \end{pmatrix}. \quad [3.2]$$

Für einfache Geometrien wie Hohlzylinder kann angenommen werden, dass überall in der Schale der gleiche Spannungszustand vorliegt, da überall der gleiche Innendruck wirkt. Ein solcher Fall wird als homogener Spannungszustand beschrieben. Komplizierte Geometrien wie flexible Fluidaktoren lassen eine derartige Vereinfachung nicht zu.

## 3.2. Grundlagen zum Verständnis nichtlinearer Analysen

Wie in Abschnitt 3.1 dargestellt, kann das Strukturverhalten flexibler Fluidaktoren nur schwer mit einfachen analytischen Methoden beschrieben werden. Der Grund dafür ist das stark nicht-lineare Verhalten elastomerer Materialien. Elastomere können prinzipiell als hochkomprimierte Gase betrachtet werden. Wie in Abbildung 2.4 deutlich zu sehen ist, zeichnen sich Elastomere durch weiches, hochelastisches und hochdehnbares Verhalten aus. Meist treten aber bei Elastomerbauteilen nicht nur werkstoffliche Nichtlinearitäten auf. Die vorkommenden Nichtlinearitäten lassen sich in drei Gruppen gliedern und werden im Folgenden kurz erläutert. Eine detaillierte Beschreibung der Problematik erfolgt in den Arbeiten von Mooney und Rivlin,<sup>1</sup> Verfasser und Entwickler des nach ihnen benannten hyperelastischen Materialmodells [5, 6, 272, 329–336].

### 3.2.1. Strukturbedingte Nichtlinearitäten

Neben strukturellen Instabilitäten wie sie bei Seilen oder Membranen auftreten gehören Kontaktphänomene zu den am häufigsten auftretenden strukturellen Nichtlinearitäten. Das bedeutet, dass die Spannungen und/oder Verformungen in der zu untersuchenden Struktur vom jeweiligen Verformungszustand stark abhängig sind. Im Falle flexibler Fluidaktoren kommt es zum Beispiel bei steigendem Innendruck zu Kontakt zwischen den einzelnen Falten. Im Moment des Kontakts verändert sich der Spannungszustand im Material. Die Spannungen und Verformungen sind also nicht mehr nur von der äußeren Belastung abhängig sondern auch von der jeweiligen Kontaktsituation.

---

<sup>1</sup>Melvin Mooney - (1893 - 1968) amerikanischer Physiker und Rheologe. Ronald Samuel Rivlin - (1915 - 2005) britisch-amerikanischer Physiker, Mathematiker und Rheologe.

### 3.2.2. Geometrische Nichtlinearitäten

Treten große Verformungen auf, so wird von nichtlinearen Kinematiken oder geometrischen Nichtlinearitäten gesprochen. Ein Beispiel hierfür ist ein Biegebalken, der so große Verschiebungen erfährt, bis seine neutrale Biegelinie verformt wird. Große Verformungen werden durch den *Cauchy-Greenschen Verzerrungstensor* beschrieben. Eine Darstellung der Zusammenhänge für geometrische Nichtlinearitäten ist in [161] gegeben.

### 3.2.3. Werkstoffliche Nichtlinearitäten

Werkstoffe mit nichtlinearen Spannungs-Dehnungsbeziehungen unterscheiden sich in ihrem Materialverhalten grundlegend von linear elastischen Werkstoffen wie zum Beispiel Stählen. Das nichtlineare Materialverhalten von Elastomeren wird auch als Hyperelastizität bezeichnet. Hyperelastische oder gummielastische Materialien zeichnen sich durch entropieelastisches Materialverhalten aus [391]. Elastomere sind oberhalb ihrer Glasübergangstemperatur  $T_g$  im entropieelastischen Zustand. Typische Werte von  $T_g$  liegen im Bereich von  $-30^\circ\text{C}$  bis  $-110^\circ\text{C}$  [340]. Die weitmaschig vernetzten Molekülketten von Elastomeren haben oberhalb von  $T_g$  eine hohe Beweglichkeit. Im unbelasteten Zustand sind die Molekülketten in statistisch verteilten Knäueln angeordnet. Werden die Molekülknäuel durch eine äußere Zugbelastung gedehnt, so werden die statistisch angeordneten Molekülketten entlang der Belastungsrichtung ausgerichtet. Die Unordnung, die Entropie, im Material nimmt also ab. Bei Entlastung nehmen die Molekülketten wieder ihre ursprüngliche Konfiguration ein. Unterhalb der Glasübergangstemperatur geht die Brown'sche Molekularbewegung soweit zurück, dass das Material seine elastischen Eigenschaften verliert. Das entropieelastische Verformungsverhalten von Elastomeren ist allerdings nicht ideal elastisch. Die drei auftretenden Effekte werden im Folgenden beschrieben.

1. Richtungsabhängige Spannungs-Dehnungsbeziehung: Die Spannungs-Dehnungskurven für Belastung und Entlastung liegen bei Elastomeren nicht übereinander, sondern zeigen je nach Elastomermischung eine mehr oder minder starke Hysterese. Die typische Charakteristik für Belastung und Entlastung ist in Abbildung 3.1 zu sehen. Der obere Teil der Hysterese steht für die Belastung, der untere Teil der Hysterese zeigt die Entlastungskurve.
2. Verformungsrest: Der Verformungsrest steht für den geringen Anteil bleibender Deformationen. Vor allem, wenn Alterungs- und Kristallisationseffekte zunehmen, steigt der Anteil irreversibler Verformung im Elastomer [340]. Abbildung 3.2 verdeutlicht den geringen Zugverformungsrest von Elastomeren im Vergleich zu thermoplastischen Elastomeren und reinen Thermoplasten. In Abbildung 3.1 ist der Verformungsrest durch eine leichte Verschiebung des Hystereseursprungs nach rechts zu erkennen.

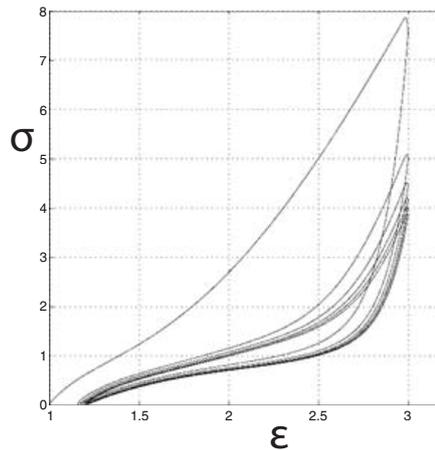


Abb. 3.1.: Spannungs-Dehnungsbeziehung, Füllstoffgehalt 60 Vol.-% Russpartikel [295]

3. Spannungserweichung: Der Effekt der Spannungserweichung bei Elastomeren wird nach ihrem Entdecker Leonard Mullins auch *Mullins-Effekt* genannt [279]. Er beschreibt den Einfluss des Füllstoffgehalts auf die Spannungs-Dehnungscharakteristik des Elastomers bei wiederkehrender Belastung. Die Hysterese ist bei erstmaliger Belastung am größten und nimmt dann mit jedem Lastzyklus weiter ab. In Abbildung 3.1 ist der Mullins Effekt für eine zyklische Verformung qualitativ dargestellt. Üblicherweise sind alle technischen Elastomere mit ca. 30 Vol.-% Russpartikeln gefüllt, was zum Einen der Festigkeitssteigerung, vorallem aber dem UV-Schutz dient [126]. Allerdings wird der Mullins-Effekt bei der folgenden Modellierung zunächst nicht berücksichtigt.

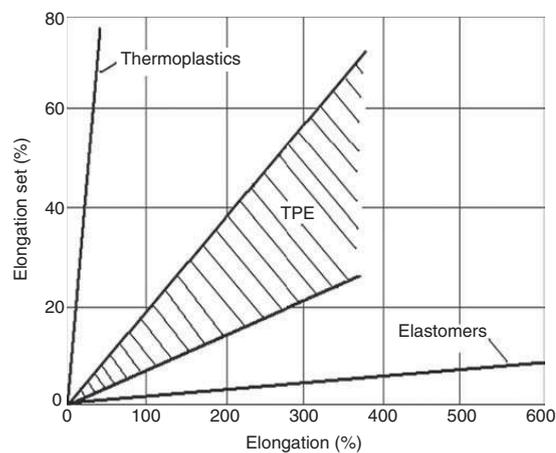


Abb. 3.2.: Zugverformungsrest für elastische Materialien [44]

Eine Übersicht über verschiedene hyperelastische Materialmodelle ist in [13, 126, 220, 256, 278] gegeben. Die Auswahl des jeweiligen Modells hängt von Dehnrage, Kompressibilität, Isotropie und den zur Verfügung stehenden Materialkennwerten ab [220]. Die meisten Modelle, die in FEM-Programme integriert sind, nutzen das elastische Potential zur Beschreibung eines

Werkstoffs. Das, auch als volumenspezifische Formänderungsenergie  $W$ , bekannte elastische Potential erlaubt die Entwicklung idealisierter, hyperelastischer Materialmodelle. Allgemein ist die Formänderungsenergie  $W$  eine Funktion der drei Invarianten  $I_1, I_2, I_3$  des Greenschen Deformationstensors  $\mathbf{C}$  mit  $\lambda_i = 1 + \varepsilon_i, i = 1, 2, 3$  als den relativen Dehnungen in den Hauptrichtungen [220, 278].

$$\mathbf{C} = \begin{pmatrix} \lambda_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2^2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3^2 \end{pmatrix}. \quad [3.3]$$

Es gilt

$$W = f(I_1, I_2, I_3) \quad [3.4]$$

mit den Hauptinvarianten

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad [3.5]$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad [3.6]$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2. \quad [3.7]$$

Somit ergibt sich der Cauchy-Spannungstensor in der allgemeinen Form zu [220, 278]

$$\boldsymbol{\sigma} = 2\mathbf{C} \frac{\partial W}{\partial \mathbf{C}} - p\mathbf{I}. \quad [3.8]$$

Mit der Annahme der Inkompressibilität wird  $I_3 = 1$  und der Tensor  $\boldsymbol{\sigma}$  kann folgendermaßen beschrieben werden:

$$\boldsymbol{\sigma} = 2 \left( \frac{\partial W}{\partial I_1} + I_1 \frac{\partial W}{\partial I_2} \right) \mathbf{C} - 2 \frac{\partial W}{\partial I_2} \mathbf{B}^2 - p\mathbf{I} \quad [3.9]$$

Hier steht  $p$  für einen beliebigen skalaren Parameter und  $\mathbf{I}$  für den Identitätstensor.

Die unterschiedlichen Materialmodelle unterscheiden sich nun in der Bestimmung der Formänderungsenergie  $W$ . Zwei Modelle sollen kurz näher beleuchtet werden, da sie auch für die spätere Modellierung des flexiblen Fluidaktors von Bedeutung sind [220, 278]. Bei allen Modellen stehen die Parameter  $C_{ij}$  jeweils für die experimentell ermittelten Materialkonstanten.

### Hyperelastisches Materialmodell nach MOONEY und RIVLIN

Als eines der ersten phänomenologischen Modelle hat sich das Mooney-Rivlin Materialmodell etabliert. Die Form für die Formänderungsenergie in der Variante mit drei Termen folgt der Gleichung [220, 278]

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3). \quad [3.10]$$

Das Mooney-Rivlin Modell zeigt eine gute Übereinstimmung für relative Dehnraten bis 100%, hat aber darüberhinaus nur eine bedingte Eignung, da Verhärtungseffekte bei grossen Dehnungen nicht berücksichtigt werden können.

### Hyperelastische Materialmodell nach YEOH

Für die Bestimmung der Formänderungsenergie nach Yeoh wird nur die erste Invariante  $I_1$  des Cauchy-Greenschen Deformationstensors benötigt. Das Yeoh-<sup>2</sup> Modell wird auch als reduziertes polynomiell Modell bezeichnet und folgt der Form [220, 278]

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3. \quad [3.11]$$

Der Vorteil des Modells nach Yeoh ist die einfache Bestimmung der Materialparameter durch einen uniaxialen Zugversuch und die breite Anwendbarkeit auf verschiedene Deformationsmodi und einen großen Bereich relativer Dehnungen.

#### 3.2.4. Verbundwerkstoffe

Verbundwerkstoffe, also Werkstoffe mit starken Anisotropien, erschweren die Modellierung, da der Werkstoff nicht mehr über alle Schichten oder das gesamte Volumen als isotrop betrachtet werden kann. Die Modellierung von Verbundwerkstoffen erfolgt in der Regel mit Hilfe der Mischungsregel. Nach der Mischungsregel können die Eigenschaften des Verbundwerkstoffs in Abhängigkeit der Volumenanteile von Matrix und Verstärkungsfasern berechnet werden. Die Beschreibung der Grenzflächeneffekte sowie der Anisotropien werden hier nicht berücksichtigt. Die einzelnen Verstärkungsschichten des Aktors werden über ein mehrschichtiges Schalenmodell modelliert. Die vorkommenden Verstärkungsschichten werden jeweils für sich als quasiisotrop angenommen.

### 3.3. Analytische und numerische Modelle für flexible Hohlstrukturen

In der Literatur gibt es einige Beispiele, die sich mit der analytischen und numerischen Modellierung ähnlicher flexibler Hohlstrukturen beschäftigen.

---

<sup>2</sup>Dr. Oon Hock Yeoh Ingenieur und Wissenschaftler der Firma Freudenberg-NOK, USA

Die analytischen Modelle betrachten jeweils unterschiedliche Faltengeometrien. Eine umfangreiche Übersicht für analytische Ansätze ist in [413] zusammengefasst. Die vorgestellten Ansätze erlauben die Beschreibung der Verformungen  $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$  in Abhängigkeit der Belastungen  $F_1, F_2, M_3$  (Abbildung 3.3), sowie den Zusammenhang zwischen Innendruck  $p$  und Axialkraft  $F_1$ . Alle Ansätze führen, unabhängig von der angewandten Theorie, einen reduzierten E-Modul  $E'$  ein. Der reduzierte E-Modul erlaubt die Betrachtung des Faltenbalgs als geraden Schlauch mit äquivalentem mittleren Durchmesser, Länge und Wandstärke. Die geringere Steifigkeit einer Faltenbalgstruktur gegenüber einer geraden Schlauchstruktur drückt sich also im reduzierten E-Modul  $E'$  aus. Nach der elementaren Balkentheorie ergibt sich für die Verformung [413]

$$\Delta_1 = \frac{2nb}{\pi R t E'} F_1 \quad [3.12]$$

mit der Wellenlänge  $n = 4b$ . Bei Biege- und Torsionsbelastungen gilt analog nach der elementaren Balkentheorie  $E'I = E'\pi R^3 t$ . Die Bestimmung von  $E'$  kann auf Basis verschiedener strukturmechanischer Theorien wie Balkentheorie, Plattentheorie oder Schalentheorie erfolgen [413].

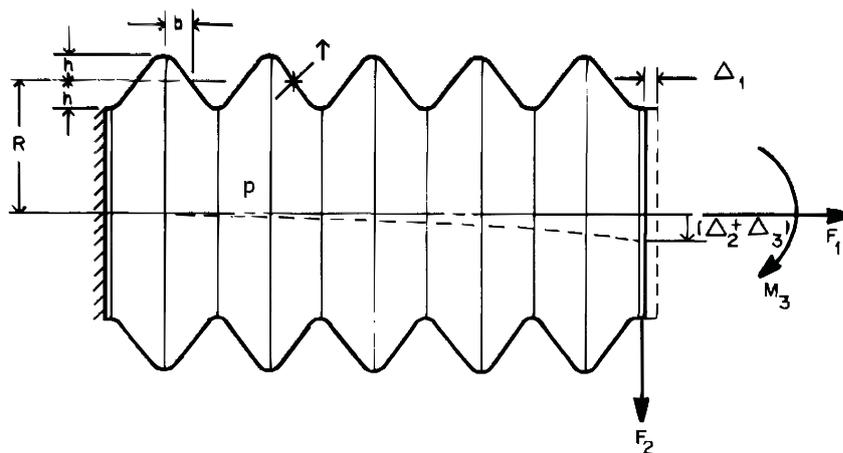


Abb. 3.3.: Faltenbalggeometrie nach Wilson [413], mittlerer Radius  $R$ , Wellenlänge  $4b$ , Faltenhöhe  $2h$ , Wandstärke  $t$

Vor allem die analytischen Ansätze in [413] für innendruckbeaufschlagte Faltenbälge sind eine sehr interessante Grundlage. Allerdings wird „nur“ die entstehende reine Axialkraft  $F_1$  in Abhängigkeit des Innendrucks  $P$  bestimmt. Der Zusammenhang zwischen Axialkraft und Längenänderung wird nicht berücksichtigt. Es ergibt sich für die Axialkraft [413]

$$F_1 \approx \pi R^2 p. \quad [3.13]$$

Die späteren Arbeiten von Wilson [414, 416] haben eine deutliche Ausrichtung auf die Assistenz- und Servicerobotik, was einmal mehr das Potential der Technologie verdeutlicht.

### 3. Strukturmechanische Betrachtungen und Entwicklung eines Auslegungswerkzeugs für Entwurf und Evaluierung flexibler Fluidaktoren

Weitere Ansätze zur analytischen Beschreibung nach der Balkentheorie sind in [430] dargestellt.

Die Berechnung des Antriebsmoments beim Einsatz als Rotationsantrieb ist analytisch nur sehr eingeschränkt möglich. Modelle, die die Verzerrung in der Struktur berücksichtigen, sind numerisch besser zu lösen. Es gibt einige numerische Strukturmodelle für flexible Hohlstrukturen mit variablem Innendruck in der Literatur, die im Folgenden einzeln vorgestellt werden. Die entstehenden Kräfte bei der Verformung elastischer Hohlstrukturen sind für die Anwendung entscheidend. Noch wichtiger ist es aber, zunächst die Verformungen zu bestimmen, um Aussagen über den Bewegungsbereich einer verformten Struktur machen zu können. Die meisten mit FEM-Werkzeugen durchgeführten Analysen konzentrieren sich deshalb auf die Modellierung des Verformungsverhaltens. Materialspannungen stehen meist nicht im unmittelbaren Fokus. Es gibt eine Reihe von Arbeiten, die sich mit der Modellierung ein- oder mehrlumiger elastischer Biegeaktoren beschäftigen. Suzumori et al. [382] untersuchen in ihrer Arbeit den Einfluss verschiedener Querschnittsgeometrien auf das Verformungsverhalten (Abbildung 3.4a). Der Schlauch ist aus einem Silikonkautschuk gefertigt, der radial durch einen Nylonfaden verstärkt wird. Im FEM-Modell wird der Silikonkautschuk mit Hexaederelementen modelliert und der Nylonfaden mit Linienelementen. Das hyperelastische Materialverhalten wird durch ein Mooney-Rivlin Modell 3. Ordnung abgebildet. Die Materialeigenschaften des Nylonfadens werden als linear elastisch angenommen. Die Durchführung der nichtlinearen Analyse ermöglicht die Beschreibung des Biegeverhalten in Abhängigkeit der Querschnittsgeometrien wie sie in Abbildung 3.4b zu sehen sind.

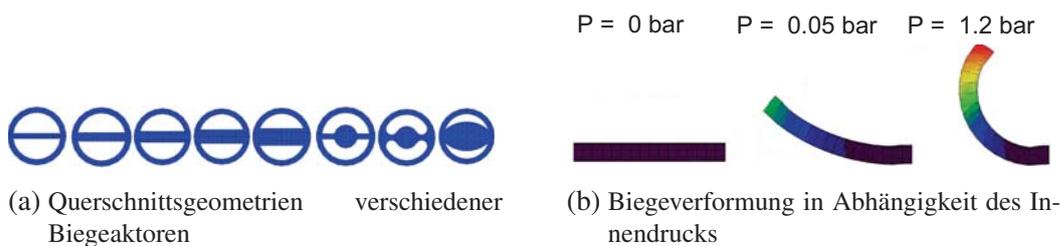


Abb. 3.4.: FEM-Modelle für flexible fluidische Biegeaktoren nach [380]

Antriebe mit sehr ähnlichem strukturellem Aufbau werden in [92] vorgestellt. Allerdings kommen hier metallische Stabilisierungselemente zum Einsatz. Sowohl die Metallteile als auch die Elastomerteile werden in ANSYS<sup>®</sup> als linear elastisch modelliert, was eine starke Abstrahierung der tatsächlichen Materialeigenschaften bedeutet. Eine umfangreiche Arbeit zum Thema elastische Hohlstrukturen ist in [43] gegeben. Die Modellierung hyperelastischer, isotroper Strukturen steht im Vordergrund. Böhm nennt solche Gelenke in seiner Arbeit „*Gelenkelemente mit verteilter Nachgiebigkeit*“. Neben den statischen Eigenschaften werden auch die dynamischen Eigenschaften der unterschiedlichen Gelenkstrukturen untersucht. Zum Einsatz kommt

ANSYS® unter Nutzung von Mooney-Rivlin Materialmodellen.

Weitere Aktoren, basierend auf dem Prinzip struktureller Anisotropien, werden in [162, 163] vorgestellt. Die „strukturellen Zwangsbedingungen“ werden hier über verschiedene Anordnungen äußerer Verstärkungsfäden realisiert. Das Modell der FEM-Analyse wird nicht weiter spezifiziert, jedoch werden die elastische Schale sowie die Verstärkungsfäden aus unterschiedlichen Elementtypen aufgebaut.

Ein schönes Beispiel für den Einsatz nichtlinearer FEM-Analysen wird in den Arbeiten [245, 265, 310] vorgestellt. Die Anwendung wird hier im Raumfahrtbereich gesehen. Die Dimensionen der einzelnen Komponenten liegen teilweise im Submillimeterbereich. Interessant ist die Kombination eines flexiblen Fluidaktors mit einem Festkörpergelenk. Die Kombination flexibler Fluidaktor und Festkörpergelenk wird im späteren Verlauf der vorliegenden Arbeit noch diskutiert. Der Aufbau, wie er in den genannten Arbeiten beschrieben wird, ist in Abbildung 3.5a zu sehen. Die Konstruktion besteht aus einer metallischen Skelettstruktur. In den Zwischenräumen der Struktur sind flexible Schläuche mit einem Durchmesser von 1 mm positioniert. Basierend auf einer nichtlinearen Analyse mit der FEM-Software MSC-MARC [278] wurden Spannungen und Bewegungsumfang verschiedener Varianten der Aktorstruktur analysiert. Wie in Abbildung 3.5b zu sehen, ergibt sich ein linearer Zusammenhang zwischen Innendruck  $P$  und Gelenkrotation.

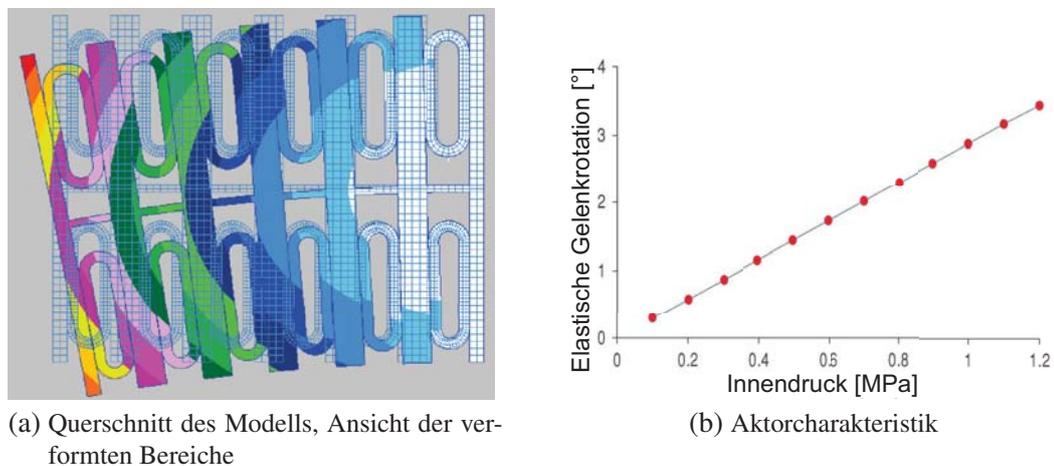


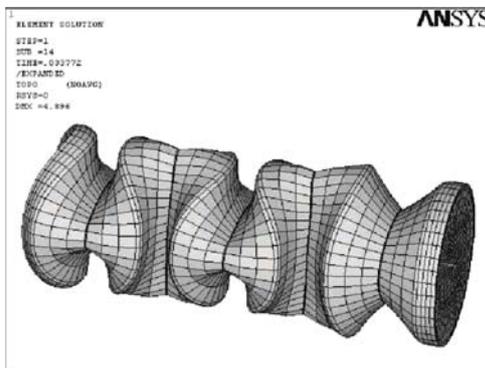
Abb. 3.5.: Aktormodellierung nach [265]

Die Arbeiten von Keskeny et al. [210] behandeln unter Anderem die Modellierung isotroper Faltenbalgstrukturen für den Betrieb mit Über- oder Unterdruck. Für die Analyse mit ANSYS® kommt ein Mooney-Rivlin Materialmodell 5.Ordnung zum Einsatz, welches einen Silikonkautschuk mit einer Härte Shore A<sup>3</sup> von 40 abbildet. Interessant an der vorgestellten Analyse ist

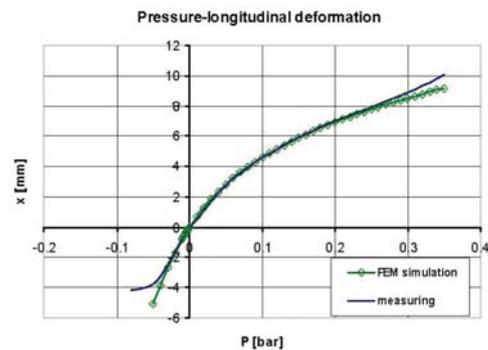
<sup>3</sup>**Shore-Härte** - der 1915 vom US-Amerikaner Albert Shore entwickelte Werkstoffkennwert für Elastomere und Kunststoffe (DIN 53505 und DIN 7868)

### 3. Strukturmechanische Betrachtungen und Entwicklung eines Auslegungswerkzeugs für Entwurf und Evaluierung flexibler Fluidaktoren

die erfolgreiche Simulation des instabilen Verhaltens beim Betrieb mit Unterdruck (Abbildung 3.6a). Die Gegenüberstellung der Längung  $x$  des Aktors in Abhängigkeit vom Innendruck  $P$  ist in Abbildung 3.6b zu sehen. Die Werte von Versuch und Simulation zeigen eine gute Übereinstimmung, allerdings werden abermals die niedrigen maximalen Betriebsdrücke deutlich.



(a) Modell für instabiles Kollabieren bei Unterdruck



(b) Aktorcharakteristik bei Betrieb mit Überdruck

Abb. 3.6.: Aktormodellierung nach [210]

Über die hier vorgestellten Arbeiten hinaus gibt es bezüglich der Modellierung weitere Analogien mit anderen Anwendungsfeldern. Ein großer Industriezweig, der sich mit der Modellierung hyperelastischer Strukturen beschäftigt, ist die Reifenindustrie [269, 270]. Der Schwerpunkt liegt hier auf der Simulation der entstehenden Spannungen und vor allem der entstehenden Flächenpressungen.

Ein sehr interessanter Zweig ist auch die Schlauchherstellung und/oder die Schwingungskopplung von Schlauch- und Rohrleitungssystemen [225, 226, 292, 433]. Besonders die Einbringung der Verstärkungsfasern entlang der geodätischen Linien in der mehrfach gekrümmten Schale, verdienen hier besondere Beachtung (Abbildung 3.7a und 3.7b).

### 3.4. Aufbau des neuen FEM-Modells

Der Aufbau des FEM-Modells soll zunächst kurz am allgemeinen Ablauf der Modellierung erläutert werden. Dann werden wichtige fallspezifische Einstellungen und Besonderheiten vorgestellt. Die Beschreibung des eigentlichen Modells folgt und das Kapitel schließt mit vergleichenden Betrachtungen des Modells mit den experimentellen Ergebnissen.

Die stark nichtlinearen Eigenschaften flexibler Fluidaktoren und der besondere werkstoffliche und kinematische Aufbau machen die Modellierung zu einer nicht trivialen Aufgabe. Die Arbeit von Andres [20] war hier ein wichtiger Beitrag und verdient besondere Erwähnung.

Während analytische Modelle den wahren Zustand eines Systems wiedergeben, verlangen

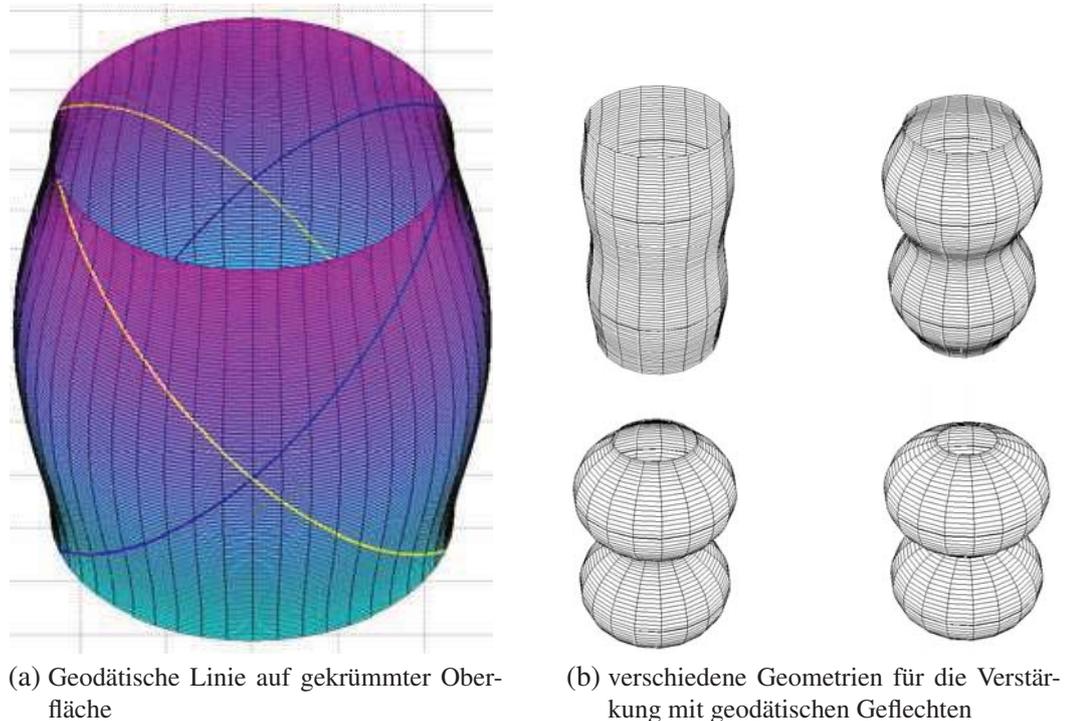


Abb. 3.7.: Modellierung flexibler Leitungscomponenten nach [225, 292]

numerische Lösungsmethoden Idealisierungen, die die Beschreibung der Aufgabenstellung mittels Differentialgleichungen ermöglichen. Genau darin liegt aber auch die Universalität der Methode, wohingegen analytische Lösungen fast immer für genau ein Problem gelten. Hier werden strukturmechanische Probleme behandelt, deshalb wird der Aufbau in der Sprache der Strukturmechanik erläutert.

Ein Strukturbauteil kann zunächst als Kontinuum beschrieben werden. Die FEM vereinfacht das Kontinuum auf ein System endlich (finiter) vieler Teilbereiche (Elemente). Die Elemente werden durch Schlüsselpunkte, die sogenannten Knoten begrenzt. Jedem Knoten sind Ansatzfunktionen zugeordnet, sodass bei strukturmechanischen Problemen das Verhalten als die Verzerrungen an diesen Punkten bestimmt werden kann. Über Näherungsfunktionen wird dann das Verhalten über die komplette Struktur interpoliert.

Die Entwicklung und Interpretation des Modells ist die ingenieurstechnische Herausforderung. Grundsätzlich erfolgt jede FEM-Berechnung in drei aufeinanderfolgenden Phasen [21]:

1. Preprocessing
2. Solution
3. Postprocessing.

Die Modellierung des Referenzaktors ist über viele Modellschritte bis zum schlussendlichen Modellaufbau gereift. Hier wird nur das fertige Modell und aller zum Verständnis nötigen Teilelemente vorgestellt. Es wird mit der Beschreibung des strukturmechanischen Problems ausgehend vom realen Modell begonnen. Dann wird schrittweise der Modellaufbau nachvollzogen. In jedem Modellierungsschritt werden die zugehörigen Erläuterungen und Hintergrundinformationen gegeben.

### 3.4.1. Generierung des Modells

Die Phase des Preprocessing lässt sich grob in vier Schritte teilen:

1. Modellierung der Geometrie
2. Zuweisung der Materialeigenschaften
3. Elementformulierung
4. Vernetzung/Diskretisierung.

#### Modellierung der Geometrie

Die Modellierung der Geometrie kann prinzipiell auf zwei Weisen erfolgen. Intern, durch direkte Definition der Knotenkoordinaten oder durch Kombination geometrischer Größen und Grundkörper. Die zweite Möglichkeit besteht im Import digitaler Modelle aus Computer Aided Design (CAD)-Systemen.

Die erste Möglichkeit ist deutlich aufwändiger, besonders bei komplexen Geometrien, garantiert aber die volle Kontrolle über die Modellgeometrie. Der Import der Geometrie aus einem CAD-Programm ist mit einigen Risiken in Bezug auf die Konsistenz des Modells verbunden. Es empfiehlt sich deshalb eine Kombination aus beiden Methoden. Das Prinzip lautet: "So wenig wie möglich importieren, soviel wie möglich generieren." Das schließt natürlich das Ausnutzen vorhandener Symmetrien mit ein.

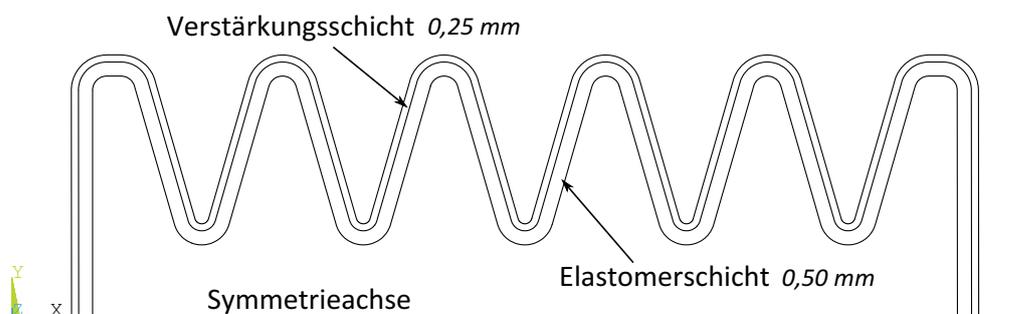


Abb. 3.8.: Konturlinien des Längsquerschnitts als Basisgeometrie/IGES-Importdaten

Bei der Modellierung des flexiblen Fluidaktors werden beide Varianten genutzt. Die etwas komplexere Querschnittsgeometrie des rotationssymmetrischen Aktors wird aus dem CAD-System (ProEngineer) im Initial Graphics Exchange Specification - Dateiformat zum Austausch digitaler Konstruktionsdaten (IGES)-Format nach ANSYS<sup>®</sup> exportiert. Wie in Abbildung 3.8 zu sehen, sind im Querschnittsmodell beide Schichten bereits angelegt. Die Generierung der dreidimensionalen Faltenbalgstruktur erfolgt durch interne Rotation der Querschnittsflächen in ANSYS<sup>®</sup> direkt. Alle anderen Strukturbauteile des Aktors und des Gelenks wie Einschnürungen, Haltebügel, Gelenke und Führungen werden mit den internen Modellierungswerkzeugen in ANSYS<sup>®</sup> generiert.

### Zuweisung der Materialeigenschaften

Bei der Zuweisung der Materialeigenschaften ist die Art der Analyse entscheidend. Bei strukturellen Analysen müssen die entsprechenden Materialgesetze, die die Spannungs-Dehnungsbeziehung des zu untersuchenden Werkstoffs charakterisieren, definiert werden (siehe Abschnitt 3.2.3). Die Materialcharakterisierung hyperelastischer Materialien verlangt entsprechend mehr Aufwand.

Im vorliegenden Modell kommen unterschiedliche Materialgesetze zum Einsatz. Alle Gelenkteile sowie Anbau- und Führungsteile werden als ideal starr modelliert. Das ist möglich, weil ihr Einfluss auf das Aktorverhalten vernachlässigbar ist.

Die Haltebügel aus Stahl werden als isotrop linear-elastisch modelliert mit einem E-Modul von  $E = 210 \text{ kN/mm}^2$  und einer Querkontraktionszahl von  $\nu = 0,32$  [112].

Die Hülle des Faltenbalgs selbst setzt sich aus mehreren Schalen zusammen, denen unterschiedliche Materialgesetze zugewiesen werden. Der mehrschichtige Schalenaufbau ist in Abbildung 3.9a-3.9c dargestellt.

Die innere Aktorschale (Abbildung 3.9a) besteht so wie die äußere Aktorschale aus einem Hochleistungselastomer (siehe Kapitel 2). Für beide Schichten müssen hyperelastische Materialmodelle definiert werden. Im Rahmen der Arbeit wurde keine Materialcharakterisierung im Sinne der Gewinnung struktureller Modelldaten durchgeführt. Es wurden Materialdaten vergleichbarer Elastomermaterialien benutzt. Alle benutzten Materialien und Materialmodelle haben eine Shore-Härte von  $Sh = 60$  und sind somit grob in ihren Eigenschaften vergleichbar.

Für die Modellierung stehen zwei YEOH Materialmodelle 3. Ordnung und ein MOONEY-RIVLIN Materialmodell zur Verfügung. Die Materialkonstanten der YEOH-Datensätze sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Das eingesetzte Materialmodell nach MOONEY-RIVLIN wird unter einer Vereinfachung

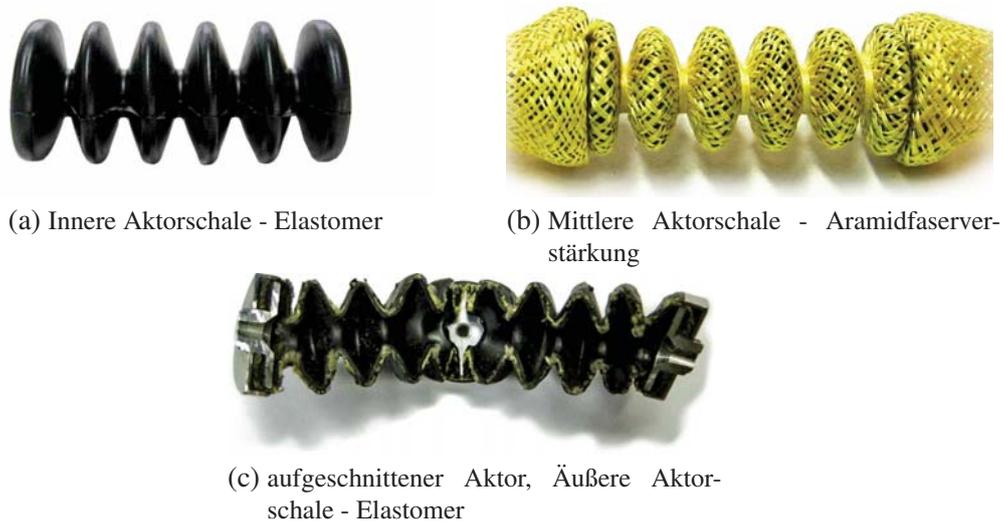


Abb. 3.9.: Dreischichtiger Schalenaufbau des flexiblen Fluidaktors

<b>Datensatz</b>	$C_{10}$	$C_{20}$	$C_{30}$
YEOH_A	0.361300328712	-0.056299679127	-0.056299679127
YEOH_B	0.477330421717	-0.148261658100	0.225732915194

Tab. 3.1.: Materialkonstanten für die YEOH-Modelle 3. Ordnung (Materialdaten aus interner Materialdatenbank, TU Ilmenau, Lehrstuhl Prof. Lena Zentner, mit freundlicher Genehmigung durch Dipl.-Ing. Stefan Griebel)

formuliert. Bei vielen hyperelastischen Materialien kann angenommen werden, dass sich der Schubmodul  $G$  bei beschränkten Verzerrungen linear verhält [126]. Mit der Annahme folgt der Zusammenhang zwischen dem Schubmodul  $G$  und den MOONEY-RIVLIN Materialkonstanten  $C_{10}, C_{01}$  zu [126]:

$$G = 2(C_{10} - C_{01}) \quad [3.14]$$

wobei

$$C_{01} = 0.2 \dots 0.25 C_{10}. \quad [3.15]$$

Für ein Elastomer mit der Shorehärte  $Sh = 60$  empfiehlt der ANSYS<sup>®</sup>-Support einen Schubmodul  $G$  von etwa  $G = 20 \text{ kN/mm}^2$ . Zur Beschreibung der Inkompressibilität rät der ANSYS<sup>®</sup>-Support zur Definition einer dritten außerordentlichen Materialkonstante  $C_3 = 0,01$ , welche im Materialgesetz nach MOONEY-RIVLIN nicht berücksichtigt wird. Trotz einigen Einschränkungen, die dieser vereinfachte Ansatz bei einigen Spannungszuständen birgt, halten ihn zahlreiche FEM-Analytiker bei Strukturberechnungen mit lokalen Verzerrungen bis zu 200% für hinreichend genau[290].

## Elementformulierung

Die Elementformulierung verlangt besondere Sorgfalt. Ein Element wird durch die Anzahl der Freiheitsgrade der einzelnen Knoten und die zu den einzelnen Freiheitsgraden gehörenden Verschiebungs- und Kraftgrößen (Knotenverschiebungs- und Knotenkraftvektor) charakterisiert. Eine Elementsteifigkeitsmatrix verknüpft den Elementverschiebungsvektor mit dem Elementkraftvektor und durch eine Vorschrift wird festgelegt, wie Elementlasten auf Knotenlasten reduziert werden. Grundsätzlich stehen Stab-, Flächen- und Volumenelemente zur Diskretisierung zur Verfügung. Die Auswahl des passenden Elementtyps ist sorgfältig in Abhängigkeit von der Analyseart, des wiederzugebenden Materialverhaltens, der Modellform und der Belastungsart sowie den angestrebten Ergebnissen und ihrer gewünschten Genauigkeit zu treffen. Hierzu bietet ANSYS<sup>®</sup> eine umfassende Elementbibliothek von über 200 Typen und einer Vielzahl von Optionen an.

Alle Elementtypen, die im Modell des flexiblen Fluidaktors zum Einsatz kommen werden nachstehend kurz vorgestellt.

### Strukturelemente

Die einfachsten Strukturelemente, die zum Einsatz kommen, sind Schalenelemente. Schalenelemente können als besondere Form zweidimensionaler Flächenelemente verstanden werden. Sie können auch Biegespannungen der Fläche beschreiben und erlauben so die Betrachtung mehrachsiger Spannungszustände.

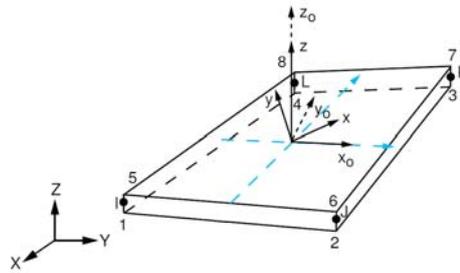


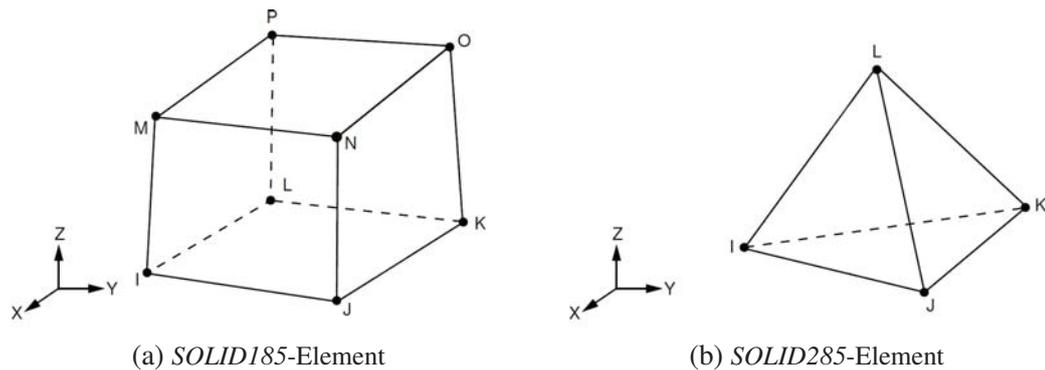
Abb. 3.10.: ANSYS®-Schalenelement *SHELL181* [21]

Das *SHELL181* [21] Element wird hier als Trägerelement für die Verstärkungsstruktur genutzt. Standardmäßig wird es in der Viereckform mit vier Knoten eingesetzt. Das Element verfügt über einen linearen Ansatz und eignet sich sowohl für große Verformungen als auch für lineare und nichtlineare Anwendungen. Jeder der vier Eckknoten verfügt über 6 Freiheitsgrade, die sich in Verschiebungen und Rotationen bezüglich der  $x$ -,  $y$ - und  $z$ -Achsen äußern (Abbildung 3.10). Mit der *MEMBRANE*-Option kann das Element auf ein 2-dimensionales Flächenelement reduziert werden, welches keine Biegespannungen berücksichtigt. Eine weitere wichtige Option besteht in der Möglichkeit, das Element in einzelne Schichten (*LAYER*) aufzuteilen. Die *LAYER*-Option ist ein wichtiges Werkzeug bei der Einbindung von *REINFORCEMENT*-Elementen, da so Verstärkungen in verschiedenen Richtungen implementiert werden können.

Für die Modellierung dreidimensionaler Strukturen werden in der Regel Volumenelemente benutzt. Volumenelemente kommen aber auch dort zum Einsatz wo die Möglichkeiten der Schalenelemente an ihre Grenzen stoßen. So erfahren Schalenelemente in den Bereichen von Punkt- und Linienlasteinleitung, Einzellagern und Einspannungen, Ausschnitten sowie Übergangsbereichen zwischen verschiedenen Schalenformen Störungen der Membranspannungen, die eine Modellierung behindern. Viele der genannten Konfliktfelder liegen auch bei der Modellierung des flexiblen Fluidaktors vor. Der Einsatz von Volumenelementen bei der Modellgenerierung der vorliegenden komplexen Aufgabe ist daher notwendig.

Die Volumenelemente, die bei der Modellierung eingesetzt werden, sind das *SOLID185*- und das *SOLID285*-Element. Das *SOLID185* mit seiner Hexaeder Grundform mit acht Eckknoten hat eine lineare Ansatzfunktion (Abbildung 3.11a). Das *SOLID185* kann als Universalelement für strukturmechanische Modelle betrachtet werden. Es eignet sich für Anwendungen mit plastischen Verformungen, Hyperelastizität, Spannungsversteifung, Kriechen sowie große Durchbiegungen und Dehnungen. Im Modell des Fluidaktors wird es zur Modellierung der Haltebügel aus Stahl genutzt.

Die Modellierung der Materialbereiche mit hyperelastischen Eigenschaften erfolgt mit dem *SOLID285*-Element (Abbildung 3.11b). Das *SOLID285* hat einige besondere Eigenschaften, die

Abb. 3.11.: ANSYS<sup>®</sup>-Volumenelemente [21]

es für solche Anwendungen prädestinieren. Die vier Eckknoten des Elements bilden eine Tetraederform. Die Besonderheit des *SOLID285*-Elements liegt im zusätzlichen Freiheitsgrad des hydrostatischen Drucks, der neben den  $x$ -,  $y$ - und  $z$ -Verschiebungen an jedem Knoten abgebildet werden kann. Bei Materialien mit inkompressiblen Verhalten beschreibt dieser zusätzliche Freiheitsgrad den Anteil der Volumenänderung. Der hydrostatische Freiheitsgrad hilft das in Abschnitt 3.4.2 beschriebene Phänomen des Volumetric-Locking zu überwinden. Bei der Verwendung des Elements ist zu beachten, dass die Berechnung nur unter dem *SPARSE SOLVER* unterstützt wird. Desweiteren muss eine ausreichende Netzfeinheit in den Bereichen großer Verformung sichergestellt sein.

### Sonderelemente

Die beschriebenen Schalen- und Volumenelemente beschreiben die Struktur des Modells. Die Beschreibung von Kontaktbereichen, Führungen und Verstärkungsschichten erfordert den Einsatz besonderer Elementtypen, die im Folgenden vorgestellt werden. Dabei handelt es sich um:

- Verstärkungselemente
- Kontaktelemente
- MPC-Elemente

Das benutzte Verstärkungselement *REINF265* kann als spezielles Strukturelement betrachtet werden. Das *REINF265* kann nicht autark eingesetzt werden, sondern braucht ein Strukturelement als Basiselement, an das es geknüpft wird. Über das Element können Verstärkungsschichten unterschiedlicher Orientierung (*layer*-Option) in das Modell integriert werden. Im Modell des flexiblen Fluidaktors sind die *REINF265*-Elemente an die *SHELL181*-Elemente gebunden. Es werden zwei Verstärkungsschichten modelliert mit je einer Verstärkungsrichtung in  $+45^\circ$  und  $-45^\circ$  zur Längsachse ( $x$ -Achse) und parallel zur Faltenbalghülle. Den Verstärkungen sind die linear-elastischen Werkstoffparameter von Aramid zugeordnet. Eine schematische Darstellung, wie die Verstärkungselemente eingebunden werden, ist in Abbildung 3.12 zu sehen.

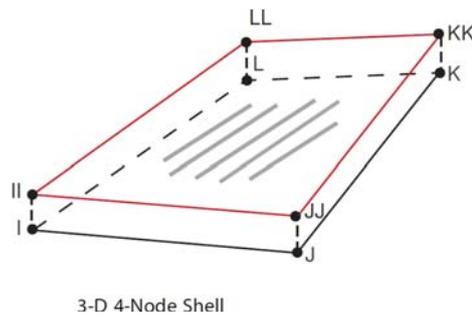


Abb. 3.12.: ANSYS®-Verstärkungselement *REINF265* [21]

Ergeben sich als Folge einer strukturmechanischen Simulation Bereiche der Struktur, die mit der Umwelt oder mit anderen Teilen der Struktur in Kontakt treten (Selbstkontakt), so müssen die Bereiche mit zusätzlichen Kontaktelementen versehen werden. Kontaktprobleme sind der häufigste Fall nichtlinearer Randbedingungen. Nichtlinear deshalb, weil sich mit voranschreitender Verformung stets die Kontaktsituation verändert. Die Ansatzfunktionen der Strukturelemente beziehen sich jedoch nur auf das mechanische Verhalten einzelner unabhängiger Körper. Bei Bauteilen, die ausschließlich mit Strukturelementen modelliert werden, ist eine Kontaktinteraktion in Form von Stoßeffekten, Grenzflächendformationen, Haftung bzw. Reibung nicht möglich. Im Falle einer Kollision durchdringen sie sich widerstandslos. Mit Hilfe der Kontaktelemente werden in der FEM, in Bereichen, wo ein potentieller Kontakt vermutet wird, die Grenzflächen an Körpern modelliert. Solange kein Kontakt auftritt, haben Kontaktelemente keinen Einfluss auf die Berechnung. Sollten jedoch die Grenzflächen eines Kontaktpaares einen vordefinierten Abstand unterschreiten, so setzt ein iterativer Gleichgewichtsalgorithmus ein [21]. Anders als die rein mathematisch-mechanische Formulierung der Strukturelemente, beinhalten Kontaktelemente zusätzlich einen Rechenalgorithmus zur Erfassung und Herstellung des Kontakts zwischen den modellierten Kontaktflächen [21]. Die rechnergestützte Beschreibung des nichtlinearen Kontaktproblems ist, da die Randbedingungen von den Lösungsvariablen selbst abhängen, äußerst komplex. Deshalb erfolgt die Lösung in einem inkrementellen Verfahren.

„Kontaktpaarungen“ können symmetrisch oder asymmetrisch definiert werden. Asymmetrisch bedeutet, dass auf einer Seite des potentiellen Kontaktufers Kontaktelemente festgelegt werden und auf der korrespondierenden Kontaktseite entsprechende Zielelemente eingefügt werden. Symmetrisch bedeutet, dass die Kontaktpaarungen doppelt definiert werden. Das heißt, auf jeder Seite des Kontakts werden sowohl Kontaktelemente als auch Zielelemente definiert. Die symmetrische Definition ist ein rechenintensiveres, konservatives Vorgehen, bei dem aber die Geometrie der Kontaktpaarung nicht berücksichtigt werden muss. Bei der Modellierung des flexiblen Fluidaktors werden das Kontaktelement *CONTA173* Abbildung 3.13 und das Zielelement *TARGE170* benutzt. Das *CONTA173*-Element ist das Kontaktelement für dreidimensionale Strukturelemente mit linearem Ansatz und passt sich den geometrischen Eigenschaften des

Strukturelements an, dem es zugeordnet ist. Das Gleiche gilt für das TARGE170-Element.

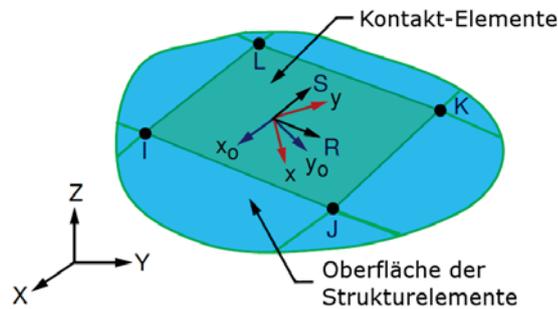


Abb. 3.13.: ANSYS®-Kontaktelement *CONT173* [21]

Ein weiteres Sonderelement wurde zur Modellierung der umgebenden Struktur benutzt. MPC-Elemente (*Multi Point Constraints*) ermöglichen die Modellierung abstrakter Randbedingungen und wurden beim vorliegenden Modell genutzt, um die Einbausituation des Aktors im Gelenk, sowie die sich daraus ergebenden Freiheitsgrade zu modellieren. MPC-Elemente bieten die Möglichkeit, die gängigsten Arten von Bindegliedern, Gelenken und Führungen als masselose und ideal starre kinematische Randbedingungen zu modellieren. So werden ausgewählte Knoten mit Zwangsbedingungen verknüpft, die ihre Freiheitsgrade in die gewünschte Abhängigkeit zueinander bringen. Für den flexiblen Fluidaktor werden *MPC184-Link/Beam*-Elemente und *MPC184-Revolute*-Elemente eingesetzt (Abbildungen 3.14a, 3.14b).

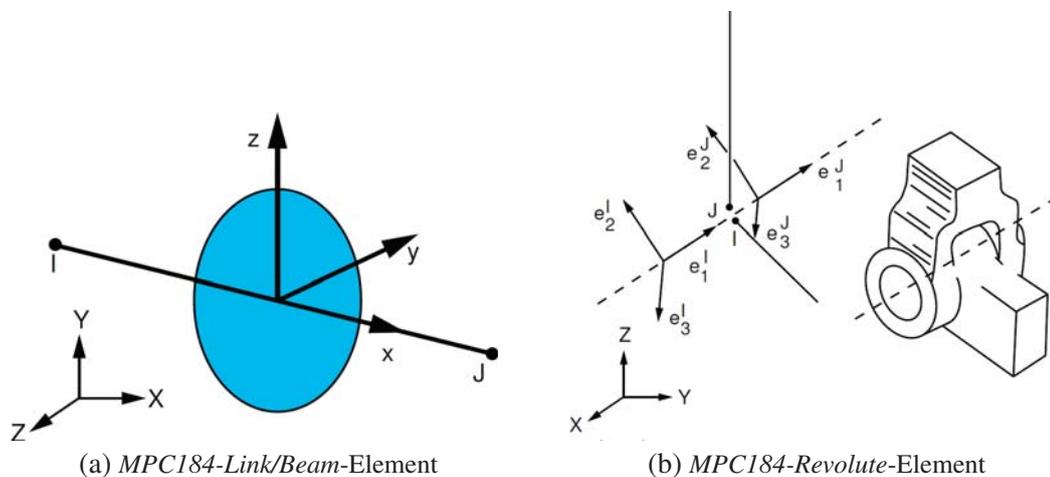


Abb. 3.14.: ANSYS®-MPC-Elemente [21]

## Vernetzung/Diskretisierung

Die Definition des Elementtyps ist eine Voraussetzung für die sich anschließende Vernetzung des Modells. Der Schritt der Vernetzung stellt die eigentliche Aufteilung der Struktur in eine finite Anzahl von Teilgebieten (Elementen) dar. Drei Informationen müssen der FEM-Software für die Vernetzung bereitgestellt werden:

1. die Aufteilung der Struktur
2. der Elementtyp, mit dem die Struktur vernetzt werden soll
3. die Materialeigenschaften, die dem entsprechenden Elementtyp aufgeprägt werden.

Die Feinheit des Netzes hängt vom Grad der Elemente (linear/ quadratisch), der Komplexität der Geometrie (Fugen, Spalte, Hinterschnitte) und den zu erwarteten kritischen Stellen (Spannungskonzentrationen, Kontaktflächen, Bereiche großer Dehnung) ab. Grundsätzlich lässt sich aber sagen, dass je feiner ein Netz gewählt wird, je mehr Elemente also zur Bauteilbeschreibung herangezogen werden, umso genauer kann ein Bauteil beschrieben werden und umso genauer werden die Ergebnisse sein. Dementsprechend höher ist selbstverständlich auch die Rechenzeit.

Die vorherigen Abschnitte haben die zur Anwendung kommenden Aspekte der Geometrieerzeugung, Werkstoffdefinition und Elementformulierung vorgestellt. Im Folgenden wird nun die schrittweise Erzeugung des Modells beschrieben.

Begonnen wird der Modellaufbau mit dem Import der Konturlinien der Querschnittsgeometrie, wie in Abbildung 3.8 zu sehen. Die Definition der Mittelachse des Aktors erfolgt über die Definition von zwei *Keypoints*. Nun wird das Gesamtvolumen der Aktorschale (schließt alle Schichten mit ein - *ASKIN*-Befehl [21]) als homogener Volumenkörper erzeugt. Dafür wird die Querschnittsfläche um die Mittelachse rotiert (*VROTAT*-Befehl). Die Rotation ist so definiert, dass achtzehn  $10^\circ$  Kuchenstücke entstehen. Im nächsten Schritt wird das homogene Gesamtvolumen der Schale des flexiblen Fluidaktors in seine Einzelschalen geteilt. Die mittlere Konturlinie aus Abbildung 3.8 wird hierzu ebenfalls um die Mittellinie rotiert (*AROTAT*-Befehl). So wird eine Trennebene erzeugt, die das Volumen in zwei Schalen unterteilt (*VS*- und *BA*-Befehl). Das besondere an der Vorgehensweise ist, dass die Knoten, die in der Trennebene liegen, gleichermaßen zu den Volumina beider Schalen gehören. Diese Vorgehensweise ist elementar wichtig für die Vernetzung mit der *Continuous Mesh* Methode und garantiert eine saubere Verbindung der Schalen und somit auch der Verformungen und Spannungsverläufe. Nach der gleichen Methode erfolgt die Abgrenzung der Volumina für die Einschnürungen im Inneren der Aktorschale. Das Modell ist bis jetzt soweit definiert, dass zwei Schalen definiert sind, die jeweils mit *SOLID285*-Elementen diskretisiert werden und denen ein hyperelastisches Materialmodell zugewiesen wird. Ebenso sind die Einschnürungen definiert, die auch mit *SOLID285*-Elementen vernetzt werden und denen die linear-elastischen Materialeigenschaften von Aramid zugeordnet sind.

Im nächsten Schritt wird die Aramidfaserverstärkung zwischen den Schalen des Faltenbalgs modelliert. Hierzu werden entlang der zuvor modellierten Trennebene Schalenelemente de-

finiert (*SHELL181*), die als Basiselemente für die Verstärkungsschicht dienen. Die Schalenelemente werden als *membrane stiffness only* und *incompressible algorithm* mit den jeweils hyperelastischen Materialmodellen definiert [21]. Das Aramidfasergeflecht selbst wird über *REINF265*-Elemente erzeugt, die über die *layer*-Option in die *SHELL181*-Elemente eingebracht werden (vergleiche Abbildung 3.18). Die *REINF265*-Elemente können in verschiedenen Orientierungen angeordnet werden und werden hier zunächst in  $\pm 45^\circ$ -Orientierung eingebracht. Ihnen wird das linear-elastische Materialverhalten von Aramid zugeordnet.

Die Vernetzungsreihenfolge sieht nun wie folgt aus:

Als erstes wird die gemeinsame Volumengrenzfläche mit dem Basiselement vernetzt (*AMESH*). Hierzu wird das *SHELL181*-Element in geeigneter Weise mit der zugehörigen *section* verknüpft. Anschließend wird, über die Auswahl der gerade erzeugten Schalenelemente und den Verweis auf die *section* der Verstärkung, das *REINF265*-Element in das Modell eingebracht (*ERINF*). Die Diskretisierung der Struktur des Faltenbalgs ist mit der darauf folgenden Vernetzung der Volumenkörper, die die Einschnürungen und die beiden Faltenbalgschichten beschreiben, abgeschlossen. Das geschieht beiderseits mit dem *SOLID285*-Element. Dabei teilen sich die vernetzten Modellkomponenten in den Grenzflächen ihre Knoten, womit sie nach der Methode des *Continuous Mesh* miteinander verbunden sind.

### 3.4.2. Randbedingungen und Berechnung

Mit der Vernetzung der Geometrie ist das Preprocessing abgeschlossen. In der sich anschließenden Solutionphase werden die Randbedingungen und der Analysetyp festgelegt. Die Definition der Randbedingungen ist in der Regel nicht problematisch, dennoch muss sie gut durchdacht sein. Zwei Arten von Randbedingungen werden dabei unterschieden.

#### Randbedingungen

*Dirichlet*<sup>4</sup>-*Randbedingungen*, auch als wesentliche, essentielle, geometrische bzw. kinematische Randbedingungen bezeichnet, sind z.B. Verschiebungen, Temperaturen, Strömungsgeschwindigkeiten oder elektrische Spannungen, die an den Rändern der zu betrachteten Struktur herrschen. Mathematisch werden Dirichlet-Randbedingung durch die Vorgabe eines Wertes der betrachteten physikalischen Grundgröße, in denen auch die Differentialgleichung formuliert ist, beschrieben.

*Neumann*<sup>5</sup>-*Randbedingungen*, auch natürliche oder statische Randbedingung bzw. Krafrandbedingungen genannt, beschreiben hingegen die Veränderungen der physikalischen Größen, al-

<sup>4</sup>Johann Peter Gustav Lejeune Dirichlet - (1805 - 1859) war ein deutscher Mathematiker, der hauptsächlich auf den Gebieten der Analysis und der Zahlentheorie arbeitete.

<sup>5</sup>Carl Gottfried Neumann - (1832 - 1925) war ein deutscher Mathematiker. Er zählt zu den Begründern der Theorie der Integralgleichungen.

so Punkt-, Strecken- oder Flächenlasten genauso wie Wärmeeinflüsse, Drücke oder elektrische Ströme. Mathematisch werden Neumann-Randbedingungen durch Vorgabe der Ableitungen der Grundgröße beschrieben. Als Ergänzung sei eine weitere Art, die sogenannte Cauchy- bzw. Robin-Randbedingungen erwähnt, die eine gewichtete Summe der beiden zuvor beschriebenen Randbedingungen definiert.

Die in der FEM modellierten Randbedingungen sind nur Vereinfachungen der oft komplexen Wechselwirkungen eines realen Systems mit seiner Umgebung. Deshalb führen unzulässige bzw. schlecht durchdachte Randbedingungen zu falschen oder zumindest fragwürdigen Ergebnissen. Die nächsten beiden Abschnitte stellen die unterschiedlichen Randbedingungen vor, die für das Modell des flexiblen Fluidaktors definiert wurden.

### Geometrische Randbedingungen

Die Definition der geometrischen Randbedingungen gliedert sich beim Modell des flexiblen Fluidaktors in drei Bereiche:

1. Definition der Wechselwirkung des Aktors mit seiner Umwelt, d.h. die Modellierung des Gelenks, in welches der Aktor eingebaut ist und somit die Festlegung der Bewegungsfreiheitsgrade
2. Definition der Kontaktflächen, von denen zu erwarten ist, dass sie in Interaktion treten.
3. Definition der Symmetriebedingungen, um Rechenaufwand zu optimieren.

Die Bewegungsfreiheitsgrade des Fluidaktors können am effektivsten abstrakt modelliert werden. Das heißt, die Struktur des Gelenks wird nicht als dreidimensionale Struktur modelliert sondern über die *MPC184*-Elemente abstrakt abgebildet.

Die linke Seite des Aktors wird als feststehend modelliert, so als ob das linke Ende am nichtbeweglichen Teil des Gelenks montiert ist. Die Knoten der violetten Flächenauswahl auf der linken Stirnseite des Faltenbalgs in Abbildung 3.15 entsprechen den fixierten Knoten im Realfall. Alle Bewegungsfreiheitsgrade der linken Knoten werden festgehalten und als Festlager verankert.

Die am beweglichen Gelenkteil fixierten Aktorflächen werden folglich auf der rechten Stirnseiten des Faltenbalgs modelliert. Die Flächenauswahl der Knoten ist analog zu Schritt Eins in violett dargestellt (Abbildung 3.15). Die Führung der rechten Knoten entlang der Bewegungsbahn, wie sie vom Gelenk vorgegeben wird, wird mit einem *MPC184*-Element in der *Link/Beam* Ausführung realisiert. Hierzu wird ein sogenannter *Master*-Knoten in der Schnittebene des Faltenbalgs erstellt. Der *Master*-Knoten hat den exakten Abstand zum rechten Faltenbalgende, wie ihn die Rotationsachse des Gelenks hat, wenn sie am entspannten und unverformten Fluidaktor montiert wird. Des Weiteren werden, analog zum linken Faltenbalgende, die Knoten einer

Außen- und Innenflächenauswahl zu *Slave*-Knoten definiert. Mit dem *MPC184*-Element wird zwischen den *Slave*- und den *Master*-Knoten eine starre Verbindung erzeugt. Dabei werden die Bewegungsfreiheitsgrade der *Slave*-Knoten den Bewegungsfreiheitsgraden des *Master*-Knoten untergeordnet, so dass jener als eine Art Handknauf dienen kann. Jegliche Verschiebung oder Drehung, die auf den *Master*-Knoten ausgeübt wird, wirkt sich auch unmittelbar auf die *Slave*-Knotenauswahl aus.

Die Definition der potentiellen Kontaktpaare erfolgt symmetrisch. Die für den Kontakt ausgewählten Knoten sind in der Flächenauswahl in Abbildung 3.15 grün hervorgehoben. Mit den *CONTA173*- und *TARGE170*-Elementen wurden also zwei, voneinander unabhängige, symmetrische Kontaktpaarungen formuliert.

Die Spiegelsymmetrie des Faltenbalgs in der Ebene senkrecht zur Drehachse des Gelenks ermöglicht die Definition geometrischer Symmetriebedingungen. Sie helfen, die Rechenzeit für das Modell zu senken. Den Querschnittsflächen in der Symmetrieebene (in Abbildung 3.15 orange unterlegt) des zur Hälfte modellierten Faltenbalgs werden entsprechende Symmetriebedingungen zugewiesen. Durch die Symmetriebedingungen werden, an den ausgewählten Knoten, bestimmte Bewegungsfreiheitsgrade gesperrt und ein Gleichgewicht der Schnittkräfte erzeugt. Das Faltenbalgmodell verlangt, dass die Verschiebung in z-Richtung sowie die Verdrehungen um die x- und y-Achse an den Knoten der Schnittfläche festgehalten werden. Erst dadurch wird das physikalische Verhalten, des zur Hälfte modellierten Fluidaktors, korrekt abgebildet.

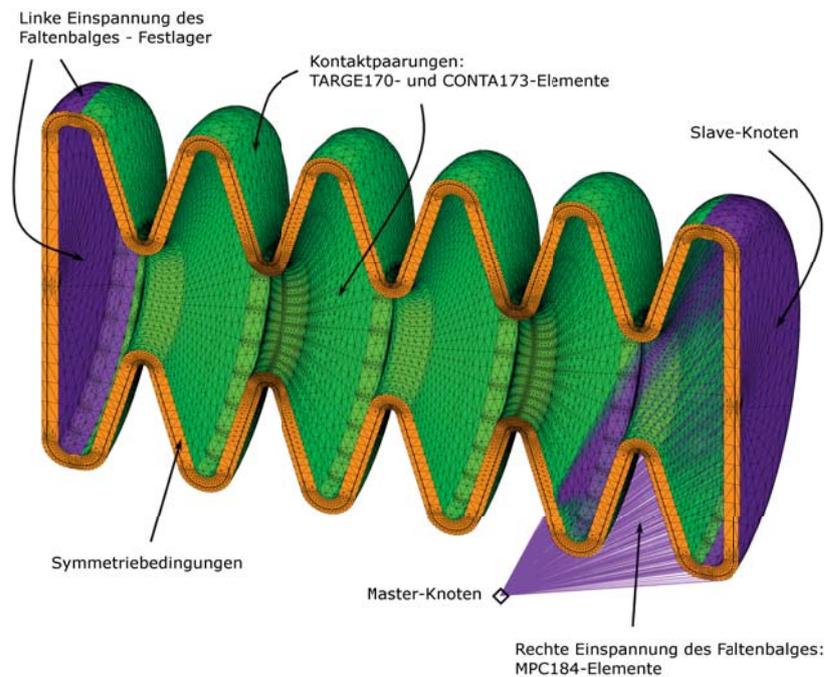


Abb. 3.15.: Geometrische Randbedingungen am Faltenbalg [20]

## Erweiterte Geometrische Randbedingungen

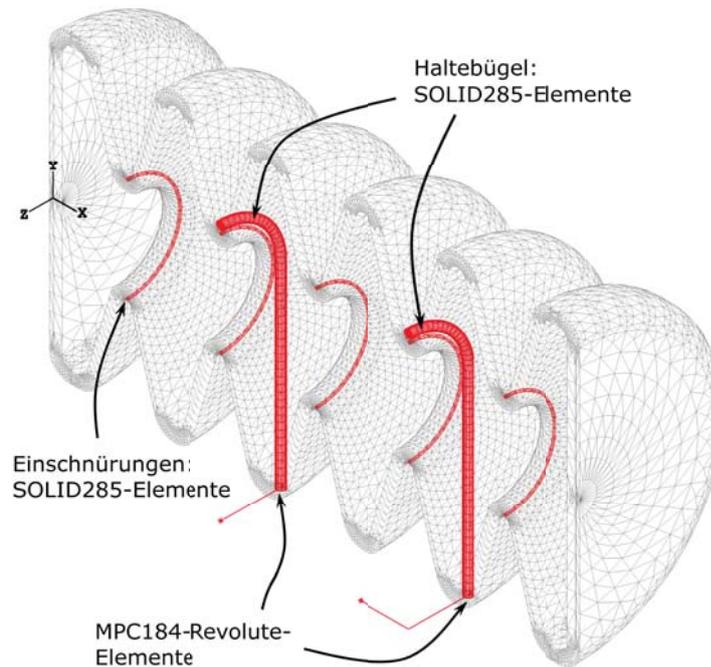


Abb. 3.16.: Erweiterte geometrische Randbedingungen-Haltebügel [20]

Eine Besonderheit, die als Kombination geometrischer Randbedingungen und struktureller Interaktion betrachtet werden kann, ist die Situation, wie die Haltebügel und der Faltenbalg zusammenwirken. Auf Grund der Komplexität des Modells und des mehrschichtigen Aufbaus ist eine abstrakte Modellierung der Haltebügel nicht zielführend.

Dreidimensionale modellierte Haltebügel mit linear-elastischen Werkstoffkennwerten führen hier zu einem realistischen Ergebnis. Zur Veranschaulichung sind die Haltebügel und die in der Faltenbalgschale modellierten Einschnürungen in Abbildung 3.16 rot hervorgehoben. Die geometrische Modellierung der Haltebügel sowie die Vernetzung gestalten sich unproblematisch. Natürlich müssen zwischen den Bügeln und den Außenflächen des Faltenbalgs die korrespondierenden Kontaktpaarungen definiert werden.

Die Modellierung der Drehpunkte der Haltebügel an die Gelenkhälften wird mit dem *MPC184-Revolute*-Element sowie dem *TARGE170*-Element mit der Option *Pilot-Knoten*, formuliert. Das *TARGE170*-Element ist dem *MPC184-Link/Beam-Element* vorzuziehen, da das *MPC184-Link/Beam-Element* mit einem seiner beiden Knoten eine Verbindung zu einem Strukturelement aufweisen muss.

## Natürliche Randbedingungen-Lastschrittfolge

Die geometrischen Randbedingungen definieren die zu untersuchende Struktur in ihrem Verhalten zur Umgebung. Im nächsten Schritt werden die Belastungen, die auf die Faltenbalgstruktur

wirken, definiert. Dazu gehören Verformungen und Kräfte. Das Modell des flexiblen Fluidaktors wird in drei Schritten belastet, und zwar durch zwei Verschiebungsschritte und ein Drucklastschritt.

Die Lastschrittfolge legt die Reihenfolge der aufgebrauchten Belastungen fest.

#### 1. Lastschritt:

Die Belastung des Aktormodells beginnt mit der Verschiebung des Faltenbalgs von seiner ursprünglichen, werkzeugfallenden Geometrie (Abbildung 3.17a) zur komprimierten Geometrie, die der Aktor einnimmt, wenn er im Gelenk montiert ist. Der Belastungsschritt entspricht der Montage des Aktors im Gelenk. In Abbildung 3.17b ist der erste Verschiebungsschritt  $u_x$  dargestellt. Die komplette bewegliche Seite des Aktors wird über den *Master*-Knoten angesteuert. Der *Master*-Knoten selbst wird über das *MPC184-Link/Beam*-Element bewegt und um 10mm translatorisch in negativer  $x$ -Richtung zur Gelenkachse hin verschoben.

#### 2. Lastschritt:

Der zweite Belastungsschritt ist der Druckbelastungsschritt. Der montierte, „gestauchte“ Fluidaktor wird mit Innendruck belastet. Die mehrschichtige Aktorschale verformt sich entsprechend. Der zweite Lastschritt entspricht dem Befüllen des Aktors. Abbildung 3.17c verdeutlicht den Lastschritt.

#### 3. Lastschritt:

Der dritte Lastschritt ist wieder ein Verschiebungsschritt. Er entspricht der Rotation des Gelenks bei Bewegung durch den Fluidaktor, hier dargestellt als  $ROT_z$ . Bewegt wird wieder nur der *Master*-Knoten. Alle *Slave*-Knoten der beweglichen Flächenauswahl folgen der Rotation des *Master*-Knotens, welche über ein *MPC184-Revolute*-Element formuliert ist. Anhand des Schrittes lässt sich auch die Funktion der Haltebügel schön verdeutlichen. In den Abbildungen 3.17d und 3.17e ist das Verformungsverhalten des Aktors ohne und mit Haltebügel schematisch dargestellt.

Im tatsächlichen Modell werden die einzelnen Lastschritte weiter unterteilt, um die Verformungen pro Lastschritt gering zu halten.

### **Analysetyp**

Die Definition des Analysetyps ist mit Besonderheiten bei nichtlinearen Analysen verbunden und wichtig für das Konvergenzverhalten des Modells. Wie in Abschnitt 3.2 beschrieben, sind nichtlineare Analysen mit erhöhtem Aufwand verbunden, da die zugrunde liegenden Material- und Strukturgesetze nicht durch einfache lineare Gleichungen beschrieben werden

3. Strukturmechanische Betrachtungen und Entwicklung eines Auslegungswerkzeugs für Entwurf und Evaluierung flexibler Fluidaktoren

---

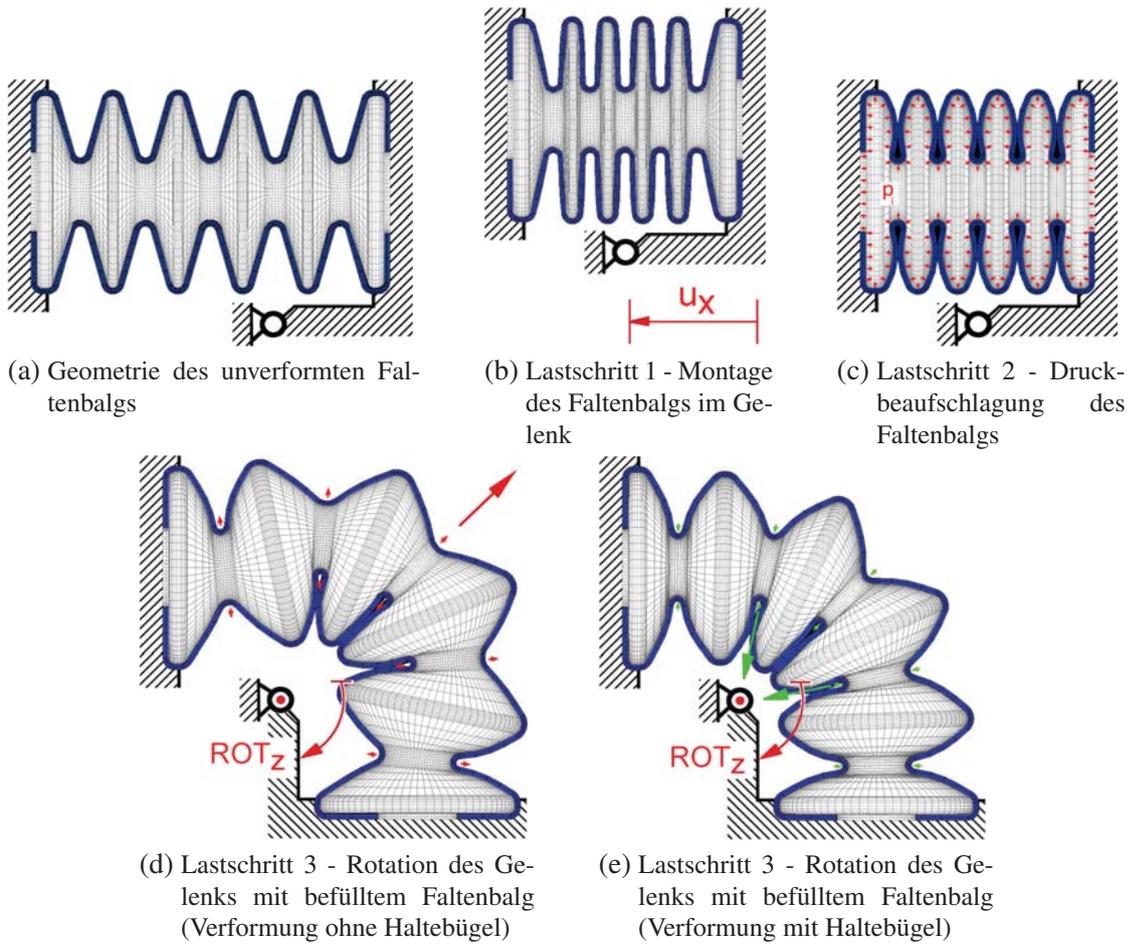


Abb. 3.17.: Schematische Darstellung der Lastschrittfolge

können [343]. Die Modellierung der Struktur bezüglich der Geometrie und des Materials ist abgeschlossen. Die strukturmechanische Problemstellung ist aber noch nicht vollständig definiert. Linearität und zeitliche Abhängigkeit des Gleichgewichtszustands müssen in Bezug auf den Approximationsgrad des strukturmechanischen Verhaltens klassifiziert werden.

### Nichtlineare Gleichungslöser

Nichtlinearitäten wie sie in Abschnitt 3.2 vorgestellt wurden, verlangen Lösungsstrategien für nichtlineare Gleichungssysteme. In der FEM erfolgt die numerische Berechnung der nichtlinearen Gleichungen iterativ in mehreren linearen Teilschritten. Ein iteratives Lösungsverfahren, das den Gleichgewichtsfehler minimiert, ist zum Beispiel das Newton-Raphson-Verfahren [431]. Die Auswahl des Gleichungslösers ist elementar, da davon abhängt, ob eine Analyse zur Konvergenz gebracht werden kann oder nicht.

### Probleme bei nichtlinearen Berechnungen - Locking

*Locking*-Effekte zeigen sich in einer reduzierten Konvergenzrate, die von einem kritischen Parameter abhängig ist. Nichtlineare Analysen haben eine Tendenz zum *Volumetric Locking*. Hier ist der kritische Parameter der Kompressionsmodul  $\kappa$ . Hyperelastische Materialmodelle werden als inkompressibel definiert, was einem Wert für die Querkontraktionszahl von  $\nu \rightarrow 0,5$  entspricht. Mit  $\kappa = E / (3 - 6\nu)$  ergibt sich jedoch  $\lim_{\nu \rightarrow 0,5} \kappa = \infty$  [224]. Ein unendlicher Kompressionsmodul schließt also jegliche Volumenänderung der belasteten Struktur aus. Das kann bei ungünstigen Randbedingungen dazu führen, dass die Struktur, im Gegensatz zum erwarteten Verhalten, überhaupt nicht oder kaum deformiert wird. Inkompressibel definierte Elemente zeigen in der FEM-Analyse also ein übermäßig steifes Verhalten. Die Tendenz eines Elements zum Versteifen wird über das Verhältnis seiner Freiheitsgrade zu seinen Zwangsbedingungen definiert. Das hier angesprochene auch als *constraint ratio* bezeichnetes Verhältnis  $r_c$  ergibt sich zu

$$r_c = \frac{N_{dof}}{N_{con}}. \quad [3.16]$$

$N_{dof}$  steht hier für die Anzahl der Freiheitsgrade und  $N_{con}$  für die Anzahl der Zwangsbedingungen. Für  $r_c < 1$  ist starkes Locking zu erwarten. Es bedeutet, dass nicht genug Freiheitsgrade zur Beschreibung der Zwangsbedingungen zur Verfügung stehen. Das *Volumetric Locking* ist also von der Querkontraktionszahl  $\nu$  (*poisson's ratio*) abhängig und wird deshalb auch als *Poisson Locking* bezeichnet [49, 224]. Das optimale Verhältnis  $r_{opt}$  für ein dreidimensionales Problem liegt bei  $r_{c,opt} = 3$  [49, 224]. Zur Vermeidung des *Volumetric Locking* wurden verschiedene Strategien entwickelt [53, 80, 86, 224, 278]. In ANSYS® stehen dafür Elemente mit zusätzlichen internen Freiheitsgraden zur Verfügung, wie zum Beispiel das *SOLID285*-Element, die

eine Kompensierung des *Volumetric Locking* ermöglichen.

### Steuerung der Konvergenz bei nichtlinearen Berechnungen

Die Steuerung der nichtlinearen Analyse erfolgt unter ANSYS® über zwei Ebenen. In aufeinander folgenden Lastschritten (loadsteps) wird der Verlauf der Belastung festgelegt. Hier kann für jede Last bestimmt werden, ob sie gleichmäßig oder sprunghaft aufgebracht werden soll. Das Intervall eines Lastschritts wird auch bei einer statischen nichtlinearen Analyse, obwohl diese eigentlich zeitunabhängig verläuft, über den Zeitfaktor definiert. Der Zeitparameter wird für die konsistente Zuordnung der Berechnungsergebnisse eingesetzt. Jeder Lastschritt ist zusätzlich in Zwischenschritte (substeps) unterteilt, die zur Schrittweitensteuerung der iterativen Lösung dienen. Es gibt zwei Möglichkeiten, die Anzahl und Länge der Zwischenschritte zu steuern. Über (*NSUBST*) kann in ANSYS® die maximale, minimale und Anfangszahl (Initialwert) der Zwischenschritte vorgegeben werden. Die Dauer bestimmt ANSYS® abhängig von den physikalischen Gegebenheiten des zu berechnenden Problems. Wird über (*TIME*) die Dauer des Lastschritts bestimmt, so kann über (*DELTIM*) die Dauer des ersten Zwischenschritts sowie die minimale und maximale Dauer eines Zwischenschritts eingestellt werden. Das inkrementelle Verhalten kann durch die Abschätzung der Zeitschrittgröße (*AUTOTS*) optimiert werden. Durch die sogenannte Intervall-Bisektionierung halbiert ANSYS® einen Zwischenschritt, falls er zu keiner Lösung führt. Je nach Systemverhalten kann die Berechnung eines Zwischenschritts mehrere Iterationen in Anspruch nehmen, die maximale Anzahl der Iterationen wird über (*NEQUIT*) festgelegt. Während in der linearen FEM, wenn nicht gerade eine Verschieblichkeit vorliegt, stets ein Ergebnis erzielt wird - die Richtigkeit sei hier nicht diskutiert - , kann eine nichtlineare Berechnung öfter in Nichtkonvergenz und damit ohne Gleichgewichtslösung enden [343]. Das Konvergenzverhalten und die Genauigkeit der Berechnung sind stark abhängig von einer konsistenten Vernetzung, fehlerfreien Randbedingungen und der oben beschriebenen Spezifizierung des inkrementellen Verhaltens. Trotzdem verlangt es Übung und Fingerspitzengefühl, vor allem bei komplexen Aufgaben, um die korrekten Einstellwerte für eine konvergierende Lösung zu finden. Hierzu bietet ANSYS® mit der aktivierten (*SOLCONTROL*) eine Hilfestellung, die viele Optionen der nichtlinearen Analyse automatisch einstellt. Über (*CNVTOL*) können die Konvergenzkriterien individuell bestimmt werden, falls sie für die Berechnung nicht sinnvoll erscheinen. Weitere nützliche Befehle, mit denen das Konvergenzverhalten beeinflusst werden kann, sind: (*LNSRCH*), (*PRED*), (*ARCLEN*) und (*NROPT*). Näheres hierzu kann der ANSYS® Dokumentation [220] entnommen werden.

### 3.4.3. Auswertung und Darstellung der Ergebnisse

Im sogenannten Postprozessor werden die Ergebnisse graphisch aufgearbeitet dargestellt. Es kann zwischen der Darstellung der Verformungen, der Dehnungen, der Kräfte oder der Span-

nungen gewählt werden. Hier sind keine besonderen Berücksichtigungen nötig, die sich auf die Durchführung nichtlinearer Analysen beziehen.

### 3.5. Übersicht des Aktormodells

Die vorausgehenden Abschnitte beschreiben den Aufbau des strukturmechanischen Modells für einen neuen flexiblen Fluidaktor mit einem Durchmesser von 18 mm. Es wurden die einzelnen Modellierungsschritte chronologisch beschrieben und die Besonderheiten bei der Modellierung neuer flexibler Fluidaktoren diskutiert. Zur besseren Übersicht wird an dieser Stelle noch einmal das Modell des neuen flexiblen Fluidaktors und seiner einzelnen Komponenten zusammengefasst dargestellt und beschrieben.

Abbildung 3.18 zeigt eine Schnittansicht des gesamten Aktormodells sowie eine vergrößerte Detailansicht der einzelnen Schichten der Aktorschale. Die Legende ordnet den einzelnen Modellregionen der unterschiedlichen Elemente zu. Die Struktur der inneren und äußeren Elastomerschale sowie der Einschnürungen aus Vectrangarn (vgl. Abbildung 2.7a) bilden 941.902 *SOLID285*-Elemente. Die Verstärkungsschicht durch das Aramidgeflecht wird mit jeweils 13.428 *SHELL181*- und *REINF265*-Elementen modelliert. Für die Modellierung des beweglichen Gelenkarmes werden 1.502 *MPC184-Link/Beam*-Elemente und für die Haltebügel 14.042 *SOLID185*-Elemente benötigt. Mit den verbleibenden Kontaktelementen (*TARGE170/CONTA173*) besteht das finale FEM-Modell des neuen flexiblen Fluidaktors aus insgesamt 1.235.804 Elementen. Die Tabelle 3.2 fasst die im Modell des flexiblen Fluidaktors vorkommenden Elemente noch einmal zusammen.

Elementbezeichnung	Elementtyp	Elementanzahl
<i>SOLID285</i>	Volumenelement	941.902
<i>SOLID185</i>	Volumenelement	14.042
<i>SHELL181</i>	Schalenelement	13.428
<i>REINF265</i>	Verstärkungselement	13.428
<i>MPC184</i>	Structural Multi-point Constraint Element	1.502
<i>CONTA170/TARGE170</i>	Kontaktelemente	251502
		1.235.804

Tab. 3.2.: Elemente im Modell des flexiblen Fluidaktors [20]

3. Strukturmechanische Betrachtungen und Entwicklung eines Auslegungswerkzeugs für Entwurf und Evaluierung flexibler Fluidaktoren

---

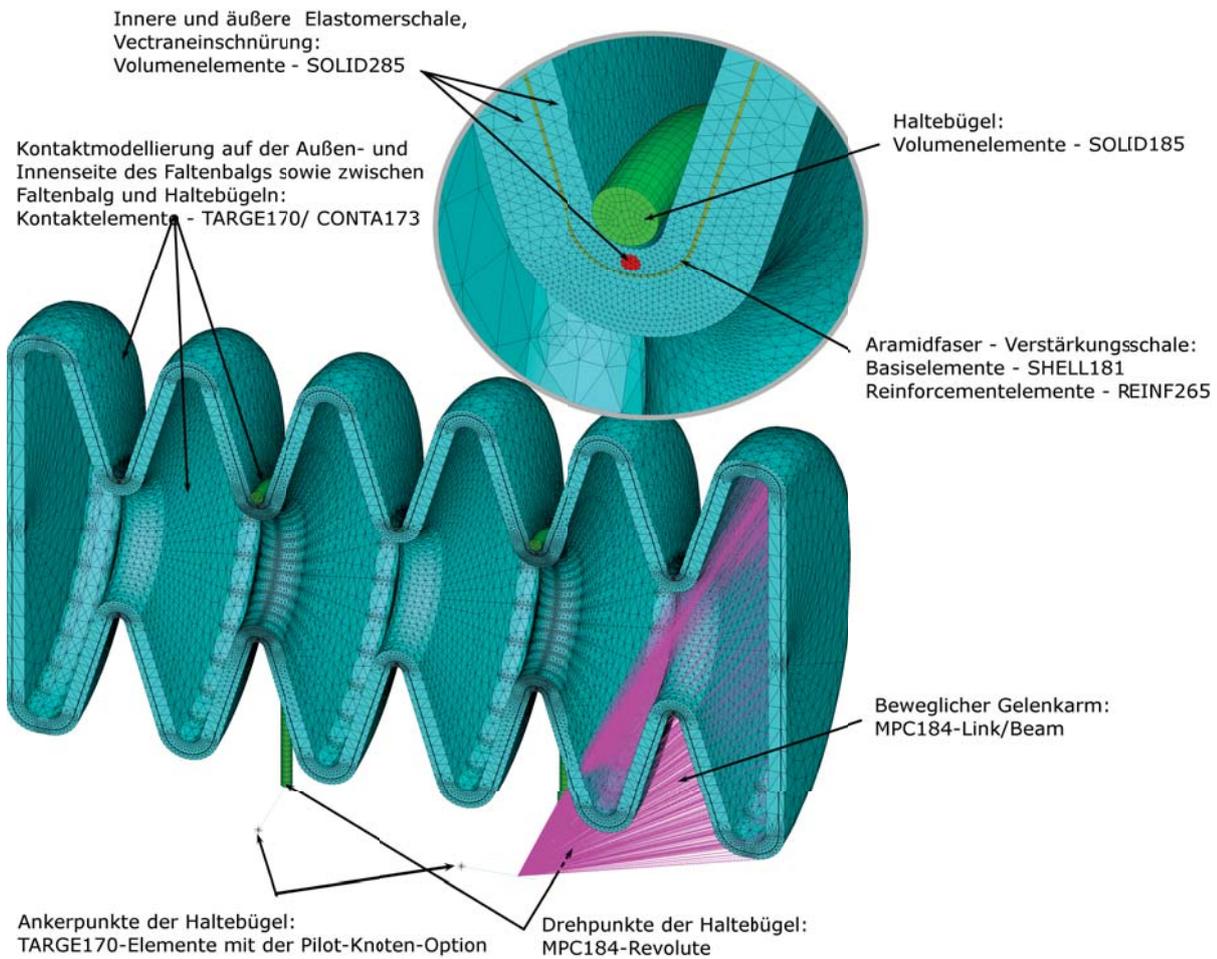


Abb. 3.18.: Modellaufbau des flexiblen Fluidaktors-Übersichtsansicht [20]

### 3.6. Verformungsanalyse

Im ersten Schritt wurde eine rein visuelle Verformungsanalyse durchgeführt, die das Verformungsverhalten des FEM-Modells mit dem des realen flexiblen Fluidaktors vergleicht. Die in Abbildung 3.19 dargestellte Verformungssequenz zeigt zuerst die in Abbildung 3.17 vorgestellte Lastschrittfolge (Frame 01-04). Dann folgen in  $10^\circ$ -Schritten die Verformungsbilder bis zu einem Gelenkwinkel von  $90^\circ$  (Frame 05-12).<sup>6</sup> Zur besseren Vergleichbarkeit des Verformungsverhaltens wurde die schematische Darstellung der Gelenkgeometrie nachträglich zur Darstellung des Aktormodells hinzugefügt. Etwaige Überschneidungen in den Randbereichen sind deshalb für die Bewertung der simulierten Verformungen nicht relevant.

Frame 01 zeigt den unverformten Aktor vor dem Einbau in das Gelenk. Die Verformungssituation eines in einem Gelenk montierten, drucklosen Aktors ist in Frame 02 dargestellt. Modell und Experiment lassen keine Unterschiede erkennen. In Frame 03 folgt die Darstellung des montierten und befüllten Aktors. Auch hier ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen dem FEM-Modell und dem realen Aktor. In den Frames 04-12 werden jeweils die Ergebnisse von Simulation und Verformungsexperiment für Winkelschritte von  $10^\circ$  miteinander verglichen. Modell und Experiment zeigen über den gesamten Winkelbereich von  $0^\circ$ – $90^\circ$  eine sehr gute Übereinstimmung.

Für die Anwendung ist entscheidend, wie die Drehmoment-Winkelcharakteristika von Modell und Experiment zusammenpassen. Die ausführliche Charakterisierung und Evaluierung des flexiblen Fluidaktors wird in Kapitel 4 vorgestellt.

### 3.7. Spannungsanalyse

Die Betrachtung der Spannungsanalyse der kompletten Aktorschale in Abbildung 3.20 ermöglicht eine Einschätzung der Spannungszustände in der Aktorschale. Für die Spannungsanalyse wird der flexible Fluidaktor mit einem Innendruck von  $10\text{bar}$  bei einem Gelenkwinkel von  $90^\circ$  belastet. Tatsächlich ergeben sich in den Elastomerschalen keine signifikanten Spannungen. Das liegt daran, dass die Zugkräfte in der Aktorschale hauptsächlich von der Aramidfaserverstärkung, den Einschnürungen und den Haltebügeln aufgenommen werden. Die resultierenden Spannungen in den elastomeren Aktorschalen sind vergleichsweise gering. Sie übernehmen hauptsächlich die Dichtfunktion und Stützfunktion für die Faserverstärkung.

Eine Reduktion des Spannungsplots auf die Schalenelemente der Aramidfaserverstärkung

<sup>6</sup>Die Verformungssequenz für das FEM-Modell wurde mit einem Innendruck  $P_i = 1\text{bar}$  durchgeführt. Die experimentellen Verformungsbilder wurden bei einem Innendruck  $P_i = 5\text{bar}$  aufgenommen. Der Druckunterschied ist für die vergleichende Betrachtung nicht relevant, da das reale Verformungsverhalten des Aktors bei Drücken  $\geq 1\text{bar}$  weitgehend druckunabhängig ist.

3. Strukturmechanische Betrachtungen und Entwicklung eines Auslegungswerkzeugs für Entwurf und Evaluierung flexibler Fluidaktoren

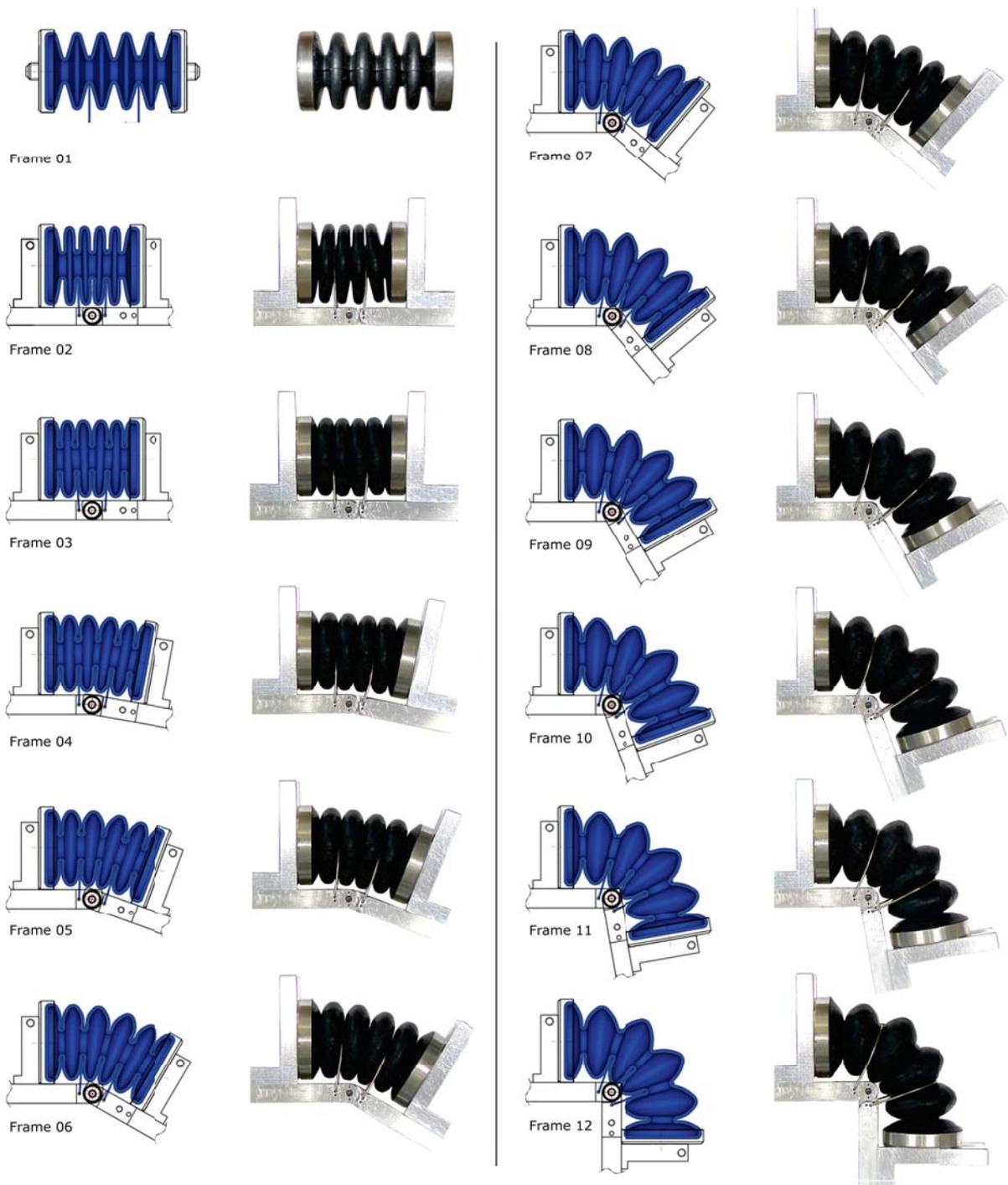


Abb. 3.19.: Verformungsanalyse des flexiblen Fluidaktors / Gegenüberstellung FEM-Modell vs. realer Aktor

(Abbildung 3.22) verdeutlicht den Spannungszustand über die komplette Oberfläche der Aktorschale.

Die vergrößerten Schnittansichten in den Abbildungen 3.21a und 3.21b veranschaulichen zum Einen die höheren Spannungen in den Einschnürungen und machen zum Anderen die Entlastung der Einschnürung durch die Haltebügel deutlich.

Die Einschnürungen erfahren mit einer maximalen Spannung von  $0,324N/mm^2$  die höchste Belastung und sind maßgeblich für die strukturelle Integrität des flexiblen Fluidaktors verantwortlich. Ohne die Einschnürungen würde sich der Aktor zu einem zylindrischen Schlauch aufblasen.

Die von Mises-Spannungen in der Aramidfaserverstärkung (Abbildung 3.22) liegen mit  $0,000374N/mm^2$  um ca. Faktor 866 niedriger. Abbildung 3.22 zeigt die Vergleichsspannungen in der Aramidfaserverstärkung des flexiblen Fluidaktors. Eine systematische Deutung der Spannungsplots lässt sich wie folgt gliedern:

- Niedrige Spannungen im Bereich der Anschlusssteile: Die Aramidfaserverstärkung ist an den Aktorenden fest in den metallischen Anschlusssteilen fixiert. Die auftretenden Belastungen durch Innendruck und Zug werden fast vollständig von den Anschlusssteilen aufgenommen, was in Abbildung 3.22 durch die dunkelblauen Endbereiche der Verstärkungsschale verdeutlicht wird.
- Spannungen in den Kontaktbereichen: Die Kontaktbereiche zweier benachbarter Falten markieren die Bereiche der Kraftübertragung zwischen den Falten. Die Bereiche erfahren eine erhöhte Vergleichsspannung. In der Falschfarbendarstellung in Abbildung 3.22 äußert sich das in hellblau bis grün gefärbten Bereichen.
- Spannungen in den äußeren Faltenstippen: Die Aramidfaserverstärkung erfährt in den äußeren Faltenstippen die höchsten Spannungen. Die entsprechenden Bereiche sind in Abbildung 3.22 orange bis rot eingefärbt. Sie werden am wenigsten durch die Einschnürungen und Haltebügel unterstützt und sind außerdem die Bereiche der größten Dehnungen, da hier kein Kontakt zwischen benachbarten Falten für eine Spannungsverteilung sorgt.
- Spannungen in den inneren Faltenstippen: Die inneren Faltenstippen zeigen keine homogene Spannungsbelastung. Die beiden mittleren Faltenstippen werden kaum belastet. Ein Grund dafür kann in der großen Kontaktfläche zwischen den beiden Falten liegen. Die Spannungen werden so direkt über das Druckmedium geleitet. Die beiden äußeren Falten zeigen eine deutliche Spannungserhöhung in den Bereichen der inneren Faltenstippen. Die Kontaktbereiche zu den benachbarten Falten sind hier deutlich kleiner, so dass sich die Aktorschale hier stärker verformt. Die auftretenden Spannungen sind aber kleiner als die Spannungen in den äußeren Faltenstippen.

### 3. Strukturmechanische Betrachtungen und Entwicklung eines Auslegungswerkzeugs für Entwurf und Evaluierung flexibler Fluidaktoren

---

- Spannungen in den Bereichen der Haltebügel: Im jeweils zweiten Faltenrund von außen wird der flexible Fluidaktor von den Haltebügeln geführt. In den außenliegenden Bereichen des Faltenrunds kommt es zu Kontaktbereichen zwischen Aktor und Haltebügeln. Die Kontaktbereiche sind in Abbildung 3.22 durch eine erhöhte Vergleichsspannung gekennzeichnet.
- Spannungen in der Mittelfalte: Die Mittelfalte wird nicht durch Haltebügel unterstützt und neigt deshalb dazu radial auszubeulen, was ebenfalls zu erhöhten Spannungen in der Aramidfaserverstärkung führt.

Für keine der eingesetzten Werkstoffgruppen erreichen die Spannungen kritische Werte oberhalb der ertragbaren Zugfestigkeiten.

In Kapitel 3 wird die strukturmechanische Modellierung flexibler Fluidaktoren beschrieben. Es wird gezeigt wie der schichtweise Aufbau, die charakteristische Formgebung sowie die Einbausituation flexibler Fluidaktoren im Modell abgebildet werden können. Die wesentlichen Ergebnisse des Kapitels sind:

- Einordnung der Problemstellung in den Kontext bekannter Modelle für flexible Hohlstrukturen
- Entwicklung eines FEM-Modells für flexible Fluidaktoren unter Berücksichtigung der Verbundbauweise sowie der besonderen Randbedingungen
- Verformungsanalyse durch eine Gegenüberstellung der Verformungssequenz eines realen flexiblen Fluidaktors und der Verformungssequenz des Modells
- Spannungsanalyse durch Betrachtung und Auswertung der Vergleichsspannungen in den relevanten Modellbereichen.

Das entwickelte FEM-Modell eines flexiblen Fluidaktors ermöglicht eine realistische Abbildung des strukturmechanischen Verhaltens flexibler Fluidaktoren. Es bildet die Grundlage für die im folgenden Kapitel 4 diskutierten Modellcharakteristika, die dort den experimentell ermittelten Aktorcharakteristika gegenübergestellt werden.

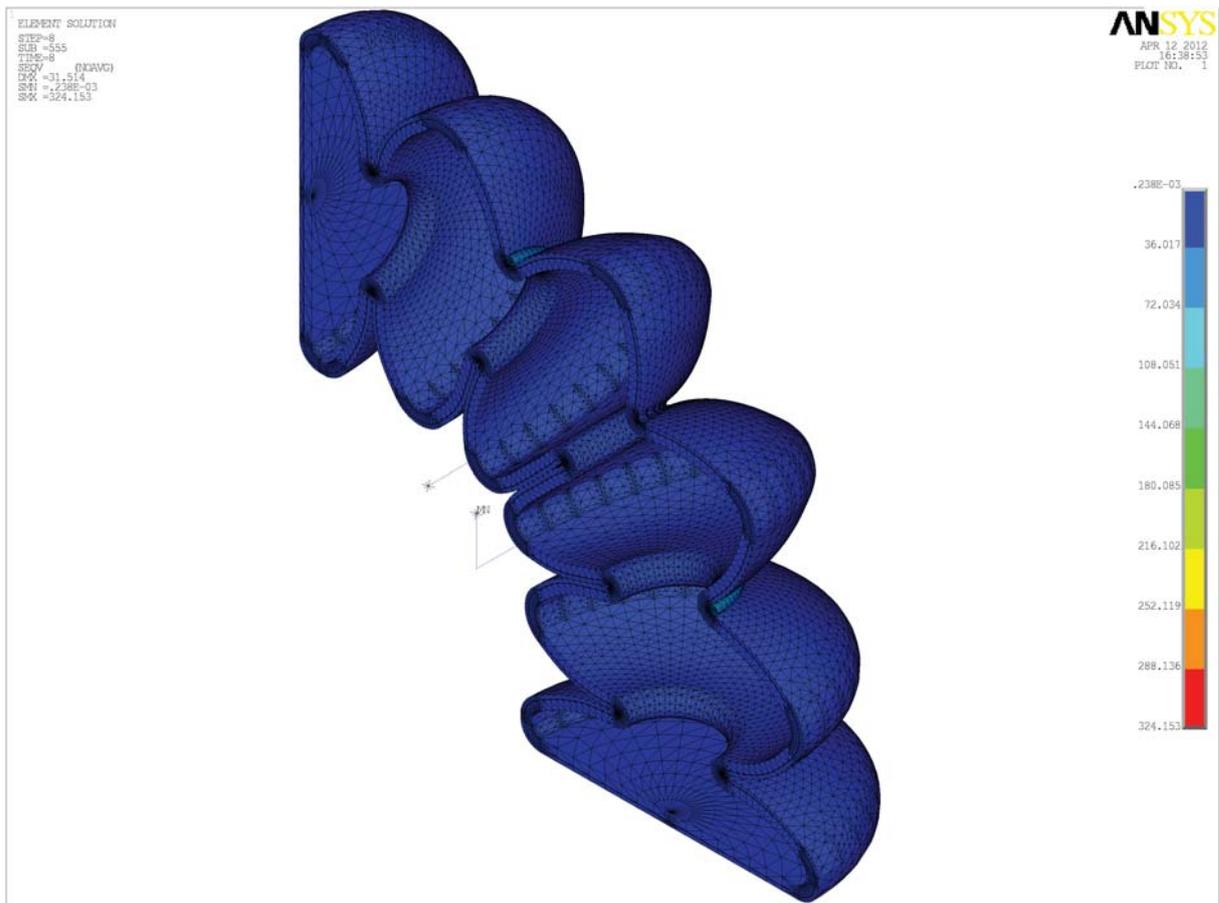
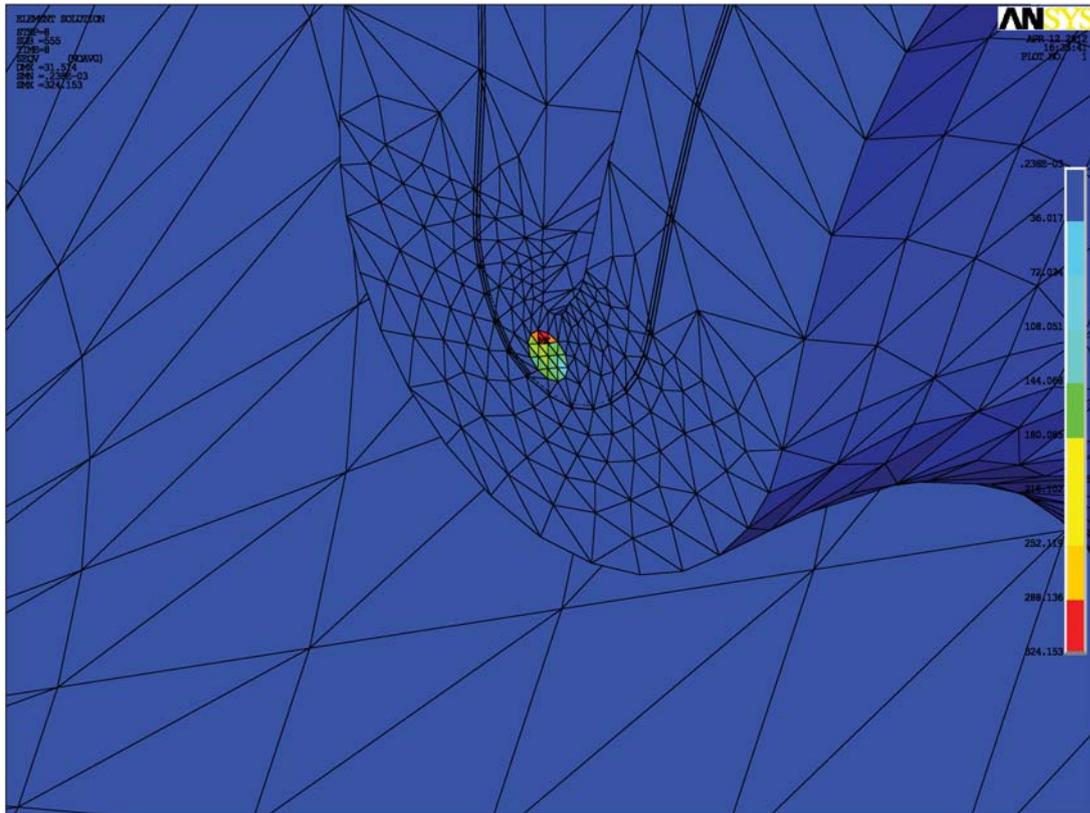
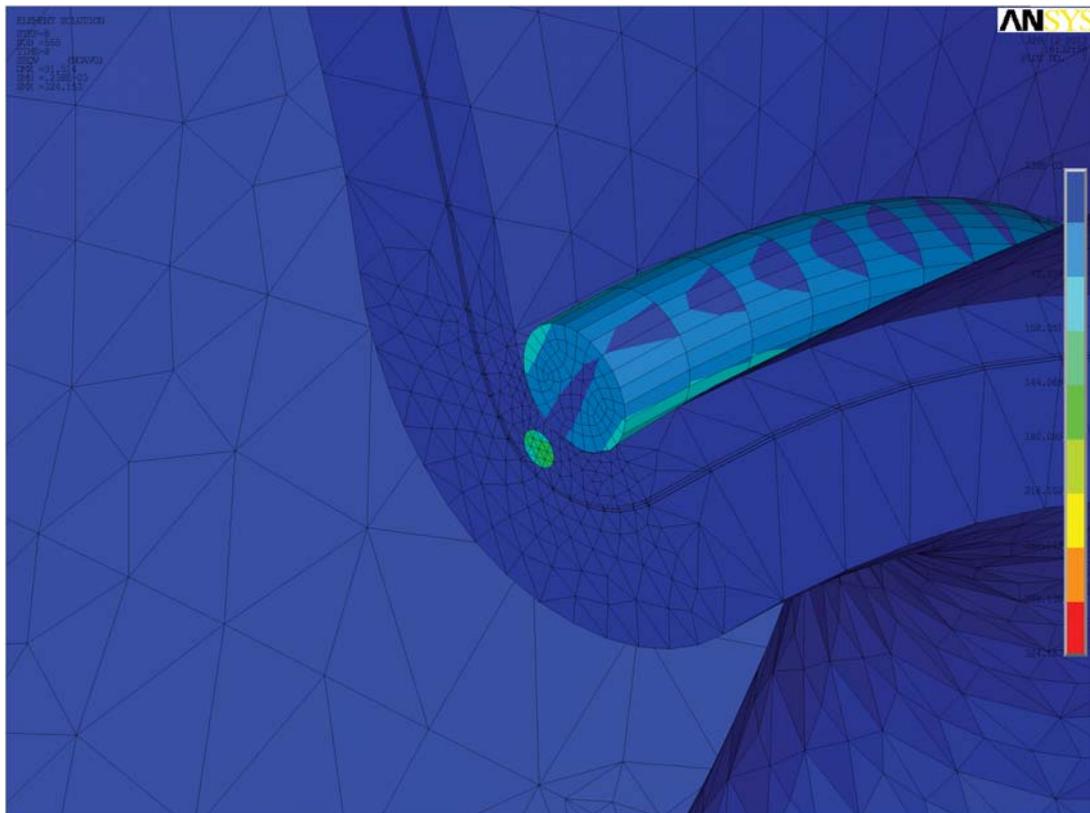


Abb. 3.20.: Spannungsplot des kompletten Aktors

3. Strukturmechanische Betrachtungen und Entwicklung eines Auslegungswerkzeugs für Entwurf und Evaluierung flexibler Fluidaktoren



(a) ohne Haltebügel



(b) mit Haltebügel

Abb. 3.21.: Vergrößerter Spannungsplot im Faltengrund

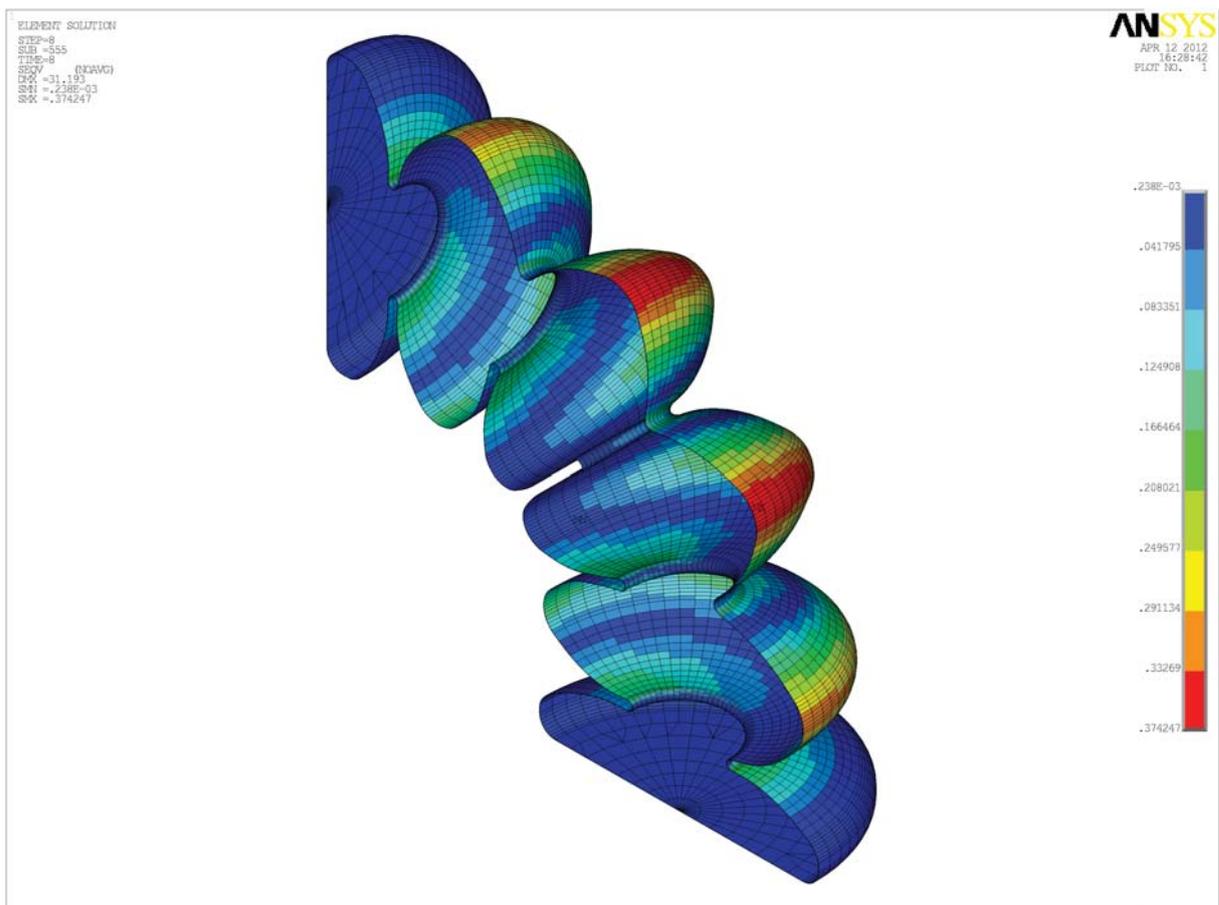


Abb. 3.22.: Spannungsplot der Aramidfaserverstärkung

### 3. Strukturmechanische Betrachtungen und Entwicklung eines Auslegungswerkzeugs für Entwurf und Evaluierung flexibler Fluidaktoren

---

## 4. Experimentelle Charakterisierung und Simulation der neuen flexiblen Fluidaktoren

Das vorliegende Kapitel fasst die Ergebnisse der experimentellen Charakterisierung und der Simulation flexibler Fluidaktoren zusammen und bewertet sie. Zuerst werden die charakteristischen Drehmoment-Winkel-Zusammenhänge der kompletten Baureihe der flexiblen Fluidaktoren sowie die Steifigkeitscharakterisierung der nachgiebigen Strukturelemente vorgestellt. Danach folgen die Ergebnisse der zyklischen Lebensdauerversuche. Das Kapitel schließt mit der vergleichenden Gegenüberstellung der experimentellen Ergebnisse und der Ergebnisse des FEM-Modells für den Modellaktor.

### 4.1. Statische Charakterisierung flexibler Hohlstrukturen

Die Analyse der Antriebscharakteristika erfolgt auf dem Drehmomentteststand, der in früheren Arbeiten in der Arbeitsgruppe entwickelt wurde. Im Rahmen der Arbeit erfolgte eine Anpassung an die aktuellen Anforderungen bezüglich Druck und Winkelbereich.

Für die Untersuchung jeder Aktorgeometrie wurden Proben zur Aktorfixierung entwickelt und gefertigt, die eine möglichst präzise und einfache Einspannung ermöglichen. Die komplette Ansteuerung erfolgt über LabVIEW [187]. Die Winkelverstellung wird von einem Schrittmotor ausgeführt. Die Druckregelung erfolgt über ASCO-Proportionalventile [23] für einen Druckbereich von 0 – 20bar. Alle Aktorproben sind so konzipiert, dass eine Gelenkhälfte fest fixiert wird und die freie Hälfte nur aufliegt. So ist sichergestellt, dass keine Verspannungen auftreten und jeweils nur das reine Drehmoment gemessen wird. Abbildung 4.1 zeigt die Einspannung der unterschiedlichen Aktoren im Drehmomentteststand.

Die entwickelte graphische Benutzeroberfläche ist in Abbildung 4.2 zu sehen. Neben Sollwinkel und Solldruck kann ein entsprechendes Messkriterium (in Abbildung 4.2 als Abbruchkriterium bezeichnet) für die Durchführung der Drehmomentmessung definiert werden. Das bedeutet dass bei einer Drehmomentänderung kleiner als  $0,0005Nm$  das Drehmoment als konstant angesehen wird und der Messwert aufgezeichnet wird. Wegen der kleinen zu regelnden Aktorvolumina, die im Bereich von  $0,1ml - 15ml$  liegen, hat sich der Einsatz eines Puffertanks mit einem Volumen von  $1Liter$  bewährt. So kann die Messung stabil gehalten werden und das Messkriterium für die Drehmomentmessung kleiner gewählt werden.

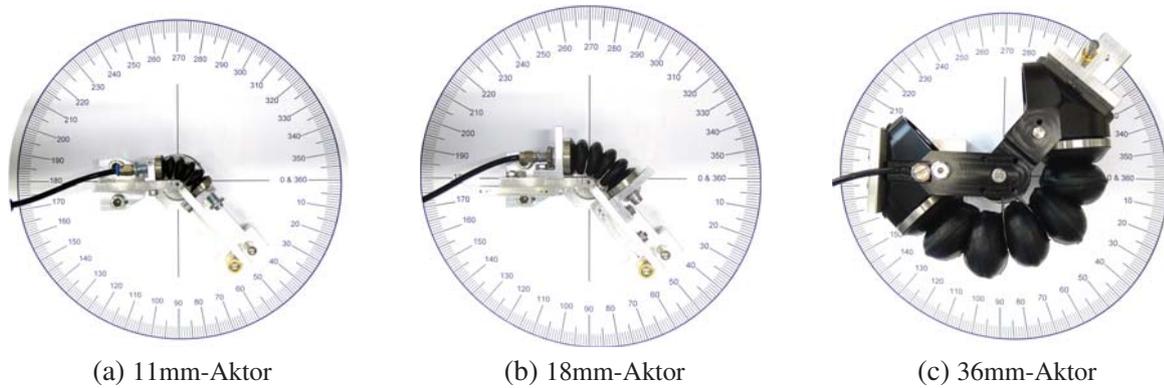


Abb. 4.1.: Einspannung der Aktoren im Drehmomentteststand

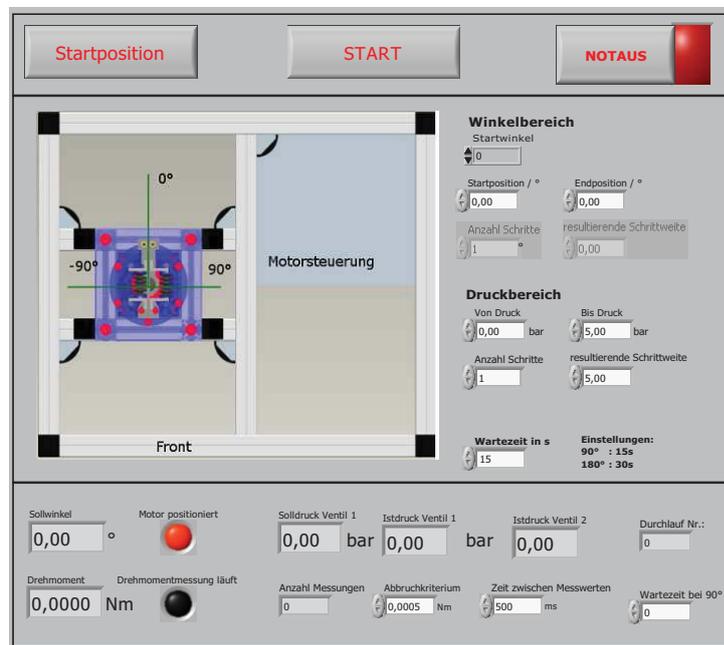


Abb. 4.2.: Graphische Benutzeroberfläche zu der Drehmomentmessung

Flexible Fluidaktoren werden in der vorliegenden Arbeit als drehmomenterzeugende Aktoren eingesetzt. Die potentielle Energie eines angelegten Innendrucks verteilt sich auf das entstehende Drehmoment und die Formänderung des Aktors. Je mehr Energie für die Verformung des flexiblen Fluidaktors verbraucht wird, um so kleiner wird das nutzbare Drehmoment. Die folgenden drei Abschnitte beschreiben die Drehmoment-Winkel-Zusammenhänge für 11mm-Aktoren, 18mm-Aktoren und 36mm-Aktoren.

#### 4.1.1. Drehmomentcharakteristik 11mm-Aktor

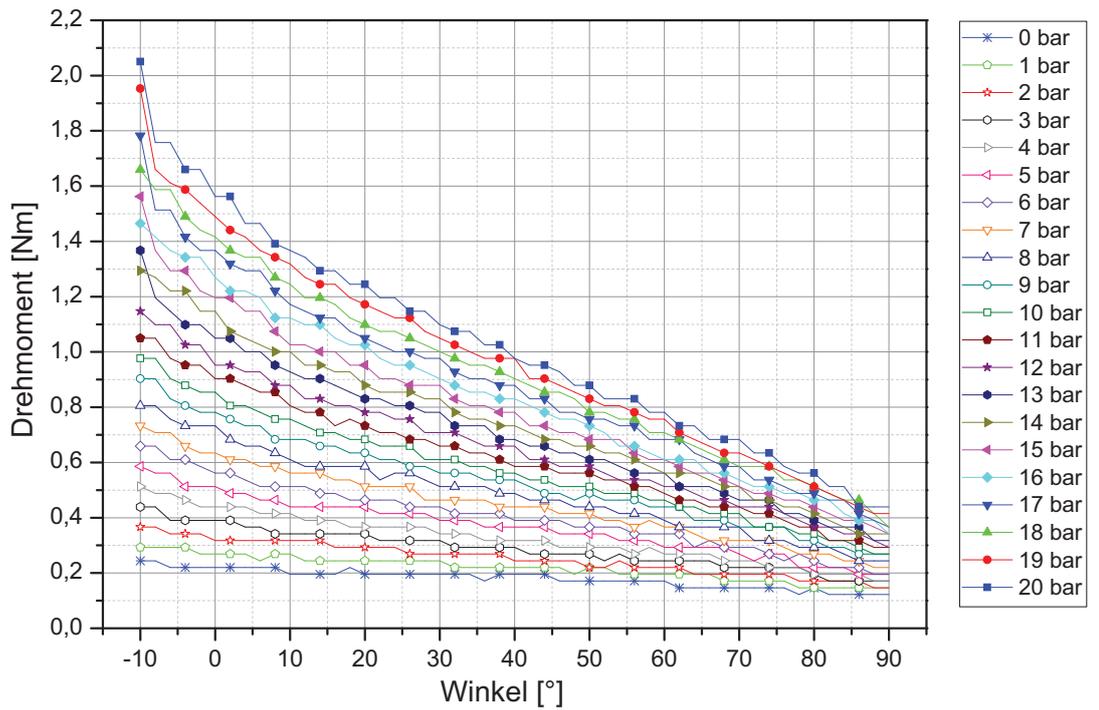
Die Drehmoment-Winkel-Zusammenhänge für Aktoren mit einem effektiven Durchmesser von 11mm sind in den Abbildungen 4.3a und 4.3b dargestellt.

Der aktive Winkelbereich liegt bei  $-10^\circ$  bis  $+90^\circ$ . Bei 20bar Betriebsdruck ergibt sich das maximale Drehmoment zu  $2,05Nm$ .

Es ist der für flexible Fluidaktoren typische winkelabhängige Drehmomentenverlauf zu sehen. Bei einer Winkelstellung von  $0^\circ$  steht der größte Energieanteil als mechanische Arbeit zur Drehmomenterzeugung zur Verfügung. Je größer der Gelenkwinkel wird, umso größer wird der Arbeitsanteil, der für die Verformung des flexiblen Fluidaktors aufgewandt werden muss. Der drehmomenterzeugende Arbeitsanteil sinkt entsprechend. Hinzu kommt, dass mit zunehmender Spreizung der Falten die Fläche abnimmt, die für die Übertragung des Drehmoments verantwortlich ist.

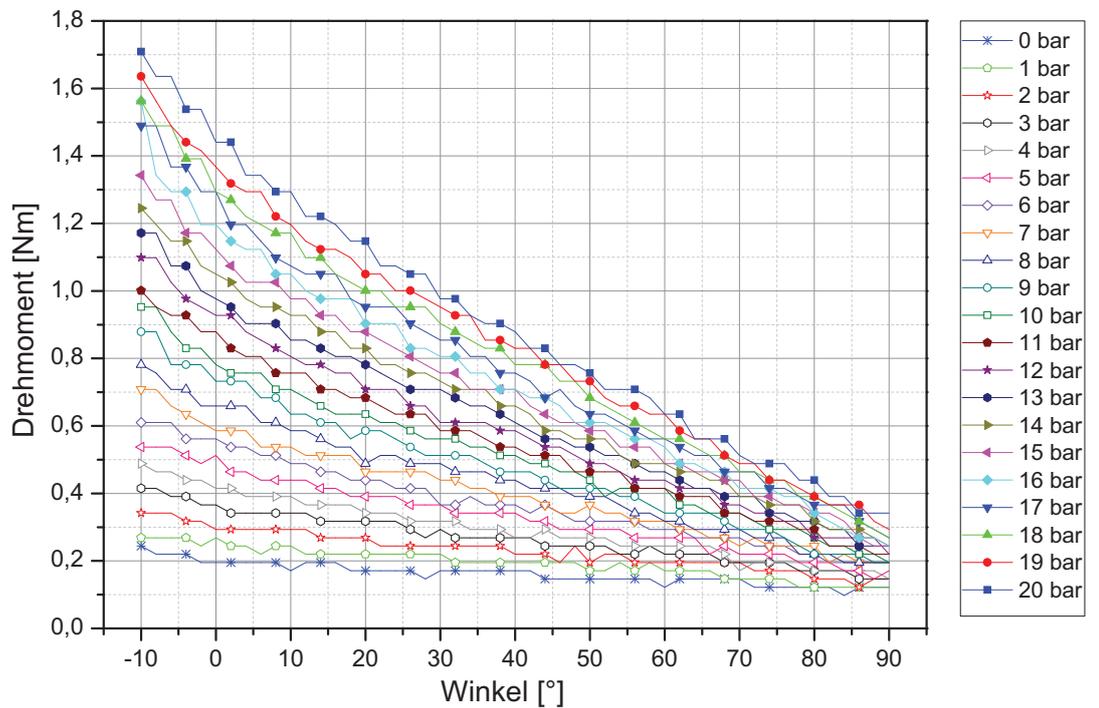
Die Drehmomente bei einem Gelenkwinkel von  $0^\circ$  ergeben sich aus den geometrischen Zusammenhängen für Fläche und Hebelarm. Entsprechend steigen die Drehmomentwerte proportional mit dem Innendruck. Für größere Winkel nimmt das Drehmoment entlang der gezeigten Isobaren ab. Mit zunehmendem Winkel verändern sich die Arbeitsanteile der durch den Innendruck zur Verfügung stehenden potentiellen Energie.

Abbildung 4.3a zeigt die Drehmoment-Winkel-Charakteristik eines 11mm-Aktors ohne integrierte Rückstellfeder. Wie eine integrierte Rückstellfeder die Aktorcharakteristik verändert, wird bei Betrachtung von Abbildung 4.3b deutlich. Die potentielle Energie des Innendruck muss jetzt zusätzlich die Rückstellfeder verformen. Das Aktorsystem hat einen zusätzlichen Arbeitsanteil bekommen. Der Arbeitsanteil der zur Drehmomenterzeugung zur Verfügung steht sinkt, was sich in den verringerten Drehmomenten widerspiegelt. Die Aktorkennlinie bei einem Innendruck von 0bar verlangt gesonderte Betrachtung. Bei einer Gelenkwinkelstellung von  $0^\circ$  wird der flexible Fluidaktor entlang seiner Längsachse komprimiert. Daraus resultiert eine Gegenkraft, die einen mit dem Gelenkwinkel abnehmenden Drehmomentanteil erzeugt. Das ist der Grund warum die hier bei 0bar Innendruck ein Moment messbar ist. Mit größer werdendem Gelenkwinkel sollte die 0bar Kennlinie einen Nulldurchgang aufweisen. Das ist in den gezeigten Abbildungen nicht der Fall da hier die Rohdaten ohne Nullpunktanpassung gezeigt sind. Um eine noch genauere Drehmomentbestimmung zu ermöglichen muss der Teststand eine größere Präzision und eine empfindlichere Drehmomentmeßdose haben.



(Drucktoleranz +/-0,1bar)

(a) ohne integrierte Rückstellfeder



(Drucktoleranz +/-0,1bar)

(b) mit integrierter Rückstellfeder

Abb. 4.3.: Drehmoment-Winkel Beziehung für 11mm Aktoren

#### 4.1.2. Drehmomentcharakteristik 18mm-Aktor

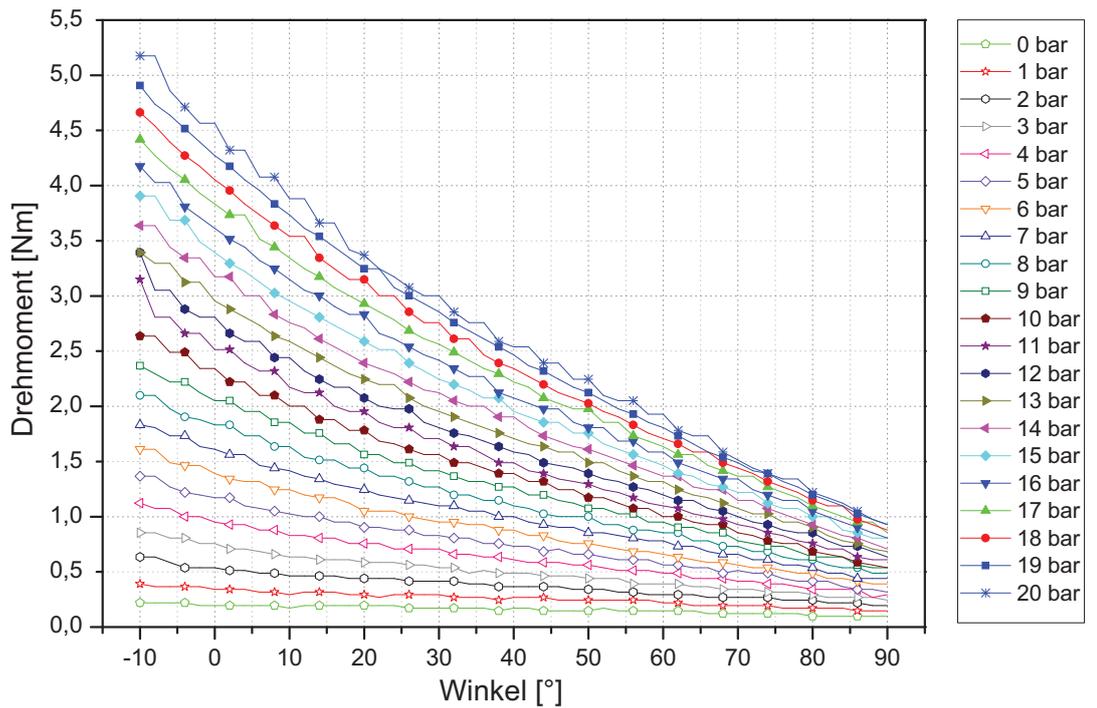
Der 18mm Modellaktor mit 5 Falten war die Basisgeometrie für die Verfahrensentwicklung (Kapitel 2). Der 18mm-Aktor wurde am umfangreichsten vermessen und steht exemplarisch für die Drehmoment-Winkelzusammenhänge bei flexiblen Fluidaktoren. Die Ergebnisse seiner Charakterisierung haben die Formgebung der Aktorbaureihe maßgeblich beeinflusst.

Die nachfolgenden Abschnitte beschreiben die Drehmoment-Winkel-Zusammenhänge des 18mm-Aktors in Abhängigkeit von Druck, Winkel und Einbausituation.

Die Abbildungen 4.4a und 4.4b zeigen die Drehmoment-Winkel-Zusammenhänge in der Standardeinbausituation, einmal mit eingebauter Rückstellfeder und einmal ohne integrierte Rückstellfeder. Der Arbeitsbereich deckt einen Winkelbereich von  $-10^\circ$  bis  $+90^\circ$  ab. Bei einem Arbeitsdruck von 20bar beträgt das maximale Drehmoment 5,2Nm. Die Arbeitsteile verhalten sich wie im vorherigen Abschnitt beschrieben. Für größere Winkel erhöht sich der Arbeitsanteil, der für die Deformation des flexiblen Fluidaktors benötigt wird und das nutzbare Drehmoment sinkt. Die Integration der Rückstellfeder verringert den nutzbaren Drehmomentanteil noch einmal. Die Integration einer Rückstellfeder bewirkt eine Reduktion des nutzbaren Drehmoments um den Betrag der linearen Federkennlinie als konstanten Offset. Deshalb ist der Einfluss der integrierten Rückstellfeder für Betriebszustände mit kleinen Betriebsdrücken und großen Gelenkwinkeln entsprechend größer.

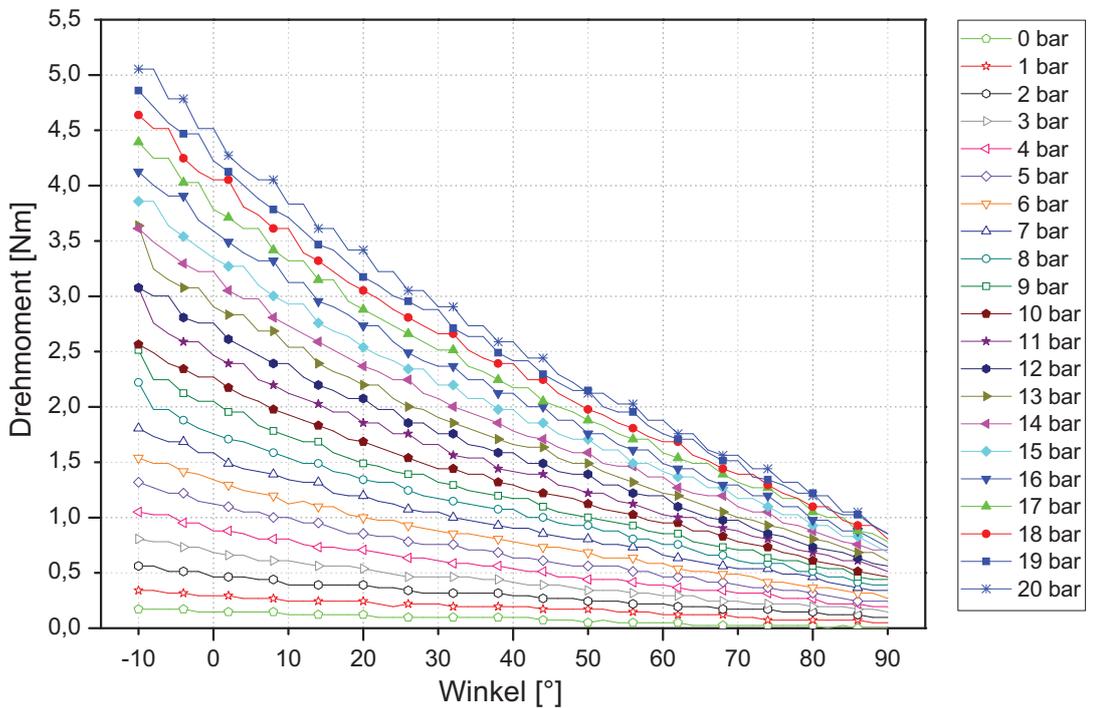
Die resultierenden Drehmomente des 18mm-Aktors liegen deutlich über denen des 11mm-Aktors, was an der vergrößerten wirksamen Fläche liegt. Das Verhältnis der maximal wirksamen Querschnittsflächen ergibt sich zu  $\frac{A_{18}}{A_{11}} = 2,68$ . Das Verhältnis der maximalen Drehmomente bei  $0^\circ$  liegt bei  $\frac{M_{max,18}}{M_{max,11}} = 2,54$ . Die Werte zeigen eine gute Übereinstimmung. Die leichte Abweichung kann durch größere Toleranzen bei der Verarbeitung elastomerer Materialien erklärt werden.

Über die Drehmoment-Winkel-Charakterisierung hinaus wurde der 18mm-Aktor einer Berstdruckprüfung unterzogen. Bis zu einem Innendruck von 40bar sind am im Gelenk montierten 18mm-Aktor keine Beschädigungen zu erkennen. Drücke über 40bar wurden aus Sicherheitsgründen nicht getestet.



(Drucktoleranz +/-0,1bar)

(a) ohne integrierte Rückstellfeder



(Drucktoleranz +/-0,1bar)

(b) mit integrierter Rückstellfeder

Abb. 4.4.: Drehmoment-Winkel Beziehung für 18mm-Aktoren

## Einfluss der Einbausituation auf die Drehmomentcharakteristik am Beispiel des 18mm-Aktors

Die Anpassung der Drehmomentkennlinien für einen Aktor kann durch eine veränderte Einbaulage erfolgen. Für den 18mm Modellaktor wurde untersucht, wie eine Variation der Einbauparameter  $a$ ,  $a_1, a_2$  und  $b$  (Abbildung 4.5) die Drehmomentkennlinie beeinflusst. Die mehrdimensionale Charakterisierung bildet die Grundlage für die konstruktive Integration flexibler Fluidaktoren in einem noch breiteren Anwendungsbereich.

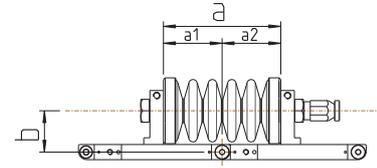
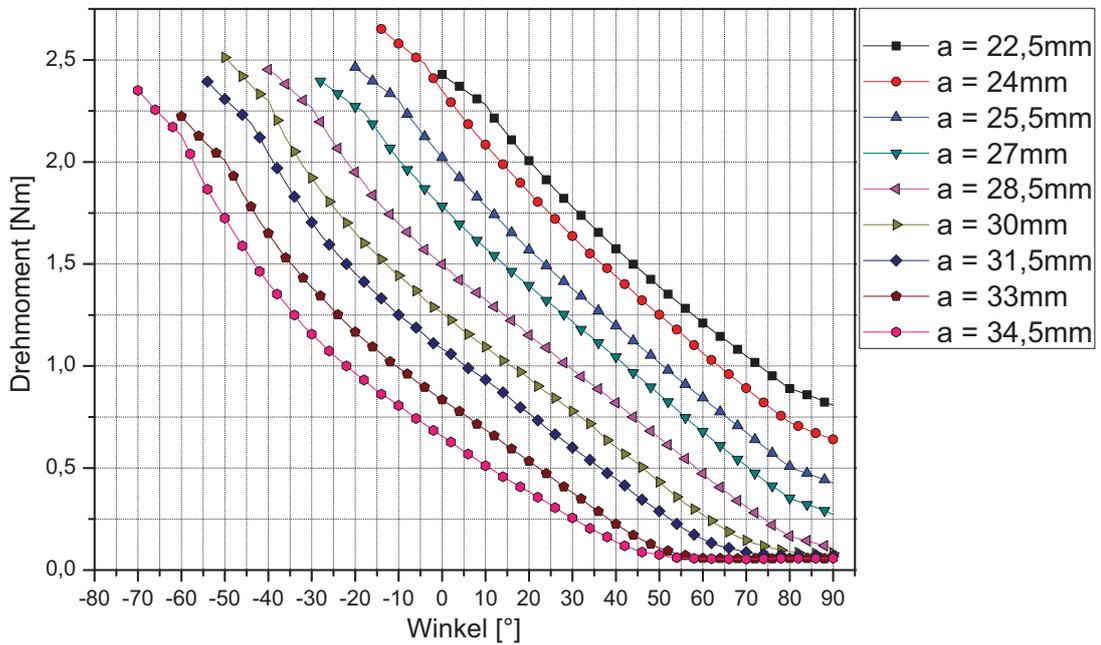


Abb. 4.5.: Einbauparameter bei flexiblen Fluidaktoren

Eine Vergrößerung des Abstands  $a$  symmetrisch zur Drehachse erweitert die Drehmomentkennlinie in Abbildung 4.6a nach links in den negativen Winkelbereich. Für den Abstand  $a = 28,5\text{mm}$  ergibt sich der maximale nutzbare Winkelbereich von  $-40^\circ$  bis  $+90^\circ$  zu  $130^\circ$ . Eine weitere Vergrößerung des Abstandes  $a$  entspricht einer Parallelverschiebung in den negativen Winkelbereich, da die maximale Verformung des Aktors bei entsprechend kleineren Winkeln erreicht wird.

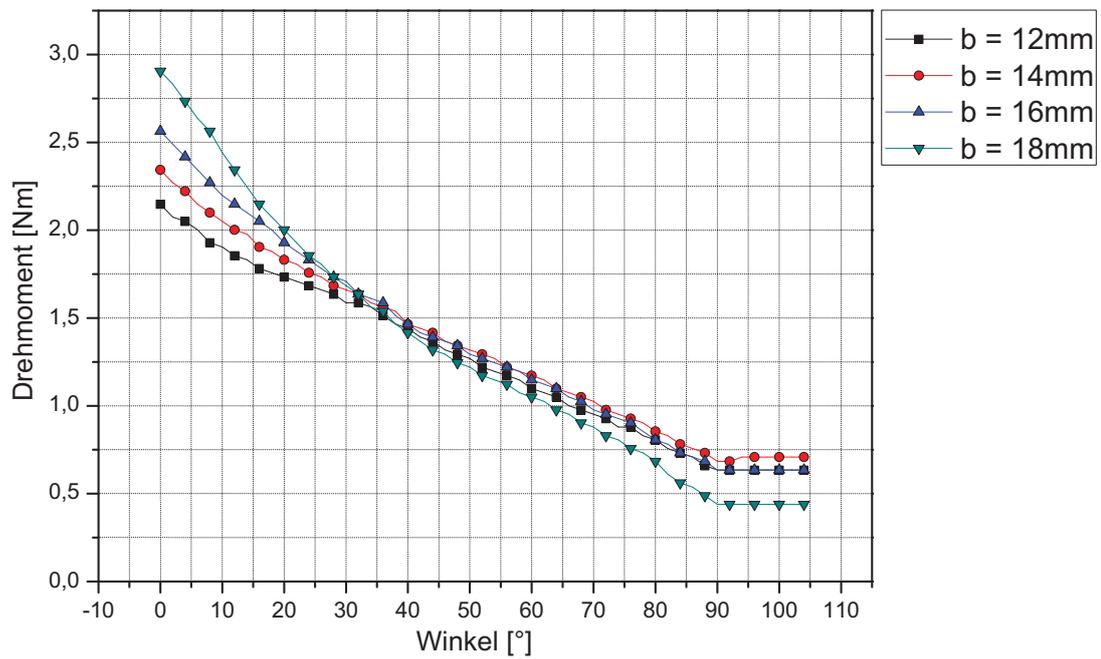
Eine beidseitige Vergrößerung des Abstandes  $b$  vergrößert den Hebelarm und erhöht so das nutzbare Drehmoment. Die Drehmomenterhöhung wird jedoch nur bei kleinen Gelenkwinkeln wirksam, da sich der Grad der Aktorverformung pro Winkelschritt deutlich erhöht. In Abbildung 4.6b zeigt sich der Effekt durch einen steileren Abfall des Drehmoments mit zunehmendem Abstand  $b$ .

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass eine Vergrößerung des Abstands  $a$  den aktiv nutzbaren Winkelbereich in den Bereich negativer Gelenkwinkel verschiebt. Die maximalen auftretenden Drehmomente bleiben dabei auf einem vergleichbaren Niveau. Eine Vergrößerung des Abstands  $b$  erhöht das maximale Drehmoment bei gleichzeitiger Verkleinerung des nutzbaren Winkelbereichs.



(Drucktoleranz +/-0,1bar)

(a)



(Drucktoleranz +/-0,1bar)

(b)

Abb. 4.6.: Drehmoment-Winkel Beziehung des 18mm-Aktors in Abhängigkeit der Einbausituation

### 4.1.3. Drehmomentcharakteristik 36mm-Aktor

Die vorausgegangenen Betrachtungen bezüglich des Zusammenhangs Druck, Winkel und Einbausituation zeigen, dass ohne geometrische Anpassungen des Aktors keine signifikante Winkelbereichserweiterung möglich ist. Das Beispiel des 36mm-Aktors zeigt, wie durch eine Veränderung der Aktorgeometrie der nutzbare Winkelbereich erweitert werden kann. Die sechs Falten des 36mm-Aktors sind asymmetrisch ausgeführt (Abbildung 2.27). Dadurch verringert sich der Grad der Aktorverformung pro Winkelschritt. Die geringere Verformungsarbeit pro Winkelschritt erweitert den nutzbaren Winkelbereich des Aktors. Die Drehmoment-Winkel-Kennlinie zeigt einen aktiv nutzbaren Winkelbereich von  $\pm 90^\circ$  (Abbildung 4.7). Bei 10bar wird ein maximales Drehmoment von 36,25Nm erreicht. Der Drehmomentsprung über den gesamten Winkelbereich von  $\pm 90^\circ$  ist gross, da die „tiefen“ Falten den wirksamen Hebelarm mit zunehmendem Gelenkwinkel reduzieren. Die Abbildungen 6.4b - 6.6b zeigen wie die Antriebscharakteristik durch verschiedene Kombinationsmöglichkeiten von Aktoren angepasst werden kann.

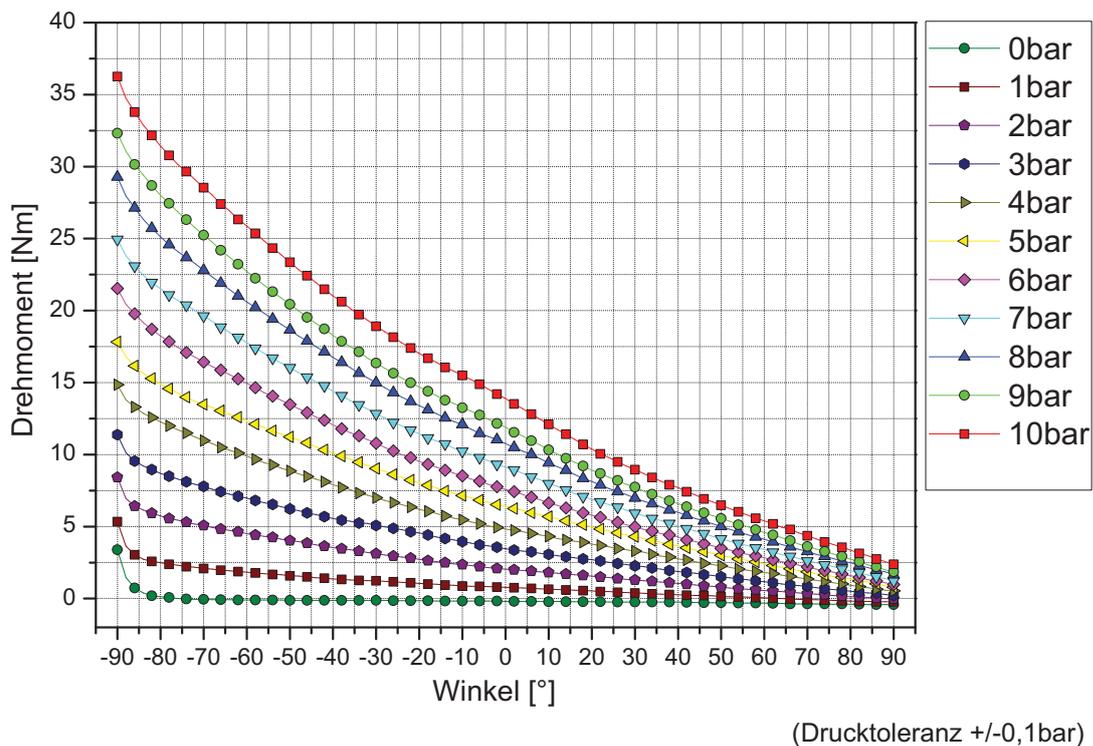


Abb. 4.7.: Drehmoment-Winkel Zusammenhang für flexible Fluidaktoren mit 36mm Durchmesser

#### 4.1.4. Drehmomentcharakteristik Einzelkammeraktor

Die Vermessung des Einzelkammeraktors erfolgt in einer Einspannung wie sie in Abbildung zu sehen ist. Der gezeigte Aufbau entspricht dem in Kapitel 6 beschriebenen Anwendungsfall als Wirbelsäule oder rüsselförmige Kinematik. In der gezeigten Gelenkanordnung beträgt der aktive nutzbare Winkelbereich  $20^\circ$ . Das maximale Drehmoment bei einem Innendruck von  $10\text{bar}$  beträgt  $26\text{Nm}$ . Abbildung 4.9 zeigt den charakteristischen Drehmoment-Winkel Zusammenhang. Die Kurven zeigen besonders bei höheren Drücken auffällige Sprünge bzw. Plateaus. Die Ursache dafür liegt in der geringen Steifigkeit der umgebenden Gelenkstruktur. Bei höheren Drücken wird die Gelenkstruktur sichtbar elastisch verformt. Darüber hinaus ergibt sich auch bei der Charakterisierung des Einzelkammeraktors der für flexible Fluidaktoren typische Verlauf. Das wirksame Drehmoment nimmt mit steigendem Gelenkwinkel ab.

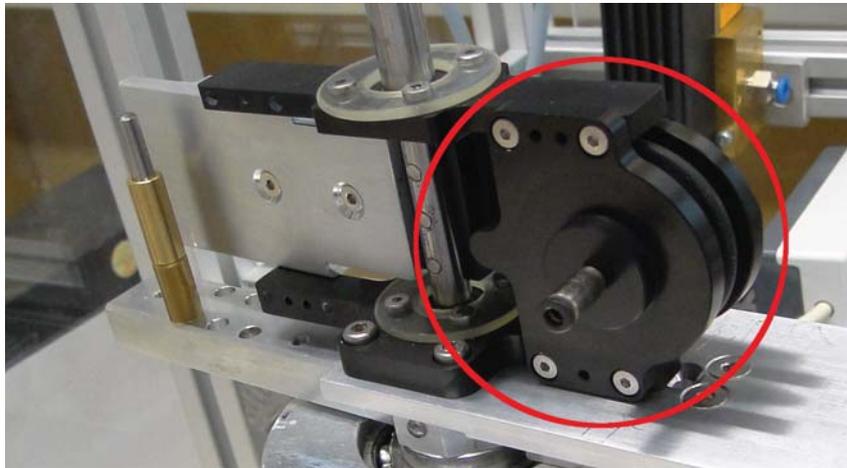


Abb. 4.8.: Einzelkammeraktor im Drehmomentteststand

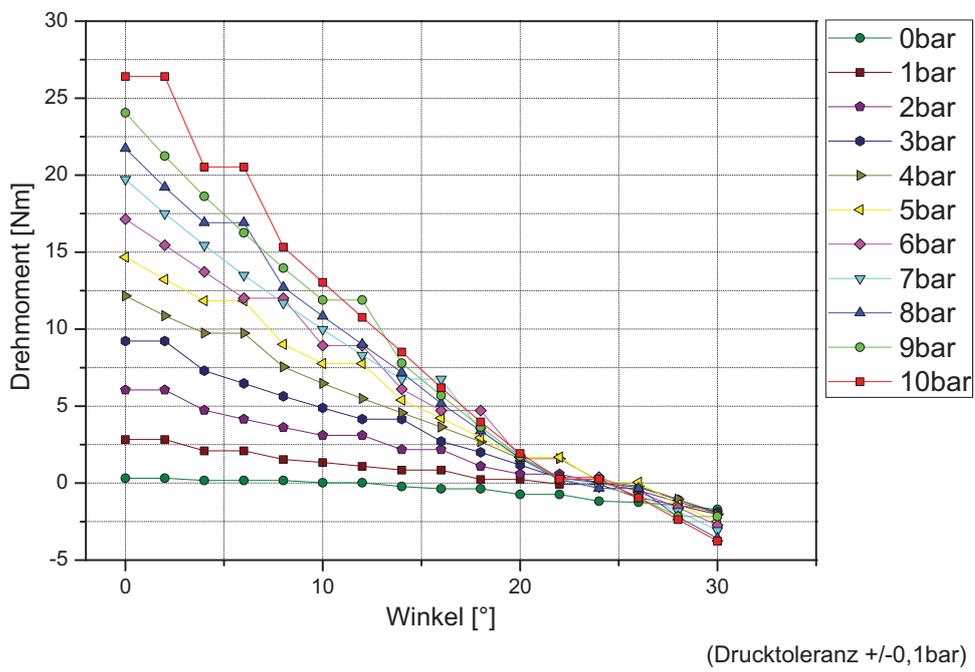


Abb. 4.9.: Drehmoment-Winkel Beziehung für Einzelkammeraktoren

#### 4.1.5. Steifigkeitscharakterisierung nachgiebiger Strukturelemente

Wie in Abschnitt 2.3.4 beschrieben, sind die Hauptbelastungsfälle für Strukturelemente in der Robotik Biegebelastung und Torsionsbelastung. Für die Charakterisierung der nachgiebigen Strukturelemente bezüglich der beiden Lastfälle wurden im Rahmen der Arbeit die in Abbildung 4.10a und 4.10b dargestellten Testeinrichtungen konstruiert. Für beide Lastfälle kann so die Verformung in Abhängigkeit des Innendrucks und der anliegenden Last gemessen werden.

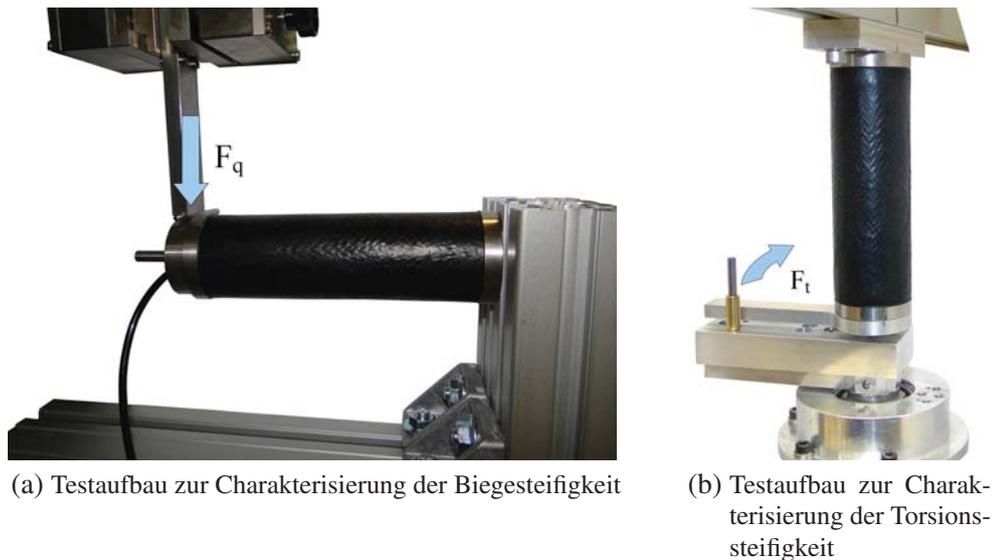


Abb. 4.10.: Steifigkeitsvermessung der nachgiebigen Strukturelemente

#### Biegesteifigkeit nachgiebiger Strukturelemente

Der Versuchsaufbau für die Bestimmung der Biegesteifigkeiten in Abhängigkeit des Innendrucks zeigt Abbildung 4.10a. Die Einspannung des Strukturelements erfolgt so, dass dessen freies Ende durch den Stempel einer Universalprüfmaschine (Instron 4505) belastet werden kann. So kann die wirkende äußere Kraft  $F_q$  für verschiedene Innendrucke  $P_i$  gemessen werden. Die Biegesteifigkeiten über einen Druckbereich von 0, 5 und 10bar veranschaulicht Abbildung 4.11. Die Biegesteifigkeiten nehmen deutlich mit dem Innendruck zu. Die ersten Messungen wurden für eine Verformung von 10mm am freien Ende durchgeführt. Im Anschluss wurden die Steifigkeiten für eine Auslenkung von 20mm bestimmt. Abbildung 4.11 zeigt, dass die Gesamtsteifigkeit des Strukturelements mit jeder Messung sinkt. Man kann annehmen dass das Strukturelement zunächst also eine Konditionierung erfährt, bevor sich eine endgültige Biegesteifigkeit einstellt.

In der faserverstärkten Elastomerschale des Strukturelements werden durch den anliegenden Innendruck Zugspannungen induziert. Bei einer Biegebelastung werden die Zugspannungen auf der Druckseite des „Biegebalkens“ abgebaut. Sobald die Druckspannungen das Niveau der

Zugspannungen erreicht haben beginnt die Schale des Strukturelements einzuknicken und die Kurve in Abbildung 4.11 bekommt eine negative Steigung.

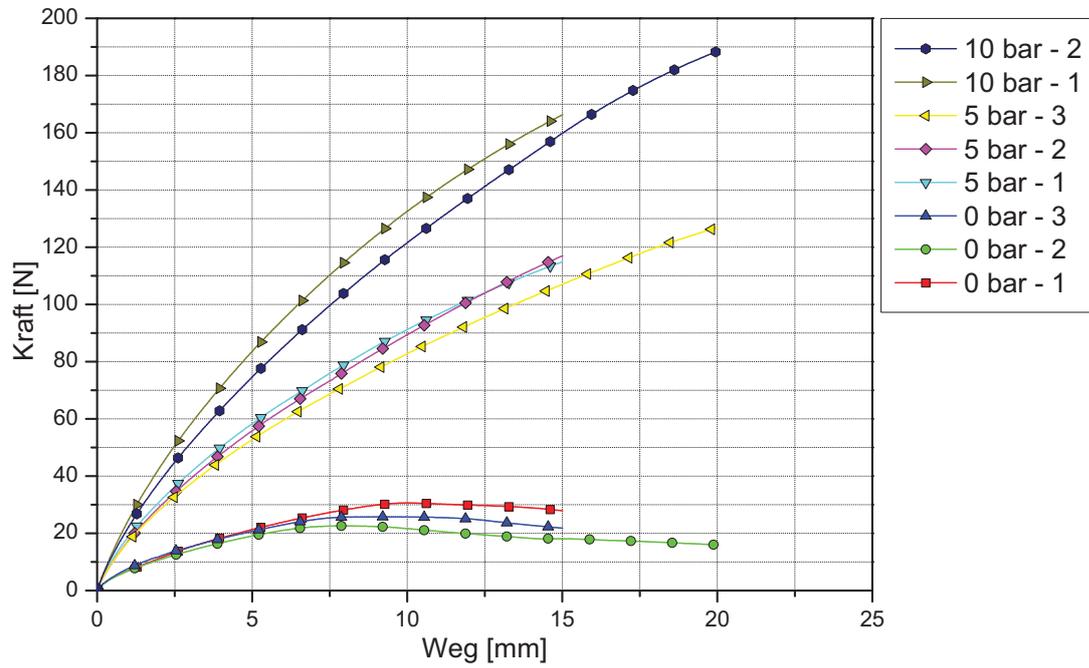


Abb. 4.11.: Zusammenhang von Innendruck und Biegesteifigkeit bei nachgiebigen Strukturelementen

### Torsionssteifigkeit nachgiebiger Strukturelemente

Zur Bestimmung der Torsionssteifigkeit wurde eine Aufnahme für den bestehenden Drehmomentteststand nach Abbildung 4.10b angefertigt. Die realisierte Einspannung ermöglicht die reine Winkelauslenkung des freien Endes des nachgiebigen Strukturelements durch die angreifende äussere Kraft  $F_t$ . Biegespannungen werden über eine Gleitführung abgefangen, die gleichzeitig die an die Torsion gekoppelte axiale Verkürzung des Strukturelements ermöglicht. Abbildung 4.12 zeigt den sich ergebenden Zusammenhang zwischen Innendruck und Torsionssteifigkeit über einen Druckbereich von 0 – 10bar. Die Torsionssteifigkeit nimmt deutlich mit dem Innendruck zu und hat im Vergleich zur Biegesteifigkeit einen eher linearen Charakter. Aus Sicherheitsgründen wird die Winkelauslenkung mit zunehmendem Druck bis auf  $18^\circ$  reduziert. Die Kurven in Abbildung 4.12 zeigen teilweise starke Sprünge oder Plateaus. Als Grund dafür könnten Mikroverformungen in der Elastomerschale sein. Es wird erwartet, dass mit einer fortschreitenden Konditionierung der Strukturelemente die Kurven glatter und proportionaler zum Innendruck verlaufen.

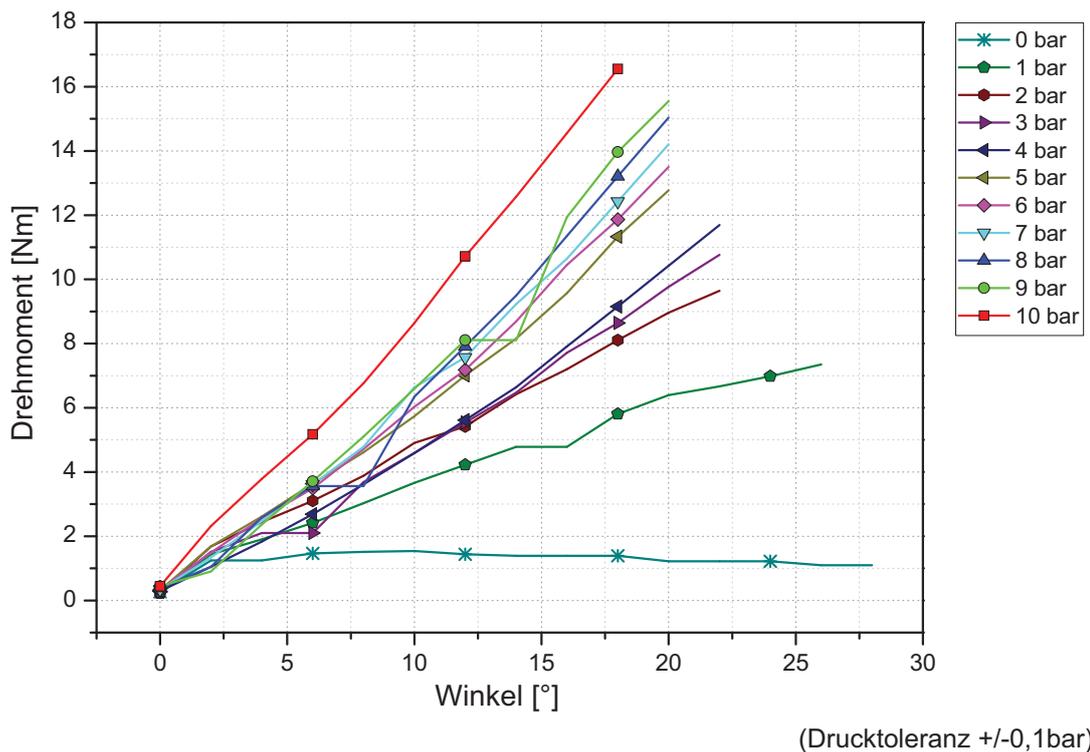


Abb. 4.12.: Zusammenhang von Innendruck und Torsionssteifigkeit bei nachgiebigen Strukturelementen

Die statische Charakterisierung der Aktorbaureihe neuer flexibler Fluidaktoren und nachgiebiger Strukturelemente ist grundlegender Bestandteil ihrer Entwicklung und für ihren erfolgreichen Einsatz unverzichtbar. Die Messungen bilden die Grundlage für die strukturelle und regelungstechnische Modellierung und leistungsgerechte Auslegung von An-

wendungen mit flexiblen Fluidaktoren. Es wird deutlich, dass die vorliegende Aktorbaureihe einen großen Leistungsbereich abdeckt. Darüber hinaus werden Möglichkeiten aufgezeigt, die es ermöglichen durch geometrische Modifikationen die Antriebscharakteristika flexibler Fluidaktoren an den jeweiligen Anwendungsfall anzupassen. Die Bestimmung der Dauerfestigkeit flexibler Fluidaktoren ist Bestandteil des folgenden Abschnitts.

## 4.2. Dauerfestigkeit flexibler Fluidaktoren

Die Bestimmung der Dauerfestigkeiten und die Entwicklung neuer Werkstoffkombination erfolgen wegen der langen Laufzeiten der Dauerwechselversuche parallel. Die Dauerwechselversuche werden zunächst mit den 18mm Modellaktoren durchgeführt. Die Dauerwechselversuche für 36mm-Aktoren und Einzelkammeraktoren folgen und zeigen das stark geometrieabhängige Ermüdungsverhalten der flexiblen Fluidaktoren.

### 4.2.1. Zyklischer Belastungstest der 18mm-Aktoren

Die Zusammenhänge zwischen Dauerwechselfestigkeiten, Arbeitsdruck und Werkstoffkombination für 18mm-Aktoren sind in Abbildung 4.13 gezeigt.

Die Wahl der Gummimischung beeinflusst die Dauerfestigkeit maßgeblich. Mit reinem Naturkautschuk (Naturkautschuk (NR)) werden bei 6bar Arbeitsdruck Dauerfestigkeiten von 42.815 – 64.300 Lastwechsel erreicht (Abbildung 4.13).

Beim Einsatz von reinem Chloroprenkautschuk (CR) erweitert sich dieser Bereich auf 271.027 Zyklen (Abbildung 4.13).

Der Zusatz von 0,5 Gew.-% Aramidfaserpulpe zeigt mit 290.987 Lastzyklen keine signifikante Erhöhung der Dauerwechselfestigkeit.

Der Einsatz von 1 Gew.-% Aramidfaserpulpe erhöht jedoch die Dauerwechselfestigkeit auf knapp 1.198.390 Lastzyklen. Eine Erhöhung des Arbeitsdruck senkt die Dauerwechselfestigkeiten wieder, wie in Abbildung 4.13 zu sehen ist.

Ein wichtiger Aspekt ist der Versagensmechanismus. Bei Arbeitsdrücken bis 6bar überwiegen Ermüdungsriss in der inneren Aktorschale. Bei Arbeitsdrücken über 6bar ist das Versagen der Einschnürung das häufigere Versagensbild. Beide Versagensmechanismen sind gut bezüglich ihrer Ausfallsicherheit zu bewerten, da in keinem Fall plötzliches Versagen durch katastrophale Rissausbreitung erfolgt. So bleibt die Möglichkeit, defekte Aktoren auszutauschen, ohne Funktions- oder Sicherheitsverluste hinnehmen zu müssen.

### 4.2.2. Zyklischer Belastungstest 36mm-Aktoren

Die Dauerwechselfestigkeiten für 36mm Aktoren liegen bei 6bar mit 250 – 42152 Lastzyklen deutlich niedriger als beim 18mm-Aktor. Um den Aufwand der Probenherstellung zu optimieren, wurden nur Aktoren mit einem Pulpfaseranteil vom 1 Gew.-% bei einem Arbeitsdruck von 6bar getestet. Ein Grund für die niedrigen Werte sind die größeren Spannungen in der Aktorschale. Unter der Annahme eines homogenen ebenen Spannungszustand in der Aktorschale sowie bei Betrachtung einer Falte des Aktors jeweils als Kugelschale, ergibt sich nach Formel 4.1 ein linearer Zusammenhang zwischen dem Durchmesser  $d$  und der Spannung  $\sigma_a$  in der

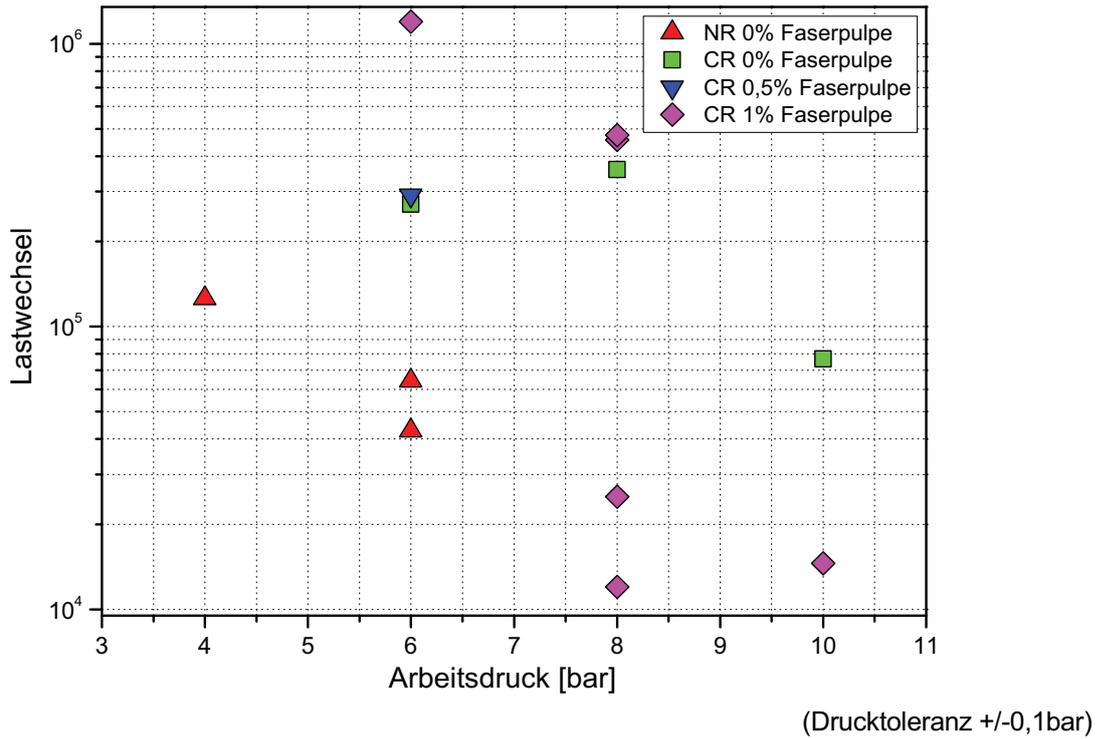


Abb. 4.13.: Dauerfestigkeiten von 18mm-Aktoren

Kugelschale[195].  $t$  entspricht der Wandstärke und  $P$  steht für den Innendruck. Die theoretischen idealisierten Spannungswerte sind also für den 36mm-Aktor doppelt so groß wie die des 18mm-Aktors.

$$\sigma_a = P \frac{d}{4t} \quad [4.1]$$



Abb. 4.14.: Faserorientierung am 36mm-Aktor

Ein weiterer, für die Dauerefestigkeit nachteiliger Aspekt ist die asymmetrische Faltengeometrie des 36mm-Aktors, die eine gleichmäßige Anpassung des Geflechschlauchs verhindert. Abbildung 4.14 verdeutlicht, wie sich die Flechtwinkel durch das Drapieren um den Gummibalg

verändern. Dadurch wird das Geflecht auf der Innenseite des Aktors besonders stark zusammengeschoben. Es ergeben sich hier sehr flache Kreuzungswinkel, die stark von der optimalen geodätischen Bahn abweichen. Wird der Aktor befüllt, verzerrt sich das Geflecht an den rot markierten Stellen besonders stark. Die Verzerrungen im Geflecht führen in der darunterliegenden Elastomerschale zu lokalen Bereichen großer Dehnung. Alle 36mm-Aktoren versagen durch Ermüdungsrissbildung auf der Innenseite der zweiten Falte von außen. Abbildung 4.15a verdeutlicht die häufigste Versagensstelle.

Die Untersuchung der Aktorinnenseite eines defekten Aktors ist in den Abbildungen 4.15b bis 4.15d gezeigt. Die rot markierten Bereiche verdeutlichen wie der Riss im Faltengrund beginnt und dann nach außen durch die Elastomerschale bis zum Aramidfasergeflecht wächst. An den Rissflanken sind die feinverteilten Pulpfaserteile und im Rissgrund das Aramidfasergeflecht zu erkennen.

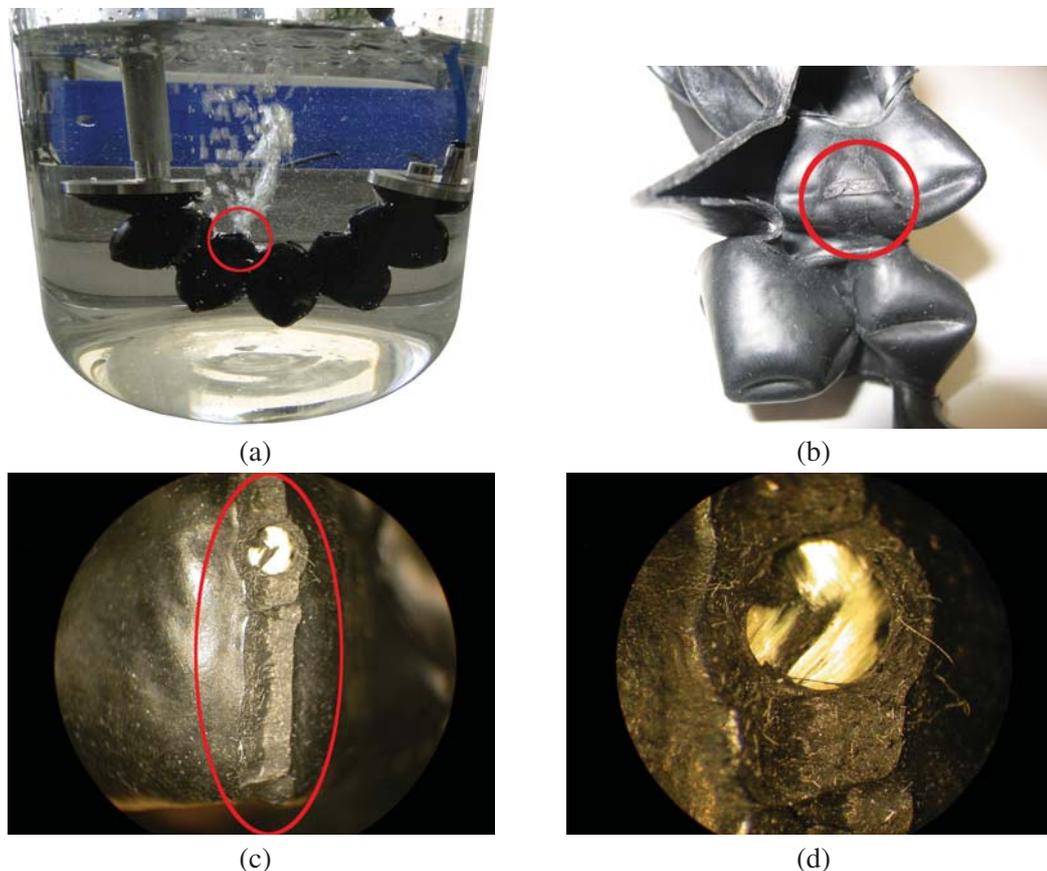


Abb. 4.15.: Ermüdungsrisse am 36mm-Aktor

### 4.2.3. Zyklischer Belastungstest der Einzelkammeraktoren

Einzelkammeraktoren folgen dem gleichen Versagensbild wie 36mm-Aktoren. Die Spannungen in der Schale sind vergleichbar hoch und so ergibt sich ein ähnliches Versagensbild durch Risswachstum auf der Falteninnenseite (Abbildung 4.16a).

Negativ wirkt sich außerdem das große Geflechtvolumen aus, das im geringen Raum der verhältnismäßig kleinen Anschlussteile zusammengefasst werden muss. Das Resultat ist eine Spannungsüberhöhung sowie eine schlechte Faserbenetzung und eine schlechte Verbindungskette Gummi-Faser-Metall im Bereich der Anschlussteile. Das resultierende Versagensbild ist in Abbildung 4.16b gezeigt.

Bei einem Arbeitsdruck von  $6\text{bar}$  ergeben sich so Dauerfestigkeiten von  $1.000 - 12.000$  Lastwechseln. Auch hier wurden wegen des großen Aufwandes der Probenherstellung nur Aktoren mit einem Pulpfasergehalt von  $1\text{ Gew.-%}$  getestet. Das niedrige Niveau der erreichbaren Dauerfestigkeiten begründet sich in der Tatsache, dass alle Einzelkammeraktoren frei, das heißt ohne Montage in einem Gelenk, getestet wurden. So können keine Spannungsanteile von der angrenzenden Gelenkstruktur aufgenommen werden.



(a) Ermüdungsrisse



(b) Ablösung der Anschlussteile

Abb. 4.16.: Versagensbilder am Einzelkammeraktor

Die Dauerfestigkeitsversuche für neue flexible Fluidaktoren zeigen, dass sowohl die Materialkomposition als auch die geometrische Formgebung der Aktoren Einflussgrößen sind, die die Dauerfestigkeit bestimmen. Die wichtigste Entwicklung zur Steigerung der Dauerfestigkeiten ist der Einsatz von Aramidfaserpulpen in der Elastomerschale. Dadurch konnte die Dauerfestigkeit für den  $18\text{mm}$  Modellaktor auf nahezu  $1,2\text{Mio}$  Zyklen bei einem Betriebsdruck von  $6\text{bar}$  gebracht werden. Mit dieser hohen Dauerfestigkeit sind nun erstmals flexible Fluidaktoren verfügbar, die für Anwendungen mit hohen Zyklenzahlen in der Automatisierungstechnik als konkurrenzfähiges, adaptives Antriebskonzept zur Verfügung stehen.

### 4.3. Modellverhalten und Experiment

In Abschnitt 3.4 wurde das Finite Elemente Modell für das Strukturverhalten des  $18\text{mm}$  Modellaktors entwickelt. Die Verformungsanalyse des Modells erfolgte in Abschnitt 3.6 und zeigt

eine gute Übereinstimmung mit den experimentell ermittelten Verformungszuständen des 18mm Modellaktors. Der Vergleich des Steifigkeitsverhaltens und der Drehmomentcharakteristik zwischen Modell und Experiment wird nun vorgestellt.

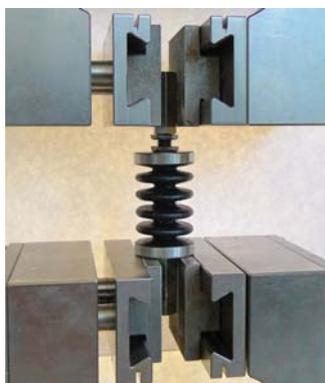
Zuerst werden die Werte für die reine strukturelle Steifigkeit ohne Innendruck gegenübergestellt. Dann folgen vergleichende Betrachtungen zur Drehmomententwicklung des Modells und des realen Aktors. Alle Betrachtungen erfolgen unter Variation der Materialparameter. Untersucht werden die beiden Materialmodelle nach YEOH (YEOH-A/B) sowie Mooney-Rivlin Modelle mit Schubmodulen von 1, 2, 3, 5 und 10  $kN/mm^2$  (siehe Abschnitt 3.4.1).

#### 4.3.1. Strukturelle axiale Steifigkeit des drucklosen Aktors

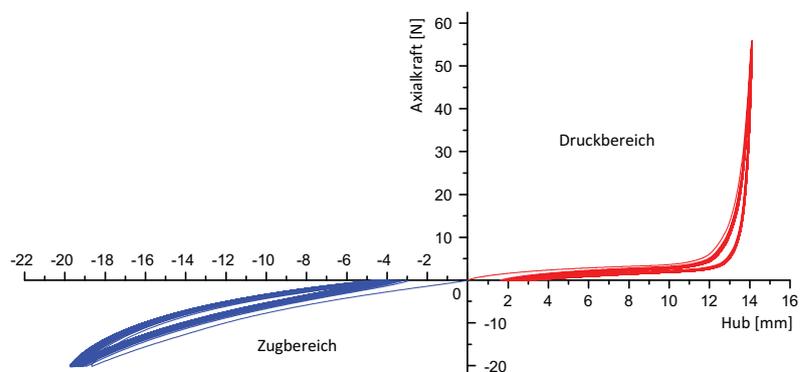
Die reine strukturelle Steifigkeit, das heißt die werkstoffabhängige Steifigkeit des Aktormodells, lässt sich nur schlecht über Drehmomentmessungen bestimmen. Die axiale Steifigkeit eines Aktors lässt sich am Besten durch die axiale Verformung in einer Materialprüfmaschine bestimmen. Dafür wird der Aktor, wie in Abbildung 4.17a zu sehen, in der Materialprüfmaschine fixiert und ausgehend von seinem spannungsfreien Zustand verformt. Es werden jeweils 50 Lastwechsel im Druckwechselbetrieb und 50 Lastwechsel im Zugwechselbetrieb mit einer Geschwindigkeit von  $0,75 \frac{mm}{s}$  durchgeführt. Die Kurve im Druckwechselbetrieb lässt sich in einen flachen und einen steilen Teil gliedern. Der flache Teil der Kurve beschreibt die reine Deformation der Falten. Der steile Druckkraftanstieg beschreibt den Moment, zu dem die Falten in Kontakt miteinander treten.

Die Kurve im Zugwechselbetrieb zeigt einen flachen Verlauf mit einem leichten Anstieg der Zugkraft am äusseren Ende. Das Verhalten im Zugkraftbereich ist im Wesentlichen durch Strecken der Falten des Aktors bestimmt.

Es ergibt sich jeweils der für viskoelastisches Materialverhalten typische Hystereseverlauf (Abbildung 4.17b).



(a) Aktor fixiert in der Materialprüfmaschine



(b) Kraft-Weg-Kennlinien

Abb. 4.17.: Experimentelle Bestimmung der axialen Aktorsteifigkeiten

Die Gegenüberstellung mit den modellierten axialen Steifigkeiten verdeutlicht die Schwierigkeit der exakten experimentellen Vermessung aber auch der realistischen Modellierung. Abbildung 4.18 vergleicht die Werte des experimentell bestimmten Kraft-Weg Verlaufs des drucklosen Aktors im Druckwechselbereich mit den verschiedenen Modellierungsansätzen. Abbildung 4.18 zeigt einen Offset für den Druckkraftanstieg von ca.  $5 - 7\text{mm}$ . Das heißt die Falten treten bei allen Modellen erst nach ca.  $5 - 7\text{mm}$  mehr Druckverformung in Kontakt miteinander. Da die ersten  $5 - 7\text{mm}$  Verformung in sehr kleinen Kraftbereichen stattfinden kommen verschiedene Gründe für den Offset in Frage:

1. die Anfangskraft des Druckwechselfersuchs wurde zu groß gewählt und so die ersten  $5\text{mm}$  der eigentlichen Messung übersprungen
2. die senkrechte Einbaulage des Aktors führt zu einer Aktorkomprimierung durch das wirkende Eigengewicht
3. Die tatsächliche Aktorgeometrie weicht von der Modellgeometrie ab. Gründe hierfür könnten Schrumpfungseffekte nach der Entformung sein.

Eine Kombination der aufgeführten Einflussfaktoren ist wahrscheinlich.

Die Betrachtung der Ergebnisse aus der Bestimmung der axialen Steifigkeit des drucklosen Modellaktors haben bei der Entwicklung des Modells eine wichtige Rolle gespielt. Der Druckwechselfersuch entspricht dem ersten Lastschritt aus Abbildung 3.17 und ermöglicht eine erste abschätzende Bewertung unterschiedlicher Modellansätze.

#### 4.3.2. Drehmomentdaten der Modelle

Die wichtigsten Ergebnisse aus der Modellierung neuer flexibler Fluidaktoren sind die Leistungsdaten bzw. die Drehmoment-Winkel Zusammenhänge flexibler Fluidaktoren. Der folgende Abschnitt vergleicht die unterschiedlichen Aktormodelle mit den experimentell ermittelten Kennwerten.

Für das Modell mit dem YEOH-Materialmodell (Datensatz B) ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten. In Abbildung 4.19 ist die experimentell ermittelte Drehmoment-Winkel Beziehung aus Abbildung 4.4a in grau gezeichnet. Die berechneten Drehmomentwerte sind in rot dargestellt. Bei einem konstanten Winkel von  $0^\circ$  ergibt sich über den gesamten Druckbereich von  $0 - 20\text{bar}$  eine sehr gute Deckung mit den experimentellen Ergebnissen. Desweiteren werden die berechneten Drehmomente entlang der Isobaren von  $1\text{bar}$  aufgezeichnet. Auch hier liegen die Ergebnisse für Modell und Experiment eng zusammen.

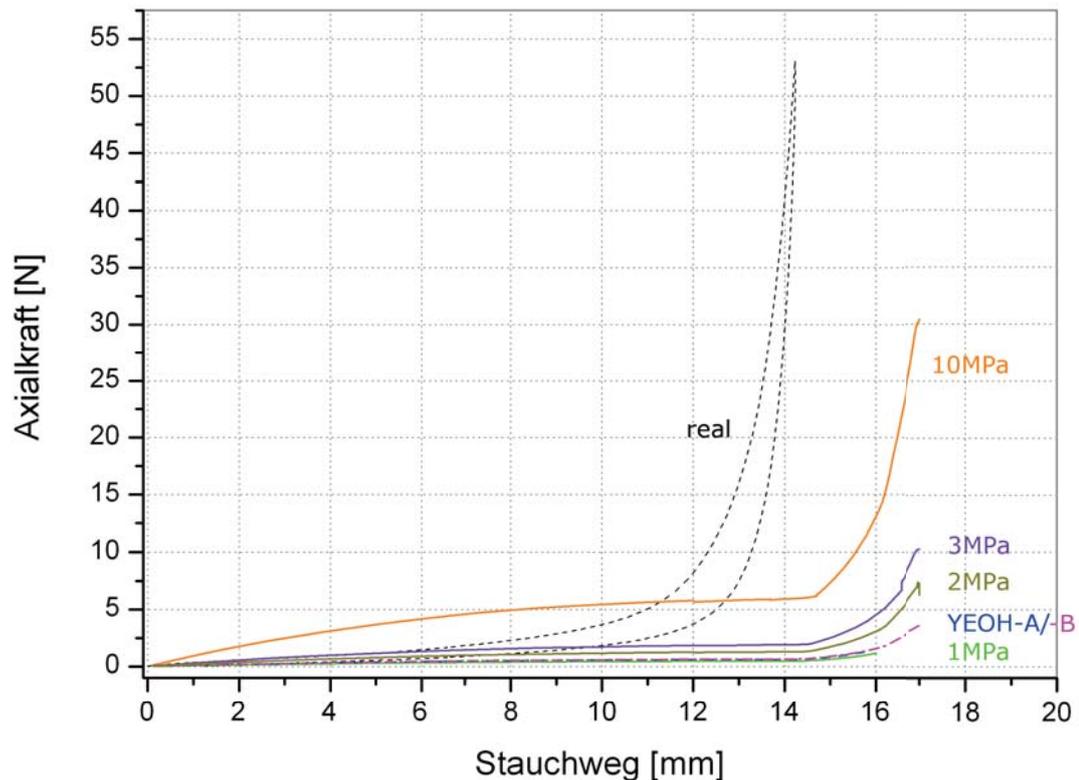


Abb. 4.18.: Vergleich der drucklosen Aktorverformung, Experiment und Modell [20]

Zum Abschluss der Arbeit bleiben die Betrachtungen auf die vorgestellten Druck- und Winkelbereiche beschränkt, da die Berechnungszeiten eines vollständigen Lastverlaufs mit 6 Wochen zu viel Zeit in Anspruch nehmen, das komplette Kennlinienfeld zu berechnen.

Das Modellverhalten des zweiten YEOH-Modells (Datensatz A) sowie der Mooney-Rivlin-Modelle für  $G = 10\text{kN/mm}^2$  und  $G = 5\text{kN/mm}^2$  sind in den Abbildungen 4.20a und 4.20b dargestellt. Hier werden jeweils die Drehmomentwerte bei einem konstanten Gelenkwinkel von  $0^\circ$  über den gesamten Druckbereich von  $0 - 20\text{bar}$  gezeigt. Die experimentellen Daten aus Abbildung 4.4a sind wieder in grau hinterlegt. Auch das YEOH-Modell (Datensatz A) stimmt gut mit den experimentellen Werten überein. Abbildung 4.20b macht deutlich wie das Mooney-Rivlin Modell für geringere Schubmodule von den experimentellen Daten abweicht. Für  $G = 10\text{kN/mm}^2$  ist die Übereinstimmung noch akzeptabel. Bei einem Schubmodul von  $G = 5\text{kN/mm}^2$  wird das Aktorverhalten zu steif und das Modell konvergiert für Innendrucke grösser als  $14\text{bar}$  nicht mehr.

In Abbildung 4.21 wird noch einmal die Genauigkeit der Approximation durch die verschiedenen Modelle, bei einer Simulation der unterschiedlichen Betriebsdrücke in der  $0^\circ$  Gelenkposition, veranschaulicht. Die mit den YEOH-Materialmodellen simulierten Drehmomente (blau und rot) liegen sehr nahe an den experimentellen Werten (gestrichelt). Die Mooney-Rivlin-

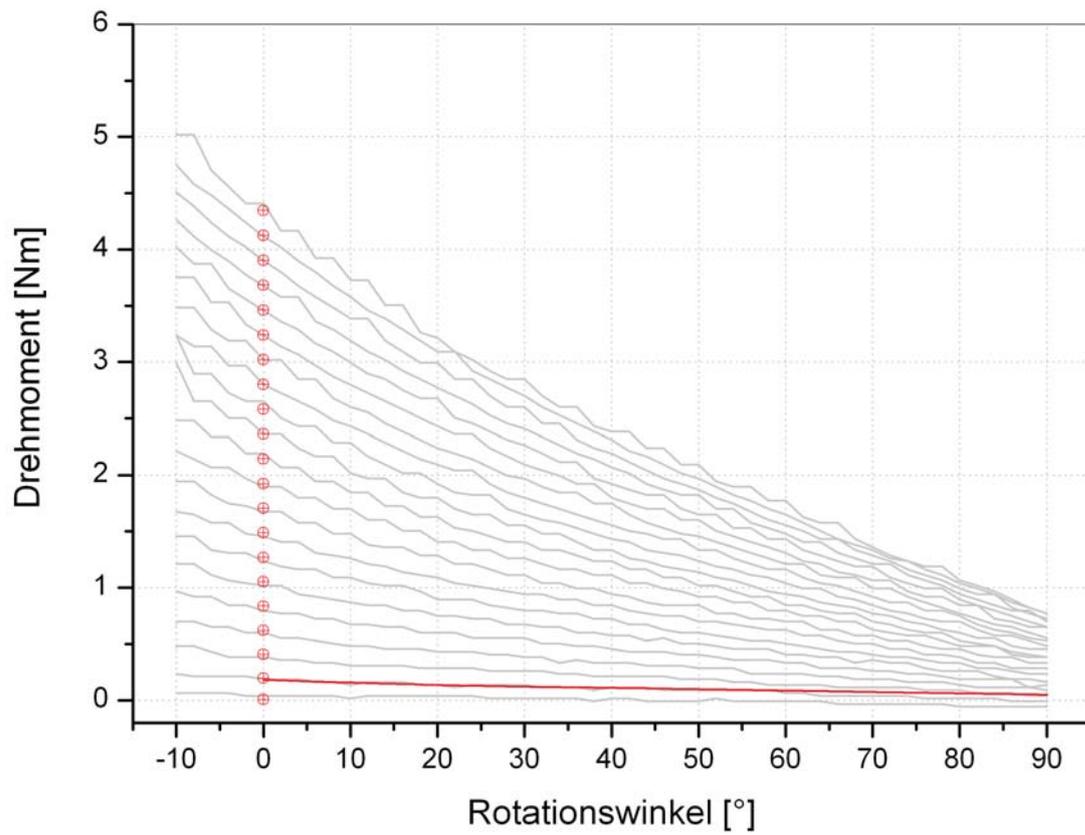


Abb. 4.19.: Berechnete Drehmomentdaten für das Aktormodell mit hyperelastischem YEOH-B Materialmodell [20]

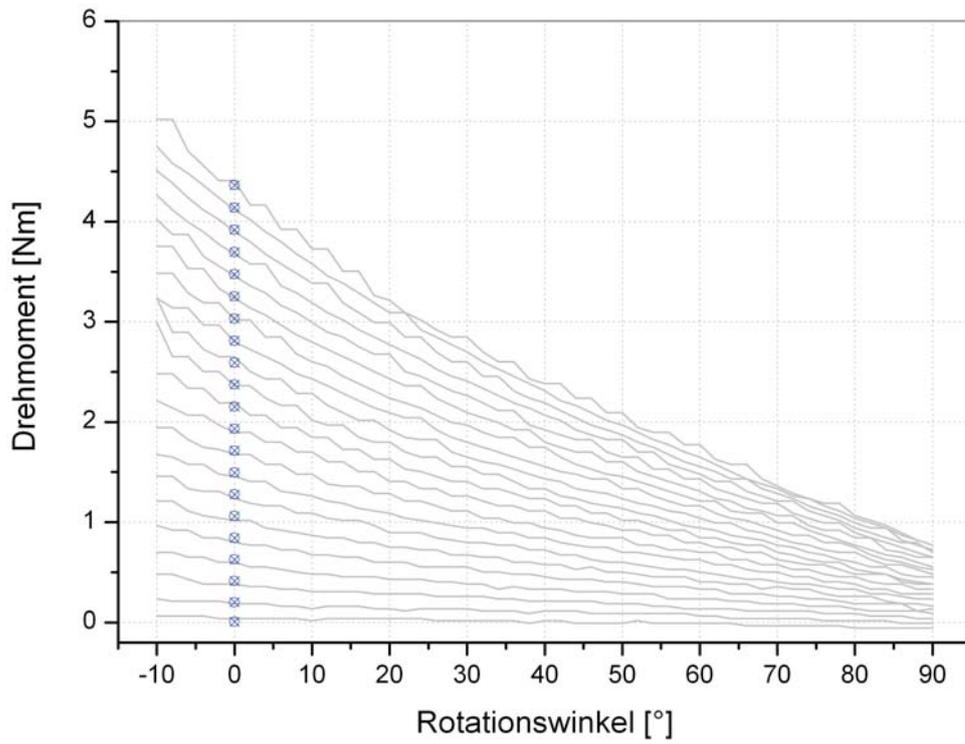
Materialmodelle (grün, violett und gelb) zeigen mit abnehmendem Schubmodul  $G$  eine zunehmende Abweichung von den experimentellen Drehmomentwerten. Mit linear-elastischen Materialmodellen (hellgrüne Kuve) lässt sich keine zufriedenstellende Übereinstimmung von Modell und Experiment erzielen.

Das Kapitel 4 zeigt wie sich die Antriebsmomente flexibler Fluidaktoren durch die Betriebsparameter Druck und Gelenkwinkel sowie durch die Formgebung und die Wahl der Einbausituation an die jeweiligen Anforderungen anpassen lassen. Es wird deutlich dass ein reproduzierbarer und skalierbarer Herstellungsprozess die Grundlage für ein weites Anwendungsfeld bildet.

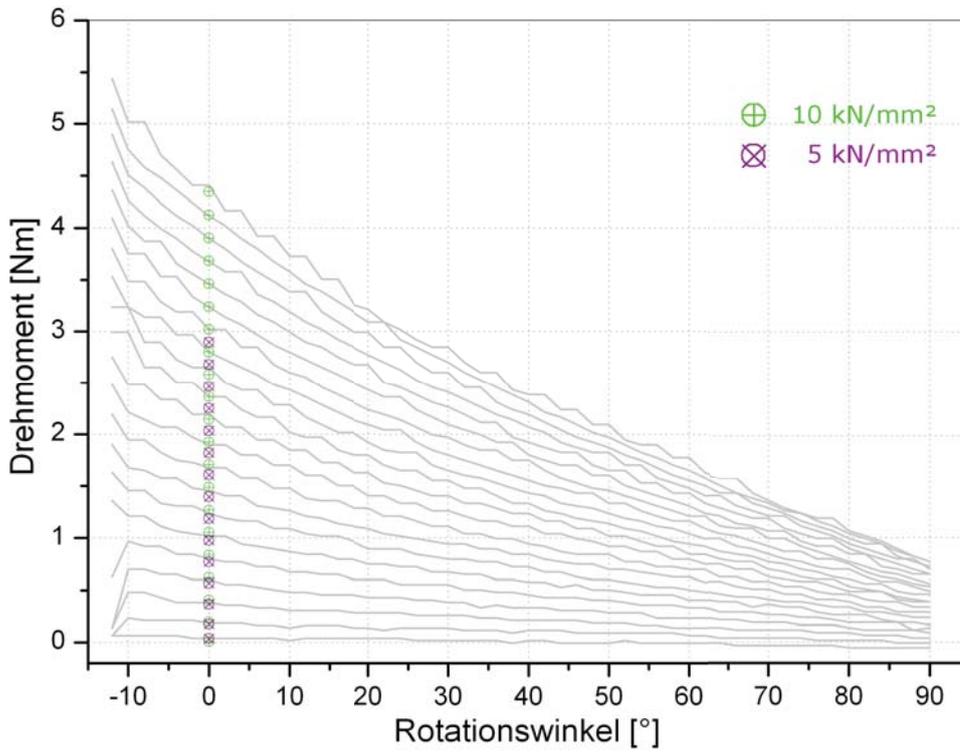
Die Dauerwechselfestigkeit flexibler Fluidaktoren kann durch den Einsatz feinverteilter Aramidfaserpulpen in der Elastomerschale entscheidend erhöht werden.

Die vergleichende Betrachtung der simulierten Drehmomentcharakteristik des 18mm Modellaktors mit den experimentellen Daten zeigt eine starke Abhängigkeit vom Materialmodell der elastomeren Aktorschale. Die beste Übereinstimmung ergibt sich für das hyperelastische Materialmodell nach Yeoh (Datensatz B). Obwohl, wegen der langen Berechnungszeit, nicht das komplette Aktorkennfeld simuliert werden konnte, bietet das Modell ein gute Grundlage für die Auslegung neuer flexibler Fluidaktoren.

Die neuen Erkenntnisse bezüglich der Abhängigkeiten zwischen den Antriebscharakteristika und der geometrischen Form flexibler Fluidaktoren verbessern die Entwicklungsgrundlage für hochintegrierte Antriebssysteme. Das folgende Kapitel 5 beschreibt wie die Gelenkstrukturen für flexible Fluidaktoren noch weiter verbessert werden können, um einen noch höheren Integrationsgrad bei gleichzeitig kleinen bewegten Massen realisieren zu können.



(a) Hyperelastisches Materialmodell nach YEOH-A



(b) Hyperelastische Materialmodelle nach Mooney-Rivlin

Abb. 4.20.: Vergleichende Betrachtung der Drehmomentcharakteristika verschiedener Aktormodelle und experimentell ermittelter Daten [20]

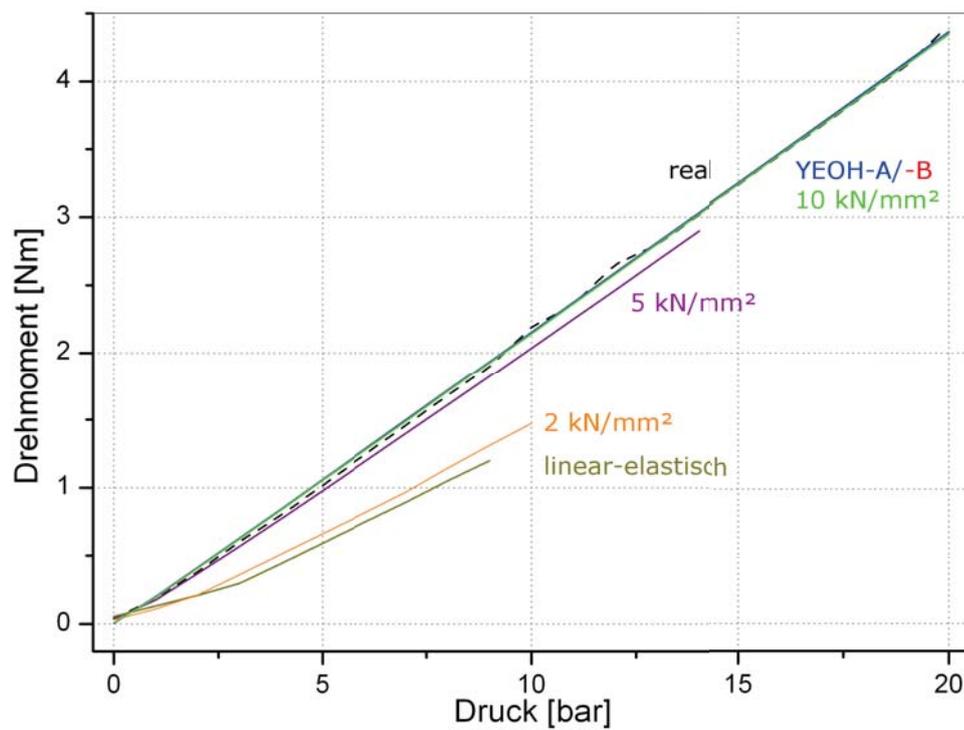


Abb. 4.21.: Direkter Vergleich der Drehmomentcharakteristika verschiedener Materialmodelle in  $0^\circ$  Winkelposition [20]



## 5. Neuartige Gelenkstrukturen für flexible Fluidaktoren

Das Kapitel stellt neu entwickelte Gelenkstrukturen vor, die mit flexiblen Fluidaktoren angetrieben werden und grundsätzlichen biomimetischen Konstruktionsprinzipien folgen (Abschnitt 1.2.3). Ziel der Entwicklungen ist es den Integrationsgrad und die Leistungsdichte fluidisch angetriebener, adaptiver Gelenkstrukturen zu erhöhen. Im ersten Teil des Kapitels werden die theoretischen Grundlagen sowie bereits etablierte und prototypische Anwendungen stoffschlüssiger Gelenke behandelt. Danach folgt die Vorstellung der Neuentwicklungen bezüglich Werkstoffauswahl, Herstellungsprozess und Sensorik, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit erfolgten. Mit der Vorstellung kompletter Roboterstrukturen, bestehend aus Festkörpergelenken, schließt das Kapitel.

### 5.1. Prinzipieller Aufbau von Festkörpergelenken für die Robotik

Festkörpergelenke sind Strukturen, die bei Kräfteinwirkung eine gewollte Biegeverformung erfahren und aufgrund ihrer strukturellen Steifigkeitsverteilung eine Kinematik abbilden. Abhängig von der Formgebung der Festkörpergelenke können verschiedene klassische Gelenkverbindungen als stoffschlüssige Gelenke realisiert werden. In Abbildung 5.1 sind einige mit Festkörpergelenken realisierbare eindimensionale Gelenkstrukturen dargestellt.

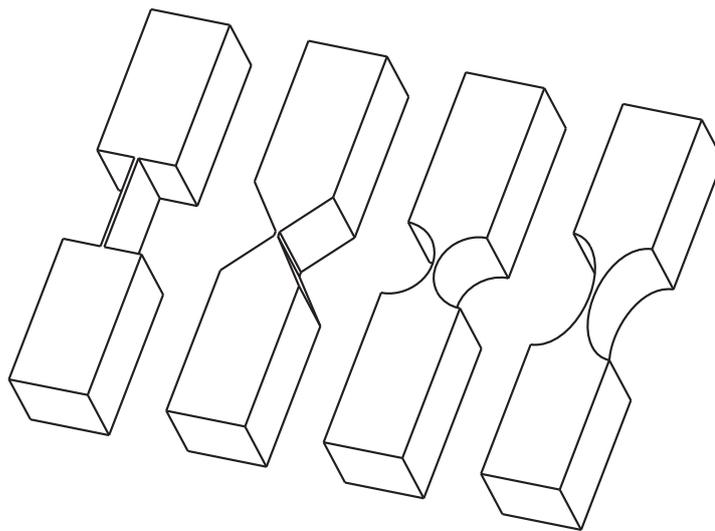


Abb. 5.1.: Unterschiedliche Querschnittsgeometrien von eindimensionalen Festkörpergelenken [169, 248]

Festkörpergelenke sind heute etablierte Lösungen für viele gelenkige Verbindungen in der Konsumgüterindustrie. Vom Schnappverschluss bei Behältern von Kosmetik- und Reinigungsprodukten bis hin zur Vesperdose [98]. Während die Lebensdauer oder Belastungsgrenze bei solchen Anwendungen meist keine Hauptanforderungen sind, gibt es auch Entwicklungen hochleistungsfähiger Festkörpergelenke. Besonders Anwendungsbereiche in der Luft- und Raumfahrttechnik [35, 68, 100, 219, 235, 285], wo Adaptivität, Leichtbau und hoher Integrationsgrad gefordert sind, stehen hier im Fokus. Das Potential für hochintegrierte Strukturbauteile machen das Prinzip auch für den Automobilsektor interessant und wettbewerbsfähig [160].

Im Bereich Medizintechnik können Festkörpergelenke metallische Materialien substituieren und so neue Anwendungen und Therapien ermöglichen [123, 196, 267]. So können zum Beispiel bewegliche, ferromagnetische Vorrichtungen in der Röntgenumgebung ersetzt werden [312].

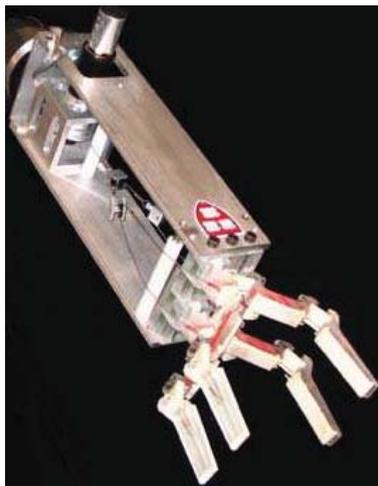
Besonders etablierte Felder für Kinematiken mit Festkörpergelenken sind die Mikrorobotik und die Automatisierung in der Mikrosystemtechnik. Sehr kleine Gelenkquerschnitte sind dort wegen der ohnehin geringen Belastungen unproblematisch, und mit den neuen Verfahren der Mikrofertigung auch in der Produktion realisierbar. Die Anwendungen reichen von Mikromanipulatoren [159, 194, 320, 395, 426] bis hin zu autonomen Mikrorobotern [29, 39, 167, 325].

Darüber hinaus erfreut sich das Prinzip Festkörpergelenk in letzter Zeit im Bereich wissenschaftlicher Arbeiten auch in der Robotik zunehmender Aufmerksamkeit. Gute Beispiele dafür sind die am Massachusetts Institute of Technology (MIT) und an der Universität Bologna entwickelten Manipulatoren (Abbildungen 5.2a - 5.2d). Beide Beispiele nutzen die positiven Eigenschaften von Festkörpergelenken. Realisiert werden die biegeelastischen Gelenke mit unterschiedlichen Konzepten. Die University of Bologna Hand 3 (UBH3)-Hand nutzt die Spiralfedern von Bowdenzügen, die Shape Deposition Manufacturing (SDM)-Hand dagegen elastomere Werkstoffe. Beide Manipulatoren sind für den Einsatz in unstrukturierten Umgebungen konzipiert. Die Anforderungen hinsichtlich Präzision, Festigkeit und Steifigkeit sind dementsprechend gering. Die Beispiele sind daher keine konkurrenzfähigen Alternativen zu konventionellen Gelenkverbindungen mit Welle und Nabe. Das Ziel besteht darin, Präzision und Festigkeit gleichzeitig wesentlich zu verbessern.

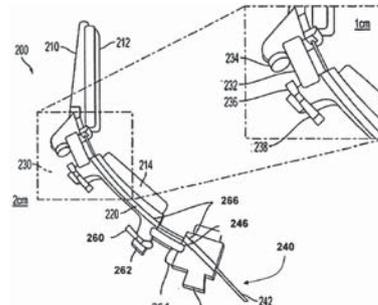
Um die grundsätzlichen Belastungsgrößen eines Festkörpergelenks zu veranschaulichen, hilft die Betrachtung eines Biegebalkens [248]. Wird einem Biegebalken, wie in Abbildung 5.3 zu sehen, eine definierte Verformung  $\Delta x$  aufgeprägt, so ergibt sich die maximale Randfaserspannung  $\sigma_{max}$  zu [248]

$$\sigma_{max} = \frac{3\Delta x E \frac{h}{2}}{L^2} \quad [5.1]$$

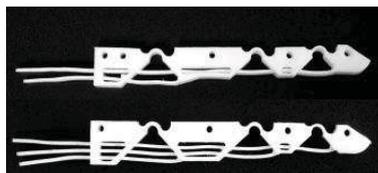
mit  $E$  als E-Modul und  $h$  und  $L$  als Balkenhöhe und Balkenlänge. In Gleichung 5.1 wird



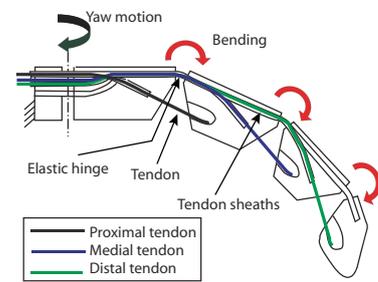
(a) SDM-Hand



(b) Ansicht eines SDM-Fingers mit Sensoren, schematisch



(c) Fingervarianten der UBH3-Hand



(d) Finger der UBH3-Hand, schematisch

Abb. 5.2.: Manipulatoren mit stoffschlüssigen Gelenken [88, 89, 251]

deutlich, wie die Randfaserspannung bei gegebener Verformung  $\Delta x$  und konstanter Balkenlänge  $L$  von der Höhe des Balkenquerschnitts abhängt.

Ein anderer Weg führt über die Betrachtung des Widerstandsmoments gegen Biegung. Für einen Biegebalken mit der Höhe  $h$  und der Breite  $b$  lautet das Widerstandsmoment  $W$  gegen Biegung [195]

$$W_{ax} = \frac{bh^2}{6}. \quad [5.2]$$

Mit Abnahme der Balkenhöhe  $h$  sinkt der Widerstand des Balkens gegen Biegung  $W_{ax}$ ,  $h \rightarrow 0 = 0$  und somit auch die maximal auftretende Randspannung  $\sigma_{max}$ .

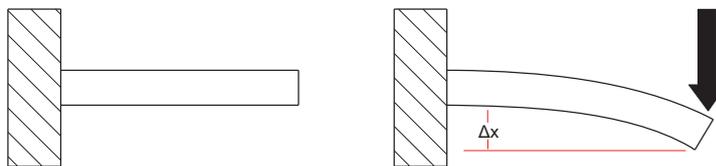


Abb. 5.3.: Vereinfachte Betrachtung eines Festkörpergelenks als Biegebalken

Die prinzipiellen geometrischen und mechanischen Überlegungen werden in der Fachliteratur weitaus spezifischer ausgeführt und an geometrische und werkstoffliche Besonderheiten angepasst [169, 248, 286, 402]. Sie sind aber ausreichend, um die Lösungsfindung für das Problem Festkörpergelenke in der Robotik zu beschreiben.

Zunächst muss man die allgemeinen Anforderungen an ein Robotergelenk betrachten. Robotergelenke sollen

1. eine hohe Präzision haben: Das bedeutet sie müssen eine eindeutige Drehachse definieren.
2. eine hohe Steifigkeit haben: Das heißt sie sollen in der Lage sein, auch bei verschiedenen Lastfällen die Bewegung entlang ihrer definierten Drehachse zu führen.
3. eine hohe Ermüdungsfestigkeit haben: Sie sollen in der Lage sein, eine geforderte Lastspielzahl zu ertragen unterhalb derer, die ersten beiden Anforderungen eingehalten werden.
4. einen geringen Drehwiderstand haben
5. möglichst verschleissfrei sein
6. unempfindlich gegen äussere Einflüsse wie Schmutz, Temperatur, Strahlung, etc. sein.

Bei Betrachtung der in Abbildung 5.1 dargestellten gängigen Querschnittsformen von ein-dimensionalen Festkörpergelenken wird deutlich, dass eine hohe Präzision an eine möglichst

kurze Biegelänge gekoppelt ist. Nur eine möglichst scharfe V-Kerbe hat das Potential für eine hinreichende Präzision der virtuellen Drehachse. Wie in den mechanischen Vorüberlegungen veranschaulicht, hängt die Leistungsfähigkeit des Festkörpergelenks von der maximalen Randspannung  $\sigma_{max}$  ab. Bei möglichst kurzer Biegelänge, welche für eine hohe Präzision erforderlich ist, kann die Randspannung nur über die „Balkenhöhe“ beeinflusst werden. Wird die „Höhe“ des Biegebalkens reduziert, kann auch  $\sigma_{max}$  reduziert werden. Die Herausforderung liegt darin, dass mit einer geringen Balkenhöhe die allgemeine Tragfähigkeit des Gelenks im Hinblick auf Zug-, Druck- und Biegebelastung ebenfalls sinkt. Die konstruktive Lösung liegt hier in der Zerlegung des Biegebalkens in viele einzelne Biegebalken ähnlich dem Prinzip einer Blattfeder. Abbildung 5.4 verdeutlicht den Effekt. Die maximale Randspannung  $\sigma_{max}$  bleibt so für jeden „Einzelbalken“ sehr klein. Die Tragfähigkeit des Gesamtsystems Festkörpergelenk bleibt aber hoch.

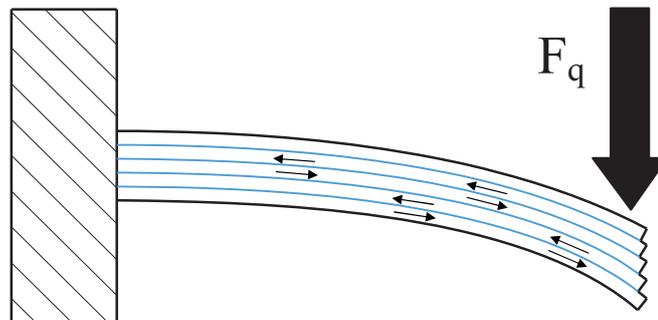


Abb. 5.4.: Vereinfachte Betrachtung eines Festkörpergelenks als Biegebalken

Das Entwicklungsziel liegt also in der konstruktiven Umsetzung möglichst kleiner Einzelbalken. Faserfilamente mit mittleren Durchmessern von  $9 - 30\mu m$  können, in Rovings und Geweben zusammengefasst, einen solchen Aufbau möglichst kleiner „Einzelbalken“ abbilden und als Gewebe auch gut verarbeitet werden. Die Detailansicht B in Abbildung 5.21 zeigt eine schematische Schnittansicht eines solchen prinzipiellen Gelenkaufbaus. Der Gelenkaufbau nach diesem Prinzip wird im Folgenden als faserverstärktes Festkörpergelenk bezeichnet. Der folgende Abschnitt beschreibt die Entwicklung faserverstärkter Festkörpergelenke bezüglich des Herstellungsprozesses und der Materialauswahl für die Faserverstärkung.

## 5.2. Herstellungsprozess, Materialauswahl und Leistungsfähigkeit faserverstärkter Festkörpergelenke

Der vorausgehende Abschnitt hat die konstruktive Konzeption des faserverstärkten Festkörpergelenks definiert. Der folgende Abschnitt erläutert, wie die genannten Anforderungen durch geeignete Prozess- und Materialentwicklung in einen Funktionsprototyp umgesetzt werden können.

Faserverbundbauteile, wie das entworfene Festkörpergelenk, schränken die möglichen Fertigungsverfahren ein. Zusätzlich müssen Aufwand und Kosten bei der prototypischen Fertigung gerechtfertigt sein. Zum Einsatz kommt deshalb ein Vacuum Assisted Resin Transfer Molding (VARTM)-Verfahren (Vacuum Assisted Resin Transfer Molding). Der generelle Verfahrensaufbau ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Eine mit einer vorgeformten Faserstruktur (Preform) gefüllte Werkzeugkavität wird evakuiert und gleichzeitig das noch flüssige Matrixharz in die Kavität gesaugt. Nach Aushärtung des Harzes kann dann das fertige Faserverbundbauteil dem Werkzeug entnommen werden. Die Werkzeuge werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit mit gängigen Rapid Prototyping-Verfahren hergestellt, so dass schnell und kostengünstig Anpassungen vorgenommen werden können.

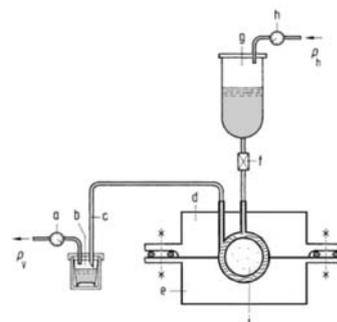


Abb. 5.5.: VARTM-Prozess, schematische Darstellung [65]

Für die Faserverstärkung des Festkörpergelenks wurden Schmalgewebe unterschiedlicher Konstruktion entwickelt<sup>1</sup>. Die Entwicklung passender Faserhalbzeuge ist der wichtigste Arbeitspunkt für ein leistungsfähiges faserverstärktes Festkörpergelenk und wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

Für die Faserverstärkung des Festkörpergelenks wurden Schmalgewebe unterschiedlicher Konstruktion entwickelt<sup>1</sup>. Die Entwicklung passender Faserhalbzeuge ist der wichtigste Arbeitspunkt für ein leistungsfähiges faserverstärktes Festkörpergelenk und wird im folgenden Abschnitt beschrieben.

### 5.2.1. Faserauswahl für neue verstärkte Festkörpergelenke in Faserverbundbauweise

Die Anforderungsliste für Verstärkungsfasern für ein Festkörpergelenk ergibt sich aus den auftretenden Lastfällen (Abbildung 5.10) sowie den relevanten Anwendungsfeldern in der Robotik und lässt sich wie folgt zusammenfassen:

- hohe Zugfestigkeit
- hohe Ermüdungsfestigkeit
- hohe Schnitt- und Abrasionsfestigkeit

<sup>1</sup>In Vorversuchen wurden auch Flechtbänder getestet, die eine Faserverstärkung  $\pm 45^{\text{circ}}$  zur Gelenkdrehachse bilden. Für die Lastfälle als Robotergelenk ist deren Faserorientierung aber nicht zielführend.

- Unempfindlichkeit gegen Umwelteinflüsse
- geringe Dichte.

Für die Faserauswahl wurden viele technische Fasern betrachtet und verglichen. In den Abbildungen 5.6a - 5.6f sind verschiedene technische Fasern gegenübergestellt.

Bei der Analyse der hier gegenübergestellten Daten wird das Potential hochmolekularer Polyethylenfasern (High Performance Polyethylene (HPPE) oder Ultra High Molecular Weight Polyethylene (UHMWPE)) deutlich. Die bekanntesten HPPE-Fasern werden von der Firma DuPont unter dem Markennamen Dyneema<sup>®</sup> vertrieben. Die aussergewöhnlich hohe Molekülorientierung von  $> 95\%$  und die hohe Kristallinität von bis zu  $85\%$  sind für die herausragenden Eigenschaften verantwortlich [151]. Neben den in den Abbildungen 5.6a - 5.6f verdeutlichten Werten werden die besonderen Möglichkeiten der Fasern eindrucksvoll durch die Abrasions- und Schnittfestigkeit in den Abbildungen 5.7a - 5.7c beschrieben. Besonders Abbildung 5.7c zeigt eindrucksvoll dass eine Dyneema<sup>®</sup>-Faser nicht einmal mit einem Rasiermesser geschnitten werden kann. Der Nachteil der Fasern, dass die Festigkeit ab Temperaturen über  $70^{\circ}\text{C}$  deutlich abnimmt, spielt für Anwendungen in der Robotik eine untergeordnete Rolle und kann durch die Wahl geeigneter Fertigungsparameter ausgeglichen werden.

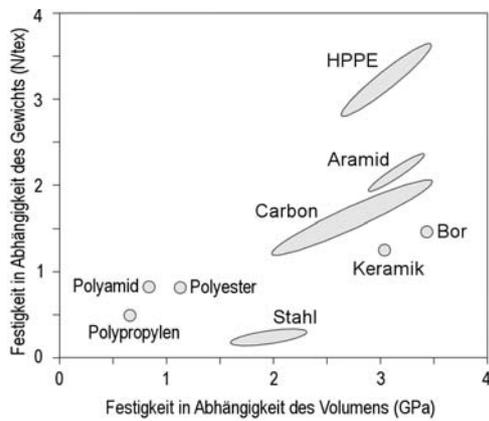
Der hohe Grad der Molekülorientierung resultiert in einer extrem glatten Oberfläche der HPPE-Filamente sowie einer stark unpolaren Molekülstruktur. REM-Aufnahmen von einzelnen Faserfilamenten verschiedener technischer Fasern verdeutlichen das (Abbildungen 5.8a und 5.8b).

Bei der Auswahl von HPPE-Fasern für Faserverbundwerkstoffe muss die besondere Oberflächenbeschaffenheit berücksichtigt werden, da sie die Faser-Matrix-Haftung äußerst negativ beeinflusst. Versuche, die Haftung durch eine Plasmabehandlung der PE-Fasern zu verbessern sind aber bis jetzt wenig erfolgversprechend <sup>2</sup>. Eine gute Lösung ist der Einsatz von Hybridgeweben sowie die textiltechnische, formschlüssige Einbindung in die Gesamtstruktur, so dass der Nachteil der schlechten Faser-Matrix-Haftung ausgeglichen werden kann.

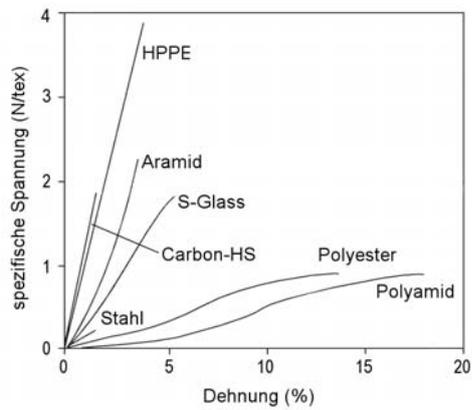
Für die endgültige Gelenkkonstruktion wurden verschiedene Faserhalbzeuge entworfen und erprobt. Abbildung 5.9 zeigt die getesteten Schmalgewebe in der Übersicht. Die einzelnen Halbzeuge unterscheiden sich in ihrer Gewebekonstruktion und Materialzusammensetzung. Eine detaillierte Parameterübersicht ist in Tabelle 5.1 zusammengefasst. Neben unterschiedlichen Titern (Garnfeinheiten) kommen auch unterschiedliche Kombinationen von Kett- und Schussfäden zum Einsatz. Die Anforderungen an eine hohe Präzision und einen geringen Drehwiderstand des faserverstärkten Festkörpergelenks sind unmittelbar mit der Gewebekonstruktion verknüpft. Je dünner das Schmalgewebe ist, umso geringer ist der zu erwartende Drehwiderstand und umso präziser wird sich die virtuelle Drehachse ausbilden. Die Schmalgewebe V1091/3

---

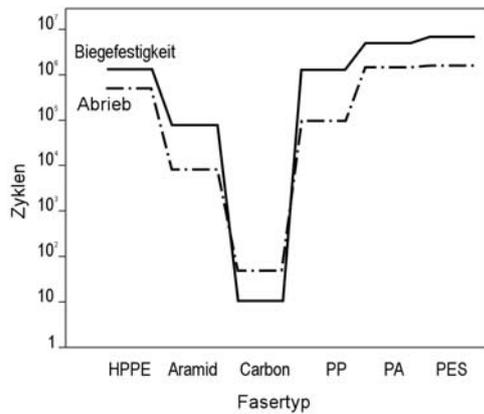
<sup>2</sup>Telefonische Auskunft Roel Marissen DSM Dyneema, Niederlande



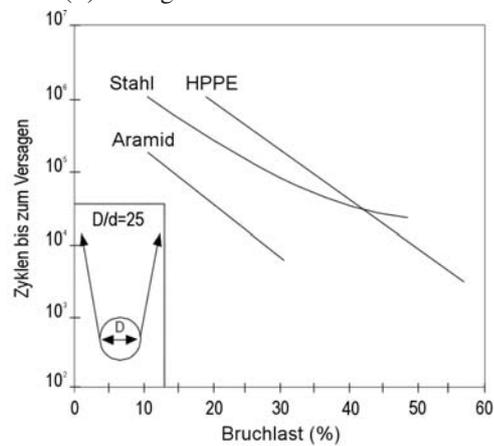
(a) Festigkeiten technischer Fasern



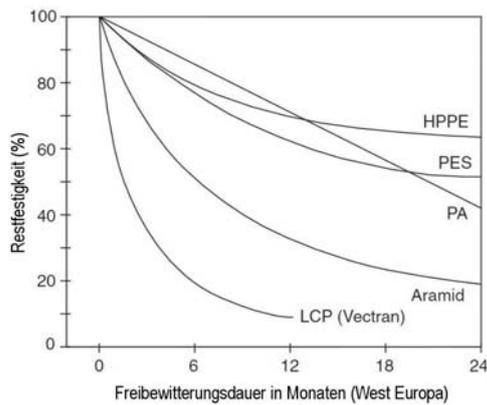
(b) Steifigkeiten technischer Fasern



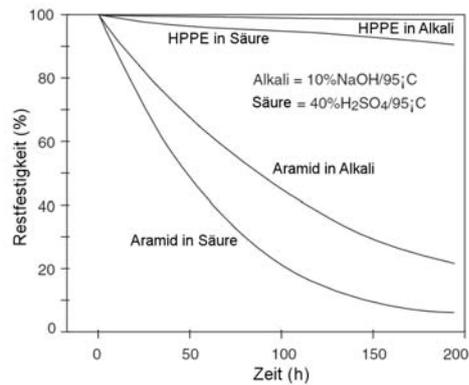
(c) Biegewechselfestigkeiten technischer Fasern



(d) Biegewechselfestigkeiten in Abhängigkeit der Bruchlast

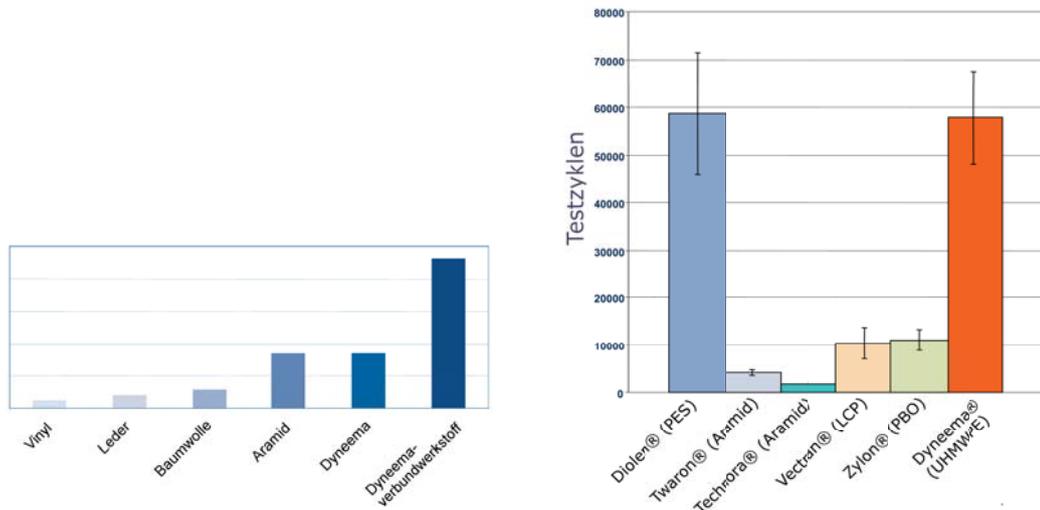


(e) Witterungsbeständigkeiten technischer Fasern



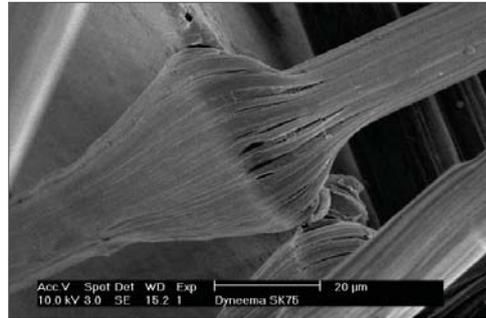
(f) Chemikalienbeständigkeiten technischer Fasern

Abb. 5.6.: Vergleichende Betrachtung technischer Fasern [151]



(a) relative Schnittfestigkeiten [91]

(b) Abrasionsfestigkeiten [91]



(c) Schneidversuch eines Dyneema®-Filaments mit einer Rasierklinge [101]

Abb. 5.7.: Abrasions- und Schnittfestigkeit von Dyneema®-Fasern im Vergleich

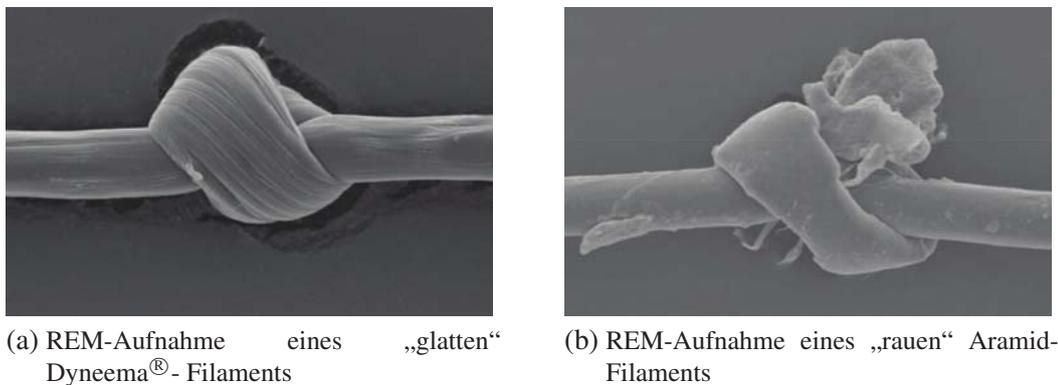


Abb. 5.8.: Oberflächenstruktur technischer Fasern [101]

und SAO77 sind kommerziell erhältliche Faserhalbzeuge, die bei den folgenden Versuchen zur statischen Tragfähigkeit faserverstärkter Festkörpergelenke als Referenz dienen. Alle anderen Schmalgewebe sind im Rahmen der vorliegenden Arbeit entworfen worden. Die maßgeschneiderten Schmalgewebe haben in Kettrichtung den gleichen Faseraufbau, lediglich der Schussfaden wird variiert.

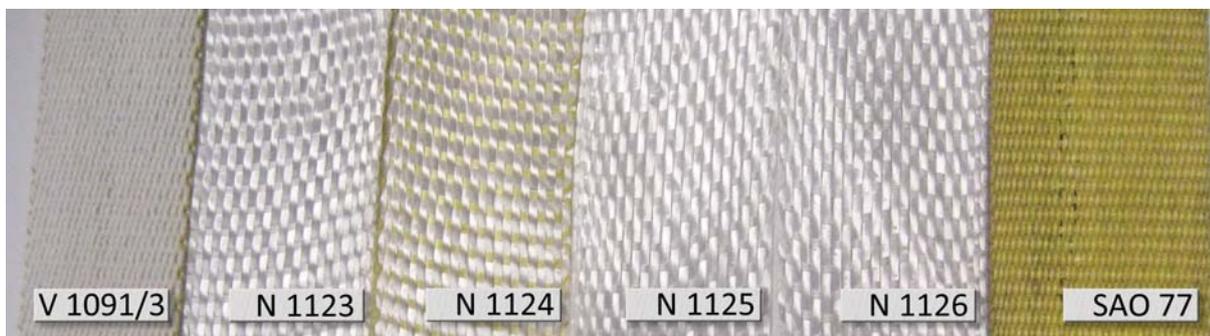


Abb. 5.9.: Übersicht - Faserhalbzeuge für faserverstärkte Festkörpergelenke

	Schuss			Kette			Breite mm	Dicke mm
	Material	Titer (dtex)	Schuss- dichte *	Material	Titer (dtex)	Fadenan- zahl		
V 1091/3	Dyneema®	–	60	Dyneema®	–	49	17.7	0.92
SAO 77	Aramid	–	140	Aramid	–	65	21	0.55
N 1123	PES	149	45	Dyneema®	880	24	19.5	0.35
N 1124	Aramid	220	45	Dyneema®	880	24	19.5	0.42
N 1125	Dyneema®	110	45	Dyneema®	880	24	19.5	0.32
N 1126	Dyneema®	167	45	Dyneema®	880	24	19.5	0.33

\* Schussfäden pro laufenden Dezimeter eines Bandes

Tab. 5.1.: Materialparameter der eingesetzten Schmalgewebe für die Gelenkverstärkung

### 5.2.2. Statische Leistungsfähigkeit neuer faserverstärkter Festkörpergelenke

Die Charakterisierung der statischen Gelenkeigenschaften berücksichtigt allgemeine Prüfnormen der Werkstoffcharakterisierung. Jedoch soll hier eine Charakterisierung der Gesamtstruktur des neuen faserverstärkten Festkörpergelenks erfolgen, was möglichst anwendungsnahe Versuchsanordnungen erfordert. Den Überlegungen zum Versuchsaufbau geht die Analyse der kritischen Lastfälle im Robotereinsatz voraus. Die Gelenke sind für den Einsatz an stationären und mobilen Robotern gedacht. Die kritischen Lastfälle treten daher im Falle von Kollisionen, beziehungsweise durch Fallen und/oder Kippen des Roboters auf. Daraus ergeben sich drei

Lastfälle, wie sie in Abbildung 5.10 schematisch dargestellt sind. Maßgeblich sind besonders die Belastungen in Biegerichtung  $F_q$  und Druckrichtung  $F_d$ . Die Charakterisierung in Zugrichtung  $F_z$  komplettiert das Prüfprogramm und ermöglicht weitere vergleichende Betrachtungen der einzelnen Schmalgewebe. In der Praxis werden meist komplexere mehrdimensionale Belastungen am Gelenk angreifen, die sich aus Kombinationen der oben aufgeführten Lastfälle ergeben. Die Untersuchung der Gelenke bezüglich der Lastfälle wird in den folgenden Abschnitten beschrieben. Für jeden Lastfall werden Testgelenke geprüft, die mit den unterschiedlichen Faserhalbzeugen, wie sie in Tabelle 5.1 aufgeführt sind, konstruiert sind.

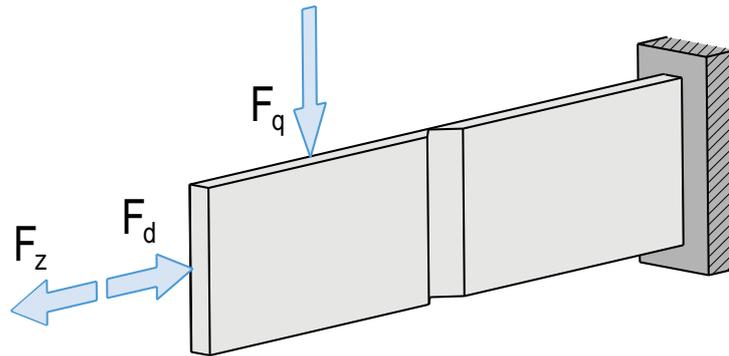


Abb. 5.10.: Lastfälle am Festkörpergelenk

Zur Charakterisierung unterschiedlicher Faser-Matrix-Kombinationen für neue faserverstärkte Festkörpergelenke werden Testgelenke einfacher Geometrie mit unterschiedlichen Materialkombinationen entwickelt und hergestellt und unter den auftretenden Lastfällen getestet (Abbildung 5.10). (Abbildung des zugehörigen Werkzeugs siehe Anhang Abbildung A.6).

Zur Herstellung werden die verschiedenen Schmalgewebe mit mehreren Kohlenstofffaserhalbzeugen zu einer Preform vernäht und dann im VARTM-Werkzeug mit Harz infiltriert (Abbildungen des zugehörigen Werkzeugs sowie der Faserpreforms siehe Anhang Abbildung A.6 - A.7). In Abbildung 5.11a und 5.11b sind Geometrie und Erscheinungsbild der Testgelenke zu sehen. Die Breite der Gelenke ist mit 20mm so gewählt, dass sie dem späteren Einsatzfall entspricht.

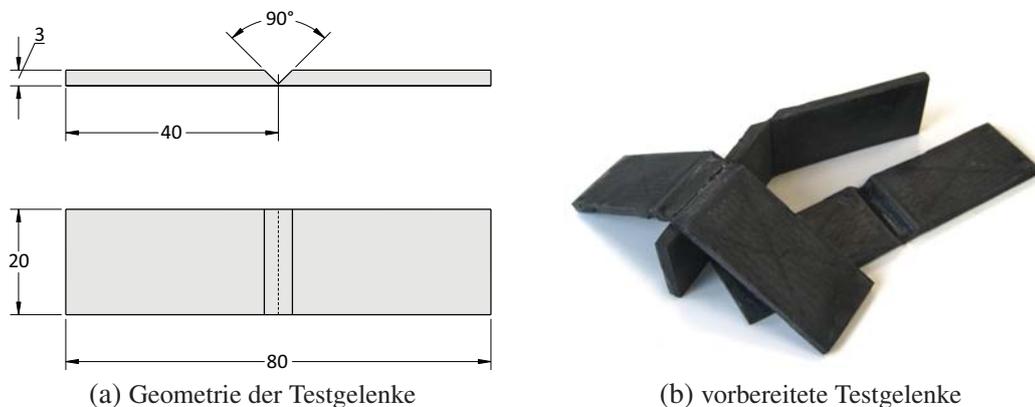


Abb. 5.11.: Vereinfachte Testgelenke für die Gelenkprüfung

## Zugbeanspruchung in $F_z$ -Richtung

Die vergleichende Betrachtung der Zugfestigkeiten verschiedener Testgelenke ist der erste Schritt zur Gelenkcharakterisierung. Die Einspannung der Testgelenke erfolgt mit einer Standardzugvorrichtung. Das eingespannte Gelenk, in der Anordnung wie es für die Zug- und Druckversuche eingesetzt wird, ist in Abbildung 5.12 zu sehen.



Abb. 5.12.: Anordnung und Bildfolge Zugversuch

Die Abbildungen 5.13a und 5.13b zeigen das zugehörige Kraft-Weg-Diagramm. Abbildung 5.13a ermöglicht die vergleichende Betrachtung aller unterschiedlichen Testgelenke, die im Zugversuch getestet wurden. Das mit dem reinen Aramidgewebeband SA077 verstärkte Testgelenk zeigt erwartungsgemäß vergleichsweise sprödes Verhalten. Die Zugfestigkeit liegt knapp unter  $2000N$ . Das Testgelenk mit dem stärksten Schmalgewebe V1091/3 erträgt mit über  $8000N$  die höchste Zugkraft. Wegen der Dicke des Gewebebandes ist die Matrixbenetzung der inneren Bandfasern schlecht, was der Kurve im Bereich zwischen  $4,5mm$  und  $6mm$  ihr charakteristisches Aussehen gibt. Nach Überschreitung der maximalen Zugkraft kommt es zu einem steilen Kraftabfall und Faserbruch der gut benetzten Randfasern. Die innenliegenden Fasern haben wegen ihrer schlechten Matrixbenetzung bei gleicher Bruchdehnung eine höhere Bruchlänge. Die innenliegenden Fasern reißen bei fortschreitender Zugbelastung nach und nach, was sich im zickzackförmigen Kraftabfall am rechten Kurvenende äußert.

Die verbleibenden Testgelenke haben in Zugkrafttrichtung alle den gleichen Faseraufbau. Die maximalen Zugkräfte der Testgelenke mit maßgeschneiderter Gewebeverstärkung variieren in größerem Umfang als erwartet, liegen aber mit minimal  $50N$  pro Millimeter Gelenkbreite in einem für Robotikanwendungen sicheren Bereich.

Da für das Anwendungsfeld Robotik die Gelenkpräzision eine entscheidende Rolle spielt, ist in Abbildung 5.13b der Bereich von  $0 - 0,2mm$  Zugverformung vergrößert dargestellt. Bis zu einer Zugkraft von  $320N$  zeigen alle Testgelenke eine Gelenkverformung von unter  $0,2mm$ . Die Nullpunktvariationen sind auf ungewollte Vorspannungen in der Probenfixierung zurückzuführen.

Die Ergebnisse unterstreichen einmal mehr die hohen Reißfestigkeiten der Schmalgewebe aus Dyneema®. Noch interessanter für den Einsatz in Robotern sind die Steifigkeiten im unteren

Belastungsbereich. Man kann sagen, dass alle der erprobten Strukturkombinationen bezüglich ihrer Steifigkeit bei Zugbelastung für den Einsatz in Robotergelenken in Frage kommen. Den steilsten Kurvenverlauf und somit die höchsten Steifigkeiten zeigen die Testgelenke mit den Verstärkungen *SA077* und *N1126*.

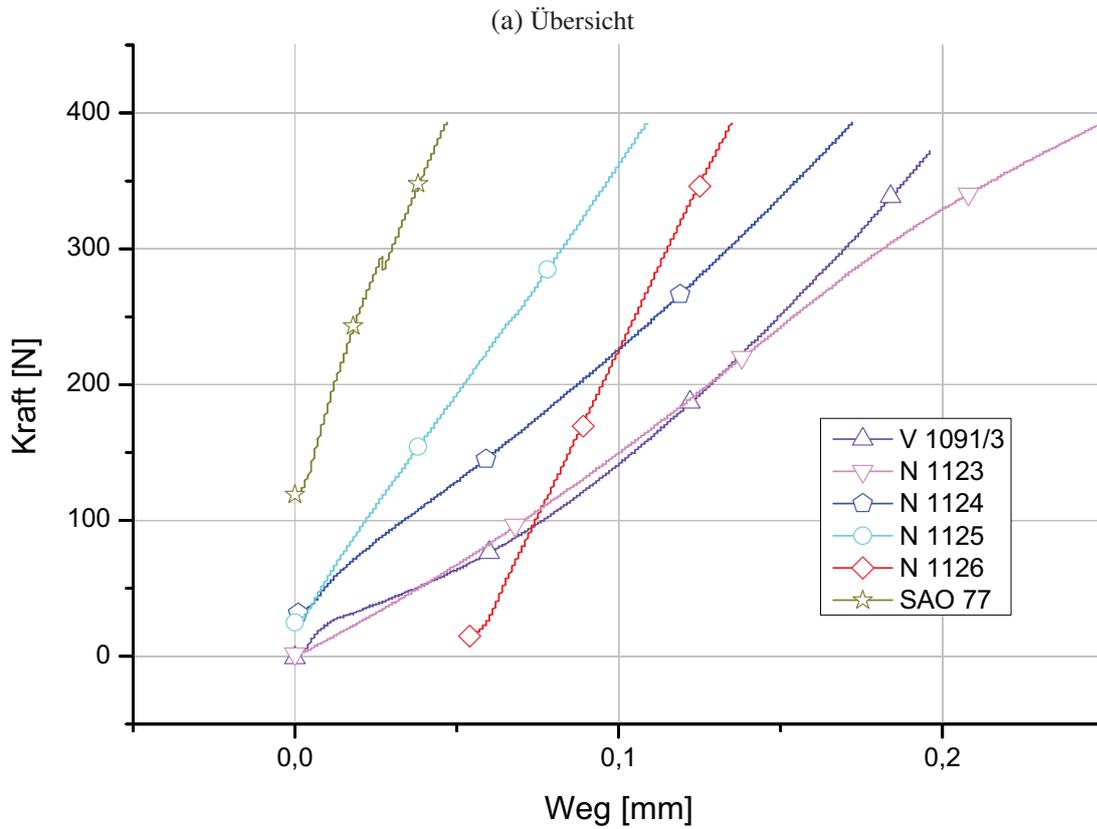
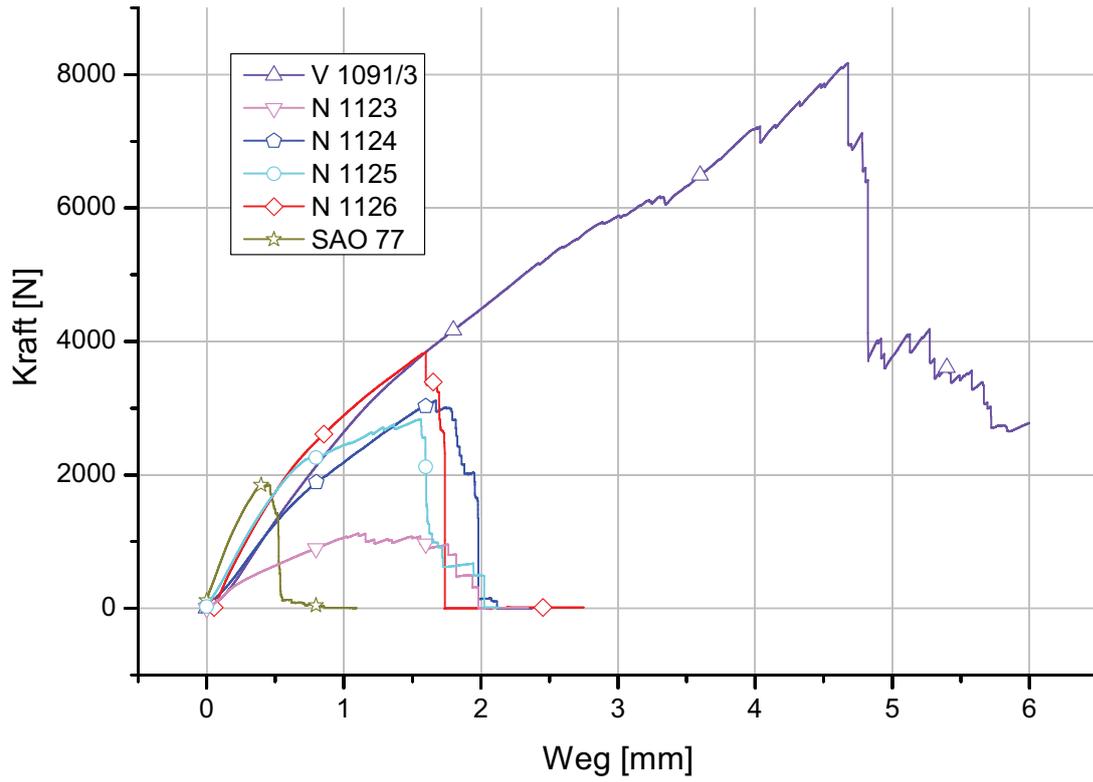


Abb. 5.13.: Kraft-Weg-Diagramme von Festkörpergelenken bei Zugbelastung

### Druckbeanspruchung in $F_d$ -Richtung

Druckbelastungen sind für Festkörpergelenke sehr viel kritischer als Zugbelastungen. Das gilt besonders für faserverstärkte Festkörpergelenke. Fasern sind prädestiniert zur Aufnahme von Zugkräften. Die Aufnahme nennenswerter Druckkräfte ist nicht möglich. Wird ein faserverstärktes Festkörpergelenk mit einer Druckkraft  $F_d$  belastet, so muss die Kraft von der umgebenden Gelenkstruktur aufgenommen werden. Abbildung 5.14 zeigt die Versuchsanordnung des uniaxialen Druckversuchs für faserverstärkte Festkörpergelenke.

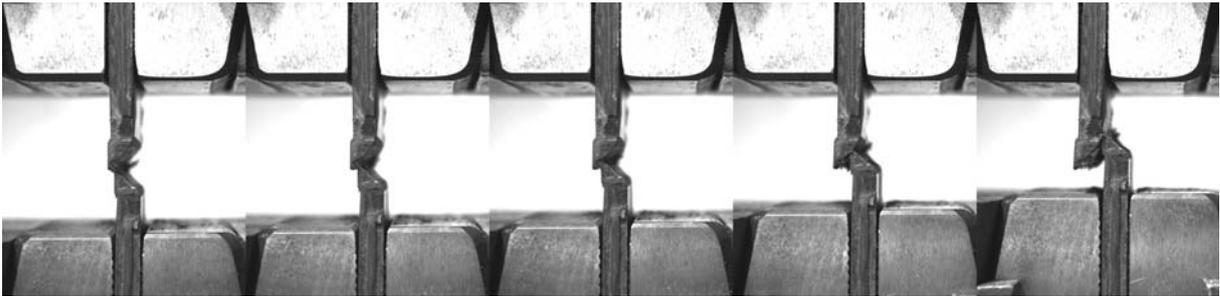


Abb. 5.14.: Anordnung und Bildfolge Druckversuch

Eine hohe Präzision der V-Kerbe sowie eine sehr gute Einbettung der Faserverstärkung in die periphere Struktur ist deshalb unbedingt nötig. Nur so kann frühzeitigem Knicken und Delamination vorgebeugt werden.

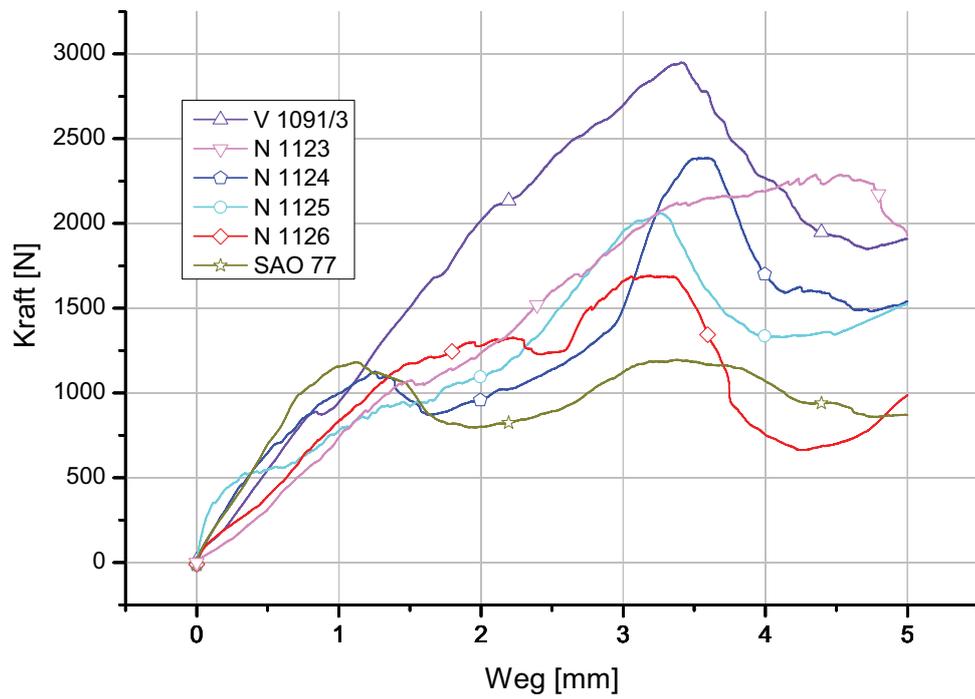
Die Abbildungen 5.15a und 5.15b zeigen das Kraft-Weg-Diagramm für den Druckversuch. Der Versagensmechanismus ist für alle getesteten Festkörpergelenke ähnlich. Nachdem beide Seiten der V-Kerbe in Kontakt treten, wird der Kontaktbereich durch die steigende Flächenpressung weiter deformiert, bis beide Gelenkhälften beginnen sich aneinander vorbeizuschieben. Das „Vorbeischieben“ ist mit einer Delamination der Schmalgewebe in der umgebenden CFK-Struktur verbunden. Hierbei wird das Gelenkband, an der materialarmen Unterseite des Gelenkes, aus dem Verbund herausgelöst. Je nach Aufbau des Schmalgewebes hat der Delaminationsprozess unterschiedliche Ausprägungen.

Abbildung 5.15a verdeutlicht das unterschiedliche Delaminationsverhalten. Die höchsten Druckkraftwerte werden für das dicke, kommerziell erhältliche Dyneema<sup>®</sup> Gewebeband V1091/3 gemessen. Die maximale Druckkraft liegt bei ca. 2900N. Signifikant ist, dass die Druckkraftkurve nur ein Maximum aufweist. Der Grund dafür liegt in der hohen Scherfestigkeit und der grösseren Dicke des Gewebebands. Beide Faktoren erschweren das „Abgleiten“ der Gelenkhälften gegeneinander. Aus diesem Grund findet über den untersuchten Verformungsweg von 5mm nur einen Delaminationsschritt statt. Bei fortschreitender Druckverformung des Gelenks sind hier weitere Delaminationsschritte zu erwarten, was sich in weiteren Maxima äussern wird. Im Gegensatz dazu treten beim reinen Aramidgewebeband SA077 im getesteten Druckverformungsbereich von 5mm schon zwei Delaminationsvorgänge auf, was sich in zwei ausgeprägten

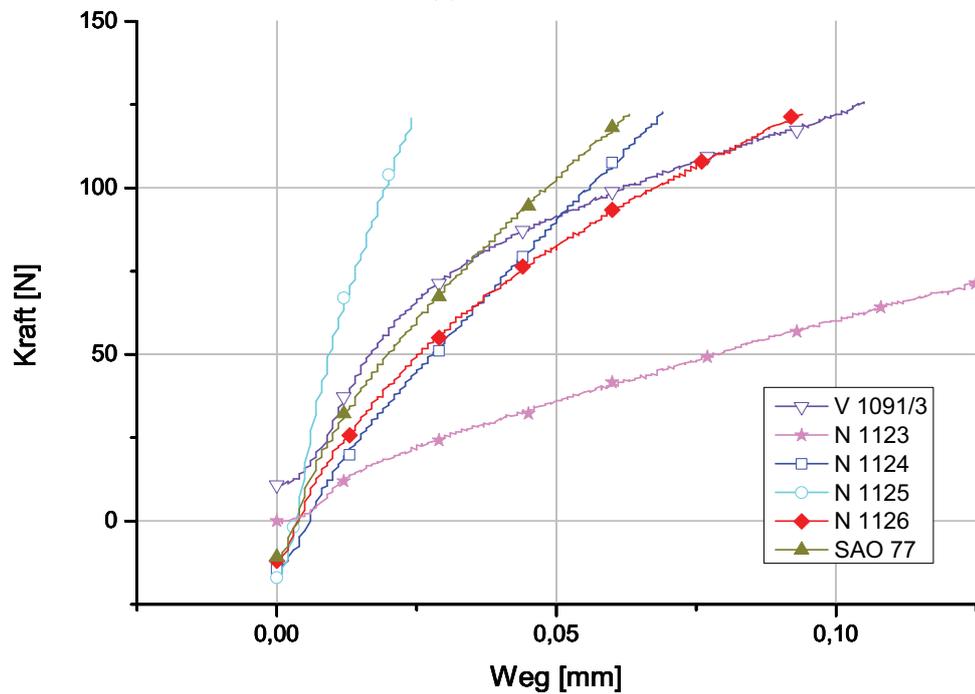
Maxima zeigt. Die maximale Druckkraft liegt mit ca.  $1300N$  deutlich niedriger.

Die verbleibenden Testgelenke mit den massgeschneiderten Gewebebändern zeigen ein ähnliches Delaminationsverhalten und liegen bezüglich ihrer Druckkraftwerte zwischen den beiden Testgelenken *V1091/3* und *SA077*.

Die Präzision faserverstärkter Festkörpergelenke bei Druckbelastung kann mit Hilfe von Abbildung 5.15b bewertet werden. Die Nullpunktvariationen sind auch hier auf ungewollte Vorspannungen in der Probenfixierung zurückzuführen. Der Bereich bis  $0,1mm$  Druckverformung ist vergrößert dargestellt. Die Kraftwerte bei einer Druckverformung von  $0,1mm$  liegen deutlich niedriger als die Kraftwerte für eine Zugverformung von  $0,1mm$  (siehe Abbildung 5.13b). Die geringe Drucksteifigkeit des 1123-Testgelenks lässt einen erhöhten Einfluss der Schussfäden auf die Drucksteifigkeit vermuten. Die PES-Fäden haben von allen verwendeten Schussfäden niedrigste Festigkeit. Die beste Drucksteifigkeit für kleine Druckverformungen bis  $0,2mm$  zeigt das 1125-Testgelenk.



(a) Übersicht



(b) vergrößerter Anfangsbereich

Abb. 5.15.: Kraft-Weg-Diagramme von Festkörpergelenken bei Druckbelastung

### Biegebeanspruchung in $F_q$ -Richtung

Die Biegebelastung durch die Kraft  $F_q$  erzeugt im Festkörpergelenk einen Spannungszustand wie er vereinfacht in Abbildung 5.16 skizziert ist. Die Biegelänge ergibt sich aus  $l_h = 20\text{mm}$  und  $l_e = 12\text{mm}$  zu  $32\text{mm}$ . Das heißt, das Verhältnis  $\frac{\text{Biegelänge}}{\text{Balkenbreite}}$  ergibt sich zu  $\frac{8}{5}$ . Wegen des kleinen Verhältnisses müssen neben dem typischen Spannungszustand für Biegung  $\sigma_{Zug}$ ,  $\sigma_{Druck}$  auch die Schubspannungen  $\tau_{Schub}$  berücksichtigt werden. Um die faserverstärkten Festkörpergelenke reproduzierbar bezüglich der Biegebelastung evaluieren zu können, wurde eine spezielle Probenfixierung entworfen und gefertigt (Abbildung 5.17a). Die Vorrichtung besteht aus einem Probenträger und einem Querkraftstempel. Im Probenträger der Vorrichtung wird eine Gelenkhälfte fest eingespannt. Die freie Gelenkhälfte wird parallel zur Gelenkachse über den Querkraftstempel mit der Kraft  $F_q$  belastet und zwischen zwei Zylinderstiften geführt, um Verformungsanteile durch Torsion zu verhindern. Der Versuchsaufbau entspricht zwar einer Idealisierung des Anwendungsfalls, macht aber die Versuche reproduzierbarer und somit auch vergleichbarer zwischen den unterschiedlichen Schmalgeweben. Optional bietet die Vorrichtung die Möglichkeit, die Testgelenke in  $0^\circ$ ,  $45^\circ$  und  $90^\circ$  Winkelstellung zu belasten (Abbildung 5.17b und 5.17c).

Abbildung 5.18 zeigt den bei Biegebelastung auftretenden Versagensmechanismus. Die Bildsequenz gibt einen qualitativen Eindruck, wie den Biegespannungen Querschubspannungen überlagert sind.

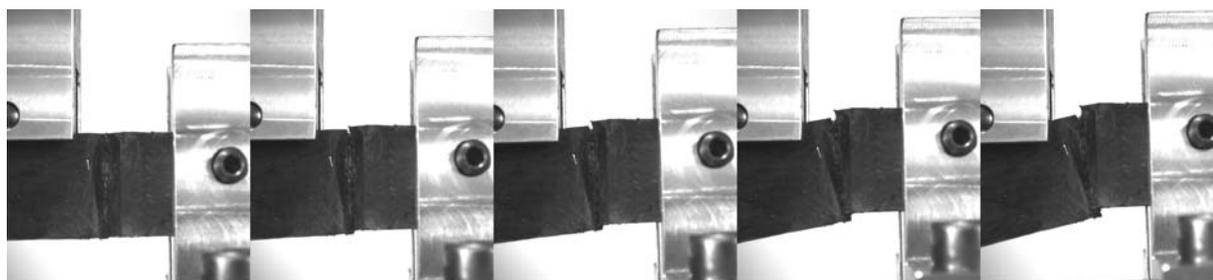


Abb. 5.18.: Anordnung und Bildfolge Biegeversuch

Die Messergebnisse des Biegeversuchs werden als Moment-Weg-Diagramme in Abbildung 5.19a und 5.19b dargestellt. Für das Biegemoment  $M_b$  gilt:  $M_b = F_q \cdot l_h$ .

Die Analyse der Kennlinien in Abbildung 5.19a lässt Rückschlüsse auf die Versagensmechanismen zu. Zuerst werden die Testgelenke mit reiner Aramidfaserverstärkung SAO77 betrachtet.

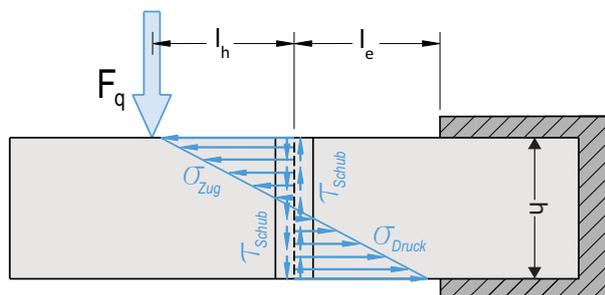


Abb. 5.16.: Vereinfachter Spannungszustand am Festkörpergelenk bei Biegebelastung

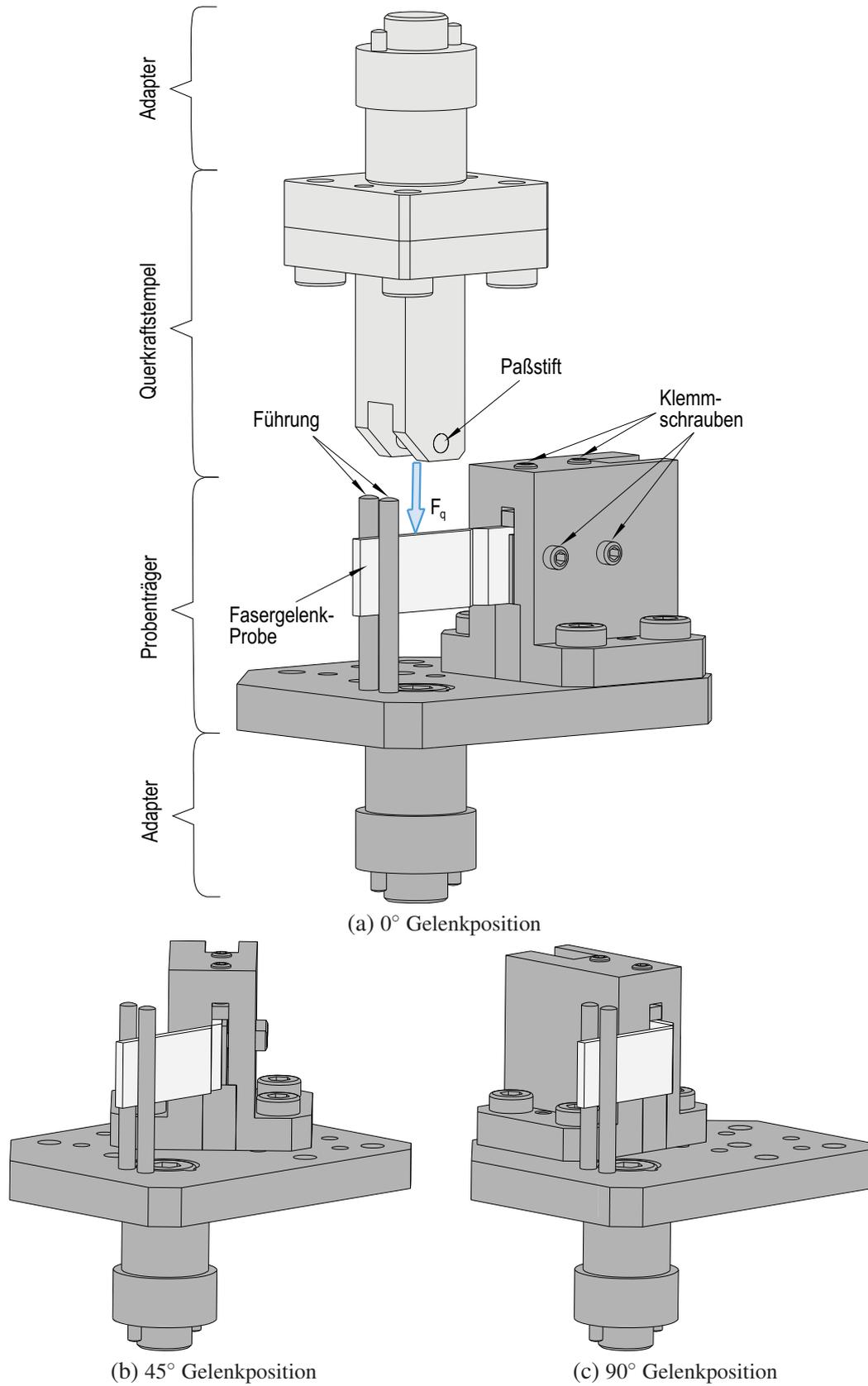


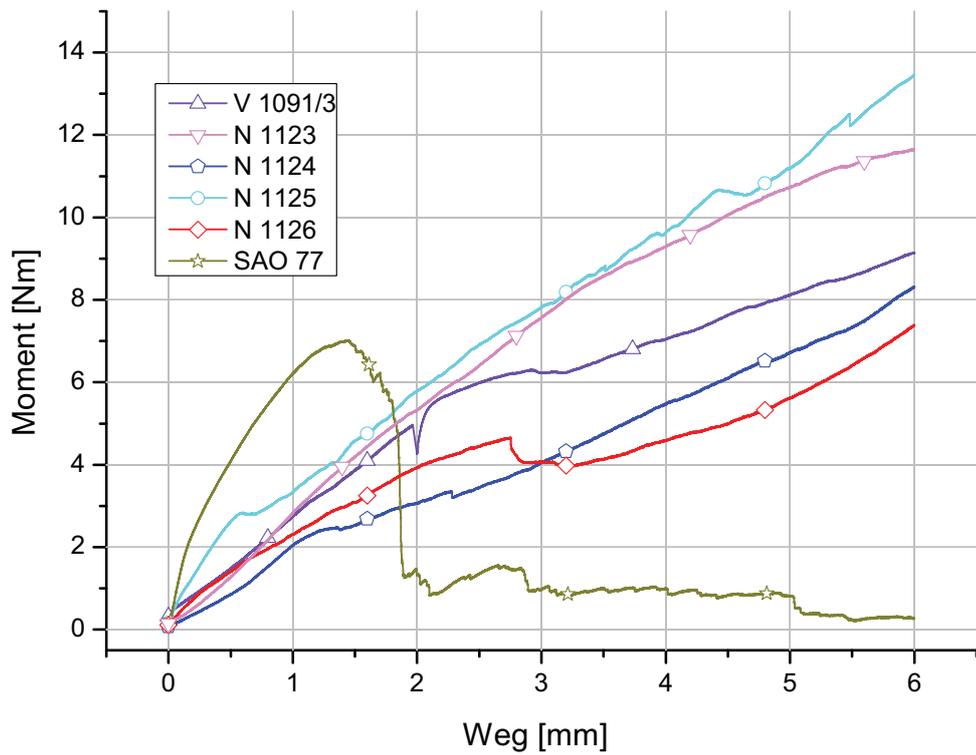
Abb. 5.17.: Aufbau des kombinierten Biegeversuchs

Nur die Proben aus dem *SAO77* Material sind im Versuch in die beiden Gelenkhälften zerrissen. Nach einem steilen linearen Anstieg des Moments fällt die Kennlinie abrupt ab und verharrt nach dem Zerreißen auf niedrigem Niveau. Das *SAO77*-Testgelenk zeigt keine nennenswerten Delaminationserscheinungen, da die Faser-Matrixhaftung sehr gut ist. Nach Erreichen der Zugfestigkeit des *SAO77*-Gewebebands reißen die beiden Gelenkhälften auseinander.

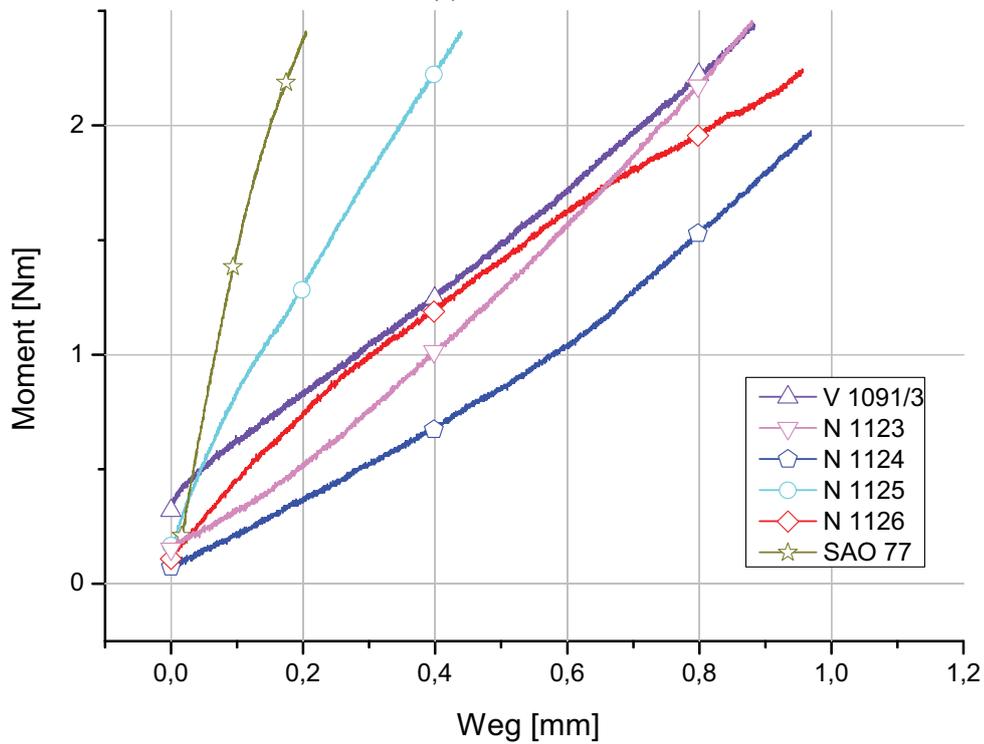
Die Proben aus Dyneema<sup>®</sup> zeigen einen anderen Versagensmechanismus. Wie in der Bildsequenz (Abbildung 5.18) zu sehen, kommt es hier nicht zur Trennung der beiden Gelenkhälften. Maßgebend für das Versagen sind hier die aus der Biegespannung resultierenden Druckkräfte. Bei allen mit Dyneema<sup>®</sup> verstärkten Testgelenken nimmt das Moment stetig mit der Biegeverformung zu. Umgekehrt formuliert bedeutet das, dass alle Dyneema<sup>®</sup>-Testgelenke der angelegten Biegebelastung widerstanden haben, obwohl sich in den Momentenschwankungen der einzelnen Kurven die instabilen Delaminationsvorgänge widerspiegeln.

Die Bewertung der Präzision faserverstärkter Festkörpergelenke bei Biegebelastung ist bei Betrachtung von Abbildung 5.19b möglich. Das aramidfaserverstärkte *SAO77*-Testgelenk hat die größte Steifigkeit. Unter den Dyneema<sup>®</sup>-Testgelenken zeigt das *N1125*-Testgelenk die geringste Biegeverformung. Die Nullpunktvariationen sind auch hier auf ungewollte Vorspannungen in der Probenfixierung zurückzuführen.

Besonders positiv sind die Fail-Safe-Eigenschaften (Ausfallsicherheit) der Dyneema<sup>®</sup>-Testgelenke zu bewerten. Selbst bei hohen eingespannten Biegebelastungen gelingt es nicht, die Gelenkhälften zu trennen.



(a) Übersicht



(b) Vergrößerter Anfangsbereich

Abb. 5.19.: Moment-Weg-Diagramme von Festkörpergelenken bei Biegebelastung

### 5.2.3. Dynamische Leistungsfähigkeit faserverstärkter Festkörpergelenke

Die Dauerwechselfestigkeit faserverstärkter Festkörpergelenke ist ein wichtiger Parameter für deren Einsatz in der Robotik. In Vorversuchen wurde der Einfluss zyklischer Wechselbelastungen auf die statische Festigkeit faserverstärkter Festkörpergelenke untersucht. Die Geometrie der ersten Prototypen ist in den Abbildungen 5.20a und 5.20b zu sehen. Die faserverstärkten Testgelenke werden in einem Teststand bei konstanter Querkraft  $F_q$  einer zyklischen Wechselbelastung ausgesetzt. Die prinzipielle Anordnung des Testaufbaus ist in Abbildung 5.20c dargestellt.

Bei konstanter Biegebelastung mit einem Gewicht von 750g werden die Testgelenke von  $0^\circ - 90^\circ$  ausgelenkt. Testgelenke mit reiner Aramidfaserverstärkung versagen nach weniger als 100 Lastzyklen. Die mit Dyneema<sup>®</sup>-Fasern verstärkten Testgelenke zeigen auch nach 100.000 Lastzyklen keine signifikanten Verschleiß- oder Ermüdungserscheinungen. Auf Grund des hohen zeitlichen Aufwandes von Dauerwechselfersuchen konnten im Rahmen der vorliegenden Arbeit nur die hier aufgeführten Ergebnisse zur Dauerwechselfestigkeit faserverstärkter Festkörpergelenke erarbeitet werden.

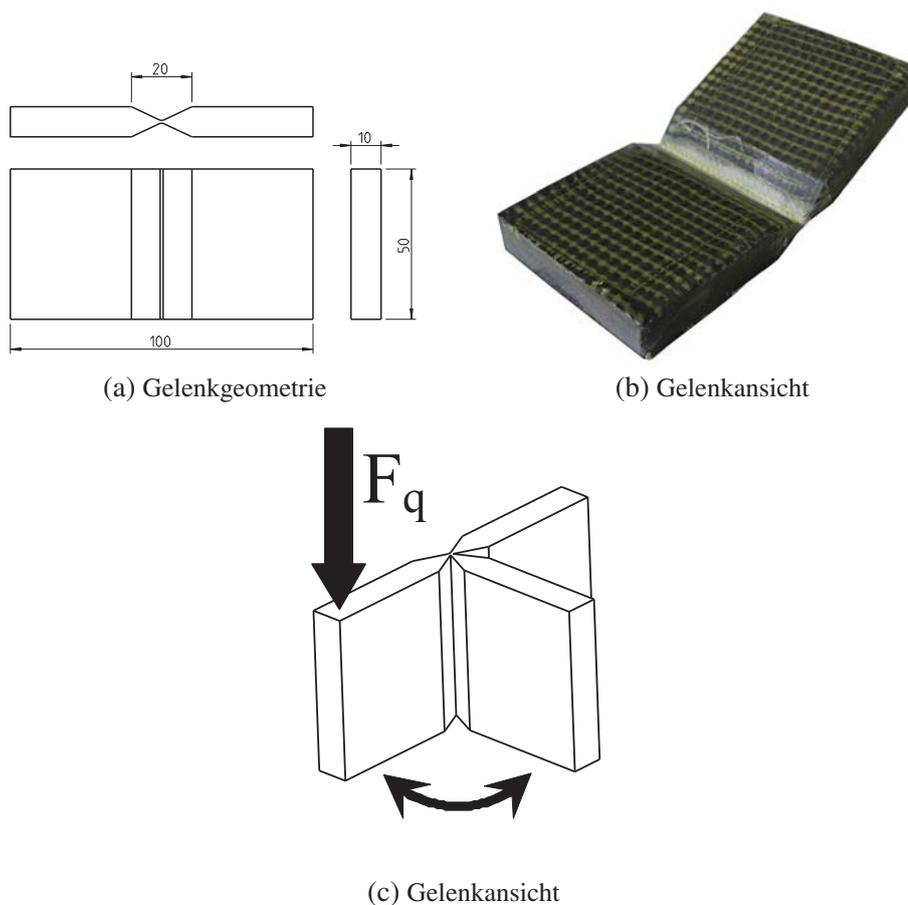


Abb. 5.20.: Testgelenke für zyklische Belastungstests

Die vorherigen Abschnitte haben gezeigt, dass faserverstärkte Festkörpergelenke bezüglich ihrer statischen und dynamischen Tragfähigkeit für Anwendungen in der Robotik geeignet sind. Gezeigt wurde, dass die Gelenksteifigkeiten und -tragfähigkeiten für die Lastfälle Zug, Druck und Biegung durch den Einsatz geeigneter Faserverstärkungen deutlich gesteigert werden können. Der Einsatz hybrider Gewebebänder (Schussfäden sind aus anderem Material als Kettfäden) hat keine deutliche Verbesserung der Gelenksteifigkeiten zur Folge. Schmalgewebe aus reinem Dyneema<sup>®</sup> zeigen bei guter textiltechnischer Integration die beste Leistungsfähigkeit. Die Testgelenke mit der N1125 Faserverstärkung haben die besten Steifigkeitswerte und werden für die Konstruktion weiterer Roboterstrukturen verwendet. Die Funktionssicherheit der neuen faserverstärkten Festkörpergelenke ist ein wichtiger Aspekt für Anwendungen in der Robotik. Die Versuchsergebnisse verdeutlichen, dass es bei einer Überlastung des Gelenks zwar zu Gelenkschäden kommt; die beiden Gelenkhälften aber nicht getrennt werden. Lediglich die Präzision des Gelenks geht verloren.

Besonders für Greiferanwendungen in der Robotik kann die hohe Leistungsdichte faserverstärkter Festkörpergelenke genutzt werden. Der folgende Abschnitt beschreibt am Beispiel eines Dreifingergreifers, wie faserverstärkte Festkörpergelenke mit flexiblen Fluidaktoren zu hochintegrierten Robotersystemen kombiniert werden können.

### 5.3. Aktorintegration

Die in Abschnitt 5.2 vorgestellten Materialien und Prozesse müssen in eine Struktur übertragen werden, die sowohl eine Aktor- als auch eine Sensorintegration ermöglicht. Der konzeptionelle Gelenkentwurf zur Aktorintegration ist in Abbildung 5.21 zu sehen. Die Schnittansicht A-A zeigt die schematische Querschnittsgeometrie des Gelenkentwurfs. Die Querschnittsgeometrie kann als ein dünnwandiges Rohr mit einer abgeflachten Seite beschrieben werden. Wie im Längsschnitt in der Hauptansicht gezeigt ist, wird in der Rohrkavität der flexible Fluidaktor platziert. In der abgeflachten Unterseite ist die Gelenkverstärkung integriert. Die senkrecht zur Drehachse verlaufenden Verstärkungsstrukturen sind in Detailansicht B vergrößert dargestellt. Zur Gelenkevaluierung soll ein flexibler Fluidaktor mit effektivem Durchmesser von  $18\text{mm}$  als Antrieb eingesetzt werden. Für Greiferanwendungen bietet der  $18\text{mm}$ -Modellaktor den passenden Leistungsbereich und ist darüberhinaus in ausreichender Stückzahl verfügbar.

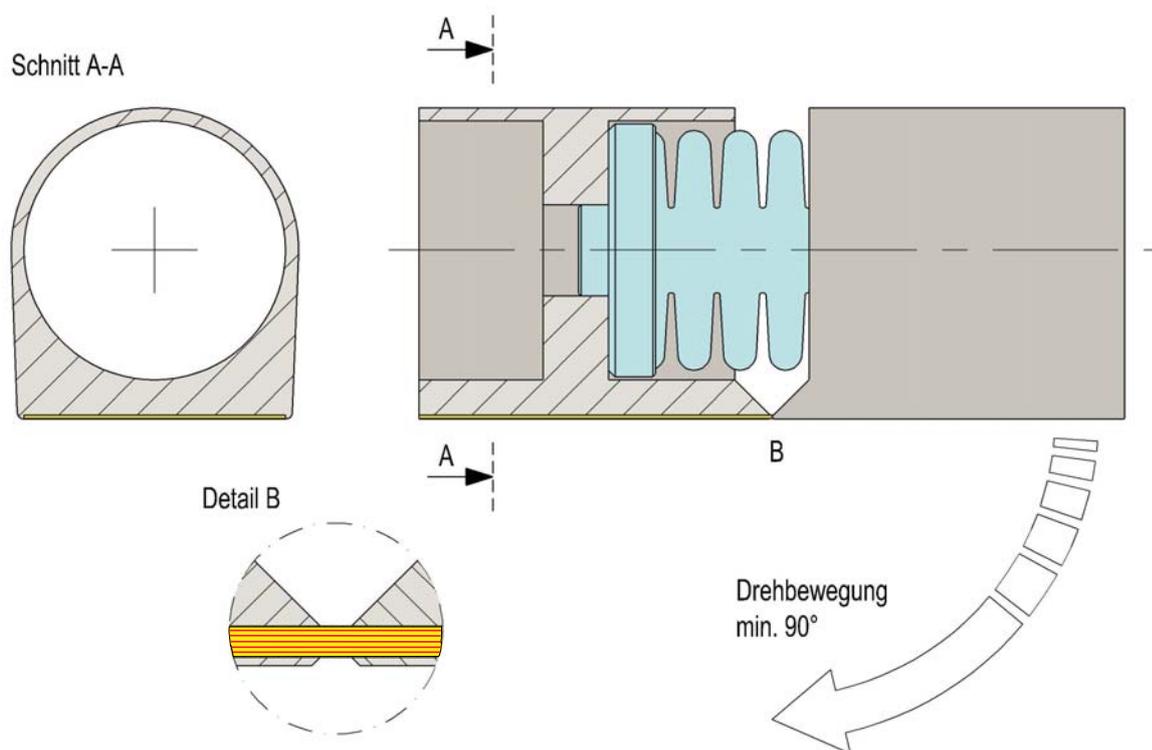


Abb. 5.21.: Konzeptskizze zur Aktorintegration

Die nächsten Abschnitte beschreiben die Entwicklungsergebnisse zur Herstellung faserverstärkter Festkörpergelenke mit integrierten flexiblen Fluidaktoren und integrierter Sensorik. Zuerst werden die Ergebnisse zur Herstellung einfachwirkender und doppelwirkender Gelenkanordnungen beschrieben. Im Weiteren folgen die Ergebnisse zur Integration einer Positionssen-

sorik in faserverstärkte Festkörpergelenke.

### 5.3.1. Herstellungsprozess eines einfachwirkenden Festkörpergelenks

Das Wirkprinzip einfachwirkender Festkörpergelenke entspricht dem aus Abbildung 2.2. Das Gelenk wird in eine Richtung aktiv angetrieben und durch passive Federelemente in seine Ausgangsposition zurückgestellt. Das Hauptanwendungsfeld hier ist der Einsatz als Fingergelenke. Die einzelnen entwickelten Verfahrensschritte sind in Abbildung 5.22 chronologisch von oben nach unten dargestellt. Zur Herstellung werden unterschiedliche Kohlenstofffasergeflechtschläuche und das Schmalgewebe der Gelenkverstärkung zu drei verschiedenen Faservorformlingen verarbeitet (Schritte 1-3). Die Faservorformlinge werden in drei weiteren Schritten im VARTM-Werkzeug des einfachwirkenden Festkörpergelenks fixiert. In Schritt 4 werden die einzelnen Vorformlinge zunächst über zwei Klemmblöcke fixiert. Die eigentliche Ausrichtung der Faserstruktur erfolgt in Schritt 5. Die Schritte 6 und 7 zeigen die abschließende Vorbereitung des VARTM-Werkzeugs für die Harzinjektion.

Die ersten Prototypengelenke sind in Abbildung 5.23a - 5.23c dargestellt. In Abbildung 5.23a ist die reine Gelenkstruktur des einfachwirkenden Festkörpergelenks zu sehen. In der Knickstelle ist das helle Schmalgewebe der Gelenkverstärkung sichtbar. Beide Gelenkhälften haben eine röhrenförmige Aussparung zur Montage des flexiblen Fluidaktors.

Die Abbildungen 5.23b und 5.23c zeigen das einfachwirkende Festkörpergelenk mit montiertem flexiblen Fluidaktor. Die einzelnen Ansichten verdeutlichen die gute Integration des flexiblen Fluidaktors durch kontinuierliche strukturelle Übergänge. Die Zuführung des Druckmediums erfolgt koaxial zum Aktor, sodass dafür keine zusätzlicher Materialeinsatz nötig ist.

Die Schnittansicht mit flexiblem Fluidaktor in Abbildung 5.23c zeigt noch einmal deutlich den Verlauf des Schmalgewebes in der CFK-Gelenkstruktur. Ebenso sind die Aufnahmen für den Aktor sowie die Medienanschlüsse zu sehen.

Der entwickelte Herstellungsprozess ist reproduzierbar und sicher, und bietet die Grundlage für die Herstellung und Entwicklung weiterer angetriebener faserverstärkter Festkörpergelenke. Die einfachwirkenden Festkörpergelenke sind präzise bezüglich ihrer Drehachse sowie ihrer Struktur und haben einen Bewegungsumfang von  $110^\circ$  bei einem Eigengewicht ca. 9,1 g.



Schritt 1: Kohlenstoffasergeflecht-schlauch mit eingestülpten Enden

Schritt 2: Kerne mit Kohlenstoffasergeflecht-schlauch umhüllt

Schritt 3: hybrides Schmalgewebe eingenäht in Kohlenstoffasergeflecht-schlauch

Schritt 4: Zusammensetzen der einzelnen Faservorformlinge

Schritt 5: Ausrichtung und Fixierung der Faservorformlinge in der eigentlichen Gelenkanordnung

Schritt 6: Einbetten der fixierten Faservorformlinge in das VARTM-Werkzeug

Schritt 7: Für die Harzinjektion vorbereitetes VARTM-Werkzeug

Abb. 5.22.: Verfahrensschritte zur Herstellung einfachwirkender Festkörpergelenke mit integrierten flexiblen Fluidaktoren in chronologischer Reihenfolge



(a) Fingerglied in Verbundbauweise mit Festkörpergelenk

(b) Fingerglied mit eingesetztem Aktor



(c) Längsschnitt durch ein Fingerglied mit Aktor

Abb. 5.23.: Prototypen des fertigen einfachwirkenden Fingerglieds in unterschiedlichen Ansichten

### 5.3.2. Herstellungsprozess eines doppelwirkenden Festkörpergelenks

Doppelwirkende Festkörpergelenke entsprechen funktionell der Anordnung aus Abbildung 2.3. Der bidirektionale Antrieb erweitert den Einsatzbereich flexibler Fluidaktoren und ermöglicht den Verzicht auf passive, elastische Rückstellelemente. Doppelwirkende Festkörpergelenke zeigen, wie auch komplexere Gelenkstrukturen mit faserverstärkten Festkörpergelenken realisiert werden können. Der prinzipielle Herstellungsprozess ist in seiner Schrittfolge dem für einwirkende Festkörpergelenke ähnlich. Die einzelnen Verfahrensschritte für doppelwirkende Festkörpergelenke sind in Abbildung 5.24 zusammengefasst. Die Herstellung beginnt mit der Vorbereitung drei unterschiedlicher Faservorformlinge aus Kohlenstofffasergeflechtschläuchen und dem Schmalgewebe der Gelenkverstärkung. Die Kohlenstofffaservorformlinge werden im zweiten Schritt über eine Klemmstück in der gezeigten Anordnung fixiert. Schritt 2 wird insgesamt viermal wiederholt, da hier die Aktoraufnahmen definiert werden. Im dritten Schritt werden die vier Vorformlinge aus Schritt 2 und das vorbereitete Schmalgewebe zueinander ausgerichtet und fixiert. Der Faseraufbau entspricht jetzt dem des fertigen doppelwirkenden Festkörpergelenks. Die Vorbereitungen zur Harzinjektionen enden mit der Einbettung der Vorformlinge im VARTM-Werkzeug (Schritt 4 und 5).

Das fertige doppelwirkende Festkörpergelenk mit integrierten flexiblen Fluidaktoren ist in Abbildung 5.25a veranschaulicht. Der Bewegungsumfang der Gelenkanordnung liegt bei  $\pm 45^\circ$ . Das Gewicht eines doppelwirkenden Festkörpergelenks liegt bei ca. 11,6g. Die Medienzufuhr erfolgt auch hier koaxial durch die Gelenkstruktur in den flexiblen Fluidaktor, sodass auch hier zusätzlicher Materialeinsatz vermieden wird.

Abbildung 5.25b illustriert die Anordnung von drei doppelwirkenden Festkörpergelenken. Diese Anordnung entspricht dem Handteller für den in Kapitel 6 besprochenen Greifer. Die sechseckige Grundplatte übernimmt hier die Doppelfunktion der mechanischen Verbindung sowie der Medienzufuhr für die sechs flexiblen Fluidaktoren. Abbildung 5.25b verdeutlicht einmal mehr, wie sich mit flexiblen Fluidaktoren und faserverstärkten Festkörpergelenken kompakte Antriebseinheiten konfigurieren lassen.



Schritt 1: Faservorformlinge für ein doppelwirkendes Festkörpergelenk



Schritt 2: Gelenkvorformling für die Aktoraufnahme



Schritt 3: Ausrichtung und Fixierung der Vorformlinge in der eigentlichen Gelenkanordnung



Schritt 4: Einbetten der fixierten Vorformlinge in das VARTM-Werkzeug



Schritt 5: Für die Harzinjektion vorbereitetes VARTM-Werkzeug

Abb. 5.24.: Verfahrensschritte zur Herstellung doppelwirkender Festkörpergelenke mit integrierten Flexiblen Fluidaktoren in chronologischer Reihenfolge



(a) Doppelwirkendes Festkörpergelenk mit eingebauten Aktoren

(b) Anordnung drei doppelwirkender Festkörpergelenke als Handteller für einen Dreifingergreifer

Abb. 5.25.: Prototypen des doppelwirkenden Festkörpergelenks

#### 5.4. Positionsmeßsysteme für Festkörpergelenke

Gelenke in der Robotik sind nur interessant, wenn neben Antrieb und Leistungsfähigkeit des Gelenks auch eine präzise Positionsbestimmung möglich ist. Lösungen für die beiden ersten Anforderungen wurden in den vorherigen Abschnitten der Arbeit vorgestellt. Die Positions- oder Winkelmessung an Festkörpergelenken kann auf viele verschiedene Arten und Weisen erfolgen [367]. Prinzipiell können koaxial zur Drehachse alle kommerziell erhältlichen Drehwinkelsensoren platziert werden. Das Spektrum reicht hier von resistiven ([38, 45, 62, 97, 237]), induktiven ([234]), kapazitiven [309] und Hall-Sensoren ([84, 90, 185]) bis hin zu optischen ([105, 150, 432]) und fluidischen ([82, 222]) Messprinzipien.

Die Winkelmessung an Robotergelenken wurde umfangreich in [260] diskutiert. Bei der koaxialen Sensorplatzierung sind der zusätzlich benötigte seitliche Bauraum sowie die exponierte Lage des Sensors negativ zu bewerten. In Bezug auf Bauraum, Robustheit und Sicherheit muss das Ziel sein, die Positionsmessung in die bestehende Struktur zu integrieren.

Die Wahl des Messprinzips und die Wahl der kinematischen Bewegungserfassung können nicht unabhängig voneinander betrachtet werden. Ob linear oder rotatorisch gemessen werden soll, ist auch von der Verfügbarkeit geeigneter Elektronikhardware abhängig.

Hall-Sensoren haben sich als verschleißfreies, berührungsloses Messprinzip in der Robotik etabliert [90, 246]. Rotatorische Hall-Sensoren sind aber nur schwer in Festkörpergelenke integrierbar, da der diametrale Magnet, ebenso wie der Sensor, koaxial zur Drehachse, oder über

Transmissionselemente, angesteuert werden müssen. Lineare Hall-Sensoren hingegen bieten hier ein besseres Potential zur Gelenkintegration. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde eine Messanordnung entwickelt, die lineare Hall-Sensoren in faserverstärkte Festkörpergelenke integriert. Die entsprechende Magnetbewegung erfolgt wie in Abbildung 5.26 schematisch dargestellt. Ein flexibles Magnetband oder ein flexibler Magnetträger ist in einer Gelenkhälfte fest fixiert (in Abbildung 5.26 die rechte Gelenkhälfte). In der linken Gelenkhälfte ist ein linearer Hall-Sensor mit einem darüberliegenden Kanal integriert. Bei einer Winkelbewegung  $\Delta\alpha$  des Gelenks führt das Magnetband eine Relativbewegung zur linken Gelenkhälfte um  $\Delta x$  aus. Das Magnetband bewegt sich also relativ zum Hall-Sensor und jeder Winkelstellung des Gelenks kann ein diskreter Sensorwert zugeordnet werden. Obwohl das Messprinzip einfach ist, sind bei der strukturellen Integration und praktischen, verfahrenstechnischen Realisierung einige Hindernisse zu überwinden. Die Evaluierung der Sensoranordnung bezüglich Präzision, Wiederholgenauigkeit und Herstellbarkeit wird im Folgenden diskutiert.

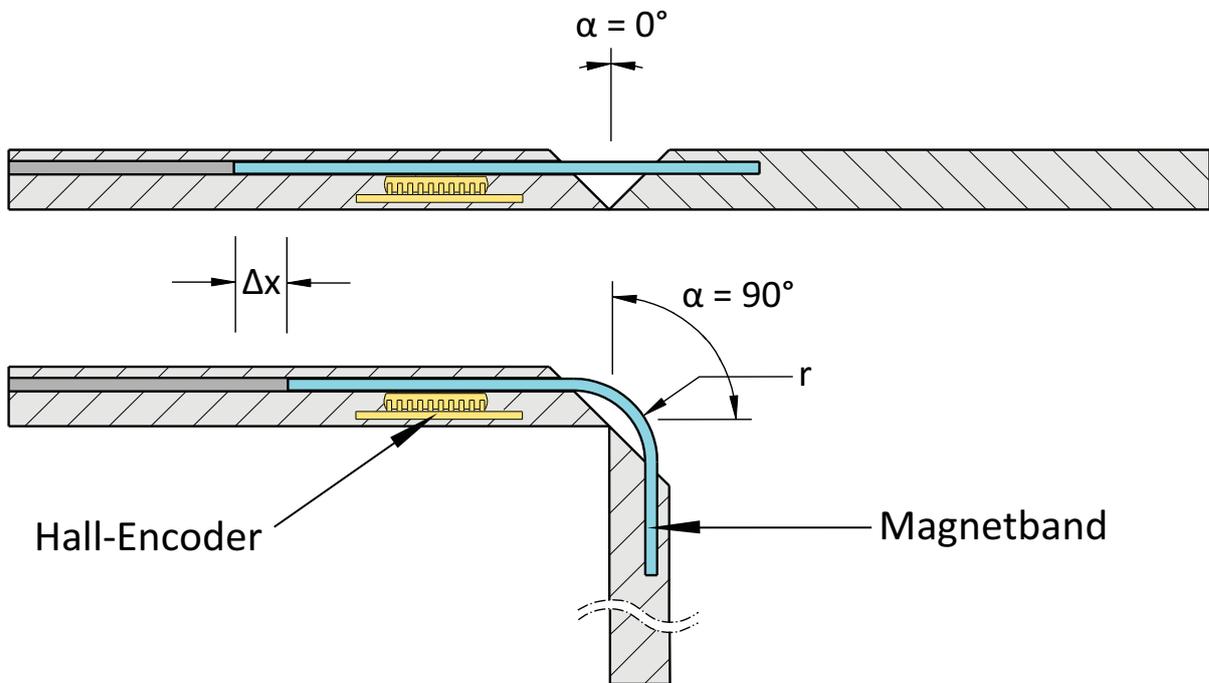


Abb. 5.26.: Schematische Schnittansicht der Positionsmessung

#### 5.4.1. Sensorintegration

Kern der Positionsmessung ist der lineare Hall-Sensor AS5311 von austriamicrosystems [27]. Der Sensor misst mit einer Auflösung von bis zu  $488\text{nm}$  und ist für Magnetstreifen mit einer Polpaarlänge von  $2\text{mm}$  vorgesehen. Wie im Folgenden gezeigt wird, können auch größere Polpaarlängen zum Einsatz kommen [28]. Innerhalb eines Polpaars misst der Sensor absolut [27]. Zur Evaluierung der Messanordnung werden zunächst Magnetstreifen unterschiedlicher

Polpaarlängen vermessen. Die Verwendung unterschiedlicher Polpaarlängen erlaubt die Anpassung an Gelenkanordnungen mit unterschiedlichen Messlängen  $\Delta x$ . Das Ziel ist hierbei, über die komplette Messlänge innerhalb eines Polpaars zu bleiben, sodass jederzeit absolut gemessen werden kann. Die Messlänge  $\Delta x$  für das vorliegende Festkörpergelenk liegt bei  $\approx 3,4\text{mm}$ . Damit absolut gemessen werden kann sollen Magnete mit einer Polpaarlänge von  $4\text{mm}$  genauer betrachtet werden. Zur Vermessung von Magneten mit unterschiedlichen Polpaarlängen dient ein Messaufbau wie Abbildung 5.27a dargestellt. Die Erfassung der Sensordaten wird computergestützt durchgeführt. Zur Charakterisierung der Signale des AS5311 bei Verwendung verschiedener Magnetstreifen wird das Demoboard AS5311-DB-1.0 von austriamicrosystems eingesetzt. Dabei handelt es sich um ein lineares System mit einem Encoder vom Typ AS5311, einem eingebautem  $\mu\text{C}$  Typ C8051F320 von Silicon Laboratories, einer USB Schnittstelle und LCD-Anzeige. Auf der Anzeige werden sowohl die absolute als auch die relative Position des Magneten in  $\mu\text{m}$  und als digitaler Wert angezeigt. Der Messtisch ist aus nichtmagnetischem Material gefertigt und wird manuell über eine Mikrometerschraube positioniert. Insgesamt steht ein Stellweg von  $25\text{mm}$  zur Verfügung. Signalerfassung und Auswertung erfolgt mit LabView. Abbildung 5.27b zeigt, wie sich das lineare Sensorsignal bei einer Pollänge von  $1\text{mm}$ ,  $1,2\text{mm}$  und  $2\text{mm}$  verändert. Nach dem Durchlauf jeweils eines Polpaars springt der Signalwert auf seinen Anfangswert zurück. Das Messsignal zeigt für Magnetstreifen mit einer Pollänge von  $1\text{mm}$  lineares Verhalten. Auch die Messung mit Magnetstreifen mit einer Pollänge von  $1,2\text{mm}$  kann als nahezu linear angesehen werden. Bei einer Pollänge von  $2\text{mm}$  ergibt sich ein stark nichtlinearer Zusammenhang. Mit der Datenanalysesoftware OriginLab lässt sich nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate für die Näherungsfunktion des Sensorsignal eines Magneten mit einer Pollänge von  $2\text{mm}$  ein Polynom neunten Grades identifizieren. Dessen allgemeine Form ergibt sich zu

$$P(x) = \sum_{n=0}^9 a_n \cdot x^n. \quad [5.3]$$

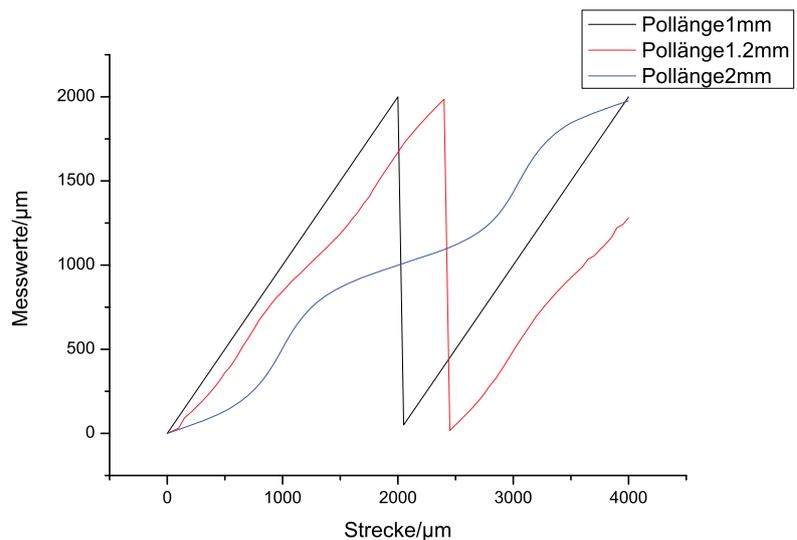
Im vorliegenden Fall können die Koeffizienten zu

$$\begin{aligned} a_0 &= -35,78952 \\ a_1 &= 7,14226 \\ a_2 &= -0,04336 \\ a_3 &= 2,04289 \cdot 10^{-4} \\ a_4 &= -5,57717 \cdot 10^{-7} \\ a_5 &= 8,63526 \cdot 10^{-10} \\ a_6 &= -7,68381 \cdot 10^{-13} \\ a_7 &= 3,899 \cdot 10^{-16} \\ a_8 &= -1,05016 \cdot 10^{-19} \\ a_9 &= 1,16661 \cdot 10^{-23} \end{aligned}$$

bestimmt werden. Eine vergleichende Betrachtung des Sensorsignals und des zugehörigen Polynoms zeigt Abbildung 5.28. Hier ist eine gute Übereinstimmung zu sehen. Die Abweichungen zwischen gemessenem Sensorsignal und der verwendeten Näherungsfunktion sind klein.



(a) Testaufbau zur Pollängenevaluierung



(b) Sensorsignal in Abhängigkeit der Pollänge des Magneten

Abb. 5.27.: Pollängenevaluierung

In Abbildung 5.29 ist das erste Testgelenk zur Evaluierung unterschiedlicher Pollängen zu sehen. Die beiden aus Leiterplattenmaterial bestehenden Gelenkhälften sind über ein textiles Klebeband gelenkig verbunden, sodass eine erste Einschätzung der Anordnung möglich ist. Die Gegenüberstellung mit einem menschlichen Finger sowie einem faserverstärkten Festkörpergelenk dient hier der qualitativen Bewertbarkeit des Integrationspotentials. Die Anschlussklem-

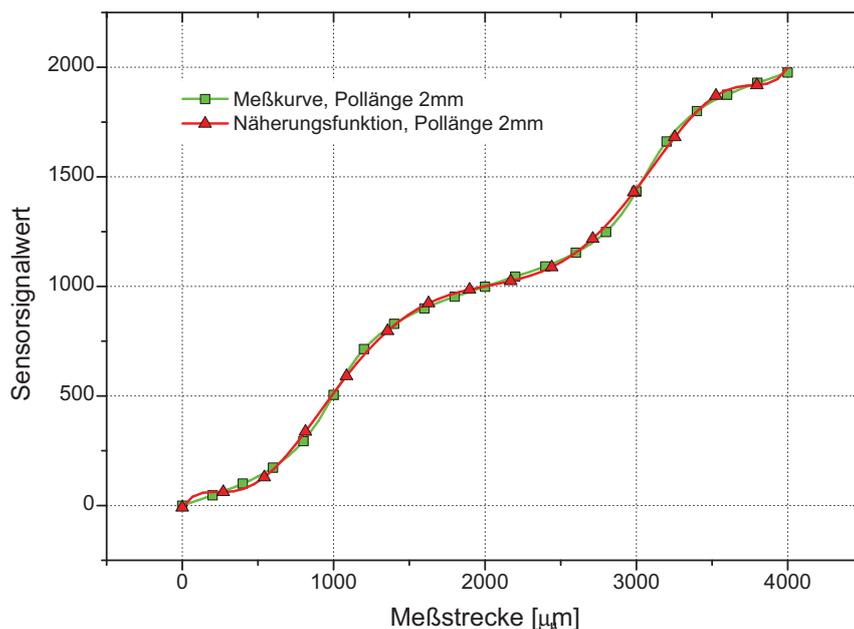


Abb. 5.28.: Vergleich von Sensorsignal und Näherungsfunktion

men sind zur besseren Handhabung groß ausgeführt. Gut zu sehen ist die Magnetführung in blauer Farbe. Die Führung besteht aus einem sehr dünnen Schrumpfschlauch, der über einen Kern der gewünschten Geometrie geschrumpft wird. Der Kern wird nach dem VARTM-Prozess entfernt und es entsteht eine präzise, dünne Magnetführung, die leicht in ein Faserverbundbauteil einlaminiert werden kann.

Der Hall-Sensor bietet drei mögliche Schnittstellen für das Messsignal:

1. Inkrementeller Ausgang
2. PWM-Ausgang
3. Seriell 3-Draht-Interface (SSI).

Darüberhinaus bietet der Integrated Circuit (IC) Diagnosefunktionen, mit denen die Position des Magneten oberhalb des Bausteins permanent überwacht werden kann und somit Störungen frühzeitig erkennbar sind. Für genaue Positionsmessungen gilt die Empfehlung, Magnete im Abstand der Hälfte ihrer Pollänge über den Sensor zu führen [28].

Im nächsten Schritt wird die Sensorik in die Testgelenke integriert. Der prinzipielle Aufbau entspricht dem in Abbildung 5.11a gezeigten Konzept. Zunächst wird nur das Schmalgewebe für die Gelenkverstärkung benutzt. Die übrige Struktur ist aus reinem transparentem Epoxidharz hergestellt. So kann der Fertigungsprozess und die Lage von Sensor und Magnet besser kontrolliert werden. Abbildung 5.11a

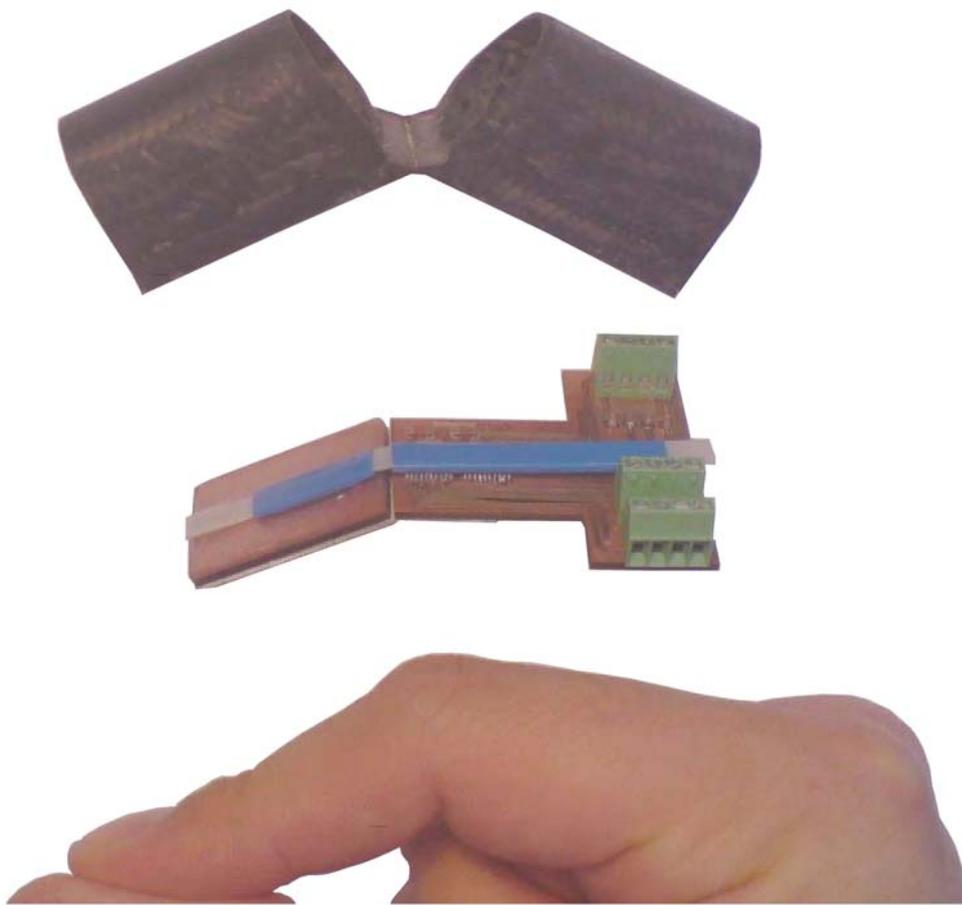
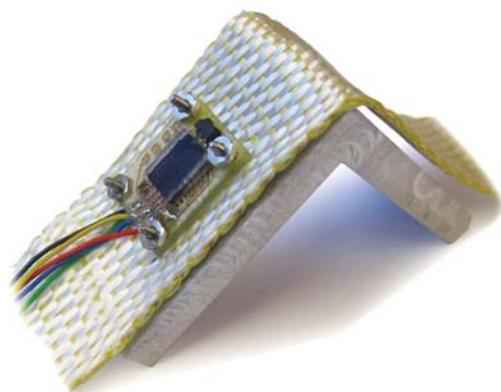


Abb. 5.29.: Testgelenke im Größenvergleich

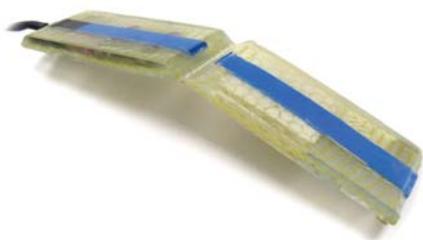
Die Abbildungen 5.30a - 5.30b zeigen die fertige Sensorplatine<sup>3</sup>, wie sie für den Einsatz in der VARTM-Form vorbereitet ist, sowie die Führung für den Magneten. Im ersten Schritt wird die Sensorplatine mit dem Schmalgewebe auf einem Formträger verschraubt. Anschliessend erfolgt die Fixierung des Formträgers und der Magnetführung im entsprechenden VARTM-Werkzeug. Das entformte Testgelenk mit integrierter Positionssensorik ist in den Abbildungen 5.30c - 5.30d dargestellt. Der Führungskanal mit eingeführtem Magnet ist über der Gelenkstelle deutlich sichtbar.



(a) Schmalgewebe mit fixierter Sensorplatine



(b) Schmalgewebe, Sensorplatine und Führungskanal im VARTM-Werkzeug



(c) Testgelenk mit integrierter Positionssensorik



(d) Testgelenk mit flexiblem Magnetband

Abb. 5.30.: Testgelenk mit Sensorik

Der nächste Entwicklungsschritt bezieht die Aktorintegration mit ein. Ziel ist die Sensorintegration in ein Fingerglied, wie es in Abbildung 5.23b vorgestellt wurde. Für den Sensor steht nur ein kleiner Bauraum unterhalb des Aktors zur Verfügung. Schematisch ist die Einbausituation in Abbildung 5.31c dargestellt.

Ein fertiges Fingerglied mit integrierter Positionssensorik zeigen die Abbildungen 5.31a und

<sup>3</sup>Die Abbildung zeigt eine Dummyplatine, welche für die Entwicklung der Werkzeuge und des Fertigungsprozesses verwendet wurde

5.31b. In Abbildung 5.31a sind zusätzlich der Magnetträger sowie die elektrischen Versorgungs- und Kommunikationsleitungen zu sehen. Es wird deutlich, wie die Positionssensorik ohne den Bedarf an zusätzlichem Bauraum in das Fingerglied integriert werden kann.

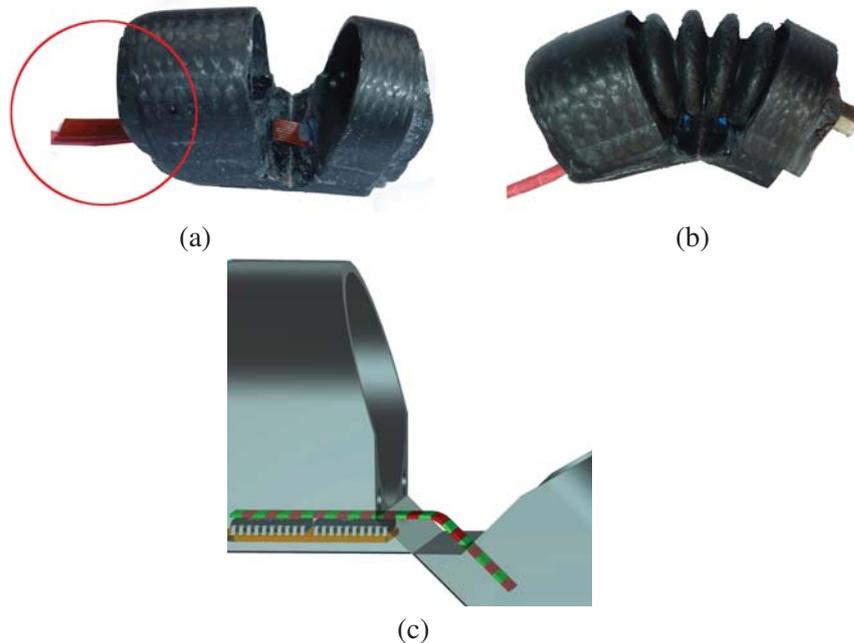


Abb. 5.31.: Fingerglied mit integrierter Positionssensorik

#### 5.4.2. Evaluierung des Positionsmesssystems für faserverstärkte Festkörpergelenke

Die Testgelenke analog zu Abbildung 5.30c werden in einem speziell entwickelten Teststand vermessen, um die Präzision und Wiederholgenauigkeit des Positionsmesssystems zu charakterisieren [229]. Hierzu können die Testgelenke, wie in Abbildung 5.32a zu sehen ist, koaxial zur Drehachse des Teststands fixiert werden. Das Testgelenk wird über den Schrittmotor des Teststands definiert ausgelenkt. Das Sensorsignal des linearen Hall-Sensors kann dann mit der Position des Schrittmotors abgeglichen werden. Die Steuerung der Versuche erfolgt über ein LabView-Interface. Die entwickelte Benutzeroberfläche ist in Abbildung 5.32c gezeigt. Flexibel können dabei der Winkel, die Anzahl der Wiederholungen und die Verfahrensgeschwindigkeiten eingestellt werden. Darüber hinaus werden die Diagnosefunktionen des AS5311 überwacht. Im Visualisierungsbereich der Benutzeroberfläche wird die jeweils aktuelle Winkelposition angezeigt.

Die Evaluierungsmessungen wurden für Magnete mit 2mm und 4mm Polpaarlänge durchgeführt. Jede Probemessung wurde in zehn Durchgängen wiederholt (Abbildungen 5.33a, 5.33b, 5.34a und 5.34b). Ein Messdurchgang beschreibt jeweils einen Winkeldurchgang von  $0^\circ - 90^\circ$ . Die Messwerterfassung erfolgte in  $2^\circ$ -Schritten. Es ergeben sich also 45 Messpunkte pro Kurve.

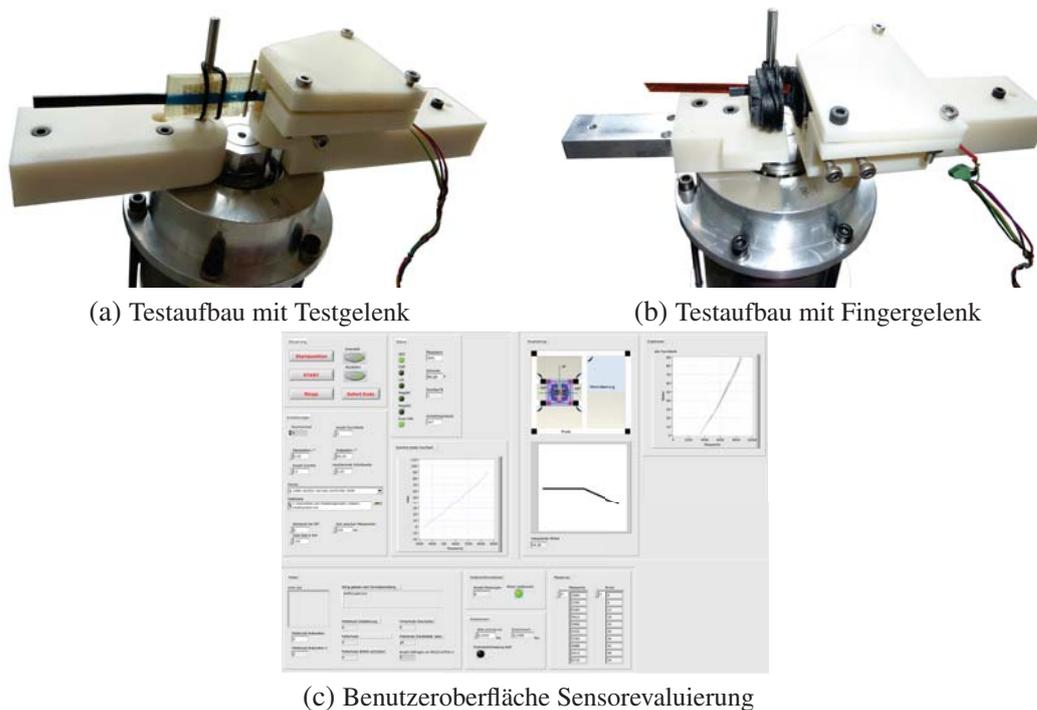


Abb. 5.32.: Evaluierungsplattform für die Winkelmessung in Festkörpergelenken [229]

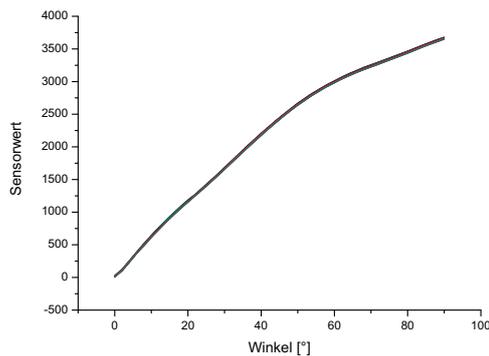
Die Sensorwerte werden addiert, sodass kein Kurvensprung beim Polpaarwechsel auftritt. Der Unterschied zwischen 2mm und 4mm Magnet wird beim Vergleich der unterschiedlichen Wertebereiche der Y-Achsen deutlich. Der Wertebereich des 4mm Magnets sollte theoretisch genau halb so groß wie der des 2mm Magnets sein. Der Vergleich der Signalverläufe der Abbildungen 5.33a und 5.33b mit den Abbildungen 5.34a und 5.34b zeigt jedoch, dass dies nicht exakt erreicht wird. Der Grund dafür liegt in der Tatsache, dass der Signalverlauf des Sensors stark von den Toleranzen des Einzelgelenks sowie von der Präzision der Magnetführung abhängt. Die Unterschiede im Signalverlauf zwischen Testgelenk und Fingergelenk sind auf die prototypenbedingten Geometrieunterschiede zurückzuführen.

Die Evaluierung des Sensoraufbaus im Reversierbetrieb ergibt eine deutliche Hysterese im Signalverlauf. Die Umkehrung der linearen Bewegungsrichtung des Magnetbandes ist mit einer Verzögerung verbunden, da das Magnetband nicht reibungs- und spielfrei geführt ist. Beim Lastwechsel von Zug auf Druck ergibt sich deshalb ein kurzer Verharrungszustand des Magnetbandes, der sich in einer kurzen Phase konstanter Sensorwerte äußert. Dieser Effekt ist für die Hysterese des Messaufbaus verantwortlich. Durch eine entsprechende Vorspannung und reibungsarme Lagerung des Magnetbandes oder des Magnetträgers kann das Hystereseverhalten eliminiert werden.

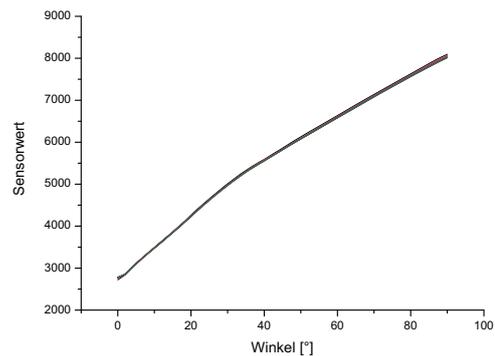
### Winkelmessung mit einer Polpaarlänge von 2mm

Die Messkurven in den Abbildungen 5.33a und 5.33b zeigen eine sehr gute Wiederholgenauigkeit. Die Signalverläufe der zehn Messfahrten liegen übereinander und sind kaum voneinander zu unterscheiden. Die Abweichungen von der Linearität entstehen, weil sich für unterschiedliche Gelenkwinkel unterschiedliche Biegeradien ergeben und deshalb der proportionale Zusammenhang  $\Delta\alpha \sim \Delta x$  nicht mehr gegeben ist. Eine präzisere Führung des Magnetbandes kann die Proportionalität wieder gewährleisten.

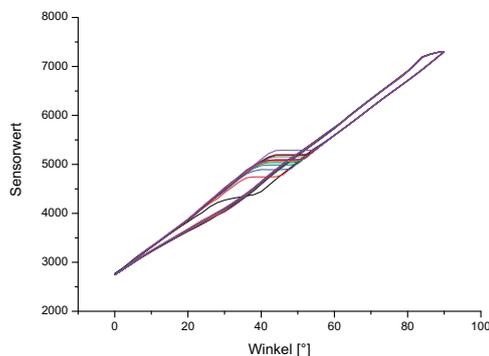
Die Messungen im Reversierbetrieb zeigen für den 2mm-Magnet eine ausgeprägte Hysterese. Der Grund dafür liegt in der mit viel Spiel ausgeführten Führung des Magnetträgers. Beim Richtungswechsel kann das Magnetband leicht verkanten. Bei jeder Messung wird die Haftreibung zu einem anderen Zeitpunkt überwunden. Die Magnetführung des Testgelenks ermöglicht auch die Verwendung des 4mm-Magnetbandes und hat deshalb für das 2mm-Magnetband entsprechend viel Spiel. Sowohl Abbildung 5.33c als auch Abbildung 5.33d beschreiben die von Messung zu Messung variierende Hysterese. Die Anfangs- und Endpunkte jeder Messung stimmen sehr gut überein.



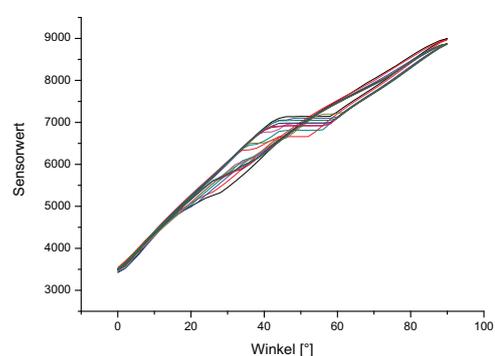
(a) Signalcharakteristik des Testgelenks



(b) Signalcharakteristik des Fingergelenks



(c) 1. Hysterese messung 0 – 90°



(d) 2. Hysterese messung 0 – 90°

Abb. 5.33.: Messkurven für Magneten mit 2mm Polpaarlänge

### Winkelmessung mit einer Polpaarlänge von 4mm

Die Evaluierungsmessungen mit einem 4mm Magneten zeigen ebenfalls eine hohe Wiederholgenauigkeit. Die zehn Einzelmessungen sind in den Abbildungen 5.34a und 5.34b kaum zu unterscheiden, zeigen aber die deutlich nichtlineare Charakteristik der Sensoranordnung. Die Signalauswertung ist deshalb mit erhöhtem Aufwand verbunden, da nicht mit einer linearen Näherungsfunktion gearbeitet werden kann (siehe Abschnitt 5.4.1).

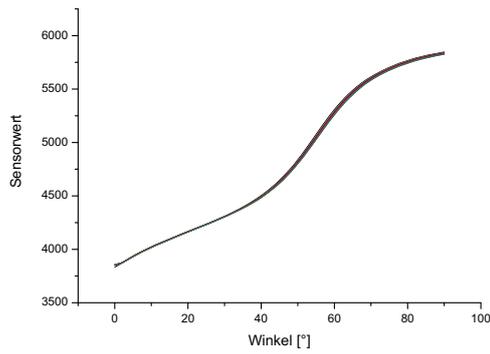
Die Sensorcharakteristik im reinen Reversierbetrieb für 4mm-Magnete ist in den Abbildungen 5.34c und 5.34d dargestellt. Abbildung 5.34c verdeutlicht die gute Wiederholgenauigkeit des Sensoraufbaus mit 4mm Magnet. Die Signalverläufe der zehn Messungen sind nahezu deckungsgleich. Der Vergleich mit den Messungen aus den Abbildungen 5.33c und 5.33d verdeutlicht, wie eine höhere Präzision der Magnetführung die Wiederholgenauigkeit des Sensorsystems erhöhen kann. Die immer noch ausgeprägte Hysterese lässt sich über eine höhere Vorspannung des Magnetbandes beseitigen.

Bei einem progressiven Reversierbetrieb wie in Abbildung 5.34d zu sehen, ist eine sehr gute Signalreue erreichbar. Bei der progressiven Messung im Reversierbetrieb wird der Winkelbereich von Messung zu Messung in  $10^\circ$ -Schritten vergrößert. Abbildung 5.34d zeigt zwei unterschiedliche Messzyklen, die annähernd übereinstimmen.

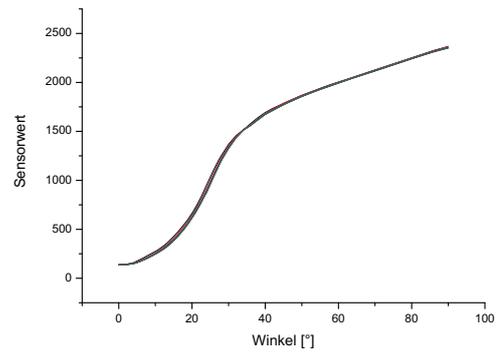
Das Kapitel 5 hat aufgezeigt, wie neue Gelenkstrukturen die Integration neuer flexibler Fluidaktoren verbessern und so neue Anwendungsfelder erschliessen können. Zu den Neuentwicklungen im Bereich Gelenkstrukturen gehören:

- Geometrische und morphologische Konzeption von Festkörpergelenken für Einsatzgebiete in der Robotik
- Material- und Verfahrensentwicklung für leistungsfähige Festkörpergelenke
- experimentelle Charakterisierung faserverstärkter Festkörpergelenke
- Konzeption und Umsetzung eines Herstellprozesses für faserverstärkte Festkörpergelenke mit integrierten flexiblen Fluidaktoren
- Entwicklung und Evaluierung eines Positionsmesssystems für hochintegrierte, faserverstärkte Festkörpergelenke.

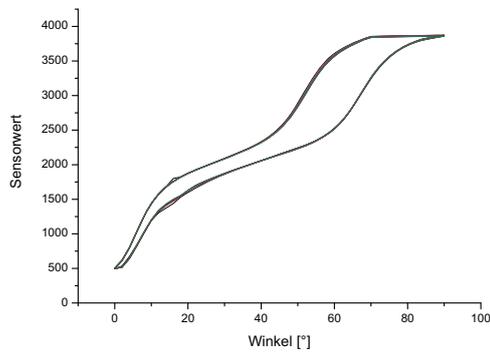
Nach einer kurzen Übersicht und Einführung in das Thema Festkörpergelenke in der Robotik wurde die Geometrie für Festkörpergelenke in der Robotik abgeleitet. Die geometrisch



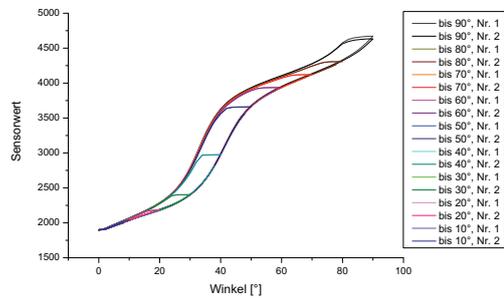
(a) Signalcharakteristik des Testgelenks



(b) Signalcharakteristik des Fingergelenks



(c) Hysteresemessung 0 – 90° kontinuierlich



(d) Hysteresemessung 0 – 90° in 10°-Schritten

Abb. 5.34.: Messkurven für Magnete mit 4mm Polpaarlänge

bedingten Schwachstellen konnten durch prinzipielle Überlegungen zur Morphologie überwunden werden. Die konkrete Problemstellung der Entwicklung eines faserverstärkten Festkörpergelenks war das Ergebnis der morphologischen Überlegungen.

Zur Evaluierung verschiedener Faserhalbzeuge sowie zur Prozessevaluierung konnten in Belastungsversuchen, gemäß den auftretenden Lastfällen, die geeigneten Gelenkkonstruktionen definiert werden. Die Ergebnisse zeigen eindrucksvoll die Leistungsfähigkeit faserverstärkter Festkörpergelenke.

Die Integration flexibler Fluidaktoren in faserverstärkte Festkörpergelenke verdeutlicht das große Potential der Kombination beider Technologien, mit der eine hohe Leistungsdichte erreicht werden kann.

Der letzte Abschnitt des Kapitels beschreibt die Entwicklung einer hochintegrierten Positionsensorik für faserverstärkte Festkörpergelenke. Damit wird ein wichtiger wesentlicher Entwicklungsschritt für faserverstärkte Festkörpergelenke in der Robotik getan. Der Einsatz der entwickelten flexiblen Fluidaktoren in nachgiebige Leichtbau-Robotersysteme wird im folgenden Kapitel gezeigt.

## 6. Hochintegrierte nachgiebige Leichtbau- Robotersysteme

Flexible Fluidaktoren eignen sich für die verschiedensten Anwendungen in der Automatisierungstechnik, Robotik, Prothetik und allgemeinen Antriebstechnik. In Kapitel 1 wurden viele Einsatzfelder aufgezeigt. Wegen ihrer inhärenten Nachgiebigkeit und ihres geringen Gewichts eignen sich flexible Fluidaktoren besonders für Anwendungen, die ein enges Zusammenwirken von Mensch und Maschine vorsehen. Die Anwendung flexibler Fluidaktoren zum Antrieb nachgiebiger Leichtbau- Robotersysteme ist ein Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit. Das folgende Kapitel stellt vor, wie die neu entwickelte Aktorbaureihe, die nachgiebigen Strukturelemente und faserverstärkten Festkörpergelenke zu neuen hochintegrierten nachgiebigen Leichtbau- Robotersystemen kombiniert werden können.

Zunächst wird gezeigt wie flexible Fluidaktoren in verschiedene Gelenkstrukturen integriert werden können. Im weiteren Verlauf wird der Aufbau der nachgiebigen Antriebsmodule für Leichtbauroboter beschrieben. Schwerpunkt sind hier die Integration der Sensorik und der Steuerelemente sowie die Kombinationsmöglichkeiten der Module zu unterschiedlichen kinematischen Anordnungen. Abschnitt 6.3 zeigt die Realisierung eines Dreifingergreifers komplett in Faserverbundbauweise mit den faserverstärkten Festkörpergelenken aus Kapitel 5. Abschnitt 6.4 stellt den Leichtbauroboterarm (LRA) vor, der die meisten Neuentwicklungen, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit erfolgten, in sich vereint. Das Kapitel schließt mit Beispielen aus der Prothetik und humanoiden Robotik, bei denen die neuen flexiblen Fluidaktoren zur Anwendung kommen.

### 6.1. Krafteinkopplung und Integration neuer flexibler Fluidaktoren

Hochintegrierte Antriebe ermöglichen es, viele Funktionen innerhalb eines geringen Bauraums und bei niedrigem Leistungsgewicht zu realisieren. Das bezieht sich sowohl auf die Integration aller mechanisch notwendigen Funktionen als auch auf die Integration der zum Betrieb nötigen Sensorinfrastruktur.

Grundsätzlich sind einfach- oder mehrfachwirkende Anordnungen flexibler Fluidaktoren möglich (Abbildung 2.2 und 2.3). Bei einfachwirkender Anordnung ohne Antagonist (Abbildung 6.1a) sind Rückstellelemente notwendig, die bei Entlastung das Gelenk in seine Ausgangslage zurück bewegen. Bei einer doppel- oder mehrfachwirkenden Anordnung (Abbildung 6.1b) sind

jedem Antrieb ein oder mehrere Antriebe gegenübergestellt. In einem solchen Fall sind keine Rückstellelemente notwendig.

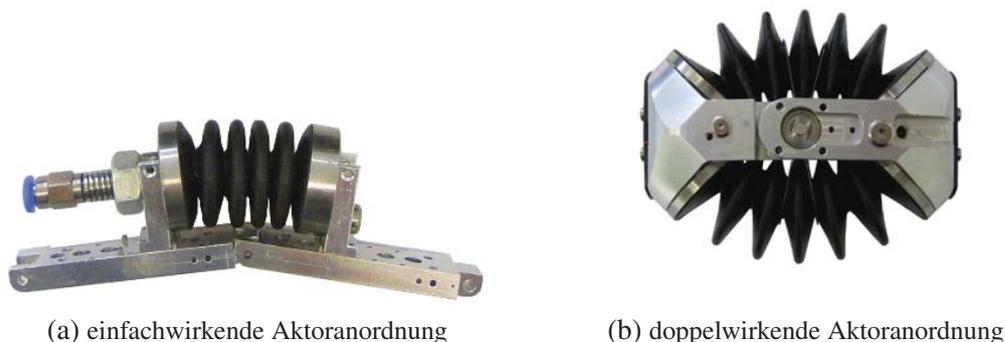
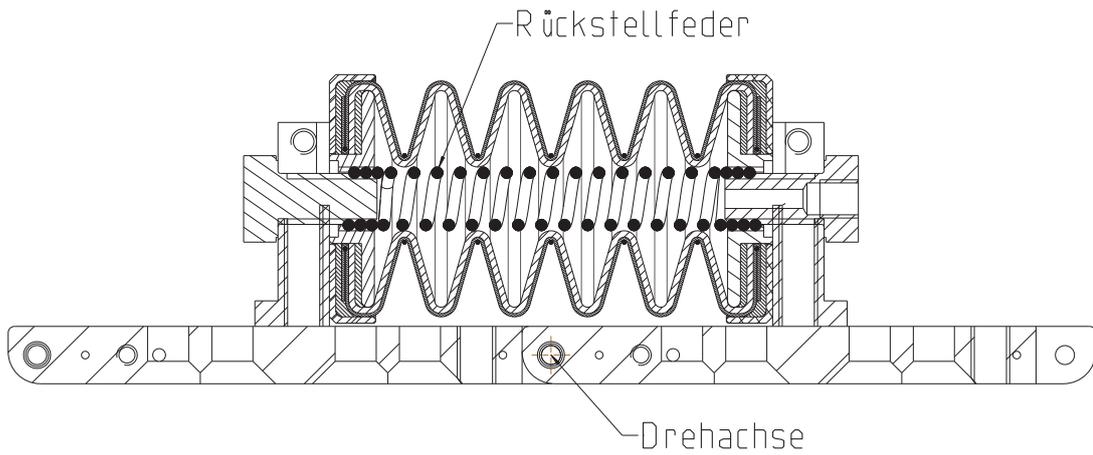


Abb. 6.1.: Verschiedene Aktoranordnungen

Sind Rückstellelemente erforderlich, so liegt die Herausforderung in der Integration direkt in den Antrieb, unabhängig von der umgebenden Struktur. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde eine Lösung entwickelt, die die Rückstellfunktion im Bauraum des eigentlichen Antriebs integriert. Wie in Abbildung 6.2a dargestellt wird, sind in den Aktoranschlussteilen Gewindebohrungen eingebracht. Zur Federmontage wird der flexible Fluidaktor in einer Vorrichtung komprimiert und fixiert (Abbildung 6.2b). Jetzt kann in die Gewindebohrungen eine Zugfeder eingeschraubt werden. Die Federabmessungen sind so gewählt, dass der Antrieb zuverlässig komprimiert wird. Gleichzeitig wird durch die Zugfeder das Gewinde auf ein kleineres Gewindedmaß reduziert, sodass der Aktor weiterhin mit nur einer Schraube pro Seite montiert wird. Mit der Schraube wird gleichzeitig die Zugfeder koaxial im Fluidaktor fixiert. Zur Medienzuführung und Medienweiterleitung sind eine oder beide der Anschlussschrauben hohlgebohrt, wie in Abbildung 6.2a zu sehen. Die Wirksamkeit der Rückstellfunktion verdeutlicht Abbildung 6.2c. Sie zeigt einen 18mm-Aktor ohne Rückstellfeder (oben) und mit Rückstellfeder (unten). Die Rückstellfeder ist unter Vorspannung im Aktor montiert, um auch bei unbefülltem Aktor eine sichere Rückstellkraft und eine Kompression des Aktors zu bewirken. Die Anordnung integriert die Rückstellfunktion im Aktor bei gleichzeitig geringer Teilevielfalt und einfacher und robuster Krafteinkopplung und Medienversorgung.



(a) Schnittansicht eines flexiblen Fluidaktors mit integrierter Rückstellfeder



(b) Vorrichtung zur Montage der Rückstellfeder



(c) Vergleich, Aktor ohne Rückstellfeder (oben) und mit Rückstellfeder (unten)

Abb. 6.2.: Integrierte Rückstellelemente für flexible Fluidaktoren

## 6.2. Neue nachgiebige Antriebsmodule mit flexiblen Fluidaktoren

Ein Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, flexible Fluidaktoren als nachgiebige Antriebe einem möglichst großem Anwendungsfeld zu erschließen. Mit der Entwicklung neuer nachgiebiger Antriebsmodule (Abbildung 6.3) ist es möglich, Roboterstrukturen mit flexiblen Fluidaktoren modular aufzubauen. Die Neuerungen im Vergleich zu früheren Arbeiten [182, 201] liegen im deutlich erweiterten Leistungsbereich, den erweiterten Kombinationsmöglichkeiten sowie der Integration aller Sensor- und Steuerelemente direkt im Antriebsmodul. Die Antriebsmodule sind mit den 36mm-Aktoren aus Abschnitt 2.3.3 ausgestattet und haben ein Gesamtgewicht von ca. 370g. Die nachfolgenden Abschnitte beschreiben die einzelnen Neuerungen im Detail. Zuerst werden die neuen kinematischen Kombinationsmöglichkeiten besprochen. Im weiteren Verlauf des Abschnitts werden dann die neuen Integrationsmöglichkeiten für Sensorik und Steuerelemente aufgezeigt.



Abb. 6.3.: Nachgiebiges Antriebsmodul mit flexiblen Fluidaktoren

### 6.2.1. Kinematische Kombinationsmöglichkeiten nachgiebiger Antriebsmodule mit flexiblen Fluidaktoren

Die nachgiebigen Antriebsmodule sind, wie in Abbildung 6.3 zu sehen, antagonistisch aufgebaut. Rückstellelemente sind nicht erforderlich. Um möglichst viele kinematische Kombinationsmöglichkeiten zu haben, ist das Antriebsmodul jeweils coaxial und parallel zur Gelenkdrehachse mit einem Vierlochflansch versehen. Für das gesamte Gelenkmodul ergeben sich so vier mögliche Montagepositionen für die Kombination mit weiteren Gelenkmodulen oder nachgiebigen Strukturelementen. Zur Verbindung der Antriebsmodule wurden universelle Verschraubungen entwickelt, die besonders wenig Bauraum einnehmen (Abbildung A.1). Die Gelenke können seriell oder parallel kombiniert werden.

Aufbau und Antriebscharakteristik eines einzelnen Antriebsmoduls sind in Abbildung 6.4 dargestellt. Mit den beiden antagonistisch angeordneten flexiblen Fluidaktoren ergibt sich für das einzelne Antriebsmodul das Antriebskennlinienfeld wie in Abbildung 6.4b gezeigt. Das Kennlinienfeld entspricht zweier um die  $0^\circ$ -Achse gespiegelter Drehmoment-Winkel Bereiche der 36mm Aktoren. Die begrenzende, obere Kurve entspricht der Drehmomentkennlinie bei einem Betriebsdruck von 10bar. Der aktive Bewegungsbereich eines einzelnen Antriebsmoduls liegt bei  $\pm 90^\circ$

Die Gelenkmodule können so kombiniert werden, dass sowohl die Addition von Drehmo-

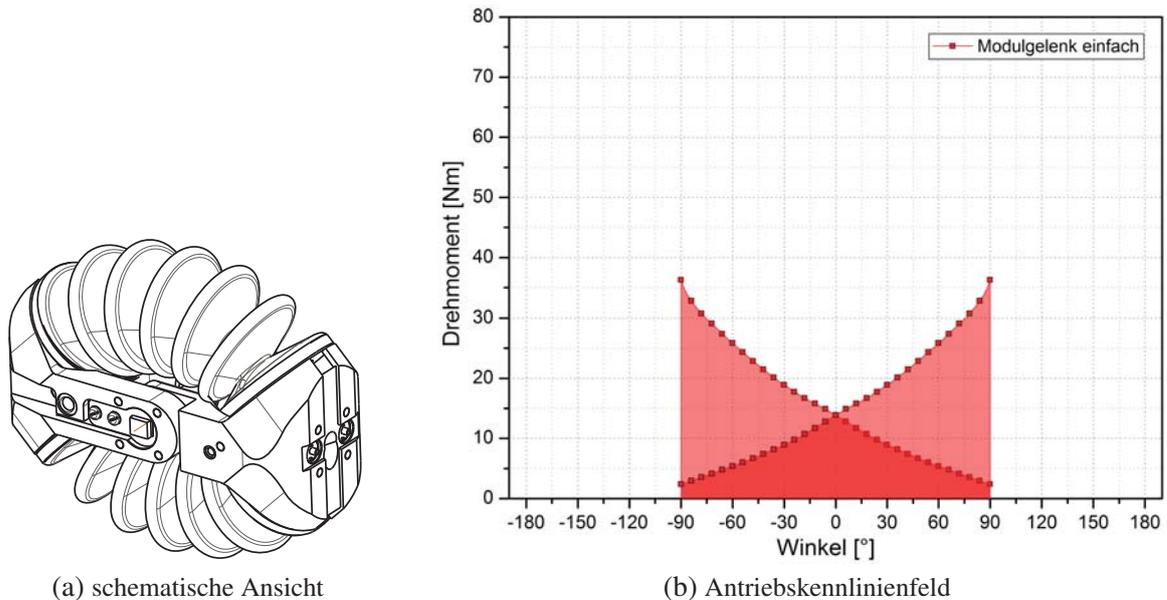


Abb. 6.4.: Einzelnes Antriebsmodul

ment als auch die Addition von Bewegungsbereich möglich ist. Die Abbildungen 6.5a - 6.6b verdeutlichen die einzelnen Kombinationsmöglichkeiten und die sich ergebenden Antriebscharakteristika. Die detaillierte Vorstellung der Kombinationsmöglichkeiten der Antriebsmodule und der korrespondierenden Antriebskennlinien sind Bestandteil des folgenden Abschnitts.

Die Parallelschaltung von zwei Antriebsmodulen wird in Abbildung 6.5a verdeutlicht. Der Bewegungsbereich bleibt bei  $\pm 90^\circ$ . Die Drehmomente beider Antriebsmodule addieren sich. Es ergibt sich das Antriebskennlinienfeld nach Abbildung 6.5b. Parallelgeschaltete Aktoren bewegen sich immer simultan. Zum besseren Vergleich ist das Antriebskennlinienfeld eines einzelnen Antriebsmoduls in der Grafik hinterlegt. Die Gestaltung der Gelenkhälften realisiert eine interne fluidische Kopplung der parallelgeschalteten Aktoren, so dass für zwei parallel gekoppelte Antriebsmodule zwei Steuereinheiten benötigt werden, genauso viele wie für ein einzelnes Antriebsmodul. Es sind auch mehr als zwei Antriebsmodule auf diese Weise koppelbar. Bei der Kopplung mehrerer Gelenke müssen die Länge der gemeinsamen Gelenkachse sowie die Länge der Verbindungsplatte entsprechend angepasst werden.

Eine serielle Gelenkkombination nach Abbildung 6.6a erweitert den möglichen aktiven Bewegungsbereich der Gelenkkombination auf  $\pm 180^\circ$ . Das Antriebskennlinienfeld der seriellen Gesamtanordnung wird flacher und breiter, wie in Abbildung 6.6b im Vergleich zum dem Antriebskennlinienfeld eines einzelnen Antriebsmoduls gezeigt ist. Im Gegensatz zu parallel gekoppelten Antriebsmodulen werden die Gelenkhälften hier nicht starr gekoppelt, sondern werden über eine Verschraubung koaxial zur Gelenkdrehachse verbunden. Jeder Aktor der seriellen Anordnung wird einzeln angesteuert. Seriell kombinierte Gelenke benötigen keine starre Verbindungsplatte und können unabhängig voneinander angesteuert und bewegt werden.

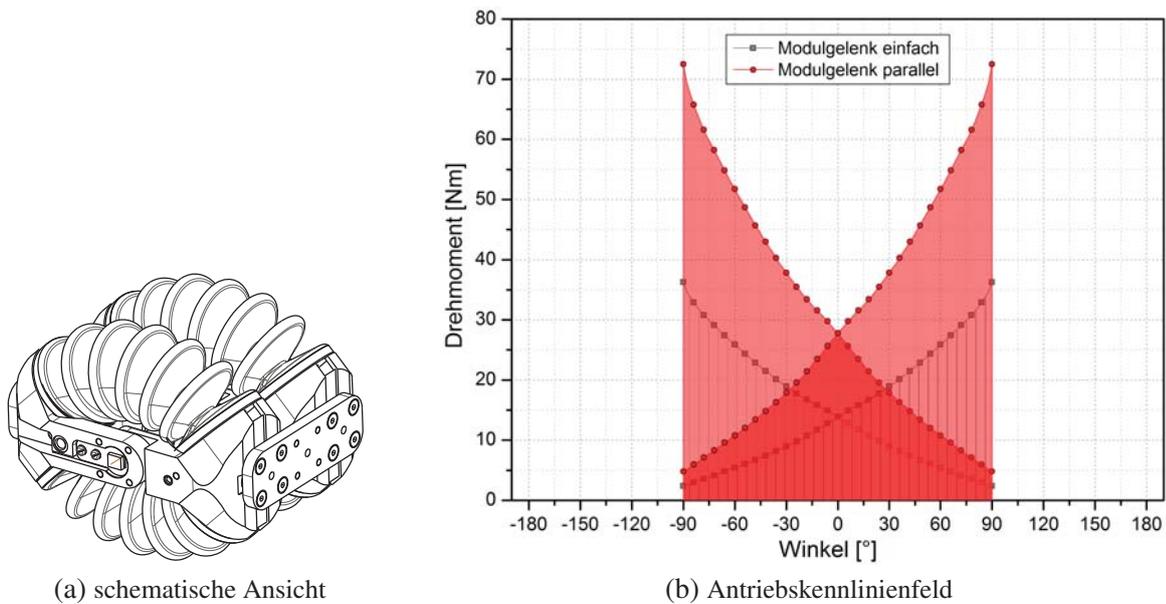


Abb. 6.5.: Parallele Kombination von zwei Antriebsmodulen

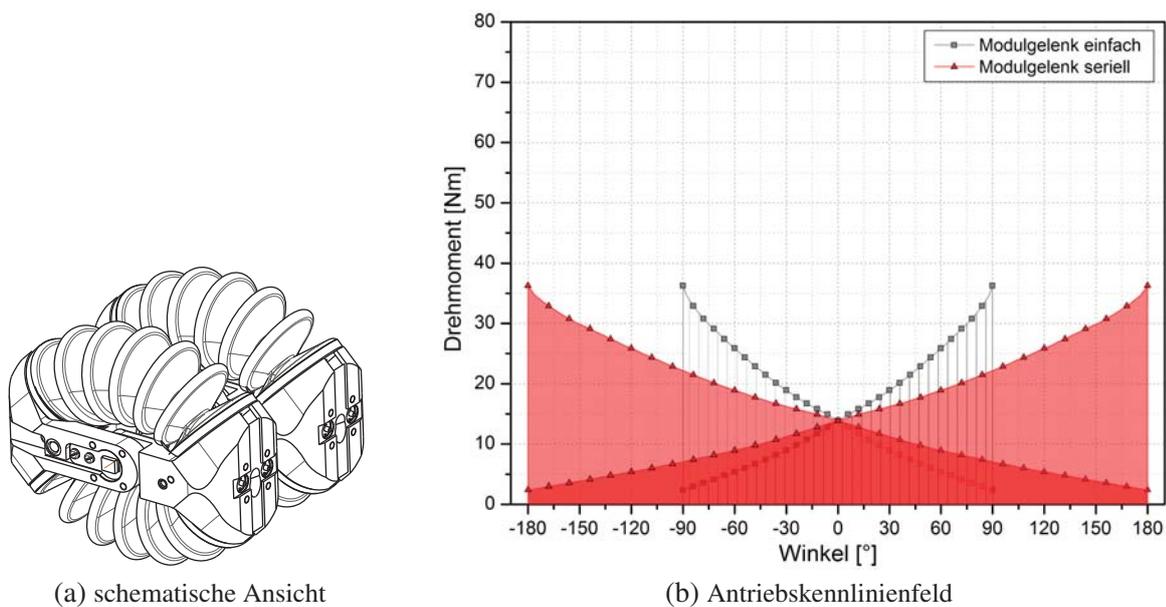


Abb. 6.6.: Serielle Kombination von zwei Antriebsmodulen

Neben den beschriebenen Kombinationsmöglichkeiten mit koaxialer Achslage sind viele weitere kinematische Kombinationen der Antriebsmodule möglich. Abbildung 6.7 zeigt drei Basiskombinationen. Die Anordnung zweier Antriebsmodule mit paralleler Lage der Drehachsen ist in Abbildung 6.7a dargestellt. Die Abbildung 6.7b veranschaulicht wie zwei Antriebsmodule mit windschiefer Achslage kombiniert werden können. Die Möglichkeit zur Anordnung mit sich orthogonal schneidenden Drehachsen beschreibt Abbildung 6.7c. Abbildung 6.7 zeigt

nur drei realisierbare Kombinationsmöglichkeiten. Die Verschraubungen, die die Antriebsmodule miteinander verbinden, können stufenlos in jeder beliebigen Winkelposition arretiert werden. So können die Antriebsmodule eingesetzt werden, um maßgeschneiderte Roboterbewegungen ausführen zu können.

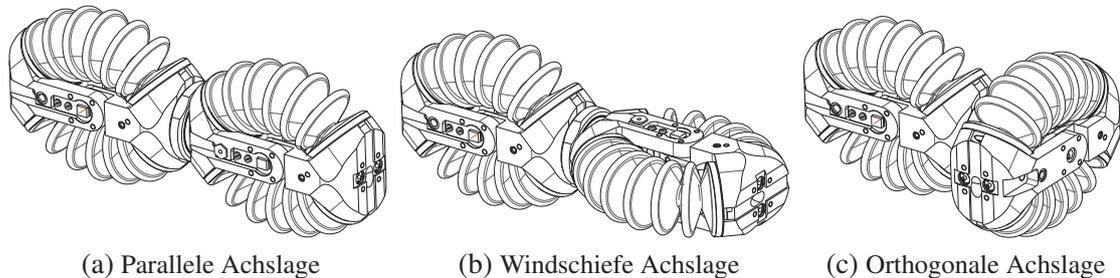
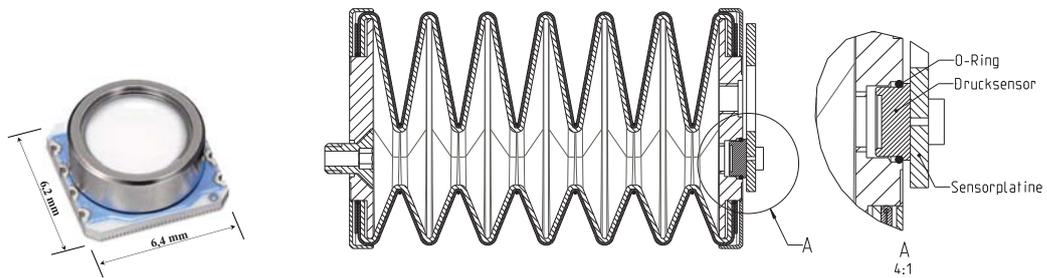


Abb. 6.7.: Verschiedene Kombinationsmöglichkeiten der nachgiebigen Antriebsmodule

### 6.2.2. Sensor- und Ventilintegration in nachgiebige Antriebsmodule mit flexiblen Fluidaktoren

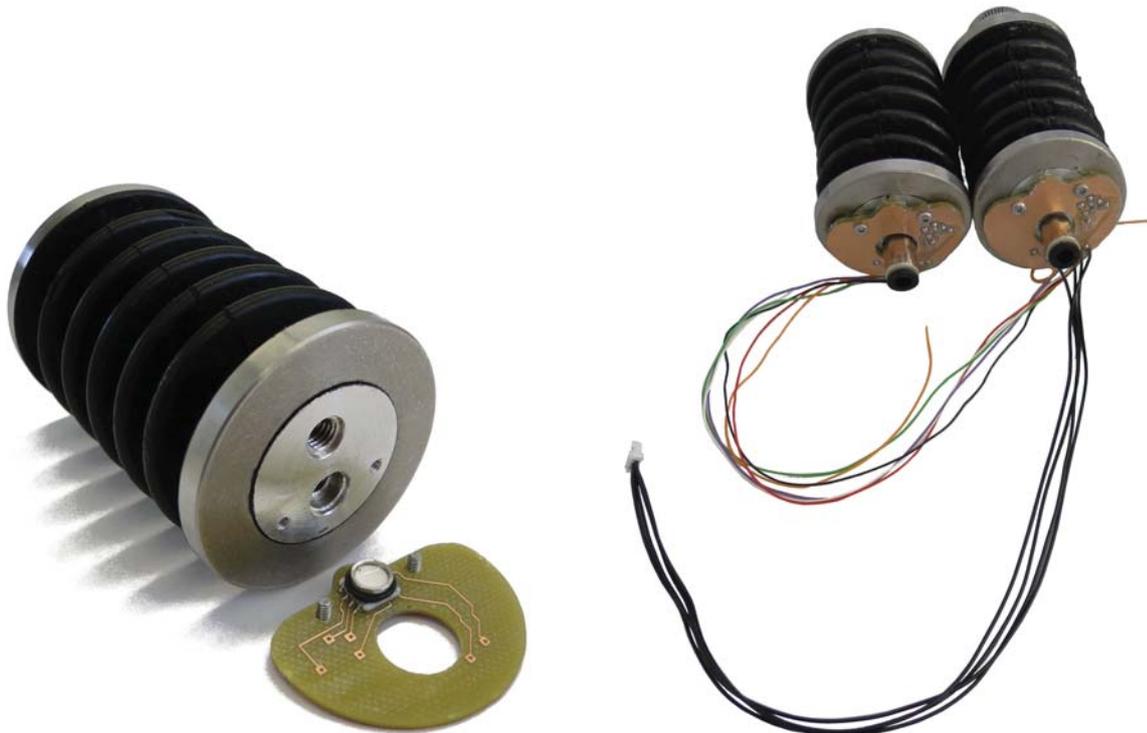
Für den geregelten Betrieb muss ein Antriebsmodul mit geeigneter Sensorinfrastruktur ausgestattet sein. Um eine Positions- oder Drehmomentregelung realisieren zu können, sind die Antriebsmodule mit einem Winkelsensor und Fluiddrucksensoren in jedem Aktor ausgestattet. Damit der Einfluss von Strömungseffekten und Zeitverzögerungen möglichst gering bleibt, ist es sinnvoll die Druckmessung nahe an der Aktorkavität durchzuführen. Der Drucksensor MS5803-14BA der Firma Measurement Specialties<sup>TM</sup> bietet dafür sehr gute Möglichkeiten (Abbildung 6.8a) [263]. Der prinzipielle Sensoraufbau ist von Sensoren wie sie zur Höhenmessung benutzt werden bekannt. Der Drucksensor hat einen Messbereich von  $0 - 14\text{bar}$  bei 24bit Auflösung, eine Abtastrate von  $1\text{ms}$  und eine Überdrucksicherheit von  $30\text{bar}$ . Der MS5803-14BA bietet neben der Funktion der Druckmessung auch die Möglichkeit zur Temperaturmessung über einen Bereich von  $-40 - +85^\circ\text{C}$  bei einer Auflösung von  $< 0,01^\circ\text{C}$ . Die Temperaturmessung kann helfen, temperaturabhängige Druckvariationen bei der Regelung zu berücksichtigen, wurde aber im Rahmen der Arbeit nicht näher betrachtet. Die kompakte Bauweise erlaubt die Integration direkt in die Anschlusssteile des flexiblen Fluidaktors oder der unmittelbar umgebenden Struktur. Abbildung 6.8b zeigt eine Schnittansicht wie der Sensor mit zugehöriger Platine direkt im Anschlussteil des Aktors integriert ist. Der Drucksensor ist auf der Drucksensorplatine fixiert und wird über einen O-Ring radial gegen das Anschlussteil des 36mm-Aktors abgedichtet. Die Drucksensorplatine wird über zwei Schrauben außenseitig am Anschlussteil des Aktors fixiert und ist so dimensioniert, dass sie die auftretenden mechanischen Druckkräfte aufnehmen kann. Die Abbildungen 6.8c und 6.8d verdeutlichen die Montagesituation. Die Aktorfixierung im Gelenk erfolgt auf einer Seite über eine hohl-gebohrte Schraube, die mit dem entsprechen-

den Werkzeug durch den Faltenbalg angezogen wird. Auf der anderen Aktorseite erlaubt eine Aussparung in der Drucksensorplatine die Fixierung.



(a) Drucksensor MS5803-14BA

(b) Schnittansicht 36mm Aktor mit integrierter Drucksensorplatine



(c) Schnittansicht 36mm Aktor mit integrierter Drucksensorplatine

(d) 3D-Ansicht des hochintegrierten Modulgelenks

Abb. 6.8.: Integration des Drucksensors

Die Erfassung der Winkelposition des Antriebsmoduls wird über einen koaxial zur Gelenkdrehachse montierten Hall-Encoder vom Typ AS5045 der Firma austriamicrosystems realisiert. Das kontaktlose Sensorprinzip ist verschleißfrei und der 12-Bit Sensor hat eine Auflösung von  $0,0879^\circ$ . Die Besonderheit liegt in der Anordnung des Magnets und des Hall-Sensors. Der diametral polarisierte Magnet ist stirnseitig in die Gelenkwelle gepresst. Um den Positionssensor geschützt und mit geringem koaxialem Bauraumbedarf zu integrieren, ist die Platine im Bereich des Magneten ausgespart (Abbildungen 6.9a und 6.9b). So ist die Magnetfeldmessung über die „Rückseite“ des Hall-Sensors möglich. Die Schnittansicht in Abbildung 6.11 verdeut-

licht den Aufbau. Die Positionssensorplatine wird über zwei Schrauben in einer Gelenkhälfte befestigt (Abbildung 6.9c). Die Gelenkwelle ist entsprechend mit der anderen Gelenkhälfte starr verbunden, sodass die sich ergebende Relativbewegung zwischen Magnet und Hall-Sensor zur Gelenkwinkelbestimmung genutzt werden kann.

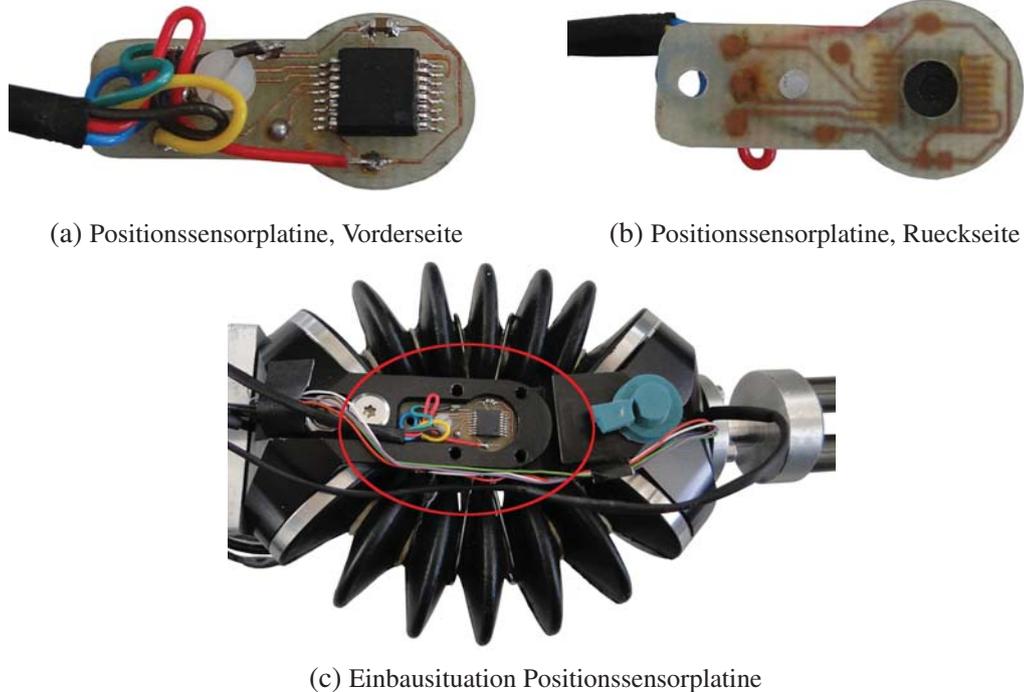


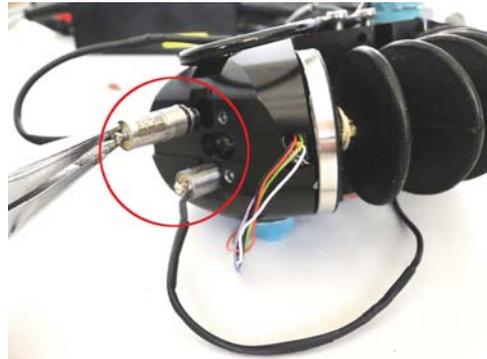
Abb. 6.9.: Integration des Winkelsensors AS5045

Für den geregelten Betrieb ist es sinnvoll, das Fluidvolumen zwischen den Ventilen und der Aktorkavität möglichst gering zu halten. So kann die Präzision und Geschwindigkeit der Regelung verbessert werden. Neben der zum geregelten Betrieb nötigen Sensorinfrastruktur, wurden deshalb auch die Ventile in die Gelenkstruktur integriert. Für die Integration direkt in die Gelenkstruktur eignen sich die 2/2-Wege-Magnetventile der Baureihe VA 204-7 (Abbildung 6.10a) von der Firma Staiger sehr gut. Die Cartridge-Ventile sind in „Plug-In“ Bauweise ausgeführt und werden direkt über den Einschub in eine entsprechenden Bohrung konnektiert [373]. Abbildung 6.10b zeigt die Montage- und Einbausituation in einer Gelenkhälfte. Die Ventile der Baureihe VA 204-715 können Drücke von 0 – 10bar mit einer Frequenz von 500Hz schalten, halten einem statischen Gegendruck von 20bar stand und sind komplett in Edelstahl ausgeführt. Wie in Abbildung 6.10a deutlich werden die Öffnungen für Medieneinlass und Medienauslass über koaxial liegende O-Ringe gegeneinander abgedichtet. Auf der gegenüberliegenden Seite sind die elektrischen Anschlüsse herausgeführt sowie eine koaxiale Gewindebohrung angeordnet, die die Montage erleichtert und eine spielfreie Positionierung sicherstellt. Jedem Aktor sind je ein Einlassventil und ein Auslassventil zugeordnet, so dass jedes Antriebsmodul mit vier Ventilen bestückt ist. Die Schnittansicht in Abbildung 6.11 veranschaulicht die Lage der

Ventile und der Medienzuführungen in den beiden Gelenkhälften.



(a) Cartridgeventil VA 204-715



(b) Einbausituation Cartridgeventile

Abb. 6.10.: Integration der Ventile VA 204-715

Mit den zahlreichen Kombinationsmöglichkeiten können die Antriebsmodule entsprechend dem Einsatzfall konfiguriert werden. Die Antriebsmodule können sowohl hydraulisch als auch pneumatisch betrieben werden. Entscheidend für die Modularität ist die Integration der Sensorik und Steuerelemente direkt im Antriebsmodul. Nur so kann die zum Betrieb nötige Leitungsinfrastruktur klein gehalten werden. Die Medienversorgung der Antriebsmodule ist so vorbereitet, dass eine Medienleitung alle Antriebsmodule versorgen kann. Der Aufbau kann als serielles fluidisches Feldbus-System bezeichnet werden. Die Sensorik und Ventile sind für die Ansteuerung per CAN-BUS vorbereitet. Die Implementierung des CAN-BUS ist aber nicht Bestandteil der vorliegenden Arbeit.

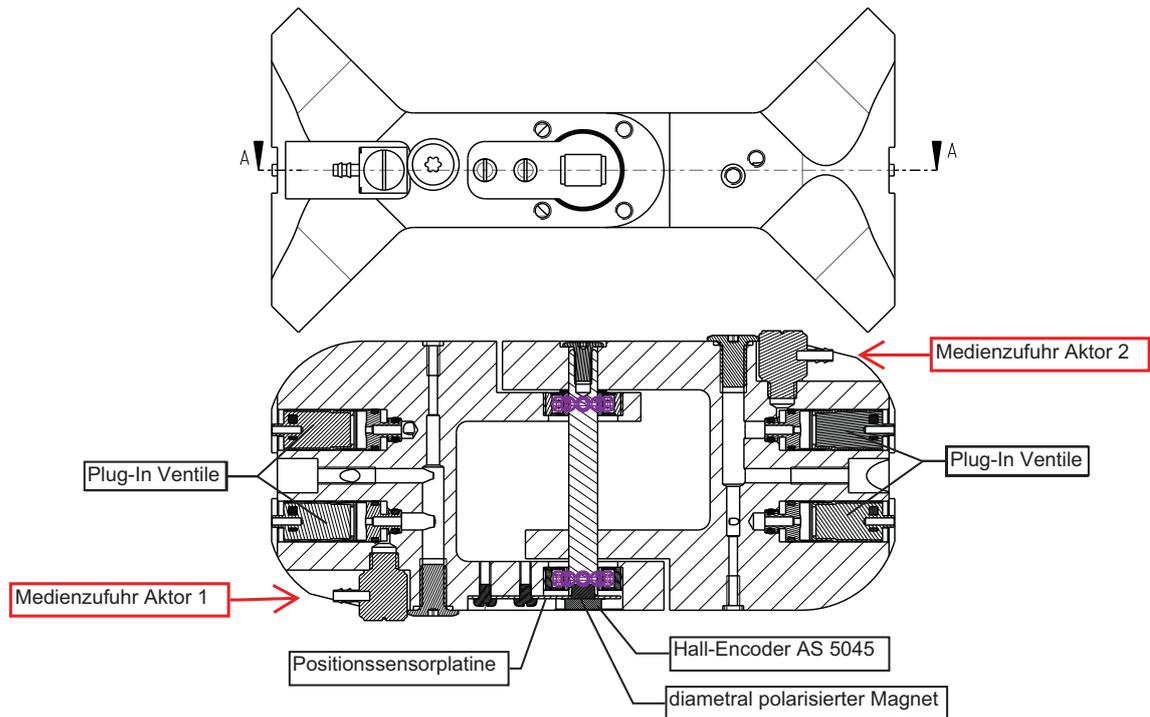


Abb. 6.11.: Schnittansicht eines Antriebsmoduls mit Sensorik und Ventilen

### 6.3. Dreifingergreifer in CFK-Bauweise

Der neue Dreifingergreifer ist aus drei doppelwirkenden (Abbildung 5.25b) und sechs einfachwirkenden (Abbildung 5.23b) Festkörpergelenken aufgebaut. Die drei doppelwirkenden Gelenke mit einem Bewegungsumfang von jeweils  $\pm 45^\circ$  bilden die Basis des Greifers. Abhängig von der Stellung der Basisgelenke können verschiedene Griffmuster durchgeführt werden. Die Grundgelenke sind in einem Winkelabstand von  $135^\circ - 90^\circ - 135^\circ$  angeordnet (Abbildung A.3) und ermöglichen, die drei Finger unterschiedlich zueinander zu orientieren. So kann die Greiferkinematik an das zu manipulierende Objekt angepasst werden. Die Abbildung 6.13 zeigt die drei Grundstellungen der Basisgelenke in symmetrischer, paralleler und linearer Position.

Die symmetrische Grundstellung ist sehr universell. Es können sphärische und unstrukturierte Objekte gut manipuliert werden (Abbildung 6.14a, 6.14b, 6.14h, 6.14j, 6.14k). Alle Grundgelenke sind in  $0^\circ$ -Position.

Die parallele Grundstellung eignet sich gut zur Manipulation zylindrischer und flächiger Objekte (Abbildung 6.14c und 6.14g). In der parallelen Grundstellung bleibt das mittlere Grundgelenk



Abb. 6.12.: Carbonsgreifer

in  $0^\circ$ -Position und die beiden äußeren Grundgelenke befinden sich in  $\pm 45^\circ$ -Position. Sowohl die symmetrische als auch die parallele Grundstellung eignen sich sehr gut zum Betrieb in unstrukturierten Umgebungen (Abbildung 6.14i und 6.14j).

Die lineare Grundstellung der Greiferbasis ist für die Feinmanipulation vorgesehen. In der linearen Stellung werden die beiden äußeren Grundgelenke in Opposition gebracht. So ergibt sich ein Pinzettengriff (Abbildung 6.14d). In der linearen Grundstellung sind vorwiegend nur zwei Finger am eigentlichen Greifvorgang beteiligt.



Abb. 6.13.: Symmetrische (Links), parallele (Mitte) und lineare (Rechts) Grundstellung der Greiferbasis

Die drei Finger des Leichtbaugreifers sind jeweils aus zwei einfachwirkenden faserverstärkten Festkörpergelenken aufgebaut. Die Segmentlängen zwischen den Fingergelenken betragen  $70\text{mm}$ . Damit die Greifkräfte auch bei größeren Beugewinkeln der Fingergelenke ausreichend sind, sind die Finger unter einem Winkel von  $170^\circ$  zur Greiferbasis montiert.

Alle Gelenke der Greiferbasis sowie der Finger haben die inhärent nachgiebigen Eigenschaften der flexiblen Fluidaktoren.

Das Gesamtgewicht des Greifers liegt bei ca.  $400\text{g}$ . Die Segmentlängen, Winkelbeziehungen und möglichen Griffmuster sind in Abschnitt A.1 noch einmal zusammengefasst.

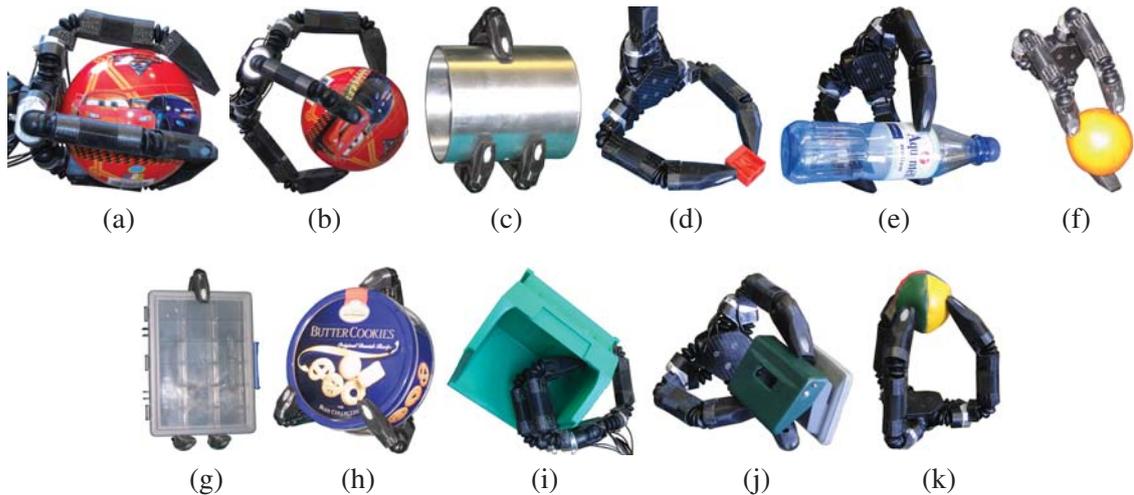


Abb. 6.14.: Verschiedene Griffmuster des Carbongreifers

#### 6.4. Leichtbauroboterarm LRA (Lightweight-Robotic-Arm)

Alle im Rahmen der Arbeit neu entwickelte Technologien wurden in einem Demonstrator zusammengefasst. Der Leichtbauroboterarm LRA steht als Evaluierungsplattform für flexible fluiddische Leichtbauroboterstrukturen zur Verfügung. Er ergänzt bestehende flexible fluiddische Systeme [122, 201] durch seinen erweiterten Leistungsbereich und seine Modularität. Die Modulgelenke, die nachgiebigen Strukturelemente und der Carbongreifer können über universelle Verschraubungen kombiniert werden (Abbildung A.1). Abbildung 6.15 zeigt den kompletten hochintegrierten Leichtbauroboterarm Lightweight-Robotic-Arm (LRA) mit sechs Freiheitsgraden. Das Basisgelenk besteht aus zwei parallel kombinierten Antriebsmodulen, um das Drehmoment in Basisgelenk zu verdoppeln. Es folgen zwei orthogonal orientierte Module. Die ersten drei Freiheitsgrade können als Schulter betrachtet werden. In der Mitte des Arms ist ein nachgiebiges Strukturelement platziert. Das nachgiebige Strukturelement bietet zusätzlich zu den Antriebsmodulen die Möglichkeit, die Steifigkeit des Arms anzupassen. Bei vollständig entleertem Strukturelement kann der LRA in diesem Bereich kontrolliert kollabieren oder zu Transport- oder Applikationszwecken geknickt werden. Der Arm endet mit einem Handgelenk aus drei Modulgelenken in jeweils orthogonaler Montageposition.

Am distalen Ende der Handgelenkkombination ist der Leichtbaugreifer in CFK-Bauweise angebracht. Das Gesamtgewicht des Leichtbauroboterarms LRA liegt bei ca. 3,45 kg. Die Segmentlängen und Gelenkzuordnungen sind in Abbildung A.2 im Anhang zusammengefasst.

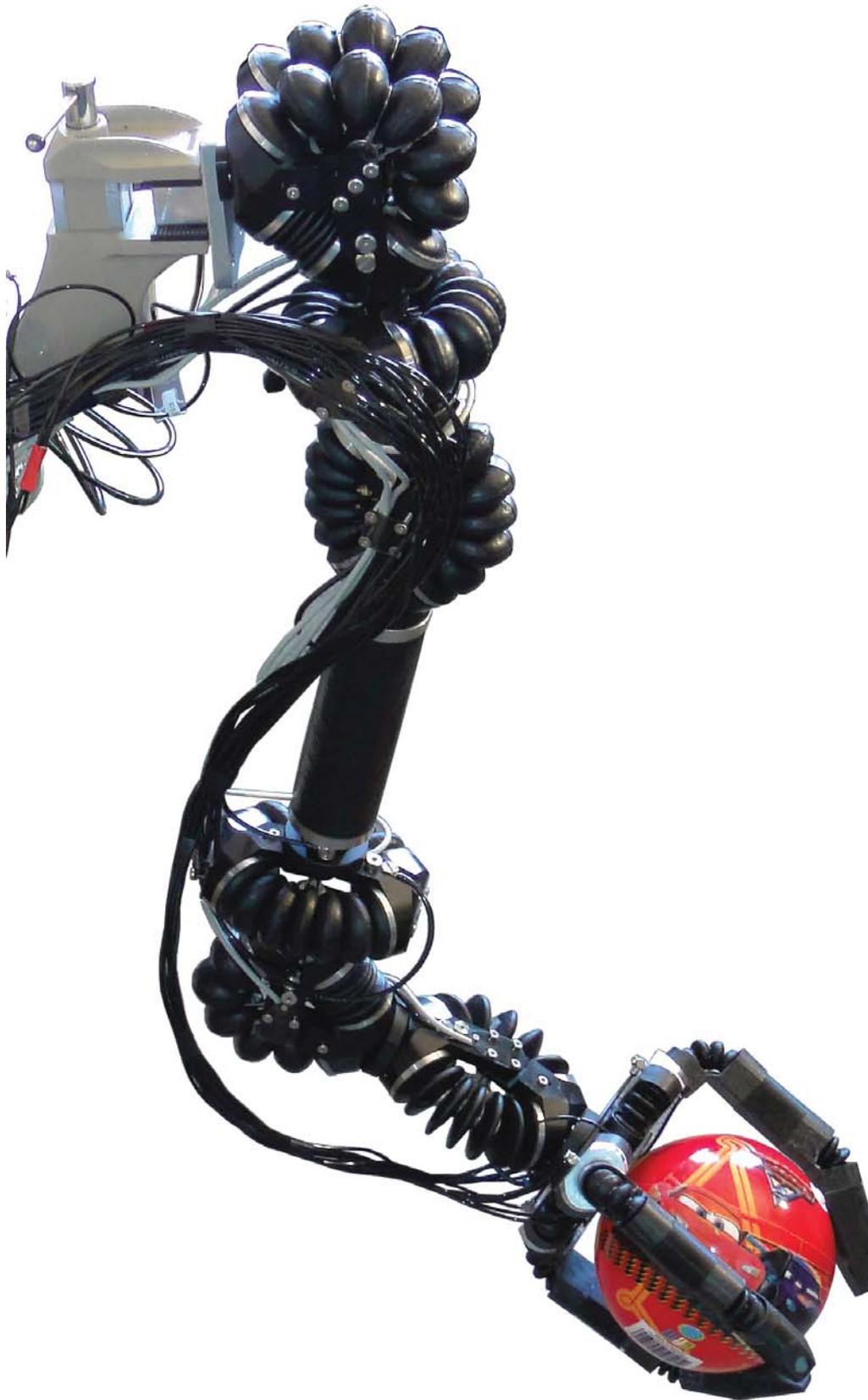


Abb. 6.15.: Leichtbauroboterarm

## 6.5. Weitere Einsatzgebiete neuer flexibler Fluidaktoren

Der im vorherigen Abschnitt beschriebene und im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte neue Leichtbauroboterarm fasst alle Ergebnisse der Arbeit in einem Demonstrator zusammen. Darüber hinaus haben weitere Anwendungsfelder von den Möglichkeiten der neuen flexiblen Fluidaktoren profitiert. In den folgenden Abschnitten werden Anwendungen beschrieben, die in enger Zusammenarbeit mit den Mitgliedern der Forschungsgruppen am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) entstanden sind.

### 6.5.1. Humanoide Roboterhand - ARMAR IV

Die Forschung an humanoiden Robotersystemen hat in den letzten Jahren an Bedeutung gewonnen [15, 24, 198, 250, 266, 298, 345, 388, 417]. Die humanoide Robotik ist ein extrem interdisziplinäres Forschungsfeld. Es verbinden sich die Arbeiten aus Informatik, Psychologie, Neurowissenschaften, Physiologie, Philosophie und den Ingenieurwissenschaften zu einem spannenden Forschungsgebiet. Neben dem Verständnis für menschliche Handlungs- und Entscheidungsschemata liegen die Herausforderungen in der technischen Umsetzung humanoider Robotersysteme. Die Realisierung eines hochintegrierten mechatronischen Systems, unter Berücksichtigung der von der Natur vorgegebenen Anforderungen an Bauraum und Funktionalität, verlangt die Anwendung und Entwicklung einer leistungsfähigen Konstruktionsmethodik [9–11, 59]. Konkret bedeutet das, die Verschmelzung der zum heutigen Zeitpunkt bekannten Technologien und Prinzipien in einem Robotersystem, um menschliches Verhalten nachahmen zu können.

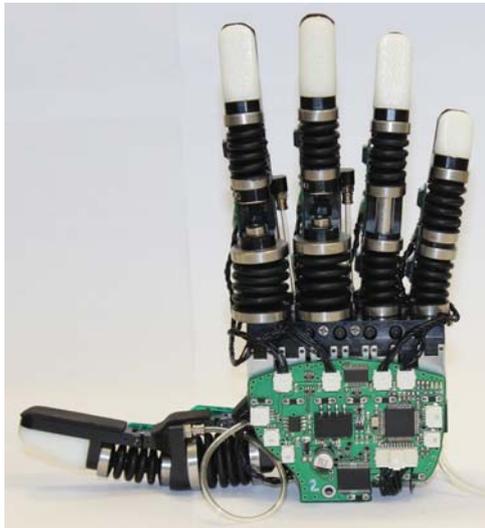
Eine Schlüsselkomponente bei der Interaktion des Menschen mit seiner Umwelt ist die menschliche Hand. Die menschliche Hand ist das wichtigste Körperteil, wenn es um haptische Wahrnehmung und Manipulation geht und ihr Verlust bedeutet für die Betroffenen erhebliche Einschränkungen. Die Stärke, Versatilität und Sensibilität der menschlichen Hand in ein technisches System zu überführen, ist bis zum heutigen Tag eine große Herausforderung [46, 48, 64, 66, 89, 132, 189, 246, 247, 302, 311, 346, 365].

Die vorliegende Arbeit versucht hier, durch die Bereitstellung adaptiver Aktorik einen Beitrag zu leisten. Der neue humanoide Roboter ARMAR-IV (Abbildung 6.16), der im Rahmen des SFB 588 am Karlsruher Institut für Technologie entwickelt wurde, vereint elektromecha-

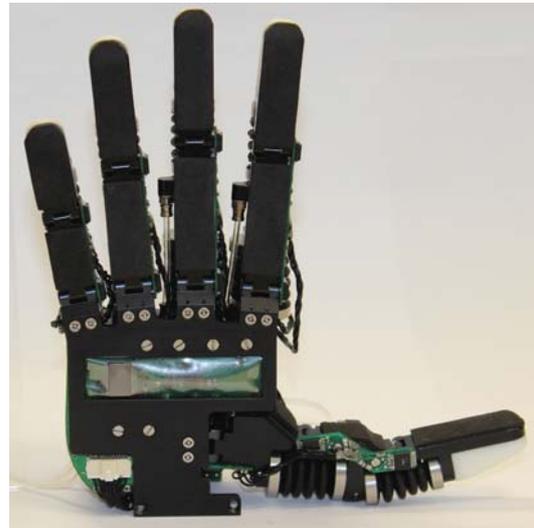


Abb. 6.16.: Humanoider Roboter ARMAR-IV [25]

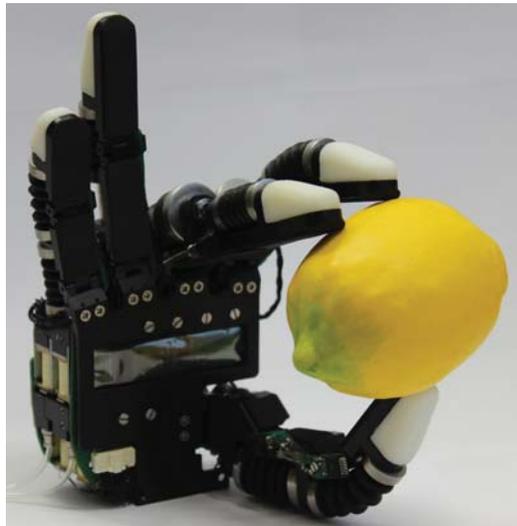
nische und fluidische Antriebsprinzipien [25, 121, 202, 410]. Die neuen Hände des ARMAR-IV-Systems sind pneumatisch ausgeführt und werden mit den neuen flexiblen Fluidaktoren angetrieben. Die Vorteile der neuen Hände liegen in ihrem guten Leistungsgewicht sowie in der sicheren Interaktion mit ihrer Umgebung. Die inhärente Nachgiebigkeit und Adaptivität flexibler Fluidaktoren machen sie zum idealen Antriebsprinzip humanoider robotischer Systeme. Die vier Finger der neuen Hand haben jeweils zwei Freiheitsgrade. Der Daumen hat wegen des größeren Bewegungsbereiches des Daumengrundgelenks drei Freiheitsgrade. Insgesamt hat die Hand elf Freiheitsgrade, jedoch sind die beiden Antriebe des kleinen Fingers und des Ringfingers fluidisch gekoppelt, sodass sich für eine Hand neun unabhängige Freiheitsgrade ergeben. Die Grundgelenke von Zeige- und Mittelfinger sowie der beiden Daumengrundgelenke sind mit 18mm-Aktoren angetrieben. Die übrigen Gelenke sind mit 11mm-Aktoren bestückt. Jedes Fingergelenke ist mit einem absoluten Winkelsensor und mit einem Fluiddrucksensor ausgestattet. So ist sowohl eine Positionsregelung als auch eine Kraftregelung der Fingergelenke möglich. Alle zum Betrieb der Hand nötigen Bauteile wie Steuerelektronik, Sensorik und Ventile sind direkt in der Hand integriert. Zum Betrieb der Hand müssen nur die Fluidversorgung, der CAN-BUS und die Stromversorgung angeschlossen werden. Dadurch kann der Verdrahtungsaufwand erheblich reduziert werden. Die Hand benötigt außer dem Druckgenerator keine externen Komponenten. Verschiedene Ansichten der ARMAR-IV Hand sind in Abbildung 6.17 zusammengefasst.



(a) Vorderseite



(b) Rückseite



(c) adaptiver Griff

Abb. 6.17.: Fluidische Hand des humanoiden Roboters ARMAR-IV [25]

### 6.5.2. Konzeptstudie - semi-passive Laufmaschine mit neuen flexiblen Fluidaktoren

Wie in Abschnitt 6.5.1 beschrieben, ist die Entwicklung humanoider Robotersysteme ein Gebiet mit einer interessanten Zukunftsperspektive. Neben humanoiden Roboterhänden mit neuen flexiblen Fluidaktoren wurden im Rahmen des SFB 588 am Karlsruher Institut für Technologie auch Konzepte zur Realisierung zweibeiniger humanoider Laufroboter mit neuen flexiblen Fluidaktoren entwickelt. Die Besonderheit des Konzepts liegt in der Verbindung von Technologien aus der Prothetik und der Robotik, mit dem Ziel das Gewicht der zweibeinigen Laufmaschine zu reduzieren und die Energieeffizienz des Gesamtsystems zu steigern.

Besonders energieeffiziente Laufmaschinen sind passiv-dynamische Laufmaschinen, die sich unter Nutzung der Gewichtskraft leicht abfallende Strecken zurücklegen können [71, 72, 255]. Der Gruppe der passiv-dynamischen Laufmaschinen stehen Roboter mit energieintensiver Zero-Moment-Point-Stabilisierung gegenüber [25, 198, 250, 266, 298, 345, 388].

Beidseitig beinamputierte Menschen können mit passiven Prothesen stabil gehen und stehen. In solchen Fällen kommt die komplette Energie aus Hüfte, Torso und Armen des Prothesenträgers. Der hier verfolgte Ansatz überführt die Physiologie des Prothesenträgers und die passive Kinematik der Beinprothesen in ein Roboterkonzept [33, 34, 359]. Wie in Abbildung zu sehen besteht das Konzept aus aktiven Hüftgelenken und einer aktiven Wirbelsäule, die mit kommerziellen passiven Knieprothesen und starren Fußprothesen kombiniert werden. Die Konzeption des Hybridsystems stützt sich auf umfangreich Ganganalysen gesunder und beidseitig ober-schenkelamputierter Probanden [34].

Das aktive Hüftgelenk ist mit drei Antriebsmodulen konzipiert, deren Drehachsen sich alle im virtuellen Hüftdrehpunkt schneiden. Die Anordnung reduziert die nötigen Antriebsmomente der einzelnen Antriebsmodule [25]. Die aktive Wirbelsäule ist mit Einzelkammeraktoren angetrieben, welche in versetzter Tripodanordnung verbaut sind (Abbildung 6.19). Jede Aktorlage ist um  $60^\circ$  versetzt zur benachbarten Lage montiert. So kann jede „Wirbelebene“ um  $\text{ca.} \pm 12^\circ$  in jede Raumrichtung geneigt werden. Durch Veränderung der Hebellängen sowie der Aktoranzahl können die „Tripods“ bezüglich ihrer Antriebscharakteristik entlang der Wirbelsäule variiert werden. Das zusätzliche koaxial angeordnete Drehgelenk ermöglicht eine simulierte Torsorotation. In dem in Abbildung 6.19 dargestellten Wirbelsäulensegment übernehmen die Einzelkammeraktoren sowohl die aktive Funktion der Muskeln als auch die dämpfende Funktion der Bandscheiben. Die ersten Studien zur Regelung eines solchen Systems zeigen vielversprechende Ergebnisse [33]. Die hier vorgestellte Tripodanordnung von Einzelkammeraktoren kann beliebig um weitere Aktorlagen erweitert werden. Neben der Anwendung als Wirbelsäule können so auch rüselförmige Roboter realisiert werden.

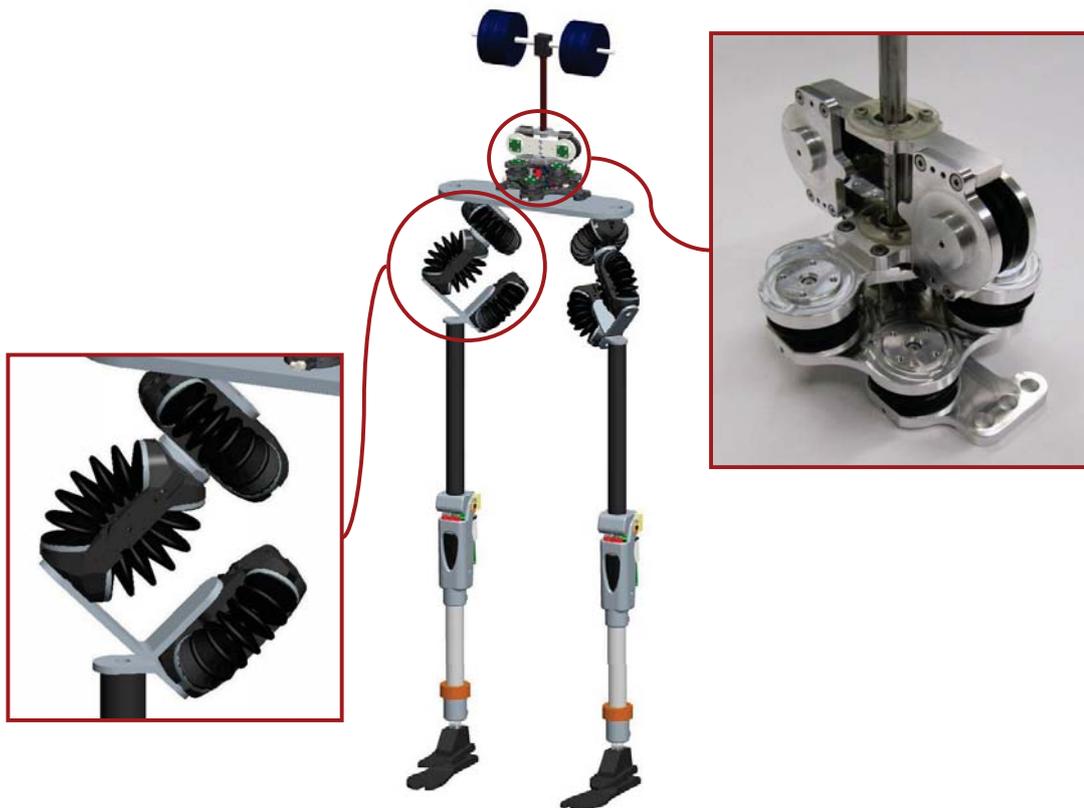


Abb. 6.18.: Konzept der semi-passiven Laufmaschine mit neuen flexiblen Fluidaktoren [359]



Abb. 6.19.: Zwei Segmente einer rüsselförmigen Roboterstruktur

### 6.5.3. Prothetik und Orthetik

Neben Anwendungen für die Robotik und Automatisierungstechnik wurde auch das Potential neuer flexibler Fluidaktoren für medizintechnische Anwendungen untersucht. So eignen sich flexible Fluidaktoren besonders zur nachgiebigen und adaptiven Krafterzeugung bei geringem Leistungsgewicht und ohne die Notwendigkeit aufwändiger Transmissionselemente. Die genannten Eigenschaften haben in der Vergangenheit zu vielen Entwicklungen in den Bereichen der Prothetik und Orthetik am KIT geführt, wo medizintechnische Lösungen mit flexiblen Fluidaktoren eine lange Tradition haben [54, 63, 200, 203–207, 275, 315–318, 341, 360]. Durch die im Rahmen der Arbeit entwickelten neuen flexiblen Fluidaktoren haben sich für die beiden Bereiche neue Möglichkeiten ergeben. Die daraus hervorgegangenen Entwicklungen werden in den beiden folgenden Abschnitten beschrieben.

#### Handprothetik-Fluidhand III

Die in Abschnitt 6.5.1 vorgestellten Entwicklungsergebnisse zu humanoiden Roboterhänden lassen eine einfache Übertragung in das Entwicklungsfeld der Handprothetik vermuten. Tatsächlich gelten für die beiden Bereiche die gleichen Basisanforderungen wie geringes Leistungsgewicht, geringer Bauraum und Zuverlässigkeit. Gleichzeitig gibt es jedoch eine Reihe von Anforderungen, in denen grundlegende Unterschiede bestehen. Während in der humanoiden Robotik das Hauptaugenmerk auf der Präzision und exakten Bestimmung von Position und Kraft liegt, haben in der Handprothetik andere Eigenschaften wie Adaptivität, Robustheit gegen Umwelteinflüsse, ästhetisches Erscheinungsbild und Mobilität Vorrang.

Die „Positionsregelung“ einer Handprothese erfolgt in aller Regel durch den Prothesenträger. Deshalb kann auf eine Positionssensorik verzichtet werden. Die Messung des Fluiddrucks kann unter Umständen Sinn machen, um dem Prothesenträger eine Rückmeldung über die aktuell wirkende Greifkraft ermöglichen zu können. Dafür muss aber nicht der Fluiddruck in jedem Aktor einzeln bestimmt werden. Es genügt die Messung des Systemdrucks. Die Infrastruktur zur Druckmessung kann also im Vergleich zu robotischen Anwendungen ebenfalls deutlich reduziert werden.

Speziell die Mobilitätsanforderungen in der Handprothetik bedingen einige grundlegende Veränderungen des fluidischen Systems. Im Gegensatz zu Robotik und Automatisierungstechnik steht dem Prothesenträger keine zentrale Druckversorgung zur Verfügung. Darum wird das fluidische System hydraulisch und nicht pneumatisch ausgeführt. Anstatt eines Druckspeichers wird ein Flüssigkeitsreservoir benötigt, welches wegen der Inkompressibilität von Flüssigkeiten erheblich kleiner ausgeführt sein kann. Die neuen flexiblen Fluidaktoren bleiben durch den Wechsel des Druckmediums uneingeschränkt nutzbar. Sie sind sowohl für den Betrieb mit flüssigen als auch mit gasförmigen Druckmedien vorgesehen. Für ein hochintegriertes prothetisches Hydrauliksystem können also drei Basiseinheiten definiert werden:

1. Druckerzeugung (Pumpe): Die Aufgabe der Druckerzeugung wird von einer speziellen Zahnradpumpe übernommen [205], die bidirektional im Saug- und Pumpbetrieb arbeiten kann. Der maximale Volumenstrom der Pumpe liegt bei  $625 \frac{ml}{min}$  und der maximal erzeugbare Fluiddruck bei  $9,8bar$ . Die Pumpe arbeitet geräuscharm und ist so konzipiert, dass sie im Volumen einer Mittelhand untergebracht werden kann. Der Pumpenkopf ist modular aufgebaut und erlaubt den Antrieb mit verschiedenen Elektromotoren.
2. Druckverteilung (Ventile): Die Aufgabe der Druckverteilung wird von speziell entwickelten 2/2-Wege Cartridgeventilen erfüllt [205]. Die Ventile eignen sich besonders für die Integration in individuell konzipierte Ventilbänke. So kann entsprechend platzsparend konstruiert werden.
3. Drucktransformation (Aktorik): Die Umwandlung des Fluiddrucks in eine Fingerbewegung und schlussendlich in eine Greifkraft wird durch den Einsatz neuer flexibler Fluidaktoren realisiert.

Alle eingesetzten Komponenten sind für den Betrieb mit Wasser oder Silikonölen geeignet.

Als letzte Generation einer Familie von Prothesenhänden mit flexiblen Fluidaktoren vereint die Fluidhand III alle oben beschriebenen Systemkomponenten [119, 362]. Abbildung 6.20 zeigt die Fluidhand III im Überblick.

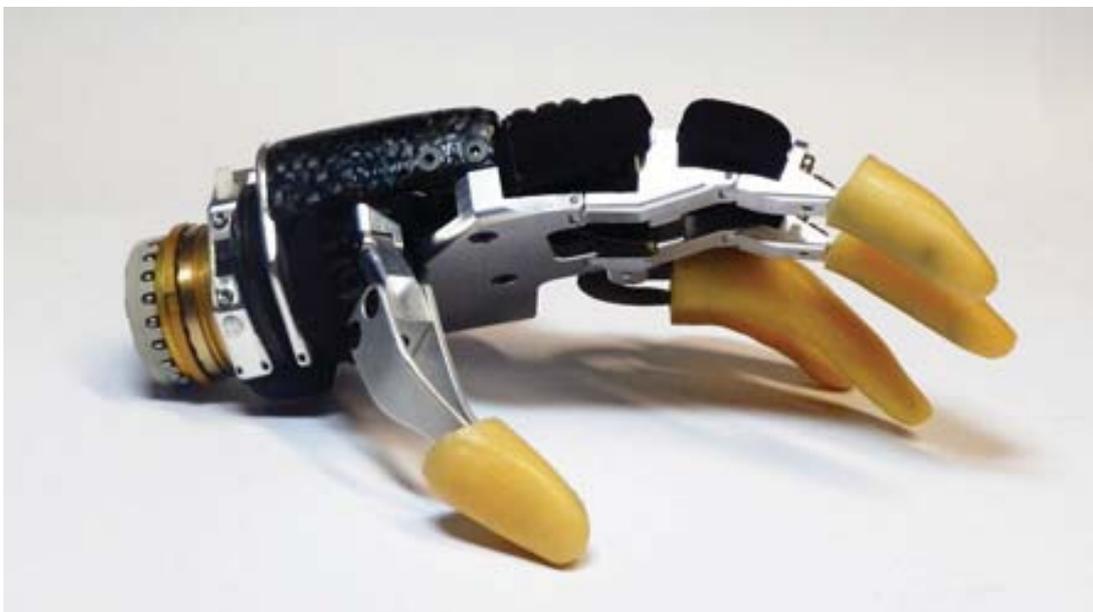


Abb. 6.20.: Fluidhand III

Die Fluidhand III verfügt über sechs unabhängige Freiheitsgrade. Zeige- und Mittelfinger haben jeweils 2 Freiheitsgrade. Ringfinger und kleiner Finger sind starr an das Grundglied des

Mittelfingers gekoppelt und werden somit simultan dazu bewegt. Der Daumen verfügt über einen Freiheitsgrad in der gleichen Ebene wie die Fingergrundgelenke. Die Drehachse des Daumenfreiheitsgrads ist aber um  $45^\circ$  zur Drehachse der Fingergrundgelenke geneigt. Die Neigung ermöglicht die Realisierung eines Kraftgriffes, eines Hakengriffes und eines lateralen Schlüsselgriffes mit nur einem Daumenfreiheitsgrad.

Der sechste Freiheitsgrad befindet sich im Handgelenk und wird durch einen elliptischen Einzelkammeraktor betätigt, der gleichzeitig die Funktion des Flüssigkeitsreservoirs übernimmt. Die Bewegung des Handgelenkfreiheitsgrades ist unmittelbar an die Fingerbewegung gekoppelt. Eine Fingerflexion bewirkt immer auch eine Handgelenkflexion und eine Fingerextension immer auch eine Handgelenkextension. Der zusätzliche Handgelenkfreiheitsgrad unterstützt zusätzlich die Greifbewegung aktiv. Die Steuerplatine der Fluidhand III ist ebenso wie alle zum Betrieb nötigen Komponenten im Bauraum der Handprothese untergebracht. Neben den genannten drei Griffarten sind noch eine Präzisionsgriff und ein Zeigegriff einprogrammiert.

Im Standardbetrieb erfolgt die Ansteuerung der Fluidhand III über zwei Myoelektroden. Eine Elektrode registriert das Muskelsignal für „Hand öffnen“ die andere für „Hand schließen“. Das Umschalten zwischen den einzelnen Griffarten erfolgt über eine Kokontraktion, was bedeutet, dass beide Elektroden gleichzeitig ein Muskelsignal empfangen [321–324]. Darüber hinaus verfügt die Fluidhand III über eine Bluetoothschnittstelle zu Trainings- und Wartungszwecken.

Resultierend aus der Charakteristik des Hydrauliksystems ergeben sich Greifkräfte von bis zu 65N [119, 362] und eine Greifgeschwindigkeit von ca. einer Sekunde bis zum vollständigen Schließen der Hand.

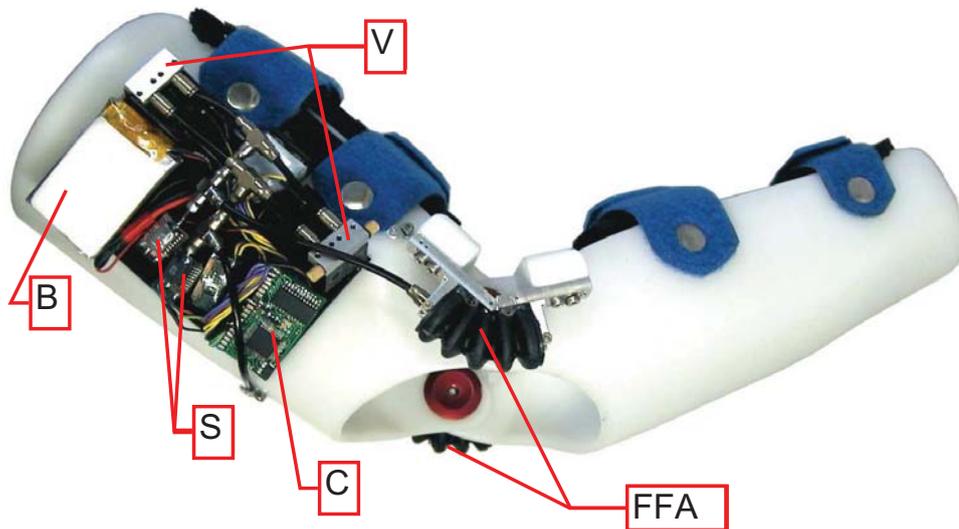
### **Orthetik**

Für aktive Orthesen gelten ähnliche Anforderungen wie für aktive Prothesen. Eine Orthese ist ein äußeres medizinisches Hilfsmittel zur Stabilisierung der Gliedmaßen oder bestimmter Körperteile. Passive Orthesen sind weit verbreitete orthopädische Hilfsmittel. Der Bereich aktiver Orthesen ist ein sehr viel neueres Forschungs- und Entwicklungsgebiet [87, 197, 264, 342, 361]. Der medizinische Nutzen aktiver Orthesen liegt in der Rehabilitation von Patienten mit neurologisch bedingten Bewegungseinschränkungen. Relevante Indikationen können sein: Paraplegie, Tetraplegie, Multiple Sklerose, Morbus Parkinson und andere neurologische Krankheitsbilder. Neben stationären Rehabilitationssystemen [215, 228, 326, 339, 349] liegt der Entwicklungsschwerpunkt auf Geräten, die in der häuslichen Patientenumgebung genutzt werden können [19, 58, 212, 326, 339, 349, 393, 400]. Die hier vorgestellten neuen flexiblen Fluidaktoren bieten dafür neue Möglichkeiten, die im Rahmen einer Studie evaluiert wurden [314, 341, 352, 361]. Im ersten Schritt wurde eine aktive Ellbogenorthese entwickelt [314]. Die Besonderheit des Konzepts liegt in der Kombination funktioneller Elektrostimulation (funktionelle Elektrostimulation (FES)) zur Ausführung der Greiffunktion und einer Ellbogenorthese mit einem Frei-

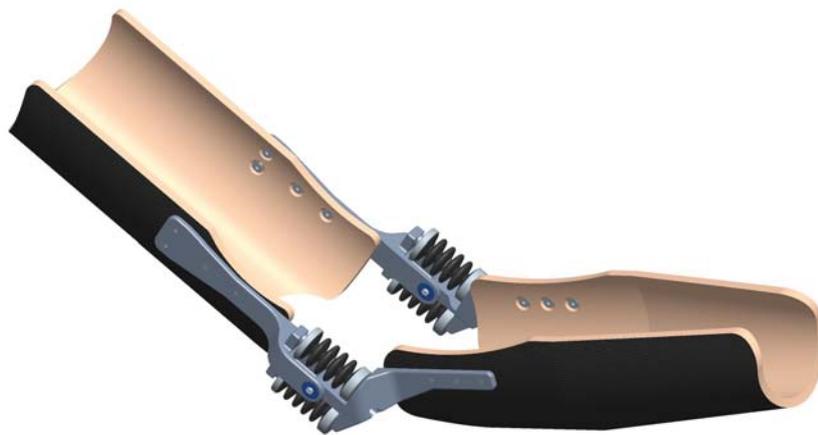
heitsgrad zur Unterarmbeugung und -streckung. Die aktive Orthese wird mit neuen flexiblen Fluidaktoren angetrieben. Die benötigten Antriebsmomente liegen je nach Winkel und Manipulationsaufgabe im Bereich von  $3,1 - 5,8 Nm$  [60, 282].

Wie in Abbildung 6.21a zu sehen, sind beidseitig des Gelenks flexible Fluidaktoren montiert, die eine aktive Beugebewegung ermöglichen. Die aktive Orthese ist als mobiles System konzipiert. Deshalb werden die flexiblen Fluidaktoren hydraulisch betätigt. Die dafür notwendigen hydraulischen Komponenten wie Ventile und Pumpe sind in die Orthese integriert, ebenso wie die Winkelsensorik, die Stromversorgung und eine Steuerplatine. Die Ansteuerung der aktiven Orthese erfolgt über Myoelektroden an geeigneter Stelle. Die aktive Orthese wiegt  $700g$ . Die gesamte Aktorik und Steuereinheit wiegt nur  $200g$ . Weitere Entwicklungsschritte gehen in die zusätzliche Integration einer aktiven Gelenkstreckung. Abbildung 6.21b zeigt den entsprechenden virtuellen Prototypen.

Die Vorteile der Nutzung neuer flexibler Fluidaktoren für aktive Orthesen sind das geringe Leistungsgewicht, die modularen Kombinationsmöglichkeiten sowie ihre inhärente Nachgiebigkeit. Besonders letztere kann einen großen Unterschied machen, wenn Spastiken vom System verarbeitet werden müssen, ohne dass Patient und technisches System Schaden nehmen.



(a) Prototyp der aktiven Ellbogenorthese; FFA-flexibler Fluidaktor, B-Batterie, S-Drucksensor, V-Ventil, C-Controllerplatine



(b) CAD Modell

Abb. 6.21.: Aktive Armorthese [314]

## 7. Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel der vorliegenden Arbeit bestand darin, neue flexible Fluidaktoren für den Einsatz in nachgiebigen Leichtbau-Robotersystemen zu entwickeln und anhand verschiedener Anwendungen deren Leistungsfähigkeit sowohl simulativ als auch experimentell zu erproben.

In **Kapitel 1** wurden dazu die Rahmenbedingungen für nachgiebige Leichtbaurobotersysteme diskutiert. Basierend auf einem breiten Überblick wurden die Anforderungen für neue flexible Fluidaktoren und Leichtbaurobotersysteme abgeleitet.

**Kapitel 2** stellt detailliert den neuen zweistufigen Herstellungsprozess für flexible Hohlstrukturen vor. Nacheinander werden die entwickelten Aktorgeometrien mit den jeweils spezifischen prozesstechnischen Besonderheiten eingeführt. Prozess und Werkstoff müssen als Einheit betrachtet werden. Deshalb werden die werkstofftechnischen Entwicklungen hier im Zusammenhang mit dem Herstellungsprozess beschrieben. Die Ergebnisse verschiedener Elastomermischungen sowie die Eigenschaftsveränderungen durch geeigneten Füllstoffeinsatz werden diskutiert. Das Kapitel schließt mit der Vorstellung neuer nachgiebiger Strukturelemente. Der Schwerpunkt liegt hier auf der Konstruktion sowie der Integration der neu entwickelten Strukturelemente in Roboterstrukturen.

Das **Kapitel 3** beschäftigt sich mit der Beschreibung des strukturmechanischen Verhaltens flexibler Fluidaktoren. Basierend auf der Geometrie des 18mm-Aktors wurde eine FEM-Modell in ANSYS implementiert. Das Modell beschreibt die Verformung eines, in ein Gelenk eingebauten, flexiblen Fluidaktors. Zusätzlich kann das winkel- und innendruckabhängige Antriebsmoment im Gelenk bestimmt werden. Das Modell berücksichtigt die nichtlinearen Eigenschaften flexibler Fluidaktoren und beschreibt sie mit sehr guter Näherung.

Die Erprobung und Gegenüberstellung der Ergebnisse aus Kapitel 2 und 3 wurde in **Kapitel 4** zusammengefasst. Die statische Charakterisierung der Antriebskennlinien der kompletten Baureihe flexibler Fluidaktoren sowie der nachgiebigen Strukturelemente wurde vorgestellt. Es folgte eine Gegenüberstellung der experimentell ermittelten Daten mit den Ergebnissen aus der FEM-Modellierung, welche eine sehr gute Übereinstimmung zeigt.

**Kapitel 5** führt neue bionische Gelenkstrukturen für den Einsatz mit flexiblen Fluidaktoren

ein. Der Schwerpunkt liegt auf der Entwicklung stoffschlüssiger Gelenke, die verschleissfrei arbeiten und viele Möglichkeiten zur Integration weiterer Komponenten und Sensoren bieten. Die Werkstoffauswahl und Gelenkerprobung standen genauso im Vordergrund wie die Entwicklung eines technisch umsetzbaren Herstellungsprozesses. Die Leistungsmerkmale der Gelenke wurden bestimmt und nachgewiesen. Abschließend wurden neue Lösungen zur integrierten Winkelmessung in faserverstärkten Festkörpergelenken gezeigt und deren Charakteristik evaluiert. Das Anwendungspotential für Festkörpergelenke in der Robotik wurde aufgezeigt und nachgewiesen.

Die Zusammenführung aller entwickelten Komponenten wurde in **Kapitel 6** präsentiert. Für modulare, inhärent nachgiebige und leichte Roboterarme wurden Gelenke eingeführt, die viele Kombinationsmöglichkeiten zur individuellen Robotergestaltung bieten. Die Integration nachgiebiger Strukturelemente erhöht hier zusätzlich das Maß an intrinsischer Sicherheit. Basierend auf den entwickelten Technologien aus Kapitel 5 wurde ein Dreifingergreifer in CFK-Bauweise vorgestellt, der bei geringem Eigengewicht eine hohe Versatilität bietet. Die verschiedenen Griffmuster und die Möglichkeiten zur Manipulation in unstrukturierten Umgebungen wurden gezeigt. Die Zusammenführung des Greifers, der Modulgelenke und der nachgiebigen Strukturelemente wird durch einen kompletten Roboterarm demonstriert, der alle zum Betrieb nötigen Komponenten vereint. Das Kapitel schließt mit Beispielen weiterer Roboterstrukturen für den Betrieb mit flexiblen Fluidaktoren.

Die wesentlichen Ergebnisse der Arbeit sind:

1. Entwicklung eines Verfahrens zur Herstellung flexibler, druckfester Hohlstrukturen variabler Geometrie.
2. Entwicklung einer Werkstoffkombination für flexible, druckfeste Hohlstrukturen, die sehr gute Eigenschaften bezüglich der statischen und dynamischen Festigkeit der betrachteten Strukturen garantiert.
3. Entwicklung einer Baureihe flexibler Fluidaktoren, die die Antriebstechnologie für viele Anwendungsfelder interessant macht.
4. Entwicklung nachgiebiger Strukturelemente, die durch ihre Integration, einem Roboter unabhängig vom Antriebskonzept inhärent nachgiebige Eigenschaften verleihen.
5. Entwicklung und Implementierung eines FEM-Modells zur strukturmechanischen Simulation des Verformungsverhaltens und der Antriebscharakteristik flexibler Fluidaktoren.
6. Entwicklung neuer Leichtbau-Gelenkstrukturen basierend auf dem Prinzip stoffschlüssiger Gelenke.

- 
- Entwicklung eines Herstellungsprozesses für stoffschlüssige Leichtbaugelenke
  - Entwicklung eines Positionsmeßsystems zur Winkelmessung bei stoffschlüssigen Leichtbaugelenken
  - Integration von Positionsmeßsystem und flexiblen Fluidaktoren in stoffschlüssige Leichtbaugelenke.
7. Zusammenführung aller zuvor genannten Punkte in einem modularen Robotersystem.
    - Entwicklung frei kombinierbarer Modulgelenke
    - Entwicklung eines vielseitigen Leichtbaugreifers mit stoffschlüssigen Gelenken
    - Entwicklung modular kombinierbarer Roboterstrukturen.
  8. Entwicklung, Aufbau und Erprobung unterschiedlicher mit neuen flexiblen Fluidaktoren angetriebener Kinematiken.
    - Bestimmung der statischen Leistungsdaten
    - Bestimmung der dynamischen Leistungsdaten
    - Bestimmung regelungstechnisch relevanter Parameter.
  9. Ableitung von Aussagen zur Leistungsfähigkeit der entwickelten flexiblen Fluidaktoren und der damit realisierten Leichtbau-Robotersystemen.
  10. Nachweis der Funktionsfähigkeit der entwickelten Prozesse, Verfahren und Komponenten.

Die entwickelten Aktortechnologien, Aktormodelle und Roboterkonzepte erweitern das Feld nachgiebiger Leichtbauroboter und tragen wesentlich zur Verbreiterung des Entwicklungsstand in Feld nachgiebiger fluidischer Robotik bei. Über das Feld der interaktiven Robotik hinaus bieten die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit auch Lösungsvorschläge für die Bereiche Automatisierungstechnik, Prothetik, Medizintechnik sowie für allgemeine Aktorikproblemstellungen. Die möglichen zukünftigen Weiterentwicklungen werden nachfolgend kurz beschrieben.

### Aktorentwicklung

Die Aktorentwicklung kann im Hinblick auf die Werkstoffauswahl auf dem aktuellen Niveau als weitgehend abgeschlossen betrachtet werden. Bei stark unsymmetrischen Aktorgeometrien wird es zunehmend schwerer, die Faserverstärkung durch einen drapierten Geflechschlauch zu realisieren. Die Verzerrung des Geflechts wird zu groß, was im späteren Betrieb zu lokalen Spannungsüberhöhungen in der Schale und schließlich zu schlechter Dauerfestigkeit führt. Eine maßgeschneiderte Faserverstärkung kann hier durch eine dreidimensionale Umflechtung der

inneren Aktorschale entlang geodätischer Linien erfolgen. Hierzu ist eine Fixierung der inneren Aktorschale oder Elastomerschicht auf einem Kern notwendig. Da ein Kern nach der Vulkanisation nicht mehr als Ganzes entfernt werden kann, sind Verfahren für den Einsatz mit verlorenen oder teilbaren Kernen zu entwickeln. Erste Versuche mit Eiskernen sind hier vielversprechend (Abbildungen 7.1a und 7.1b). Auch die Herstellung gepresster granulärer Kerne (z.B. Salzkerne) oder löslicher Keramikkerne, die nach dem Herstellungsprozess herausgelöst werden können ist sehr interessant.

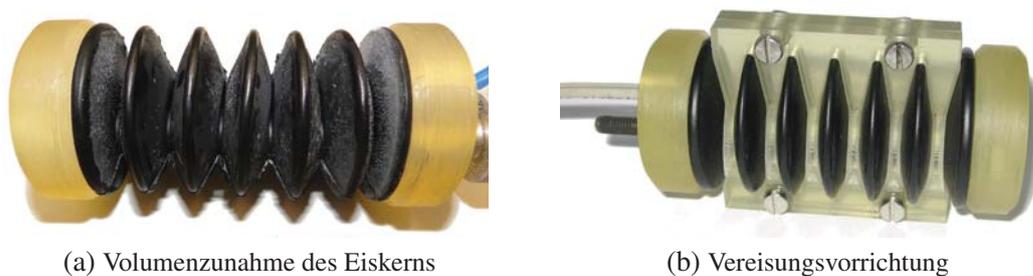


Abb. 7.1.: Vorversuche zur Aktorherstellung mit Eiskernen

### Modellierung flexibler Fluidaktoren

Die Evaluierung des Aktormodells ist sehr rechen- und somit zeitaufwändig. Zum aktuellen Zeitpunkt ist das grundlegende Aktormodell bezüglich wichtiger Eckdaten evaluiert. Zukünftige Arbeiten sollten weitere Betriebszustände simulieren, und falls nötig, das Modell entsprechend anpassen. Der Einsatz leistungsfähigerer Multiprozessorrechner mit 16 bis 24 Prozessoren ist hier zweckmäßig.

Bezüglich der Werkstoffdaten sollten zusätzliche Materialtests durchgeführt werden. Sehr gute Anleitungen zur Generierung hyperelastischer Materialdaten sind in [278, 283] beschrieben. So kann das Materialmodell für das Basiselastomer weiter verfeinert werden. Das nötige Versuchsprogramm kann Abbildung 7.2 entnommen werden.

### Stoffschlüssige Leichtbaugelenke

Die nächsten Schritte bei der Perfektionierung stoffschlüssiger Leichtbaugelenke werden in drei Bereichen gesehen:

1. Erhöhung der Druckbelastbarkeit stoffschlüssiger Gelenke
2. Verbesserung der Faser-Matrix Anbindung im Stoffsystem  
hochmolekulare Polyethylenfaser ↔ Epoxydharz
3. Optimierte Faserführung mittels Tailored Fiber Placement (TFP).

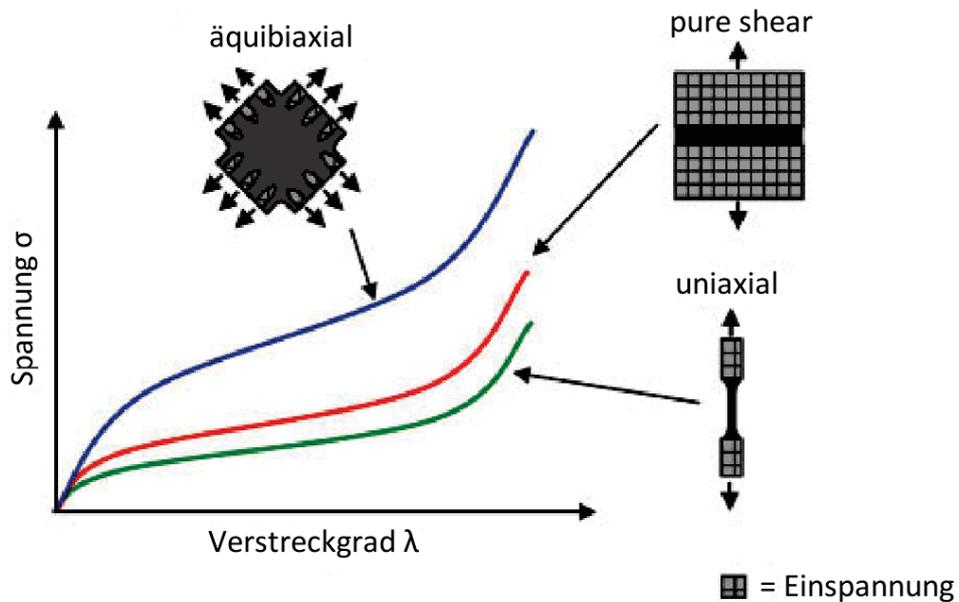
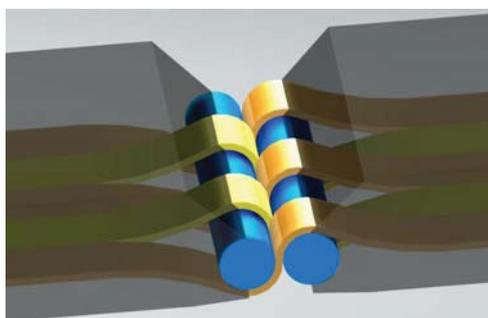
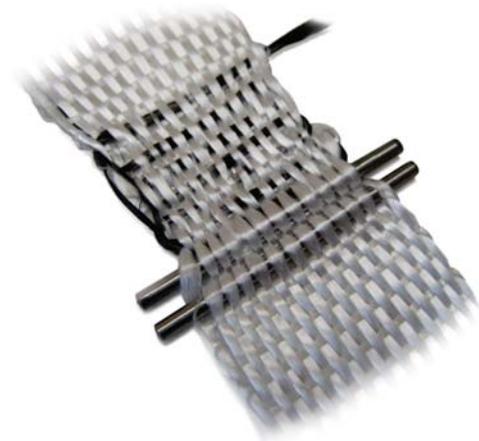


Abb. 7.2.: Versuchsprogramm zur Generierung der Werkstoffmodelle hyperelastischer Materialien nach [283]

Die Druckbelastbarkeit kann vor allem durch eine Reduzierung der Flächenpressung erfolgen. Abbildung 7.3a zeigt schematisch, wie die Modifikation vom reinen Festkörpergelenk hin zu einem Wälzelenk diesbezüglich hilfreich sein kann. Prozesstechnisch kann das Prinzip durch die Integration eines modifiziertes Schmalgewebes zur Gelenkverstärkung umgesetzt werden. Abbildung 7.3b zeigt wie sich durch in das Schmalgewebe eingeschobene Zylinderstifte auf einfache aber wirkungsvolle Weise die Wälzflächen realisieren lassen. Die Zugkraftkomponenten werden nach wie vor von den Fasern des Schmalgewebes aufgenommen. Druckkräfte stützen sich am Linienkontakt der beiden Zylinderstifte ab und werden über eine größere Fläche in die dahinter liegende CFK-Struktur eingeleitet



(a) schematische Ansicht



(b) prototypisches Schmalgewebe

Abb. 7.3.: Zum Wälzelenk erweiterte Festkörpergelenke

Das vielversprechendste Verfahren zur Verbesserung der Matrixhaftung bei hochmolekularen Polyethylenfasern ist die Plasmabehandlung oder Coronabestrahlung. Hierbei werden die Gewebeerflächen mit ionisierten Teilchen bestrahlt. Die Verfahren reinigen die Oberfläche und brechen bei einer Eindringtiefe von ca.  $1\mu\text{m}$  die oberflächennahen Bindungen auf. Die entstehenden freien Bindungsstellen werden allerdings sehr schnell von Molekülen aus der Umwelt belegt. Die entsprechend vorbereiteten Faserhalbzeuge müssen deshalb möglichst schnell der weiteren Verarbeitung zugeführt werden, damit die freien Bindungsstellen von Matrixmaterial besetzt werden.

Die Optimierung der umgebenden CFK-Struktur kann durch die Preformherstellung nach dem TFP-Verfahren erfolgen. Mit dem Verfahren können die Faserrichtungen der Preform entlang der auftretenden Spannungslinien geführt werden. Bei planaren Strukturbauteilen ist das Verfahren einfach anzuwenden. Die Eignung für die vorliegenden dreidimensionalen Gelenkstrukturen ist zu prüfen und muss über entsprechende Abwicklungen realisiert werden.

### Konzepte nachgiebiger Leichtbauroboter

Die entwickelten Leichtbauroboter sollten in Bezug auf ihre dynamischen Eigenschaften vermessen werden. So können die Leistungsparameter weiter angepasst werden und Regelalgorithmen verfeinert werden. Die Übertragung des flexiblen fluidischen Antriebskonzepts vor allem auf Bereiche der gesteuerten Automatisierungstechnik sollte forciert werden.

Unabhängig davon, welchen Weg die Entwicklung flexibler Fluidaktoren nimmt, werden inhärent nachgiebige Roboter- und Stellantriebe eine wichtige Rolle im immer enger werdenden Zusammenspiel von Mensch und Maschine spielen.

## **A. Anhang**

Der Anhang gliedert sich in drei Abschnitte. Abschnitt A.1 beinhaltet die relevanten technischen Zeichnungen und Schaltpläne der entwickelten Leichtbau-Robotersysteme. Abschnitt A.2 zeigt die zur Herstellung faserverstärkter Testgelenke genutzte Werkzeugtechnologie. In den Abschnitten A.3 und A.4 sind die Datenblätter der verwendeten Sensoren und Materialien enthalten.

### **A.1. Leichtbau-Robotersysteme**

Der folgende Abschnitt zeigt im wesentlichen die technischen Zeichnungen der relevanten Komponenten des entwickelten Leichtbauroboterarms. Abbildung A.1 zeigt die Universalverschraubung, die zur Verbindung der Gelenkmodule und der nachgiebigen Strukturelemente genutzt wird. In Abbildung A.2 ist eine Übersichtszeichnung des Leichtbauroboterarms dargestellt, die die äußeren Dimensionen und Segmentlängen des Roboterarms veranschaulicht. Die Abbildungen A.3 und A.4 verdeutlichen die Dimensionen und den Bewegungsumfang des entwickelten Carbongreifers. Abbildung A.5 zeigt den Fluidschaltplan des Leichtbauroboterarms und verdeutlicht die Ansteuerung mit nur einer Versorgungsleitung.

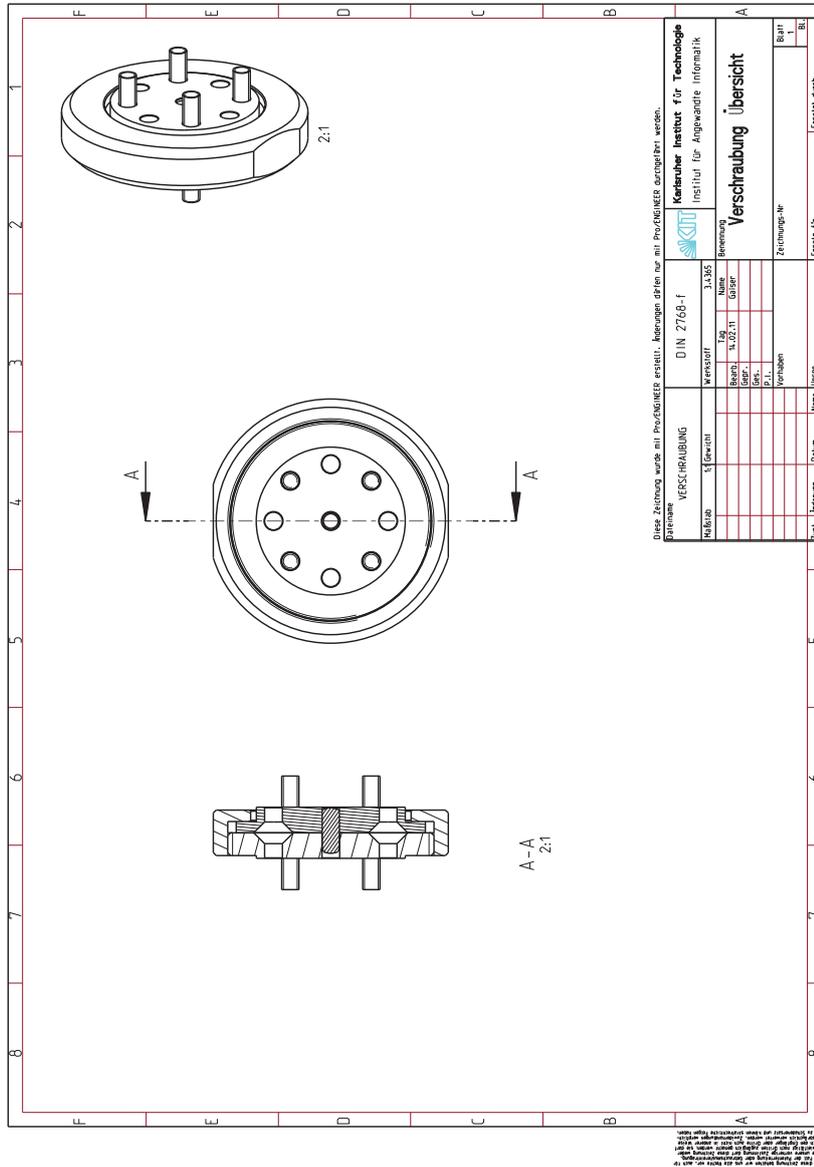
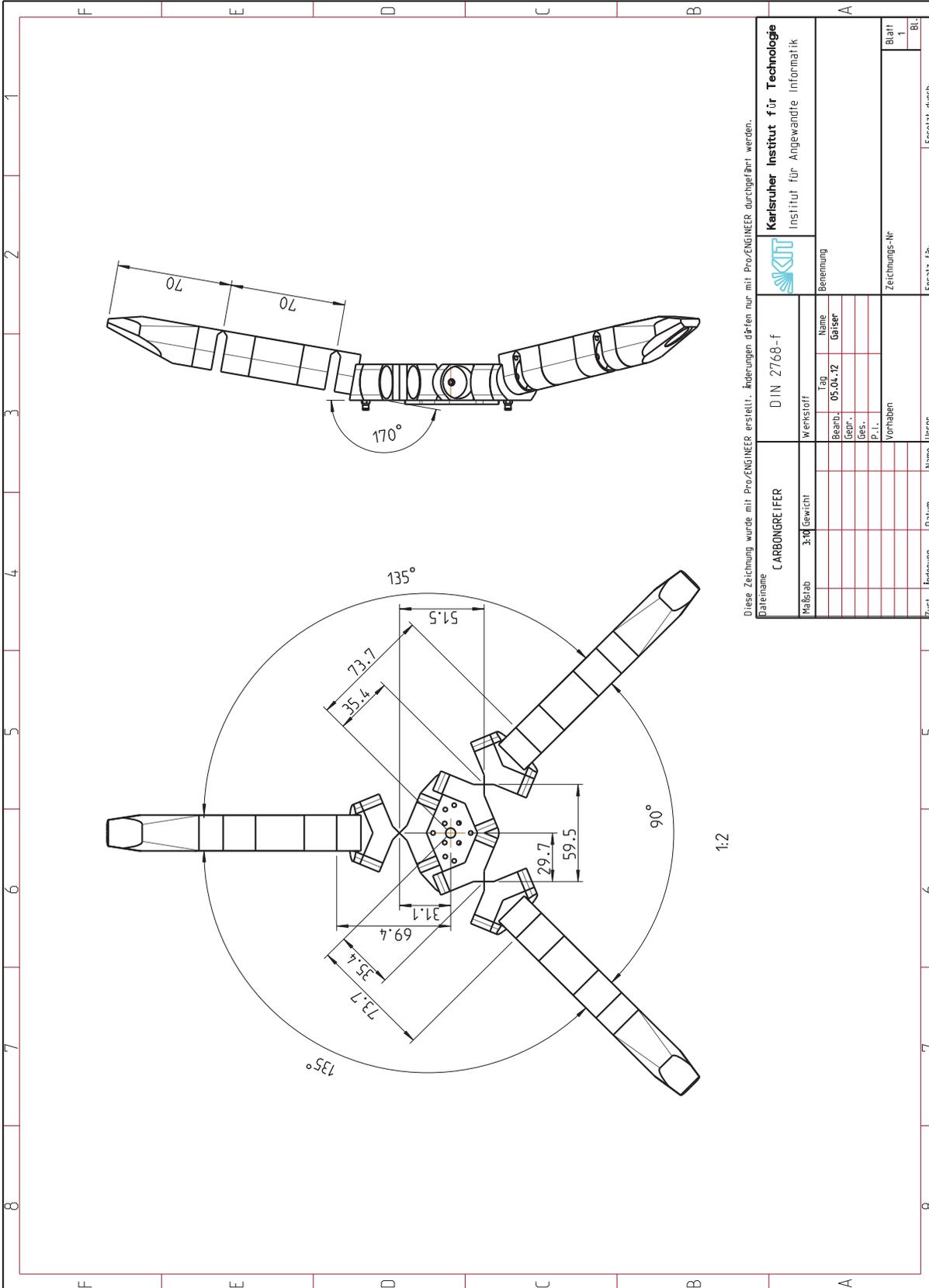


Abb. A.1.: Universalverschraubung zur Verbindung flexibler fluidischer Antriebsmodule und nachgiebiger Strukturelemente





Diese Zeichnung wurde mit Pro/ENGINEER erstellt. Änderungen dürfen nur mit Pro/ENGINEER durchgeführt werden.

Dateiname <b>CARBONGREIFER</b>		DIN 2768-f		 <b>Karlsruher Institut für Technologie</b> Institut für Angewandte Informatik	
Maßstab	3:10	Gewicht		Benennung	
Werkstoff			Tag	Name	
			Bearb.	05.04.12	Gaiser
			Gepr.		
			P.		
			Vorhaben		
			Zeichnungs-Nr		
			Blatt		
			1		
			Blz		
Zust.	Änderung	Datum	Name	Urspr.	Ersetzt durch:

Abb. A.3.: Segmentlängen des Carbongreifens

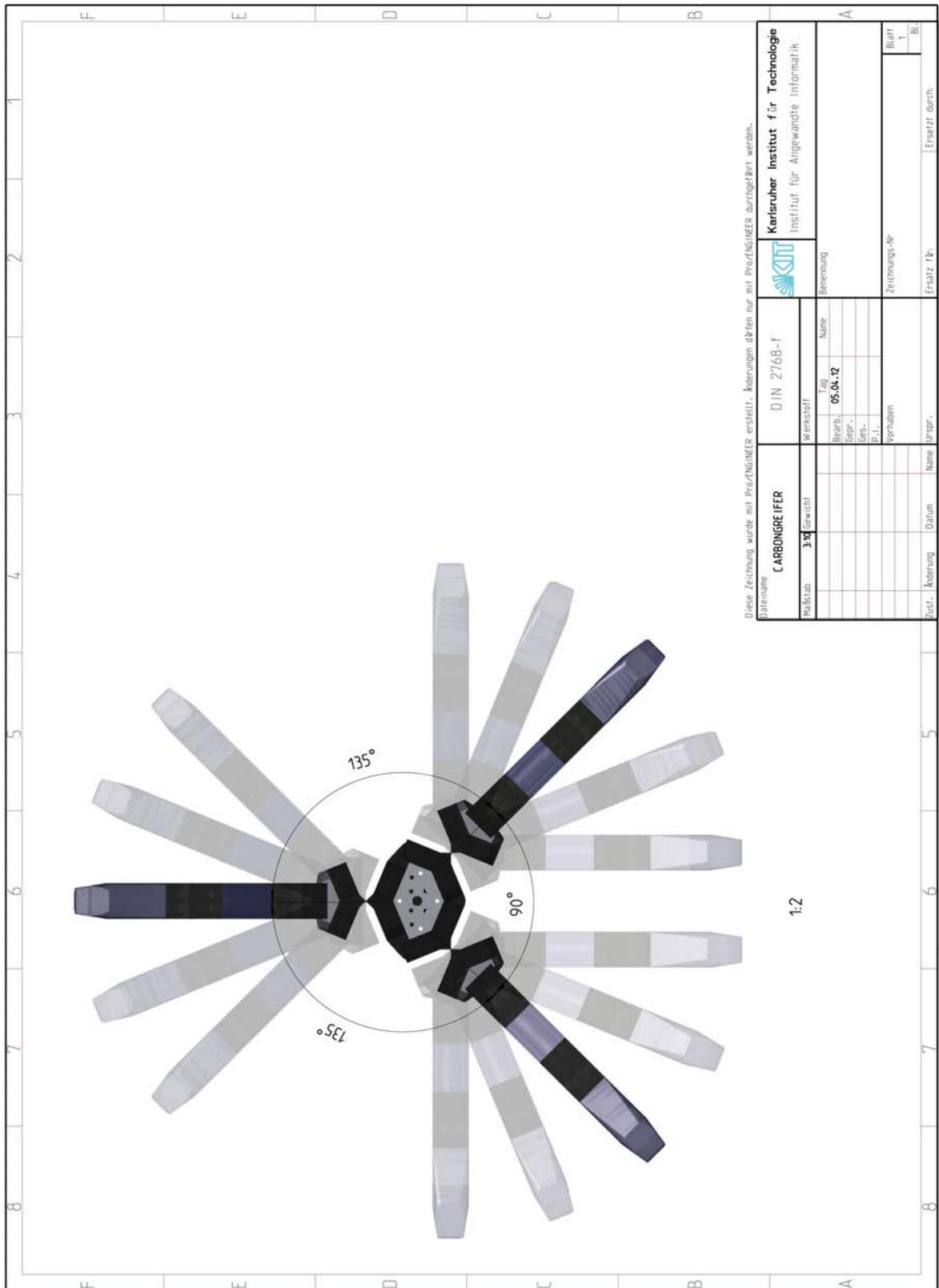


Abb. A.4.: Bewegungsumfang der Fingergrundgelenke

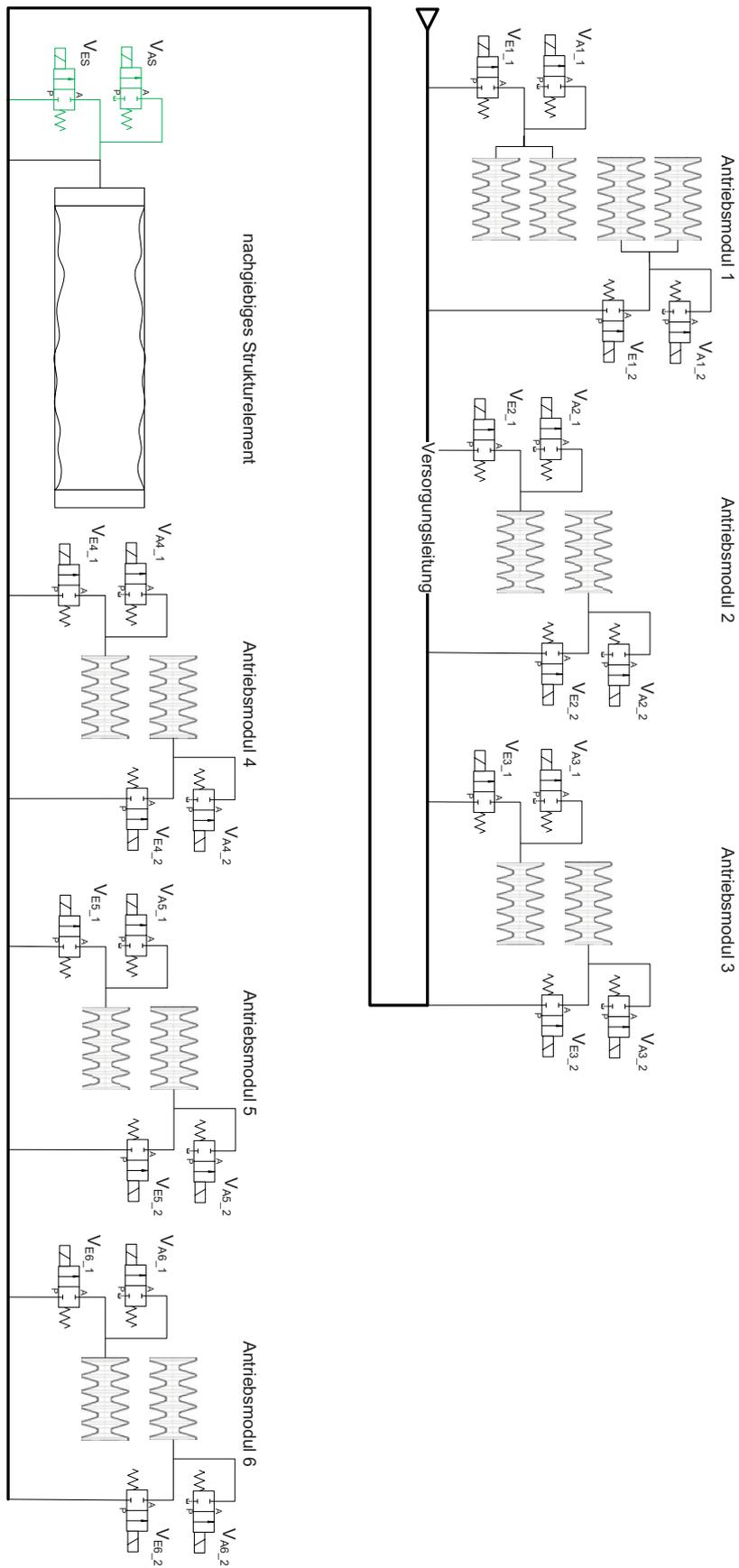


Abb. A.5.: Fluidschaltplan des Leichtbauroboterarms

## A.2. Festkörpergelenke

Die Abbildungen A.6 und A.7 zeigen die zur Herstellung der Testgelenke genutzte Formentechnologie.

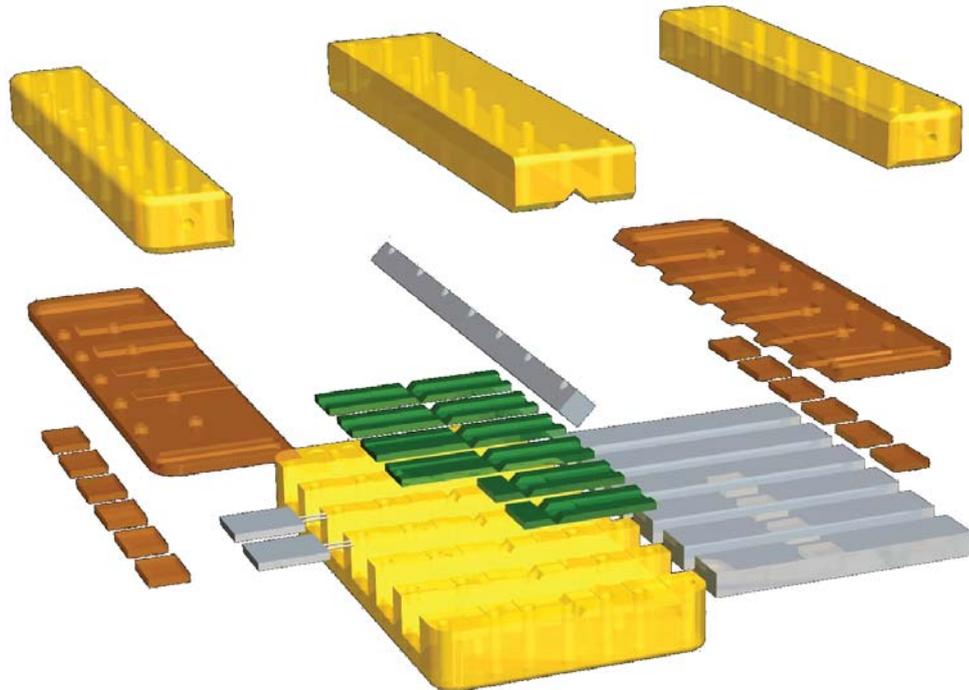
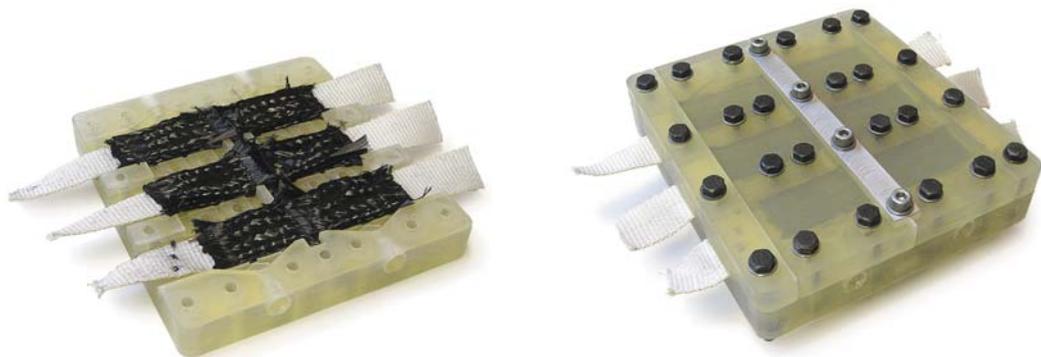


Abb. A.6.: Explosionsansicht des VARTM-Werkzeugs zur Herstellung der Testgelenke



(a) Faserpreforms der Testgelenke in der offenen VARTM-Form

(b) Faserpreforms der Testgelenke in der geschlossenen VARTM-Form

Abb. A.7.: Herstellungsschritte der Testgelenke

### **A.3. Sensor- und Ventildatenblätter**

Der folgende Abschnitt gibt eine kurze Übersicht über die verwendeten Sensoren und Ventile mit ihren grundlegenden Eigenschaften.

## AS5045

Data Sheet

### 12 Bit Programmable Magnetic Rotary Encoder

#### 1 General Description

The AS5045 is a contactless magnetic rotary encoder for accurate angular measurement over a full turn of 360°. It is a system-on-chip, combining integrated Hall elements, analog front end and digital signal processing in a single device.

To measure the angle, only a simple two-pole magnet, rotating over the center of the chip, is required. The magnet may be placed above or below the IC.

The absolute angle measurement provides instant indication of the magnet's angular position with a resolution of  $0.0879^\circ = 4096$  positions per revolution. This digital data is available as a serial bit stream and as a PWM signal.

An internal voltage regulator allows the AS5045 to operate at either 3.3 V or 5 V supplies.

#### 2 Benefits

- Complete system-on-chip
- Flexible system solution provides absolute and PWM outputs simultaneously
- Ideal for applications in harsh environments due to contactless position sensing
- No calibration required

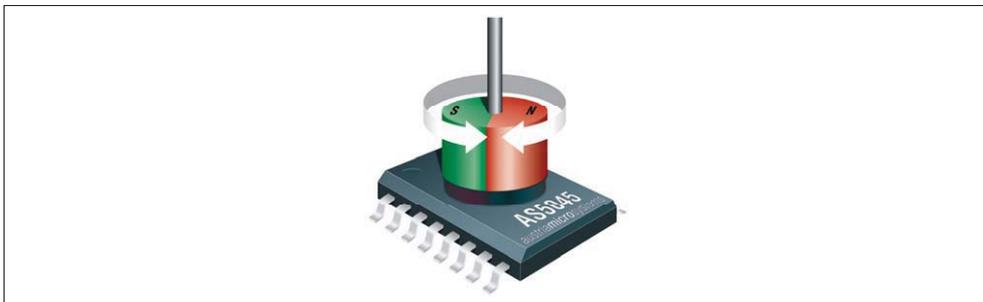
#### 3 Key Features

- Contactless high resolution rotational position encoding over a full turn of 360 degrees
- Two digital 12bit absolute outputs:
  - Serial interface and
  - Pulse width modulated (PWM) output
- User programmable zero position
- Failure detection mode for magnet placement monitoring and loss of power supply
- "red-yellow-green" indicators display placement of magnet in Z-axis
- Serial read-out of multiple interconnected AS5045 devices using Daisy Chain mode
- Tolerant to magnet misalignment and airgap variations
- Wide temperature range: - 40°C to + 125°C
- Small Pb-free package: SSOP 16 (5.3mm x 6.2mm)

#### 4 Applications

- Industrial applications:
  - Contactless rotary position sensing
  - Robotics
- Automotive applications:
  - Steering wheel position sensing
  - Transmission gearbox encoder
  - Headlight position control
  - Torque sensing
  - Valve position sensing
- Replacement of high end potentiometers

Figure 1. Typical Arrangement of AS5045 and Magnet



# AS5311

## High Resolution Magnetic Linear Encoder

Preliminary Data Sheet

### 1 General Description

The AS5311 is a contactless high resolution magnetic linear encoder for accurate linear motion and off-axis rotary sensing with a resolution down to  $<0.5\mu\text{m}$ . It is a system-on-chip, combining integrated Hall elements, analog front end and digital signal processing on a single chip, packaged in a small 20-pin TSSOP package.

A multi-pole magnetic strip or ring with a pole length of 1.0mm is required to sense the rotational or linear motion. The magnetic strip is placed above the IC at a distance of typ. 0.3mm.

The absolute measurement provides instant indication of the magnet position within one pole pair with a resolution of 488nm per step (12-bit over 2.0mm). This digital data is available as a serial bit stream and as a PWM signal.

Furthermore, an incremental output is available with a resolution of  $1.95\mu\text{m}$  per step. An index pulse is generated once for every pole pair (once per 2.0mm). The travelling speed in incremental mode is up to 650mm/second.

An internal voltage regulator allows the AS5311 to operate at either 3.3 V or 5 V supplies.

Depending on the application the AS5311 accepts multi-pole strip magnets as well as multi-pole ring magnets, both radial and axial magnetized (see Figure 1 and Figure 3).

The AS5311 is available in a Pb-free TSSOP-20 package and qualified for an ambient temperature range from  $-40^{\circ}\text{C}$  to  $+125^{\circ}\text{C}$ .

### 2 Key Features

- Two 12-bit digital absolute outputs :
  - Serial interface and
  - Pulse width modulated (PWM) output
- Incremental output with Index
- "red-yellow-green" indicators monitor magnet placement over the chip

### 3 Applications

- Micro-Actuator feedback
- Servo drive feedback
- Robotics
- Replacement of optical encoders

Figure 1: AS5311 with Multi-pole Magnetic Strip for Linear Motion Sensing

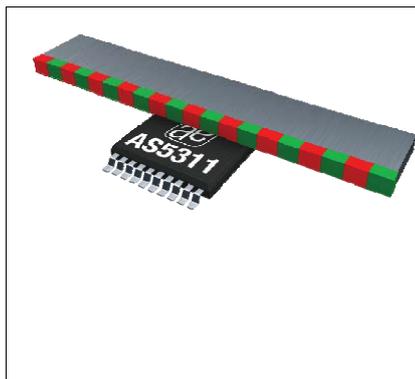
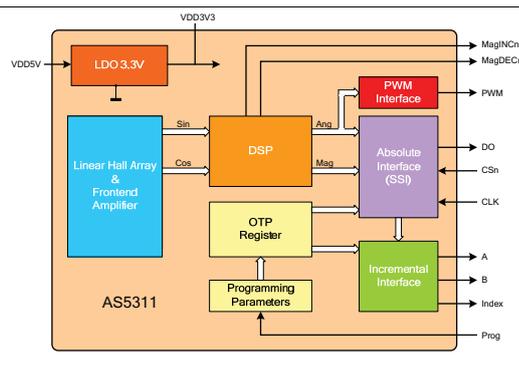


Figure 2: Block Diagram of AS5311



PRELIMINARY



**MS5803-14BA Miniature 14 bar Module**



- High resolution module, 0.2 mbar
- Fast conversion down to 1 ms
- Low power, 1  $\mu$ A (standby < 0.15  $\mu$ A)
- Integrated digital pressure sensor (24 bit  $\Delta\Sigma$  ADC)
- Supply voltage 1.8 to 3.6 V
- Operating range: 0 to 14 bar, -40 to +85 °C
- I<sup>2</sup>C and SPI interface up to 20 MHz
- No external components (Internal oscillator)
- Excellent long term stability
- Hermetically sealable for outdoor devices

**DESCRIPTION**

The MS5803-14BA is a new generation of high resolution pressure sensors with SPI and I2C bus interface. It is optimized for depth measurement systems with a water depth resolution of 1cm and below. The sensor module includes a high linear pressure sensor and an ultra low power 24 bit  $\Delta\Sigma$  ADC with internal factory calibrated coefficients. It provides a precise digital 24 Bit pressure and temperature value and different operation modes that allow the user to optimize for conversion speed and current consumption. A high resolution temperature output allows the implementation of a depth measurement systems and thermometer function without any additional sensor. The MS5803-14BA can be interfaced to any microcontroller. The communication protocol is simple, without the need to programming internal registers in the device. The gel protection and antimagnetic stainless steel cap protects against 30 bar overpressure waterproof. This new sensor module generation is based on leading MEMS technology and latest benefits from the Intersema's proven experience and know-how in high volume manufacturing of pressure modules have been widely used for over a decade. This sensing principle employed leads to very low hysteresis and high stability of both pressure and temperature signal.

**FEATURES**

**FIELD OF APPLICATION**

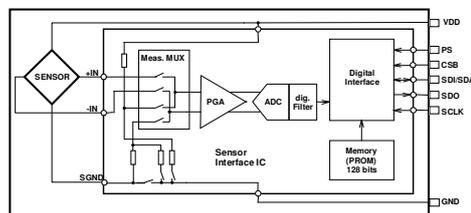
- Mobile water depth measurements systems
- Diving computers
- Adventure or multi-mode watches

**TECHNICAL DATA**

Sensor Performances ( $V_{DD} = 3 V$ )				
Pressure	Min	Typ	Max	Unit
Range	0		14	bar
ADC	24			bit
Resolution (1)	1 / 0.6 / 0.4 / 0.3 / 0.2			mbar
Accuracy 0°C to +40°C, 0 to 6 bar (2)	-20		+20	mbar
Accuracy -40°C to +85°C 0 to 6 bar (2)	-40		+40	mbar
Response time	0.5 / 1.1 / 2.1 / 4.1 / 8.22			ms
Long term stability		-20		mbar/yr
Temperature	Min	Typ	Max	Unit
Range	-40		+85	°C
Resolution	<0.01			°C
Accuracy	-0.8		+0.8	°C

Notes: (1) Oversampling Ratio: 256 / 512 / 1024 / 2048 / 4096  
 (2) With autozero at one pressure point

**FUNCTIONAL BLOCK DIAGRAM**





#### **A.4. Materialdatenblätter**

Die Materialdatenblätter der verwendeten Elastomermischung für die Schale der flexiblen Fluidaktoren sowie des Matrixmaterials der faserverstärkten Festkörpergelenke sind im folgenden Abschnitt dargestellt.

Ideas and solutions in rubber compounding



## TECHNISCHES DATENBLATT

### TECHNICAL DATA SHEET

<b>Mischung</b>		<b>Compound:</b>		<b>SCC7710/30</b>		
<b>Basispolymer, Farbe</b>		<b>Base polymer, colour</b>		<b>CR, schwarz (black)</b>		
Vulkanisationsbed.	<i>Vulcanisation Conditions</i>		Probekörper	Ring R1	15 Min / min	170°C
			<i>Test specimen</i>	Stab S2 Dumbbell	10 Min / min	170°C
<b>Prüfmerkmale</b>	<b>Properties</b>			<b>Einheiten Units</b>	<b>Soll – Werte Desired val.</b>	<b>Ist – Werte Actual value</b>
Reißfestigkeit (S2)	<i>Tensile Strength (S2)</i>		DIN 53504	MPa		22,5
Reißdehnung (S2)	<i>Elongation at break (S2)</i>		DIN 53504	%		501
Spannungswert 100% (S2)	<i>Modulus 100% (S2)</i>		DIN 53504	MPa		2,1
Härte (R1)	<i>Hardness (R1)</i>		DIN 53505	Shore A		59
Rückprallelastizität (R1)	<i>Rebound Resilience (R1)</i>		DIN 53512	%		40
Weiterreißwiderstand (S2)	<i>Tear strength (S2)</i>		DIN ISO 34-1 A	N/mm		6,7
Dichte	<i>Specific Gravity</i>		DIN 53479	g /cm <sup>3</sup>		1,349
Druckverformungsrest (R1)	<i>Compression Set (R1)</i>	72 h 23°C	DIN ISO 815	%		9,2
Druckverformungsrest (R1)	<i>Compression Set (R1)</i>	24 h 70°C	DIN ISO 815	%		6,5
Druckverformungsrest (R1)	<i>Compression Set (R1)</i>	24 h 100°C	DIN ISO 815	%		21,3
<b>Rheologische Daten</b>	<b>Rheological properties</b>					
Mooney-Viskosität (ML1+4; 100°C)	<i>Mooney Viscosity (ML1+4; 100°C)</i>		DIN 53523	ME		38
Rheometer Monsanto 2000 E	Rheometer Monsanto 2000 E		DIN 53529		Zeit: 6 min Time: min	Temp. 170°C
Drehmomentminimum	<i>Minimum torque</i>			dNm		1,17
t10	<i>t10</i>			min		1,00
t90	<i>t90</i>			min		4,19
Drehmomentmaximum	<i>Maximum torque</i>			dNm		14,37

Datum *Date*: 20.08.2009ThLit

Seite 1/1 (Page 1/1)

Unsere Prüfberichte beruhen auf Messungen an Stichproben und stellen nur eine technische Beschreibung unserer Produkte dar. Sie entbinden nicht von der Prüfung der Ware für Ihre Zwecke und Verfahren.

Our test reports are based on random measurements and are meant to be nothing but a technical description of our products. They do not relieve our customers from checking the goods for their purpose and procedures.



**Gummiwerk KRAIBURG  
GmbH & Co. KG**  
Teplitzer Str. 20  
84478 Waldkraiburg / Germany

Tel. + 49 (0) 8638 / 61- 0  
Fax + 49 (0) 8638 / 61- 310  
info@kraiburg.de  
[www.kraiburg-rubber-compounds.com](http://www.kraiburg-rubber-compounds.com)

Handelsregister Traunstein HRA 8626  
PhG.: Gummiwerk KRAIBURG Verwaltungs GmbH  
Handelsregister Traunstein HRB 16108  
Sitz Waldkraiburg, GF: Helmut Esefeld

## EPOXYDHARZ L 1100

### EPOXY RESIN L 1100

#### EPOXYDHARZ L 1100

STANDARD-LAMINIER- UND KLEBEHARZ

##### Beschreibung

- Ungefüllt, lösungsmittelfrei
- niedrige Verarbeitungsviskositäten
- Verarbeitungszeiten individuell einstellbar
- gutes Benetzungsverhalten von Glas-, Kohlenstoff- und Aramid- Fasern
- hochbelastbare Faserverbundbauteile
- sehr gute dynamische Festigkeiten
- gute Wärmeformbeständigkeiten bei niedrigen Härtetemperaturen
- Zulassungen nach Germanischer Lloyd

Das Epoxidharz EPIKOTE™ Resin L 1100 ist ein kaltanhärtendes, lösungsmittelfreies, ungefülltes 2-Komponenten-System und ergibt in der Kombination mit den Aminhärtner EPIKURE™ Curing Agent 294 und 295 hochbelastbare Faserverbundbauteile sehr guten dynamischen Festigkeiten und sehr geringen Ermüdungseigenschaften. Die Harzsysteme besitzen hervorragende Tränkeigenschaften gegenüber Glas-, Kohlenstoff- und Aramid- Fasern und besitzen Zulassungen nach Germanischer Lloyd und eignen sich daher speziell für Pultrusions- und Injektionsverfahren (RTM, SCRIMP / VARI) im Windenergieanlagen-, Boots-, Schiffs-, Sportgeräte-, Formen- und Vorrichtungsbau.

##### Verarbeitung

###### Arbeitsphysiologische Hinweise:

Nach Möglichkeit soll der direkte Kontakt der Hände sowohl mit den einzelnen Komponenten, als auch mit der Mischung vermieden werden. Das Säubern der Hände mit Lösungsmitteln soll auf jeden Fall unterbleiben, da Lösungsmittel das natürliche Fett der Haut entziehen und schädigende Stoffe über die Lösung in die Hautporen gelangen können. Des weiteren verweisen wir auf die in den EG- Sicherheitsdatenblättern gemachten Angaben. Empfehlenswert sind Arbeitsschutzsalben.

###### Mischen:

Das Epoxidharz EPIKOTE™ Resin L 1100 wird mit dem jeweiligen Härter in dem angegebenen Mischungsverhältnis zusammengegeben. Nach intensivem Mischen ist die Masse sofort gebrauchsfertig. Harz und Härter müssen miteinander vollständig und schlierenfrei gemischt werden. Dabei ist auf die Einhaltung des angegebenen Mischungsverhältnisses zu achten. Die Reaktionsgeschwindigkeit kann keinesfalls durch eine Erhöhung oder Reduzierung des Härteranteils beeinflusst werden. Größere Ungenauigkeiten bei der Einwaage können zu einer unvollständigen Aushärtung des Laminates führen und können nicht mehr durch eine Nachbehandlung korrigiert werden.

###### Gebrauchsdauer:

Die unterschiedlichen Verarbeitungszeiten wurden an 100 g Ansätzen bei 20 - 25 °C gemessen. Größere Ansätze sollten nur angemischt werden, wenn eine zügige Verarbeitung innerhalb der vorgegebenen Gebrauchsdauer möglich ist.

- EPIKOTE™ Resin L 1100 – EPIKURE™ Curing Agent 294 – 400 Minuten
- EPIKOTE™ Resin L 1100 – EPIKURE™ Curing Agent 295 – 15 Minuten

#### EPOXY RESIN L 1100

STANDARD LAMINATING AND ADHESIVE RESIN

##### Description

- free of fillers and solvents
- low processing viscosities
- individually configurable processing times
- good wetting behaviour on glass, carbon, and aramid fibres
- high-strength fibre composite components
- superior dynamic strength values
- good heat distortion properties at low curing temperatures
- approved by Germanische Lloyd



The epoxy resin EPIKOTE™ L 1100 is a cold-curing, solvent- and filler-free double-constituent system that yields in combination with the amine curing agents EPIKURE™ 294 and 295 high-strength fibre composite components with superior dynamic strength values and ultra low fatigue properties. These resin systems exhibit outstanding impregnating properties on glass, carbon, and aramid fibres, are approved by Germanische Lloyd, and are therefore ideal specifically for pultrusion and injection moulding (RTM, SCRIMP/ VARI) for wind turbines, boat and ship building, sports equipment, moulds, and jigs.

##### Processing

###### Ergonomic information:

Whenever possible you should avoid direct skin contact with any of the constituents or the mixture. You should never wash your hands with solvents, which removes the skin's natural grease and allows harmful substances from the solution to pass through the skin's pores. In addition we refer to the specifications listed on the EC safety data sheets. We recommend barrier creams.

###### Mixing

The epoxy resin EPIKOTE™ L 1100 and its curing agent are mixed in the specified ratio. After intensive mixing the compound is ready for use. The resin and curing agent must be mixed thoroughly and uniformly at the specified mixing ratio. Under no circumstances can the reaction rate be influenced by a higher or lower fraction of curing agent. Large differences in the mixing ratio can lead to imperfect curing in the laminate that can no longer be rectified by post-treatment.

###### Pot life

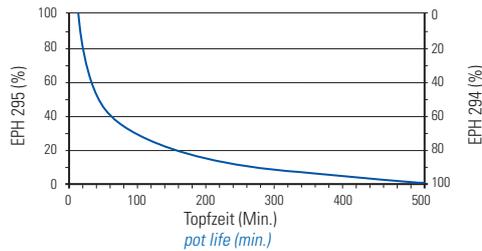
The following processing times were measured on 100 g formulations at 20–25 °C. Larger formulations should be mixed only when they can be processed quickly within the specified pot life.

- EPIKOTE™ Resin L 1100 – EPIKURE™ Curing Agent 294 – 400 minutes
- EPIKOTE™ Resin L 1100 – EPIKURE™ Curing Agent 295 – 15 minutes



Die Härter EPIKURE™ Curing Agent 294 und 295 sind in allen Mischungsverhältnissen miteinander mischbar, so dass durch Abmischung der Härter untereinander beliebige Topfzeiten innerhalb der Verarbeitungszeiten der einzelnen Härter eingestellt werden können. Da bei allen Härtern das Mischungsverhältnis zur Stammkomponente EPIKOTE™ Resin L 1100 identisch ist, bleibt das Mischungsverhältnis der Härterabmischung konstant bei 100 : 30 Gewichtsteilen.

The curing agents EPIKURE™ 294 and 295 can be mixed with each other at all mixing ratios for individual pot lives within their processing times. The mixing ratio for the standard resin constituent EPIKOTE™ L 1100 is identical for all curing agents, so this resin constituent can be mixed at the constant ratio of 100:30 parts by weight.



**Applikation:**

Die Verarbeitungszeit des 2- Komponenten Laminiersystems EPIKOTE™ Resin L 1100 ist, wie bei allen kalthärtenden Systemen, begrenzt und wird durch die Ausgangstemperatur der Komponenten und dem exothermen Reaktionsverlauf beeinflusst. Die unterschiedlichen Verarbeitungszeiten wurden an 100 g Ansätzen bei 20 - 25 °C gemessen. Größere Ansätze sollten nur angemischt werden, wenn eine zügige Verarbeitung innerhalb der vorgegebenen Gebrauchsdauer möglich ist. Diese Faktoren sind vor allem für die manuelle Verarbeitung wichtig.

**Application:**

Like all cold-curing systems, the processing time for the double constituent laminating system resin EPIKOTE™ L 1100 is limited and is affected by the initial temperature of the constituents and the exothermal reaction course. The following processing times were measured on 100 g formulations at 20–25 °C. Larger formulations should be mixed only when processed quickly within the specified pot life. These factors are important above all for manual processing.

**Vorsichtsmaßnahmen**

Hinweise zum sachgemäßen Umgang mit EPIKOTE™-Epoxydharzen und EPIKURE™-Härtern entnehmen Sie bitte den entsprechenden Sicherheitsdatenblättern.

**Precautionary measures**

Instructions on the proper handling of EPIKOTE™ epoxy resins and EPIKURE™ hardeners can be taken from the corresponding safety data sheets.

**Lagerung**

In sorgfältig geschlossenen Originalgebinden sind Harze und Härter mindestens 12 Monate lang lagerfähig. Bei Temperaturen unter + 15 °C können Harze und Härter kristallisieren, sichtbar durch eine Eintrübung bzw. Verfestigung des Behälterinhaltes. Vor der Verarbeitung muß die Kristallisation durch Erwärmen beseitigt werden. Durch langsames Erwärmen auf ca. 50 - 60 °C im Wasserbad oder im Temperofen und durch Umrühren oder Schütteln wird eine Kristallisation ohne Qualitätsbeeinträchtigung beseitigt. Nur vollkommen transparente Produkte verarbeiten! Vorsicht beim Erwärmen! Behälter vor dem Erwärmen etwas öffnen, damit Druckausgleich stattfinden kann. Niemals den Behälter mit offener Flamme erwärmen! Beim Umrühren der erwärmten Produkte Schutzausrüstung (Schutzbrille, Schutzhandschuhe und Atemschutz) benötigen.

**Storage**

The resins and hardeners can be stored at least 12 months in their carefully sealed original containers. The resins and hardeners may crystallize at temperatures below +15 °C (60 °F). The crystallization is visible as a clouding or solidification of the contents of the container. Before processing, the crystallization must be removed by warming up. Slow warming up to approx. 50 - 60 °C (120 - 140 °F) in a water bath or oven and stirring or shaking will clarify the contents of the container without any loss of quality. Use only completely transparent products. Before warming up, open containers slightly to permit equalization of pressure. Caution during warm-up! Do not warm up over an open flame! While stirring up use safety equipment (gloves, eyeglasses, respirator).

Packungsgrößen von 0,5 kg bis 200 kg  
Bestell-Nr. 103 100-X



Package sizes from 0.5 to 200 kg  
Order no. 103 100-X

Einsatzgebiet für L 1100/Härter EPH 294 (langsam): Große Bauteile wie zB. Windkraftflügel, Formen und Bootsrümpfe

Applications for L 1100/ hardener EPH 294 (slow-curing): large components, e.g. wind turbine blades, mould, and hulls

Ausg./Ed. 09.06 Änderungen vorbehalten / Modifications reserved


**EPOXYDHAZ L 1100**  
**EPOXY RESIN L 1100**
**Daten****Specifications**

<b>Epoxydharz L 1100</b> <b>Epoxy resin L 1100</b>	<b>Einheit</b> <b>Unit</b>	<b>Wert</b> <b>Value</b>
Dichte bei 20 °C <i>Density at 20°C</i>	g/cm <sup>3</sup>	1,15 ± 0,01
Viskosität bei 25 °C <i>Viscosity at 25 °C</i>	mPa·s	1.600 ± 200
Epoxydäquivalent <i>Epoxy equivalent</i>	g/Äquivalent <i>g/Equivalent</i>	192 ± 5

**Härter****Hardener**

<b>Eigenschaften</b> <b>Properties</b>	<b>Einheit</b> <b>Unit</b>	<b>Epikure™</b> <b>curing agent</b> <b>294</b>	<b>Epikure™</b> <b>curing agent</b> <b>295</b>
Viskosität bei 25 °C <i>Viscosity at 25 °C</i>	mPa·s	10 ± 5	30 ± 10
Mischviskosität bei 25 °C <i>Mixing viscosity at 25 °C</i>	mPa·s	~ 290	~ 380
Aminäquivalent <i>Amine equivalent</i>	g/Äquiv. <i>g/Equiv.</i>	56 ± 2	55 ± 2
Dichte bei 20 °C <i>Density at 20 °C</i>	g/cm <sup>3</sup>	0,934 ± 0,020	0,974 ± 0,020
Mischungsverhältnis <i>Mixing ratio</i>	Gewichtsteile <i>parts per weight</i>	100:30 ± 2	100:30 ± 2

**Typische Aushärtebedingungen EPIKOTE™ Resin L 1100****Typical curing conditions for EPIKOTE™ resin L 1100**

	<b>Epikure™</b> <b>curing agent</b> <b>294</b>	<b>Epikure™</b> <b>curing agent</b> <b>295</b>
Anhärtung <i>Preliminary curing</i>	15 h/20 - 25 °C	10 h/20 - 25 °C
Nachhärtung <i>Post curing</i>	10 h/70 °C	15 h/50 - 80 °C

**Typische Formstoffeigenschaften des verstärkten EPIKOTE™ Resin L 1100 / EPIKURE™ Curing Agent 294****Typical moulded properties of reinforced EPIKOTE™ L 1100 resin and EPIKURE™ 294 curing agent**

Die Werte wurden an 2 mm Platten (8 Lagen Gewebe 181 / Interklas 91745) gemessen. Die Härtung erfolgte über 15 Stunden bei Raumtemperatur und einer anschließenden Nachhärtung von 10 Stunden bei 70°C bzw. 10 Stunden bei 80°C.

The values were measured on 2 mm sheets (eight plies of 181 fabric and 91745 Interklas) that were cured for fifteen hours at room temperature and then post-cured for ten hours at 70 °C and ten hours at 80 °C.

<b>Eigenschaften</b> <b>Properties</b>	<b>Einheit</b> <b>Unit</b>	<b>Wert</b> <b>Value</b>	<b>a)</b>	<b>b)</b>
Härtung <i>Curing</i>			10 h 70 °C	10 h 80 °C
Biegefestigkeit <i>Flexural strength</i>	MPa	445		488
E-Modul (aus Biegeversuch) (DIN 53457) <i>Modulus of elasticity (flexural modulus)</i>	MPa	22.600		18.000
ILS <i>ILS</i>	MPa	35		36
Glasübergangstemperatur Tg (TMA) <i>Glass transition temperature Tg (TMA)</i>	°C	80		88



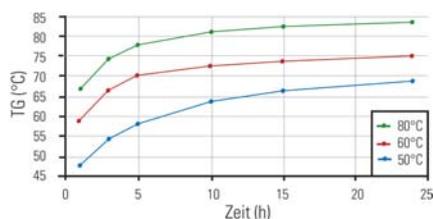
**Typische Formstoffeigenschaften des unverstärkten EPIKOTE™ Resin L 1100** *Typical moulded properties of unreinforced EPIKOTE™ L 1100 resin*

Die Werte wurden an 4 mm Reinharzplatten gemessen. Die Härtung erfolgte über 15 Stunden bei Raumtemperatur und einer anschließenden Nachhärtung von 2 Stunden bei 60 °C und 2 Stunden bei 70 °C. *The values were measured on 4 mm pure resin sheets that were cured for fifteen hours at room temperature and then post-cured for two hours at 60 °C and two hours at 70 °C.*

Eigenschaften <i>Properties</i>	Norm <i>Standards</i>	Einheit <i>Unit</i>	Epikure™ curing agent 294	Epikure™ curing agent 295
Dichte 20 °C <i>Density at 20 °C</i>	DIN 53479	g/cm³	1,135	1,144
Zugfestigkeit <i>Tensile strength</i>	DIN 53455	MPa	65,4	69,8
Bruchdehnung (Zug) <i>Elongation at break (tensile)</i>	DIN 53455	%	9,0	4,5
E-Modul (Zug) <i>Tensile modulus</i>	DIN 53457	MPa	3160	3080
Biegefestigkeit <i>Flexural strength</i>	DIN 53452	MPa	110	114,8
E-Modul (Biegung) <i>Flexural modulus</i>	DIN 53457	MPa	2730	2476
Barcol - Härte <i>Barcol - hardness</i>			28 ±2	28 ±2
Glasübergangstemperatur Tg, (TMA) <i>Glass transition temperature Tg, (TMA)</i>		°C	80	80,4
Wasseraufnahme Gew. % <i>Water absorption % by weight</i>	DIN 53495	24 h, 23 °C 168 h, 23 °C	0,13 0,34	0,145 0,368

**Abhängigkeit der Glasübergangstemperatur von den Härtebedingungen**

Zum Erreichen des hohen mechanischen Eigenschaftsprofils des Faser-verbundbauteils empfiehlt sich eine Nachtemperung. Der Anstieg der Glasübergangstemperatur während dieser Nachtemperungsschrittes wird im Allgemeinen als Indikator für die Vollständigkeit des Reaktionsumsatzes Harz - Härter herangezogen.

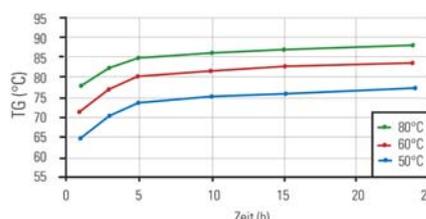


Anstieg der Glasübergangstemperaturen bei verschiedenen Temperaturen mit dem Härter EPH 294

*Rise in glass transition temperatures at various temperatures with the curing agent EPH 294*

**Relationship between glass transition temperature and curing conditions**

The recommended procedure for obtaining high strength properties on the fibre composite component involves post-annealing. The rise in the glass transition temperature during post-annealing can generally be taken as an indication of how far the reaction has taken place in the resin and curing agent.



Anstieg der Glasübergangstemperaturen bei verschiedenen Temperaturen mit dem Härter EPH 295

*Rise in glass transition temperatures at various temperatures with the curing agent EPH 295*

Ausg./Ed. 09.06 Änderungen vorbehalten / Modifications reserved

## B. Abbildungsverzeichnis

1.1	Einflussbereiche der Mensch-Roboter Interaktion [8]	5
1.2	Prognose für Anwendungsfelder der Servicerobotik nach [152]	7
1.3	Statistik zur Servicerobotik des IFR [176]	8
1.4	CFK-Segmente des DLR-LBR III	12
1.5	Bauformen verschiedener Piezoantriebe [377]	15
1.6	Kopf- Körpergelenk des Rüsselkäfers, A: Thorax, B: Kopf, C: Membran [42]	19
1.7	Schematische Darstellung verschiedener Festkörpergelenke, wie sie bei Insekten vorkommen [42]	19
1.8	Aufbau und Funktion des Spinnenbeins	20
1.9	Klassische Anwendung für Hebekissen	21
1.10	Verschiedene Membranzylinder, wie sie als Stellelemente eingesetzt werden	21
1.11	Verschiedene Zylindertypen im Vergleich	22
1.12	Rotationsantrieb nach dem Prinzip eines Rollbalgzylinders [287]	23
1.13	Radiale Schnittansicht eines Faltenbalgantriebs nach [368]	24
1.14	Flexible Druckaktoren in verschiedenen Konfigurationen [238]	25
1.15	Verschiedene Konfigurationen des FLEXATOR Muskels [155]	26
1.16	Patentauszug aus [239] aus dem Jahre 1929	28
1.17	Muskel nach Woods [419]	28
1.18	Hyperboloidmuskel nach Paynter [307]	29
1.19	Schnittansicht des doppelwirkenden Bridgestonemuskels [288]	30
1.20	Gurtstrafferaktor nach Lewis [242]	31
1.21	Monroemuskel für Anwendungen in der Robotik [271]	31
1.22	Betriebszustände des Yarlott-Muskels [425]	32
1.23	Lösungen zur Verringerung der Hysterese	32
1.24	Pleated Pneumatic Artificial Muscles/PPAM	33
1.25	Fluidischer Zugaktor nach Erickson [99]	33
1.26	Vakuumbetätigte Hubeinheit nach Staines [374]	34
1.27	Adaptiver Greifer nach Baer [30]	35
1.28	Adaptiver Greifer nach Orndorff [296]	36
1.29	Adaptiver Finger nach Freudenberg [18]	36
1.30	Greiffinger für Raumfahrtanwendungen nach Craig et al.[76]	36

1.31	Nachgiebige Roboter nach Suzumori et al. . . . . .	37
1.32	Biegung durch äussere Zwangsbedingungen . . . . .	38
1.33	Rüsselförmige Roboterstrukturen . . . . .	39
1.34	Dehnverhalten monolithischer Biegeaktoren nach [427, 428] . . . . .	39
1.35	Biegeaktoren nach Konishi et al.[221] . . . . .	40
1.36	Biegeaktoren nach Ilievski et al. . . . . .	40
1.37	Aktor mit linearer Expansion und coaxialer Rotation [134] . . . . .	41
1.38	„Twistor“ Rotationsantrieb nach Paynter [305] . . . . .	41
1.39	Aktoren mit überlagerten Bewegungsrichtungen . . . . .	42
1.40	Vakuumgreifer nach Brown et al. [55] . . . . .	42
1.41	Verschiedene aufblasbare Zeltstrukturen . . . . .	43
1.42	Aufblasbare Strukturen für Weltraumanwendungen . . . . .	44
1.43	NASA Studien für aufblasbare Explorationsfahrzeuge [192] . . . . .	45
1.44	Aufblasbarer Roboterarm für Weltraumanwendungen nach [223] . . . . .	45
1.45	Lokomotionsroboter mit aufblasbaren Strukturelementen [366] . . . . .	45
1.46	Aufblasbarer Roboterarm für die Servicerobotik . . . . .	46
2.1	Anforderungen an Herstellungsprozess und Komponenten neuer flexibler Fluidaktoren für Anwendungen in der Robotik und Automatisierungstechnik . . . . .	50
2.2	Prinzipielles Betriebsverhalten eines FFA in einfachwirkender Anordnung bei quasikonstanter Drehmomentbelastung . . . . .	50
2.3	Prinzipielles Betriebsverhalten eines FFA in doppelwirkender Anordnung ohne Drehmomentbelastung . . . . .	51
2.4	Spannungs-Dehnungscharakteristika spröder a), kristalliner b) und elastomerer c) Polymere [125] . . . . .	52
2.5	Heißpressverfahren nach [258] . . . . .	53
2.6	Erster Herstellungsschritt für einen FFA . . . . .	55
2.7	Zweiter Herstellungsschritt für einen FFA . . . . .	56
2.8	Morphologie der Aramid-Faserpulpe [216] . . . . .	60
2.9	Eindispersierung der Aramidfaserpulpe auf dem Walzwerk . . . . .	61
2.10	Cryobruchflächen von Proben mit einem Pulpfaseranteil von 5 Gew.-% . . . . .	62
2.11	Schulterstäbe für Zugversuche nach DIN 53 504, Form S3A [1] . . . . .	63
2.12	Kryobruchflächen reiner CR-Kautschukproben . . . . .	64
2.13	Kraft-Weg Diagramm von Zugversuchen mit Prüfstäben aus reinem CR-Kautschuk . . . . .	64
2.14	Kryobruchflächen von Kautschukproben mit 0,5 Gew.-% Pulpfaseranteil . . . . .	65
2.15	Kraft-Weg Diagramm von Zugversuchen mit Prüfstäben mit 0,5 Gew.-% Pulpfaseranteil . . . . .	65
2.16	Kryobruchflächen von Kautschukproben mit 1 Gew.-% Pulpfaseranteil . . . . .	66

2.17	Kraft-Weg Diagramm von Zugversuchen mit Prüfstäben mit 1 Gew.-% Pulpfaseranteil . . . . .	66
2.18	Kryobruchflächen von Kautschukproben mit 2 Gew.-% Pulpfaseranteil . . . . .	67
2.19	Kraft-Weg Diagramm von Zugversuchen mit Prüfstäben mit 2 Gew.-% Pulpfaseranteil . . . . .	67
2.20	Kryobruchflächen von Kautschukproben mit 5 Gew.-% Pulpfaseranteil . . . . .	68
2.21	Kraft-Weg Diagramm von Zugversuchen mit Prüfstäben mit 5 Gew.-% Pulpfaseranteil . . . . .	68
2.22	Vergleich der mittleren Bruchfestigkeiten in Abhängigkeit des Pulpfaseranteils .	70
2.23	Aktor mit 11mm Durchmesser . . . . .	71
2.24	Fertigungsschritte und zugehörige Werkzeuge für den 11mm Aktor . . . . .	71
2.25	Aktor 18mm Durchmesser . . . . .	72
2.26	Fertigungsschritte und zugehörige Werkzeuge für den 18mm Aktor . . . . .	72
2.27	Aktor mit 36mm Durchmesser . . . . .	73
2.28	Fertigungsschritte und zugehörige Werkzeuge für den 36mm Aktor . . . . .	74
2.29	Einzelkammeraktor . . . . .	75
2.30	Nachgiebiges Strukturelement . . . . .	75
2.31	Lastfälle an nachgiebigen Strukturelementen . . . . .	76
2.32	Nachgiebiges Strukturelement mit Gewebeschlauch . . . . .	77
2.33	Nachgiebiges Strukturelement mit Geflechschlauch . . . . .	77
2.34	Schnittansichten der Sensorintegration und Medienversorgung bei nachgiebigen Strukturelementen . . . . .	78
2.35	Übersichtsansicht; Aktorbaureihe und Strukturelement . . . . .	79
3.1	Spannungs-Dehnungsbeziehung, Füllstoffgehalt 60 Vol.-% Russpartikel [295] .	84
3.2	Zugverformungsrest für elastische Materialien [44] . . . . .	84
3.3	Faltenbalggeometrie nach Wilson [413], mittlerer Radius $R$ , Wellenlänge $4b$ , Faltenhöhe $2h$ , Wandstärke $t$ . . . . .	87
3.4	FEM-Modelle für flexible fluidische Biegeaktoren nach [380] . . . . .	88
3.5	Aktormodellierung nach [265] . . . . .	89
3.6	Aktormodellierung nach [210] . . . . .	90
3.7	Modellierung flexibler Leitungskomponenten nach [225, 292] . . . . .	91
3.8	Konturlinien des Längsquerschnitts als Basisgeometrie/IGES-Importdaten . . .	92
3.9	Dreischichtiger Schalenaufbau des flexiblen Fluidaktors . . . . .	94
3.10	ANSYS®-Schalenelement <i>SHELL181</i> [21] . . . . .	96
3.11	ANSYS®-Volumenelemente [21] . . . . .	97
3.12	ANSYS®-Verstärkungselement <i>REINF265</i> [21] . . . . .	98
3.13	ANSYS®-Kontaktelement <i>CONTA173</i> [21] . . . . .	99

3.14	ANSYS <sup>®</sup> -MPC-Elemente [21] . . . . .	99
3.15	Geometrische Randbedingungen am Faltenbalg [20] . . . . .	103
3.16	Erweiterte geometrische Randbedingungen-Haltebügel [20] . . . . .	104
3.17	Schematische Darstellung der Lastschrittfolge . . . . .	106
3.18	Modellaufbau des flexiblen Fluidaktors-Übersichtsansicht [20] . . . . .	110
3.19	Verformungsanalyse des flexiblen Fluidaktors / Gegenüberstellung FEM-Modell vs. realer Aktor . . . . .	112
3.20	Spannungsplot des kompletten Aktors . . . . .	115
3.21	Vergrößerter Spannungsplot im Faltengrund . . . . .	116
3.22	Spannungsplot der Aramidfaserverstärkung . . . . .	117
4.1	Einspannung der Aktoren im Drehmomentteststand . . . . .	120
4.2	Graphische Benutzeroberfläche zu der Drehmomentmessung . . . . .	120
4.3	Drehmoment-Winkel Beziehung für 11mm Aktoren . . . . .	123
4.4	Drehmoment-Winkel Beziehung für 18mm-Aktoren . . . . .	125
4.5	Einbauparameter bei flexiblen Fluidaktoren . . . . .	126
4.6	Drehmoment-Winkel Beziehung des 18mm-Aktors in Abhängigkeit der Ein- bausituation . . . . .	127
4.7	Drehmoment-Winkel Zusammenhang für flexible Fluidaktoren mit 36mm Durch- messer . . . . .	128
4.8	Einzelkammeraktor im Drehmomentteststand . . . . .	129
4.9	Drehmoment-Winkel Beziehung für Einzelkammeraktoren . . . . .	130
4.10	Steifigkeitsvermessung der nachgiebigen Strukturelemente . . . . .	131
4.11	Zusammenhang von Innendruck und Biegesteifigkeit bei nachgiebigen Struktu- relementen . . . . .	132
4.12	Zusammenhang von Innendruck und Torsionssteifigkeit bei nachgiebigen Struk- turelementen . . . . .	133
4.13	Dauerfestigkeiten von 18mm-Aktoren . . . . .	136
4.14	Faserorientierung am 36mm-Aktor . . . . .	136
4.15	Ermüdungsrisse am 36mm-Aktor . . . . .	137
4.16	Versagensbilder am Einzelkammeraktor . . . . .	138
4.17	Experimentelle Bestimmung der axialen Aktorstetigkeiten . . . . .	139
4.18	Vergleich der drucklosen Aktorverformung, Experiment und Modell [20] . . . .	141
4.19	Berechnete Drehmomentdaten für das Aktormodell mit hyperelastischem YEOH- B Materialmodell [20] . . . . .	142
4.20	Vergleichende Betrachtung der Drehmomentcharakteristika verschiedener Ak- tormodelle und experimentell ermittelter Daten [20] . . . . .	144

4.21 Direkter Vergleich der Drehmomentcharakteristika verschiedener Materialmodelle in 0° Winkelposition [20] . . . . .	145
5.1 Unterschiedliche Querschnittsgeometrien von eindimensionalen Festkörpergelenken [169, 248] . . . . .	147
5.2 Manipulatoren mit stoffschlüssigen Gelenken [88, 89, 251] . . . . .	149
5.3 Vereinfachte Betrachtung eines Festkörpergelenks als Biegebalken . . . . .	150
5.4 Vereinfachte Betrachtung eines Festkörpergelenks als Biegebalken . . . . .	151
5.5 VARTM-Prozess, schematische Darstellung [65] . . . . .	152
5.6 Vergleichende Betrachtung technischer Fasern [151] . . . . .	154
5.7 Abrasions- und Schnittfestigkeit von Dyneema <sup>®</sup> -Fasern im Vergleich . . . . .	155
5.8 Oberflächenstruktur technischer Fasern [101] . . . . .	155
5.9 Übersicht - Faserhalbzeuge für faserverstärkte Festkörpergelenke . . . . .	156
5.10 Lastfälle am Festkörpergelenk . . . . .	157
5.11 Vereinfachte Testgelenke für die Gelenkprüfung . . . . .	157
5.12 Anordnung und Bildfolge Zugversuch . . . . .	158
5.13 Kraft-Weg-Diagramme von Festkörpergelenken bei Zugbelastung . . . . .	160
5.14 Anordnung und Bildfolge Druckversuch . . . . .	161
5.15 Kraft-Weg-Diagramme von Festkörpergelenken bei Druckbelastung . . . . .	163
5.16 Vereinfachter Spannungszustand am Festkörpergelenk bei Biegebelastung . . . . .	164
5.18 Anordnung und Bildfolge Biegeversuch . . . . .	164
5.17 Aufbau des kombinierten Biegeversuchs . . . . .	165
5.19 Moment-Weg-Diagramme von Festkörpergelenken bei Biegebelastung . . . . .	167
5.20 Testgelenke für zyklische Belastungstests . . . . .	168
5.21 Konzeptskizze zur Aktorintegration . . . . .	170
5.22 Verfahrensschritte zur Herstellung einfachwirkender Festkörpergelenke mit integrierten flexiblen Fluidaktoren in chronologischer Reihenfolge . . . . .	172
5.23 Prototypen des fertigen einfachwirkenden Fingerglieds in unterschiedlichen Ansichten . . . . .	173
5.24 Verfahrensschritte zur Herstellung doppelwirkender Festkörpergelenke mit integrierten Flexiblen Fluidaktoren in chronologischer Reihenfolge . . . . .	175
5.25 Prototypen des doppelwirkenden Festkörpergelenks . . . . .	176
5.26 Schematische Schnittansicht der Positionsmessung . . . . .	177
5.27 Pollängenevaluierung . . . . .	179
5.28 Vergleich von Sensorsignal und Näherungsfunktion . . . . .	180
5.29 Testgelenke im Größenvergleich . . . . .	181
5.30 Testgelenk mit Sensorik . . . . .	182
5.31 Fingerglied mit integrierter Positionssensorik . . . . .	183

5.32	Evaluierungsplattform für die Winkelmessung in Festkörpergelenken [229]	184
5.33	Messkurven für Magneten mit 2mm Polpaarlänge	185
5.34	Messkurven für Magnete mit 4mm Polpaarlänge	187
6.1	Verschiedene Aktoranordnungen	190
6.2	Integrierte Rückstellelemente für flexible Fluidaktoren	191
6.3	Nachgiebiges Antriebsmodul mit flexiblen Fluidaktoren	192
6.4	Einzelnes Antriebsmodul	193
6.5	Parallele Kombination von zwei Antriebsmodulen	194
6.6	Serielle Kombination von zwei Antriebsmodulen	194
6.7	Verschiedene Kombinationsmöglichkeiten der nachgiebigen Antriebsmodule	195
6.8	Integration des Drucksensors	196
6.9	Integration des Winkelsensors AS5045	197
6.10	Integration der Ventile VA 204-715	198
6.11	Schnittansicht eines Antriebsmoduls mit Sensorik und Ventilen	199
6.12	Carbongreifer	199
6.13	Symmetrische (Links), parallele (Mitte) und lineare (Rechts) Grundstellung der Greiferbasis	200
6.14	Verschiedene Griffmuster des Carbongreifers	201
6.15	Leichtbauroboterarm	202
6.16	Humanoider Roboter ARMAR-IV [25]	203
6.17	Fluidische Hand des humanoiden Roboters ARMAR-IV [25]	205
6.18	Konzept der semi-passiven Laufmaschine mit neuen flexiblen Fluidaktoren [359]	207
6.19	Zwei Segmente einer rüsselförmigen Roboterstruktur	207
6.20	Fluidhand III	209
6.21	Aktive Armorthese [314]	212
7.1	Vorversuche zur Aktorherstellung mit Eiskernen	216
7.2	Versuchsprogramm zur Generierung der Werkstoffmodelle hyperelastischer Materialien nach [283]	217
7.3	Zum Wälzelenk erweiterte Festkörpergelenke	217
A.1	Universalverschraubung zur Verbindung flexibler fluidischer Antriebsmodule und nachgiebiger Strukturelemente	220
A.2	Segmentlängen des Leichtbauroboterarms	221
A.3	Segmentlängen des Carbongreifers	222
A.4	Bewegungsumfang der Fingergrundgelenke	223
A.5	Fluidschaltplan des Leichtbauroboterarms	224
A.6	Explosionsansicht des VARTM-Werkzeugs zur Herstellung der Testgelenke	225

A.7 Herstellungsschritte der Testgelenke . . . . . 225



## C. Tabellenverzeichnis

1.1	Vor- und Nachteile flexibler Fluidaktoren [79, 133, 158, 392] . . . . .	17
3.1	Materialkonstanten für die YEOH-Modelle 3. Ordnung (Materialdaten aus interner Materialdatenbank, TU Illmenau, Lehrstuhl Prof. Lena Zentner, mit freundlicher Genehmigung durch Dipl.-Ing. Stefan Griebel) . . . . .	94
3.2	Elemente im Modell des flexiblen Fluidaktors [20] . . . . .	109
5.1	Materialparameter der eingesetzten Schmalgewebe für die Gelenkverstärkung .	156



## D. Literaturverzeichnis

- [1] ; DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Veranst.): *Bestimmung von Reißfestigkeit, Zugfestigkeit, Reißdehnung und Spannungswerten im Zugversuch, DIN 53 504*. Juli 2008
- [2] ; DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Veranst.): *Industrieroboter - Sicherheitsanforderungen - Teil 2, DIN EN ISO 10218-2*. Juli 2008
- [3] ; DIN Deutsches Institut für Normung e.V. (Veranst.): *Industrieroboter- Sicherheitsanforderungen - Teil 1, DIN EN ISO 10218-1*. Berlin, Juli 2009
- [4] ADEPT TECHNOLOGY GMBH: *Adept Quattro S650H, Technisches Datenblatt*. Adept Technology GmbH, 2010
- [5] ADKINS, J. E. ; RIVLIN, R. S.: Large Elastic Deformations of Isotropic Materials. IX. The Deformation of Thin Shells. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 244 (1952), Mai, Nr. 888, 505–531
- [6] ADKINS, J. E. ; RIVLIN, R. S.: Large Elastic Deformations of Isotropic Materials X. Reinforcement by Inextensible Cords. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 248 (1955), Sept., Nr. 944, 201–223
- [7] AKHTAR, S. ; DE, P. P. ; DE, S. K.: Short fiber-reinforced thermoplastic elastomers from blends of natural rubber and polyethylene. In: *J. Appl. Polym. Sci.* 32 (1986), Nr. 5, 5123–5146
- [8] ALAMI, R. ; ALBU-SCHAEFFER ; A. ; BICCHI, A. ; BISCHOFF, R. ; CHATILA, R. ; LUCA, A. D. ; SANTIS, A. D. ; GIRALT, G. ; GUIOCHET, J. ; HIRZINGER, G. ; INGRAND, F. ; LIPPIELLO, V. ; MATTONE, R. ; POWELL, D. ; SEN, S. ; SICILIANO, B. ; TONIETTI, G. ; VILLANI, L. : Safe and Dependable Physical Human-Robot Interaction in Anthropic Domains: State of the Art and Challenges. In: BICCHI, A. (Hrsg.) ; LUCA, A. D. (Hrsg.): *Proceedings IROS Workshop on pHRI - Physical Human-Robot Interaction in Anthropic Domains*. Beijing, China, October 2006

- [9] ALBERS, A. ; BRUDNIOK, S. : Mechatronical design of a humanoid robot in an educational project. In: *International conference on engineering design (ICED)*. Melbourne, August 15-18 2005
- [10] ALBERS, A. ; BRUDNIOK, S. ; BURGER, W. : Design and development process of a humanoid robot upper body through experimentation. In: *Humanoid Robots, 2004 4th IEEE/RAS International Conference on* Bd. 1, 2004, S. 77–92 Vol. 1
- [11] ALBERS, A. ; BRUDNIOK, S. ; OTTNAD, J. ; SAUTER, C. ; SEDCHAICHARN, K. : Upper Body of a new Humanoid Robot - the Design of ARMAR III. In: *Humanoid Robots, 2006 6th IEEE-RAS International Conference on*, 2006, S. 308–313
- [12] ALDEBARAN ROBOTICS: Nao®), The ideal partner for research and education in the field of robotics / Aldebaran Robotics. Version: 2012 (4.1). – Forschungsbericht
- [13] ALI, A. ; HOSSEINI, M. ; SAHARI, B. B.: A Review of Constitutive Models for Rubber-Like Materials. In: *American Journal of Engineering and Applied Sciences* 3 (2010), Nr. 1, 232–239
- [14] ALLEN, H. : *ROTARY OPERATOR*. Patent, US 3731599. May 1973
- [15] AMBROSE, R. ; ALDRIDGE, H. ; ASKEW, R. ; BURRIDGE, R. ; BLUETHMANN, W. ; DIFTLER, M. ; LOVCHIK, C. ; MAGRUDER, D. ; REHNMARK, F. : Robonaut: NASA's space humanoid. In: *Intelligent Systems and their Applications, IEEE* 15 (2000), Nr. 4, S. 57–63
- [16] ANDERSON, J. F. ; PRESTWICH, K. N.: The fluid pressure pumps of spiders (Chelicerata, Araneae). In: *Zoomorphology* 81 (1975), Dez., Nr. 4, 257–277
- [17] ANDERSON, S. : Asimov's three laws of robotics and machine metaethics. In: *AI & Society* 22 (2008), 477-493. – 10.1007/s00146-007-0094-5
- [18] ANDORF, P. ; FRANZ, D. ; LIEB, A. ; UPPER, G. ; GUTTROPF, W. : *Robot Finger*. Patent, US 3981528. September 1976
- [19] ANDREASEN, D. ; ALIEN, S. ; BACKUS, D. A.: Exoskeleton with EMG based active assistance for rehabilitation. In: *Rehabilitation Robotics, 2005. ICORR 2005. 9th International Conference on*, 2005, S. 333–336
- [20] ANDRES, A. : *FEM-Modellierung flexibler Fluidaktoren zur Auslegung nachgiebiger Roboterantriebe*, Karlsruher Institut für Technologie, Diplomarbeit, Dezember 2011
- [21] ANSYS, INC.: ANSYS Mechanical APDL Element Reference / ANSYS, Inc. 2010 (13). – Forschungsbericht

- [22] ANTONELLI, K. ; IMMEGA, G. : An extensible robotic tentacle. In: *Industrial Robot: An International Journal* 24 (1997), Nr. 6, S. 423 – 427
- [23] ASCO-JOUCOMATIC: *Proportionalventil Sentronic,833-354801020*. ASCO-Joucomatic, 2008
- [24] ASFOUR, T. ; REGENSTEIN, K. ; AZAD, P. ; SCHRODER, J. ; BIERBAUM, A. ; VAHRENKAMP, N. ; DILLMANN, R. : ARMAR-III: An Integrated Humanoid Platform for Sensory-Motor Control. In: *Humanoid Robots, 2006 6th IEEE-RAS International Conference on*, 2006, S. 169–175
- [25] ASFOUR, T. ; SCHILL, J. ; PETERS, H. ; KLAS, C. ; BÜCKER, J. ; SANDER, C. ; SCHULZ, S. ; KARGOV, A. ; WERNER, T. ; BARTENBACH, V. : ARMAR-4: A 63 DOF Torque Controlled Humanoid Robot. In: *IEEE/RAS International Conference on Humanoid Robots (Humanoids)*. Atlanta, October 2013
- [26] AUER, A. C.: *Pneumatic cushion for motor vehicles*. Patent, US 2842359. July 1958
- [27] AUSTRIAMICROSYSTEMS: *AS5311 Datasheet v1.00*, 2009
- [28] AUSTRIAMICROSYSTEMS: *Magnet Selection Guide for AS5000 Series Magnetic Sensor Circuits*, 2009
- [29] AVADHANULA, S. ; FEARING, R. : Flexure Design Rules for Carbon Fiber Microrobotic Mechanisms. In: *Robotics and Automation, 2005. ICRA 2005. Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on*, 2005, S. 1579 – 1584
- [30] BAER, J. I.: *Fluid motor and material handling apparatus and the like utilizing same*. Patent, US RE28663. December 1975
- [31] BAER, J. I.: *Material handling apparatus and the like*. Patent, US 3343864. September 1967
- [32] BAMMÉ, A. M. (Hrsg.): *Maschinen-Menschen, Mensch-Maschinen : Grundrisse e. sozialen Beziehung*. Orig.-Ausg. Reinbek bei Hamburg : Rowohlt, 1983 (Rororo ; 7698 : rororo-Sachbuch : Kulturen und Ideen)
- [33] BAUER, C. ; ENGELMANN, M. ; GAISER, I. ; MIKUT, R. ; SCHULZ, S. ; FISCHER, A. ; STEIN, T. : Hardware Design and Mathematical Modeling for an Artificial Pneumatic Spine for a Biped Humanoid Robot. In: *Robotics; Proceedings of ROBOTIK 2012; 7th German Conference on*, 2012, S. 1–5

- [34] BAUER, C. ; MORS, M. ; FISCHER, A. ; STEIN, T. ; MIKUT, R. ; SCHULZ, S. : Konzept für einen biologisch inspirierten, semi-passiven pneumatisch angetriebenen zweibeinigen Prothesen-Roboter-Hybrid. In: *Automatisierungstechnik* 60 (2012), Nr. 11, 662-672
- [35] BAUER, K. : *Rotorblatt für einen Hubschrauber*. Patent, DE 0 939 029 A2. Februar 1999,
- [36] BAUMUNK, C. C. Bodo-Michael [Hrsg.] ; Rosa R. Bodo-Michael [Hrsg.] ; Rosa (Hrsg.): *Die Roboter kommen : Mensch, Maschine, Kommunikation*. Ed. Braus (Kataloge der Museumsstiftung Post- und Telekommunikation 24)
- [37] BAYERKÖHLER, I. L.: *Pneumatic bellows type jacks*. Patent, US 2804118. August 1957
- [38] BECK, D. B. ; SINDT, J. A. ; DANIELSON, T. E.: *Bi-directional deflectable resistor*. Patent, US 7277004. October 2007
- [39] BERGBREITER, S. E.: *Autonomous Jumping Microrobots*, University of California, Berkeley, Diss., 2007
- [40] BERNS, D. Karsten ; S. Karsten ; Schmidt: *Programmierung mit LEGO MINDSTORMS NXT : Robotersysteme, Entwurfsmethodik, Algorithmen*. Heidelberg [u.a.] : Springer, 2010 (eXamen.press)
- [41] BEULLENS, T. : *Hydraulic or pneumatic drive device*. Patent, US 4841845. June 1989
- [42] BÖGELSACK, G. ; KARNER, M. ; SCHILLING, C. : On technomorphic modelling and classification of biological joints. In: *Theory in Biosciences* 119 (2000), Jun., Nr. 2, 104–121
- [43] BÖHM, V. : *Bionisch inspirierte monolithische Gelenkelemente mit fluidmechanischem Antrieb*, Technische Universität Ilmenau, Diss., 2005
- [44] BHOWMICK, A. K. (Hrsg.): *Current Topics in Elastomers Research*. CRC Press. – – S.
- [45] BIAGIOTTI, L. ; LOTTI, F. ; MELCHIORRI, C. ; VASSURA, G. : Mechatronic design of innovative fingers for anthropomorphic robot hands. In: *in Proc. 2003 IEEE Int. Conf. Robot. Autom.*, 2003, S. 3187–3192
- [46] BICCHI, A. : Hands for dexterous manipulation and robust grasping: a difficult road toward simplicity. In: *Robotics and Automation, IEEE Transactions on* 16 (2000), dec, Nr. 6, S. 652 –662
- [47] BICCHI, A. ; TONIETTI, G. : Fast and soft-arm tactics (robot arm design). In: *Robotics Automation Magazine, IEEE* 11 (2004), June, Nr. 2, S. 22 – 33

- [48] BIRGLEN, L. ; LALIBERTÉ, T. ; GOSSELIN, C. : *Underactuated robotic hands*. Springer (Springer Tracts in Advanced Robotics ; 40)
- [49] BLETZINGER, K.-U. : Locking. In: *Vorlesungsskript Technische Universität München - Lehrstuhl für Statik*
- [50] BOHMANN, L. ; BLICKHAN, R. : Der hydraulische Mechanismus des Sprunges einer Spinne. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 63 (1997), August, Nr. 7, 224 - 230
- [51] BOHMANN, L. ; BLICKHAN, R. : Der hydraulische Mechanismus des Spinnenbeines und seine Anwendung für technische Probleme. In: *ZAMM* 78 (1998), Nr. 2, 87 - 96
- [52] BOUSSO, D. E.: *Bellows devices*. Patent, US 3495502. February 1970
- [53] BOWER, A. F.: *Applied Mechanics of Solids*. CRC Press
- [54] BRETTHAUER, G. ; SCHULZ, S. ; PYLATIUK, C. ; BECK, S. ; REISCHL, M. : Eine neue adaptive Handprothese. In: *Handchir Mikrochir Plast Chir* 40 (2008), S. 40–45
- [55] BROWN, E. ; RODENBERG, N. ; AMEND, J. ; MOZEIKA, A. ; STELTZ, E. ; ZAKIN, M. ; LIPSON, H. ; JAEGER, H. : Universal robotic gripper based on the jamming of granular material. In: *Proceedings of the National Academy of Sciences (PNAS)* Bd. 107, 2010, S. 18809–18814
- [56] BROWN, R. J. ; SCRIVER, R. M.: *Rubber containing aramid pulp reinforcement*. Patent, US 4871004. October 1989
- [57] BROWN, R. W.: *Vehicle suspension*. Patent, US 2208540. July 1940
- [58] BROWN, W. J.: *Pneumatic pressure garment*. Patent, US 2694395. November 1954
- [59] BRUDNIOK, S. : *Methodische Entwicklung hochintegrierter mechatronischer Systeme am Beispiel eines humanoiden Roboters*, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2007
- [60] BRUNO, R. J. ; LEE, M. L. ; STRAUCH, R. J. ; ROSENWASSER, M. P.: Posttraumatic Elbow Stiffness: Evaluation and Management. In: *Journal of the American Academy of Orthopaedic Surgeons* 10 (2002), Nr. 2, 106-116
- [61] BUBIC, F. R.: *Flexible robotic links and manipulator trunks made therefrom*. Patent, US 5080000. January 1992
- [62] BUTTERFASS, J. ; GREBENSTEIN, M. ; LIU, H. ; HIRZINGER, G. : DLR-Hand II: next generation of a dextrous robot hand. In: *Robotics and Automation, 2001. Proceedings 2001 ICRA. IEEE International Conference on* Bd. 1, 2001, S. 109–114 vol.1

- [63] C. PYLATIUK, S. S. A. Kargov K. A. Kargov: Preliminary experience with hydraulically driven hand prostheses. In: *Proceedings of the Myoelectric Controls Symposium (MEC 2005)*. Fredericton, Kanada, 15.-19. August 2005, S. 143–146
- [64] CAFFAZ, A. ; CANNATA, G. ; PANIN, G. ; MASSUCCO, E. : The DIST-hand, an anthropomorphic, fully sensorized dextrous gripper. In: *In First IEEE-RAS Int. Conf. on Humanoid Robots*, Society, 2000
- [65] CARLOWITZ, B. : *Die Kunststoffe - Chemie, Physik, Technologie*. München : Hanser, 1990
- [66] CARROZZA, M. ; MICERA, S. ; MASSA, B. ; ZECCA, M. ; LAZZARINI, R. ; CANELLI, N. ; DARIO, P. : The development of a novel biomechatronic hand-ongoing research and preliminary results. In: *Advanced Intelligent Mechatronics, 2001. Proceedings. 2001 IEEE/ASME International Conference on* Bd. 1, 2001, S. 249 –254 vol.1
- [67] CHANG, B. C.-M. ; BERRING, J. ; VENKATARAM, M. ; MENON, C. ; PARAMESWARAN, M. : Bending fluidic actuator for smart structures. In: *Smart Materials and Structures* 20 (2011), S. 35012–35019(8)
- [68] CHASE, V. A. ; SCARPATI, T. S.: *ALL COMPOSITE ARTICLE OF MANUFACTURE INCLUDING FIRST AND SECOND COMPOSITE MEMBERS JOINED BY A COMPOSITE HINGE*. Patent, US 5,350,614. September 1994
- [69] CHO, K.-J. ; ROSMARIN, J. ; ASADA, H. : SBC Hand: A Lightweight Robotic Hand with an SMA Actuator Array implementing C-segmentation. In: *Robotics and Automation, 2007 IEEE International Conference on*, 2007, S. 921 –926
- [70] CLAUS, H.-J. : *Fluid-operated actuator has contraction hose fitting with at least one long contraction hose which can be pressurized by operating fluid*. Patent, 10232503 (C1). August 2003
- [71] COLLINS, S. ; RUINA, A. : A Bipedal Walking Robot with Efficient and Human-Like Gait. In: *Robotics and Automation, 2005. ICRA 2005. Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on*, 2005, S. 1983–1988
- [72] COLLINS, S. ; RUINA, A. ; TEDRAKE, R. ; WISSE, M. : Efficient Bipedal Robots Based on Passive-Dynamic Walkers. In: *Science* 307 (2005), Nr. 5712, 1082-1085
- [73] CONTITECH AG: *ContiTech Luftfedersysteme*. Version: 2011
- [74] CONTITECH LUFTFEDERSYSTEME GMBH: *Balgzylinder mit Edelstahlanschlussteilen - Air Spring Systems*, 2009

- [75] CORRELL, N. ; ONAL, C. D. ; LIANG, H. ; SCHOENFELD, E. ; RUS, D. : Soft Autonomous Materials - Using Active Elasticity and Embedded Distributed Computation. In: *12th International Symposium on Experimental Robotics*. New Delhi, India, 2010
- [76] CRAIG, P. S. ; FISHER, J. A.: *Grappling device*. Patent, US 4815782. March 1989
- [77] DAERDEN, F. ; LEFEBER, D. : The concept and design of pleated pneumatic artificial muscles. In: *International Journal of Fluid Power* 2(3) (2001), S. 41–50
- [78] DAERDEN, F. : *Conception and Realization of Pleated Pneumatic Artificial Muscles and their Use as Compliant Actuation Elements*, Vrije Universiteit Brussel, Diss., 1999
- [79] DAERDEN, F. ; LEFEBER, D. : Pneumatic artificial muscles: actuators for robotics and automation. In: *European journal of Mechanical and Environmental Engineering* 47 (2000), S. 10–21
- [80] DANIEL PANTUSO, K.-J. B.: On the stability of mixed finite elements in large strain analysis of incompressible solids. In: *Finite Elements in Analysis and Design* 28 (1997), S. 83–104
- [81] DAUTENHAHN, K. ; WOODS, S. ; KAOURI, C. ; WALTERS, M. ; KOAY, K. L. ; WERRY, I. : What is a robot companion - friend, assistant or butler? In: *Intelligent Robots and Systems, 2005. (IROS 2005). 2005 IEEE/RSJ International Conference on*, 2005, S. 1192 – 1197
- [82] DE GREEF, A. ; LAMBERT, P. ; DELWICHE, T. ; LENDERS, C. ; TARTINI, B. ; DELCHAMBRE, A. : Flexible fluidic actuators: Determining force and position without force or position sensors. In: *Assembly and Manufacturing, 2009. ISAM 2009. IEEE International Symposium on*, 2009, S. 266 –271
- [83] DELEPELEIRE, G. A.: *Bag diaphragms and bags diaphragm operated air dampers*. Patent, US 3804364. April 1974
- [84] DENGLER, W. ; MOOSMANN, A. : *Hall-type sensor for measuring linear movements*. Patent, US 20080231261. September 2008
- [85] DINKLA, S. ; KRUEGER, M. W. I. (Hrsg.): *Pioniere interaktiver Kunst von 1970 bis heute: Myron Krueger, Jeffrey Shaw, David Rokeby, Lynn Hershman, Grahame Weinbren, Ken Feingold*. Cantz (Edition ZKM). – Zugl.: Hamburg, Univ., Diss., 1995
- [86] DOLL, S. ; SCHWEIZERHOF, K. ; HAUPTMANN, R. ; FREISCHLÄGER, C. : On volumetric locking of low-order solid and solid-shell elements for finite elastoviscoplastic

- deformations and selective reduced integration. In: *Engineering Computations* 17 (2000), Nr. 7, S. 874–902
- [87] DOLLAR, A. M. ; HERR, H. : Lower Extremity Exoskeletons and Active Orthoses: Challenges and State-of-the-Art. In: *Robotics, IEEE Transactions on [see also Robotics and Automation, IEEE Transactions on]* 24 (2008), Nr. 1, S. 144–158
- [88] DOLLAR, A. ; HOWE, R. : *Robust compliant adaptive grasper and method of manufacturing same*. Patent Application, US 200910302626 A1. December 2009,
- [89] DOLLAR, A. ; HOWE, R. : Simple, Robust Autonomous Grasping in Unstructured Environments. In: HOWE, R. (Hrsg.): *Robotics and Automation, 2007 IEEE International Conference on*, 2007, S. 4693–4700
- [90] DOLLAR, A. ; WAGNER, C. ; HOWE, R. : Embedded Sensors for Biomimetic Robotics via Shape Deposition Manufacturing. In: WAGNER, C. (Hrsg.): *Biomedical Robotics and Biomechanics, 2006. BioRob 2006. The First IEEE/RAS-EMBS International Conference on*, 2006, S. 763–768
- [91] DSM DYNEEMA B.V.: Gloves that don't feel like gloves / DSM Dyneema B.V. 2012. – Forschungsbericht
- [92] *Kapitel Simulation of a Pressure Controlled Hose Type Joint Using FEM*. In: DUMITRU, N. ; NEGRU, M. ; DUMITRU, S. : *Proceedings of the 10th IFToMM International Symposium on Science of Mechanisms and Machines, SYROM*. Springer Verlag - Dordrecht Heidelberg London New York, 2009, S. 549–562
- [93] DUSCHAU-WICKE, A. ; ZITZEWITZ, J. ; LUENENBURGER, L. ; RIENER, R. : Patient-Driven Cooperative Gait Training with the Rehabilitation Robot Lokomat. Version: 2009. In: SLOTEN, J. (Hrsg.) ; VERDONCK, P. (Hrsg.) ; NYSSSEN, M. (Hrsg.) ; HAUEISEN, J. (Hrsg.) ; MAGJAREVIC, R. (Hrsg.): *4th European Conference of the International Federation for Medical and Biological Engineering* Bd. 22. Springer Berlin Heidelberg, 1616-1619. – 10.1007/978-3-540-89208-3384
- [94] ECKARDT, G. Michael [Hrsg.] ; K. Michael [Hrsg.] ; Klaus [Hrsg.]: *Mensch - Maschine - Symbiose : ausgewählte Schriften von Georg Klaus zur Konstruktionswissenschaft und Medientheorie*. Weimar : VDG, 2002 (Re:fresh ; 3)
- [95] EDSINGER, A. : *MEKA Robotics*. Version: 2011
- [96] EDWARDS, D. C. ; CROSSMAN, J. A.: *Dispersions of fibres in rubber*. Patent, US 4659754. April 1987

- [97] ELSNER, H. ; KROLL, L. ; TRÖLTZSCH, J. : Integration textiltechnisch hergestellter Drahtsensoren in Hochleistungsverbundbauteile für die Großserie. In: *Tagungsband 11. Chemnitzer Textiltechnik-Tagung*, 2007, S. 232–237
- [98] ERHARD, G. ; ERHARD, G. (Hrsg.): *Designing with Plastics*. Hanser Publishers. – – S.
- [99] ERICKSON, J. R.: *Artificial muscle actuator assembly*. Patent, US 6223648. May 2001
- [100] ERLAND, R. K.: *Fiber reinforced plastic (FRP) composite hinge*. Patent, US 5,463,794. November 1995,
- [101] EUROFIBERS BV: Dyneema<sup>®</sup>, the worlds strongest fiber<sup>™</sup> / EuroFibers BV. 2012. – Forschungsbericht
- [102] EUROVINIL S.P.A.: *Aufblasbares Zelt TPSE*. Eurovinil S.P.A., 2011
- [103] EWING, D. D.: *Flexible actuator*. Patent, US 3713685. January 1973
- [104] FANG, H. ; LOU, M. C.: Analytical Characterization of Space Inflatable Structures - An Overview. In: *AIAA/ASME/ASC Structures, SDM Conference*. St. Louis, MO, April 12 2004
- [105] FAZENDA, N. ; LUBRANO, E. ; ROSSOPOULOS, S. ; CLAVEL, R. : Calibration of the 6 DOF High-Precision Flexure Parallel Robot - Sigma 6. In: NEUGEBAUER, R. (Hrsg.): *Parallel Kinematic Machines in Research and Practice*. Chemnitz : Fraunhofer, 2006, S. 379–398. – Keynote paper
- [106] FELTIN, D. ; GLIESCHE, K. : Kosteneffiziente Preform Technologien fuer Anwendungen im Maschinenbau / Hightex GmbH. 2007. – Forschungsbericht
- [107] FESTO AG & Co KG: *Betätigungseinrichtung*. Patent, DE 299 08 008 U1. Mai 1999,
- [108] FESTO AG & Co. KG: *Fluidic Muscle DMSP/MAS*, 2009
- [109] FESTO AG & Co. KG: *Balgzylinder EB/EBS*, 2010
- [110] FESTO AG & Co. KG: Biomechatronic Footprint-Von der Natur inspiriert / Festo AG & Co. KG. 2010. – Forschungsbericht
- [111] FESTO AG & Co. KG: Pneumatische Leichtbaustrukturen-Dokumentation der Entwicklung / Festo AG & Co. KG. 2010. – Forschungsbericht

- [112] FISCHER, U. (Hrsg.): *Tabellenbuch Metall*. 45., neu bearb. u. erw. Aufl. Verl. Europa-Lehrmittel (Europa-Fachbuchreihe für Metallberufe). – Begleith. u.d.T.: Formeln für Metallberufe. - 10. Aufl., 2011
- [113] FLEURY, L. A.: *Pneumatic Jack*. Patent, US 1,295,471. February 1919,
- [114] FRANK, B. : *Pneumatic incline*. Patent, US 1493729. May 1924
- [115] FRATZL, P. ; BARTH, F. G.: *Sinne und Verhalten: aus dem Leben einer Spinne*. Springer
- [116] FREELAND, R. E. ; BILYEU, G. D. ; VEAL, G. R. ; STEINER, M. D. ; CARSON, D. E.: Large inflatable deployable antenna flight experiment results. In: *Acta Astronautica* 41 (1997), Nr. 4-10, 267 - 277. – Developing Business
- [117] FUCHS, G. : *Faltenbalg*. Patent, DE 43 12503 A 1. April 1994,
- [118] FURUSHO, J. ; ZHANG, G. ; SAKAGUCHI, M. : Vibration suppression control of robot arms using a homogeneous-type electrorheological fluid. In: *Robotics and Automation, 1997. Proceedings., 1997 IEEE International Conference on* Bd. 4, 1997, S. 3441 –3448 vol.4
- [119] GAISER, I. ; PYLATIUK, C. ; SCHULZ, S. ; KARGOV, A. ; OBERLE, R. ; WERNER, T. : The FLUIDHAND III: A Multifunctional Prosthetic Hand. In: *JPO Journal of Prosthetics & Orthotics* 21 (2009), April, S. 91–96
- [120] GAISER, I. ; SCHULZ, S. ; BREITWIESER, H. ; BRETTHAUER, G. : Enhanced Flexible Fluidic actuators for biologically inspired lightweight robots with inherent compliance. In: *Robotics and Biomimetics (ROBIO), 2010 IEEE International Conference on*, 2010, S. 1423 –1428
- [121] GAISER, I. ; SCHULZ, S. ; KARGOV, A. ; KLOSEK, H. ; BIERBAUM, A. ; PYLATIUK, C. ; OBERLE, R. ; WERNER, T. ; ASFOUR, T. ; BRETTHAUER, G. ; DILLMANN, R. : A new anthropomorphic robotic hand. In: *Humanoid Robots, 2008. Humanoids 2008. 8th IEEE-RAS International Conference on*, 2008, S. 418 –422
- [122] GAISER, I. ; WIEGAND, R. ; IVLEV, O. ; ANDRES, A. ; BREITWIESER, H. ; SCHULZ, S. ; BRETTHAUER, G. : Compliant Robotics and Automation with Flexible Fluidic Actuators and Inflatable Structures. In: *Smart actuation and sensing systems - Recent advances and future challenges*. InTech, 2012 (ISBN 979-953-307-990-4)
- [123] GAUTHIER, G. : *JOINT PROSTHESIS*. Patent, US 4,367,562. January 1983

- [124] GENDOLLA, P. : *Anatomien der Puppe : zur Geschichte des MaschinenMenschen bei Jean Paul, E.T.A. Hoffmann, Villiers de l'Isle-Adam und Hans Bellmer*. Heidelberg : Winter, 1992 (Reihe Siegen ; 113 : Germanistische Abteilung)
- [125] GENT, A. N.: *Engineering with Rubber - How to Design Rubber Components (2nd edition)*. Hanser Publishers. – – S.
- [126] GENT, R. P. Alan N. [Hrsg.] ; Campion C. Alan N. [Hrsg.] ; Campion (Hrsg.): *Engineering with rubber : how to design rubber components*. 2. ed. Munich : Hanser, 2001. – Pp. : DM 188.00
- [127] GIESLER, J. V.: *Attachment of heads to bellows*. Patent, US 1870904. August 1932
- [128] GRAF, B. ; REISER, U. ; HAGELE, M. ; MAUZ, K. ; KLEIN, P. : Robotic home assistant Care-O-bot 3 - product vision and innovation platform. In: *Advanced Robotics and its Social Impacts (ARSO), 2009 IEEE Workshop on, 2009*, S. 139 –144
- [129] GRANOSIK, G. ; BORENSTEIN, J. : The OmniTread serpentine robot with pneumatic joint actuation. In: *Robot Motion and Control, 2005. RoMoCo '05. Proceedings of the Fifth International Workshop on, 2005*, S. 105 – 110
- [130] GRANOSIK, G. : Pneumatic Actuators for Climbing, Walking and Serpentine Robots. In: HABIB, M. K. (Hrsg.): *I-Tech*. Vienna, September 2007
- [131] GRAU, C. : There Is No „I“ in „Robot“: Robots and Utilitarianism. In: *Intelligent Systems, IEEE* 21 (2006), jul., Nr. 4, S. 52 –55
- [132] GREBENSTEIN, M. ; CHALON, M. ; HIRZINGER, G. ; SIEGWART, R. : Antagonistically driven finger design for the anthropomorphic DLR Hand Arm System. In: *Humanoid Robots (Humanoids), 2010 10th IEEE-RAS International Conference on, 2010*, S. 609 –616
- [133] GREEF, A. D. ; LAMBERT, P. ; DELCHAMBRE, A. : Towards flexible medical instruments: Review of flexible fluidic actuators. In: *Precision Engineering* 33 (2009), Nr. 4, 311 - 321
- [134] GRIEBEL, S. ; FIEDLER, P. ; STRENG, A. ; HAUEISEN, J. ; ZENTNER, L. : Medical sensor placement with a screw motion. In: *Actuator 10 / International Conference on New Actuators*. Bremen, Germany, June 14-16 2010, S. 1047–1050
- [135] GRIFFITHS, G. Paul J. (. Paul J. (Chester: *Air spring*. Patent, US 7104561. September 2006

- [136] GROSS, D. ; HAUGER, W. ; SCHRÖDER, J. ; A.WALL, W. ; GROSS, D. (Hrsg.) ; HAUGER, W. (Hrsg.) ; SCHRÖDER, J. (Hrsg.) ; A.WALL, W. (Hrsg.): *Technische Mechanik - Band2: Elastostatik*. Springer, 2009
- [137] GUDO, M. : The development of the critical theory of evolution: The scientific career of Wolfgang F. Gutmann. In: *Theory in Biosciences* 121 (2002), März, Nr. 1, 101–137
- [138] GUDO, M. ; GRASSHOFF, M. : The origin and early evolution of chordates: The Hydroskelett-Theorie and new insights towards a metameric ancestor. In: *Palaeobiodiversity and Palaeoenvironments* 82 (2002), Jun., Nr. 1, 325–345
- [139] GUTMANN, M. : Autonome technische Systeme. In: *TECHNIKFOLGENABSCHÄTZUNG - Theorie und Praxis* 18 (2009), Mai, Nr. 1, S. 82–86
- [140] GUTMANN, W. F.: *Zu Bau und Leistung von Tierkonstruktionen (4-6)*. Frankfurt a. M., 1966 (Abhandlungen der Senckenbergischen Naturforschenden Gesellschaft ; Senckenberg am Meer ; 238)
- [141] GUTMANN, W. F.: *Die Hydroskelett-Theorie : Abriß der Coelomaten-Herleitung von einer metameren Vorläufer-Konstruktion*. Frankfurt a. M. : Kramer, 1972 (Aufsätze und Reden der Senckenbergischen Naturforschenden Gesellschaft ; 21)
- [142] HADDADIN, S. ; ALBU-SCHAFFER, A. ; FROMMBERGER, M. ; ROSSMANN, J. ; HIRZINGER, G. : The DLR crash report: Towards a standard crash-testing protocol for robot safety - Part II: Discussions. In: *Robotics and Automation, 2009. ICRA '09. IEEE International Conference on*, 2009, S. 280 –287
- [143] HADDADIN, S. ; ALBU-SCHAEFFER, A. ; HIRZINGER, G. : Safety evaluation of physical human-robot interaction via crash-testing. In: *Robotics: Science and Systems III*. Atlante, June 2007
- [144] HADDADIN, S. ; ALBU-SCHAFFER, A. ; FROMMBERGER, M. ; ROSSMANN, J. ; HIRZINGER, G. : The DLR Crash Report : Towards a standard crash-testing protocol for robot safety - Part I: Results. In: *Robotics and Automation, 2009. ICRA '09. IEEE International Conference on*, 2009, S. 272 –279
- [145] HADDADIN, S. ; SUPPA, M. ; FUCHS, S. ; BODENMÜLLER, T. ; ALBU-SCHÄFFER, A. ; HIRZINGER, G. : Towards the Robotic Co-Worker. In: *at - Automatisierungstechnik* 58 (2010), November, Nr. 12, 695-708
- [146] HAEGELE, M. ; NEUGEBAUER, J. ; SCHRAFT, R. : From Robots to Robot Assistants. In: *32nd ISR(International Symposium on Robotics)*, 2001

- [147] HAEGELE, M. : World Robotics 2010 Service Robots - Foreword / IFR - International Federation of Robotics. Frankfurt a.M., 2010. – Forschungsbericht
- [148] HAINES, D. M. ; SCHULER, T. F.: *Dispersible aramid pulp*. Patent, US 5084136. January 1992
- [149] HAMNER, B. ; KOTERBA, S. ; SHI, J. ; SIMMONS, R. ; SINGH, S. : An autonomous mobile manipulator for assembly tasks. In: *Autonomous Robots* 28 (2010), January, Nr. 1, S. 131 – 149
- [150] HARVILL, Y. L. ; ZIMMERMAN, T. G. ; GRIMAUD, J.-J. : *Motion sensor which produces an asymmetrical signal in response to symmetrical movement*. Patent, US 5097252. March 1992
- [151] HEARLE, J. (Hrsg.): *High-performance fibres*. Cambridge : Woodhead Publishing Limited, 2001
- [152] HEINSTEIN, R. : Servicerobotik. In: GMBH, V. . V. I. . T. (Hrsg.): *BMW Konvergenzstudie - VDI / VDE Innovation + Technik GmbH*. Berlin : VDI / VDE Innovation + Technik GmbH, Mai 7 2010
- [153] HELMS, E. : ASSISTOR - Assistierende, interaktive und sicher im industriellen Umfeld agierende ortsflexible Roboter. In: *Fraunhofer Publica* (2003)
- [154] HENDERSON, D. : Simple Ceramic Motor - Inspiring Smaller Products. In: *Actuator 2006*. Bremen, Germany, June 2006
- [155] HENNEQUIN, J. R. ; FLUCK, P. : *Motorized joint*. Patent, US 4944755. July 1990
- [156] HENRIKSEN, T. K.: Trends in Materials Requirements in Spacecraft Structures and Mechanisms. In: *Materials KTN 2nd Annual General Meeting*, 2008
- [157] HERTEL, B. : Personnel Qualification and Work Structuring in Robot-Automated Manufacturing Systems - Exemplified by the Application of Industrial Robots for Body Shell Assembly at Audi, Ingolstadt. In: MARTENSSON, N. (Hrsg.): *Proceedings on 14th International Symposium on Industrial Robots*. Gothenburg, Sweden, October 2-4 1984
- [158] HESSE, S. : *Der Fluidic Muscle in der Anwendung*. Esslingen : Festo AG & Co. KG, 2003 (Blue Digest on Automation)
- [159] HESSELBACH, J. ; RAATZ, A. ; KUNZMANN, H. : Performance of Pseudo-Elastic Flexure Hinges in Parallel Robots for Micro-Assembly Tasks. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 53 (2004), Nr. 1, 329 - 332

- [160] HETTINGA, S. : *Extruded-in fabric hinge and method of making same*. Patent, US 5,945,053. August 1999,
- [161] HÖHNE, J. : *Untersuchungen zur Stabilität von geometrisch nichtlinearen Berechnungen*, Technische Universität Berlin, Diplomarbeit, 2003
- [162] HIRAI, S. ; CUSIN, P. ; TANIGAWA, H. ; MASUI, T. ; KONISHI, S. ; KAWAMURA, S. : Qualitative synthesis of deformable cylindrical actuators through constraint topology, 2000, S. 197 –202
- [163] HIRAI, S. ; MASUI, T. ; KAWAMUR, S. : Prototyping pneumatic group actuators composed of multiple single-motion elastic tubes. In: *Robotics and Automation, 2001. Proceedings 2001 ICRA. IEEE International Conference on* Bd. 4, 2001, S. 3807 – 3812
- [164] HIRZINGER, G. ; SPORER, N. ; ALBU-SCHÄFFER, A. ; HAHNLE, M. ; KRENN, R. ; PASCUCCI, A. ; SCHEDL, M. : DLR's torque-controlled light weight robot III. Are we reaching the technological limits now? In: *Robotics and Automation, 2002. Proceedings. ICRA '02. IEEE International Conference on* Bd. 2, 2002, S. 1710 – 1716
- [165] HO, T. ; LEE, S. : Design and implementation of an SMA-actuated jumping robot. In: *Intelligent Robots and Systems (IROS), 2010 IEEE/RSJ International Conference on*, 2010, S. 3530 –3535
- [166] HOERBIGER HOLDING AG: *Membranzylinder: Die sicherste Art Energie zu sparen*. Hoerbiger Holding AG, 2011
- [167] HOOVER, A. ; FEARING, R. : Fast scale prototyping for folded millirobots. In: *Robotics and Automation, 2008. ICRA 2008. IEEE International Conference on*, 2008, S. 886 –892
- [168] HORROCKS, A. ; ANAND, S. : *Handbook of Technical Textiles*. Woodhead Publishing. – S.
- [169] HOWELL, L. : *Compliant Mechanisms*. John Wiley & Sons INC., 2002
- [170] HUNTER, I. ; LAFONTAINE, S. : A comparison of muscle with artificial actuators. In: *IEEE, Solid-State Sensor and Actuator Workshop*, 1992, S. 178 –185
- [171] HUSKA, P. : *Fluid displacement actuator*. Patent, US 3229590. January 1966
- [172] HUSKA, P. : *Rotary fluid displacement device*. Patent, US 3246580. April 1966

- [173] IFR - INTERNATIONAL FEDERATION OF ROBOTICS: Serviceroboter in gewerblichen Anwendungen setzen sich durch / IFR - International Federation of Robotics. Frankfurt a.M., September 30 2009. – Forschungsbericht
- [174] IFR - INTERNATIONAL FEDERATION OF ROBOTICS: Executive Summary of World Robotics 2010 / IFR - International Federation of Robotics. Frankfurt a.M., 2010. – Forschungsbericht
- [175] IFR - INTERNATIONAL FEDERATION OF ROBOTICS: Serviceroboter etablieren sich erfolgreich / IFR - International Federation of Robotics. Frankfurt a.M., September 14 2010. – Forschungsbericht
- [176] IFR - INTERNATIONAL FEDERATION OF ROBOTICS: Executive Summary of World Robotics 2014 / IFR - International Federation of Robotics. Frankfurt a.M., 2014. – Forschungsbericht
- [177] ILIEVSKI, F. ; MAZZEO, A. D. ; SHEPHERD, R. F. ; CHEN, X. ; WHITESIDES, G. M.: Soft Robotics for Chemists. In: *Angewandte Chemie International Edition* 50 (2011), Nr. 8, 1890–1895
- [178] IMMIGA, G. ; ANTONELLI, K. : The KSI tentacle manipulator. In: *Robotics and Automation, 1995. Proceedings., 1995 IEEE International Conference on* Bd. 3, 1995, S. 3149–3154
- [179] IMMIGA, G. : *Tension actuator load suspension system*. Patent , US 4826206. May 1989
- [180] IMMIGA, G. ; KUKOLJ, M. : *Axially contractable actuator*. Patent, US 4939982. July 1990
- [181] IVERSEN, E. K.: Im Absicherungsmodus arbeiten Mensch und Maschine zusammen. In: *MM Maschinenmarkt* 18 (2010), Mai 3, S. 44–45
- [182] IVLEV, O. : Soft fluidic actuators of rotary type for safe physical human-machine interaction. In: *Rehabilitation Robotics, 2009. ICORR 2009. IEEE International Conference on*, 2009, S. 1–5
- [183] JACOBELLIS, A. : *Rotary actuator*. Patent, US 3680982. August 1972
- [184] JACOBELLIS, A. : *Rotary actuator*. Patent, US 3783746. January 1974
- [185] JACOBSEN, S. ; IVERSEN, E. ; KNUTTI, D. ; JOHNSON, R. ; BIGGERS, K. : Design of the Utah/M.I.T. Dextrous Hand. In: *Robotics and Automation. Proceedings. 1986 IEEE International Conference on* Bd. 3, 1986, S. 1520 – 1532

- [186] JAIN, A. ; KEMP, C. : EL-E: an assistive mobile manipulator that autonomously fetches objects from flat surfaces. In: *Autonomous Robots* 28 (2010), 45-64
- [187] JAMAL, R. ; HAGESTEDT, A. : *LabView: Das Grundlagenbuch*. München : Addison-Wesley, 2004 (4. Auflage)
- [188] JANOCHA, H. H. (Hrsg.): *Adaptronics and smart structures: basics, materials, design, and applications; with 17 tables*. 2., rev. ed. Springer
- [189] JOBIN, J. ; BUDDENBERG, H. ; HERDER, J. : An underactuated Prosthesis Finger Mechanism with Rolling Joints. In: *ASME Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 2004
- [190] JOHNSON, M. ; WISNESKI, K. ; ANDERSON, J. ; NATHAN, D. ; SMITH, R. : Development of ADLER: The Activities of Daily Living Exercise Robot. In: *Biomedical Robotics and Biomechatronics, 2006. BioRob 2006. The First IEEE/RAS-EMBS International Conference on*, 2006, S. 881 –886
- [191] JOHNSTON, L. B.: *Fluid actuated displacement and positioning system*. Patent, US 3202061. August 1965
- [192] JONES, J. A.: Inflatable Robotics for Planetary Applications. In: *Proceeding of the 6th International Symposium on Artificial Intelligence and Robotics & Automation in Space: i-SAIRAS*. St-Hubert, Quebec, Canada, June 18-22 2001
- [193] JOSSI AG: *Handling-Roboter Katana*. Islikon: Jossi AG, 2011
- [194] JUNGnickel, U. : *Miniaturisierte Positioniersysteme mit mehreren Freiheitsgraden auf der Basis monolithischer Strukturen*, Technischen Universität Darmstadt, Diss., 1972
- [195] K.-H. GROTE UND J. FELDHUSEN (Hrsg.): *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer, 2007
- [196] KAHN, P. ; STUBSTAD, J. A.: *Joint prosthesis*. Patent, US 3,886,600. June 1975,
- [197] KAMEYAMA, J. ; HANDA, Y. ; HOSHIMIYA, N. ; SAKURAI, M. : Restoration of Shoulder Movement in Quadriplegic and Hemiplegic Patients by Functional Electrical Stimulation Using Percutaneous Multiple Electrodes. In: *The Tohoku Journal of Experimental Medicine* 187 (1999), Nr. 4, S. 329–337
- [198] KANEKO, K. ; KANEHIRO, F. ; MORISAWA, M. ; AKACHI, K. ; MIYAMORI, G. ; HAYASHI, A. ; KANEHIRA, N. : Humanoid robot HRP-4 - Humanoid robotics platform with lightweight and slim body. In: *Intelligent Robots and Systems (IROS), 2011 IEEE/RSJ International Conference on*, 2011, S. 4400–4407

- [199] KARGOV, A. ; ASFOUR, T. ; PYLATIUK, C. ; OBERLE, R. ; KLOSEK, H. ; SCHULZ, S. ; REGENSTEIN, K. ; BRETTHAUER, G. ; DILLMANN, R. : Development of an anthropomorphic hand for a mobile assistive robot. In: *Proceedings of the 9th International Conference on Rehabilitation Robotics ICORR*, 2005, S. 182–186
- [200] KARGOV, A. ; ASFOUR, T. ; PYLATIUK, C. ; OBERLE, R. ; KLOSEK, H. ; SCHULZ, S. ; REGENSTEIN, K. ; BRETTHAUER, G. ; DILLMANN, R. : Development of an anthropomorphic hand for a mobile assistive robot. In: *Proceedings of the 9th International Conference on Rehabilitation Robotics ICORR*, 2005, S. 182–186
- [201] KARGOV, A. ; BREITWIESER, H. ; KLOSEK, H. ; PYLATIUK, C. ; SCHULZ, S. ; BRETTHAUER, G. : Design of a Modular Arm Robot System based on Flexible Fluidic Drive Elements. In: *Proceedings of the 2007 IEEE 10th International Conference on Rehabilitation Robotics*. Noordwij, Netherlands, June 12-15 2007, S. 269–273
- [202] KARGOV, A. ; GAISER, I. ; KLOSEK, H. ; PYLATIUK, C. ; OBERLE, R. ; WERNER, T. ; SCHULZ, S. ; BRETTHAUER, G. : Design and evaluation of a pneumatically driven anthropomorphic gripper for service robotics. In: *Proceedings of the International Scientific and Technological Exhibition Congress „Mechatronics and Robotics“*. St. Petersburg, October 2-5 2007
- [203] KARGOV, A. ; PYLATIUK, C. ; OBERLE, R. ; KLOSEK, H. ; WERNER, T. ; ROESSLER, W. ; SCHULZ, S. : Development of a Multifunctional Cosmetic Prosthetic Hand. In: *Rehabilitation Robotics, 2007. ICORR 2007. IEEE 10th International Conference on*, 2007, S. 550–553
- [204] KARGOV, A. ; PYLATIUK, C. ; SCHULZ, S. : Study of Fluidic Actuators in Prosthetic Hands. In: BORGMANN, H. (Hrsg.): *10th International Conference on New Actuators & 4th International Exhibition on Smart Actuators and Drive Systems*, HVG Hanseatische Veranstaltungs-GmbH Division Messe Bremen Germany, 14 16 June 2006 2006
- [205] KARGOV, A. ; WERNER, T. ; PYLATIUK, C. ; SCHULZ, S. : Development of a miniaturised hydraulic actuation system for artificial hands. In: *Sensors and Actuators A: Physical* 141 (2008), Nr. 2, 548 - 557
- [206] KARGOV, A. ; IVLEV, O. ; PYLATIUK, C. ; ASFOUR, T. ; SCHULZ, S. ; GRÄSER, A. ; DILLMANN, R. ; BRETTHAUER, G. : Applications of a fluidic artificial hand in the field of rehabilitation. (2007), Nr. ISBN 978-3-902613-01-1, S. pp.261–286. – [www.ars-journal.com](http://www.ars-journal.com)

- [207] KARGOV, A. ; PYLATIUK, C. ; MARTIN, J. ; SCHULZ, S. ; DÄLLERLEIN, L. : A comparison of the grip force distribution in natural hands and in prosthetic hands. In: *Disability & Rehabilitation* 26 (2004), Nr. 12, 705–711
- [208] KARWOWSKI, W. ; RAHIMI, M. ; PARSAEI, H. ; AMARNATH, B. R. ; PONGPATANASUEGSA, N. : The effect of simulated accident on worker safety behavior around industrial robots. In: *International Journal of Industrial Ergonomics* 7 (1991), Nr. 3, 229 - 239
- [209] KENALEY, G. ; CUTKOSKY, M. : Electrorheological fluid-based robotic fingers with tactile sensing. In: *Robotics and Automation, 1989. Proceedings., 1989 IEEE International Conference on*, 1989, S. 132 –136 vol.1
- [210] KESKENY, J. ; HUBA, A. ; MUKA, I. : High Elastic Bionic Based Robot and Gripper. In: *Mechatronics, 2006 IEEE International Conference on*, 2006, S. 236 –241
- [211] KHATIB, O. ; YOKOI, K. ; BROCK, O. ; CHANG, K. ; CASAL, A. : Robots in human environments. In: *Robot Motion and Control, 1999. RoMoCo '99. Proceedings of the First Workshop on*, 1999, S. 213 –221
- [212] KIGUCHI, K. ; ESAKI, R. ; FUKUDA, T. : Development of a wearable exoskeleton for daily forearm motion assist. In: *Advanced Robotics* 19 (2005), Nr. 7, 751-771
- [213] KIIL, H.-E. ; BENSLIMANE, M. : Scalable industrial manufacturing of DEAP. In: *Electroactive Polymer Actuators and Devices*. SPIE, 72870R
- [214] KIMURA, H. ; KAJIMURA, F. ; MARUYAMA, D. ; KOSEKI, M. ; INOU, N. : Flexible Hermetically-Sealed Mobile Robot for Narrow Spaces Using Hydrostatic Skeleton Driving Mechanism. In: *Intelligent Robots and Systems, 2006 IEEE/RSJ International Conference on*, 2006, S. 4006 –4011
- [215] KLEIN, J. ; SPENCER, S. ; ALLINGTON, J. ; MINAKATA, K. ; WOLBRECHT, E. ; SMITH, R. ; BOBROW, J. ; REINKENSMEYER, D. : Biomimetic orthosis for the neurorehabilitation of the elbow and shoulder (BONES). In: *Biomedical Robotics and Biomechanics, 2008. BioRob 2008. 2nd IEEE RAS EMBS International Conference on*, 2008, S. 535–541
- [216] KLEINKNECHT, H. : Rhenogran® P91 und Rhenogran® AFP - vordispersierte, polymergebundene Aramid-Kurzfaserpulpe / Rhein Chemie Rheinau GmbH. 2008 (74). – Forschungsbericht
- [217] KLEINKNECHT, H. ; SCHUCH, A. ; DEGEN, I. : *Process for the production of master-batches containing short fibres or pulps*. Patent, US 6160039. December 2000

- [218] KLEINWACHTER, H. ; GEERK, J. : *Device with a pressurizable variable capacity chamber transforming fluid pressure into a motion*. Patent, US 3638536. February 1972
- [219] KOCH, J. : *Verfahren zur Herstellung eines halbstarren, faltbaren, aus mehreren bedeckten Solarzellen (Cics) hergestellten Solargenerators*. Patent, DE 3415963A1. April 1984,
- [220] KOHNKE, P. : ANSYS Mechanical APDL and Mechanical Applications Theory Reference / ANSYS. 2010 (13). – Forschungsbericht
- [221] KONISHI, S. ; KAWAI, F. ; CUSIN, P. : Thin flexible end-effector using pneumatic balloon actuator. In: *Sensors and Actuators A: Physical* 89 (2001), Nr. 1-2, 28-35
- [222] KONISHI, S. ; SAWANO, S. ; KUSUDA, S. ; SAKAKIBARA, T. : Fluid-Resistive Bending Sensor Compatible with a Flexible Pneumatic Balloon Actuator. In: *Journal of Robotics and Mechatronics* 20 (2008), Nr. 3, S. 436–440
- [223] KOREN, Y. ; WEINSTEIN, Y. : *Inflatable structure*. Patent, US 5065640. November 1991
- [224] KOSCHNICK, F. : *Geometrische Locking-Effekte bei Finiten Elementen und ein allgemeines Konzept zu ihrer Vermeidung*, Technischen Universität München, Diss., 2004
- [225] KOUSSIOS, S. : *Filament Winding: a Unified Approach*, Technische Universiteit Delft, Diss., 2004
- [226] KOUSSIOS, S. ; BERGSMA, O. ; BEUKERS, A. : *Pressurizable structures comprising different surface sections*. Patent, WO 20041015312 A1. August 2004,
- [227] KRATZ, R. ; KLUG, S. ; STELZER, M. ; STRYK, O. von: Biologically Inspired Reflex Based Stabilization Control of a Humanoid Robot with Artificial SMA Muscles. In: *Robotics and Biomimetics, 2006. ROBIO '06. IEEE International Conference on*, 2006, S. 1089 –1094
- [228] KREBS, H. ; HOGAN, N. ; AISEN, M. ; VOLPE, B. : Robot-aided neurorehabilitation. In: *Rehabilitation Engineering, IEEE Transactions on* 6 (1998), Nr. 1, S. 75–87
- [229] KREUTZER, J. : Charakterisierung und Entwicklung von Systemen zur Positionsmessung in Festkörpergelenken. In: *Bachelorarbeit, Karlsruher Institut für Technologie* (2010)
- [230] KUKA ROBOTER GMBH: *LEICHTBAUROBOTER 4*, 2008
- [231] KUKA ROBOTER GMBH: *KR 40 PA - Der schnellste Palettierer seiner Klasse*, 2009
- [232] KUKA ROBOTER GMBH: *Serie 2000: Die Stapelprofis für höchste Dynamik*, 2009

- [233] KUKOLJ, M. : *Axially contractable actuator*. Patent Application, EP 0146261 (A1). November 1985,
- [234] KURODA, T. ; TABATA, Y. ; GOTO, A. ; IKUTA, H. ; MURAKAMI, M. : Consumer price data-glove for sign language recognition. In: *Proc. ICDVRAT*, 2004, S. 253–258
- [235] KUTSCHEID, T. : *Gelenk für Anwendungen in der Raumfahrt*. Patent, DE 19718671C1. Mai 1997,
- [236] LAFFRANCHI, M. ; TSAGARAKIS, N. ; CALDWELL, D. : Safe human robot interaction via energy regulation control. In: *Intelligent Robots and Systems, 2009. IROS 2009. IEEE/RSJ International Conference on*, 2009, S. 35 –41
- [237] LANGFORD, G. B.: *Flexible potentiometer*. Patent, US 5583476. December 1996
- [238] LARSSON, O. : *Flexible actuator*. Patent, US 4777868. October 1988
- [239] LAVAUD, D. S.: *Vorrichtung zur Erzeugung eines Über- oder Unterdruckes in Gasen oder Flüssigkeiten*. Patent , 4777868. Juli 1929,
- [240] LELY INDUSTRIES N.V.: *Lely Astronaut Melkrobotersystem*. Lely Industries N.V., 2011
- [241] LENS, T. ; KUNZ, J. ; TROMMER, C. ; KARGUTH, A. ; STRYK, O. von: BioRob-Arm: A Quickly Deployable and Intrinsically Safe, Light- Weight Robot Arm for Service Robotics Applications. In: *41st International Symposium on Robotics (ISR 2010) / 6th German Conference on Robotics (ROBOTIK 2010)*. Munich, Germany, June 2010, S. 905–910
- [242] LEWIS, D. J.: *Fiber reinforced inflatable restraining band for vehicles*. Patent, US 3830519. August 1974
- [243] LEWIS, J. : *Car Spring*. Patent, US 0004965. February 1847
- [244] LI, J. ; JIN, D. ; ZHANG, X. ; ZHANG, J. ; GRUVER, W. : An electrorheological fluid damper for robots. In: *Robotics and Automation, 1995. Proceedings., 1995 IEEE International Conference on* Bd. 3, 1995, S. 2631 –2636
- [245] LIRA, C. ; MENON, C. ; KIANFAR, K. ; SCARPA, F. : Bioinspired hydraulic joint for highly redundant robotic platforms. In: *Reconfigurable Mechanisms and Robots, 2009. ReMAR 2009. ASME/IFTOMM International Conference on*, 2009, S. 434 –438
- [246] LIU, H. ; MEUSEL, P. ; SEITZ, N. ; WILLBERG, B. ; HIRZINGER, G. ; JIN, M. ; LIU, Y. ; WEI, R. ; XIE, Z. : The modular multisensory DLR-HIT-Hand. In: *Mechanism and Machine Theory* 42 (2007), Nr. 5, 612 - 625

- [247] LIU, H. ; WU, K. ; MEUSEL, P. ; SEITZ, N. ; HIRZINGER, G. ; JIN, M. ; LIU, Y. ; FAN, S. ; LAN, T. ; CHEN, Z. : Multisensory five-finger dexterous hand: The DLR/HIT Hand II. In: *Intelligent Robots and Systems, 2008. IROS 2008. IEEE/RSJ International Conference on*, 2008, S. 3692 –3697
- [248] LOBONTIU, N. : *Compliant mechanisms: Design of flexure hinges*. CRC Press
- [249] LOH, C. S. ; YOKOI, H. ; ARAI, T. : New Shape Memory Alloy Actuator: Design and Application in the Prosthetic Hand. In: *Engineering in Medicine and Biology Society, 2005. IEEE-EMBS 2005. 27th Annual International Conference of the*, 2005, S. 6900 –6903
- [250] LOHMEIER, S. ; BUSCHMANN, T. ; ULBRICH, H. : Humanoid robot LOLA. In: *Robotics and Automation, 2009. ICRA '09. IEEE International Conference on*, 2009, S. 775–780
- [251] LOTTI, F. ; TIEZZI, P. ; VASSURA, G. ; BIAGIOTTI, L. ; MELCHIORRI, C. : UBH 3: an anthropomorphic hand with simplified endo-skeletal structure and soft continuous fingerpads. In: *Robotics and Automation, 2004. Proceedings. ICRA '04. 2004 IEEE International Conference on* Bd. 5, 2004, S. 4736 – 4741
- [252] LOU, M. C.: DEVELOPMENT AND APPLICATION OF SPACE INFLATABLE STRUCTURES. In: *22<sup>nd</sup> International Symposium on Space Technology and Science Jet Propulsion Laboratory, California Institute of Technology*. Pasadena, CA, USA, 2000
- [253] LUCA, A. D. ; ALBU-SCHAFFER, A. ; HADDADIN, S. ; HIRZINGER, G. : Collision Detection and Safe Reaction with the DLR-III Lightweight Manipulator Arm. In: *Intelligent Robots and Systems, 2006 IEEE/RSJ International Conference on*, 2006, S. 1623 –1630
- [254] MALLOY, H. C.: *Method of producing expansible collapsible elements*. Patent, US 1698164. January 1929
- [255] MANOONPONG, P. ; GENG, T. ; PORR, B. ; WORGOTTER, F. : The RunBot Architecture for Adaptive, Fast, Dynamic Walking. In: *Circuits and Systems, 2007. ISCAS 2007. IEEE International Symposium on*, 2007, S. 1181–1184
- [256] MARCKMANN, G. ; VERRON, E. : Comparison of Hyperelastic Models for Rubber-Like Materials. In: *Rubber Chemistry and Technology* 79 (2006), Nr. 5, 835-858
- [257] MARETTE, R. T.: *Actuator*. Patent, US 2991763. July 1961
- [258] MARK, J. E. (Hrsg.) ; ERMAN, B. (Hrsg.) ; EIRICH, F. R. (Hrsg.): *Science and Technology of RUBBER*. Elsevier Academic Press, 2005

- [259] MARSHALL SPACE FLIGHT CENTER, A. : Inflatable Tubular Structures Rigidized With Foams / Marshall Space Flight Center, Alabama. 2010. – Forschungsbericht
- [260] MARTIN, J. C.: *Ein Beitrag zur Integration von Sensoren in eine anthropomorphe künstliche Hand mit flexiblen Fluidaktoren*, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2004
- [261] MARUYAMA, D. ; KIMURA, H. ; KOSEKI, M. ; INOU, N. : Driving force and structural strength evaluation of a flexible mechanical system with a hydrostatic skeleton. In: *Journal of Zhejiang University - Science A* 11 (2010), 255-262. – 10.1631/jzus.A000030
- [262] MCMAHAN, W. ; CHITRAKARAN, V. ; CSENSITS, M. ; DAWSON, D. ; WALKER, I. ; JONES, B. ; PRITTS, M. ; DIENNO, D. ; GRISSOM, M. ; RAHN, C. : Field trials and testing of the OctArm continuum manipulator. In: *Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006. Proceedings 2006 IEEE International Conference on*, 2006, S. 2336–2341
- [263] MEASUREMENT SPECIALTIES: MS5803-14BA Miniature 14 bar Module / measurement specialties. 2011. – Forschungsbericht
- [264] MEMBERG, W. D. ; CRAGO, P. E. ; KEITH, M. W.: Restoration of elbow extension via functional electrical stimulation in individuals with tetraplegia. In: *Journal of Rehabilitation Research & Development* 40 (2003), November, Nr. 6, S. 477–486
- [265] MENON, C. ; LIRA, C. : Active articulation for future space applications inspired by the hydraulic system of spiders. In: *Bioinspiration & Biomimetics* 1 (2006), Nr. 2, 52
- [266] METTA, G. ; SANDINI, G. ; VERNON, D. ; NATALE, L. ; NORI, F. : The iCub Humanoid Robot: An Open Platform for Research in Embodied Cognition. In: *Proceedings of the 8th Workshop on Performance Metrics for Intelligent Systems*. ACM (PerMIS '08), 50–56
- [267] MITSCHERLICH, H. ; GUNSCHMANN, K. ; KÖRBER, W. ; SCHMIDT-EVERS, J. : *Gelenkprothese*. Offenlegungsschrift, 2444668 A1. September 1974,
- [268] MÜLLER-TAMM, P. ; SYKORA, K. : Puppen, Körper, Automaten, Phantasmen der Moderne. In: MÜLLER-TAMM, P. H. (Hrsg.) ; BREDEKAMP, H. (Hrsg.): *erscheint anlässlich der Ausstellung Puppen, Körper, Automaten - Phantasmen der Moderne, Kunstsammlung Nordrhein-Westfalen, Düsseldorf, vom 24. Juli bis 17. Oktober 1999*. Oktagon
- [269] MOHSEMANESH, A. ; WARD, S. ; GILCHRIST, M. : Stress analysis of a multi-laminated tractor tyre using non-linear 3D finite element analysis. In: *Materials and Design* 30 (2009), S. 1124–1132

- [270] MOHSENIANESH, A. ; WARDA, S. M. ; OWENDE, P. O. ; JAVADI, A. : Modelling of pneumatic tractor tyre interaction with multi-layered soil. In: *Biosystems Engineering* 104 (2009), S. 191–198
- [271] MONROE, J. W.: *Jointed assembly actuated by fluid pressure*. Patent, US 5351602. October 1994
- [272] MOONEY, M. : A theory of large elastic deformation. In: *Journal of Applied Physics* 11 (1940), Nr. 9, 582-592. – cited By (since 1996) 427
- [273] MORIN, A. H.: *Elastic diaphragm*. Patent, US 2642091. June 1953
- [274] MORSE, R. V.: *Pneumatic jack*. Patent, US 2140325. December 1938
- [275] MOUNIER, S. : *Entwicklung einer realitätsnahen Krafterückkopplung bei fluidisch betriebenen Handprothesen*, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2004
- [276] MOUNT, W. S.: *Expansion chamber devices*. Patent, US 4557182. December 1985
- [277] MÅRTENSSON, L. : Interaction between man and robots. In: *Robotics* 3 (1987), Nr. 1, 47 - 52. – Special Issue: Industrial Robotics
- [278] MSC.SOFTWARE GMBH: *Nonlinear Finite Element Analysis of Elastomers / MSC.Software GmbH*. 2010. – Forschungsbericht
- [279] MULLINS, L. : Softening of Rubber by Deformation. In: *Rubber Chemistry and Technology* 42 (1969), Nr. 1, 339-362
- [280] MUNZINGER, C. ; KOHL, M. : *Vorlesungsskript Aktorik*. Universität Karlsruhe, 2009
- [281] MURPHY, R. ; WOODS, D. : Beyond Asimov: The Three Laws of Responsible Robotics. In: *Intelligent Systems, IEEE* 24 (2009), July, Nr. 4, S. 14 –20
- [282] MURRAY, I. A. ; JOHNSON, G. R.: A study of the external forces and moments at the shoulder and elbow while performing every day tasks. In: *Clinical Biomechanics* 19 (2004), Nr. 6, 586 - 594
- [283] M.VÖHRINGER, E. : Methode zur Bestimmung der Materialparameter - Simulation komplexer Beanspruchungszustände von Elastomeren. In: *KGK - Kautschuk Gummi Kunststoffe* Juni (2007), S. 312 –321
- [284] NAKAMURA, T. ; SAGA, N. ; NAKAZAWA, M. ; KAWAMURA, T. : Development of a soft manipulator using a smart flexible joint for safe contact with humans. In: *Advanced Intelligent Mechatronics, 2003. AIM 2003. Proceedings. 2003 IEEE/ASME International Conference on* Bd. 1, 2003, S. 441 – 446

- [285] NAKASATO, E. ; KATAYAMA, N. ; HORI, T. ; KAKINUMA, A. : *Flap hinge mechanism and method for manufacturing the same*. Patent Application, EP 1 085 152 A3. September 2000
- [286] NAUNDORF, I. : *Morphologie und mechanisches Verhalten von Filmscharnieren aus Kunststoff*, Universität Stuttgart, Diss., 1997
- [287] NEE, M. J.: *Actuator*. Patent, US 3051143. August 1962
- [288] NEGISHI, K. : *Double-acting flexible wall actuator*. Patent, US 5067390. November 1991
- [289] NEGISHI, K. ; SATO, T. : *Bendable actuator*. Patent, US 5079999. January 1992
- [290] NENDERES, H. ; KONTER, A. : Advanced FE analysis of elastomeric automobile components under realistic loading conditions. In: DORFMANN (Hrsg.) ; MUHR (Hrsg.) ; MARC Analysis Research Corporation - Europe, Zoetermeer, Netherlands (Veranst.): *Constitutive Models for Rubber* MARC Analysis Research Corporation - Europe, Zoetermeer, Netherlands, 1999
- [291] NICOLAISEN, P. : Safety problems related to robots. In: *Robotics* 3 (1987), Nr. 2, 205 - 211. – Special Issue: Sensors
- [292] NOOIJ, S. : *Feasibility of IGW technology in offloading hoses*, TU Delft, Civil Engineering, Diplomarbeit, June 2006
- [293] OBERER, S. ; SCHRAFT, R. : Robot-Dummy Crash Tests for Robot Safety Assessment. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Rome, Italy, April 2007, S. 2934 –2939
- [294] OBLAK, J. ; MATJACIC, Z. : Design of a series visco-elastic actuator for multi-purpose rehabilitation haptic device. In: *Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation* 8 (2011), 1-14. – 10.1186/1743-0003-8-3
- [295] OGDEN, R. W.: Mechanics of Rubberlike Solids. Version: 2005. In: GUTKOWSKI, W. (Hrsg.) ; KOWALEWSKI, T. A. (Hrsg.): *Mechanics of the 21st Century*. Springer Netherlands, 263-274. – 10.1007/1-4020-3559-417
- [296] ORNDORFF, R. L.: *Gripping device*. Patent, US 3601442. August 1971
- [297] PACK, R. ; CHRISTOPHER, J. J.L. ; KAWAMURA, K. : A Rubbertuator-based structure-climbing inspection robot. In: *Robotics and Automation, 1997. Proceedings., 1997 IEEE International Conference on* Bd. 3, 1997, S. 1869 –1874

- [298] PARK, I.-W. ; KIM, J.-Y. ; LEE, J. ; KIM, M.-S. ; CHO, B.-K. ; OH, J.-H. ; HACKEL, M. (Hrsg.): *Development of Biped Humanoid Robots at the Humanoid Robot Research Center, Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST)*. Available from: <http://www.intechopen.com>, 2007
- [299] PARLITZ, C. : Assistenzroboter im Haushalt - aktueller Entwicklungsstand heute und morgen. In: *Fraunhofer Publica* (2009)
- [300] PARRY, D. A. ; BROWN, R. H. J.: The Hydraulic Mechanism of the Spider Leg. In: *J Exp Biol* 36 (1959), Nr. 2, 423-433
- [301] PARRY, D. A. ; BROWN, R. H. J.: The Jumping Mechanism of Salticid Spiders. In: *J Exp Biol* 36 (1959), Nr. 4, 654-664
- [302] PASTOR, J. ; BELFIORE, N. ; PENNESTRI, E. : An atlas of linkage-type robotic grippers. In: *Mechanism and Machine Theory* 32 (October 1997), S. 811–833(23)
- [303] PATTERSON, J. M.: *Lifting jack*. Patent, US 2001744. May 1935
- [304] PAYNTER, H. M.: *All-elastomer fluid-pressure-actuable twistors and twistor drive assemblies*. Patent, US 5090297. February 1992
- [305] PAYNTER, H. M.: *Fluid-driven torsional operators for turning rotary valves and the like*. Patent, US 4108050. August 1978,
- [306] PAYNTER, H. M.: *High pressure fluid-driven tension actuators and method for constructing them*. Patent, US 4751869. June 1988
- [307] PAYNTER, H. M.: *Hyperboloid of revolution fluid-driven tension actuators and method of making*. Patent, US 4721030. January 1988
- [308] PAYNTER, H. M.: *Tension actuated pressurized gas driven rotary motors*. Patent, US 3854383. December 1974
- [309] PI-PHYSIK INSTRUMENTE: Capacitive Position Sensors - Nanometrology Solutions - 2007 / PI-Physik Instrumente. 2007. – Forschungsbericht
- [310] PILKAUSKAS, K. ; GAIDYS, R. ; LIRA, C. : Adaptive structures based on smart stick concept for robotic applications. In: *Proceedings IMAC XXV Conference on Structural Dynamics*, 2006
- [311] PONS, J. ; ROCON, E. ; CERES, R. ; REYNAERTS, D. ; SARO, B. ; LEVIN, S. ; VAN MOORLEGHEM, W. : The MANUS-HAND Dextrous Robotics Upper Limb Prosthesis: Mechanical and Manipulation Aspects. In: *Autonomous Robots* 16 (2004), 143-163

- [312] PRIEGELMEIR, W. ; HEILMEIER, G. : *Gelenk*. Patentanmeldung, EP 1 738 895 A1. January 2007,
- [313] PRIOR, S. ; WARNER, P. ; WHITE, A. ; PARSONS, J. ; GILL, R. : Actuators for rehabilitation robots. In: *Mechatronics* 3 (1993), Nr. 3, 285 - 294. – Special Issue Robot Actuators
- [314] PYLATIUK, C. ; KARGOV, A. ; GAISER, I. ; WERNER, T. ; SCHULZ, S. ; BRETTHAUER, G. : Design of a flexible fluidic actuation system for a hybrid elbow orthosis. In: *Rehabilitation Robotics, 2009. ICORR 2009. IEEE International Conference on*, 2009, S. 167–171
- [315] PYLATIUK, C. ; KARGOV, A. ; SCHULZ, S. ; BRETTHAUER, G. : A sensory feedback system for prosthetic hands. In: TECHNIK, B. (Hrsg.): *14th International Conference of Medical Physics (ICMP 2005)* Bd. 50. Nürnberg, 14.-17. September 2005, S. 1521–2
- [316] PYLATIUK, C. ; SCHULZ, S. : Neuentwicklung einer Prothesenhand. In: *Orthopädie Technik* Bd. 8, 2002, S. 628–633
- [317] PYLATIUK, C. ; SCHULZ, S. ; BRETTHAUER, G. : Entwicklung flexibler Fluidaktoren und ihr Einsatz in der Medizintechnik. In: *Medizinisch-Orthopädische Technik* 6 (2000), Nov./Dez., S. 186–189
- [318] PYLATIUK, C. ; SCHULZ, S. ; DÖDERLEIN, L. : Design and evaluation of a multifunction myoelectric prosthetic hand with force feedback system and fluidic actuators for different grasping types. In: *Innovation in Rehabilitation: Applying Theory to Practice Conf.* Rotorua, NZ, February 16-17 2007
- [319] RAMADAN, A. ; INOUE, K. ; ARAI, T. ; TAKUBO, T. : New Hybrid Two-Fingered Micro-Nano Manipulator Hand: Optimization and Design. In: *Mechatronics and Automation, 2007. ICMA 2007. International Conference on*, 2007, S. 2524–2529
- [320] REDDY, A. ; MAHESHWARI, N. ; SAHU, D. ; ANANTHASURESH, G. : Miniature Compliant Grippers With Vision-Based Force Sensing. In: *Robotics, IEEE Transactions on* 26 (2010), Nr. 5, S. 867–877
- [321] REISCHL, M. ; MIKUT, R. ; PYLATIUK, C. ; SCHULZ, S. : Erweiterung der Ansteuerungsmöglichkeiten myoelektronischer Handprothesen. In: *36. Jahrestagung der Deutschen Gesellschaft für Biomedizinische Technik (DGBMT) im VDE*,. Karlsruhe, 25.-27. September 2002
- [322] REISCHL, M. ; PYLATIUK, C. ; MIKUT, R. : Patientenindividuelle Steuerung von multifunktionalen Handprothesen. In: *Orthopädie Technik* 55 (2004), S. 798–800

- [323] REISCHL, M. ; PYLATIUK, C. ; MIKUT, R. : Individual Control Concepts for Multifunctional Hand Prostheses. In: *Orthopädie Technik, Quarterly* 1 (2005), S. 12–14
- [324] REISCHL, M. ; MIKUT, R. ; PYLATIUK, C. ; SCHULZ, S. : Control Strategies For Hand Prostheses Using Myoelectric Patterns. In: *Proc. 9 th Zittau Fuzzy Colloquium*, 2001, S. 168–174
- [325] REMBOLD, U. ; FATIKOW, S. : Autonomous Microrobots. In: *Journal of Intelligent & Robotic Systems* 19 (1997), 375-391
- [326] RIENER, R. ; NEF, T. ; COLOMBO, G. : Robot-aided neurorehabilitation of the upper extremities. In: *Medical and Biological Engineering and Computing* 43 (2005), Nr. 1, 2-10
- [327] RIENER, R. : Patient-Cooperative Rehabilitation Robotics in Zurich. Version: 2007. In: JARM, T. (Hrsg.) ; KRAMAR, P. (Hrsg.) ; ZUPANIC, A. (Hrsg.) ; MAGJAREVIC, R. (Hrsg.): *11th Mediterranean Conference on Medical and Biomedical Engineering and Computing 2007* Bd. 16. Springer Berlin Heidelberg, 7-9
- [328] RIKEN-TRI COLLABORATION CENTER FOR HUMAN-INTERACTIVE ROBOT RESEARCH: RIBA-II, the next generation care-giving robot / RIKEN-TRI Collaboration Center for Human-Interactive Robot Research. 2011. – Forschungsbericht
- [329] RIVLIN, R. S.: Large Elastic Deformations of Isotropic Materials. I. Fundamental Concepts. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 240 (1948), Jan., Nr. 822, 459–490
- [330] RIVLIN, R. S.: Large Elastic Deformations of Isotropic Materials. II. Some Uniqueness Theorems for Pure, Homogeneous Deformation. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 240 (1948), Jan., Nr. 822, 491–508
- [331] RIVLIN, R. S.: Large Elastic Deformations of Isotropic Materials. III. Some Simple Problems in Cylindrical Polar Co-Ordinates. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 240 (1948), Febr., Nr. 823, 509–525
- [332] RIVLIN, R. S.: Large Elastic Deformations of Isotropic Materials. IV. Further Developments of the General Theory. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 241 (1948), Okt., Nr. 835, 379–397

- [333] RIVLIN, R. S.: Large Elastic Deformations of Isotropic Materials. V. The Problem of Flexure. In: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 195 (1949), Febr., Nr. 1043, 463–473
- [334] RIVLIN, R. S.: Large Elastic Deformations of Isotropic Materials. VI. Further Results in the Theory of Torsion, Shear and Flexure. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 242 (1949), Dez., Nr. 845, 173–195
- [335] RIVLIN, R. S. ; SAUNDERS, D. W.: Large Elastic Deformations of Isotropic Materials. VII. Experiments on the Deformation of Rubber. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 243 (1951), Nr. 865, 251–288
- [336] RIVLIN, R. S. ; THOMAS, A. G.: Large Elastic Deformations of Isotropic Materials. VIII. Strain Distribution around a Hole in a Sheet. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* 243 (1951), Apr., Nr. 865, 289–298
- [337] ROBL, C. ; PETERS, S. ; SCHAFER, B. ; REILANDER, U. ; WIDL, A. : Micro positioning system with 3 DOF for a dynamic compensation of standard robots. In: *Intelligent Robots and Systems, 1997. IROS '97., Proceedings of the 1997 IEEE/RSJ International Conference on* Bd. 2, 1997, S. 1105–1110
- [338] ROBOTIS CO., LTD.: ROBOTIS Tech Support - Bioloid / Robotis Co., Ltd. Version: 2010 (v1.04.00). – Forschungsbericht
- [339] ROSEN, J. ; BRAND, M. ; FUCHS, M. ; ARCAN, M. : A myosignal-based powered exoskeleton system. In: *Systems, Man and Cybernetics, Part A: Systems and Humans, IEEE Transactions on* 31 (2001), Nr. 3, S. 210–222
- [340] RÖTHEMEYER, F. (Hrsg.) ; SOMMER, F. (Hrsg.): *Kautschuktechnologie : Werkstoffe - Verarbeitung - Produkte*. 2., überarb. Aufl. Hanser
- [341] RUPP, R. ; ECK, U. ; SCHILL, O. ; REISCHL, M. ; SCHULZ, S. : OrthoJacket - An active FES-hybrid orthosis for the paralyzed upper extremity. In: *Technically Assisted Rehabilitation - TAR Conference*. Berlin, 18.-19. März 2009
- [342] RUPP, R. ; GERNER, G. H.: Neuroprosthetics of the Upper Extremity - Clinical Application in Spinal Cord Injury and Future Perspectives / Neuroprothetik der oberen Extremität - klinische Einsatzmöglichkeiten bei Querschnittlähmung und Perspektiven für die Zukunft. In: *Biomedizinische Technik/Biomedical Engineering* 49 (2008), 93-98

- [343] RUST, P.-I. W.: *Nichtlineare Finite-Elemente-Berechnungen - Kontakt, Geometrie, Material*. Vieweg+Teubner Verlag, 2011
- [344] RYBSKI, M. ; SHOHAM, M. ; GROSSMAN, G. : Robotic manipulators based on inflatable structures. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 12 (1996), Nr. 1, 111 - 120
- [345] SAKAGAMI, Y. ; WATANABE, R. ; AOYAMA, C. ; MATSUNAGA, S. ; HIGAKI, N. ; FUJIMURA, K. : The intelligent ASIMO: system overview and integration. In: *Intelligent Robots and Systems, 2002. IEEE/RSJ International Conference on* Bd. 3, 2002, S. 2478–2483 vol.3
- [346] SALISBURY, J. K.: *Kinematic and force analysis of articulated hands*, Stanford University, Dept. of Computer Science, Diss., 1982
- [347] SALOMONSKI, N. ; SHOHAM, M. ; GROSSMAN, G. : Light Robot Arm Based on Inflatable Structure. In: *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 44 (1995), Nr. 1, 87-90
- [348] SANAN, S. ; MOIDEL, J. ; ATKESON, C. : Robots with inflatable links. In: *Intelligent Robots and Systems, 2009. IROS 2009. IEEE/RSJ International Conference on*, 2009, S. 4331–4336
- [349] SANCHEZ, J. R. J. R. J. ; WOLBRECHT, E. ; SMITH, R. ; LIU, J. ; RAO, S. ; CRAMER, S. ; RAHMAN, T. ; BOBROW, J. ; REINKENSMAYER, D. : A pneumatic robot for re-training arm movement after stroke: rationale and mechanical design. In: *Rehabilitation Robotics, 2005. ICORR 2005. 9th International Conference on*, 2005, S. 500–504
- [350] SCHABOWSKY, C. ; GODFREY, S. ; HOLLEY, R. ; LUM, P. : Development and pilot testing of HEXORR: Hand EXOskeleton Rehabilitation Robot. In: *Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation* 7 (2010), 1-16
- [351] SCHERER, T. ; POGGENDORF, I. ; SCHNEIDER, A. ; WESTHOFF, D. ; ZHANG, J. ; LÜTKEMEYER, D. ; LEHMANN, J. ; KNOLL, A. : A service robot for automating the sample management in biotechnological cell cultivations. In: *Emerging Technologies and Factory Automation. Proceedings. ETFA '03. IEEE Conference*, 2003, S. 383–390
- [352] SCHILL, O. ; WIEGAND, R. ; SCHMITZ, B. ; MATTHIES, R. ; ECK, U. ; PYLATIUK, C. ; REISCHL, M. ; SCHULZ, S. ; RUPP, R. : OrthoJacket: an active FES-hybrid orthosis for the paralysed upper extremity. In: *Biomedizinische Technik/Biomedical Engineering* 56 (2011), 3544

- [353] SCHMIDT, H. ; KRUEGER, J. ; HESSE, S. : HapticWalker - Haptic foot device for gait rehabilitation. Version: 2008. In: GRUNWALD, M. (Hrsg.): *Human Haptic Perception: Basics and Applications*. Birkhaeuser Basel, 501-511
- [354] SCHMITZ, G. W.: *Hydraulically energized magnetorheological replicant muscle tissue and a system and a method for using and controlling same*. Patent, US 6168634. January 2001
- [355] SCHNEIDER, E. : *Air spring having an elastomeric air-spring flexible member*. Patent, US 5269496. December 1993
- [356] SCHOFIELD, R. C.: *Squeeze roll and actuator assembly utilizing inflatable bags*. Patent, US 4770095. September 1988
- [357] SCHRAFT, R. ; HELMS, E. ; HANS, M. ; THIEMERMANN, S. : Man-machine-interaction and co-operation for mobile and assisting robots. In: *Fraunhofer Publica* (2004)
- [358] SCHULZ, S. : *Eine neue Adaptiv-Hand-Prothese auf der Basis flexibler Fluidaktoren*, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2004
- [359] SCHULZ, S. ; BAUER, C. ; GAISER, I. ; BREITWIESER, H. ; KARGOW, A. ; WERNER, T. : Enhanced Flexible Fluidic Actuators for Biologically Inspired Lightweight Legged Robots with Inherent Compliance. In: *French German Workshop on Humanoid & Legged Robots*, 2011
- [360] SCHULZ, S. ; PYLATIUK, C. ; KARGOV, A. ; GAISER, I. ; SCHILL, O. ; REISCHL, M. ; ECK, U. ; RUPP, R. : Design of a Hybrid Powered Upper Limb Orthosis. In: *Proc., World Congress Medical Physics and Biomedical Engineering*. München, 2009
- [361] SCHULZ, S. ; PYLATIUK, C. ; KARGOV, A. ; GAISER, I. ; SCHILL, O. ; REISCHL, M. ; ECK, U. ; RUPP, R. : Design of a Hybrid Powered Upper Limb Orthosis, 468–471
- [362] SCHULZ, S. ; PYLATIUK, C. ; KARGOV, A. ; WERNER, T. ; GAISER, I. ; REISCHL, M. : Design and preliminary experience with fluidhand MK III. In: *MEC'08 : Measuring Success in Upper Limb Prosthetics ; MyoElectric Controls/Powered Prosthetics Symp.* Fredericton, CDN, August 13-15 2008
- [363] SEGWAY ROBOTICS: Segway® Robotic Mobility Platform (RMP) Specifications / Segway Robotics. Version: 2010. – Forschungsbericht
- [364] SETO, T. ; TAKAGI, K. : *Flexible actuator*. Patent, US 6772673. August 2004
- [365] SHADOW ROBOT COMPANY: Developments in dextrous hands for advanced robotic applications, 2004, S. 123 –128

- [366] SHOVAL, S. ; SHOHAM, M. : Sensory redundant parallel mobile mechanism. In: *Conference on Robotics and Automation, 2001. Proceedings 2001 ICRA. IEEE International Bd. 3, 2001, S. 2273 – 2278 vol.3*
- [367] SICILIANO, B. (Hrsg.) ; KHATIB, O. (Hrsg.): *Springer Handbook of Robotics*. Springer-Verlag, 2008
- [368] SIGMON, J. W.: *Rotary motion valve and actuator*. Patent, US 3977648. August 1976
- [369] SMITH, C. M.: *Prehensile apparatus*. Patent, US 5251538. October 1993
- [370] SON, H.-M. ; GU, J.-B. ; PARK, S.-H. ; LEE, Y.-J. ; NAM, T.-H. : Design of new quadruped robot with SMA actuators for dynamic walking. In: *SICE-ICASE, 2006. International Joint Conference, 2006, S. 344 –348*
- [371] SONY ENTERTAINMENT ROBOT EUROPE: AIBO MIND 3 - a mind to explore / Sony Entertainment Robot Europe. Version: 2005. – Forschungsbericht
- [372] SRINIVASA, S. ; FERGUSON, D. ; HELFRICH, C. ; BERENSON, D. ; COLLET, A. ; DIANKOV, R. ; GALLAGHER, G. ; HOLLINGER, G. ; KUFFNER, J. ; WEGHE, M. : HERB: a home exploring robotic butler. In: *Autonomous Robots* 28 (2010), 5-20
- [373] STAIGER GMBH & CO. KG: VA 204-7 / Staiger GmbH & Co. KG. 2012. – Forschungsbericht
- [374] STAINES, A. J.: *Sheet lifting device*. Patent, US 3039767. June 1962
- [375] STIENENW, A. ; HEKMAN, E. ; BRAAK, H. ter ; AALSMA, A. ; HELM, F. van d. ; KOUIJ, H. van d.: Design of a Rotational Hydroelastic Actuator for a Powered Exoskeleton for Upper Limb Rehabilitation. In: *Biomedical Engineering, IEEE Transactions on* 57 (2010), March, Nr. 3, S. 728 –735
- [376] STIGLIC, P. M. ; SHRAMO, D. J. ; HEHMEYER, C.-R. : *Hot gas servo system having rotary actuator*. Patent, US 3155019. November 1964
- [377] STÖLTING, W. Hans-Dieter [Hrsg.] ; Eberhard Kallenbach; A. Hans-Dieter [Hrsg.] ; Eberhard Kallenbach; Amrhein (Hrsg.): *Handbook of fractional horsepower drives : with 33 tables*. Springer
- [378] STOLL, K. : *Dreh- und/oder Schwenkantrieb mit einem Faltenbalg*. Patent, DE 10149395B4. Februar 2008,
- [379] SUPPA, M. ; HOFSCHULTE, J. : Industrial Robotics. In: *at - Automatisierungstechnik* 58 (2010), Nov., Nr. 12, 663–664

- [380] SUZUMORI, K. ; ENDO, S. ; KANDA, T. ; KATO, N. ; SUZUKI, H. : A Bending Pneumatic Rubber Actuator Realizing Soft-bodied Manta Swimming Robot. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Roma, Italy, 10-14 April 2007, S. 4975 –4980
- [381] SUZUMORI, K. ; IKURA, S. ; TANAKA, H. : Applying a flexible microactuator to robotic mechanisms. In: *Control Systems Magazine, IEEE* 12 (1992), Feb., Nr. 1, S. 21 –27
- [382] SUZUMORI, K. ; MAEDA, T. ; WANTABE, H. ; HISADA, T. : Fiberless flexible microactuator designed by finite-element method. In: *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on* 2 (1997), Dec., Nr. 4, S. 281 –286
- [383] SUZUMORI, K. : *Actuator with flexible cylinders*. Patent, US 5385080. January 1995
- [384] SUZUMORI, K. : *Gripping actuator with independently flexible cylinders*. Patent, US 5156081. October 1992
- [385] SUZUMORI, K. : Elastic materials producing compliant robots. In: *Robotics and Autonomous Systems* 18 (1996), S. 135–140(6)
- [386] TAKAGI, T. ; SAKAGUCHI, Y. : *Pneumatic actuator for manipulator*. Patent, US 4615260. October 1986
- [387] TAKESUE, N. ; ZHANG, G. ; FURUSHO, J. ; SAKAGUCHI, M. : Precise position control of robot arms using a homogeneous ER fluid. In: *Control Systems, IEEE* 19 (1999), April, Nr. 2, S. 55 –61
- [388] TELLEZ, R. ; FERRO, F. ; GARCIA, S. ; GOMEZ, E. ; JORGE, E. ; MORA, D. ; PINYOL, D. ; OLIVER, J. ; TORRES, O. ; VELAZQUEZ, J. ; FACONTI, D. : Reem-B: An autonomous lightweight human-size humanoid robot. In: *Humanoid Robots, 2008. Humanoids 2008. 8th IEEE-RAS International Conference on*, 2008, S. 462–468
- [389] THE SHADOW ROBOT COMPANY: *Shadow 30mm Air Muscle - Specification*. The Shadow Robot Company, 2011
- [390] TILLET, N. ; VAUGHAN, N. ; BOWYER, A. : An improved flexible pneumatic joint for horticultural robots. In: *Mechatronics* 4 (1994), Nr. 7, 653 - 671
- [391] TRELOAR, L. R. G.: Stress-strain data for vulcanised rubber under various types of deformation. In: *Transactions Of The Faraday Society* 40 (1944), 59–70
- [392] TRIVEDI, D. ; RAHN, C. D. ; KIER, W. M. ; WALKER, I. D.: Soft robotics: Biological inspiration, state of the art, and future research. In: *Applied Bionics and Biomechanics* 5 (2008), Nr. 3, 99–117

- [393] TSAGARAKIS, N. ; CALDWELL, D. : Development and Control of a Soft-Actuated Exoskeleton for Use in Physiotherapy and Training. In: *Autonomous Robots* 15 (2003), Nr. 1, 21-33
- [394] TSAGARAKIS, N. ; LAFFRANCHI, M. ; VANDERBORGHT, B. ; CALDWELL, D. : A compact soft actuator unit for small scale human friendly robots. In: *Robotics and Automation, 2009. ICRA '09. IEEE International Conference on*, 2009, S. 4356 – 4362
- [395] TSAI, Y.-C. ; LEI, S. H. ; SUDIN, H. : Design and analysis of planar compliant microgripper based on kinematic approach. In: *Journal of Micromechanics and Microengineering* 15 (January 2005), S. 143–156(14)
- [396] TSIMPRIS, C. ; WARTALSKI, J. ; FERRADINO, A. ; VANDERBILT, R. : Compounding with para-aramid fiber engineered elastomers. In: *Rubber World* 224 (2001), Nr. 1, 35
- [397] ULRICH, I. ; BORENSTEIN, J. : The GuideCane-applying mobile robot technologies to assist the visually impaired. In: *Systems, Man and Cybernetics, Part A: Systems and Humans, IEEE Transactions on* 31 (2001), March, Nr. 2, S. 131 –136
- [398] VANBLARICUM, M. L. ; REILLEY, J. ; GILBERT, M. A. ; VANBLARICUM JR., G. F.: Quick Feasibility Demonstration for an Inflatable Antenna System in Space. In: *Proceedings of the Ninth Annual DARPA Symposium on Photonic Systems for Antenna Applications*. Monterey, CA, February 17-19 1999
- [399] VANDERBORGHT, B. ; VAN HAM, R. ; LEFEBER, D. ; SUGAR, T. G. ; HOLLANDER, K. W.: Comparison of Mechanical Design and Energy Consumption of Adaptable, Passive-compliant Actuators. In: *The International Journal of Robotics Research* 28 (2009), Nr. 1, 90-103
- [400] VANDERNIEPEN, I. ; VAN HAM, R. ; VAN DAMME, M. ; LEFEBER, D. : Design of a powered elbow orthosis for orthopaedic rehabilitation using compliant actuation. In: *Biomedical Robotics and Biomechanics, 2008. BioRob 2008. 2nd IEEE RAS EMBS International Conference on*, 2008, S. 801–806
- [401] VAUGHEN, J. F.: *Structure for an inflatable lift device*. Patent, US 5178367. January 1993
- [402] VDI/VDE-GESELLSCHAFT FEINWERKTECHNIK-AUSSCHUSS FEINWERKELEMENTE: *VDI/VDE 2252 Feinwerkelemente Führungen Federgelenke*. März 2009
- [403] VERSLUYS, R. ; NAUDET, J. ; VANDERBORGHT, B. ; LENAERTS, G. ; PERRE, G. Van d. ; LEFEBER, D. : IPPAM Intelligent Prosthesis actuated by pleated Pneumatic Artificial

al Muscles: Objectives and mechanical concept. In: *9th International Conference on Climbing and Walking Robots: CLAWAR*, 2006

- [404] VETTER GMBH: *VETTER Rettungstechnik*. Vetter GmbH, June 2011
- [405] VOISEMBERT, S. ; RIWAN, A. ; MECHBAL, N. ; BARRACO, A. : A novel inflatable robot with constant and continuous volume. In: *Robotics and Automation (ICRA), 2011 IEEE International Conference on*, 2011, S. 5843 –5848
- [406] VOLOSYAK, I. ; IVLEV, O. ; GRÄSER, A. : Rehabilitation robot FRIEND II - the general concept and current implementation. In: *Rehabilitation Robotics, 2005. ICORR 2005. 9th International Conference on*, 2005, S. 540 – 544
- [407] WEBER-HYDRAULIK GMBH: *Pneumatische Rettungssysteme*. Weber-Hydraulik GmbH, 2010
- [408] WEIHMANN, T. ; KARNER, M. ; FULL, R. ; BLICKHAN, R. : Jumping kinematics in the wandering spider *Cupiennius salei*. In: *Journal of Comparative Physiology A: Neuroethology, Sensory, Neural, and Behavioral Physiology* 196 (2010), Jun., Nr. 6, 421–438
- [409] WEN, M. ; TU, G. ; ZONG, Q. ; XIE, C. : A study of NiTi shape memory alloy springs and its application in a new robotic actuator. In: *Industrial Technology, 1994. Proceedings of the IEEE International Conference on*, 1994, S. 215–219
- [410] WERNER, T. ; KARGOV, A. ; GAISER, I. ; BIERBAUM, A. ; SCHILL, J. ; SCHULZ, S. ; BRETTHAUER, G. : Eine fluidisch angetriebene anthropomorphe Roboterhand (A Fluidic Driven Anthropomorphic Robotic Hand). In: *Automatisierungstechnik* (2010), S. 681–687
- [411] WIDMER, S. W.: *Air bag jack*. Patent, US 4560145. December 1985
- [412] WILLIAMSON, M. M.: *Series Elastic Actuators* / Massachusetts Institute of Technology Artificial Intelligence Laboratory. 1995 (1524). – Forschungsbericht
- [413] WILSON, J. F.: *Mechanics of Bellows: A Critical Survey*. In: *International Journal of Mechanical Sciences* 26 (1984), S. 593–605,
- [414] WILSON, J. F. ; INOU, N. : JSSE 60th Anniversary International Symposium on Spring Technologies. In: *Bellows-type Springs for Robotics*, 2007
- [415] WILSON, J. F.: *Fluid actuated limb*. Patent, US 4792173. December 1988

- [416] WILSON, J. ; LI, D. ; CHEN, Z. ; R.T. GEORGE, J. : Flexible Robot Manipulators and Grippers: Relatives of Elephant Trunks an Squid Tentacles. In: P.DARI, P. G.Sandini (Hrsg.): *Robots and biological systems: towards a new bionics?* Springer-Verlag, 1993, Kapitel Flexible Robot Manipulators and Grippers: Relatives of Elephant Trunks an Squid Tentacles, S. 491
- [417] WIMBÖCK, T. ; BORST, C. ; ALBU-SCHÄFFER, A. ; OTT, C. ; SCHMIDT, F. ; FUCHS, M. ; FRIEDL, W. ; EIBERGER, O. ; BAUMANN, A. ; BEYER, A. ; HIRZINGER, G. : DLRs zweihändiger Humanoide Justin: Systementwurf, Integration und Regelung. In: *Automatisierungstechnik* (2010), S. 622–629
- [418] WOLF, S. ; HIRZINGER, G. : A new variable stiffness design: Matching requirements of the next robot generation. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Pasadena, CA, May 2008, S. 1741 –1746
- [419] WOODS, J. E.: *Mechanical transducer with expansible cavity*. Patent, US 2789580. April 1957
- [420] WYPYCH, G. : *Handbook of Fillers - A Definitive User's Guide and Databook (2nd Edition)*. ChemTec Publishing. – – S.
- [421] YAMADA, T. ; YOSHIDA, H. : *Multi-stage actuator*. Patent, US 4531450. July 1985
- [422] YAMADA, Y. ; MORIZONO, T. ; SATO, S. ; SHIMOHIRA, T. ; UMETANI, Y. ; YOSHIDA, T. ; AOKI, S. : Proposal of a SkilMate finger for EVA gloves. In: *Robotics and Automation, 2001. Proceedings 2001 ICRA. IEEE International Conference on* Bd. 2. Seoul, 2001, S. 1406 – 1412
- [423] YANG, Q. ; ZHANG, L. ; BAO, G. ; XU, S. ; RUAN, J. : Research on novel flexible pneumatic actuator FPA. In: *IEEE Conference on Robotics, Automation, and Mechatronics* Bd. 1. Singapore, 1-3 December 2004, S. 385 – 389
- [424] YANO, S. ; HIROSE, S. ; HATAKEYAMA, H. ; WESTERLIND, B. ; RIGDAHL, M. : Dynamic viscoelasticity of isoprene rubber reinforced with short cellulose fibers. In: *J. Appl. Polym. Sci.* 40 (1990), Nr. 5-6, 657–667
- [425] YARLOTT, J. M.: *Fluid actuator*. Patent, US 3645173. February 1972
- [426] YI, B.-J. ; CHUNG, G. B. ; NA, H. Y. ; KIM, W. K. ; SUH, I. H.: Design and experiment of a 3-DOF parallel micromechanism utilizing flexure hinges. In: *Robotics and Automation, IEEE Transactions on* 19 (2003), Aug., Nr. 4, S. 604 – 612

- [427] ZENTNER, L. ; BÖHM, V. : Nachgiebige monolithische fluidisch angetriebene Aktuatoren mit neuartigem Verformungsverhalten. In: *Technische Mechanik* 27 (2007), Nr. 1, S. 18–27
- [428] ZENTNER, L. ; BÖHM, V. ; MINCHENYA, V. : On the new reversal effect in monolithic compliant bending mechanisms with fluid driven actuators. In: *Mechanism and Machine Theory* 44 (2009), Nr. 5, 1009 - 1018
- [429] ZENTNER, L. ; PETKUN, S. ; BLICKHAN, R. : From Spider Leg to a Hydraulic Device. In: *Technische Mechanik* 20 (2000), S. 21–29
- [430] ZENTNER, L. ; PETKUN, S. ; BLICKHAN, R. : From the Spider Leg to a Hydraulic Device. In: *TECHNISCHE MECHANIK* 20 (2000), Nr. 1, S. 21–29
- [431] ZIENKIEWICZ, O. : *The Finite Element Method, Volume 2: Solid Mechanics - fifth edition*. Elsevier Butterworth-Heinemann - Linacre House, Jordan Hill, Oxford, 2000
- [432] ZIMMERMAN, T. G.: *Optical flex sensor*. Patent, US 4542291. September 1985
- [433] ZU, L. ; KOUSSIOS, S. ; BEUKERS, A. : Shape optimization of filament wound articulated pressure vessels based on non-geodesic trajectories. In: *Composite Structures* 92 (2010), Nr. 2, 339 - 346

## Glossar

Anisotropie	in der Werkstoffmechanik: das von der Orientierung der Struktur abhängige Materialverhalten
Antwortdatei	Informationen zum Installieren einer Anwendung oder des Betriebssystems.
Bernoulli-Effekt	Daniel Bernoulli(1700-1782): entdeckte die Beziehung zwischen der Fließgeschwindigkeit eines Fluides und dessen Druck. Er fand heraus, dass in einem strömenden Fluid ein Geschwindigkeitsanstieg von einem Druckabfall begleitet wird
CAN-BUS	Controller Area Network-Binary Unit System: serielles Feldbus-system zur Verbindung von Mess- und Regelungsinfrastruktur mit einer Steuereinheit, CAN-spezifisches Protokoll, ursprünglich von der Robert Bosch GmbH für die Automobilindustrie entwickelt
Feldbus	Binary Unit System: serielles Verdrahtungsschema zur Verbindung von Feldgeräten (Sensoren, Aktoren) zur Kommunikation mit einer Steuereinheit
Garnfeinheit	auch Titer, Maß für die Dicke textiler Halbzeuge, $1dtex(Dezitetex) = \frac{1g}{1000m}$
Head Injury Criterion	Kriterium zur Bewertung beschleunigungsbedingter Kopfverletzungen
Hämolymphe	Blutersatzflüssigkeit des offenen Blutkreislaufsystems der Insekten und Krebstiere
Isotropie	in der Werkstoffmechanik: das von der Orientierung der Struktur unabhängige Materialverhalten
Kettfaden	in der Webmaschine fest aufgespannte Fäden

KUKA	KUKA Roboter GmbH ist ein weltweit operierender Hersteller von Robotern und Automatisierungslösungen
LabVIEW	grafisches Programmiersystem der Firma National Instruments („Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench)
Maxwell-Spannung	durch Orientierungspolarisation der Moleküle des Dielektrikums hervorgerufene mechanische Spannung des elektrischen Feldes
monolithisch	aus einem Stück bestehend, untrennbar verbunden
Morbus Parkinson	degenerative Erkrankung des extrapyramidal-motorischen Systems, Symptome sind u.a. Muskelstarre, Muskelzittern, Haltungsinstabilität, verlangsamte Bewegung
Mullins-Effekt	Leonard Mullins: beschreibt den Effekt der Spannungserweichung bei Elastomeren in Abhängigkeit des Füllstoffgehalts
Multiple Sklerose	chronisch-entzündliche Entmarkungserkrankung des zentralen Nervensystems
Paraplegie	bezeichnet die komplette Lähmung der Beine <b>oder</b> der Arme
Schussfaden	werden quer zu den Kettfäden verlaufend in diese eingewoben
Sklerit	(griechisch skleros „hart“) beschreiben Hartteile in Körpern von Nichtwirbeltieren
Tetraplegie	bezeichnet die komplette Lähmung <b>aller</b> vier Gliedmaßen

## Abkürzungsverzeichnis

ANSI/UL	American National Standards Institute-Underwriters Laboratories
CAD	Computer Aided Design
Carbon-HS	hochfeste Kohlenstofffaser
CD	Compact Disc
CFK	kohlenstofffaserverstärkter Kunststoff
CR	Chloroprenkautschuk
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
DOF	Degree Of Freedom (deutsch: Freiheitsgrad)
FEM	Finite Elemente Methode
FES	funktionelle Elektrostimulation
FGL	Formgedächtnislegierung
HPPE	High Performance Polyethylene
IC	Integrated Circuit
IEEE-RAS	Institute of Electrical and Electronics Engineers-Robotics and Automation Society
IFR	International Federation of Robotics
IGES	Initial Graphics Exchange Specification - Dateiformat zum Austausch digitaler Konstruktionsdaten
ISO	Internationale Organisation für Normung
LCP	Liquid Crystal Polymer
LRA	Lightweight-Robotic-Arm
MIT	Massachusetts Institute of Technology
MS	Microsoft

NR	Naturkautschuk
PA	Polyamid
PES	Polyethersulfon
pHRI	Physical Human Robot Interaction
PP	Polypropylen
REM	Rasterelektronenmikroskop
RTM	Resin Transfer Molding
S-Glas	Glasfaser mit erhöhter Festigkeit
SDM	Shape Deposition Manufacturing
TFP	Tailored Fiber Placement
UBH3	University of Bologna Hand 3
UHMWPE	Ultra High Molecular Weight Polyethylene
UV	ultraviolettes Licht
VARTM	Vacuum Assited Resin Transfer Molding

## Symbolverzeichnis lateinischer Formelzeichen

$a$	Aktorlänge bei einem Gelenkwinkel von 0 Grad	$mm$
$a_1, a_2$	axiale Abstände der Aktorenden zum Gelenkdrehpunkt	$mm$
$A_{11}$	maximal wirksame Fläche des 11mm-Aktors	$mm^2$
$A_{18}$	maximal wirksame Fläche des 18mm-Aktors	$mm^2$
$b$	Breite	$mm$
$b$	radialer Abstand der Aktormittellinie zum Gelenkdrehpunkt	$mm$
$C$	Risslänge	$m$
$C_{ij}$	Materialkonstanten	—
$\mathbf{C}$	Greenscher Deformationstensor	—
$D, d$	Durchmesser	$mm$
$E$	Elastizitätsmodul	$\frac{N}{mm^2}, MPa$
$F$	Kraft	$N$
$F_d$	Druckkraft	$N$
$F_q$	biegemomentauslösende äussere Kraft	$N$
$F_t$	torsionsmomentauslösende äussere Kraft	$N$
$F_z$	Zugkraft	$N$
$G$	Oberflächenenergie	$J, Nm$
$G$	Schubmodul	$\frac{N}{mm^2}$
$h$	Höhe	$mm$
$I_1, I_2, I_3$	Invarianten	—
$\mathbf{I}$	Identitätstensor	—
$L$	Länge	$mm$

$l_e$	Abstand zwischen Gelenkdrehachse und Einspannung	$mm$
$l_h$	Abstand zwischen Gelenkdrehachse und Krafteinleitungspunkt	$mm$
$M_b$	Biegemoment	$Nm$
$M_{max,11}$	Drehmoment des 11mm-Aktors bei einem Innendruck von 20bar und einem Gelenkwinkel von 0 Grad	$Nm$
$M_{max,18}$	Drehmoment des 18mm-Aktors bei einem Innendruck von 20bar und einem Gelenkwinkel von 0 Grad	$Nm$
$M_t$	Torsionsmoment	$Nm$
$N_{con}$	Anzahl der Zwangsbedingungen	—
$N_{dof}$	Anzahl der Freiheitsgrade	—
$P$	Druck	$\frac{N}{mm^2}, bar$
$P_i$	Innendruck	$\frac{N}{mm^2}, bar$
$r$	Durchmesser	$mm$
$r_{c,opt}$	optimales Verhältnis von Freiheitsgraden zu Zwangsbedingungen eines Elements	—
$r_c$	constraint ratio - Verhältnis von Freiheitsgraden zu Zwangsbedingungen eines Elements	—
$S$	Faserlänge einer Wicklung	$mm$
$t$	Materialdicke	$mm$
$T_g$	Glasübergangstemperatur	$^{\circ}C$
$U$	innere Energie	$J$
$V$	Volumen	$mm^3$
$W$	elastische Energie	$J, Nm$
$W$	Formänderungsenergie	$J, Nm$
$W_{ax}$	axiales Widerstandsmoment	$mm^3$
$\Delta x$	Weglänge	$mm$

## Symbolverzeichnis griechischer Formelzeichen

$\alpha, \Delta\alpha$	Gelenkwinkel	°
$\lambda_i$	Dehnungen in den Hauptrichtungen	%
$\sigma_a$	Spannung in der Schale eines kugelförmigen Druckbehälters	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_{Druck}$	Druckspannung	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_{Zug}$	Zugspannung	$\frac{N}{mm^2}$
$\theta$	Faserwinkel	°
$\varepsilon$	Materialdehnung	%
$\kappa$	Kompressionsmodul	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_x$	Normalspannung in x-Richtung	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_y$	Normalspannung in y-Richtung	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma_z$	Normalspannung in z-Richtung	$\frac{N}{mm^2}$
$\nu$	Querkontraktionszahl	—
$\pi$	Kreiszahl	—
$\sigma_{max}$	maximale Randfaserspannung	$\frac{N}{mm^2}$
$\tau_{xy}$	Schubspannung, Flächennormale in x-Richtung, Schubspannung in y-Richtung	$\frac{N}{mm^2}$
$\tau_{xz}$	Schubspannung, Flächennormale in x-Richtung, Schubspannung in z-Richtung	$\frac{N}{mm^2}$
$\tau_{yx}$	Schubspannung, Flächennormale in y-Richtung, Schubspannung in x-Richtung	$\frac{N}{mm^2}$
$\tau_{yz}$	Schubspannung, Flächennormale in y-Richtung, Schubspannung in z-Richtung	$\frac{N}{mm^2}$
$\tau_{zx}$	Schubspannung, Flächennormale in z-Richtung, Schubspannung in x-Richtung	$\frac{N}{mm^2}$
$\tau_{zy}$	Schubspannung, Flächennormale in z-Richtung, Schubspannung in y-Richtung	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma$	mechanische Spannung	$\frac{N}{mm^2}$
$\sigma$	Spannungstensor	—

$\tau_{Schub}$  Schubspannung

$$\frac{N}{mm^2}$$