



**universitätsverlag**  
*ilmenu*

---

*Griebel, Stefan; Feierabend, Martin; Bojtos, Attila; Zentner, Lena:*  
**Kennlinien eines nachgiebigen fluidmechanischen Antriebes  
zur Erzeugung einer schraubenförmigen Bewegung - Vergleich  
Simulation und Messaufbau**

**URN:** urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033-391-1

**URL:** <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033-391-1>

---

**Erschienen in:**

10. Kolloquium Getriebetechnik : Technische Universität Ilmenau, 11. - 13.  
September 2013. - Ilmenau : Univ.-Verl. Ilmenau, 2013. - S. 391-408.  
(Berichte der Ilmenauer Mechanismentechnik ; 2)

ISSN: 2194-9476

ISBN: 978-3-86360-065-5 [Druckausgabe]

URN: urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033

URL: <http://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:gbv:ilm1-2013100033>

## KENNLINIEN EINES NACHGIEBIGEN FLUID- MECHANISCHEN ANTRIEBES ZUR ERZEUGUNG EINER SCHRAUBENFÖRMIGEN BEWEGUNG - VERGLEICH SIMULATION UND MESSAUFBAU

*Griebel, Stefan\**; *Feierabend, Martin \**; *Bojtos, Attila\*\**;  
*Zentner, Lena\**

\* TU Ilmenau, Fachgebiet Mechanismentechnik, stefan.griebel@tu-ilmenau.de

\*\* Budapest University of Technology and Economics, Department of Mechatronics,  
Optics and Engineering Informatic

### **Abstract (deutsch und englisch)**

In diesem Beitrag wird ein nachgiebiger fluidmechanischer Antrieb, mit dem eine schraubenförmige Bewegung für das Heranführen von trockenen Elektroden auf die Kopfoberfläche erzeugt werden kann, untersucht. Es werden die simulierten und gemessenen Kennlinien für Lastmomente von  $M_L = -0.4 \text{ Nm}$  bis  $0.2 \text{ Nm}$  in Schritten von  $0.2 \text{ Nm}$  miteinander verglichen. Der Antrieb hat eine Höhe und einen Durchmesser von jeweils  $50 \text{ mm}$ , besteht aus Silikon Elastosil® 4644 und kann in einem Druckbereich von  $0$  bis  $1 \text{ bar}$  betrieben werden. Dabei erreicht dieser ohne Last einen Drehwinkel von ca.  $100^\circ$  und einen Hub von ca.  $29 \text{ mm}$ . Diese Werte können durch Lastmomente vergrößert werden. Im Bereich von  $0 \leq p \leq 500 \text{ mbar}$  arbeitet der Antrieb überwiegend nach dem Prinzip der Faltung und erzeugt dabei eine nahezu lineare Schraubenkennlinie. Im Bereich von  $500 < p \leq 1000 \text{ mbar}$  arbeitet der Antrieb überwiegend nach dem Prinzip der Dehnung und erzeugt hauptsächlich einen Hub, der nahezu unabhängig vom Lastmoment ist. Die Abweichung für Hub und Drehwinkel zwischen dem Ansys® FEM Simulationsmodell und dem Funktionsmuster sind im Bereich für  $p \geq 200 \text{ mbar}$  ohne Lastmoment unter Berücksichtigung eines experimentell bestimmten Reibmoments kleiner als  $10 \%$ . Somit

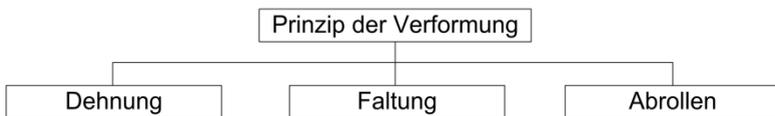
können ergänzend zur Entwicklung und Untersuchung von fluidmechanischen Antrieben Simulationsmodelle eingesetzt werden.

In this paper a compliant fluid-mechanical drive which provides a helical motion for adduction of dry electrodes on the surface of the head is investigated. The simulated and measured characteristics is compared at load torque of  $M_L = -0.4 \text{ Nm}$  to  $0.2 \text{ Nm}$  in steps of  $0.2 \text{ Nm}$ . The drive has a height and a diameter of  $50 \text{ mm}$ . It consists of silicone Elastosil® 4644 and can be used in pressure range from  $0$  to  $1 \text{ bar}$ . Advantageously, the drive reaches a rotational angle of approximately  $100^\circ$  and a stroke of about  $29 \text{ mm}$ . These values can be increased by load torque. In the range from  $0 \leq p \leq 500 \text{ mbar}$ , the drive operates mainly on the principle of folding. In addition, the drive generates a nearly linear helical curve. In the range of  $500 < p \leq 1000 \text{ mbar}$ , the drive operates mainly on the principle of strain. Hence, the drive generates a stroke, which is almost independent of the load torque. Furthermore, the deviations of angle of rotation and stroke of the Ansys® FEM simulation model and functional model are in the range of  $p \geq 200 \text{ mbar}$  without load torque, in consideration of an experimentally determined friction torque, less than  $10 \%$ . The simulation models can be used in addition to the development and investigation of fluid-mechanical drives.

## 1 Einführung

Soll die neutrale Aktivität des Gehirns beurteilt werden, werden mit einem Elektroenzephalogramm (EEG) die bioelektrischen Potenzialschwankungen auf dem Kopf gemessen. Im klinischen Alltag werden hierfür Silber/Silberchlorid (Ag/AgCl) Elektroden verwendet. Während der zeitaufwendigen Vorbereitungsprozedur werden elektrisch leitfähige Gele oder Pasten zwischen jeder Elektrode und der Kopfhaut eingebracht. Hierdurch werden die Übergangsimpedanzen verringert, so dass die Aufnahme der bioelektrischen Potenziale ermöglicht wird. Da die Verwendung leitfähiger Pasten/Gele zu Hautirritationen führen können und eine eingeschränkte Haltbarkeit während Langzeitmessungen aufweisen, zielt die Forschung auf die Anwendung von trockenen Elektroden ab [1-4]. Diese sind ohne Gele bzw. Pasten anwendbar, benötigen jedoch ein stabiles und reproduzierbares Heranführen an die Kopfoberfläche. Ein hohes Potenzial verspricht die Verwendung von nachgiebigen fluidmechanischen Antrieben, gefertigt aus biomedizinischem Silikon [5-8]. Diese ermöglichen

durch Änderung ihres inneren Fluiddruckes eine Veränderung ihrer Gestalt, so dass sie Bewegungsgrößen, Hub und Drehwinkel, sowie Kräfte und je nach geometrischer Form auch Momente gezielt übertragen können. Abb. 1 zeigt eine Einteilung möglicher Prinzipien, nach denen ein fluidmechanischer Antrieb seine Verformung erreichen kann. Vorteilhafteste Bewegungsprinzipien innerhalb einer Anwendung im biomedizinischen Sektor sind Faltung und Abrollen. Hierbei sind die im Material auftretenden Dehnungen geringer als beim Bewegungsprinzip Dehnen und erlauben hierdurch eine höhere Anzahl von Bewegungszyklen bei gleichzeitig geringerer Ausfallwahrscheinlichkeit.



**Abb. 1:** Mögliche Verformungsprinzipien von fluidmechanischen Antrieben

Sind diese Fluidantriebe in eine EEG Haube eingebaut, so ist es möglich durch Steigerung des inneren Druckes eine Kraft zu erzeugen, die den bestehenden Kontaktdruck zwischen Elektrode und Kopfhaut erhöht. Hierdurch wird der Übergangswiderstand zwischen trockener Elektrode und Kopf soweit verringert, dass eine EEG Messung erst möglich wird [9]. Wird zusätzlich ein Drehung und ein Moment erzeugt, können hierdurch Relativbewegungen zwischen Kopfhaut und Elektrode erzeugt werden. Diese sind für die Durchdringung der Haarschicht hilfreich.

Soll eine Anzahl  $\geq 128$  trockener Elektroden auf dem Kopf verteilt werden, muss der Durchmesser des fluidmechanischen Antriebes kleiner als 16 mm sein [10]. Die Bewegungsgrößen, Hub und Drehwinkel, derartig kleiner Strukturen konnten mittels Simulation und Versuchsaufbau ermittelt und verglichen werden [10]. Jedoch ist die experimentelle Ermittlung der erzeugbaren Kraft in Hubrichtung und des Drehmomentes in Drehrichtung mit dem unter [10] vorgestellten Aufbau nicht möglich. Aus diesem Grund wurde ein weiterer Versuchsaufbau konzipiert, mit dem die Bewegungsgrößen und das erzeugbare Drehmoment unter Einfluss von Lastmoment und Gegenkraft bei steigendem Fluiddruck gemessen werden können. Zur Vermessung wurde ein handhabbarer fluidmechanischer Antrieb entwickelt, der eine Höhe von 50 mm und einen Durchmesser von 50 mm aufweist.

Ziel des Beitrages ist es, eine Abweichung zwischen Simulationsmodell und Funktionsmuster kleiner 10 % nachzuweisen, so dass im weiteren Verlauf bei der Entwicklung der fluidmechanischen Antriebe auf Simulationsmodelle zugegriffen werden kann.

## 2 Material und Methoden

### 2.1 Design des fluidmechanischen Antriebs

Der fluidmechanische Antrieb soll eine schraubenförmige Bewegung erzeugen. Für die erzeugbare Rotation ist ein Winkel von mindestens  $90^\circ$  vorgegeben, der Hub soll mindestens 50 % der Höhe des Fluidantriebes erreichen. Die Abmessungen des Fluidantriebes ohne Einspannflächen sollen einen Volumenwürfel von 50 mm Kantenlänge nicht überschreiten. Der Betriebsdruck soll 1 bar nicht übersteigen. Ebenfalls soll die geometrische Form möglichst einfach sein und somit eine minimale Anzahl von geometrischen Parametern aufweisen, um die spätere Fertigung möglichst einfach zu gestalten. Ferner soll der fluidmechanische Antrieb einteilig sein.

Es wurden verschiedene prinzipielle Lösungen entworfen, die mit Hilfe unterschiedlich stark gewichteten Bewertungskriterien bewertet wurden, um einen Ansatz für die Umsetzung auszuwählen [11].

### 2.2 Simulation des nachgiebigen Fluidantriebes

Für die Simulation wurde in SolidWorks 2012 ein parametrisiertes Modell entworfen, welchen in Ansys® 14.5 eingelesen wurde. Es wurde für das Silikon im Modell das nichtlineare Materialgesetz, Ogden 2. Ordnung, gewählt. Diesem lagen Messdaten aus durchgeführten uniaxialen Zugversuch und einem pure shear Versuch zugrunde [10]. Die Materialkonstanten sind in Tabelle 1 aufgelistet.

**Tab. 1:** Ermittelte Materialkonstanten für das Materialgesetz Ogden 2. Ordnung zur Simulation des verwendeten Silikons Elastosil® 4644

Materialkonstante	$\mu_1$	$\alpha_1$	$\mu_2$	$\alpha_2$
Wert	0.00176 MPa	11.915	0.8285 MPa	0.9777

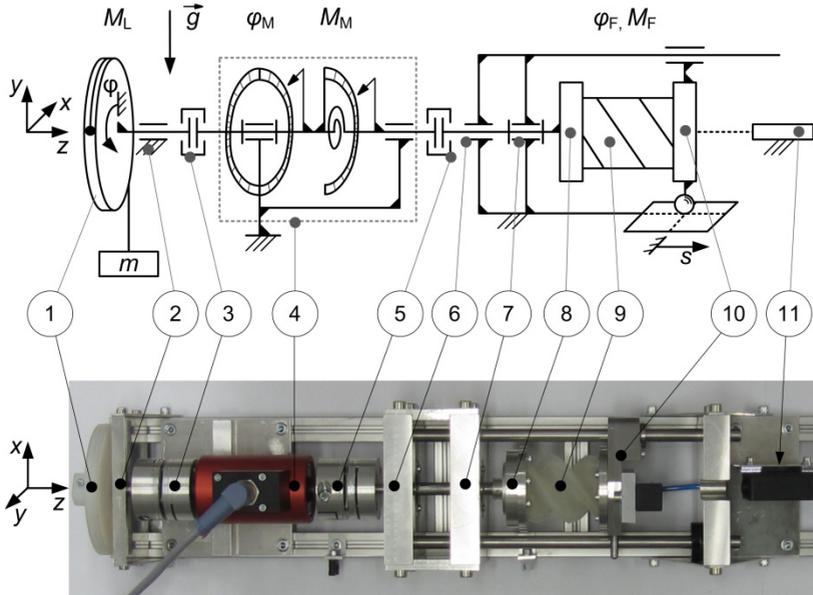
Mit dem 3D Modell, welches aus ca. 11000 Solid 187 Tetraeder Elementen mit Mittelknoten aufgebaut wurde, wurde eine quasistatische Analyse durchgeführt. Für die Knoten der zylindrischen Sockelfläche wurde eine feste Einspannung des Fluidantriebes gewählt. Weiterhin wurde, um den Einfluss der Lastaufbringung zu minimieren, dem zylindrischen Körper auf der gegenüberliegenden Seite des Fluidantriebes als Material Baustahl zugewiesen. Dieser wurde per Verbund mit dem Fluidantrieb verbunden. Für die Aufbringung einer weiteren Randbedingung und für die Auswertung der simulierten Rotation  $\varphi$  wurde ein Randpunkt  $R_P$  und der Mittelpunkt  $M_Z$  auf der Kreisfläche dieses Zylinders erzeugt (vgl. Abb. 3). Für diesen Punkt  $M_Z$  wurden nur Verschiebungen  $z_F$  Richtung zugelassen. Des Weiteren wurden alle Knoten dieser Kreisfläche selektiert und die Verschiebungen in  $z_F$  Richtung wurden über den Befehl *cp,1,uz,all* miteinander gekoppelt. In einem ersten Lastschritt wurde auf der Mantelfläche des oben erwähnten Zylinders das Lastmoment  $M_L$  aufgebracht und über den zweiten Lastschritt konstant gehalten. Im zweiten Lastschritt wurden alle innenliegenden Flächen des Fluidantriebes mit einem Druck von 1000 mbar beaufschlagt.

### 2.3 Herstellung eines Funktionsmusters

Als Verfahren zur Herstellung des Funktionsmusters wurde, wegen der großen Anzahl an Hinterschnidungen, das Spritzgießen gewählt und ein Formwerkzeug entworfen. Mittels Rapid Prototyping im Schmelzschichtungsverfahren (Dimension Elite, alphacam GmbH, Schorndorf, Deutschland) wurden die Formwerkzeugeinsätze hergestellt, die die Innenflächen und Außenflächen abbilden. Dabei wurde die Innenfläche des Fluidantriebes durch einen Einsatz und die Außenseite der Mantelfläche durch vier Einsätze abgebildet. Diese fünf Einsätze wurden in einer Formwerkzeughälfte aus Aluminium zueinander positioniert, welche mit einer zweiten Formwerkzeughälfte verschraubt wurde. Hierdurch konnte die Lage der Bauteile zueinander festgelegt werden. In einer der beiden Formwerkzeughälften befindet sich ein Reservoir, in dem das durch Unterdruck entlüftete 2-Komponenten-Silikon (Elastosil® 4644, Wacker Chemie AG, München, Deutschland) eingefüllt wurde. Über einen Kolben wurde das Silikon in das Formwerkzeug eingespritzt. Nach einer Wartezeit von 24 Stunden bei Zimmertemperatur erfolgte die Entformung.

## 2.4 Messungen am Funktionsmuster

Zur Untersuchung des Funktionsmusters wurde eine Messanordnung konzipiert und aufgebaut (vgl.: Abb. 2).



**Abb. 2:** Prinzipskizze und aufgebauter Messanordnung zur Ermittlung der Ausgangsgrößen des nachgiebigen fluidmechanischen Antriebes

Der nachgiebige fluidmechanische Antrieb (9) ist an jeder seiner zwei kreisrunden Stirnflächen über zwei Anschlussplatten (8) und (10) luftdicht befestigt. Auf der linken Seite des Antriebs in der Abb. 2 ist die Rotation um die z Achse erlaubt, auf der rechten Seite eine Verschiebung in z Richtung. Über die Rotation wird eine Welle angetrieben, die über ein Festlager (7) und ein Loslager (6) gelagert ist. Am Ende dieser Welle ist diese über eine spielfreie und drehsteife Servolamellenkupplung (5) (Radex® - NC 15, KTR Kupplungstechnik GmbH, Rheine, Deutschland) an eine Drehmomentmesswelle (4) (DATAFLEX® 16/10, KTR Kupplungstechnik GmbH, Rheine, Deutschland) und über eine zweite, baugleiche Servolamellenkupplung (3) an eine weitere Welle verbunden. Diese ist mittels eines Loslagers (2) gelagert und trägt am Ende eine Kreisscheibe (1), an die über einen Seilzug unterschiedliche Massen  $m$

angebracht werden können. Mit Hilfe dieser kann (unter Vernachlässigung der sich ändernden Seillänge und somit Seilmasse) ein konstantes Lastmoment  $M_L$  erzeugt werden. Die rechte Seite des Antriebs wird exzentrisch mit einer Führung mit dem Gelenkfreiheitsgrad  $f$  von zwei und einer weiteren Bauteilpaarung mit dem Gelenkfreiheitsgrad von fünf geführt.

Über das Aluminiumbauteil (10) wird der Fluidantrieb (9) mit Druckluft versorgt. Der im Fluidantrieb zur Umgebung herrschende Überdruck  $p$  wird mittels eines Druckmessgerätes (DMU4 0 - 1999 mbar, Kalinsky Sensor Elektronik GmbH & Co. KG, Erfurt, Deutschland) analog erfasst und über ein Proportional-Druckregelventil (VPPM-6L-L-G18-0L-2h-V1N-S1, Festo AG & Co.KG, St. Ingbert-Rohrbach, Deutschland) eingestellt. Die Verschiebung in  $z$  Richtung wird mit der Koordinate  $s$  gezählt und mittels eines Laser-Wegsensors (optoNCDT LD 1605-20, Micro-Epsilon Messtechnik, Ortenburg, Deutschland) über das Triangulationsverfahren mit einer Messungengenauigkeit von  $1 \mu\text{m}$  ermittelt. Durch die Drehmomentmesswelle kann die Rotation der Welle  $\varphi_M$  mit einer Messungengenauigkeit von  $\pm 0.25^\circ$  und das durch die Welle geleitete Moment  $M_M$  mit einer Messungengenauigkeit von  $< 0.01 \text{ Nm}$  gemessen werden. Alle Signale wurden über eine 16-bit Multifunktions-Datenerfassungskarte (NI PCI-6221, National Instruments Germany GmbH, München, Deutschland) digitalisiert.

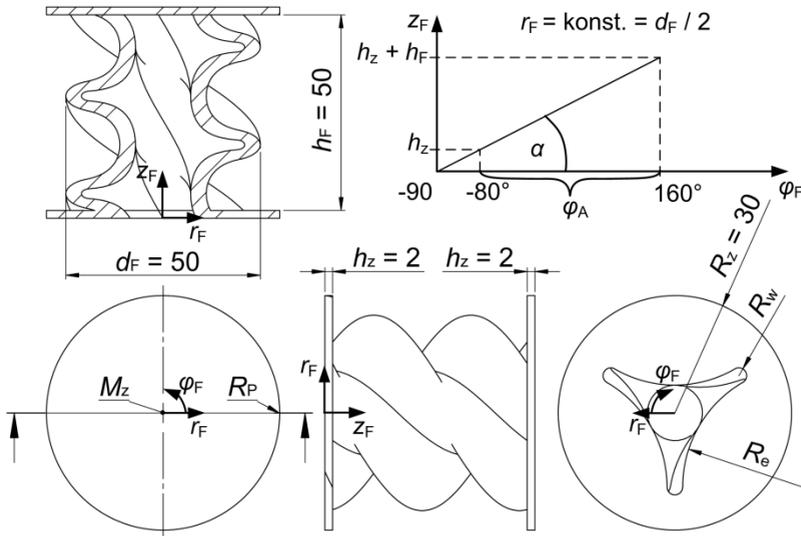
Das Funktionsmuster des Fluidantriebes wurde für unterschiedliche Lastmomente  $M_L$  von  $-0.4 \text{ Nm}$  bis  $+0.2 \text{ Nm}$  in Schritten von  $0.2 \text{ Nm}$  mit einem Druck  $p$  von 0 bis maximal 1000 mbar in Schritten von 50 mbar belastet. Dabei wurde der Druck  $p$  mittels eines LabVIEW®-Programmes über eine Ansteuerung des Proportional-Druckregelventils im System diskret eingestellt. Nach Erreichen des Drucksollwertes wurden der anliegende Druck  $p$ , das Moment  $M_M$ , die Rotation  $\varphi_M$  sowie der Hub  $s$  mit Hilfe des gleichen LabVIEW®-Programmes erfasst.

### 3 Ergebnisse und Diskussion

#### 3.1 Design des nachgiebigen Aktuators

Die nachgiebige Fluidantrieb ist einteilig, innen hohl und besteht aus einer spiralförmig gewundenen Mantelstruktur der Höhe  $h_F = 50 \text{ mm}$  und einem Durchmesser  $d_F = 50 \text{ mm}$  (vgl. Schnittansicht Abb. 3). Die eine Seite ist

monolithisch mit einem zylindrischen Körper der Höhe  $h_z = 2$  mm und einem Durchmesser von  $d_z = 60$  mm verschlossen. Die zweite Seite, die zur Druckversorgung dient, ist ebenfalls mit einem zylindrischen Körper einteilig verbunden, der jedoch von dem spiralförmig gewunden Hohraumelement durchbrochen ist (vgl. Draufsicht, Seitenansicht und Untersicht in Abb. 3).



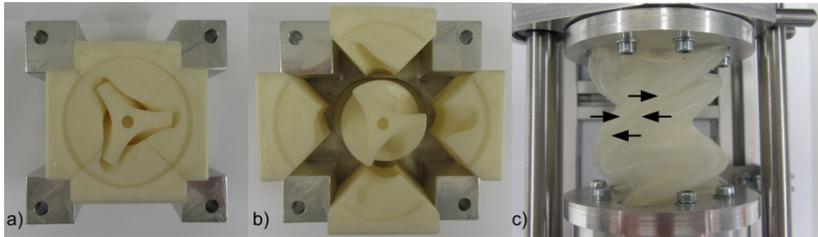
**Abb. 3:** Finaler nachgiebiger fluidmechanischer Antrieb; oben v. l. n. r.: Schnittansicht und Spirale eines Punkt ( $d_F / 2, -90^\circ, 0$ ) zum Punkt ( $d_F / 2, 160^\circ, h_z + h_F$ ) im zylindrischen Koordinatensystem; unten v. l. n. r.: Draufsicht, Seitenansicht und Untersicht im zylindrischen Koordinatensystem

Die Geometrie des Hohraumelementes entsteht, indem der Querschnitt entlang einer Spirale parallel zum Ausgangsquerschnitt extrudiert wird. Die Spirale, dargestellt im zylindrischen Koordinatensystem in Abb. 3, beginnt in einem äußersten Randpunkt der Querschnittsfläche und steht senkrecht auf dieser. Mit einer Anfangsverdrehung des Fluidantriebs  $\varphi_A$  von  $240^\circ$  in Richtung  $\varphi_F$  wird hierdurch der Steigungswinkel  $\alpha$  der Spirale bzw. des Extrusionspfades festgelegt. Die Querschnittsfläche besteht aus  $n = 3$  halbkreisförmigen Wölbungen mit dem gleichen Radius  $R_w = 2$  mm, die gleichmäßig auf dem Umfang verteilt sind. Die Wölbungen sind durch tangential anschließende Einbuchtungen mit dem Radius  $R_e$  verbunden. Um

bei diesen Abmessungen die Forderung des Betriebsdruckes einzuhalten, weist der spiralförmig gewundene Fluidantrieb eine gleichmäßige Dicke von  $d = 4$  mm auf.

### 3.2 Herstellung eines Funktionsmusters

Das Funktionsmuster wurde im Spritzgußverfahren hergestellt. Es wurde ein spezielles Formwerkzeug aus neun Einzelteilen ohne Schraubenverbindungen gefertigt (siehe Abb. 4 a) und b)). Die Abbildung der Innen- und Außenflächen des Fluidantriebes wurde über fünf Rapid Prototyping Einsätze realisiert. Um das Ablösen des Silikons von den Rapid Prototyping Einsätzen, die verfahrensspezifisch schichtweise aufgebaut wurden, zu verbessern, wurden diese mit handelsüblichen Klarlack lackiert.



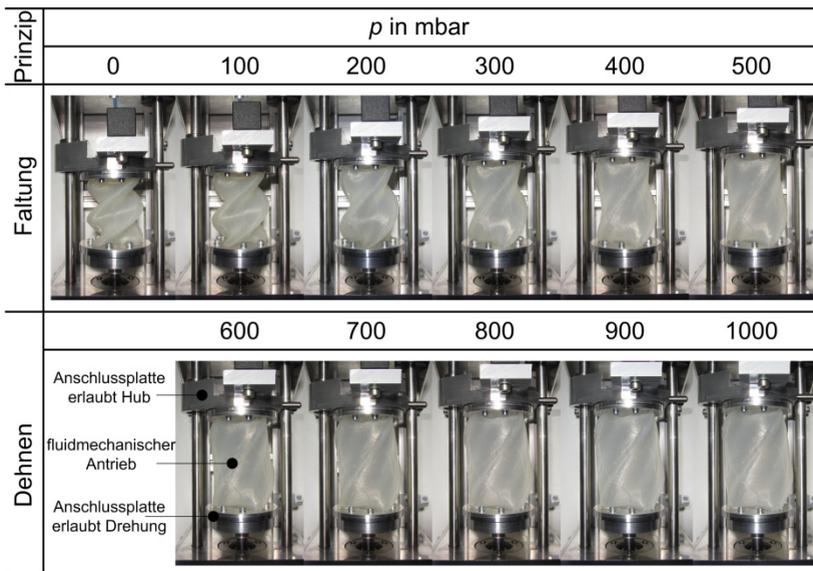
**Abb. 4:** Untere Formwerkzeughälfte mit den fünf Rapid Prototyping Einsätzen:  
 a) Position der Einsätze vor der Entnahme des Fluidantriebes und  
 b) Position der Einsätze während des Spritzgießens; c) Einknicken  
 des Funktionsmusters bei  $p = 0$  mbar und  $M_L = -0.5$  Nm

Aus Fertigungsgründen wies abweichend von Abb. 3 auch der zweite zylindrische Körper des fluidmechanischen Antriebes im Kreisflächenmittelpunkt in axialer Richtung eine zylindrische Öffnung mit einem Durchmesser von 5 mm auf. Somit ist das Funktionsmuster beidseitig offen.

### 3.3 Messungen am Funktionsmuster

Das Funktionsmuster wurde in dem Versuchsaufbau eingebaut. Dabei wurden die zylindrischen Anschlussstücke des fluidmechanischen Antriebes jeweils formschlüssig mit Scheiben über sechs M3 Schrauben luftdicht mit den Anschlussplatten verschraubt. Abb. 5 zeigt Aufnahmen einer stationär installierten Kamera (Canon PowerShot SX230, Canon Deutschland GmbH,

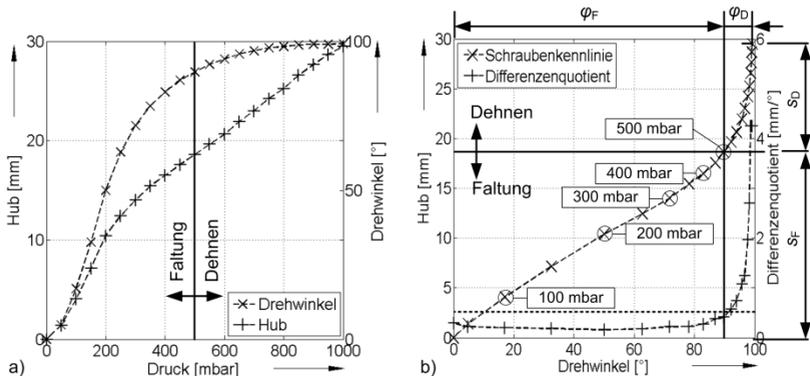
Krefeld, Deutschland) auf einen Ausschnitt des Messaufbaus. Der Focus liegt hierbei auf dem fluidmechanischen Antrieb, der unter steigenden Innendruck  $p$  einen Hub  $s$  und eine Drehung  $\varphi$  bezüglich seiner Längsachse ausführt. Im Bereich von 0 bis ca. 500 mbar arbeitet der fluidmechanische Antrieb überwiegend nach dem Prinzip des Entfaltens und erzeugt einen Hub  $s$  und eine Drehung  $\varphi$ . Oberhalb dieses Bereiches arbeitet der fluidmechanische Antrieb überwiegend nach dem Prinzip des Dehnens. Hierdurch wird fast ausschließlich ein Hub  $s$  erzeugt, die Drehung tritt in den Hintergrund (vgl. Abb. 5). Dabei wurde die Grenze zwischen Falten und Dehnen über einen Differenzenquotienten festgelegt. Liegt der Differenzenquotient, gebildet aus der Differenz zweier benachbarter Messpunkte aus Hub  $s$  geteilt durch Drehwinkel  $\varphi_M$  oberhalb von  $0.5 \text{ mm}/^\circ$ , so arbeitet das Funktionsmuster nach dem Verformungsprinzip Dehnen, unterhalb nach dem Verformungsprinzip Falten (vgl. Abb. 6 b), gestrichelte Linie).



**Abb. 5:** Ausschnitt des Messaufbaus mit Blick auf den fluidmechanischen Antrieb unter steigenden Innendruck  $p$  von 0 bis 1000 mbar in Schritten von 100 mbar mit Einteilung nach dem Prinzip der Verformung

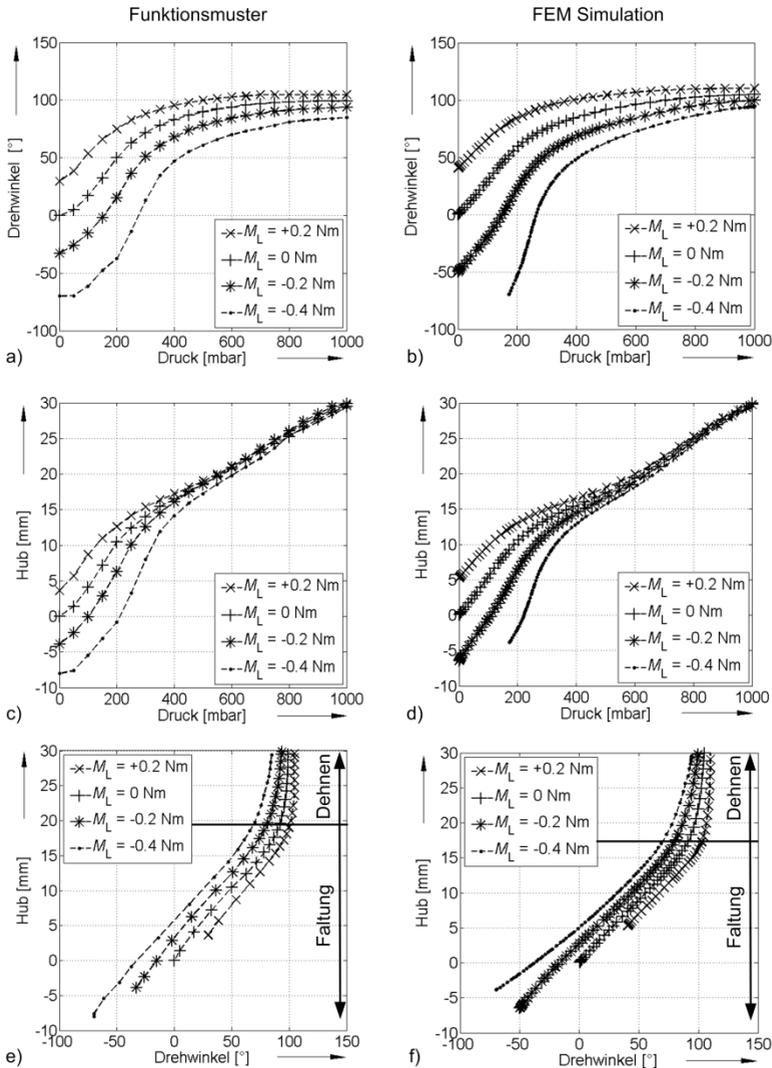
Die Abb. 6 a) zeigt den mit dem Laser aufgenommenen Hub  $s$  und den über die Drehmomentmesswelle aufgenommenen Drehwinkel  $\varphi_M$  bei steigendem

Innendruck  $p$  von 0 bis 1000 mbar in Schritten von 50 mbar mit einem Lastmoment  $M_L$  von 0 Nm (Hub- und Drehwinkelkennlinie bei  $M_L = 0$  Nm). Beide Kurven steigen monoton, wobei sich der Drehwinkel  $\varphi_M$  für Drücke über 500 mbar asymptotisch einem Wert von  $\varphi_M = 100^\circ$  annähert. Beide Kurven weisen einen Wendepunkt im Anfangsbereich auf, der durch das sich einstellende Reibmoment hervorgerufen wird (vgl. Abb. 9 a)). Wird der Hub  $s$  über dem Drehwinkel  $\varphi_M$  für gleiche Druckwerte aufgetragen, so ergibt sich die Schraubenkennlinie des Funktionsmusters für  $M_L = 0$  Nm (vgl. Abb. 6 b)). Die Schraubenkennlinie verläuft bis zu einem Druck von  $p = 500$  mbar nahezu linear. Dies ist der Bereich, in dem sich die Struktur überwiegend entfaltet und der Differenzenquotient einen gemittelten Wert von ca.  $0.25 \text{ mm}/^\circ$  aufweist. Ab diesen Druck nimmt der Differenzenquotient stetig zu. Der Fluidantrieb dehnt sich nahezu linear mit steigendem Innendruck  $p$  in seiner axialen Richtung ( $z_F$  Richtung).



**Abb. 6:** Kennlinien des Funktionsmusters mit  $M_L = 0$  Nm unter steigendem Druck; a) Hub  $s$  und Drehwinkel  $\varphi_M$  in Abhängigkeit des steigenden Druckes  $p$  b) Schraubenkennlinie in Abhängigkeit des steigenden Druckes  $p$

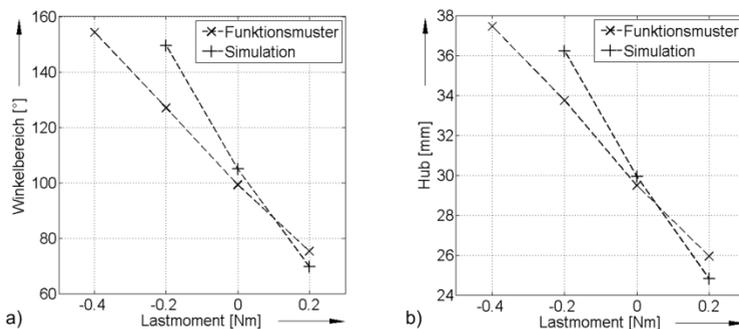
In Abb. 7 a), c) und e) sind die gemessenen Drehwinkel-, Hub- und Schraubenkennlinien unter steigendem Innendruck  $p$  von 0 bis 1000 mbar in Schritten von 50 mbar für die Lastmomente  $M_L$  von  $-0.4$  Nm bis  $0.2$  Nm in Schritten von  $0.2$  Nm abgebildet. Hierbei erzeugt ein negatives Lastmoment  $M_L$  eine steigende Anfangsverdrehung  $\varphi_A$  und ein positives Lastmoment verringert diese.



**Abb. 7:** Gemessene Kennlinien des Funktionsmusters (a, c und e) und simulierte Kennlinien des Modells (b, d und f) bei unterschiedlichen Lastmomenten  $M_L$ ; a) und b) Drehwinkel  $\varphi_M$  und  $\varphi$  in Abhängigkeit des steigenden Druckes  $p$ ; c) und d) Hub  $s$  in Abhängigkeit des steigenden Druckes  $p$ , e) und f) Schraubenkennlinie in Abhängigkeit des steigenden Druckes  $p$

Wird das Funktionsmuster mit Lastmomenten geringfügig kleiner als  $-0.4\text{ Nm}$  bei  $p = 0\text{ mbar}$  belastet, kommt es zu lokalen Instabilitäten und das Funktionsmusters knickt ein (vgl. Abb. 4 c)).

Die gemessenen Drehwinkelkennlinien (vgl. Abb. 7 a)) weisen alle ein monoton steigendes sowie degressives Verhalten und einen Wendepunkt im Bereich unterhalb von  $250\text{ mbar}$  auf. Die Werte für den maximalen gemessenen Drehwinkel  $\varphi_{\text{Mmax}}$  bei der asymptotischen Annäherung an diesen bei  $p = 1000\text{ mbar}$  steigen dabei von  $84.75^\circ$  bei  $M_L = -0.4\text{ Nm}$  über  $94^\circ$  und  $99.25^\circ$  auf  $104.75^\circ$  bei  $M_L = 0.2\text{ Nm}$ . Der von dem Fluidantrieb gemessene durchlaufene Winkelbereich  $\varphi_{\text{BM}}$  verkleinert sich dabei von  $154.25^\circ$  bei  $M_L = -0.4\text{ Nm}$  über  $127^\circ$  und  $99.25^\circ$  auf  $75.25^\circ$  bei  $M_L = 0.2\text{ Nm}$ . Diese nahezu linear abnehmende Kennlinie zeigt die Abb. 8 a). Die gemessenen Hubkennlinien (vgl. Abb. 7 c)) weisen ebenfalls ein monoton steigendes Verhalten und einen Wendepunkt im Bereich unterhalb von  $250\text{ mbar}$  auf. Alle Hubkennlinien nähern sich im Bereich der Dehnung für Drücke oberhalb von  $500\text{ mbar}$  aneinander an. In diesem Bereich hat das Lastmoment  $M_L$  nur einen geringen Einfluss auf die Hubkennlinienschar. Die Werte für den gemessenen Anfang des Hubes  $s_{\text{Mmin}}$  steigen von  $-8.03\text{ mm}$  bei  $M_L = -0.4\text{ Nm}$  über  $-3.88\text{ mm}$  und  $0\text{ mm}$  auf  $3.63\text{ mm}$  bei  $M_L = 0.2\text{ Nm}$ . Der von dem Fluidantrieb gemessene Bereich für den Hub  $s_B$  verkleinert sich dabei von  $37.44\text{ mm}$  bei  $M_L = -0.4\text{ Nm}$  über  $33.74\text{ mm}$  und  $29.48\text{ mm}$  auf  $25.93\text{ mm}$  bei  $M_L = 0.2\text{ Nm}$ . Dieses nahezu linear abnehmende Verhalten zeigt die Abb. 8 b).



**Abb. 8:** Simulierter und gemessener a) Winkelbereich  $\varphi_B$  und b) Bereich des Hubes  $s_B$  jeweils bei  $M_L = -0.4\text{ Nm}$  bis  $0.2\text{ Nm}$  in Schritten von  $0.2\text{ Nm}$ ; (Simulation ohne  $M_L = -0.4\text{ Nm}$ )

Die gemessenen Schraubenkennlinien (vgl. Abb. 7 e)) haben einen monoton steigenden Verlauf bei steigendem Innendruck  $p$ . Sie können, wie in Abb. 6 b) ebenfalls in einen Bereich der Entfaltung unterhalb von  $p = 500$  mbar und des Dehnens oberhalb von  $p = 500$  mbar aufgeteilt werden. In dem Bereich der Faltung sind die Schraubenkennlinien alle nahezu linear, wobei die Länge des linearen Bereichs, dargestellt über die Größen  $\varphi_F$  bzw.  $s_F$ , bei steigendem Lastmoment abnimmt (vgl. Tab. 2 und Abb. 6 b)). Im Bereich der Dehnung des Funktionsmusters ist eine Abnahme von  $\varphi_D$  und  $s_D$  für steigende Lastmomente  $M_L = -0.4$  Nm bis  $0.2$  Nm in Schritten von  $0.2$  Nm zu verzeichnen. Jedoch fällt die Änderung des Hubes um ca.  $1.64$  mm nur gering aus, was auf einen geringen Einfluss des Lastmomentes  $M_L$  auf den Hub  $s$  in diesem Druckbereich hinweist.

**Tab. 2:** Funktionsmuster und Simulation: Größe von  $\varphi_F$  bzw.  $s_F$  für den Faltungsbereich bei  $0 \leq p \leq 500$  mbar sowie von  $\varphi_D$  bzw.  $s_D$  für den Dehnungsbereich bei  $500 < p \leq 1000$  mbar für  $M_L = -0.4$  Nm bis  $0.2$  Nm in Schritten von  $0.2$  Nm

$M_L$ in Nm	Funktionsmuster				Simulation			
	-0.4	-0.2	0	0.2	-0.4	-0.2	0	0.2
$\varphi_F$ in °	131	111	89.75	70.25	-	127.29	91.42	63.64
$s_F$ in mm	25.26	21.33	18.60	15.39	-	23.01	17.31	12.72
$\varphi_D$ in °	23.75	16	9.5	5	31.69	22.28	13.51	5.97
$s_D$ in mm	12.18	11.30	10.88	10.54	13.89	13.21	12.63	12.09

### 3.4 Simulation des nachgiebigen Fluidantriebes

In Abb. 7 b), d) und f) sind die simulierten Drehwinkel-, Hub- und Schraubenkennlinien unter steigendem Innendruck  $p$  von  $0$  bis  $1000$  mbar dargestellt. In der Simulation kommt es beim Aufbringen eines Lastmomentes  $M_L$  von  $-0.4$  Nm zum Einknicken des Modells (vgl. Abb. 4 c). Dies äußerte sich in Konvergenzproblemen und anschließendem Simulationsabbruch. Aus diesem Grund war es in dieser Simulation notwendig, drei Lastschritte zu verwenden. Im 1. Lastschritt wurde der Druck von  $1000$  mbar aufgebracht, im Zweiten das Moment und im 3. Lastschritt wurde der Druck wiederum auf  $0$  mbar erniedrigt. Die Lösung konvergierte im dritten Lastschritt für Drücke  $p$  kleiner  $172.3$  mbar nicht weiter. Dies entspricht einem simulierten Winkel  $\varphi$  von ca.  $-69.75^\circ$  und  $s$  von

ca.  $-19.7$  mm. Dabei entspricht dieser Wert nahezu dem experimentell ermittelten Wert von  $\varphi_M = -70^\circ$  für  $M_L = -0.4$  Nm, bei dem das Einknicken über den nahezu waagerechten Verlauf der Drehwinkelkennlinie angedeutet wird (vgl. Abb. 7 a)).

Die simulierten Drehwinkelkennlinien (vgl. Abb. 7 b)) weisen alle ein monoton steigendes sowie degressives Verhalten auf. Die Werte für den maximalen gemessenen Drehwinkel  $\varphi_{Mmax}$  bei der asymptotischen Annäherung an diesen bei  $p = 1000$  mbar steigen dabei von  $94.39^\circ$  bei  $M_L = -0.4$  Nm über  $99.64^\circ$  und  $104.92^\circ$  auf  $110.10^\circ$  bei  $M_L = 0.2$  Nm. Der von dem Fluidantrieb simulierte durchlaufene Winkelbereich  $\varphi_B$  verkleinert sich dabei von  $149.58^\circ$  bei  $M_L = -0.2$  Nm über  $104.92^\circ$  auf  $69.61^\circ$  bei  $M_L = 0.2$  Nm. Der Wert von  $\varphi_B$  bei  $M_L = -0.4$  Nm ist wegen des Simulationsabbruches nicht auswertbar. Das nahezu linear abnehmende Verhalten zeigt Abb. 8 a).

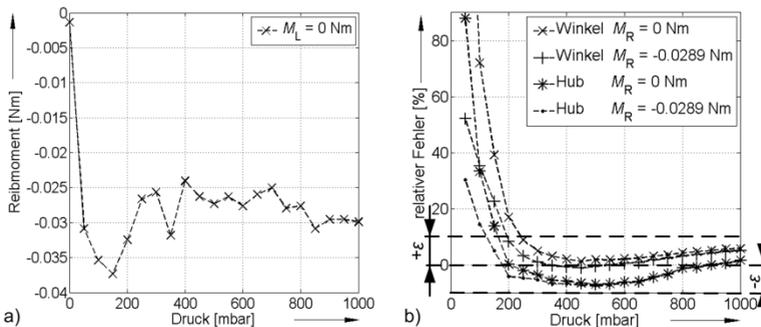
Die simulierten Hubkennlinien (vgl. Abb. 7 d)) weisen ebenfalls ein monoton steigendes Verhalten und einen Wendepunkt im Bereich zwischen 400 und 600 mbar auf. Alle Hubkennlinien nähern sich im Bereich der Dehnung für Drücke oberhalb von 500 mbar aneinander an. Die Werte für den simulierten Anfang des Hubes  $s_{min}$  steigen dabei von  $-6.46$  mm bei  $M_L = -0.2$  Nm über  $0$  mm auf  $5.29$  mm bei  $M_L = 0.2$  Nm. Der Wert für  $s_{min}$  bei  $M_L = -0.4$  Nm ist wegen des Simulationsabbruches nicht auswertbar. Der von dem Fluidantrieb simulierte Bereich für den Hub  $s_B$  verkleinert sich bei  $M_L = -0.2$  Nm von  $36.22$  mm über  $29.93^\circ$  mm auf  $24.81$  mm bei  $M_L = 0.2$  Nm. Der Wert von  $s_B$  bei  $M_L = -0.4$  Nm ist wegen des Simulationsabbruches nicht auswertbar. Dieses nahezu linear abnehmende Verhalten zeigt Abb. 8 b).

Die simulierten Schraubenkennlinien (vgl. Abb. 7 f)) haben einen monoton steigenden Verlauf bei steigendem Innendruck  $p$ . Sie können, wie in Abb. 6 b) ebenfalls in einen Bereich der Entfaltung unterhalb von  $p = 500$  mbar und des Dehnens oberhalb von  $p = 500$  mbar aufgeteilt werden. In dem Bereich der Faltung ist der Schraubenkennlinie nahezu linear, wobei die Länge des linearen Bereichs von  $\varphi_F$  bzw.  $s_F$  bei steigendem Lastmoment abnimmt vgl. Tab. 2.

Im Bereich der Dehnung des Simulationsmodells ist eine Abnahme von  $\varphi_D$  und  $s_D$  für steigende Lastmomente  $M_L = -0.4$  Nm bis  $0.2$  Nm in Schritten von  $0.2$  Nm zu verzeichnen. Jedoch ist die Änderung des Hubes um ca.  $1.80$  mm nur gering.

### 3.5 Berücksichtigung des Reibmomentes des Loslagers

Wird bei einer Messung am Funktionsmusters der Druck  $p$  erhöht und eine Drehung  $\varphi$  und ein Hub  $s$  erzeugt, so wirken die Reibungen in den Führungen und Lagern den beiden Bewegungen entgegen (vgl. Abb. 2). Hierdurch wird theoretisch ein kleinerer Wert für die Drehung  $\varphi_M$  und ein kleinerer Wert für den Hub  $s$  gemessen. Wird das Funktionsmuster ohne Last betrieben, so zeigt die Drehmomentmesswelle für Drücke größer Null das Reibmoment  $M_R$  des Loslagers (2) an (vgl. Abb. 9 a)). Um diesen Einfluss quantitativ auf das Bewegungsverhalten zu erfassen, wurde am Beispiel von  $M_L = 0$  Nm dieser Einfluss auf den relativen Fehler von Hub bzw. Drehung beim Vergleich von Simulation und Messung am Funktionsmuster abgebildet.



**Abb. 9:** Reibmomenten  $M_R$  des Loslagers bei  $M_L = 0$  Nm: a) Reibmoment  $M_R$  in Abhängigkeit des steigenden Druckes  $p$  und b) relativer Fehler des Winkels  $\delta_\varphi$  und des Hubes  $\delta_s$  in Abhängigkeit des steigenden Druckes  $p$  mit und ohne Reibmoment  $M_R$

Die Abb. 9 a) zeigt den Verlauf des Reibmomentes  $M_R$  bei steigendem Druck  $p$ . Der Wert für die Gleitreibung baut sich erst nach der Überwindung der Haftreibung auf und ist erst für Drücke über 0 mbar nach Zustandekommen einer Bewegung messbar. Für die 20 übriggebliebenen Messpunkte konnte die Reibung auf einen Wert von  $M_R = -0.0289$  Nm gemittelt werden. Anschließend wurde eine Simulation, wie unter Kap. 2.2 beschrieben, durchgeführt. Das Reibmoment wurde dabei wie ein Lastmoment aufgebracht. Ausgewertet wurde der relative Fehler bezüglich des gemessenen Hubes  $\delta_s$  und der relative Fehler bezüglich des gemessenen Winkels  $\delta_\varphi$  bei  $M_L + M_R = 0$  Nm und bei  $M_L + M_R = -0.0289$  Nm,

wobei  $M_L = 0 \text{ Nm}$  war (vgl. Abb. 9 b, Wert der relativen Winkelabweichung bei  $M_R = 0 \text{ Nm}$  und  $p = 50 \text{ mbar}$  liegt mit  $\delta_\varphi = 186 \%$  außerhalb des dargestellten Bereiches)). Wird die Reibung bedacht, so liegen die Werte der relativen Winkelabweichung  $\delta_\varphi$  und die Werte der relativen Hubabweichung  $\delta_s$  stets unterhalb derer, bei denen die Reibung nicht berücksichtigt wird. Wird die Differenz aus  $\delta_\varphi$  für reibungslos und reibungsbehaftet bzw. die Differenz aus  $\delta_s$  für reibungslos und reibungsbehaftet für steigende Druckwerte  $p$  gebildet, so ergibt sich jeweils eine monoton fallende Zahlenfolge. Dies zeigt den geringer werdenden Einfluss des Reibmomentes  $M_R$  bei steigendem Druck  $p$  (Zahlenfolgen sind nicht dargestellt). Festzustellen ist, dass sich der relative Fehler für den Winkel  $\delta_\varphi$  bei Beachtung der Reibung über alle Druckwerte verkleinert. Der relative Fehler für den Hub  $\delta_s$  verringert sich für den Druckbereich  $50 \text{ mbar} \leq p \leq 150 \text{ mbar}$  und vergrößert sich für den Druckbereich  $200 \text{ mbar} \leq p \leq 1000 \text{ mbar}$ . Weiterhin ist festzustellen, dass sich der relative Fehler für Winkel  $\delta_\varphi$  und Hub  $\delta_s$  unter Beachtung der Reibung für Drücke von  $p \geq 200 \text{ mbar}$  in einem Epsilonschlauch von  $\varepsilon = \pm 10 \%$  befinden, wohingegen ohne Beachtung der Reibung dieser Epsilonschlauch für beide Werte,  $\delta_\varphi$  und  $\delta_s$ , gemeinsam erst für Drücke  $p \geq 250 \text{ mbar}$  erreicht wird. Somit kann unter Berücksichtigung der Reibung die Gültigkeit des Simulationsmodells über einen größeren Druckbereich gewährleistet werden.

#### 4 Zusammenfassung und Ausblick

Es konnte gezeigt werden, dass das gewählte Simulationsmodell des fluidmechanischen Antriebes zu den an einem Funktionsmuster gemessenen Hub und Drehwinkel für den unbelasteten Zustand in Bereich von  $p \geq 200 \text{ mbar}$  Abweichung  $\leq 10 \%$  liefert. Simulationsmodelle von fluidmechanischen Antrieben können somit unterstützend zur Entwicklung im biomedizinischen oder anderem Anwendungsfall eingesetzt werden. Im weiteren Verlauf müssen durch Vermessung weiterer Funktionsmuster die Reproduzierbarkeit der präsentierten Ergebnisse überprüft werden. Weiterhin sollten zukünftig Einflüsse, wie Fertigungsabweichung, Messungenauigkeiten und alle Reibeinflüsse der Messanordnung näher untersucht und im Simulationsmodell berücksichtigt werden.

## Literatur

- [1] Taheri, B. A.; Knight, R. T.; Smith, R. L.: A dry electrode for EEG recording. In *Electroencephalography and clinical Neurophysiology*, 90 (1994), 376-383
- [2] Ng, W.C.; Seet, H.L.; Lee, K.S.; Ning, N.; Tai, W.X.; Sutedja, M.; Fuh, J.Y.H.; Li, X.P.: Micro-spike EEG electrode and the vacuum-casting technology for mass production: In *Journal of Materials Processing Technology*, 209 (2009), 4434-4438
- [3] Searle, A.; Kirkup, L.: A direct comparison of wet, dry and insulating bioelectric recording electrodes: In *Physiological Measurement*, 21 (2000), 271-283
- [4] Fiedler, P.; Cunha, L. T.; Pedrosa, P.; Brodkorb, S.; Fonseca, C.; Vaz, F.; Haueisen, J.: Novel TiNx-based biosignal electrodes for electroencephalography; *Measurement Science and Technology*, 2011, Vol. 22, No. 12, ISSN: 09570233
- [5] Griebel, S.; Zentner, L.; Böhm, V.; Haueisen, J.: Sensor placement with a telescoping compliant mechanism. In *IFMBE Proceedings of the 4th European Conference of the International Federation for Medical and Biological Engineering*, 22 (2009), Berlin: Springer, 1987-1989
- [6] Griebel, S.; Böhm, V.; Zentner L.: Actuator development based on snail tentacles. In *Proceedings of the 53rd Internationales Wissenschaftliches Kolloquium der Technischen Universität Ilmenau: ISLE (2008)*, 4 Seiten
- [7] Griebel, S.; Klee, S.; Bessler, P.; Zentner, L.; Haueisen, J.: Vorrichtung und Verfahren zum adaptiven aktiven Positionieren und Halten von Sensoren auf oder über der Oberfläche eines biologischen Objektes. *Offenlegungsschrift DE 10 2010 056 099 A1*
- [8] Griebel, S.; Streng, A.; Zentner, L.: Nachgiebiger Fluidantrieb zur Erzeugung einer nahezu exakten bidirektionalen Schraubenbewegung und dazugehöriges Verfahren. *Patentschrift DE 10 2011 104 026 B4*, Veröffentlichungstag: 11.04.2013
- [9] Fiedler, P.; Griebel, S.; Fonseca, C.; Vaz, F.; Zentner, L.; Haueisen, J.: Novel Ti/TiN dry electrodes and Ag/AgCl: A direct comparison in multichannel EEG; *European IFMBE MBEC 2011, (EMBEC 2011)*, Budapest, Hungary, 2011
- [10] Griebel, S.; Fiedler, P.; Streng, A.; Haueisen, J.; Zentner, L.: Erzeugung von Schraubenbewegungen mittels nachgiebiger Aktuatoren.; In *Berichte der Ilmenauer Mechanismentechnik 1 - Mechanismentechnik in Ilmenau*, Budapest und Niš, Ilmenau: Universitätsverlag Ilmenau, 2012, S.91-102
- [11] Streng, A.: Entwicklung und Untersuchung einer nachgiebigen Struktur zur Erzeugung einer rotatorischen Bewegung. *Diplomarbeit, TU Ilmenau (2008)*